

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Bryan Castro Caetano

**MODELAGEM MATEMÁTICA E ANÁLISE DE DESEMPENHO DA
HIBRIDIZAÇÃO DE MOTORES STIRLING OPERANDO COM
BIOGÁS E ENERGIA SOLAR NO BRASIL**

Belo Horizonte

2023

Bryan Castro Caetano

**MODELAGEM MATEMÁTICA E ANÁLISE DE DESEMPENHO DA
HIBRIDIZAÇÃO DE MOTORES STIRLING OPERANDO COM
BIOGÁS E ENERGIA SOLAR NO BRASIL**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC), da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), como requisito parcial à obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Rudolf Huebner

Belo Horizonte

2023

C128m Caetano, Bryan Castro.
Modelagem matemática e análise de desempenho da hibridização de motores Stirling operando com biogás e energia solar no Brasil [recurso eletrônico] / Bryan Castro Caetano. - 2023.
1 recurso online (161 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Rudolf Huebner.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 146-161.
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Combustão - Teses. 3. Metano - Teses. 4. Biodigestor - Teses. 5. Modelagem matemática - Teses. 6. Sustentabilidade - Teses. 7. Biogás - Teses. 8. Energia solar - Teses. 9. Motores Stirling - Teses. 10. Energia - Fontes Alternativas - Teses.
I. Huebner, Rudolf. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

"MODELAGEM MATEMÁTICA E ANÁLISE DE DESEMPENHO DA HIBRIDIZAÇÃO DE MOTORES STIRLING OPERANDO COM BIOGÁS E ENERGIA SOLAR NO BRASIL"

BRYAN CASTRO CAETANO

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Rudolf Huebner (Orientador - Departamento de Engenharia mecânica/UFMG), Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez (Departamento de Engenharia Mecânica/UFLA), Dr. Juan José Garcia Pabón (Departamento de Engenharia mecânica/UNIFEI), Dr. Esly Ferreira da Costa Junior (Departamento de Engenharia Química/UFMG) e Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti (Departamento de Engenharia mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutor em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Tese aprovada no dia 15 de dezembro de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **Rudolf Huebner, Professor do Magistério Superior**, em 04/01/2024, às 19:50, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Juan Jose Garcia Pabon, Usuário Externo**, em 04/01/2024, às 19:57, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Esly Ferreira da Costa Junior, Professor do Magistério Superior**, em 04/01/2024, às 22:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 05/01/2024, às 11:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Carlos Eduardo Castilla Alvarez, Usuário Externo**, em 08/01/2024, às 08:09, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2906631** e o código CRC **190CA744**.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar meu profundo agradecimento a todos que de alguma forma me apoiaram nesta jornada, tornando-a possível e mais leve.

Agradeço ao professor Rudolf Huebner que desde o início se mostrou disposto e motivado a auxiliar no desenvolvimento da proposta. Sua orientação foi muito além deste trabalho, tenho certeza que seus exemplos me farão um profissional melhor.

Aos professores e amigos, Oscar Ricardo Sandoval Rodriguez e Luiz Henrique Jorge Machado, agradeço a parceria que fizemos. Foi um prazer trabalhar ao lado de vocês, grande parte do desenvolvimento deste trabalho e algumas das conquistas que realizei foram de alguma forma graças a vocês.

Muito obrigado também aos meus queridos colegas, Matheus Ungaretti Borges, Nathália Duarte Souza Alvarenga Santos, Vinícius Rückert Roso, Lucimar Venâncio Amaral. Vocês são exemplos de profissionais.

Ao professores Fabrício José Pacheco Pujatti, José Guilherme Coelho Baeta e demais colegas do CTM-UFMG. Meu agradecimento pelo apoio e ensinamentos durante o desenvolvimento do trabalho. Obrigado à vocês pela amizade conquistada!

Agradeço à minha família, aos meus pais, Holenius e Paula e minha irmã Stáphannie. Se cheguei onde estou, foi graças à educação e ao suporte incondicional de vocês.

Obrigado a Deus por ter colocado em meu caminho minha esposa Amanda de Oliveira Pacheco, foi ela quem esteve sempre ao meu lado me apoiando em minhas decisões e me dando forças para continuar nos momentos mais difíceis. Te amo!

Agradecimentos a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001 e ao CNPq (142080/2019-5) pelo suporte.

Enfim, à todos que me apoiaram, saibam que podem contar comigo.

*Não importa se eu tiver uma chance ou não!
Eu tenho que lutar contra você aqui e agora!*

MUMEN RIDER

RESUMO

Atualmente, tanto o setor agropecuário, quanto o setor de produção de energia elétrica são grandes fontes de emissão de gases de efeito estufa. Preocupações com a sustentabilidade e especialmente com os riscos ambientais relacionados às mudanças climáticas, têm influenciado o desenvolvimento de novas tecnologias para produção de potência. Por possuírem combustão externa os motores Stirling podem operar com uma grande variedade de fontes de calor. Desta forma, sua utilização e hibridização tem sido objeto de estudo de diversos trabalhos. A utilização do biogás e da energia solar apresenta uma alternativa interessante para a utilização de uma energia mais limpa, podendo ser utilizada em regiões distantes dos centros convencionais de produção e distribuição, como propriedades rurais, o que representa uma forma ambientalmente adequada de tratamento de bio resíduos e utilização de fontes renováveis. Para comprovar o potencial da hibridização dessas fontes de calor, o presente trabalho tem como objetivo avaliar a viabilidade técnica da implementação de um motor Stirling operando com o calor proveniente da energia solar concentrada e da queima do biogás produzido em biodigestores com resíduos pecuários. É desenvolvido um modelo matemático para realizar a estimativa do desempenho do sistema híbrido, onde é combinado a modelagem do motor Stirling, do disco concentrador, do queimador e do biodigestor. O modelo é testado utilizando condições de contorno similares às condições que o sistema seria submetido se operando no Brasil. O mapa do motor é construído calculando a potência de saída do motor, a quantidade de calor necessária e a sua eficiência térmica para diferentes rotações e temperaturas de aquecimento. A parte do sistema que concentra e coleta a radiação solar é avaliada funcionando nas cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN e utilizando discos concentradores com tamanhos diferentes. Já o desempenho do queimador é avaliado para diferentes geometrias e misturas de biogás. A influência do tipo de biomassa inserido no biodigestor na quantidade de animais, no consumo diário de água e no volume do biodigestor é avaliada para um funcionamento contínuo do sistema híbrido. Os resultados apresentados mostram que a hibridização com a energia solar pode reduzir o consumo de biogás em 30%. Em contrapartida, a utilização de biogás reduz as oscilações na produção de potência utilizando apenas energia solar e permite um funcionamento constante. Considerando os momentos de menor radiação solar disponível, não houveram variações significativas no número de animais necessários quando comparados o sistema operando em Ourinhos e em Natal. Além disso, a quantidade de animais necessários para o funcionamento do sistema híbrido se mostrou praticável no cenário brasileiro, por exemplo, são necessários 20,9 e 20,1 suínos para a produção constante de $1kW$ nas cidades de Ourinhos e Natal, respectivamente. Com isso, a hibridização de motores Stirling utilizando energia solar e biogás produzido de rejeitos da agroindústria como a proposta neste trabalho, apresenta um grande potencial de funcionamento em um país como o Brasil que é privilegiado em incidência de radiação solar e possui uma das maiores agroindústrias do mundo.

Palavras chave: combustão externa; disco concentrador solar; receptor híbrido; metano; biodigestor.

ABSTRACT

Currently, both the agricultural sector and the electricity production sector are major sources of greenhouse gas emissions. Concerns about sustainability and especially environmental risks related to climate change have influenced the development of new technologies for power production. Because they have external combustion, Stirling engines can operate with a wide variety of heat sources. Therefore, its use and hybridization has been the object of study in several studies. The use of biogas and solar energy presents an interesting alternative for the use of cleaner energy, which can be used in regions far from conventional production and distribution centers, such as rural properties, which represents an environmentally appropriate form of bio treatment, waste and use of renewable sources. To prove the potential of hybridization of these heat sources, the present work aims to evaluate the technical feasibility of implementing a Stirling engine operating with heat from concentrated solar energy and the burning of biogas produced in biodigesters with livestock waste. A mathematical model is developed to estimate the performance of the hybrid system, which combines the modeling of the Stirling engine, the concentrator disc, the burner and the biodigester. The model is tested using boundary conditions similar to the conditions that the system would be subjected to if operating in Brazil. The engine map is constructed by calculating the engine's power output, the amount of heat required and its thermal efficiency for different speeds and heating temperatures. The part of the system that concentrates and collects solar radiation is evaluated by operating in the cities of Ourinhos-SP and Natal-RN and using concentrator disks with different sizes. The burner performance is evaluated for different geometries and biogas mixtures. The influence of the type of biomass inserted in the biodigester on the number of animals, daily water consumption and volume of the biodigester is evaluated for continuous operation of the hybrid system. The results presented show that hybridization with solar energy can reduce biogas consumption by 30%. On the other hand, the use of biogas reduces fluctuations in power production using only solar energy and allows constant operation. Considering the moments of lower available solar radiation, there were no significant variations in the number of animals required when comparing the system operating in Ourinhos and Natal. Furthermore, the number of animals needed to operate the hybrid system proved to be feasible in the Brazilian scenario, for example, 20.9 and 20.1 pigs are needed for constant production of $1kW$ in the cities of Ourinhos and Natal, respectively. Therefore, the hybridization of Stirling engines using solar energy and biogas produced from agro-industry waste, as proposed in this work, has great potential for operation in a country like Brazil, which is privileged in the incidence of solar radiation and has one of the largest agro-industry. of the world.

Keywords: external combustion; solar dish concentrator; hybrid receiver; methane; biodigester.

LISTA DE FIGURAS

2.1	Ciclo Stirling teórico.	26
2.2	Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta.	27
2.3	Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta rômbo.	28
2.4	Desenho esquemático dos volumes de controle do motor Stirling.	30
2.5	Desenho esquemático das perdas de calor em um motor Stirling.	31
2.6	Comparação entre diferentes modelos de previsão de desempenho de motores Stirling.	31
2.7	Desenho esquemático dos principais concentradores solares: (A) Calha parabólica, (B) Receptor Fresnel (C) Torre Solar (D) Disco parabólico.	36
2.8	Sistema <i>Dish</i> /Stirling.	37
2.9	Desenho esquemático do queimador de BAUKAL JR (2000)	38
2.10	Desenho esquemático do queimador de ROYCHOUDHURY et al. (2011) ...	41
2.11	Desenho esquemático do queimador de CHO (1997)	41
2.12	Desenho esquemático do queimador de MOMOSE; WATANABE; YAMAGURO (1991).	42
2.13	Desenho esquemático do queimador de KAMEN et al. (2002).	43
2.14	Desenho esquemático do queimador de GAO et al. (2019).	44
2.15	Potencial brasileiro de produção de eletricidade a partir do biogás.	48
2.16	Receptor solar híbrido de sódio. Fonte: LAING; PA LSSON (2002)	53
2.17	Receptor solar híbrido convencional.	54
3.1	Desenho esquemático da metodologia de simulação do motor Stirling.	69
3.2	Parâmetros geométricos e posição dos pistões.	71
3.3	Procedimento para cálculo dos índices politrópicos das câmaras de expansão e compressão. Fonte: Adaptado de BABAELAHY; SAYYAADI (2015a).	77
3.4	Desenho esquemático da metodologia de previsão de desempenho do disco concentrador e receptor solar.	82
3.5	Irradiação solar das principais regiões brasileiras e a localização das cidades, Ourinhos-SP e Natal-RN.	84
3.6	Desenho esquemático da metodologia de simulação do sistema híbrido.	95
3.7	Desenho esquemático do motor Stirling GPU-3.	97
3.8	Domínio computacional para o motor Stirling GPU-3.	98
3.9	Desenho esquemático do conjunto, motor Stirling, queimador de biogás e receptor solar.	99
3.10	Vista frontal do domínio computacional do queimador.	100
3.11	Vista em perspectiva do domínio computacional do queimador.	101
3.12	Diferentes aletas montadas na superfície de aquecimento do motor.	102
3.13	Receptor solar.	104
3.14	Radiação solar incidida na superfície horizontal ao longo do dia para a cidade de Natal - RN (INPE, 2012).	106
3.15	Radiação solar incidida na superfície horizontal ao longo do dia para a cidade de Ourinhos - SP (INPE, 2012).	106
4.1	Potência de saída em função da temperatura de aquecimento e da frequência do motor.	113
4.2	Calor de entrada em função da temperatura de aquecimento e da frequência do motor.	114

4.3	Eficiência térmica em função da temperatura de aquecimento e da frequência do motor.	115
4.4	Consumo volumétrico específico diário em função da temperatura da câmara de expansão para diferentes comprimentos de aleta. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	116
4.5	Consumo volumétrico específico diário em função do comprimento da aleta do queimador para diferentes temperaturas na câmara de expansão. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	117
4.6	Consumo volumétrico específico de biogás em função da temperatura de aquecimento para diferentes λ . $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	118
4.7	Diferença relativa de vfc em função da temperatura de aquecimento para diferentes λ . $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	119
4.8	Menor vfc para cada λ 1,0 a 2,0. $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	120
4.9	Consumo volumétrico específico em função da temperatura de aquecimento para CH_4 variando de 40% a 80%. $\lambda=1,0$, $RH=20\%$	121
4.10	Menor vfc para concentrações de CH_4 variando de 40% a 80%. $\lambda=1,0$, $RH=20\%$	122
4.11	Consumo de biogás e potência produzida pelo motor em função da temperatura de aquecimento para CH_4 variando de 40% a 80%. $\lambda=1,0$, $RH=20\%$	123
4.12	Potência fornecida pelo disco $D-10,5$ (Q_{sol}) e potência a ser suplementada pelo biogás (Q_{bio}) ao longo do dia para a cidade de Ourinhos - SP.	124
4.13	Potência fornecida pelo disco $D-10,5$ (Q_{sol}) e potência a ser suplementada pelo biogás (Q_{bio}) ao longo do dia para a cidade de Natal - RN.	125
4.14	Consumo volumétrico específico em função da temperatura de aquecimento do motor para a cidade de Ourinhos e Natal.	126
4.15	Potência concentrada no receptor solar em função da irradiação de feixe na superfície inclinada para os discos $D-7,5$ e $D-10,5$	127
4.16	Consumo volumétrico específico diário em função da temperatura da câmara de expansão. Cidade: Natal - RN, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$	128
4.17	Número animais e potência de saída para operação constante em função da temperatura de operação para bovinos e suínos. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	130
4.18	Número animais e potência de saída para operação constante em função da temperatura de operação para frangos e caprinos. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	131
4.19	Número de animais necessários para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para diferentes tipos de biomassa. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	133
4.20	Número de animais necessários para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para Caprinos e Frangos. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	134
4.21	Consumo diário de água para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para diferentes tipos de rejeito. Cidade: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	136
4.22	Consumo diário de água para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para diferentes tipos de rejeito. Cidades: Natal-RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	137

4.23	Volume total do biodigestor em função da temperatura de aquecimento rejeitos provenientes de bovinos e suínos. Cidade: Ourinhos-SP e Natal-RN, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	139
4.24	Volume total do biodigestor em função da temperatura de aquecimento rejeitos provenientes de caprinos e frangos. Cidade: Ourinhos-SP e Natal-RN, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	140

LISTA DE TABELAS

2.1	Comparação entre diferentes sistemas de geração de potência utilizando biogás em aplicações estacionárias.	32
2.2	Características básica dos principais concentradores solares. BARLEV; VIDU; STROEVE (2011)	36
3.1	Comparação do cálculo da potência de saída e da calor de entrada do motor entre os valores obtidos pelo modelo PSVL e com resultados experimentais ($T_{wh} = 922 K$ e $T_{wc} = 288 K$).	81
3.2	PCI, ρ e massa molar das espécies químicas CH_4 , CO_2 , H_2S e NH_3 em condições normais de temperatura e pressão. (KENNETH; DONALD, 1999; MOKOMELE et al., 2019; GANESAN, 2012; INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; AZIZ; WIJAYANTA; NANDIYANTO, 2020; BICER et al., 2016)	92
3.3	Especificações de projeto e condições operacionais do motor Stirling GPU-3.	96
3.4	Condições de contorno para a construção dos mapas de desempenho do motor Stirling.	98
3.5	Condições de contorno para o motor GPU-3 durante os testes do trocador de calor do queimador.	101
3.6	Condições de contorno para avaliação da influência da geometria do trocador de calor do queimador no seu desempenho.	102
3.7	Condições de contorno para avaliação da influência do fator λ no desempenho do queimador.	103
3.8	Condições de contorno para avaliação da influência da qualidade do biogás no desempenho do queimador.	103
3.9	Parâmetros geométricos do receptor solar.	105
3.10	Condições de contorno para avaliação da influência da localização no desempenho do sistema híbrido.	107
3.11	Parâmetros para simulação dos discos concentradores.	107
3.12	Parâmetros geométricos dos discos concentradores selecionados.	108
3.13	Condições de contorno para avaliação da influência disco concentrador no desempenho do sistema híbrido.	108
3.14	Potencial de produção de biogás de diferentes tipos de biomassa.	109
3.15	Condições de contorno para avaliação da influência do tipo de biomassa em N_a , H_2O_{dia} e V_{total}	110
4.1	Temperatura adiabática de chama para λ variando de 1,0 a 2,0.	118
4.2	Menor número de animais para a produção contínua de $1kW$ para as cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	134
4.3	Menor consumo diário de água para a produção contínua de $1kW$ nas cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN. $T_{wh}=750K$, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$. .	138
4.4	Menor volume do biodigestor para a produção contínua de $1kW$ em função do tipo de biomassa inserida no motor para as cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$	141

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Siglas

- CFD Dinâmica dos fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics*)
- SP São Paulo
- CSP Energia solar concentrada (*Concentrated solar power*)
- CHP Combinado de calor e potência (*Combined heat and power*)
- SDS Disco solar stirling (*Solar dish Stirling*)
- RN Rio Grande do Norte
- PSVL Análise politrópica do motor Stirling com várias perdas (*Polytropic analysis of Stirling engine with various losses*)
- ORC Organic Rankine Cycle (*Ciclo Rankine orgânico*)
- CAFS Modelo térmico combinado adiabático de velocidade finita (*Combined Adiabatic-Finite Speed thermal model*)
- GPU3 Motor Stirling "Ground Power Unit"
- PFST Modelo termodinâmico de velocidade finita politrópica (*Polytropic-finite speed thermodynamics*)
- SIMPLE Modelos analítico SIMPLE (*Simple analytical model*)
- $k - \epsilon$ Modelo de turbulência
- SONDA Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais

Abreviaturas

- a Fração decimal molar de CH_4
- A_{air} Área de coleta de ar disponível, m^2
- A/C_i Relação estequiométrica ideal entre o ar e o combustível
- A/C_r Relação ar e o combustível real
- A_{disco} Área do prato parabólico, m^2
- A_f Área da aleta, m^2
- Ah_q Área hidráulica do queimador, m^2
- Ah_r Área hidráulica do regenerador, m^2
- A_m Biomassa produzida por animal por dia, $kg.UA^{-1}.dia^{-1}$

- A_q Área de transferência de calor do queimador, m^2
- A_r Área do receptor de ar, m^2
- A_{recep} Área total de troca de calor no receptor, m^2
- A_s Área de sombreamento, m^2
- A_t Área da seção transversal do regenerador, m^2
- A_{util} Área útil do disco concentrador solar, m^2
- b Fração decimal molar de CO_2
- c Fração decimal molar de H_2S
- C Fator de concentração geométrica
- C_xH_y Hidrocarbonetos
- CH_4 Metano
- C_n Calor específico politrópico, kJ/kgK
- CO Monóxido de carbono
- CO_2 Dióxido de carbono
- C_p Calor específico a pressão constante, kJ/kgK
- C_v Calor específico a volume constante, kJ/kgK
- d Fração decimal molar de NH_3
- D_c Diâmetro do cilindro, m
- D_d Diâmetro do pistão deslocador, m
- D_{disco} Diâmetro do prato parabólico, m
- Dh Diâmetro hidráulico, m
- D_{recep} Diâmetro interno do receptor solar, m
- e Excentricidade, cm
- eff Efetividade do regenerador, cm
- e_t Espessura da parede do receptor, m
- f Foco do disco parabólico, m
- Fr Frequência de rotação do motor, Hz
- F_{Re} Fator de atrito
- g Aceleração gravitacional, m/s^2

- G_{sc} constante solar, W/m^2
- H Altura do receptor, m
- H_2O Água
- H_2O_{dia} Consumo diário de água, m
- H_2S Sulfeto de hidrogênio
- $h^{f,298}$ Entalpia de formação a 298 K, kJ/mol
- h^{298} Entalpia a 298 K, kJ/mol
- $h^{T_{ad}}$ Entalpia a temperatura específica T_{ad} , kJ/mol
- h_{comb} Coeficiente de transferência de calor dos gases de combustão para o motor, W/m^2K
- h_{conv} coeficiente de transferência de calor por convecção, $W/(m^2K)$
- h_{rad} coeficiente de transferência de calor por radiação, $W/(m^2K)$
- H_{rt} Tempo de retenção hidráulica, dia
- I_b irradiação horária média mensal do feixe, W/m^2
- I_{bt} média mensal de irradiação horária do feixe no superfície, W/m^2
- I_d irradiação difusa horária média mensal, W/m^2
- I_{db} irradiação horária média mensal experimental em superfície horizontal para Ourinhos, W/m^2
- I_o irradiação extraterrestre para uma superfície horizontal, W/m^2
- J Folga entre o pistão deslocador e o cilindro m
- k Constante do gás
- k_{comb} Condutividade térmica dos gases de combustão $W/(mK)$
- k_f Condutividade térmica do fluido de trabalho $W/(mK)$
- k_f Condutividade térmica do material $W/(mK)$
- k_t Coeficiente de distribuição de nuvem
- l_f comprimento da aleta, m
- l_d Comprimento total do deslocador, cm
- L_{dcr} Comprimento da biela do deslocador, cm
- l_f Altura da aleta, m
- l_p Comprimento total do pistão, cm

L_{pcr} Comprimento da biela do pistão, cm
 l_{reg} Comprimento do regenerador, m
 m Massa do fluido de trabalho, kg
 M_{air} Massa molar de ar, g/mol
 m_b Demanda diária de biomassa, kg/day
 M Massa molar, g/mol
 M_{biogas} Massa molar de biogás, g/mol
 M_c Massa molar de combustível, g/mol
 m_{leak} Massa perdida pelo motor ao cárter, kg
 n Índice politrópico
 N_2 Nitrogênio
 N_a Número de animais necessários, $U.A.$
 n_{air} Número de moles de ar
 n_{biogas} Número de moles de biogás
 n_{dia} Dia avaliado
 n_i Número de moles de uma determinada espécie química contida nos produtos ou reagentes
 NO_x Óxidos de Nitrogênio
 Nu Número de Nusselt
 Nu_{FP} Número de Nusselt para convecção natural em uma placa vertical
 O_2 Oxigênio
 P Pressão do fluido, kPa
 P_{atm} Pressão atmosférica, Pa
 p_m Pressão do espaço de amortecimento, kPa
 P_c Potência na superfície circular, W
 P_{cil} Potência na superfície cilíndrica, W
 PCI Poder calorífico inferior, kJ/kg
 P_g Pressão de saturação da água a uma dada temperatura, Pa
 Pr Número de Prandtl
 Q_{ideal} Calor transferido ideal, W

- Q_{in} Quantidade de calor inserido no motor, W
- Q_{bio} Calor fornecido ao sistema pelo biogás, W
- Q_{conv} Calor perdido por convecção, W
- $Q_{cyl,sur}$ Transferência de calor dos espaços de trabalho para o ambiente, W
- Q_{loss} Calor perdido, W
- Q_{poli} Perda de calor politrópico, W
- Q_{rad} Calor perdido por radiação, W
- Q_{sol} Calor fornecido ao sistema pelo sol, W
- Q_{transp} Perda de calor por transporte, W
- R Constante universal dos gases, $J/(molK)$
- Ra Número Rayleigh
- R_b Razão de irradiação direta na superfície horizontal
- R_c Raio da manivela, cm
- R_{cond} Resistência a condução, mK/W
- R_{conv} Resistência a convecção, mK/W
- RH Umidade relativa do ar, %
- R_t Resistência térmica, mK/W
- R_w Razão de diluição, l/kg
- S_s Curso do deslocador, m
- SO_x Óxidos de enxofre
- t Tempo, s
- t_f espessura da aleta, mm
- T Temperatura do fluido, K
- T_g Temperatura do fluido, K
- $T_{g,avg}$ Temperatura média do fluido, K
- T_{ad} Temperatura adiabática de chama, K
- T_{∞} Temperatura ambiente, K
- u Velocidade do fluido, m/s
- u_{comb} Velocidade dos gases de combustão, m/s

- V Volume instantâneo do motor, m^3
- v_d Velocidade linear do pistão deslocador, m/s
- \dot{V}_{dia} Consumo diário de biogás, m^3/h
- vfc Consumo volumétrico específico de combustível, m^3/kW
- \dot{V}_h Consumo horário de biogás, m^3/h
- v_p Velocidade linear do pistão de potência, m/s
- V_{total} Volume total do biodigestor, m^3
- war Razão molar de água para ar devido à umidade relativa
- W_s Potência de saída do motor, W
- W_{loss} Perdas de potência no motor, W
- y_d Posição do pistão deslocador, m
- y_p Posição do pistão de potência, m

Letras Gregas

- α Absortância do material do receptor
- δ Ângulo de declinação solar, $^\circ$
- ΔT Diferencial de Temperatura entre as câmaras de expansão e compressão, K
- η_f Eficiência da aleta
- η_t Eficiência térmica
- ϵ Emissividade do material
- γ Razão de calores específicos, C_p/C_v
- λ Razão estequiométrica da mistura ar-combustível
- μ Viscosidade do fluido, Ns/m^2
- ν viscosidade cinemática do fluido, m^2/s
- $\omega_{1,2}$ horas em graus, $^\circ$
- ω_n Rotação do motor, rad/s
- ω_h Umidade específica do ar
- ϕ latitude da região, $^\circ$
- Ψ ângulo do aro do prato parabólico, $^\circ$
- ρ Densidade kg/m^3

- ρ_c Densidade do combustível kg/m^3
 ρ_b Densidade da biomassa kg/m^3
 σ Constante de Stefan-Boltzmann, W/m^2K^4
 θ_Z Ângulo zenital do sol, $^\circ$
 θ Posição angular da árvore de manivelas, $^\circ$
 χ Comprimento ao lonco do regeerador, m

Subscritos

- c Espaço de compressão
 CO_2 Dióxido de carbono
 CH_4 Metano
 e Espaço de expansão
 h Espaço de aquecimento
 he Conexão entre o aquecedor e a câmara de expansão
 H_2S Sulfeto de hidrogênio
 k Espaço de resfriamento
 i interno
 NH_3 Amônia
 o Fora
 r Espaço de regeneração
 rc Conexão entre o regenerador e a câmara de compressão
 rh Conexão entre o regenerador e a câmara de expansão
 wc parede da câmara de compressão
 we parede da câmara de expansão
 wh parede do aquecedor
 wk parede do resfriador
 wr parede da câmara do regenerador

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	22
1.1 Objetivo Geral	23
1.2 Objetivos específicos	23
1.3 Contribuições da tese	23
1.4 Estrutura do documento	24
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1 Motores Stirling	25
2.1.1 Stirling tipo Beta	26
2.1.2 Modelagem matemática de motores Stirling	28
2.1.3 Principais aplicações dos motores Stirling	30
2.2 Energia Solar	34
2.2.1 Concentradores solares	35
2.3 Queimadores	37
2.3.1 Queimadores a gás	38
2.3.2 Queimadores e motores Stirling	39
2.3.3 Poluentes	43
2.3.4 Modelagem da combustão	45
2.4 Biogás	47
2.5 Biodigestores	49
2.6 Hibridização de motores Stirling	52
2.6.1 Receptores Híbridos	52
2.7 Estado da Arte	54
2.7.1 Simulações de desempenho de motores Stirling	54
2.7.2 Simulações de Discos concentradores e receptores solar	58
2.7.3 Simulações e testes de receptores híbridos	61
2.7.4 Simulações e testes de biodigestores	65
2.8 Considerações finais da revisão bibliográfica	67
3 METODOLOGIA	68
3.1 Modelo matemático para previsão de desempenho do motor Stirling	68
3.1.1 Análise politrópica dos espaços de trabalho	75
3.1.1.1 Perdas pela transferência de calor não ideal	77
3.1.1.2 Perdas de calor da parede do regenerador	79
3.1.1.3 Perdas de potência	79
3.1.2 Validação do modelo PSVL	80
3.2 Modelo matemático para a previsão de desempenho do disco concentrador e do receptor solar	82
3.2.1 Equações governantes - Disco concentrador solar	83
3.2.2 Equações governantes - Receptor solar	85
3.3 Modelo matemático para previsão de desempenho do trocador de calor do queimador	87
3.3.1 Temperatura adiabática de chama	88
3.4 Modelo de previsão de desempenho do sistema híbrido	90
3.4.1 Dimensionamento do biodigestor	93
3.5 Condições iniciais e de contorno	95
3.5.1 Motor GPU-3	95

3.5.2 Condições de contorno do receptor híbrido	99
3.5.3 Condições de contorno e condições iniciais do trocador de calor e combustão	100
3.5.4 Condições de contorno para a simulação do Disco concentrador e receptor solar	103
3.5.5 Condições de contorno para a simulação do biodigestor	108
3.6 Considerações finais sobre a metodologia	110
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	112
4.1 Mapa do motor GPU-3	112
4.2 Simulação do queimador	115
4.2.1 Influência da geometria no desempenho do trocador de calor.....	115
4.2.2 Influência do fator lambda no desempenho do queimador	117
4.2.3 Influência da qualidade do biogás no desempenho no desempenho do queimador ...	120
4.3 Simulação do disco e do receptor solar	123
4.3.1 Influência da localização do sistema no consumo de biogás	124
4.3.2 Influência do disco concentrador solar no consumo de biogás	126
4.4 Avaliação dos parâmetros de funcionamento do biodigestor	129
4.4.1 Influência da biomassa na produção de biogás.....	129
4.4.2 Influência da biomassa no consumo diário de água	136
4.4.3 Influência da biomassa no volume total do biodigestor	138
4.5 Considerações finais sobre os resultados.....	141
5 CONCLUSÕES.....	143
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	147
REFERÊNCIAS	148

1 INTRODUÇÃO

A energia é considerada fator crucial para o desenvolvimento socio-econômico atual. A utilização da energia elétrica aumenta a cada dia e se torna uma realidade em uma sociedade cada vez mais conectada. Como consequência o aumento dos impactos ambientais decorrentes da sua produção também tem se tornado uma realidade.

Devido a crise do petróleo em 1973, o interesse em fontes alternativas de energia tornou-se ainda mais relevante, pois instabilidades geopolíticas reduziram a sua produção e geraram uma recessão econômica. O desenvolvimento de fontes de energias renováveis faz com uma energia mais limpa ao meio ambiente seja utilizada e que a dependência dos combustíveis fósseis seja reduzida. Durante a conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas de 2015 (*Conference of the Parties - COP21*) foi acordado pela primeira vez, em mais de duas décadas, uma meta conjunta para reduzir as emissões de gases de efeito estufa e definido um roteiro para dar um fim ao domínio dos combustíveis fósseis que durou mais de dois séculos. O acordo, que sucede o protocolo de Kyoto, é considerado por pesquisadores como um grande sucesso diplomático por incentivar o uso energias renováveis.

Algumas fontes de energias renováveis, como por exemplo a solar, possuem natureza intermitente e por isso a sua combinação com outras fontes se faz necessária para uma produção de potência mais constante e mais confiável. A hibridização de usinas solares com bio-combustíveis pode permitir que a sua operação não seja suscetível as oscilações das condições solarimétricas e permite que a sua operação se estenda para além do horário solar.

Afim de estabilizar a produção de potência e estendê-la para intervalos de operação maiores, o uso sistema híbridos permite o uso de radiação solar e/ou combustíveis como fontes de energia. Por possuírem combustão externa os motores Stirling conseguem operar com as mais diferentes fontes de calor. Dentre as diversas aplicações dos motores, a mais comum é associada a discos concentradores solar e a queimadores de combustíveis.

Por ser um combustível que pode ser produzido pela decomposição de diferentes tipos de matéria orgânica, o biogás é considerado um combustível de grande potencial de captura de carbono. Em um sistema híbrido de motor Stirling operando a energia solar e biogás, devido a combustão ser externa ao motor, a qualidade do combustível não é um fator impeditivo ao seu funcionamento. Por isso, a queima do biogás em um sistema híbrido permite a geração de potência de forma sustentável dando um correto uso de um gás de efeito estufa.

1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como principal objetivo avaliar a viabilidade técnica da implementação de um sistema híbrido de geração de potência que utilize biogás e/ou energia solar como fonte de calor no Brasil.

1.2 Objetivos específicos

- Projetar um receptor híbrido para um motor Stirling que possua um queimador de biogás e uma cavidade para receber a radiação solar, permitindo sua operação com as duas fontes de calor ao mesmo tempo ou de maneira isolada.
- Desenvolver um modelo matemático que permita avaliar o desempenho de um sistema híbrido de geração de potência. Para isso, devem ser modelados o motor, o trocador de calor do queimador, o disco concentrador solar e o biodigestor.
- Avaliar a influência de parâmetros que interferem no desempenho do queimador de biogás, como sua geometria, composição do combustível e composição do ar de entrada.
- Avaliar a influência de parâmetros que interferem no desempenho do disco concentrador e do receptor solar, como localização do sistema e geometria do disco.
- Avaliar a influência de parâmetros que interferem na produção de biogás, como tipo o de biomassa inserida, o consumo diário de água e o volume do biodigestor.
- Avaliar o seu funcionamento em diferentes locais do Brasil e avaliar como esta tecnologia pode se encaixar no cenário da pecuária brasileira.

1.3 Contribuições da tese

A principal contribuição desta pesquisa está no ineditismo da análise realizada com um sistema híbrido de produção de potência utilizando biogás e/ou energia solar. A modelagem matemática para a previsão do desempenho do sistema híbrido é realizada considerando que são associados ao motor Stirling um disco concentrador solar, um queimador de biogás e um biodigestor. Além disso, a viabilidade técnica do sistema é realizada utilizando as condições

solarimétricas brasileiras e biomassa proveniente das principais atividades pecuárias praticadas no país.

A modelagem matemática apresentada é importante, pois parâmetros como a geometria do disco concentrador, a geometria do trocador de calor do queimador, a qualidade do biogás e o tipo de biomassa inserido no biodigestor podem ser testados de modo a encontrar os pontos de operação de maior eficiência térmica e menor consumo de combustível.

Por fim, a necessidade de tecnologias para a produção de potência utilizando fontes renováveis e de baixo impacto ambiental, faz com que, a partir dessa pesquisa, sejam desenvolvidos mecanismos que permitam estimar a potência produzida e o consumo de biogás de um sistema híbrido. Assim, torna-se possível o desenvolvimento, o dimensionamento e a otimização de um sistema de acordo com a realidade do local de sua aplicação.

1.4 Estrutura do documento

Este trabalho é dividido em cinco capítulos. No primeiro deles é apresentada uma introdução ao tema, com a definição dos objetivos e da estrutura do documento. O segundo capítulo é subdividido em fundamentos teóricos e em estado da arte. Nele é realizada uma abordagem sobre motores Stirling, discos concentradores, queimadores e biodigestores. No terceiro capítulo são apresentadas as equações governantes necessárias para a modelagem do sistema híbrido e as condições de contorno para cada teste realizado. O quarto capítulo apresenta resultados obtidos nas simulações, são construídos os mapas de operação do motor Stirling em diferentes condições de operação e são discutidos como a variação de parâmetros de funcionamento influenciam no consumo de biogás e no desempenho do sistema híbrido. No quinto capítulo são apresentadas as conclusões observadas e feitas discussões sobre o modelo e sobre os resultados obtidos. Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas que foram necessárias para a construção do documento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo introduz os princípios básicos para o entendimento do funcionamento e previsão de desempenho de motores Stirling, discos concentradores solares e queimadores. As equações necessárias para a modelagem de cada um e as considerações para a hibridização de um motor Stirling solar/biogás são apresentadas. Por fim estudos relevantes sobre o tema são apresentados e utilizados para a elaboração do presente trabalho.

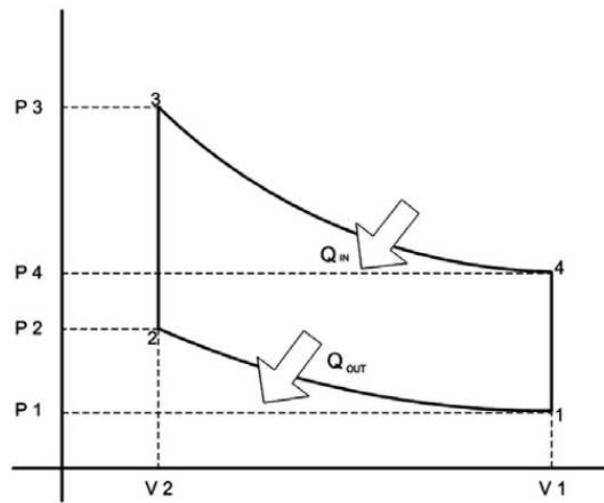
2.1 Motores Stirling

Os motores Stirling são motores de ciclo fechado, não existe entrada e saída de massa ao longo do seu ciclo. Como a adição e rejeição de calor é realizada por condução através das paredes os motores Stirling não fazem distinção do tipo de fonte de calor e podem funcionar com praticamente qualquer fonte de energia, por isso o nome motor de combustão externa.

O ciclo Stirling é geralmente descrito em termos de uma configuração de cinco espaços. Os espaços de trabalho de expansão e compressão do fluido de trabalho e três dispositivos de troca de calor: um aquecedor, que adiciona calor ao fluido; um resfriador que rejeita o calor do fluido para o ambiente; e um regenerador que recupera parte do calor do ciclo e conecta os dois trocadores de calor (CULLEN; MCGOVERN, 2011). A Figura 2.1 apresenta o ciclo Stirling teórico que é composto por quatro etapas, compressão isotérmica (1-2), adição de calor isovolumétrica (2-3), expansão isotérmica (3-4) e rejeição de calor isovolumétrica (4-1). No ciclo real potência e eficiência são reduzidas devidos as ineficiências do processo. Por ser uma máquina térmica regenerativa, estes possuem um dispositivo chamado economizador ou regenerador, que é um tipo de trocador de calor onde o calor do fluido quente é armazenado intermitentemente em um meio de armazenamento térmico antes de ser transferido para o fluido frio. (ALFARAWI, 2020).

Quando comparado com outros motores térmicos, os motores Stirling possuem algumas desvantagens como a baixa relação potência/peso e demora na variação de potência. Entretanto, vantagens como a alta eficiência térmica, a operação silenciosa e segura e a simplicidade mecânica fizeram com que os motores Stirling conseguissem espaço no mercado durante na sua criação. Atualmente, com a necessidade do desenvolvimento de motores mais limpos e com as aplicações estacionárias para produção de potência, desvantagens como a baixa variação na

Figura 2.1: Ciclo Stirling teórico.



Fonte: CULLEN; MCGOVERN (2011).

potência se tornam vantagens relevantes para o seu uso (CHENG; PHUNG, 2021).

Motores Stirling podem ser classificados como ação única e de ação dupla. No primeiro, o fluido é transportado entre dois cilindros e se encontra em contato apenas com um lado do pistão (THOMBARE; VERMA, 2008). Já no segundo, são utilizados vários espaços de trabalho e ambos os lados do pistão são usados para mover o fluido de um espaço para outro (LYNCH; MEIJER, 1975).

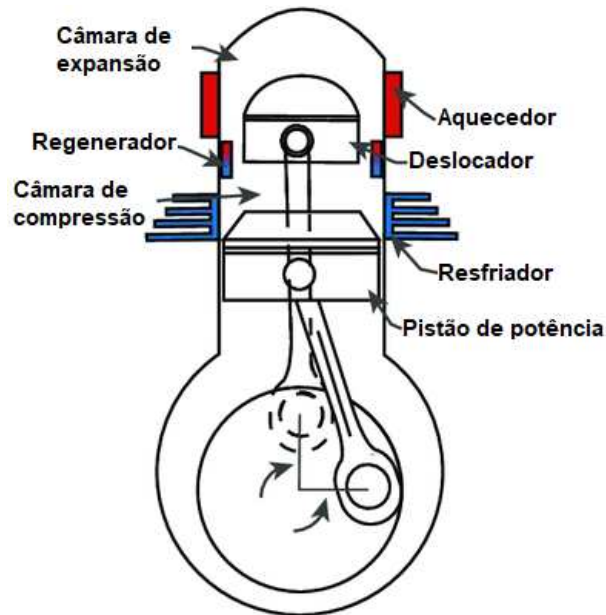
Dentre as três variações básicas, Alfa (BATAINEH, 2018), Gama (CINAR; KARABULUT, 2005) e Beta (TIMOUMI; TLILI; NASRALLAH, 2008), a última possui a estrutura mais compacta e a maior densidade de potência, sendo a mais utilizada em aplicações solares e por isso escolhida como objeto de estudo para este trabalho. Em qualquer uma das variações, o fluido de trabalho ora se desloca para a câmara de expansão e ora se desloca para a câmara de compressão em conformidade com o ciclo Stirling (HIRATA, 1997).

2.1.1 Stirling tipo Beta

No motor Stirling do tipo Beta o pistão de potência e o pistão deslocador estão localizados em um mesmo cilindro. Desta forma, o volume onde as paredes são aquecidas definem a câmara de expansão e o volume onde as paredes são resfriadas e o fluido tem contato com o pistão de potência definem a câmara de compressão (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017). A Figura 2.2 mostra um desenho esquemático de um motor Stirling do tipo Beta.

A variação do espaço de expansão é determinada pelo movimento do deslocador, en-

Figura 2.2: Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta.



Fonte: RANIERI; PRADO; MACDONALD (2018).

quanto que a variação do espaço de compressão é definida simultaneamente pelo pistão de potência e o deslocador (WANG et al., 2016).

O pistão de potência tem a principal função de converter o trabalho gerado pela expansão do fluido e transformá-lo em trabalho de eixo. Diferente dos outros motores Stirling, o tipo Beta possui apenas a folga entre o pistão de potência e o cilindro como ponto de vazamento, por isso, consegue uma melhor vedação e conseqüentemente maiores eficiências (KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2007).

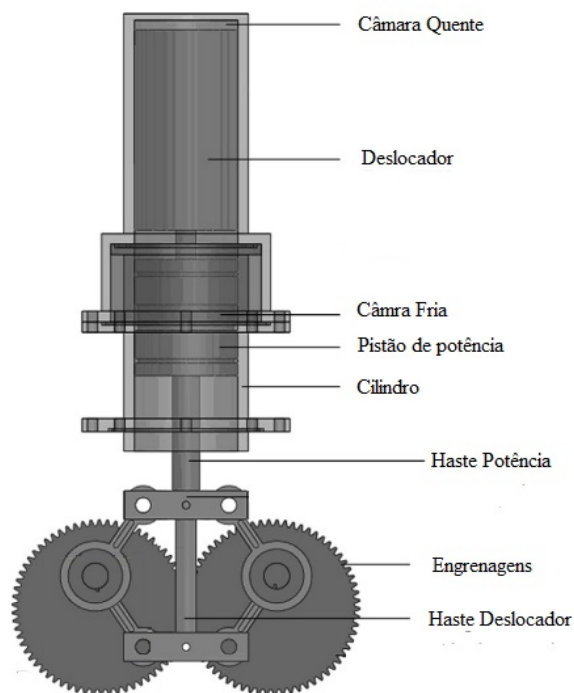
A principal função do pistão deslocador é movimentar o gás entre as câmaras de expansão e compressão do motor através dos canais de ligação. Como a diferença de pressão em suas extremidades é pequena, praticamente este não retira trabalho da expansão do fluido de trabalho. Outro ponto importante a ser observado é que o pistão deslocador possui um gradiente de temperatura em sua estrutura, o que faz com que ele também possua uma função similar ao regenerador, retirando e adicionando calor ao fluido ao longo do ciclo. De acordo (WANG et al., 2016) as temperaturas desenvolvidas no deslocador são tão relevantes que as perdas por radiação devem ser consideradas quando estudado motores operando com altas temperaturas.

O movimento dos pistões de potência e deslocador podem ser determinados de acordo com o sistema de movimentação escolhido. as principais variações para a movimentação dos pistões são o sistema biela-manivela, o sistema de pistão livre e o sistema rômbo. Em todas elas, é mantido o princípio de que o pistão de potência e o deslocador trabalham em um mesmo

cilindro. O mecanismo rômboico de movimentação possui como maior vantagem o movimento coaxial do pistão e do deslocador, sendo silencioso e não apresentando grandes necessidades de lubrificação (CHENG; YU, 2012). Isso faz com que a escolha desse mecanismo seja a mais estudada na literatura e a mais aplicada no desenvolvimento deste tipo de motores, sendo também objeto de estudo deste trabalho.

Desenvolvido originalmente pela empresa Philips em 1900, o mecanismo rômboico tinha como principal objetivo obter um maior balanceamento das forças de inércia entre os pistões de motores de combustão interna. Sendo utilizado pela primeira vez em 1959 em motores Stirling (HARGREAVES, 1991) o movimento dos pistões é perfeitamente coaxial devido ao uso de engrenagens conectadas a hastes rígidas (CHENG; YU, 2012). A Figura 2.3 mostra um desenho esquemático de um motor Stirling do tipo Beta rômboico.

Figura 2.3: Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta rômboico.



Fonte: AKSOY; CINAR (2013).

2.1.2 Modelagem matemática de motores Stirling

A previsão de desempenho de motores Stirling é importante para entender o funcionamento e estimar a sua performance para diferentes condições de operação. Na prática, um modelo matemático que preveja o seu desempenho pode permitir que alterações no projeto para

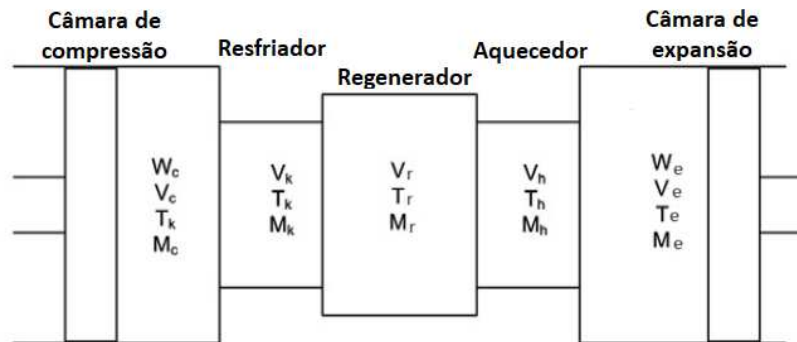
a sua melhoria sejam realizadas antes mesmo de sua construção (IWAMOTO; HIRATA; TODA, 2001). Dentre os modelos disponíveis na literatura pode se afirmar que na maioria dos casos a complexidade e a precisão são proporcionais, para se obter uma maior precisão é necessário utilizar modelos mais complexos e que possuem um custo computacional maior. Os modelos matemáticos podem ser classificados como de primeira, segunda e terceira ordem, sendo os mais conhecidos os apresentados por IWAMOTO; HIRATA; TODA (2001); URIELI; RALLIS; BERCHOWITZ (1977); MARTINI (1978); BEN-MANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER (2017); BABAELAHY; SAYYAADI (2015a). Serão apresentados, neste trabalho, a modelagem matemática utilizadas no seu desenvolvimento, o modelo PSVL (*Polytropic analysis of Stirling engine with various losses - Análise politrópica de motores Stirling com várias perdas*).

É comum encontrar na literatura trabalhos que apresentam modelos de previsão de desempenho que consideram a expansão e a compressão do motor como processos isotérmicos ou adiabáticos (URIELI; BERCHOWITZ, 1984; KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2007; AHMADI et al., 2014; YAQI; YALING; WEIWEI, 2011; BABAELAHY; SAYYAADI, 2014). Entretanto, poucas modelagens matemáticas consideram a expansão e a compressão como processos politrópicos como realmente são. A análise politrópica do motor Stirling considerando várias perdas proposta por BABAELAHY; SAYYAADI (2015b) apresenta uma metodologia para avaliação de índices politrópicos dos espaços de expansão/compressão em função da posição do eixo do motor com base em seus parâmetros de operação. Além disso, a influência da absorção e rejeição de calor do deslocador e o vazamento de massa entre espaços de trabalho foram considerados. As equações diferenciais que compõem o modelo foram numericamente resolvidas utilizando o método Runge-Kutta de quarta ordem. Foi verificado pelos autores que a análise politrópica ideal sozinha não simulou efetivamente o desempenho térmico do motor, entretanto, com a consideração de vários mecanismos de perda foi possível obter um modelo térmico preciso para simular motores Stirling.

em que, $W_{c,e}$ é a potência para compressão e expansão, V , T e M são o volume, a temperatura e a massa do fluido em cada câmara.

Para um entendimento melhor do modelo PSVL, o motor Stirling é dividido em cinco volumes diferentes assim como proposto por URIELI; BERCHOWITZ (1984). A Figura 2.4 apresenta um desenho esquemático dos volumes de controle do motor. São representados a câmara de compressão, o resfriador, o regenerador, o aquecedor e a câmara de expansão e suas principais variáveis de interesse. Desta maneira cada região é avaliada de maneira separada

Figura 2.4: Desenho esquemático dos volumes de controle do motor Stirling.



Fonte: Adaptado de URIELI; BERCHOWITZ (1984).

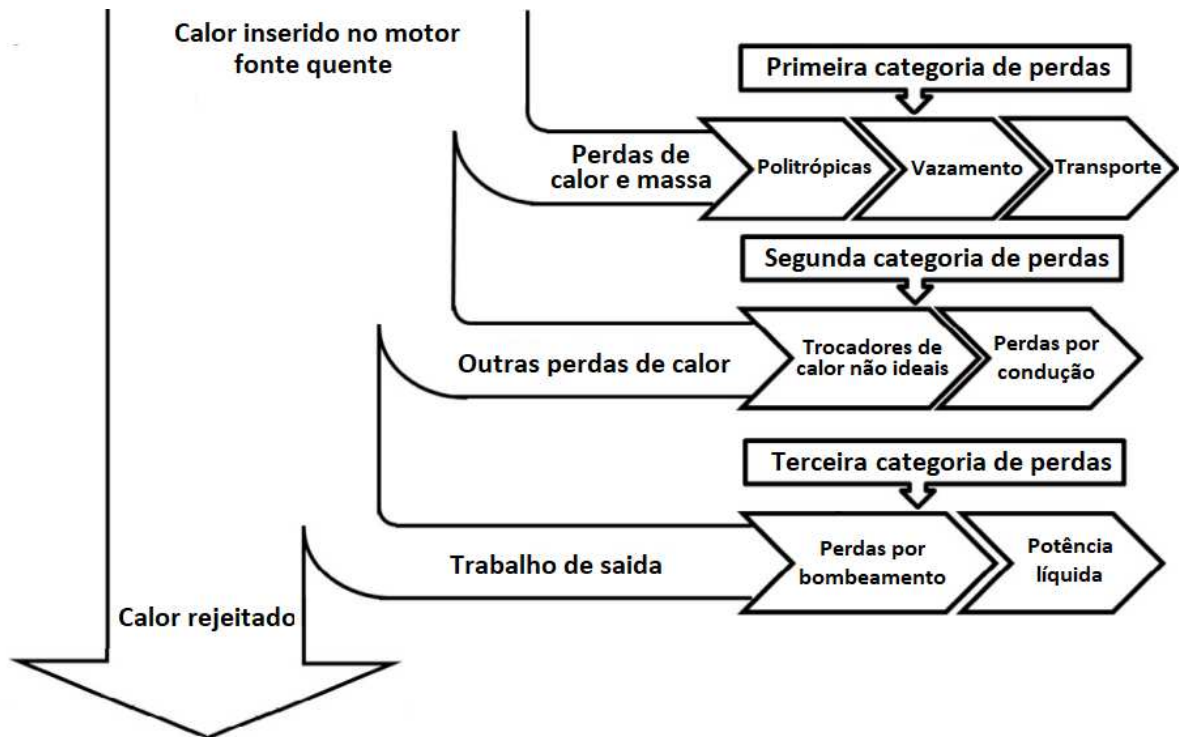
Pode-se dizer que o modelo PSVL considera três categorias de perdas na modelagem de motores Stirling. Na primeira categoria são consideradas as perdas na transferência politrópica de calor e o vazamento e a viscosidade do fluido de trabalho. Na segunda categoria as perdas por transferência de calor não ideal e por condução nos trocadores de calor são avaliadas e utilizadas para corrigir a temperatura das superfícies internas do motor. A terceira categoria de perdas incluiu as perdas por bombeamento e pelo atrito dos pistões e dos componentes que se movimentam. A Figura 2.5 apresenta as três categorias de perdas de potência em um motor Stirling.

De acordo com BABAELAHY; SAYYAADI (2015b) o modelo PSVL consegue estimar o desempenho térmico de um motor Stirling com uma precisão equivalente ou superior aos modelos térmicos disponíveis na literatura que possuem um maior custo computacional. A Figura 2.6 mostra a estimativa da potência e da eficiência térmica de diferentes modelos de previsão de desempenho de motores Stirling. Quando comparado a modelos CFD 3D (Dinâmica dos fluidos computacional - *Computational Fluid Dynamics*) e a modelos de terceira ordem é possível afirmar que o modelo PSVL apresenta resultados muito próximos, porém com uma complexidade e um custo computacional consideravelmente inferior.

2.1.3 Principais aplicações dos motores Stirling

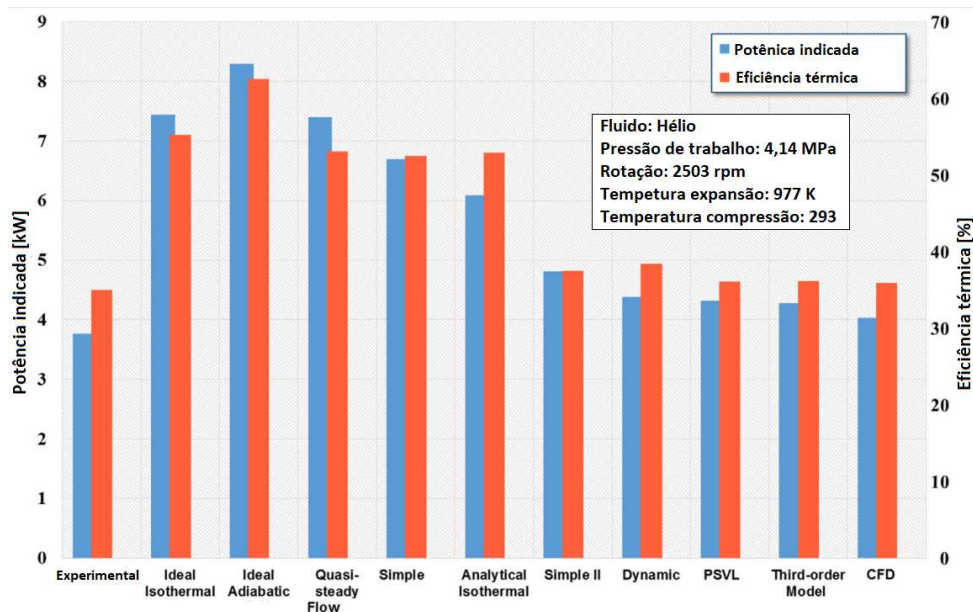
De acordo com SINGH; KUMAR (2018) existem diferentes aplicações para os motores Stirling. Dentre elas, as principais são, sistemas de geração de energia elétrica *on-grid* e *off-grid*, sistemas de micro-cogeração, hibridização e armazenamento, produção e bombeamento de água.

Figura 2.5: Desenho esquemático das perdas de calor em um motor Stirling.



Fonte: Adaptado de BABAELAHY; SAYYAADI (2015a).

Figura 2.6: Comparação entre diferentes modelos de previsão de desempenho de motores Stirling.



Fonte: Adaptado de EL-GHAFOUR; EL-GHANDOUR; MIKHAEL (2019).

O custo da energia elétrica produzida é o principal fator limitante do uso de tecnologias como a fotovoltaica, a torre solar, a calha parabólica e o sistema disco/Stirling (DER MINASSI-

ANS; SANDERS, 2009). O motor Stirling foi relatado como o de menor custo para geração de energia solar na faixa de 1 a 100 KW (GOSWAMI, 2004; KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2003). Os motores Stirling são altamente confiáveis, de baixa manutenção e conseguem alcançar eficiências térmicas superiores a 20% com picos de eficiência de quase 30%, o que excede a eficiência de qualquer outra tecnologia de conversão solar (JAHROMI; BLOKI; FADAEINED-JAD, 2011).

A Tabela 2.1 apresenta uma comparação entre diferentes sistemas de geração de potência utilizando biogás. De acordo com KAPARAJU; RINTALA (2013) plantas de geração de potência utilizando motores Stirling são geralmente de menor escala quando comparadas com outras sistemas. A alguns anos plantas de pequenas escalas possuíam pouco apelo comercial, entretanto, com a necessidade da descentralização da geração de potência e a necessidade do acesso a áreas remotas, sua relevância tem aumentado.

Tabela 2.1: Comparação entre diferentes sistemas de geração de potência utilizando biogás em aplicações estacionárias.

Parâmetro	Motor Diesel	Turbina a gás	Micro turbina	Motor Stirling	Célula de Combustível
Capacidade (kWel) ^a	110-3000	3500-15000	30-300	<150	300-1500
Tamanho	Médio	Grande	Pequeno	Pequeno	Pequeno
Eficiência térmica (%) ^b	40-50	30-50	30-35	35-40	30-40
Nível de purificação	Médio	Médio	Médio	Médio	Alto
Emissão NO_X	Alta	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa
Custo investimento (€/kWel) ^c	400-1100	900-1500	600-1200	1300-1500	3000-4000
Custo operação (€/kWh) ^d	0,01-0,02	0,005-0,010	0,008-0,015	0,003-0,005	0,003-0,010

^a A capacidade varia de acordo com o fabricante.

^b A recuperação de calor é estimada como uma porcentagem da entrada de combustível.

^c Os custos de instalação variam com o tipo e quantidade de equipamento auxiliar.

^d Os custos de operação dependem da qualidade do gás.

Fonte: KAPARAJU; RINTALA (2013).

Em países em desenvolvimento com grandes extensões e povoados de maneira dispersa a distribuição de energia elétrica é um fator limitante para o desenvolvimento humano. A ausência de energia elétrica geralmente vem associada a altas taxas de analfabetismo, falta de acesso a cuidados de saúde e saneamento (MANDELLI et al., 2016). Em áreas rurais, o progresso é limitado aos altos custos de extensão da rede elétrica que se torna economicamente inviável. A geração de eletricidade em pequena escala fora da rede (*off grid*) representa uma das opções mais adequadas para oferecer energia elétrica para regiões isoladas, seja como uma primeira etapa no processo de eletrificação ou como um alicerce para o futuro desenvolvimento da rede (BLYDEN; LEE, 2005; BHATTACHARYYA, 2012).

Esta situação é exacerbada pelo progresso limitado na eletrificação rural devido aos altos custos de extensão da rede que não é compensada por um mercado local. A geração de eletricidade em pequena escala fora da rede representa uma das opções mais adequadas para enfrentar oferecer energia elétrica para o meio rural, seja como uma primeira etapa no processo de eletrificação ou como um alicerce para o futuro desenvolvimento da rede (BLYDEN; LEE, 2005; BHATTACHARYYA, 2012).

Dentre os sistemas de eletrificação fora de rede os motores Stirling CSP (Concentrador solar - *Concentrating Solar Power*) tem se tornado objeto de estudos de alguns pesquisadores (KADRI; ABDALLAH, 2016; GHOLAMALIZADEH; CHUNG, 2018). A natureza modular do sistema o torna particularmente adequado para usinas solares de pequena e média escala podendo operar de forma independente, fora da rede ou híbrido com outro sistema (ABD EL-GHAFOUR; MIKHAEL; EL-GHANDOUR, 2021). Os custos de implementação do sistema ainda são elevados, entretanto, a tecnologia Stirling pode se tornar economicamente viável se funcionando de maneira híbrida, contínua e utilizando diferentes fontes de calor.

A micro-cogeração pode ser definida como o processo de produção de eletricidade e de energia térmica útil com elevada eficiência em pequena escala. O uso de sistemas combinados de calor e potência (CHP - *Combined heat and power*) é baseado no fato de que a geração de eletricidade libera uma grande quantidade de calor normalmente dissipado no meio ambiente. Sendo assim, o uso de CHPs tem como objetivo recuperar o máximo possível da energia térmica residual e disponível e fazer um uso mais eficiente (LAAZAAR; RASSAI, 2018).

Quando associados a motores Stirling, os sistemas de cogeração podem minimizar as perdas de energia, as emissões e o preço de investimento inicial. Os motores Stirling apresentam muitos recursos que são recomendados para as aplicações de micro-cogeração como eficiência energética elevada, um funcionamento silencioso, uma manutenção em intervalos prolongados e uma vida útil longa. Como um resfriamento eficiente se faz necessário (GROSU; DOBRE; PETRESCU, 2015), o calor obtido pode ser utilizado no aquecimento de água, residências ou em processos industriais (VALENTI et al., 2014; ALANNE et al., 2010).

A utilização de sistemas híbridos é uma maneira de aumentar as horas de operação e, portanto, a redução do tempo de retorno dos investimentos. A hibridização só se faz necessária se houver um ganho de funcionalidade no sistema. Para isso, devem ser adicionados dispositivos que possam receber a adição ou a modificação de novos elementos, como receptores, queimadores e sistema de abastecimento de combustível. Por serem multi combustíveis, os

motores Stirling podem operar com as mais diferentes fontes de calor tornando possível sua hibridização (BRAVO et al., 2014).

A hibridização com outra fonte de calor pode permitir o funcionamento do sistema *Dish/Stirling* com menor oscilação e durante um período mais longo. Por permitir estratégias de controle e gerenciamento da produção, a hibridização de sistemas de geração de potência representa uma solução promissora para comunidades isoladas e para a uma produção de energia elétrica mais barata e confiável (JIMENEZ ZABALAGA et al., 2020).

2.2 Energia Solar

De acordo com AHMADI et al. (2018) o desenvolvimento das atividades industriais e a melhoria dos padrões de vida associado ao aumento da população mundial, aumentará significativamente a demanda por eletricidade nos próximos anos. Estudos recentes do clima demonstraram que o aumento da temperatura média global está intimamente relacionado às emissões cumulativas de gases de efeito estufa emitidos ao longo de um determinado período. A queima de combustíveis fósseis tradicionais, como petróleo e carvão, gera emissões de dióxido de carbono e outros gases de efeito estufa (MCGLADE; EKINS, 2015). Desta maneira, é necessário explorar fontes alternativas apropriadas para geração de eletricidade que sejam ambientalmente benignas e sustentáveis (AHMADI et al., 2018).

De acordo com relatório da Agência Internacional de Energia, até 2040 novas fontes de energia renováveis serão desenvolvidas e os atuais sistemas serão melhorados. Com o desenvolvimento de novas fontes renováveis estima-se uma redução de a 82% para 75% no consumo de combustíveis fósseis (IEA, 2016).

Os benefícios ambientais do uso da radiação solar como fonte de energia para geração de potência são bem compreendidos. A energia solar é considerada uma importante fonte de energia limpa e renovável, seu uso pode ajudar a mitigar os efeitos das mudanças climáticas e da poluição do ar, evitando a emissão gases de efeito estufa e outros poluentes pela queima de combustíveis fósseis (AGENCY; BIROL, 2013). O interesse pela sua utilização tornou-se mais significativo após a crise do petróleo em 1973, quando um grande número de projetos de pesquisa foram iniciados para desenvolver tecnologias de energia solar (SUMAN; AHAMAD, 2018). A energia solar é um dos recursos renováveis mais atrativos, pois é limpa, eficiente e permite soluções economicamente viáveis (PAVLOVIC et al., 2017). Além disso, tem sido bastante utilizada como ferramenta no combate a pobreza e incentivando o desenvolvimento

social pelo acesso a energia elétrica em zonas rurais e de baixo desenvolvimento (GEALL; SHEN et al., 2018).

De acordo com AHMADI et al. (2018) o aproveitamento da energia solar tem se tornado viável devido a diferentes fatores, tais como:

- As regiões tropicais e subtropicais recebem grandes quantidades de irradiação solar, a energia solar pode ser uma ferramenta para redução da pobreza e incentivo ao desenvolvimento social.
- A aceitação social da energia solar aumentou nos últimos anos devido as políticas de redução de CO_2 .
- A geração de eletricidade usando a energia solar é relativamente acessível e apropriada para regiões rurais e urbanas.

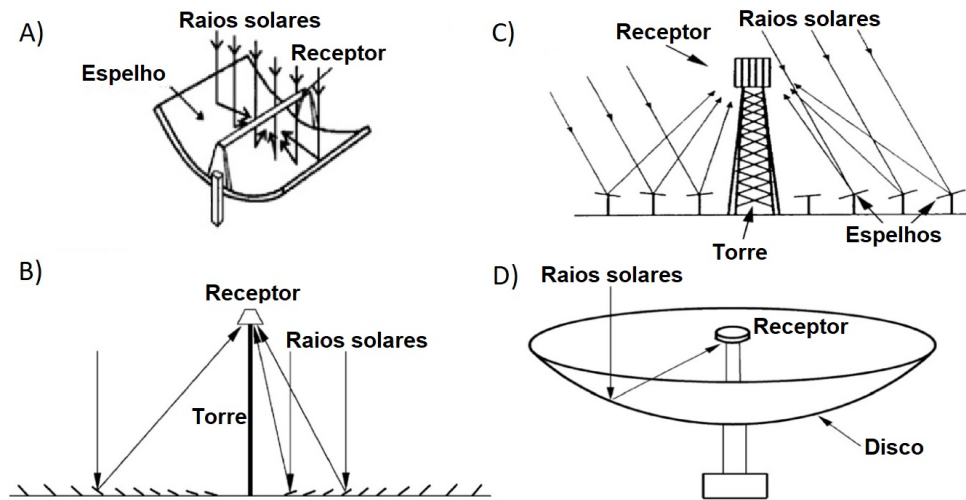
2.2.1 Concentradores solares

De acordo com REDDY; VEERSHETTY (2013) os sistemas de concentração de energia solar podem ser usados efetivamente para converter energia solar em calor. Configurações como, calha parabólica, refletor fresnel, torre solar e disco parabólico são os mais difundidos na literatura para a produção de potência. A Figura 2.7 mostra um desenho esquemático dos principais concentradores solares disponíveis na literatura e a Tabela 2.2 apresenta a principais características de cada concentrador solar.

Dentre os diferentes tipos de concentradores solares disponíveis no mercado o sistema *solar Dish/Stirling* (SDS) é o que alcança as maiores temperaturas e concentração devido à maior eficiência óptica do concentrador e a maior eficiência térmica dos motores Stirling (AWAN et al., 2021). Acredita-se que a tecnologia *Dish/Stirling* supere outras tecnologias CSP, gerando energia com uma maior eficiência e uma maior viabilidade econômica. No entanto, esta tecnologia não tem recebido a devida atenção como outras tecnologias CSP (BATAINEH; TAAMNEH, 2017). De acordo com BEHAR; KHELLAF; MOHAMMEDI (2013) para cada megawatt produzindo utilizando CSP é reduzida a emissão de 1360 *ton* de CO_2 quando comparado com central elétrica de ciclo a carvão.

O sistema CSP consiste em espelhos dispostos em forma parabólica que concentram a irradiação solar em um ponto focal onde o receptor térmico é localizado. No sistema *Dish/Stirling*

Figura 2.7: Desenho esquemático dos principais concentradores solares: (A) Calha parabólica, (B) Receptor Fresnel (C) Torre Solar (D) Disco parabólico.



Fonte: BARLEV; VIDU; STROEVE (2011)

a câmara de expansão do motor é o próprio receptor. Dessa forma, os raios solares são concentrados e transferidos para o fluido de trabalho, e então a energia mecânica é convertida em energia elétrica usando um gerador (ZAYED et al., 2020). Uma menor área de absorção faz com que as perdas no sistema sejam menores e consequentemente sua eficiência seja superior.

Tipo	Calha	Fresnel	Torre solar	Disco
Eficiência térmica	Baixa	Baixa	Alta	Alta
Temp. operação [°C]	50-400	50-300	300-2000	150-1500
Custo	Baixo	Muito baixo	Alto	Muito alto
Razão de concentração	15-45	10-40	150-1500	100-1000
Maturidade da tecnologia	Muito madura	Madura	Mais recente	Recente
Rastreamento	Eixo único	Eixo único	Eixo duplo	Eixo duplo

Tabela 2.2: Características básica dos principais concentradores solares. BARLEV; VIDU; STROEVE (2011)

Para o correto funcionamento dos concentradores solares é necessário que a radiação incida perpendicularmente à superfície refletora e por isso, discos concentradores necessitam que o rastreamento solar seja feito em dois eixos (azimute e elevação) (REDDY; VEERSHETTY, 2013). Um concentrador pode fornecer mais energia por custo unitário do que a um coletor plano. Além disso, os custos podem ser reduzidos pois grande parte da área que seria de absorção pode ser substituída por elementos reflexivos (WYMAN; CASTLE; KREITH, 1980).

O sistema *Dish/Stirling* tem vantagens diversificadas sobre outros sistemas de produção de potência convencionais por causa de sua alta modularidade (3-45 kW) e alta eficiência térmica (ZAYED et al., 2020). ABBAS et al. (2011) afirmam que os sistemas *Dish/Stirling*

conseguem alcançar as mais altas eficiências dentre os sistemas os sistemas de geração utilizando energia solar convertendo quase 31,25% da radiação solar incidida em eletricidade. Sua viabilidade econômica está diretamente associada a quantidade de energia convertida, custos de produção e custos de implementação do sistema. Desta maneira, o projeto, a configuração e as condições solarimétricas do local de instalação devem trabalhar em conjunto REDDY; VEERSHETTY (2013). Um exemplo de sistema *Dish/Stirling* é apresentado na Figura 2.8.

Figura 2.8: Sistema *Dish/Stirling*.



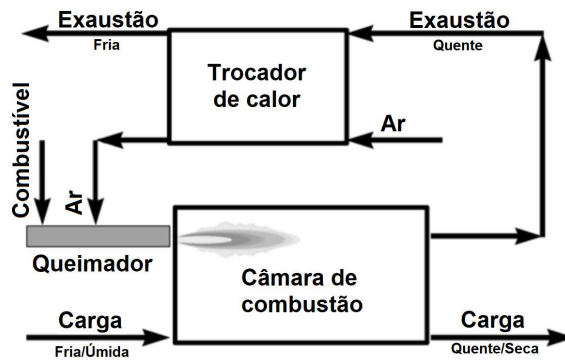
Fonte: BRAVO et al. (2014)

2.3 Queimadores

No passado, o desenvolvimento e a exploração de diferentes tecnologias de combustão eram guiados pela demanda por aço e outros metais. Atualmente, as aplicações de queimadores é bastante variada sendo bastante utilizada na produção de eletricidade. Quatro componentes são importantes para que a energia de uma combustão seja transferida da maneira desejada. O primeiro é a câmara de combustão onde o combustível é misturado a um oxidante e queimado. Os gases de combustão podem ser utilizados para aquecer uma carga adicional ou uma superfície. A carga é o segundo componente, ela pode afetar a forma como o calor é transferido da chama. Geralmente, a chama e a carga ficam localizadas juntas no terceiro componente, a câmara de combustão. O recuperador é o quarto componente, este não é obrigatório, entretanto sua utilização aumenta a eficiência térmica do sistema permitindo a recuperação de parte do ca-

lor inserido no sistema de combustão (BAUKAL JR, 2000). A Figura 2.9 apresenta o desenho esquemático de um queimador e seus principais componentes

Figura 2.9: Desenho esquemático do queimador de BAUKAL JR (2000)



Fonte: BAUKAL JR (2000)

A geometria da chama, a queima alcançada e as propriedades de transferência de calor são diretamente afetadas por diferentes parâmetros, como a geometria da câmara de combustão, a diluição e a qualidade do combustível e do oxidante. A chama é definida pela maioria dos autores como uma série fenômenos térmicos e luminosos. Em equipamentos de aquecimento industrial, como fornos, a chama é iniciada fornecendo uma quantidade de energia de ignição da mistura (BAUKAL JR, 2000). É desejável que a chama seja estável, controlável, segura e com a geometria desejada. Já em casos onde não existe uma pré-mistura de combustível e oxidante, é necessário que a chama seja responsável também por impulsionar os gases e ajudar na diluição dos componentes (LACKNER; PALOTÁS; WINTER, 2013).

Na prática, para o correto funcionamento de um queimador é necessário que este forneça uma quantidade adequada de calor e temperatura para sua aplicação. A caracterização de queimadores é baseada no tipo de combustível utilizado (sólido, líquido ou gasoso), potência de trabalho, consumo e pressão de operação. Outros requisitos adicionais são desejáveis no desenvolvimento de um queimador, como o controle da proporção entre o combustível e o oxidante, a possibilidade de se introduzir outro tipo de combustível ou aditivos, a facilidade de operação e manutenção e uma vida útil longa (LACKNER; PALOTÁS; WINTER, 2013).

2.3.1 Queimadores a gás

Na maioria dos casos, ar atmosférico é utilizado como agente oxidante para realizar a queima do combustível. As propriedades do combustível são de grande importância no projeto da geometria da câmara de combustão, pois a velocidade da queima define o tempo de

permanência da mistura dentro do queimador LACKNER; PALOTÁS; WINTER (2013).

Dentre os combustíveis sólidos, líquidos e gasosos apenas o último será discutido neste trabalho. Combustíveis gasosos como o biogás requerem pouco ou nenhum tipo de pré-processamento, são mais simples de serem misturados e podem alcançar uma queima com maior eficiência. Além disso, a utilização do biogás permite a produção de potência com menores impactos ambientais e de maneira sustentável.

Os métodos de classificação de queimadores não são exatos, mas servem para que um melhor entendimento dos processos possa ser alcançado. De maneira simplificada, a classificação de queimadores a gás pode ser feita com base em como é realizada a mistura entre o agente oxidante e o combustível (LACKNER; PALOTÁS; WINTER, 2013):

- Atmosférico, a câmara de combustão é operada ligeiramente abaixo da pressão atmosférica e o ar introduzido de maneira forçada.
- Injetor, o combustível é introduzido de maneira forçada e por efeito venturi o ar é introduzido.
- Pré-misturado com entrada de mistura de gás-ar,
- Ar forçado, o ar é inserido sob pressão.
- Regenerativos, é adicionado ao sistema regeneradores.

2.3.2 Queimadores e motores Stirling

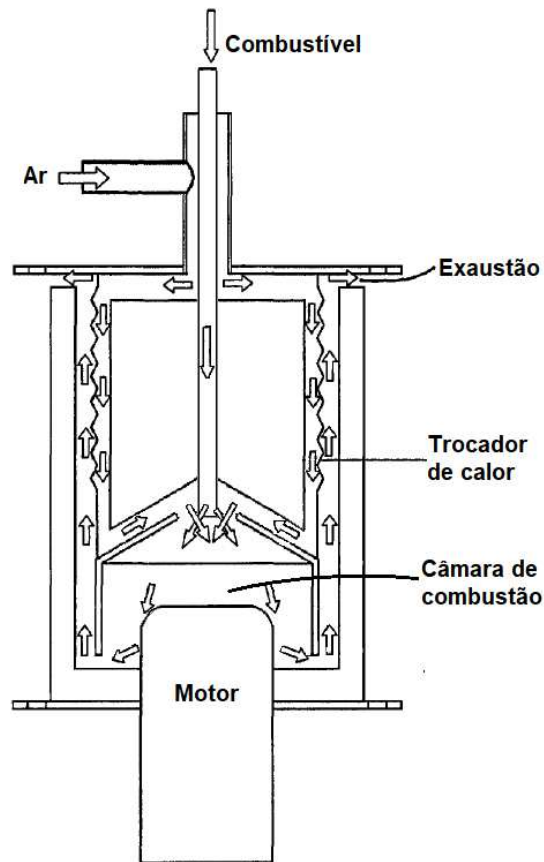
Considerando as formas de aquecimento os queimadores podem ser classificados em direto ou indireto. No aquecimento direto os gases de combustão se misturam com o meio a ser aquecido. Já no aquecimento indireto os gases queimados e o meio a ser aquecido são separados por um material que suporte a temperatura de operação sem ter sua integridade estrutural afetada pelos ciclos térmicos e ao longo do tempo LACKNER; PALOTÁS; WINTER (2013). Como os motores Stirling possuem ciclo fechado não existe contaminação do fluido de trabalho pelos gases de combustão. Por isso, os queimadores utilizados em motores Stirling podem ser classificados como de aquecimento indireto. Devido a existência de um material entre gases de combustão e o fluido de trabalho, a energia a ser transferida tende a ser mais homogênea pela condução do calor pelo materiais (BAUKAL JR, 2000).

Queimadores a gás associados a motores Stirling são bastante difundidos na literatura possuindo um grande número de trabalhos sobre a geometria, métodos de funcionamento e vantagens sobre o seu uso (KAMEN et al., 2002; MOMOSE; WATANABE; YAMAGURO, 1991).

De maneira geral, a maioria dos projetos apresentados de queimadores convencionais para motores Stirling são similares em seu modo de funcionar, incluindo uma câmara de combustão para a queima da mistura ar-combustível, dispositivo para injeção de ar e combustível, dispositivo de ignição, tubos de aquecimento que compõem a câmara de expansão do motor e trocadores de calor que permitem o aquecimento do ar de entrada utilizando a entalpia dos gases de exaustão (CHO, 1997).

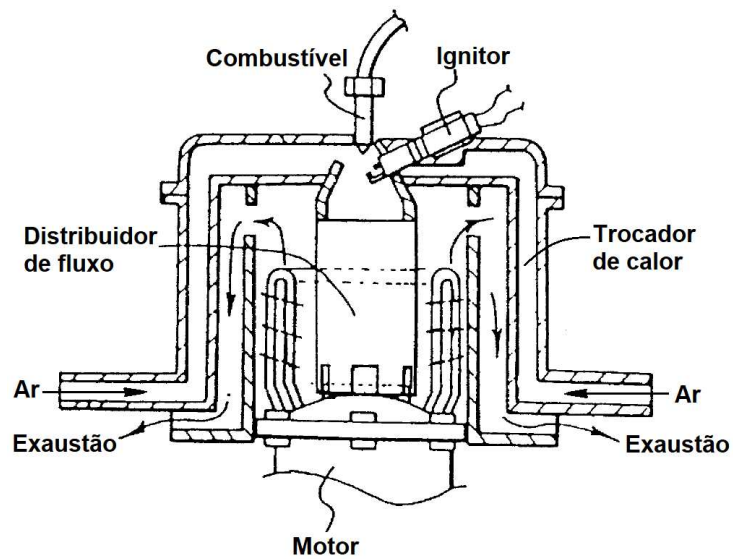
As Figuras 2.10 a 2.11 mostram os projetos desenvolvidos por ROYCHOUDHURY et al. (2011) e por CHO (1997) para queimadores a gás em motores Stirling. Pelas figuras é possível observar que a câmara de expansão dos motores é bastante simples e não possui dispositivos que aumentem a transferência de calor dos gases de combustão para o motor. Nos projetos apresentados ar e combustível são misturados câmara de combustão e o calor é transferido para o fluido de trabalho pelas paredes da câmara de expansão.

Figura 2.10: Desenho esquemático do queimador de ROYCHOUDHURY et al. (2011)



Fonte: ROYCHOUDHURY et al. (2011)

Figura 2.11: Desenho esquemático do queimador de CHO (1997)

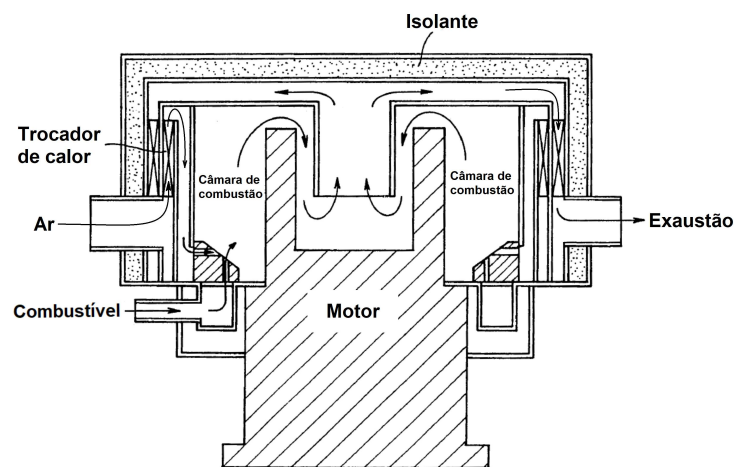


Fonte: CHO (1997)

As Figuras 2.12 e 2.13 mostram os queimadores apresentados nas patentes de MO-MOSE; WATANABE; YAMAGURO (1991) e KAMEN et al. (2002) respectivamente. Desen-

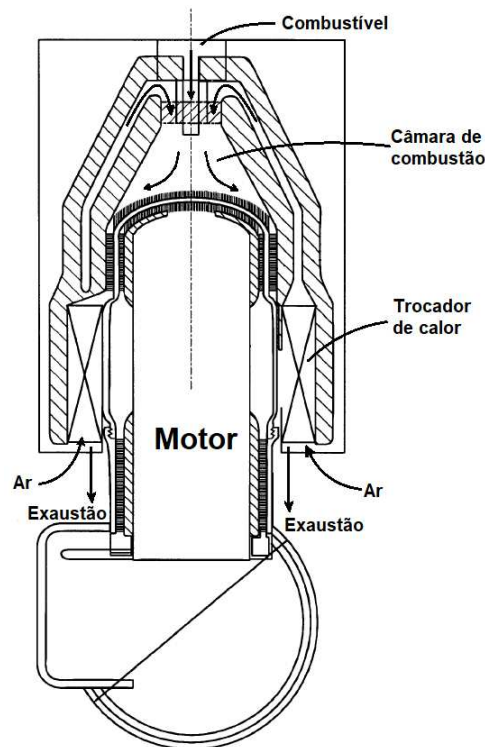
volvidos para operar com motores Stirling que possuem tubos de aquecimento que permitem aumentar a superfície de troca de calor e a taxa de transferência de calor entre os gases de combustão e o motor. Desta maneira, a câmara de combustão envolve toda a superfície que compõe a câmara de expansão do motor forçando através de dutos o gases queimados por entre os tubos. Vale ressaltar que os gases de exaustão trocam calor e aquecem a superfície por onde escoo o ar de entrada aumentando a eficiência do queimador e a temperatura da chama.

Figura 2.12: Desenho esquemático do queimador de MOMOSE; WATANABE; YAMAGURO (1991)



Fonte: MOMOSE; WATANABE; YAMAGURO (1991)

Figura 2.13: Desenho esquemático do queimador de KAMEN et al. (2002).



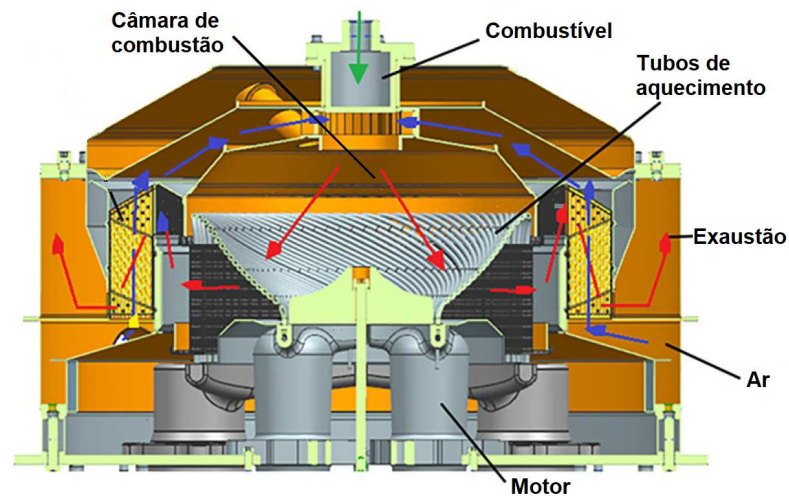
Fonte: KAMEN et al. (2002)

O posicionamento da geometria tubos da câmara de expansão do motor é algo pouco discutido na literatura. Salvo quando aletas são inseridas para aumentar a superfície de troca de calor, na grande maioria dos casos apenas a geometria da câmara de combustão é estudada. A Figura 2.14 apresenta o sistema desenvolvido por GAO et al. (2019), nela é possível observar que o sistema proposto não diverge significativamente dos modelos apresentados anteriormente, entretanto os tubos de aquecimento do motor possuem uma geometria que tenta aproveitar melhor a cinética dos gases de combustão para aumentar a eficiência do queimador. Um ponto negativo é que na grande maioria dos queimadores os gases de combustão envolvem por completo a câmara de expansão do motor e por isso não permitem que a radiação solar possa incidir nas superfícies dificultando uma possível hibridização utilizando radiação solar. Como ponto positivo, o queimador pode apresentar uma grande versatilidade, conseguindo operar com combustíveis líquidos ou gasosos.

2.3.3 Poluentes

Os principais produtos de uma combustão são o dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), nitrogênio (N_2), oxigênio (O_2) e vapor d'água (H_2O). Constituintes secundários

Figura 2.14: Desenho esquemático do queimador de GAO et al. (2019)



Fonte: GAO et al. (2019)

geralmente são formados por impurezas no combustível e pela combustão ineficiente e junto com o CO são considerados uma fonte de poluição. Os poluentes mais comuns são o sulfeto de hidrogênio (H_2S), os óxidos de enxofre (SO_x), os óxidos de nitrogênio (NO_x) e o combustível não queimado (C_xH_y).

Os efeitos biológicos dos poluentes citados podem ser de grande influência ao homem e ao meio ambiente e seus efeitos nocivos tem se tornado uma grande preocupação (DESH-MUKH, 2005). São eles:

- Fuligem - Surge da combustão incompleta de combustíveis, sólidos não queimados ou parcialmente queimados. Por ser muito fina ($0,1-5,0\mu m$), quando inalada pode obstruir os pulmões. Dependendo do tipo de combustível as cinzas podem conter elementos carcinogênicos como chumbo, zinco, vanádio, arsênico, mercúrio, cádmio, níquel, etc.
- Óxidos de enxofre e nitrogênio (SO_x e NO_x) - Se dissolvem e reagem com água para formar ácido sulfúrico ou nítrico podendo ocasionar fenômenos como a chuva ácida. Seus danos podem se estender a fauna, flora e construção civil.
- Monóxido de carbono (CO) - O CO possui uma grande afinidade à hemoglobina reduzindo significativamente a capacidade respiratória e atacando o sistema nervoso. Quando em concentrações superiores a $0,005\%$ na atmosfera pode ser fatal causando asfixia permanente.
- Dióxido de carbono (CO_2) - Este é um produto da combustão completa e um constituinte

principal ($\approx 10-15\%$) dos gases de combustão. A liberação de CO_2 contribui com o aumento do efeito estufa e em concentrações muito elevadas podem causar danos aos sistema nervoso podendo ser fatal.

De acordo com (DESHMUKH, 2005) um queimador bem controlado operando em regime estacionário emite os agentes poluentes em um nível muito inferior do que quando submetido a regimes transientes (início, paradas, rampas de aumento de potência). Assim, existem três maneiras de diminuir a poluição dos produtos da combustão.

- Utilizar queimadores eficientes e otimizados para a aplicação. Reduzindo como consequência o consumo de combustível.
- Utilizar combustíveis específicos para o queimador e economicamente viáveis.
- Remover os poluentes antes de serem liberados na atmosfera (filtros, catalizadores e etc.).

2.3.4 Modelagem da combustão

O uso de motores Stirling operando com queimadores a gás pode ser uma excelente maneira de produzir energia elétrica e de recuperar o calor residual do gases de exaustão (GAO et al., 2019). Devido a natureza multi combustível dos motores Stirling, a fonte de calor utilizada é variada. Pesquisas que avaliam o desempenho de queimadores utilizando combustíveis gasosos (POURMOVAHED; OPPERMAN; LEMKE, 2011; COLMENAR-SANTOS et al., 2016), sólidos (BIEDERMANN et al., 2003; MARINITSCH et al., 2005) e líquidos (ALIA-BADI et al., 2009; FARRA; TZANETAKIS; THOMSON, 2012) mostram que a versatilidade dos motores Stirling pode ser o seu grande diferencial competitivo em relação a outros sistemas. Os métodos de propagação de chama, de condução de calor e o aproveitamento do calor residual do queimador tem se tornado objetos de estudo de muitos pesquisadores no desenvolvimento de queimadores.

Em motores Stirling, os queimadores geralmente são compostos por um queimador principal e um trocador de calor, o gás é injetado por orifícios na entrada do queimador. O ar principal é pré-aquecido utilizando regeneradores e o ar e o combustível são diluídos pela recirculação dos gases dentro da câmara de combustão (ABOU-TAOUK; WETTRELL; ERIKSSON, 2015). Para que queimador e motor possam trabalhar de maneira eficaz é necessário que o projeto seja realizado para que a combustão ocorra da melhor maneira e que o máximo de calor gerado seja transferido ao motor.

Como os motores Stirling possuem ciclo fechado, o calor deve ser inserido no motor através de sua condução nas paredes. Um ponto positivo do aquecimento indireto é que por existir material entre a chama e o fluido de trabalho a distribuição de energia tende a ser mais uniforme. A limitação dos processos de aquecimento indireto é o limite de temperatura que o material intermediário consegue suportar sem falhar. Embora materiais cerâmicos tenham limites de temperatura bastante elevados, outros problemas, como integridade estrutural, ciclos térmicos e oxidação podem reduzir a vida útil do sistema (BAUKAL JR, 2000).

Combustíveis de baixo poder calorífico como o biogás foram negligenciados até o momento devido à abundância e ao baixo preço dos combustíveis fósseis, entretanto, o cenário mundial procura por energias renováveis e de baixo impacto ambiental. A utilização de biogás em queimadores tem se mostrado bastante satisfatória apresentando resultados promissores (HOSSEINI; WAHID, 2014; POURMOVAHED; OPPERMAN; LEMKE, 2011; YATIM; LUTHFI; CHEMILO, 2018).

Quando utilizado em queimadores convencionais para gás natural ou GLP, a injeção de combustível deve ser modificada para que as altas concentrações de CO_2 contidas no biogás não sejam um problema. Além disso, a temperatura interna de um queimador de biogás deve ser mantida mais alta do que a temperatura do ponto de orvalho para evitar a condensação e consequentemente a corrosão devido ao H_2S e ao vapor de água.

Devido à concentração de CH_4 e a quantidade de componentes não combustíveis presentes no biogás, a velocidade e a temperatura da chama da combustão do biogás são inferiores quando comparadas a outros combustíveis. Consequentemente, o fluxos de ar e biogás devem ser reduzidos para evitar a extinção da chama. A velocidade máxima da chama é alcançada na razão estequiométrica de ar/combustível, entretanto, a formação de poluentes como CO é favorecida.

A temperatura da chama e a eficiência de combustão podem ser aumentadas com o aquecimento do ar de entrada utilizando trocadores de calor para retirar parte do calor dos gases de exaustão. A recuperação da energia dos gases de exaustão pode ser realizada de diferentes maneiras, seja com o uso de dispositivos mais complexos como trocadores de calor de placas (GAO et al., 2019) ou até mesmo com a recirculação dos gases de exaustão aos gases de entrada (LAING; PA LSSON, 2002). As principais limitações da recirculação dos gases de exaustão são a diminuição da eficiência da combustão e o aumento da emissão de hidrocarbonetos.

Conforme afirmado por FARIA (2015), para realizar o projeto de um queimador é ne-

cessário que exista uma compreensão dos fenômenos físicos envolvidos no problema. Previsão do desempenho utilizando modelos analíticos ou computacionais permitem resultados próximos da realidade. Ensaio experimentais, quando possíveis permitem alcançar uma precisão ainda maior. De acordo com (ABOU-TAOUK; WETTRELL; ERIKSSON, 2015) a modelagem matemática da combustão em queimadores é bastante discutida por pesquisadores. Modelos de cinética química conseguem estimar com boa precisão as velocidades e temperaturas de chama formadas por hidrocarbonetos leves como o metano. No entanto, a complexidade e o número de reações aumentam significativamente com hidrocarbonetos mais pesados e diferentes tipos de biocombustíveis. Simulações utilizando CFD 3D e modelos de cinética química incluem muitos desafios, tanto em relação à estratégia computacional quanto aos recursos.

2.4 Biogás

Normalmente o biogás é composto por gás metano (CH_4), dióxido de carbono (CO_2) e pequenas quantidades de amônia (NH_3) e sulfeto de hidrogênio (H_2S) (PIND et al., 2003; RASI; LÄNTELÄ; RINTALA, 2011). Sua composição varia de acordo com a matéria orgânica utilizada durante o processo de decomposição, podendo ser dejetos animais, resíduos da produção de alimentos e até mesmo resíduos sólidos urbanos.

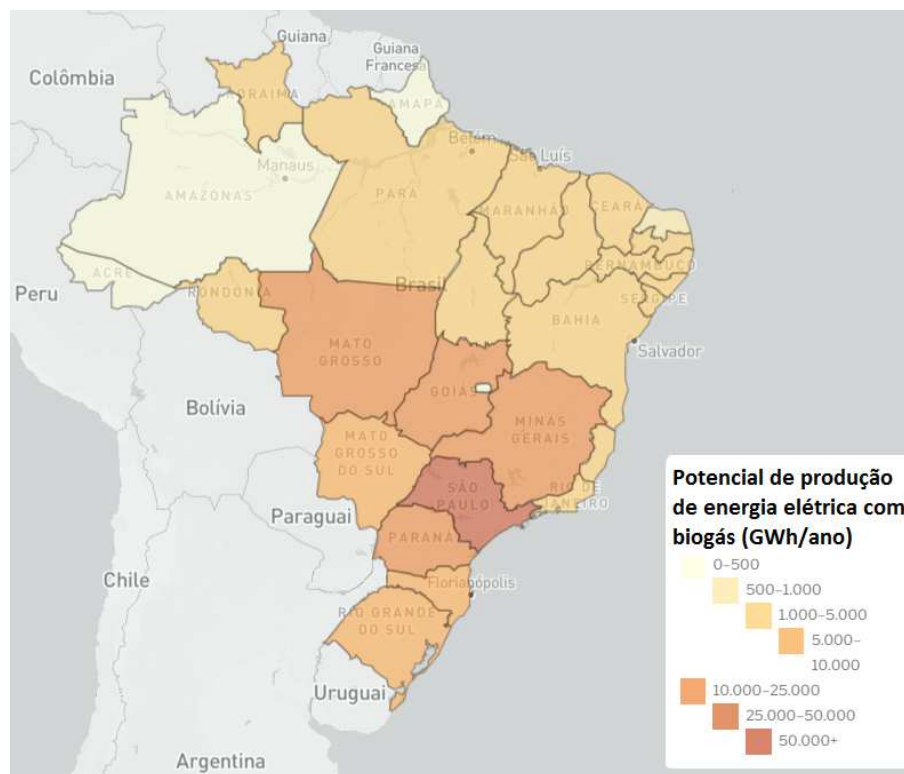
Em sua maioria, os resíduos utilizados apresentam crescentes problemas de destinação e por isso o seu aproveitamento gera impactos positivos ao meio ambiente (KUCZMAN et al., 2018; RATANATAMSKUL; ONNUM; YAMAMOTO, 2014). Além de representar uma solução para os resíduos urbanos e agrícolas, a produção de biogás é uma solução econômica em um contexto de aumento dos preços baseados em combustíveis fósseis, demanda global contínua de combustível e crescente interesse em fontes de energia renováveis (SILVA et al., 2018). Um dos fatores mais importantes que indicam a qualidade do biogás é concentração de metano (RYCKEBOSCH; DROUILLON; VERVAEREN, 2011; ACHINAS; ACHINAS; EUVERINK, 2017).

De acordo com ASSOCIATION (2023) o consumo de biogás tem aumentado significativamente. Na Europa, a produção de biogás atingiu atualmente $18,4 \times 10^9 \text{m}^3$ com o triplo do número de usinas de biometano desde 2011 sendo a maior parte delas construídas na Alemanha. Estima-se que a produção de biogás Europeia seja de aproximadamente $60 \times 10^9 \text{m}^3$ em 2030 e $167 \times 10^9 \text{m}^3$ em 2050. Vários estudos têm sido conduzidos ao redor do mundo para gerar biogás de forma eficiente a partir de resíduos gerados em fazendas e para gerar energia a partir desse

combustível (PIPATMANOMAI; KAEWLUAN; VITIDSANT, 2009). Destacando o crescente impacto do biogás, os Estados Unidos, China e Índia estão investindo em tecnologias alternativas para a produção de biogás a partir de recursos celulósicos (SOETAERT; VANDAMME, 2009; LIN; TANAKA, 2006).

Apesar de ter um dos maiores rebanhos bovinos e suínos do mundo, o Brasil aproveita pouco seu potencial de produção de energia a partir do biogás. Com um cenário em transformação, a produção de biogás e o número de plantas de produção de biometano cresceu 780% nos últimos dez anos (CIBIOGAS, 2019). No território brasileiro as regiões com maior densidade populacional e maior índice de desenvolvimento humano (centro, sudeste e sul) apresentam o maior potencial para implementação de tecnologias que utilizam o biogás (ABIOGÁS, 2021). A Figura 2.15 mostra o potencial de produção de eletricidade a partir do biogás de cada estado brasileiro.

Figura 2.15: Potencial brasileiro de produção de eletricidade a partir do biogás.



Fonte: CIBIOGAS (2019)

O rebanho brasileiro de gado é estimado em 224,6 milhões de cabeças, sendo considerado o segundo maior rebanho bovino do mundo e o maior rebanho comercial (GOV.BR, 2022). Já a produção de suínos é considerada a quarta maior do mundo, com uma produção estimada em mais de 3100 *Ton* em 2019 (AGRICULTURE, 2020). Estudos recentes apresentam produ-

ções biogás de alta qualidade a partir de resíduos pecuários com uma concentração de CH_4 de até 68% (SILVA et al., 2018), apresentando grande potencial como fonte de energia para áreas rurais (FARIA et al., 2017).

2.5 Biodigestores

O biogás é parte do produto da digestão anaeróbia de bactérias que decompõem matéria orgânica. Composto em sua maioria por metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2), o potencial energético do biogás pode ser coletado, armazenado e usado na geração de calor e potência (KRICH et al., 2005; LEMOS CHERNICHARO, 2007).

Resíduos da produção leiteira e suína consistem basicamente em ração e água que passaram pelo trato intestinal e foram digeridos pelos animais. As vantagens ambientais do uso de digestão anaeróbia para resíduos agropecuários incluem a redução de odores, moscas e patógenos, bem como a redução de gases de efeito estufa e outras emissões atmosféricas indesejáveis. A correta estabilização do estrume reduz a demanda bioquímica de oxigênio e o potencial de lixiviação de nitratos e patógenos para águas subterrâneas e superficiais (KRICH et al., 2005).

Biodigestores anaeróbios otimizam o crescimento das bactérias formadoras metano em instalações de tratamento de águas residuais municipais e para processar resíduos industriais e agrícolas (PASSOS et al., 2020). Quando utilizados na pecuária o processo de funcionamento de um biodigestor é dado pelas seguintes etapas (KRICH et al., 2005):

- *Coleta e manuseio* - O projeto do biodigestor é feito levando em conta a quantidade de água e sólidos inorgânicos as serem misturados junto ao estrume, periodicidade da inserção da matéria orgânica e o tipo de biomassa disponível. Por exemplo, para suínos é comum ter-se uma coleta contínua de estrume, já na criação de aves a coleta é feita em ciclos correspondente ao tempo de engorda dos animais.
- *Pré-tratamento* - Incluem triagem, remoção de areia, mistura e/ou equalização de fluxo. A proporção estrume/água é definida para atender requisitos do processo da digestão selecionada. Antes de seguirem para o tanque de digestão o substrato é geralmente diluído em água em proporções pré-definidas para cada tipo de biomassa (APPELS et al., 2011; ANDREWS; JELLEY, 2017).
- *Digestão anaeróbica* - No tanque de digestão a biomassa na forma líquida é digerida pelas bactérias anaeróbicas e convertida em biogás e biofertilizante (APPELS et al., 2011;

ANDREWS; JELLEY, 2017). Na primeira etapa da digestão a decomposição é realizada por ácido pelo crescimento rápido de bactérias acidogênicas. Proteínas, carboidratos, celulose e hemicelulose no esterco são hidrolisados e metabolizados principalmente em ácidos graxos de cadeia curta.

Na segunda etapa, a maior parte dos ácidos orgânicos são metabolizados por bactérias metanogênicas, com o resultado final sendo a produção de uma mistura de aproximadamente 55% a 70% CH_4 e 30% a 45% CO_2 . Por serem sensíveis ao ambiente, um tempo superior a 15 dias, uma faixa estreita de pH superior a 6 e uma temperatura superior $21^\circ C$ são necessários para que as bactérias metanogênicas consigam crescer. O tempo médio de permanência da biomassa no digestor é chamado de tempo de retenção hidráulica (H_{rt}).

Trocadores de calor podem ser utilizados para a manutenção da temperatura do sistema de forma a aumentar a eficiência da conversão da biomassa em biogás pelas bactérias ($35^\circ C$). Além disso, para atingir o crescimento microbiano adequado e aumentar a eficiência da digestão, condições como potencial de hidrogênio, nutrientes, ácidos graxos voláteis, amônia, substâncias tóxicas e misturas de soluções devem ser mantidas em níveis adequados (NOOROLLAHI et al., 2015; YONG et al., 2015).

- *Subprodutos e aproveitamento de efluentes* - Os subprodutos da biodigestão da matéria orgânica são coletados para posterior uso na agricultura. Efluentes líquidos e sólidos do biodigestor são ricos em nitrogênio e minerais e por isso possuem um grande potencial para adubação e correção do solo (PROCHNOW et al., 2009).
- *Recuperação de biogás* - Geralmente o biogás produzido é armazenado em estruturas rígidas ou flexíveis, dependendo do tipo de digestor. O biogás é então direcionado para sistemas de calor e/ou potência. Em sistemas mais simples onde o lançamento de CH_4 na atmosfera é a única preocupação, é comum a sua queima sem fins produção de calor e potência (principalmente em aterros). Na maioria do processos a remoção de H_2S e H_2O se faz necessária para evitar a corrosão dos sistemas de produção de potência. Para algumas aplicações o enriquecimento do biogás com a remoção do CO_2 e a pressurização do combustível se fazem necessárias.

De acordo com BUDZIANOWSKI (2016) o biogás pode ser utilizado de várias maneiras dentre elas as mais comuns são:

- O uso de biogás em motores e turbinas é bastante versátil por ser bastante difundido na literatura. O biogás pode ser utilizado tanto na geração de potência em sistemas estacionários como em veículos automotores. Outra opção é a utilização de biogás em conjunto com outro tipo de combustível, desta maneira, podem ser utilizados diferentes proporções de biogás e outro combustível base.
- Células de combustíveis são uma nova classe de tecnologias de geração de energia convertendo energia química de combustíveis diretamente e com alta eficiência baixo nível de emissões de poluentes. Devido as impurezas contidas no biogás a sua utilização em células de combustível é bastante desafiadora.
- Eficiências térmicas próximas a 20% foram alcançadas utilizando biogás com o ciclo Rankine orgânico (ORC, ou *organic Rankine cycle*). As melhores eficiências térmicas foram alcançadas em razões de compressão entre 1,5 a 2 e temperaturas do ar de 335 a 340K.
- A hibridização de duas (ou mais) tecnologias de energia utilizando biogás permite obter uma eficiência exergética superior a 65% e uma eficiência energética de mais de 80% utilizando sistemas combinados de calor e potência e células de combustíveis. Sistemas híbridos, embora potencialmente possam alcançar altas eficiências térmicas ainda são onerosos e por isso costumam ser economicamente inviáveis em plantas de menor escala.
- A produção de combustíveis como o biometano, biosyngas, biometanol e biohidrocarbonetos superiores são possíveis com a conversão do biogás. Inovações são necessárias na síntese de bicompostíveis provenientes do biogás a fim de melhorar a tecnologia e influenciar seu uso.

Existem vários tipos de digestores anaeróbios e entre eles, segundo CHENG et al. (2013), os mais comuns são o digestor de cúpula flexível (modelo canadense) (DEMEU et al., 2021), o digestor de cúpula fixa (modelo chinês), o digestor de cobertura flutuante (modelo indiano) (KULKARNI et al., 2021) e o reator anaeróbio de manta de lodo ascendente (CHEN et al., 2020). Cada um atende a uma necessidade específica, mas a função principal de um biodigestor não difere entre seus modelos.

2.6 Hibridização de motores Stirling

De acordo com (BRAVO et al., 2014) projetos de queimadores e receptores híbridos para tecnologias *Dish/Stirling* tem se tornado objeto de estudo de vários autores. No sistema *Dish/Stirling* quando a insolação normal direta for menor que o valor do projeto é necessário que uma outra fonte de calor seja inserida no sistema para garantir o seu funcionamento (LAING; REUSCH, 1997). Alguns sistemas de produção de eletricidade utilizando energia solar adicionam ao grupo um gerador elétrico em paralelo que utilize diesel, gás natural ou outros para a estabilização da potência em períodos de isolação inferior ao valor do projeto. A hibridização de sistemas *Dish/Stirling* reduz a oscilação da produção de potência permitindo uma operação contínua, confiável e econômica do motor (MONNÉ et al., 2014). Entretanto, introduz um segundo conjunto de máquinas aumentando a sua complexidade e o seus custos iniciais, de operação e de manutenção. Para que a hibridização do receptor seja competitiva, o custo incremental deve ser menor do que o custo de um sistema que trabalhe de maneira independente LAING; PA LSSON (2002); MORENO et al. (2002).

De acordo com LAING; REUSCH (1997), a hibridização de sistemas de geração de potência solar pode ser um fator decisivo para a entrada dos sistemas *dish/Striling* no mercado. Com eles é possível aumentar a produção de eletricidade de um fator de capacidade de 0,3 usando apenas solar para 0,8-0,9 para o modo híbrido. Um fator de capacidade de uma estação de geração de potência é a proporção entre a produção efetiva da usina e a capacidade total máxima em um período de tempo. Em outras palavras, um fator de capacidade alto significa um tempo para o retorno de investimento no sistema menor, o que aumenta o interesse de investidores.

2.6.1 Receptores Híbridos

No sistema *Dish/Stirling* o receptor no qual a radiação solar incide pode ser alterado para receber a energia da queima de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos ou do calor retirado de momentos onde houve excedente. Com a hibridização do receptor solar o uso de sistemas paralelos, como um motor de combustão interna não se fazem necessários. Podendo assim aumentar a viabilidade econômica do sistema *Dish/Stirling* (MORENO et al., 2002).

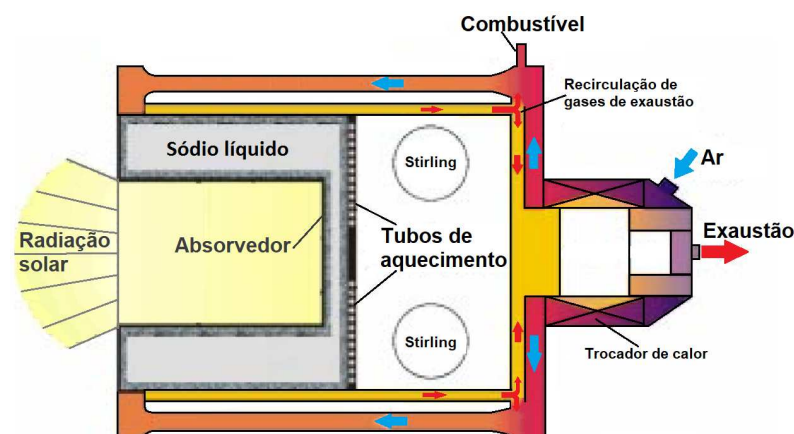
Receptores híbridos para motores Stirling podem ser construídos de duas maneiras. Na primeira o fluido de trabalho recebe o calor dos gases de combustão e da radiação incidida di-

retamente na superfície externa da câmara de expansão do motor. Pelo queimador e a cavidade ótica estarem localizados no mesmo lugar sua otimização pode ser complexa. Sua principal vantagem é a simplicidade construtiva e de manutenção. A segunda maneira utiliza sódio líquido como elemento intermediário para realizar a transferência de calor da cavida ótica e do queimador para o fluido de trabalho. Assim, queimador e receptor solar trabalham de maneira independente e com maior eficiência. Como desvantagem a complexidade e os custos do sistema aumentam consideravelmente (MORENO et al., 2002).

Por receber a energia não uniforme e com altas temperaturas o receptor híbrido é uma das partes mais críticas do sistema *Dish/Stirling*. Uma distribuição do fluxo de calor mais homogênea na câmara de expansão do motor reduz as perdas por transferência de calor e aumenta a vida útil do receptor (LAING; REUSCH, 1997).

É comum encontrar na literatura receptores solares que utilizam sódio entre o motor e a cavidade solar. Os vapores de sódio tem a função de homogeneizar a temperatura nos tubos de aquecimento do motor e permitir que a hibridização com um queimador seja otimizada de maneira independente. A adição do sódio faz com que perdas sejam adicionadas na transferência de calor e que a complexidade mecânica do sistema aumente, tendo como consequência um aumento no custo de fabricação e manutenção (LAING; REUSCH, 1997). A Figura 2.16 mostra um desenho esquemático de um receptor híbrido de sódio.

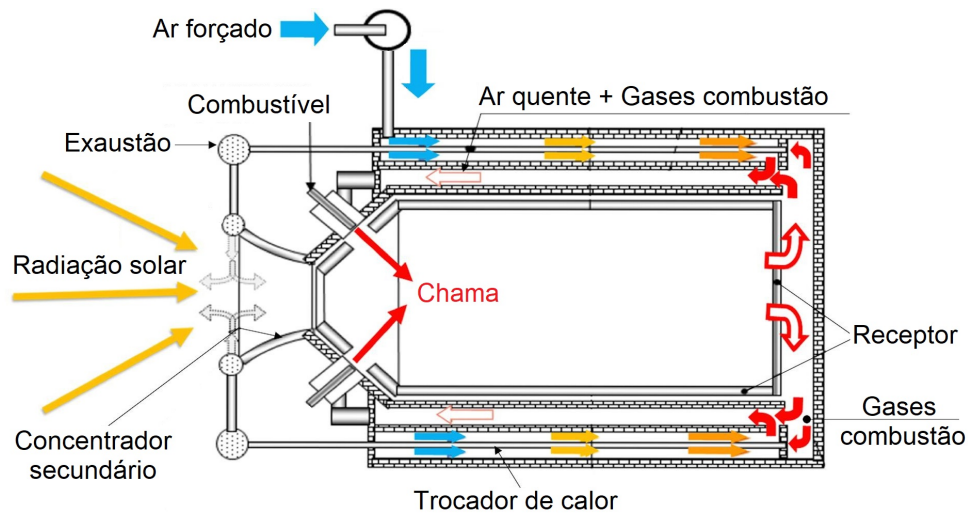
Figura 2.16: Receptor solar híbrido de sódio. Fonte: LAING; PA LSSON (2002)



Receptores híbridos convencionais não utilizam sódio e por isso não conseguem realizar a homogeneização da temperatura na superfície da câmara de expansão do motor com a mesma qualidade que o receptor de sódio. Receptores convencionais possuem uma simplicidade construtiva maior e por isso podem viabilizar a sua utilização quando aplicado em motores Stirling. Neste modelo a radiação solar e os gases de combustão podem se misturar ou não, po-

dendo funcionar de maneira independente ou em conjunto (CHINNICI et al., 2017; CHINNICI; NATHAN; DALLY, 2018; LIM et al., 2016). A figura 2.17 apresenta um desenho esquemático de um receptor híbrido convencional.

Figura 2.17: Receptor solar híbrido convencional.



Adaptado de LIM et al. (2016).

No receptor solar convencional os gases de combustão e os raios solares coexistem no mesmo espaço de maneira que um pode prejudicar o desempenho do outro fazendo que o sistema funcione de maneira ineficiente. Desta maneira, os poluentes e a velocidades dos gases de combustão podem prejudicar a transferência de calor pela radiação solar e a cavidade por onde os raios solares entram interfere no funcionamento do queimador.

2.7 Estado da Arte

2.7.1 Simulações de desempenho de motores Stirling

Com o objetivo de resumir os trabalhos de pesquisa realizados em todo o mundo sobre a previsão do desempenho termodinâmico de motores Stirling AHMADI; AHMADI; POUR-FAYAZ (2017) apresentam uma revisão detalhada dos modelos matemáticos mais difundidos na literatura, como análise termodinâmica de tempo finito, análise termodinâmica de velocidade finita, modelo isotérmico, método adiabático não ideal, modelo adiabático combinado de Velocidade Finita (CAFS) e análise politrópica do motor Stirling com modelo de vários mecanismos de perda (PSVL). De acordo com os autores por incluir vários mecanismos de perda de potência com o modelo PSVL é possível estimar o desempenho térmico de um motor Stirling com mais

precisão que as abordagens térmicas anteriores.

BABAELAH; SAYYAADI (2014) apresentam uma modificação no modelo SIMPLE original com o objetivo de aumentar a sua precisão. No modelo de previsão de desempenho SIMPLE-II o motor foi modelado considerando espaços de expansão e compressão adiabáticos, nos quais o efeito do vazamento de gás do cilindro para o espaço tampão e o efeito vaivém do deslocador foram implementados nas equações diferenciais básicas. Foram consideradas a operação térmica não ideal do regenerador e a condução de calor longitudinal entre o aquecedor e o resfriador através da parede do regenerador. Os resultados obtidos na simulação com o novo modelo foram avaliados por comparação com resultados experimentais apresentando desvios de 20,7% e 7,1% na estimativa da potência de saída e da eficiência térmica, respectivamente. Os autores concluem que mesmo o regenerador sendo a principal fonte de perdas de energia e calor, outros mecanismos de perda têm efeitos razoáveis na potência de saída e/ou na eficiência térmica dos motores Stirling.

BABAELAH; SAYYAADI (2015b) apresentam uma modificação no modelo SIMPLE-II onde processos de expansão/compressão politrópicos são desenvolvidos na estimativa do desempenho de motores Stirling. No modelo PSVL os processos de expansão/compressão adiabáticos são substituídos por processos de expansão/compressão politrópicos a fim de aumentar a precisão do modelo térmico. São incluídos vários mecanismos de perda, como o efeito de vazamento de massa de trabalho e vazamento de calor de expansão para espaços de compressão pelo deslocador. De maneira semelhante à análise SIMPLE, o efeito da recuperação de calor não ideal do regenerador e a queda de pressão hidráulica foram considerados no aquecedor, resfriador e regenerador. Além disso, a magnitude da contrapressão do pistão foi corrigida em termos de velocidade do pistão usando o princípio da termodinâmica de velocidade finita (FST) e o atrito mecânico entre o pistão e o cilindro foi levado em consideração no novo modelo térmico. O modelo PSVL foi testado para o motor GPU-3 Stirling, onde, a potência de saída e a eficiência térmica do motor GPU-3 foram estimadas com desvios de 14,34% e 3,14%, respectivamente.

BABAELAH; SAYYAADI (2015a) propõem uma atualização do modelo de previsão de desempenho PSVL desenvolvido anteriormente. Foram adicionados ao modelo um perfil de temperatura exponencial do gás ao longo do comprimento do regenerador e o acoplamento do mecanismo de transferência de calor por convecção em processos politrópicos de expansão/compressão. Os efeitos das perdas de calor e massa foram implementados em equações dife-

renciais básicas e o sistema de equações diferenciais ordinárias foi resolvido numericamente por métodos de Runge-Kutta de quarta ordem assim como no modelo PSVL original. Testado utilizando os dados do motor GPU-3 Stirling os resultados obtidos foram comparados com os dos modelos térmicos anteriores, bem como dados experimentais. Verificou-se que a correção do PSVL conseguiu ser ainda mais preciso em comparação com o PSVL original.

HOSSEINZADE; SAYYAADI; BABAELAH (2015) apresentam o desenvolvimento do modelo PFST (*polytropic-finite speed thermodynamics*) com base na combinação da análise politrópica de processos de expansão/compressão e o conceito de termodinâmica de velocidade finita com o objetivo de estimar o desempenho de motores Stirling de maneira simples e de baixo custo computacional. Para isso os trabalhos de compressão/expansão e o calor transferido para o aquecedor do motor foram determinados com base na análise politrópica, ao invés de processos isotérmicos do ciclo Stirling ideal. A potência de saída e a eficiência térmica dos motores Stirling foram calculadas como funções de vários parâmetros do motor, de modo que os processos politrópicos foram corrigidos para incluir os efeitos de irreversibilidades internas, incluindo estrangulamento de pressão em trocadores de calor, perdas por atrito mecânico e movimento dos pistões. Notou-se que o modelo PFST, além de seu cálculo simples e de baixo custo, tinha a mesma ordem de precisão de modelos numéricos mais complexos desenvolvidos recentemente.

BABAZADEH; BABAELAH; SAADATFAR (2023) concentram-se no uso de aletas de transferência de calor para aumentar a absorção de energia na seção de aquecimento de um motor solar Stirling. Para isso, o modelo PSVL é aplicado e utilizado para modelar o motor Stirling e verificar o quanto as mudanças na geometria do queimador influenciam no seu desempenho. Com a modelagem do motor, os autores conseguiram propor modificações na geometria do queimador introduzindo aletas de transferência de calor feitas, com geometria única e espessura variável, na seção de aquecimento do motor solar Stirling para aumentar o calor recebido pelo fluido de trabalho. Desta forma os autores concluíram que a utilização de aletas na câmara de expansão aumenta significativamente a potência e a eficiência do motor Stirling.

Modelagens que utilizam dinâmica dos fluidos computacional (CFD) também são bastante difundidas na literatura, com a sua utilização a previsão de desempenho pode ser realizada assim como o estudo de fenômenos internos no motor. Entretanto, modelagens CFD possuem uma complexidade maior e nem sempre oferecem um ganho na precisão dos resultados. Desta

maneira, pelo alto custo computacional seu uso nem sempre é justificado. A seguir são apresentados alguns trabalhos que utilizam CFD como ferramenta na estimativa da potência e da eficiência em motores Stirling.

No trabalho de ABUELYAMEN; BEN-MANSOUR (2018) a dinâmica dos fluidos computacional foi utilizada com o objetivo de comparar o desempenho de três tipos de motores Stirling (α , β e γ) quando submetidos as mesmas condições de contorno. A transferência de calor por radiação interna dentro do motor Stirling é considerada e as propriedades térmicas do ar são consideradas dependentes da temperatura. O modelo é validado utilizando dados experimentais da literatura. Os resultados mostram que o motor Stirling do tipo γ foi capaz de produzir a maior potência e a maior eficiência térmica (9,223W e 9,8%). Seguido pelo motor Stirling tipo β (8,634 W e 7,5%). Já o tipo α alcançou o desempenho mais baixo (0,908W e 1,8%). Após modificações o tipo α teve desempenho melhorado significativamente, alcançando 9,856W com uma eficiência térmica de 10,5%.

ROGDAKIS et al. (2019) desenvolvem um modelo computacional tridimensional com o objetivo de estudar as propriedades do fluido de trabalho e compreender os efeitos da geometria no desempenho do motor Stirling GPU-3. O modelo é verificado com um modelo matemático unidimensional de terceira ordem. Com os resultados obtidos os autores afirmam que a maior parte da queda de pressão pode ser observada nas interfaces entre espaços adjacentes do motor. Isso pode ser justificado pelo atrito do fluido com as paredes do motor e as mudanças na geometria que levam a mudanças bruscas na velocidade do fluido de trabalho. Além disso, um intervalo de tempo de cerca de 60° do ângulo da manivela é definido como o momento em que o gás flui em direções opostas em dois espaços de motor diferentes.

Com o objetivo de apresentar uma caracterização abrangente dos campos de fluxo térmico e fluido durante o ciclo, EL-GHAFOUR; EL-GHANDOUR; MIKHAEL (2019) desenvolveram um modelo computacional tridimensional para a previsão de desempenho do motor Stirling GPU-3. Com base nos resultados apresentados os autores fazem algumas considerações, são elas: Com o modelo de turbulência $K-\epsilon$ *realizable* foi alcançada a maior precisão no cálculo da potência de saída e da eficiência térmica, cerca de 4% quando comparado com dados experimentais. Dentro dos espaços de compressão e expansão, as maiores taxas de transferência de calor ocorrem durante os a expansão devido ao impacto significativo da turbulência. O perfil de temperatura através do regenerador é quase logarítmico. Por fim, pode-se afirmar que o trabalho apresentado contribui com o desenvolvimento de simulações de previsão de desempenho

de motores Stirling e auxiliam no seu projeto e otimização.

CAETANO et al. (2019) apresentam uma combinação de modelos matemáticos com o objetivo de aumentar a precisão da previsão de potência de motores Stirling. Os autores utilizam o modelo de primeira ordem de Schimidt (HIRATA, 1997) e um modelo computacional tridimensional em regime permanente para obter condições iniciais e de contorno para um modelo em regime transiente. Com valores de entrada mais precisos é alcançado um desvio de 2,6% na estimativa da potência indicada do motor. A metodologia apresentada permite a extrapolação para outras condições de operação e para diferentes motores, sendo uma ferramenta crucial no desenvolvimento de motores Stirling.

BITSIKAS; ROGDAKIS; DOGKAS (2020) apresentam um modelo computacional tridimensional com o objetivo de avaliar a transferência de calor entre o fluido de trabalho e a malha do regenerador. De acordo com os autores o perfil de temperatura do gás de trabalho e da malha metálica é linear na maior parte do regenerador, enquanto nas extremidades do regenerador é aproximado por uma equação polinomial de 2ª ordem. As equações apresentadas podem estimar com maior precisão os valores de transferência de calor e temperatura, tanto para fluido quanto para a malha metálica, para um dado instante de tempo e comprimento. Por fim, os autores consideram que os resultados apresentados podem ser usados como dados entrada para a construção de modelos analíticos simples de maior precisão.

Com o objetivo de avaliar a eficácia do projeto do motor Stirling GPU-3 é realizada por EL-GHAFOUR; MIKHAEL; EL-GHANDOUR (2021) uma análise energética e exergética do motor para especificar o impacto de cada tipo de perda no desempenho. Um modelo computacional tridimensional do motor é desenvolvido e validado com dados experimentais disponíveis na literatura. A análise de energia mostra que a perda térmica do regenerador e a potência de bombeamento representam cerca de 9,2% e 7,5% das perdas de calor inseridos no motor. Pela análise de exergia é possível afirmar que os maiores perdas de exergia estão no regenerador e na câmara de compressão. De acordo com os autores com a o modelo apresentado é possível avaliar quais componentes do motor precisam ser redesenhados e otimizados.

2.7.2 Simulações de Discos concentradores e receptores solar

Realizar o projeto de um receptor solar é algo complexo e que requer atenção em diferentes pontos. A homogeneização da temperatura do receptor é necessária para o seu correto funcionamento. Para auxiliar no desenvolvimento da estrutura, modelos matemáticos podem

ser utilizados para prever de maneira confiável o funcionamento do sistema.

LI et al. (2011) utilizam o método de Monte-Carlo para realizar as distribuições do fluxo radiativo de um sistema concentrador parabólico/receptor. O método é validado experimentalmente e um concentrador parabólico ideal é testado. Os perfis de fluxo de radiação obtidos com o método de Monte-Carlo são então transferidos para um modelo computacional tridimensional como condições de contorno para simular matematicamente o escoamento e a transferência de calor na cavidade do receptor, acoplando a radiação, a convecção natural e a condução de calor. Após simulações o modelo computacional é validado experimentalmente. Com os modelos matemáticos obtidos e validados, os autores projetam um receptor solar para motores Stirling conseguindo uma distribuição de temperatura consideravelmente uniforme nos tubos de expansão do motor, alcançando uma eficiência térmica de 60,7%.

Com objetivo de desenvolver uma ferramenta que permita o estudo e a otimização das dimensões da cavidade de um receptor solar para um sistema *Dish/Stirling* com o foco em ganhos na eficiência térmica GIL et al. (2015) apresentam um modelo termodinâmico para a previsão dos parâmetros de operação da cavidade solar utilizando diferenças finitas. De acordo com os autores um dos principais resultados deste trabalho é a avaliação da troca radiativa, onde, para esse propósito, os fatores de visualização de todas as superfícies envolvidas foram calculados com precisão. O modelo desenvolvido permite a variação das dimensões da cavidade e do receptor e os materiais facilitando a sua otimização. SINGH; KUMAR (2018) apresentam uma revisão sobre motores Stirling operando com discos concentradores. Tendo como base diversos trabalhos sobre o tema os autores mostram que o receptor é o componente que mais deve receber atenção quando se deseja aumentar o desempenho do sistema *Dish/Stirling*. Parâmetros como a abertura da cavidade, a absorvidade do material e a velocidade do vento são os que mais influenciam no seu desempenho. Por fim, os autores concluem que o sistema *Dish/Stirling* pode ser uma forma muito eficiente de se gerar eletricidade a partir da energia solar, entretanto, de acordo com os autores, o desenvolvimento dessa tecnologia se faz necessário para que seja competitivo economicamente.

A energia solar pode ser aproveitada de diferentes maneiras, das quais, duas bastante comuns são utilizando painéis fotovoltaicos e concentradores solares. AWAN et al. (2021) avaliam os pontos positivos e negativos dos dois sistemas de produção de eletricidade afim de realizar uma comparação justa entre eles. Ambos os sistemas são submetidos as mesmas condições de contorno, ou seja, mesma capacidade nominal (1MW), irradiância normal direta e

irradiância horizontal global. Os sistemas foram avaliados em função de fatores de desempenho como o fator de capacidade, a eficiência solar elétrica, produção de energia, custo de eletricidade nivelado e valor presente líquido. Os autores concluem que atualmente o sistema fotovoltaico apresenta um fator de capacidade, produção de energia e custo de eletricidade gerado superior ao sistema *Dish/Stirling*.

ZAYED et al. (2021) modelaram matematicamente o dimensionamento óptico, geométrico e a análise térmica em função do diâmetro do concentrador, da temperatura do receptor, da radiação solar direta, da velocidade do vento e da temperatura ambiente de um sistema *Dish/Stirling*. Com o objetivo de determinar a geração de energia e a eficiência geral do conjunto o modelo é validado utilizando as condições meteorológicas chinesas. Os autores mostram o potencial chinês de geração de potência utilizando energia solar, onde concentradores com diâmetros variando de 10 a 17,5m podem produzir uma potência elétrica entre 18,6 e 58,1kW e uma eficiência geral de 23,7 a 24,25%.

A utilização em aplicações solares de motores Stirling originalmente construídos para a utilização de combustíveis fósseis é possível e é este o objetivo do trabalho de ABD EL-GHAFOUR; MIKHAEL; EL-GHANDOUR (2021). A simulação do sistema Dish-Stirling é dividida em três etapas. Na primeira, vários discos parabólicos com diferentes ângulos de borda e número de facetas são testados para projetar o concentrador de forma otimizada. Na segunda etapa diferentes posições relativas da abertura do receptor para o plano focal do prato são testadas para alcançar a posição ideal. Na última, é realizado um projeto para um receptor que envolva os tubos do aquecedor. A simulação do motor com o receptor projetado é realizada com um modelo computacional tridimensional utilizando programa ANSYS FLUENT. Os resultados mostram que uma distribuição de temperatura quase uniforme dos tubos do aquecedor ao longo do ciclo é alcançada. A eficiência térmica geral do sistema é de cerca de 31,8% a uma radiação direta normal de $1000 W/m^2$

SANDOVAL et al. (2019) desenvolvem uma metodologia para avaliar o desempenho de um sistema solar composto por um motor Stirling e um disco concentrador parabólico. Os autores dividem a metodologia apresentada em quatro partes, modelo teórico de irradiação solar, modelo do disco concentrador solar, modelo térmico de receptor e modelo de previsão de desempenho do motor Stirling. O modelo é testado utilizando as condições solarimétricas da cidade Natal-RN, fornecidas pelo projeto brasileiro SONDA. O método de Monte Carlo de traçado de raios é utilizado com o *software* Tonatiuh e o modelo modificado de Iwamoto é uti-

lizado para estimar o desempenho do motor. Além dos cálculos da produção potência do motor e sua eficiência, os autores afirmam que o nordeste brasileiro possui um grande potencial para produção de energia a partir da energia solar e que a viabilidade técnica de outros lugares do Brasil deve ser verificada.

KHOSRAVI et al. (2019) apresentam o efeito de diferentes variáveis na geração de potência e eficiência de um motor Stirling operando com disco concentrador solar no Brasil. Uma abordagem com inteligência artificial é utilizada com os modelos apresentados por SANDOVAL et al. (2019) para o sistema *Dish*/Stirling. Os métodos de inteligência artificial são, rede neural do tipo método de grupo de manipulação de dados, sistema de inferência neurofuzzy adaptativo e rede neural perceptron multicamada. Sendo os dois últimos otimizados com ensemble de partículas e algoritmo genético. A produção de potência, a eficiência global, o calor inserido, a temperatura de aquecimento e a velocidade do motor são selecionados como objetivos. Os autores mostram que o uso de inteligência artificial pode oferecer uma boa previsão de desempenho do sistema *dish*/sistema Stirling. Sendo que, de acordo com os indicadores estatísticos, o método de inferência neurofuzzy adaptativo apresenta os melhores resultados dentre métodos utilizados.

2.7.3 Simulações e testes de receptores híbridos

A fim de avaliar o desempenho de receptores híbridos solares utilizando sódio, LAING; REUSCH (1997) avaliaram experimentalmente um receptor solar para um sistema *Dish*/Stirling de 9 kWe. Acumulando 950 horas de funcionamento o sistema alcançou picos de eficiências líquidas de 18% e eficiências médias 15,4%. A temperatura operacional do motor foi de 700°C, já temperatura do sódio receptor foi de 820°C. De acordo com os autores as altas temperaturas incididas no receptor fragilizaram a superfície da câmara de expansão do motor e geraram um vazamento do fluido de trabalho. O motivo da falha é desconhecido, de acordo com os autores, a explicação mais provável é que os óxidos de sódio bloquearam a estrutura capilar ocasionando a seu colapso.

Com o objetivo de entender o funcionamento de um sistema híbrido para motores Stirling, MORENO et al. (1999) projetaram e desenvolveram um protótipo de receptor híbrido. Com o foco na simplicidade, no baixo custo e na robustez, foi construído um queimador de gás natural pré-misturado que aquece um receptor de sódio com aletas. O sódio aquecido é o responsável por transferir o calor gerado pela combustão e pela radiação solar incidida para

o motor. O trabalho mostra a viabilidade de um conceito de receptor híbrido para sistemas *Dish/Stirling* por testes em escala. Os testes realizados apresentaram eficiência, perdas de pressão, comportamento e temperaturas do material aceitáveis e baixas emissões de poluentes na combustão. Os autores também mostram que o pré aquecimento dos gases de entrada se fazem necessários e um valor de 640°C sem pré-ignição é possível. Com os resultados experimentais foi possível desenvolver modelos matemáticos para a previsão de desempenho de receptores híbridos, permitindo o desenvolvimento e a otimização de um receptor em escala real.

HELLER; REINALTER; MARTÍNEZ (2001) descrevem as diferentes etapas do desenvolvimento de um sistema *Dish/Stirling* híbrido a propano e as experiências adquiridas com a operação, a manutenção e os resultados de testes realizados durante mais de 35.000 horas de operação. O receptor apresentado possui um sistema de baixa emissão, alta eficiência e combustão de alta densidade desenvolvido utilizando um sistema de controle modificado para automatizar o fornecimento de combustível quando utilizando apenas energia solar, apenas combustível ou com ambos no modo híbrido. Desta forma, a substituição do receptor tubular convencional foi possível. Por fim os autores afirmam que não houveram variações significativas na eficiência térmica e nos diferentes modos de operação, permitindo o desenvolvimento de sistemas mais economicamente viáveis.

LAING; PA LSSON (2002) desenvolveram um receptor de calor que opera de forma híbrida utilizando sódio. De acordo com os autores o principal objetivo a ser alcançado com o trabalho foi o desenvolvimento de um sistema que possibilite a operação de forma contínua com uma redução custo de investimento. O receptor híbrido foi desenvolvido e testado com sucesso, entretanto ainda são necessárias melhorias que consigam oferecer uma maior estabilidade da chama em todos os modos de operação possíveis e para reduzir as emissões de *CO*. Devido à restrição da temperatura de operação de Stirling a 600°C, as eficiências alcançadas ficaram abaixo dos valores esperados. A eficiência térmica máxima do sistema operando apenas com energia solar foi de 16%, quando operando apenas com gás natural foi de 17% e quando operando de forma híbrida foi alcançada uma eficiência de 15% oferecendo uma potência máxima de 7,8 kW. Por fim, com os resultados obtidos os autores concluem que o uso de receptores híbridos pode ser uma alternativa interessante para a produção de potência contínua com baixas emissões de poluentes.

Dando continuidade a trabalhos publicados anteriormente, MORENO et al. (2002) apresentam uma versão 6 vezes maior de um receptor híbrido operando em bancada de testes. São

apresentados detalhes de projeto e dados experimentais do receptor. Foram realizados testes operando apenas com gás natural e no modo híbrido com radiação solar. Os testes com gás natural demonstram que o pré-aquecimento acima de 600°C em um grande sistema é possível sem pré-ignição. Quando operando de maneira híbrida foi alcançada uma faixa de potência de saída de 18 a 75 kW e uma temperatura de até 750°C na superfície da câmara de expansão, em orientações correspondentes a elevações do sol de 12, 22, 45 e 80 graus. Com os resultados obtidos os autores acreditam que uma eficiência de 75% possa ser alcançada, mas para isso, é necessário que sejam melhorados o isolamento externo do receptor, que a estrutura do material seja garantida com o aumento de temperatura e que melhorias no sistema sejam realizadas.

O uso de fontes alternativas de energia em conjunto com tecnologias de concentração solar pode aumentar o tempo de operação do sistema de produção de potência, o tornando economicamente viável e com um maior poder de penetração no mercado. Tendo isso em vista, BRAVO et al. (2014) analisa a hibridização de duas instalações *Dish/Stirling*, uma operando com gás natural e outra com biogás. Também é analisado o impacto ambiental associado a hibridização com cada combustível. Como conclusão geral, os autores afirmam que a hibridização de uma instalação *Dish/Stirling* com biogás, é mais vantajosa quando avaliado o consumo de combustível e o impacto ambiental. Desta forma a hibridização com combustíveis renováveis oferece menos danos ao meio ambiente do que quando comparado com a hibridização utilizando combustíveis fósseis.

Com o objetivo de estudar a influência do aporte de energias de combustíveis auxiliares no desempenho de usinas de concentração de energia solar, SAN MIGUEL; CORONA (2014) avaliam a substituição do gás natural por biogás ou biometano. Foram testadas duas condições de operação diferentes de um disco concentrador. A primeira utilizando apenas energia solar, com contribuição de energia não solar mínima tecnicamente viável. A segunda utilizando uma operação híbrida, onde 12% da eletricidade provém de combustíveis auxiliares. De acordo com os autores os resultados mostram que o uso do gás natural oferece a maior parte dos danos ambientais do sistema e sua substituição por biogás resulta em um menor impacto na transformação natural da terra, esgotamento de recursos fósseis e mudanças climáticas. No entanto, apesar da natureza renovável dos biocombustíveis, outras categorias ambientais como toxicidade humana, eutrofização, acidificação e ecotoxicidade marinha pontuaram mais alto quando utilizado o biogás.

Com o interesse em contribuir no desenvolvimento de tecnologias de geração de potên-

cia complementares as disponíveis na literatura, MONNÉ et al. (2014) apresentam um estudo do desempenho da hibridização e do armazenamento térmico de motor Stirling operando com energia solar em conjunto com biogás e gás natural. Para a análise, foi utilizado o programa DNical que utiliza a irradiação normal direta durante um período de tempo e pela implementação de um modelo matemático para o disco concentrador. A energia que pode ser fornecida pelos sistemas auxiliares também foi incluída e para o armazenamento térmico, foram considerados os períodos em que a irradiação solar está acima do valor nominal para calcular o excesso de energia que pode ser utilizado em períodos transitórios. Os autores concluem que a hibridização apresenta uma vantagem que depende da natureza do combustível utilizado, sendo de 20% para o gás natural e 112% para o biogás em relação à potência de saída da operação apenas solar. Já o sistema de armazenamento de energia térmica não apresenta benefícios significativos quando implementado em um sistema de energia variável.

BLÁZQUEZ; CARBALLO; SILVA (2016) têm como principal objetivo de seu trabalho desenvolver um sistema *Dish*/Stirling baseado em um receptor híbrido que consegue operar com combustíveis gasosos e radiação solar em conjunto e/ou de maneira independente. Para isso, um estudo do caminho dos raios é realizado considerando um sistema de prato parabólico e ferramentas voltadas para a modelagem de concentradores solares. Com a metodologia aplicada, foi possível calcular a distribuição de fluxo de calor nas paredes do receptor e otimizar o sistema com o foco no aumento da eficiência e na homogeneização do fluxo. De acordo com os autores, entender a trajetória dos raios solares torna possível a otimização da geometria do concentrador e da cavidade solar de acordo com os requisitos de distribuição de fluxo nas paredes do receptor definidos pelo projetista. Para aumentar a precisão dos resultados, os autores acreditam que o modelo deve ser aperfeiçoado e as propriedades ópticas das paredes do receptor devem ser considerada.

O objetivo principal do trabalho apresentado por BARBOSA et al. (2017) foi demonstrar o potencial do sistema *Dish*/Stirling em operar de maneira híbrida com energia solar e gás de síntese (*syngas*), se mostrando um exemplo escalável de produção de energia elétrica sustentável. Para isso o motor Stirling foi modificado para receber calor proveniente do receptor solar e do queimador de maneira simultânea ou independente. O sistema foi testado em campo e conseguiu produzir uma potência de $4kW$. De acordo com os autores, o trabalho apresentado contribui para o desenvolvimento dos motores Stirling híbridos e para um projeto de distribuição de potência com reduções de custos e aumento de confiabilidade com eficiência de conversão

superior a 24%.

A fim de oferecer uma alternativa para o uso do biogás produzido em áreas remotas, tendo como consequência a geração de potência e o destino correto para um gás de efeito estufa, (KUMAR; KAISTHA, 2020) apresentam o projeto de um sistema híbrido que opera utilizando concentradores solares e um ciclo Rankine orgânico com biogás. O sistema de controle é projetado para fornecer a energia exigida pelo usuário, com controladores apropriados para garantir uma operação segura e estável conforme o armazenamento de energia térmica se aproxima dos limites. Os resultados apresentados pelos autores mostram a hibridização utilizando biogás ofereceu uma grande robustez ao sistema. Desta maneira, flutuações severas na radiação solar incidida e no armazenamento térmico deixaram de ser um problema para o sistema. Os autores concluem que a utilização do biogás proporcionou uma reserva de energia extra podendo oferecer até 6h de funcionamento dependendo da demanda de energia.

Com a finalidade de mostrar que receptores híbridos de sódio podem ser uma alternativa para a geração de potência utilizando motores Stirling, GUNAWAN et al. (2020) apresentam um estudo termodinâmico de um receptor gerando eletricidade com calor da expansão isotérmica de íons de sódio através de um eletrólito sólido beta. O projeto apresentado usa dois estágios com um reaquecimento entre eles, permitindo uma conversão mais econômica e eficiente de até 29% e uma temperatura de aquecimento do motor de 850°C. Os autores estimam que a vida útil desse sistema consiga ser superior a 30 anos e que o custo nivelado da eletricidade produzida pelo sistema es teja entre 6,9 a 17,2 centavos de dólar por kWh.

2.7.4 Simulações e testes de biodigestores

Para comprovar o potencial da utilização do biogás para a produção de potência utilizando um motores Stirling em zonas rurais CAETANO et al. (2022) avaliam por meio de modelos matemáticos simplificados, um sistema descentralizado de produção de biogás a partir da biodigestão de rejeitos pecuários. Foram avaliadas as influências da concentração de metano, da umidade do ar na combustão são avaliadas e do coeficiente convectivo de transferência de calor entre os gases de combustão e o motor no desempenho do sistema. Desta maneira, foi possível estimar o consumo de biogás, a quantidade de animais necessários para suprir a demanda de biomassa, a quantidade de água necessária no processo e o volume do biodigestor necessários para o funcionamento constante do sistema.

SU et al. (2022) apresentam um novo modelo de previsão de produção de biogás assistida por energia solar. O modelo integra a transferência de calor do solo, o processo de alimentação, a cobertura da estufa e o acoplamento ao modelo cinético de digestão anaeróbica de biogás. Depois de validado por resultados experimentais de um projeto real na China, o processo de matéria-prima e as estratégias de isolamento para usinas de biogás foram otimizados com base no modelo proposto. Os resultados mostram que um aumento significativo de 55% na taxa média de produção volumétrica de biogás pode ser alcançado quando operando com em regiões de climas frios. A otimização da estratégia de operação de usinas assistidas por energia solar tem um grande potencial para aumentar a produção de biogás utilizando radiação solar. Os modelos podem ser usados para prever a taxa de produção de biogás do digestor passivo de biogás assistido por energia solar e também podem ajudar na economia de energia e na utilização de energia renovável na China e em outros países.

Trabalhando com a geração de biogás a partir da mistura de bagaço e casca de arroz, EZEKOYE; OKEKE (2006) projetaram, construíram e testaram um biodigestor utilizando estes resíduos com o objetivo de avaliar o seu desempenho. Após testes nos quais as condições de operação foram monitoradas e documentadas, os autores calcularam o volume de biogás produzido, as melhores temperaturas de operação e o tempo de retenção hidráulica para uma biomassa composta de 50% de bagaço e 50% de casca de arroz.

(PIÑAS et al., 2018) apresentam uma avaliação do desempenho de sistemas de monodigestão e codigestão para a produção de biogás utilizando esterco bovino, silagem de milho e de capim como matérias-primas. Foram avaliadas usinas de biogás de grande, médio e pequeno porte, nas potências elétricas entre 100 e 1000 kWe. Os autores mostraram que porcentagem ótimas dos produtos testados são importantes para ganhos de desempenho. Além disso, calor residual foi produzido podendo ser utilizado em processos que demandam energia térmica. Em todos os sistemas estudados, o dióxido de carbono liberado da geração de eletricidade e da queima de metano representou 3% e 97% do total de dióxido de carbono evitado, respectivamente. Por fim, os autores afirmam que a utilização de sistemas de codigestão podem apresentar melhor desempenho em termos de tamanho, consumo de eletricidade e consumo de calor em relação aos sistemas de monodigestão.

KULKARNI et al. (2021) revisam a literatura sobre o potencial das tecnologias de biodigestão como parte de comunidades rurais de agricultura familiar em circuito fechado em países de baixa e média renda. Os dados de onze estudos de caso existentes que atendem a esse critério

foram reunidos para entender as considerações práticas de implementação e manutenção de sistemas AD viáveis para pequenos agricultores. Dentre os onze estudos analisados foi indicado que na maior parte deles, o biogás produzido é utilizado para fins domésticos, como cozinhar, iluminar e aquecer. Os biodigestores mais utilizados foram os de domo fixo, domo flutuante e lona flexível tubular. De acordo com os autores a aplicabilidade em diferentes regiões geográficas, consideração da sustentabilidade a longo prazo e impacto da tecnologia de biodigestores e fatores socioculturais devem ser melhor estudados para que o uso de biodigestores se torne cada vez mais comum.

2.8 Considerações finais da revisão bibliográfica

Na revisão bibliográfica, é realizado um levantamento sobre os princípios básicos de motores Stirling, concentradores solares, queimadores e biodigestores. Neste capítulo são apresentados os conceitos básicos para o entendimento dos motores Stirling, discos concentradores solar, biogás, queimadores e biodigestores. O estado da arte apresenta os trabalhos os mais relevantes sobre a modelagem de cada componente de sistema *Dish*/Stirling operando de maneira isolada e de maneira híbrida com biogás. Os trabalhos mostram a relevância da hibridização de sistemas de geração de potência e como o sistema *Dish*/Stirling híbrido pode ser uma alternativa viável para a produção de energia elétrica sustentável, auxiliando na captura de carbono e dando o correto uso para um dos principais gases de efeito estufa.

3 METODOLOGIA

Este trabalho tem como objetivo o projeto de um receptor híbrido e análise da viabilidade técnica do sistema de geração de potência que utiliza biogás e energia solar como fonte de calor no Brasil. Para o projeto do receptor híbrido foram utilizados conceitos apresentados na literatura. Para a previsão do desempenho do sistema, foi desenvolvido um modelo matemático que combina a modelagem do motor, disco concentrador, receptor solar, queimador de biogás e biodigestor.

Para verificar o potencial técnico da hibridização, o sistema foi submetido a um funcionamento constante (24 horas por dia) sob as condições solarimétricas da região com os maiores índices de insolação (Nordeste) e da região com a produção de biogás do país (Sudeste). Além disso, os sistemas adjacentes para a produção de biogás foram dimensionados e a quantidade de animais necessários para a produção de biogás, o volume total do biodigestor e o consumo diário de água foram calculados.

Na primeira etapa da metodologia são apresentadas as equações que modelam o motor, o disco concentrador, o receptor solar, o queimador e o biodigestor. Na segunda etapa é desenvolvido a modelagem do sistema híbrido que combina os demais modelos apresentados e adiciona suas particularidades. Na terceira etapa da metodologia são apresentados o motor Stirling escolhidos, o disco concentrador, o local de funcionamento, o biodigestor e o receptor híbrido. Sendo o último desenvolvido exclusivamente para este trabalho. Por fim, na quarta etapa são apresentadas as condições de contorno utilizadas em cada teste.

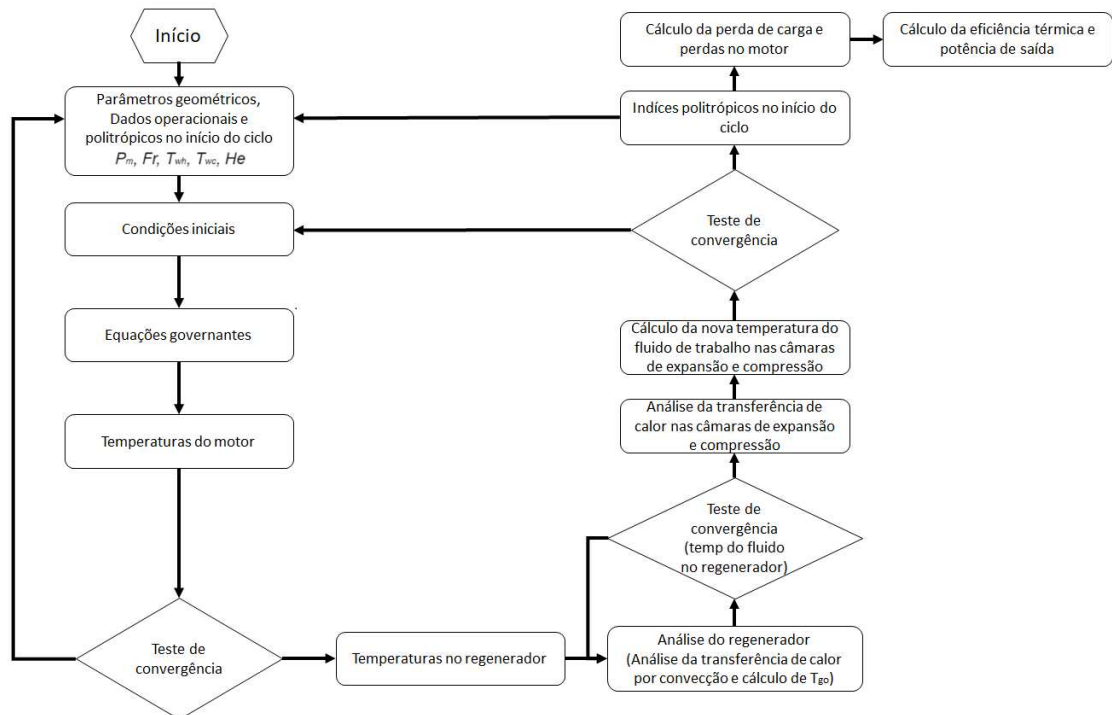
3.1 Modelo matemático para previsão de desempenho do motor Stirling

Para realizar a previsão de desempenho de motores Stirling é utilizado a análise politrópica com várias perdas (*PSVL - Polytropic analysis of Stirling engine with various losses*). O algoritmo para solução do modelo é apresentado na Figura 3.1. Para isso, são feitas as seguintes considerações BABAELAH; SAYYAADI (2015a):

- O funcionamento do motor é considerado em regime permanente. Ou seja, não é considerando o início do movimento dos vários componentes do motor.
- O fluido de trabalho é considerado gás ideal e não existe perda de massa do motor para o ambiente.

- A compressão do espaço de expansão é adiabática.
- As pressões instantâneas dos espaços de compressão e expansão são uniformes.
- As temperaturas do fluido na câmara de compressão e expansão são constantes.
- A temperatura do fluido de trabalho no regenerador é alterada linearmente.
- O fluxo do fluido de trabalho é considerado com energias cinética e potencial desprezíveis.
- O calor é inserido e retirado apenas nas câmaras de expansão e compressão, respectivamente.
- As perdas de calor entre espaços de compressão e expansão e para o ambiente são consideradas desprezíveis.
- O acoplamento do mecanismo de transferência de calor por convecção a processos politrópicos de expansão/compressão é utilizado.

Figura 3.1: Desenho esquemático da metodologia de simulação do motor Stirling.



Fonte: Adaptado de BABAELAHY; SAYYAADI (2015a).

Como mostrado na Figura 2.4 o motor Stirling foi dividido em partes e o sufixos c , k , r , e e h representam cinco compartimentos incluindo espaço de compressão e resfriamento, regenerador e espaço de expansão e aquecimento, respectivamente.

Definidos os parâmetros geométricos, especificações das superfícies de troca de calor e rotação do motor, é possível calcular de maneira analítica os volumes mortos do resfriador (V_k), regenerador (V_r) e aquecedor (V_h), assim como os volumes instantâneos de compressão (V_c) e expansão (V_e) em função da posição do eixo do motor. As variações dos volumes podem ser obtidas analisando cinemática do pistões e dos parâmetros geométricos do motor. As posições do pistão deslocador $y_d(\theta)$ e do pistão de potência $y_p(\theta)$ em função do ângulo da manivela (θ) podem observadas de acordo com a Figura 3.2 e podem ser calculadas utilizando as equações 3.1 e 3.2.

$$y_d(\theta) = R_c \sen\theta + \sqrt{[L^2 - (e + R_c \cos\theta)^2]} + L_{dcr} + L_d \quad (3.1)$$

$$y_p(\theta) = R_c \sen\theta + \sqrt{[L^2 - (e + R_c \cos\theta)^2]} + L_{pcr} + L_p \quad (3.2)$$

em que, R_c é o raio do eixo de manivelas, e a excentricidade do pistão de potência e L , L_{dcr} e L_d são os comprimentos da haste, da biela e o comprimento total do deslocador, respectivamente. Já L_p e L_{pcr} são os comprimentos total do pistão de potência e de sua biela, respectivamente.

As velocidades instantâneas do pistão de potência $v_p(\theta)$ e do deslocador $v_d(\theta)$ podem ser calculadas utilizando as equações 3.3 e 3.4.

$$v_p(\theta) = Fr R_c \frac{\cos\theta + \sen\theta(e + R_c \cos\theta)}{\sqrt{[L^2 - (e + R_c \cos\theta)^2]}} \quad (3.3)$$

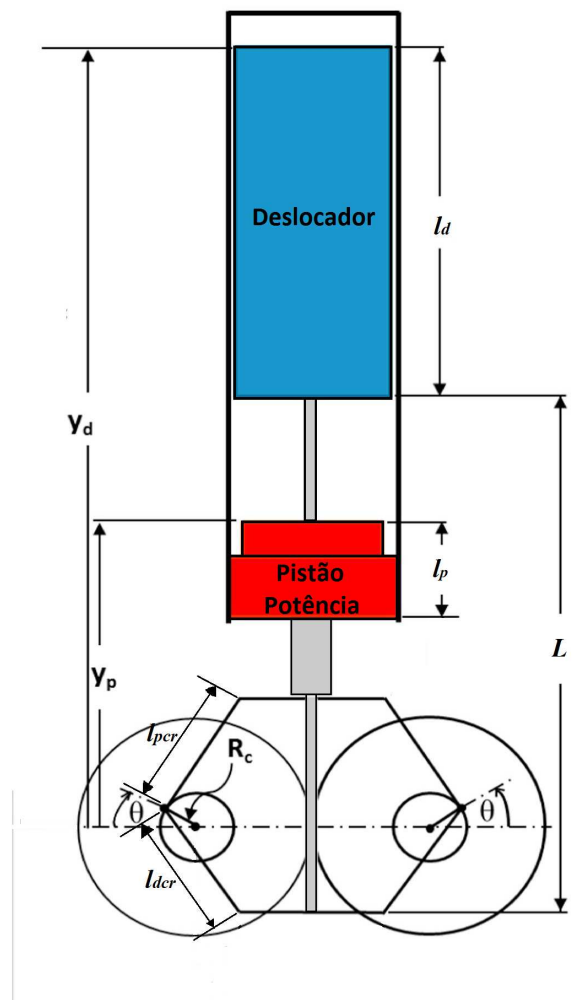
$$v_d(\theta) = Fr R_c \frac{\cos\theta - \sen\theta(e + R_c \cos\theta)}{\sqrt{[L^2 - (e + R_c \cos\theta)^2]}} \quad (3.4)$$

em que, Fr é a frequência de rotação do motor, L é o comprimento da haste do deslocador L_{pcr} é o comprimento da biela do pistão, L_{dcr} é o comprimento da biela do deslocador, R_c o raio da manivela e e a excentricidade do pistão.

Com $y_d(\theta)$ e $y_p(\theta)$ definidos, o volume instantâneo das câmaras de compressão $V_c(\theta)$ e expansão $V_e(\theta)$ podem ser calculados utilizando as equações 3.5 e 3.6.

$$V_c(\theta) = \frac{\pi}{4} d_b^2 (y_d(\theta) - L_d - y_p(\theta)) \quad (3.5)$$

Figura 3.2: Parâmetros geométricos e posição dos pistões.



Fonte: Adaptado de MIKHAEL; EL-GHANDOUR; EL-GHAFOUR (2018).

$$V_e(\theta) = \frac{\pi}{4} d_b^2 (L_{out} - y_d(\theta)) \quad (3.6)$$

Os volumes compostos pelos tubos de aquecimento e resfriamento e pelo regenerador não se deformam com o tempo e por isso possuem valores fixos.

As equações básicas de conversão de energia diferencial de espaços de expansão/compressão foram assumidas para conter um termo de transferência de calor politrópico. Diferente de outros modelos que consideram a transferência de calor isotérmico (IWAMOTO; HIRATA; TODA, 2001; MARTINI, 1983), a transferência de energia nos espaços de expansão e compressão foram assumidas como politrópicas.

São considerados os efeitos das perdas de transferência de calor devido ao movimento e ao vazamento de fluido de trabalho e os efeitos da perda de carga nos trocadores de calor (regenerador, aquecedor e resfriador), perda de pressão devido ao movimento finito do pistão,

perda de potência devido ao atrito mecânico, perda de calor por condução longitudinal entre o aquecedor e o resfriador através da parede do regenerador e transferência de calor não ideal em trocadores de calor.

No modelo PSVL a derivação do parâmetro em relação ao ângulo da manivela (θ) é denotada por d ; isto é, $d/d\theta$. Considerando a conservação de energia em cada compartimento do motor, a equação 3.7 foi desenvolvida de forma a incluir o efeito de transferência de calor e os termos de transferência de calor politrópico.

$$dQ_{in} - dQ_{poli} - dQ_{transp} + (m_i C_{p,i} T_i + m_o C_p T_o) = dW_s + C_v d(mT) \quad (3.7)$$

em que, dQ_{in} representa o calor absorvido ou rejeitado para o fluido de trabalho, dW_s a potência de saída líquida e dQ_{poli} a perda de calor politrópica. A perda de calor por transporte dQ_{transp} pode ser calculada pela Equação 3.8.

$$dQ_{transp} = \frac{\pi S_s^2 k_f D_d}{8 J L_d} (T_e - T_c) \quad (3.8)$$

em que, S_s , D_d , L_d representam o curso, o diâmetro e o comprimento do pistão deslocador, respectivamente. J representa a folga entre o pistão deslocador e o cilindro, k_f a condutividade térmica do gás, T_e a temperatura da câmara de expansão e T_c a temperatura da câmara de compressão.

A perda de calor politrópica das câmaras de expansão/compressão para o ambiente (Q_{poli}) pode ser calculada com a Equação 3.9.

$$dQ_{poli} = C_n (T - T_\infty) dm - md(C_n T) \quad (3.9)$$

em que, T representa a temperatura do gás, T_∞ a temperatura ambiente e C_n pode ser calculado pela Equação 3.10.

$$C_n = C_v \frac{n - k_f}{n - 1} \quad (3.10)$$

em que, n é o índices politrópico, k a constante do gás e C_v o calor específico a volume constante do fluido de trabalho.

Um processo politrópico pode ser definido de acordo com a Equação 3.11

$$P(nV^{n-1}dV) + V^n(dP) = 0 \quad (3.11)$$

Os índices politrópicos das câmaras de expansão e compressão em função da posição do eixo do motor são determinados a partir da Equação 3.12.

$$n_{e,c} = \frac{V_{e,c} dP}{P dV_{e,c}} \quad (3.12)$$

A equação de estado para o fluido de trabalho considerado como gás ideal é dado pela Equação 3.13.

$$PV = mRT \quad (3.13)$$

A massa total do fluido de trabalho m é dada pela Equação 3.14

$$m = m_c + m_e + m_r + m_k + m_h - m_{leak} \quad (3.14)$$

em que m_r , m_c , m_e , m_k e m_h representam as massas do fluido no regenerador, na câmara de compressão e na câmara de expansão, no resfriador e no aquecedor, respectivamente. m_{leak} representa a massa perdida para o cárter do motor e é calculado pela Equação 3.15.

$$m_{leak} = \pi D \frac{P + P_{buffer}}{4RT} \left(v_p J - \frac{J^3}{6\mu} \frac{P - P_{buffer}}{L_d} \right) \quad (3.15)$$

em que, D representa o diâmetro do pistão, μ a viscosidade do fluido de trabalho, P a pressão do espaço de trabalho. Para a pressão de espaço de amortecimento (P_{buffer}) é definido um valor de $100kPa$.

A massa na forma diferencial é obtida diferenciando-se a Equação 3.16.

$$dm_c + dm_e - dm_{leak} + \frac{dP \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right)}{R} = 0 \quad (3.16)$$

dm_c e dm_e são calculados pelas Equações 3.17 e 3.18, respectivamente.

$$dm_c = \frac{\left[\left(\frac{PdV_c + \frac{V_c}{\gamma} dP}{RT_{cc}} \right) - \left(\frac{C_{nc}}{C_p} \frac{m_c}{T_{hc}} dT_c \right) + \left(\frac{Q_{shuttle}}{C_p T_{hc}} \right) \right]}{\left[\left(\frac{C_{nc}}{C_p} \right) \left(\frac{T_{\infty} - T_c}{T_{hc}} \right) + 1 \right]} \quad (3.17)$$

$$dm_e = \frac{\left[\left(\frac{PdV_e + \frac{V_e}{\gamma} dP}{RT_{he}} \right) - \left(\frac{C_{ne}}{C_p} \frac{m_e}{T_{he}} dT_c \right) + \left(\frac{Q_{shuttle}}{C_p T_{he}} \right) \right]}{\left[\left(\frac{C_{ne}}{C_p} \right) \left(\frac{T_{\infty} - T_e}{T_{he}} \right) + 1 \right]} \quad (3.18)$$

Substituindo as Equações 3.17 e 3.18 em 3.16, é possível calcular dP de acordo com a Equação 3.19

$$dP = \frac{\gamma \left[\frac{\frac{PdV_e - RC_{ne} m_e dT_e + RQ_{shuttle}}{C_p T_{he}} + \frac{PdV_c - RC_{nc} m_c dT_c - RQ_{shuttle}}{C_p T_{cc}}}{B_1} + \frac{\frac{PdV_c - RC_{nc} m_c dT_c - RQ_{shuttle}}{C_p T_{cc}}}{B_2} \right] Rm_{leak}}{\frac{V_c}{T_{cc} B_1} + \frac{V_e}{T_{cc} B_2} + \gamma \left[\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right]} \quad (3.19)$$

em que, B_1 , B_2 , dT_e , dT_c , dQ_c , dQ_r , dQ_h são dados pelas Equações de 3.20 a 3.26, respectivamente.

$$B_1 = \left[\left(\frac{C_{ne}}{C_p} \right) \left(\frac{T_\infty - T_e}{T_{he}} \right) + 1 \right] \quad (3.20)$$

$$B_2 = \left[\left(\frac{C_{nc}}{C_p} \right) \left(\frac{T_\infty - T_c}{T_{cc}} \right) + 1 \right] \quad (3.21)$$

$$dT_e = T_e \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (3.22)$$

$$dT_c = T_c \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (3.23)$$

$$dQ_c = \frac{V_c dP C_v}{R} - C_p (T_{cc} m_{cc} - T_{cr} m_{cr}) \quad (3.24)$$

$$dQ_r = \frac{V_r dP C_v}{R} - C_p (T_{cr} m_{cr} - T_{rh} m_{rh}) \quad (3.25)$$

$$dQ_h = \frac{V_h dP C_v}{R} - C_p (T_{he} m_{he} - T_{he} m_{he}) \quad (3.26)$$

A potência de saída pode ser então calculada pela Equação 3.27

$$W_s = \int dW_e - \int dW_c \quad (3.27)$$

em que, dW_e e dW_c são dadas pelas Equações 3.28 e 3.29

$$dW_e = PdV_e \quad (3.28)$$

$$dW_c = PdV_c \quad (3.29)$$

Com Q_h e W_s calculados, a eficiência térmica do motor pode ser calculada de acordo com a Equação 3.30

$$\eta_t = \frac{W_s}{Q_h} \quad (3.30)$$

3.1.1 Análise politrópica dos espaços de trabalho

Equações para a análise politrópica foram implementadas para cada um dos cinco compartimentos considerando que o sistema opera de maneira transiente e por isso, as seguintes considerações foram feitas (BABAELAH; SAYYAADI, 2015a):

- Estimando as temperaturas iniciais do fluido nas câmaras de compressão e expansão para serem iguais às temperaturas da superfícies do refrigerador e do aquecedor, o sistema de equações diferenciais ordinárias de valor de contorno foi convertido em um problema de valor inicial.
- O modelo de Schmidt é utilizado para o estimativa da massa inicial do fluido de trabalho.
- Foram assumidos valores arbitrários para os índices politróticos iniciais nos espaços de compressão e expansão (n_c, n_e).
- A magnitude das temperaturas e dos índices politróticos com o eixo do motor na posição $\theta = 0^\circ$ (ponto morto inferior) devem ser iguais aos valores correspondentes em $\theta = 360^\circ$.
- Com os valores das temperaturas e dos índices politróticos convergidos, as temperaturas do refrigerador e do aquecedor são corrigidas.
- O valor líquido da potência de saída foi obtido subtraindo as perdas de potência devido a quedas de pressão nos trocadores de calor, atrito mecânico e movimento do pistão na potência de saída obtida nas etapas anteriores.

A magnitude da perda de calor depende não apenas da termodinâmica do processo politrótico, mas também das características de transferência de calor do fluido de trabalho, da superfície de troca e da convecção natural fora dos cilindros de trabalho. A taxa de transferência de calor dos espaços de trabalho para o ambiente pode ser calculada por meio da Equação 3.31

$$Q_{cyl-sur} = \frac{T - T_\infty}{R_t} \quad (3.31)$$

em que, R_t é a resistência térmica geral de transferência de calor entre o gás de trabalho e o ambiente (Equação 3.32)

$$R_t = R_{conv,i} + R_{cond,w} + R_{conv,o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{L}{k_w A_c} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.32)$$

em que, h_i representa o coeficiente de transferência de calor por convecção dentro das câmaras (TEW; JEFFERIES; MIAO (1978)) e h_o o coeficiente de transferência de calor por convecção natural da parede externa dos cilindros recebe um valor de $7,0 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$ ((INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000)), k_w a condutividade térmica. Como os pistões se movem, o comprimento da parede do cilindro (L), as áreas internas (A_i), intermediárias (A_c) e externas (A_o) das superfícies de troca de calor e conseqüentemente R_t sofrem variação em relação a posição do eixo do motor.

O número de Graetz fornece a relação entre a capacidade térmica de um fluido e o calor transmitido por condução (Equação 3.33).

$$G_z = RePr \frac{D_h}{L} \quad (3.33)$$

Considerando dT como a diferença entre a temperatura do gás e a temperatura da parede do cilindro ($T - T_w$) podemos calcular Q_{poli} de acordo com a Equação 3.34

$$Q_{poli} = mC_n(T - T_w) \quad (3.34)$$

T_w representa a temperatura da parede dos cilindros e pode ser determinada com base no modelo convectivo (Equação 3.35).

$$T_w = \frac{R_{cond,w} + R_{conv,o}}{R_{conv,i} + R_{cond,w} + R_{conv,o}}(T - T_\infty) + T_\infty \quad (3.35)$$

Substituindo a Equação 3.34 em 3.35 pode-se calcular Q_{poli} com a Equação 3.36.

$$Q_{poli} = mC_n \left(\frac{R_{conv,i}}{R} \right) (T - T_\infty) \quad (3.36)$$

Como no exterior das câmaras de expansão e compressão tem-se convecção natural e no interior das câmaras tem-se convecção forçada, temos $R_{conv,o} > R_{conv,i}$. Baseando-se na Equação 3.9, dQ_{poli} estimado pela Equação 3.36 é apresentado na equação 3.37:

$$dQ_{poli} = C_n(T - T_\infty)dm - md \left[C_n \frac{R_{conv,i}}{R} T \right] \quad (3.37)$$

Como T e n foram sugeridos inicialmente ao modelo estes devem ser calculados até a sua convergência. n é calculado de acordo com a equação 3.38

$$n = -\frac{VdP}{PdV} = \frac{C_n - k_f C_v}{C_n - C_v} \quad (3.38)$$

O fluxograma para o calculo dos índices politrópicos dos cilindros de expansão e compressão é ilustrado na Figura 3.3.

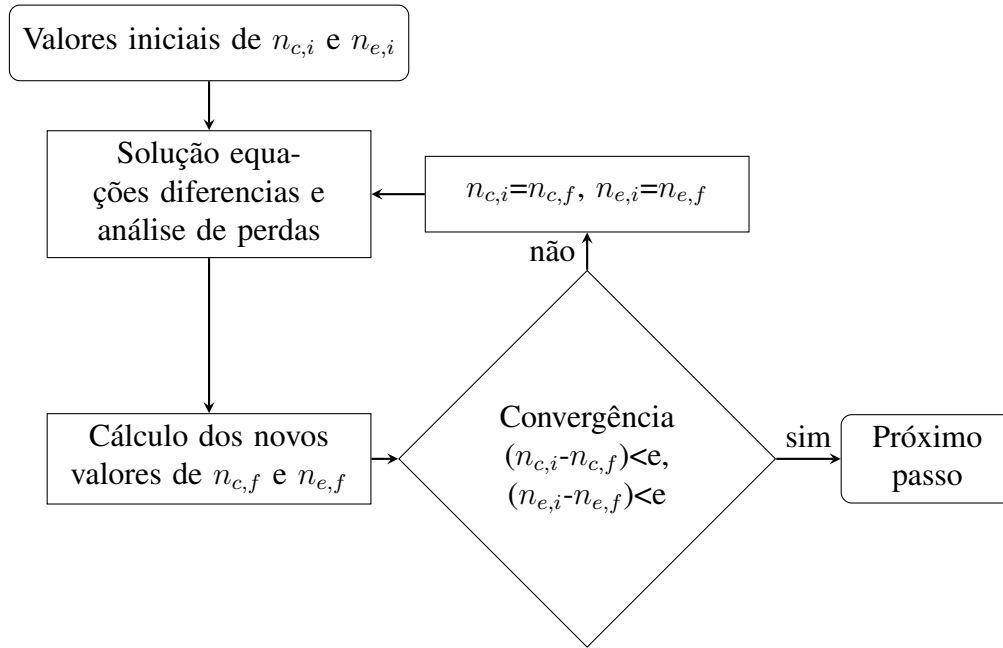


Figura 3.3: Procedimento para cálculo dos índices politrópicos das câmaras de expansão e compressão. Fonte: Adaptado de BABAELAHY; SAYYAADI (2015a).

3.1.1.1 Perdas pela transferência de calor não ideal

Como o regenerador é um componente de geração de exergia, não é possível recuperar completamente o calor no seu interior. Uma quantidade de calor adicional deve ser fornecido no aquecedor e uma maior rejeição de calor no resfriador deve acontecer para compensar o desempenho não ideal do regenerador. O calor a ser fornecido no aquecedor (Q_h) e a ser retirado no resfriador (Q_c) podem ser calculados utilizando as Equações 3.39 e 3.40.

$$Q_h = Q_{h_{ideal}} + Q_{r_{loss}} = Q_{h_{ideal}} + Q_{r_{ideal}}(1 - eff) \quad (3.39)$$

$$Q_c = Q_{c_{ideal}} + Q_{r_{loss}} = Q_{c_{ideal}} + Q_{c_{ideal}}(1 - eff) \quad (3.40)$$

em que, $Q_{r_{loss}}$ é a quantidade de calor perdido no regenerador. A efetividade do regenerador (eff) pode ser determinada utilizando a Equação 3.41 por MARTINI (1978).

$$eff = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.41)$$

A unidade de transferência NTU pode ser calculada pela Equação 3.42.

$$NTU = 0,023Re^{-0,2}Pr^{-0,6}\left(\frac{Ah_r}{At}\right) \quad (3.42)$$

em que, Ah_r , At e Pr são as áreas molhadas e de seção transversal do regenerador e o número de Prandtl, respectivamente. O número de Reynolds (Re) pode ser definido com base no diâmetro hidráulico do regenerador, na porosidade e no fator de forma da malha do regenerador MARTINI (1978); BABAELAHY; SAYYAADI (2015b).

A temperatura do fluido na câmara de expansão e compressão podem ser calculados com a Equação 3.43 (BABAELAHY; SAYYAADI, 2015a).

$$T_{h,c} = T_{wh,wc} - \frac{Q_{h,c}\omega}{h_{h,c}A_{wh,wc}} \quad (3.43)$$

em que, ω representa a frequência de rotação do eixo motor, T_{wh} a temperatura da parede no aquecedor, T_{wc} a temperatura da parede no resfriador e A_{wh} e A_{wc} representam as áreas de transferência de calor do aquecedor e resfriador, respectivamente. h_h e h_c representam os coeficientes de transferência de calor do aquecedor e resfriador da superfície interna do motor, respectivamente, podendo ser calculados de acordo com a Equação 3.44 (URIELI; BERCHOWITZ, 1984).

$$h_{h,c} = T_{wh,wc} - \frac{0,0791\mu C_p Re^{0,75}}{2Dh_{h,c}Pr} \quad (3.44)$$

em que, Dh_h e Dh_c são os diâmetros hidráulico do aquecedor e do resfriador, respectivamente.

É comum a temperatura do fluido de trabalho ser considerada como tendo um perfil linear ao longo do regenerador URIELI; BERCHOWITZ (1984); BABAELAHY; SAYYAADI (2015b). Para o cálculo da temperatura média do fluido, ORGAN (1997) propõe um perfil exponencial de temperatura do fluido de trabalho ao longo da extensão do regenerador durante o aquecimento (Equação 3.45) e durante o resfriamento (Equação 3.46).

$$\Delta T_w(\chi) = T_g(\chi) - T_w(\chi) = -\left(\frac{T_c - T_h}{NTU}\right)[1 - e^{NTU \frac{\chi}{L_{reg}}}] \quad (3.45)$$

$$\Delta T_w(\chi) = T_g(\chi) - T_w(\chi) = \left(\frac{T_c - T_h}{NTU}\right)[1 - e^{NTU(1 - \frac{\chi}{L_{reg}})}] \quad (3.46)$$

em que, L_{reg} representa o comprimento do regenerador, T_g a temperatura do gás de trabalho no regenerador e χ é definido ao longo do comprimento do regenerador.

A temperatura média do gás no regenerador no aquecimento e no resfriamento são calculadas utilizando-se as Equações 3.47 e 3.48, respectivamente.

$$T_{g,avr} = \frac{\int_{\chi=0}^{\chi=L_{reg}} \frac{T_c - T_h}{L_{reg}} \chi - \frac{T_c - T_h}{NTU} \chi [1 - e^{-NTU \frac{\chi}{L_{reg}}}]}{L_{reg}} \quad (3.47)$$

$$T_{g,avr} = \frac{\int_{\chi=0}^{\chi=L_{reg}} \frac{T_c - T_h}{L_{reg}} \chi - \frac{T_c - T_h}{NTU} \chi [1 - e^{-NTU(1 - \frac{\chi}{L_{reg}})}]}{L_{reg}} \quad (3.48)$$

Com a temperatura média do gás é possível então avaliar as propriedades do gás.

3.1.1.2 Perdas de calor da parede do regenerador

De acordo com KAYS; LONDON (1984) a perda de calor longitudinal entre a câmara de expansão e de compressão pode ser calculada por meio da Equação 3.49.

$$Q_{reg} = R_{cond,r}(T_{wh} - T_{wc}) \quad (3.49)$$

em que, $R_{cond,r}$ é resistência de condução da parede do regenerador.

3.1.1.3 Perdas de potência

De acordo com URIELI; BERCHOWITZ (1984) a potência de saída do motor pode ser calculada após a solução numérica das equações diferenciais e subtraindo-se a perda de potência devido a perda de carga. As perdas de potência devido à perda de carga nos trocadores de calor do motor podem ser calculadas por meio da Equação 3.50.

$$W_{loss} = \int_{\theta=0^\circ}^{\theta=360^\circ} \sum_{i=k,r,h} \Delta P_i dV_e = \int_{\theta=0^\circ}^{\theta=360^\circ} \sum_{i=k,r,h} (\Delta P_i \frac{dV_e}{d\theta}) d\theta \quad (3.50)$$

A perda de carga nos trocadores de calor (ΔP_i) pode ser calculada utilizando a Equação 3.51

$$\Delta P_{h,c,r} = \frac{2f_{Re,h,c,r} \mu_{h,c,r} u_{h,c,r} V_{h,c,r}}{D h_{h,c,r}^2 At_{h,c,r}} \quad (3.51)$$

em que, Dh_i , At_i e V_i representam o diâmetro hidráulico, área da seção transversal do fluxo e o volume do aquecedor, do resfriador e do regenerador, respectivamente. O fator de atrito f_{Re} pode ser obtido de acordo com a Equação 3.52.

$$f_{Re} = \begin{cases} 16, & Re < 2000 \\ 7,343 \times 10^{-4} Re^{1,3142}, & 2000 < Re < 4000 \\ 0,0791 Re^{0,75}, & Re > 4000 \end{cases} \quad (3.52)$$

Devido a movimentação dos componentes do motor e conseqüentemente às perdas pelo atrito mecânico, parte da potência disponível é perdida. Por isso, a pressão real sobre a face do pistão é maior na compressão e menor na expansão do que quando comparado com a pressão teórica. A perda de potência por atrito mecânico na câmara de expansão e de compressão podem ser calculadas pela Equação 3.53.

$$W_{loss-finitespeed|h,c} = \int (u_p|h,c \frac{\gamma}{RT_{h,c}} \frac{\Delta P_f|h,c}{P_{cyl|h,c}}) dV_{h,c} \quad (3.53)$$

em que, u_p é a velocidade do pistão. Sendo N_r a velocidade de rotação do motor, a perda de atrito entre o pistão e o cilindro ΔP_f pode ser calculada de acordo com a Equação 3.54 (HEYWOOD (2018)).

$$\Delta P_f = 0,97 + 0,15 \frac{Fr}{1000} \quad (3.54)$$

3.1.2 Validação do modelo PSVL

Para aumentar a confiabilidade da simulação do motor seus resultados devem ser validados com dados experimentais. WILLIAM (1983), THIEME (1981) e MIKHAEL; EL-GHANDOUR; EL-GHAFOUR (2018) apresentam dados experimentais da potência de saída do motor para diferentes valores de T_{wh} e ω motor GPU-3 e por isso são utilizados para a validação das simulações.

A validação do modelo PSVL é realizada utilizando os dados experimentais do motor Stirling GPU-3 apresentados por MARTINI (1983). São fornecidos parâmetros de potência W_s e quantidade de calor inserido no motor Q_{in} para diferentes frequências de rotação do eixo. O motor é testado utilizando Hélio como fluido de trabalho, três pressões de enchimento (P_m) diferentes, uma temperatura na câmara de expansão $T_{wh} = 922K$ e uma temperatura na câmara de compressão $T_{wc} = 288K$. A Tabela 3.1 apresenta os resultados experimentais, os valores calculados com o modelo PSVL para W_s e Q_{in} e o desvio relativo entre os modelos.

Tabela 3.1: Comparação do cálculo da potência de saída e da calor de entrada do motor entre os valores obtidos pelo modelo PSVL e com resultados experimentais ($T_{wh} = 922 K$ e $T_{wc} = 288 K$).

P_m [Mpa]	Fr [Hz]	W_s [kW]		Desvio W_s [%]		Q_{in} [kW]		Desvio Q_{in} [%]	
		Exp.	PSVL	-	Média	Exp.	PSVL	-	Média
2,76	16,67	0,82	0,97	18,25	62,64	3,95	3,31	-16,19	-4,62
	25,00	1,12	1,30	15,97		5,41	4,77	-11,77	
	33,33	1,21	1,54	27,01		6,64	6,21	-6,54	
	41,67	1,21	1,69	39,42		7,64	7,64	-0,03	
	50,00	1,04	1,75	68,08		8,95	9,05	1,11	
	58,33	0,56	1,72	207,09		9,88	10,44	5,69	
4,14	25,00	1,79	1,90	6,34	14,68	7,23	6,93	-4,10	0,54
	33,33	2,20	2,25	2,50		9,17	9,06	-1,24	
	41,67	2,42	2,49	3,03		11,33	11,17	-1,37	
	50,00	2,35	2,61	11,21		12,83	13,26	3,37	
	58,33	1,73	2,60	50,31		14,43	15,30	6,05	
6,92	50,00	3,93	4,08	3,76	12,51	20,88	21,55	3,19	5,35
	58,33	3,37	4,09	21,26		23,15	24,89	7,51	

A Tabela 3.1 indica que, em geral, o desvio W_s diminuiu à medida que a pressão efetiva média do motor aumentou de 2,76 MPa para 6,92 MPa. Já a previsão da quantidade de calor a ser inserido no motor, para uma pressão média de 2,76 MPa Q_{in} foi subestimado e para uma pressão média acima de 4,14 MPa Q_{in} foi superestimado. Para todas as pressões os desvio médios entre o valores calculados e os valores experimentais foram inferiores a 6%.

É possível afirmar que para todas as pressões médias testadas o desvio no cálculo de W_s aumentou com o aumento da velocidade de rotação do motor. Quando observados os dados experimentais, a potência atinge um valor máximo para uma determinada rotação e o aumento da sua velocidade não implicará em um ganho de potência. Isso se dá ao fato de que com o aumento da velocidade, perdas de potência que não foram consideradas no modelo começam a se tornar relevantes. Quando observados os pontos de maiores potências experimentais onde P_m é igual a 4,14 MPa e 6,92 MPa são obtidos os menores desvios relativos para o cálculo de W_s , o que sugere que estes pontos podem ser utilizados como pontos de operação para a simulação do motor.

Conforme observado pelos resultados apresentados nas Tabela 3.1 o modelo PSVL possui uma boa precisão no cálculo de Q_{in} , além disso, tem mais precisão em comparação com os outros modelos térmicos (AHMADI et al., 2013; URIELI; BERCHOWITZ, 1984). De acordo com EL-GHAFOUR; EL-GHANDOUR; MIKHAEL (2019) quando comparado a modelos CFD tridimensionais, o modelo PSVL possui uma precisão ligeiramente maior, entretanto

modelos CFD possuem um custo computacional superior. Desta forma, como o motor é testado em diferentes pontos de operação, um modelo de menor custo computacional se faz necessário.

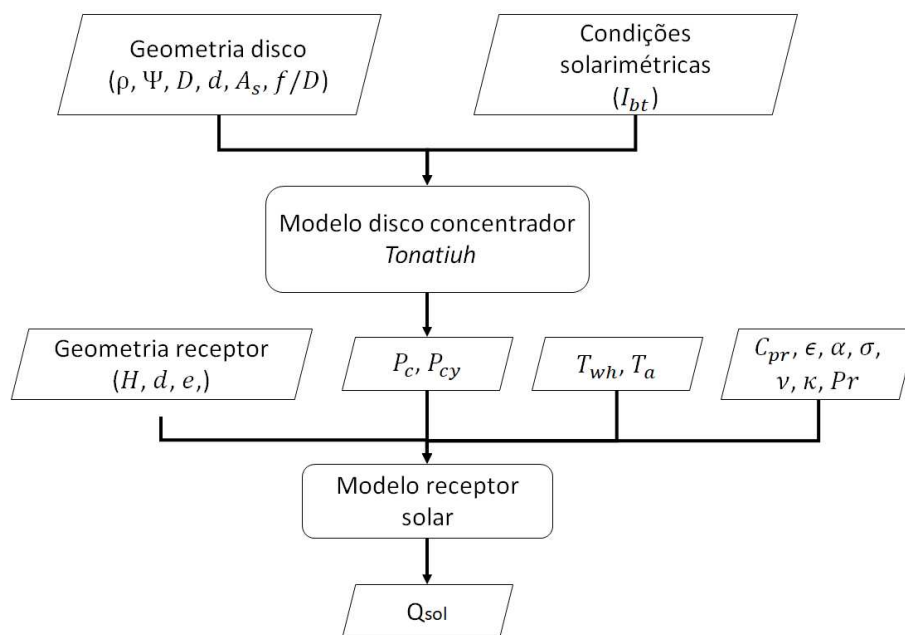
3.2 Modelo matemático para a previsão de desempenho do disco concentrador e do receptor solar

A modelagem matemática do disco concentrador solar tem como objetivo calcular a quantidade de energia que um disco concentrador solar consegue fornecer (Q_{sol}) para o funcionamento do motor Stirling sob diferentes temperaturas de aquecimento ($T_w h$).

A Figura 3.4 apresenta a metodologia utilizada para o cálculo da potência fornecida ao receptor solar Q_{sol} , são incluídos a modelagem do disco concentrador e do receptor solar. Possuindo os parâmetros geométricos do disco concentrador solar e o perfil solarimétrico do local onde o sistema será testado, a potência incidida na parte cilíndrica (P_{cy}) e circular do receptor solar (P_c) foram calculadas utilizando a média anual da irradiação de feixe I_{bt} ao longo do dia no software *Tonatiuh*.

Com P_c e P_{cil} definidos ao longo do dia, Q_{sol} é calculado utilizando as Equações de 3.67 a 3.75. A modelagem matemática da quantidade de calor no receptor é feita considerando as perdas por convecção e radiação para uma dada temperatura ($T_w h$).

Figura 3.4: Desenho esquemático da metodologia de previsão de desempenho do disco concentrador e receptor solar.



Fonte: Autor.

3.2.1 Equações governantes - Disco concentrador solar

Para a modelagem matemática do disco concentrador os parâmetros geométricos devem ser definidos. São eles, o diâmetro do disco (D_d), o foco (f), o ângulo da borda (ψ), o deslocamento do suporte (z), o diâmetro (d) e a altura do receptor (H), em que, o valor de H é definido como a altura dos tubos da câmara de expansão. Além disso, a área de sombreamento (A_s) feita pelo motor deve ser considerada no cálculo da área útil do disco (SANDOVAL et al., 2019).

O fator de concentração do disco em relação ao receptor pode ser calculado utilizando as Equações de 3.55 a 3.56.

$$\frac{f}{D_d} = \frac{1}{4 \operatorname{tg}(\psi/2)} \quad (3.55)$$

O fator de concentração C pode ser calculado de acordo com a Equação 3.56.

$$C = \frac{A_{util}}{A_{recep}} \quad (3.56)$$

em que, A_{util} representa a área útil do disco concentrador (Equação 3.58) e A_{recep} é a área do receptor (Equação 3.57).

$$A_{recep} = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.57)$$

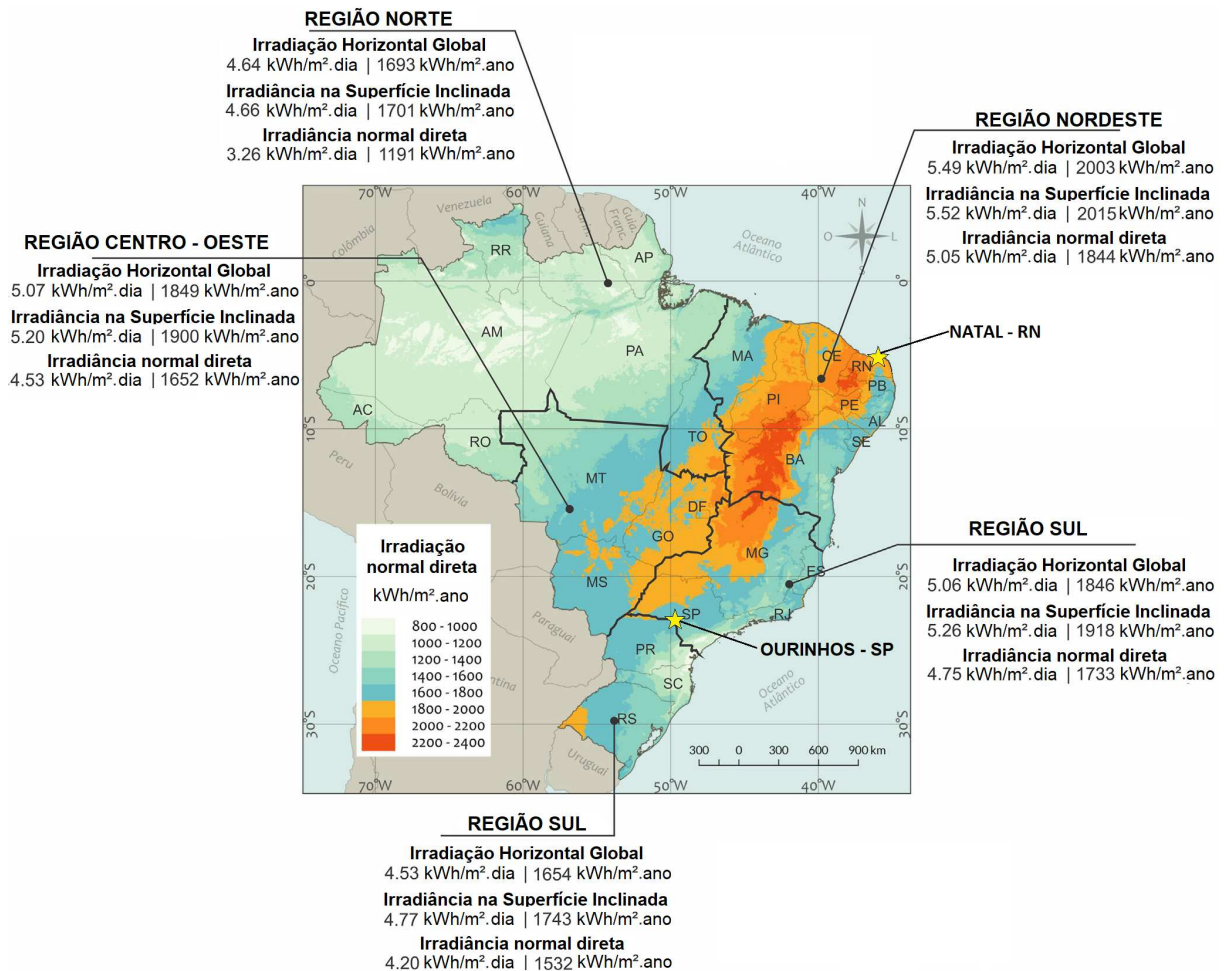
$$A_{util} = A_{disco} - A_s \quad (3.58)$$

em que, A_s representa a área de sombreamento pelo receptor e A_{disco} a área total do disco concentrador solar, podendo ser calculada pela Equação 3.59.

$$A_{disco} = \frac{\pi D_{disco}^2}{4} \quad (3.59)$$

Possuindo altas taxas anuais de irradiação solar o Brasil é privilegiado em recursos de energia solar quando comparado a outros lugares no mundo. Os dados médios diários e médios anuais dos componentes da irradiação solar (horizontal global, em superfície inclinada e normal direta) de cada região brasileira são apresentados na Figura 3.5 ((CECONI et al., 2010)). Pela figura é possível afirmar que as regiões nordeste e central do Brasil possuem o maior potencial para o aproveitamento da energia solar, superando países onde tecnologias de aproveitamento solar são as mais difundidas (KHOSRAVI et al., 2019).

Figura 3.5: Irradiação solar das principais regiões brasileiras e a localização das cidades, Ourinhos-SP e Natal-RN.



Fonte: Adaptado de TIBA et al. (2002).

Os dados apresentados na Figura 3.5 foram coletados pelo Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais (SONDA). Possuindo a base de dados fornecidos pelo SONDA, a irradiação difusa (I_d), a irradiação normal do feixe (I_b) e a radiação de feixe horária média mensal na superfície inclinada (I_{bt}) podem ser calculadas com base nas Equações 3.63, 3.64 e 3.65 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O ângulo de declinação solar (δ) é calculado pela Equação 3.60.

$$\delta = 23.45 \text{ sen} 360 \frac{284 + n_{dia}}{365} \quad (3.60)$$

em que, n_{dia} é o dia avaliado. A irradiação extraterrestre para uma superfície horizontal (I_o) no período de uma hora é dada pela Equação 3.61.

$$I_o = \frac{123600G_{SC}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \frac{360n_{dia}}{365} [\cos \phi \cos \delta [\sin \omega_2 - \sin \omega_1] + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta] \right] \quad (3.61)$$

em que, G_{SC} é a constante solar, ϕ é a latitude da região avaliada, ω_1 e ω_2 definem o intervalo de tempo para o cálculo da irradiação.

Com I_o calculado e utilizando a radiação solar horária média mensal experimental na superfície horizontal (I_{db}) o coeficiente de distribuição de nuvem (k_T) pode ser calculado pela Equação 3.62.

$$k_t = \frac{I_{db}}{I_o} \quad (3.62)$$

A componente irradiação difusa pode ser calculada usando a correlação de Erbs (Equação 3.63, já a componente da irradiação normal de feixe pode ser calculada pela Equação 3.64.

$$\frac{I_d}{I_{db}} = \begin{cases} 1,00,09k_t, & \text{para } k_t \leq 0,22 \\ 0,95110,1604k_t - 4,388k_t^2 - 16,638k_t^3 - 12,336k_t^4, & \text{para } 0,22 < k_t \leq 0,80 \\ 0,165, & \text{para } k_t > 0,80 \end{cases} \quad (3.63)$$

$$I_b = I_{db} - I_d \quad (3.64)$$

Por fim, a média mensal de irradiação de feixe direta por hora na superfície inclinada (I_{bt}) é definida pela Equação 3.64

$$I_{bt} = I_b R_b \quad (3.65)$$

em que, R_b é razão de irradiação do feixe e pode ser calculada de acordo com a Equação 3.66.

$$R_b = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega_1 + 7,5}}{\cos \theta_z} = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega_1 + 7,5}}{\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega_1 + 7,5} \quad (3.66)$$

em que, θ_z é o angulo zenital do sol.

3.2.2 Equações governantes - Receptor solar

O projeto ideal para um receptor de cavidade deve ter compromisso com três aspectos importantes, a distribuição uniforme de irradiância nas paredes do receptor e do absorvedor, alta eficiência de absorção óptica e baixa perda de bombeamento (EL-GHAFOUR, 2018).

Um modelo matemático que calcule a temperatura no receptor permite que os parâmetros de entrada na previsão de desempenho do motor Stirling sejam definidos (BARRETO; CANNHOTO, 2017). A quantidade de calor fornecida ao receptor para o funcionamento do motor Q_{sol} pode ser calculada com base na equação 3.67.

$$\frac{dQ_{sol}}{dt} = S - m_r c_{pr} \frac{dT_{wh}}{dt} - Q_{rad} - Q_{conv} \quad (3.67)$$

em que, m_r representa a massa, c_{pr} o coeficiente de calor específico do material do receptor, Q_{rad} o calor perdido por radiação e Q_{conv} o calor perdido por convecção. A potência concentrada nas superfícies do receptor S pode ser calculada pela Equação 3.68.

$$S = \alpha(P_c + P_{cil}) \quad (3.68)$$

em que, P_{cil} é a potência na superfície cilíndrica, P_c é a potência na superfície circular e α é a absorvância do material. P_{cil} e P_c são obtidos ao longo do dia com a simulação do disco concentrador solar no software Tonatiuh.

O coeficiente de transferência de calor radiativo (h_{rad}) e o coeficiente de transferência de calor convectivo (h_{conv}) podem ser calculados a partir das Equações 3.69 e 3.70, respectivamente.

$$h_{rad} = \sigma \epsilon (T_{wh} - T_{\infty}) (T_{wh}^2 + T_{\infty}^2) \quad (3.69)$$

$$h_{conv} = \frac{k_r Nu}{H + e_t} \quad (3.70)$$

em que, σ representa a constante de Stefan-Boltzmann, ϵ a emissividade do material, k_r o calor convectivo, Nu o número de Nusselt, H a altura do receptor e e_t a espessura da parede

As variáveis Q_{rad} e Q_{conv} podem ser calculadas utilizando as Equações 3.71 e 3.72 respectivamente.

$$Q_{rad} = A_r h_{rad} (T_{wh} - T_{\infty}) \quad (3.71)$$

$$Q_{conv} = A_r h_{conv} (T_{wh} - T_{\infty}) \quad (3.72)$$

em que, A_r representa a área total de troca de calor no receptor, T_{wh} a temperatura na superfície da câmara quente do motor Stirling e T_{∞} a temperatura ambiente.

O modelo para determinar o número de Nusselt local médio da convecção natural para o receptor é definido por POPIEL (2008) e apresentado na Equação 3.73.

$$\frac{Nu}{Nu_{FP}} = 1 + 0,300 \left[32^{0,5} \left(\frac{Ra_{H+e_t}}{Pr} \right)^{-0,25} \left(\frac{H + e_t}{D_e + 2e_t} \right) \right]^{0,909} \quad (3.73)$$

em que, D_e representa o diâmetro da câmara de expansão. O número de Nusselt para convecção natural em uma placa plana vertical Nu_{FP} é calculado a partir da Equação 3.74.

$$Nu_{FP} = 0,68 + \frac{0,67 Ra_{H+e_t}^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{8}} \right]^{\frac{4}{9}}} \quad (3.74)$$

O valor calculado Nu_{FP} só é válido apenas quando o número de Rayleigh (Ra) é menor que 10^9 (POPIEL, 2008). Ra é calculado utilizando a Equação 3.75.

$$Ra = Pr \frac{2g(H + e_t)^3}{(T_{wh} + T_\infty)\nu} (T_{wh} - T_\infty) \quad (3.75)$$

em que, ν representa a viscosidade cinemática do fluido e Pr o número de Prandtl.

Por se tratar de um processo iterativo determinado por um S fixo e uma aproximação inicial do T_{wh} , o balanço de energia do receptor em regime permanente deve detalhar um modelo de predição das características termodinâmicas do motor Stirling.

3.3 Modelo matemático para previsão de desempenho do trocador de calor do queimador

O biogás produzido em biodigestores pode ser direcionado para um queimador e o calor gerado pela combustão utilizado como fonte de energia. Para o cálculo de parâmetros como a temperatura de combustão, algumas considerações devem ser feitas (ROSO et al., 2019).

- O processo de combustão é completo. No entanto, para garantir tal eficiência de combustão, condições mais realistas tendem a considerar o ar introduzido em excesso. Embora as misturas estequiométricas resultem em temperaturas de combustão mais altas do que as misturas mais pobres, devido à dificuldade de queima estequiométrica completa, é comum em queimadores o empobrecimento da mistura para garantir uma maior eficiência de combustão e redução de poluentes (ROSO et al., 2019).
- Apesar da composição complexa do ar, de forma simplificada considera-se que a composição molar do ar consiste em 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio.

- Como são consideradas as variações na umidade do ar, que é a origem da possível umidade no biogás, o teor de água no biogás foi desconsiderado neste estudo, pois trata-se de condições ideais próximas.
- As massas molares de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre e ar são 12 kg/kmol, 1 kg/kmol, 18 kg/kmol, 14 kg/kmol, 32 kg/kmol e 29 kg/kmol, respectivamente.
- O N_2 é considerado inerte e não reage para formar compostos do tipo NOx.
- A umidade relativa (RH) do ar de entrada não varia e possui um valor de 20%.
- O biogás e o ar são considerados em condições de gás ideal.
- A composição do biogás pode variar. Para isso são mantidas as composições de H_2S e NH_3 respectivamente em 0,0030% e 0,0001% e variadas as composições de CH_4 e CO_2 . Frações de N_2 e H_2 não foram consideradas por não serem comumente encontradas no biogás. Como consequência da variação percentual do metano no biogás, o poder calorífico inferior (PCI) do biogás sofre variações.

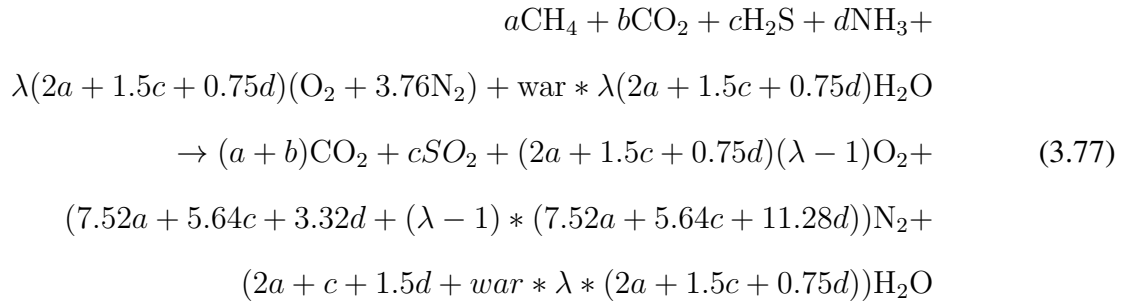
3.3.1 Temperatura adiabática de chama

Em um queimador que trabalha com motor Stirling seu desempenho pode ser determinado pela temperatura adiabática da chama. A energia liberada pela combustão aparece em duas formas: transferência de calor para o ambiente e aumento de temperatura dos gases. Considerando nenhuma interação de trabalho, condições adiabáticas, volume constante, mínima transferência de calor e maior elevação de temperatura, a temperatura adiabática de chama é usada como a temperatura da fonte quente do motor Stirling por razões práticas. A temperatura adiabática de chama pode ser estimada de acordo com a Equação 3.76, em que, todos os gases reagentes e de produtos são considerados ideais e as maiores entalpias dependentes apenas das temperaturas circundantes (WARK, 1977). Além disso, considera-se que a reação de combustão é iniciada com reagentes a 298 K.

$$\sum_{\text{produtos}} n_i (\Delta \bar{h}^{f,298} + \bar{h}^{T_{ad}} - \bar{h}^{298}) - \sum_{\text{reagentes}} n_i (\Delta \bar{h}^{f,298} + \bar{h}^{T_{ad}} - \bar{h}^{298}) = 0 \quad (3.76)$$

em que n_i é o número de moles de cada espécie química contida nos produtos ou reagentes, $\bar{h}^{f,298}$ é a entalpia de formação de uma dada espécie e \bar{h}^{298} é a entalpia na temperatura de referência, ambas a 298 K. $\bar{h}^{T_{ad}}$ é a entalpia à temperatura de chama adiabática T_{ad} .

Considerando a , b , c e d as frações decimais molares de CH_4 , CO_2 , H_2S e NH_3 respectivamente, a Equação 3.76 pode ser resolvida determinando as quantidades molares envolvidas em uma reação de combustão do biogás. A reação de combustão pode então ser expressa pela Equação 3.77 considerando valores de razão estequiométrica da mistura ar-combustível superiores a 1 ($\lambda \geq 1$) e razão molar de água/ar devido à umidade relativa igual a 20% (war).



Quimicamente, a reação da combustão de forma completa ocorre com as quantidades estequiométricas de ar e de combustível. O fator lambda (λ) é uma relação entre a relação Ar/Combustível praticada (A/C_r) com a relação Ar-Combustível estequiométrica (A/C_i). Em outras palavras é possível dizer que λ varia se o combustível for adicionado em excesso ou em escassez (Equação 3.78).

$$\lambda = \frac{A/C_r}{A/C_{ideal}} \tag{3.78}$$

A razão estequiométrica entre o ar e o combustível (A/C_i) usada na combustão é expressa na Equação 3.79.

$$A/C_{ideal} = \frac{n_{air}M_{air}}{n_{biogas}M_{biogas}} \tag{3.79}$$

Os números de moles de ar e de biogás e as massas molares de ar e de biogás são representados por n_{air} , n_{biogas} , M_{air} e M_{biogas} , respectivamente.

A umidade relativa (RH) pode ser definida pela Equação 3.80

$$RH = \frac{100\omega_h M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{air}}} \tag{3.80}$$

em que, $M_{\text{H}_2\text{O}}$ é a massa molar da água e ω_h é dado pela Equação 3.81).

$$\omega_h = \frac{0.622RHP_g}{100P_{atm} - RHP_g} \tag{3.81}$$

em que, P_{atm} é a pressão atmosférica e P_g é a pressão de saturação da água a uma dada temperatura.

3.4 Modelo de previsão de desempenho do sistema híbrido

Para a construção do modelo de previsão de desempenho do sistema híbrido são utilizadas as equações que calculam a potência de saída (W_s), a quantidade de calor necessária para o funcionamento (Q_{in}) e a eficiência térmica (η_t) do motor. Com a modelagem do disco concentrador e do receptor solar, é possível calcular a quantidade calor disponível (Q_{sol}) após as perdas por convecção e radiação. Já com o modelo de combustão é possível calcular a temperatura adiabática da chama (T_{ad}) da combustão. Considerando uma operação constante do sistema híbrido (24 horas), a queima do biogás entrará como uma suplementação de energia. Ou seja, em momentos de pouca ou nenhuma radiação solar Q_{sol} será inferior a quantidade de calor necessária para o funcionamento do motor e Q_{bio} será inserido.

A quantidade de calor a ser fornecida pela queima do biogás Q_{bio} pode ser calculada pela Equação 3.82. Como consequência o consumo de biogás (V_{gas}) também poderá ser estimado.

$$Q_{bio} = Q_{in} - Q_{sol} \quad (3.82)$$

A transferência de calor por convecção em um queimador ocorre entre os gases de combustão e a superfície a ser aquecida. A quantidade de calor transferida para o motor é função da temperatura do fluido dos gases queimados (T_{ad}), da temperatura superficial do motor (T_s) e da resistência térmica associada ao sistema (R_t).

$$Q_{in} = \frac{T_{wh} - T_{ad}}{R_t} \quad (3.83)$$

A resistência térmica pode ser calculada R_t de acordo com a Equação 3.84.

$$R_t = \frac{1}{h_{comb}A_q} \quad (3.84)$$

em que, h_{comb} representa o coeficiente convectivo de troca de calor e A_q a área da superfície de troca de calor.

Em alguns casos o uso de aletas se faz necessário para diminuir a resistência térmica e dependendo do seu formato, aumentar a quantidade de calor transferido a superfície de aquecimento e ao motor. Para aletas longitudinais na direção do escoamento é possível calcular R_t

pela Equação 3.85

$$R_t = \frac{1}{h_{comb}A_q(1 - A_f/A_q)(1 - \eta_f)} \quad (3.85)$$

em que, A_f representa a área da aleta e η_f a eficiência da aleta que pode ser calculada pela Equação 3.86

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_f(L_f + t/2))}{m_f(L_f + t/2)} \quad (3.86)$$

em que, m_f é calculado pela Equação 3.87

$$m_f = \sqrt{\frac{2h_{comb}}{k_m t_f}} \quad (3.87)$$

em que, t representa a espessura, L_f a altura da aleta e k_m é a condutividade térmica do material.

O consumo horário de biogás (\dot{V}_h) pode ser calculado de acordo com a Equação 3.88.

$$\dot{V}_h = \left(\frac{Q_{Bio}}{Q_{in}} \right) \frac{3,6Q_{Bio}M_c}{PCI\rho_c\lambda} \quad (3.88)$$

em que, PCI representa o poder calorífico inferior, ρ_c a densidade e M_c a massa molecular do combustível que pode ser calculada pela Equação 3.89

$$M_c = M_{CH_4}a + M_{CO_2}b + M_{H_2S}c + M_{NH_3}d \quad (3.89)$$

em que, a densidade do combustível (ρ_c) pode ser calculada de acordo com a Equação 3.90.

$$\rho_c = \rho_{CH_4}a + \rho_{CO_2}b + \rho_{H_2S}c + \rho_{NH_3}d \quad (3.90)$$

Sendo uma medida prática da quantidade de energia em um combustível, o PCI pode ser definido como a quantidade de calor liberada pela combustão por massa unitária do combustível queimado a volume constante, de modo que toda a água nos produtos da reação permaneça na forma de vapor (Equação 3.91) (TELMO; LOUSADA, 2011).

$$PCI = \frac{PCI_{CH_4}M_{CH_4}a + PCI_{CO_2}M_{CO_2}b + PCI_{H_2S}M_{H_2S}c + PCI_{NH_3}M_{NH_3}d}{M_{CH_4}a + M_{CO_2}b + M_{H_2S}c + M_{NH_3}d} \quad (3.91)$$

Os poderes caloríficos inferiores PCI_{CH_4} , PCI_{CO_2} , PCI_{H_2S} e PCI_{NH_3} e as massas molares M_{CH_4} , M_{CO_2} , M_{H_2S} e M_{NH_3} do CH_4 , CO_2 , H_2S e NH_3 são apresentados na Tabela 3.2 respectivamente.

Tabela 3.2: PCI, ρ e massa molar das espécies químicas CH_4 , CO_2 , H_2S e NH_3 em condições normais de temperatura e pressão. (KENNETH; DONALD, 1999; MOKOMELE et al., 2019; GANESAN, 2012; INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; AZIZ; WIJAYANTA; NANDIYANTO, 2020; BICER et al., 2016)

	CH_4	CO_2	H_2S	NH_3
PCI [kJ/kg]	50000	0	15220	18570
ρ [kg/m ³]	0.717	1.902	1.505	0.769
Massa molar [g/mol]	16.043	44.009	34.081	17.031

Como o consumo é calculado para cada hora do dia o consumo diário de biogás é uma soma dos consumos horários ao longo do dia (Equação 3.92).

$$\dot{V}_{dia} = \sum_1^{24} \dot{V}_h \quad (3.92)$$

Com o consumo volumétrico específico de combustível (vfc) é possível ter um maior entendimento do funcionamento do sistema e como alterações podem impactar no consumo diário e na potência produzida (Equação 3.93). Ou seja, o vfc é um indicador da eficiência do sistema.

$$vfc = \frac{1000\dot{V}_{dia}}{W_s} \quad (3.93)$$

O coeficiente convectivo de troca de calor dos gases de combustão pode ser calculado de acordo com a Equação 3.94

$$h_{comb} = \frac{Nuk_{comb}10^{-3}}{L_a} \quad (3.94)$$

em que, k_{comb} representa a condutividade térmica dos gases de combustão (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000) e Nu o número de Nusselt (Equação 3.95). De acordo com SONG; CHEN; YANG (2015) é possível obter valores de h_{comb} entre 25 e 40W/m²K em queimadores de biogás. Estes valores podem ser utilizados como uma estimativa inicial por terem sido obtidos por meio de testes experimentais, entretanto, é necessário calcular os valores de h_{comb} nos diferentes pontos de operação do motor para uma maior precisão no cálculo do consumo de combustível.

$$Nu = \begin{cases} 0.664Re^{(1/2)}Pr^{(1/3)} & Re < 5 \times 10^5 \\ (0.037Re^{(4/5)} - 871)Pr^{(1/3)} & 5 \times 10^5 < Re < 10^8 \end{cases} \quad (3.95)$$

O número de Reynolds pode ser calculado de acordo com a Equação 3.96.

$$Re = \frac{u_{comb} L_a}{\nu} \quad (3.96)$$

em que, L_a representa o comprimento da aleta, ν a viscosidade cinemática e u_{comb} a velocidade dos gases de combustão (Equação 3.97).

$$u_{comb} = \frac{\dot{V}_h A / C_r + \dot{V}_h}{3600 \rho_c 24 A h_q} \quad (3.97)$$

em que, $A h_q$ representa a área hidráulica do queimador

3.4.1 Dimensionamento do biodigestor

Dependendo do tipo de biomassa, os bioresíduos podem ser utilizados na forma de líquidos ou misturas com água para produzir biogás e biofertilizantes. Após serem misturados com proporções pré-definidas de água, o substrato é colocado no biodigestor anaeróbico. No tanque de digestão, bactérias anaeróbicas decompõem o material orgânico na ausência de oxigênio e o transformam em biogás (APPELS et al., 2011; ANDREWS; JELLEY, 2017). Para atingir o crescimento microbiano adequado e aumentar a eficiência da digestão, condições como potencial de hidrogênio, nutrientes, ácidos graxos voláteis, amônia, substâncias tóxicas, misturas de soluções e temperatura do tanque devem ser mantidas em níveis adequados (NOOROLLAHI et al., 2015; YONG et al., 2015).

Para o dimensionamento de uma usina de biodigestão o principal parâmetro a ser obtido é o volume de biogás necessário a ser produzido diariamente. Como consequência é definir a quantidade de biomassa, o número de animais, o consumo diário de água e o volume do biodigestor para o funcionamento contínuo do sistema.

A quantidade de biomassa diária necessária no biodigestor (m_b) para garantir a produção de biogás pode ser calculada de acordo com a Equação 3.98.

$$m_b = \frac{v f c}{B_a} \quad (3.98)$$

em que, B_a é produção de biogás por kg de biomassa.

O número de animais (N_a) necessários para suprir a demanda diária de biomassa para o funcionamento do sistema é calculado na Equação 3.99 de acordo com a quantidade de biomassa produzida pela espécie animal escolhida, apresentada na Tabela 3.14.

$$N_a = \frac{m_b}{A_m} \quad (3.99)$$

em que, A_m é a quantidade de biomassa produzida por animal por dia. A quantidade diária de água a ser inserida no biodigestor pela diluição da biomassa (H_2O_{dia}), pode ser calculada pela Equação 3.100.

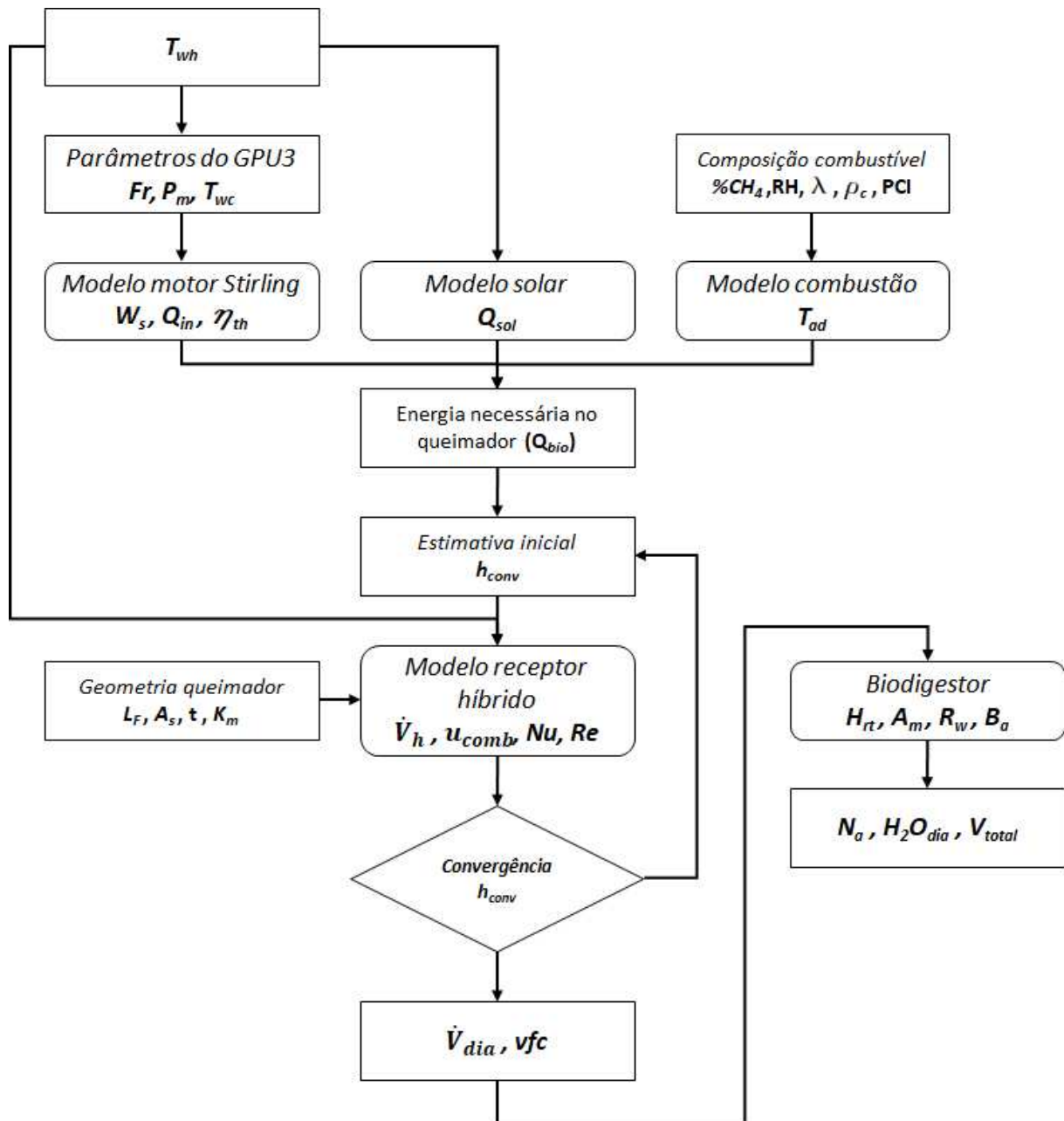
$$H_2O_{dia} = A_m N_a R_w \quad (3.100)$$

O volume total do biodigestor (V_{total}) é calculado considerando a quantidade de biomassa e água inseridas diariamente, a densidade da biomassa (ρ_b) e o tempo de retenção hidráulica (H_{rt}) que a mistura deve ficar no biodigestor (Equação 3.101) (OLIVER et al., 2008).

$$V_{total} = A_m N_a \left(R_w + \frac{1}{\rho_b} \right) \frac{H_{rt}}{1000} \quad (3.101)$$

Para a simulação do sistema híbrido são utilizados as equações que modelam a previsão de desempenho do motor, do disco concentrador, do receptor solar, do trocador de calor do queimador e do biodigestor. A Figura 3.6 apresenta um desenho esquemático da metodologia de simulação do motor Stirling operando com radiação solar e biogás. Nela, são apresentadas as condições de contorno necessárias e os parâmetros calculados.

Figura 3.6: Desenho esquemático da metodologia de simulação do sistema híbrido.



Fonte: Autor.

3.5 Condições iniciais e de contorno

3.5.1 Motor GPU-3

O motor Stirling GPU-3 (*Ground Power Unit*) é um protótipo desenvolvido inicialmente pela General Motors. Com uma potência de saída próxima a $3kW$ consegue operar com combustíveis líquidos e gasosos. Por ser acoplado a um gerador elétrico é amplamente difundido na literatura sendo referência para pesquisadores que trabalham com motores Stirling.

As principais dimensões do motor estão apresentadas na Tabela 3.3. Mais detalhes da descrição e das especificações do motor foram documentados por EL-GHAFOUR (2018). A Figura 3.7 apresenta uma vista do motor e seus principais componentes.

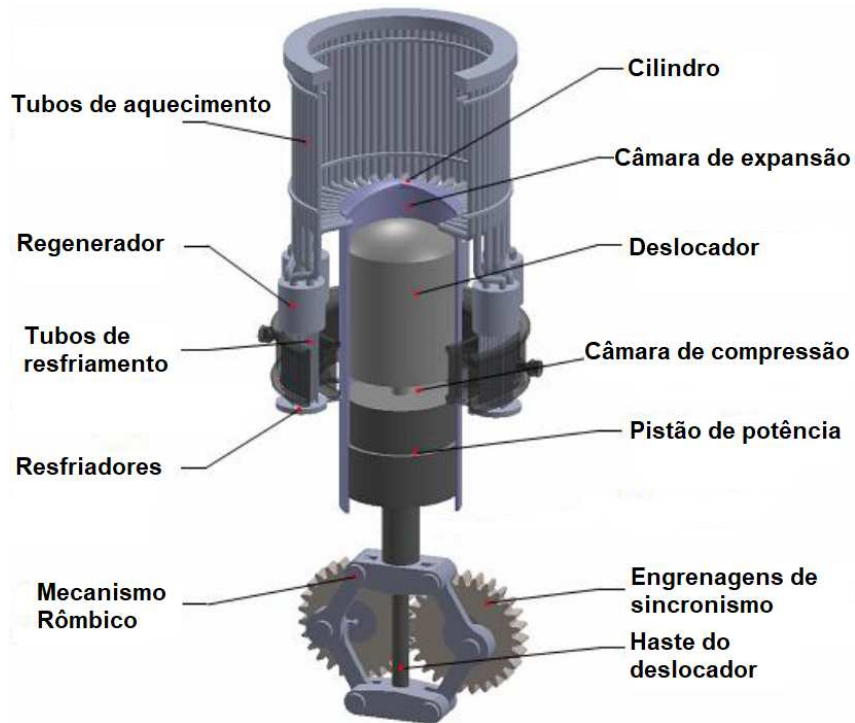
Tabela 3.3: Especificações de projeto e condições operacionais do motor Stirling GPU-3.

Cilindro	
Diâmetro cilindro (d_b)	69,90 [mm]
Diâmetro externo do deslocador	69,60 [mm]
Espessura da parede do deslocador	1,59 [mm]
Comprimento total do deslocador (L_d)	90,40 [mm]
Deslocador e curso do pistão	31,20 [mm]
Diâmetro superior do pistão	64,48 [mm]
Comprimento total do pistão (L_p)	58,76 [mm]
Altura do centro das engrenagens à parede superior do cilindro	311,90 [mm]
Câmara de expansão	
Comprimento do tubo (lado do cilindro)	116,40 [mm]
Comprimento do tubo (lado do regenerador)	128,90 [mm]
Comprimento exposto à fonte de calor	77,70 [mm]
Diâmetro interno do tubo	3,02 [mm]
Número de tubos por regenerador	5
Regenerador	
Diâmetro interno e comprimento da carcaça	22,60 [mm]
Diâmetro do fio da malha	0,04 [mm]
Porosidade	0,70
Câmara de compressão	
Comprimento do tubo	46,10 [mm]
Comprimento exposto à água de resfriamento	35,50 [mm]
Diâmetro interno do tubo	1,08 [mm]
Número de tubos por regenerador	39
Conexão da extremidade mais fria	
Comprimento do duto de conexão	15,9 [mm]
Diâmetro interno do duto de conexão	5,97 [mm]
Volume das extremidades do refrigerador	2,77 [cm ³]
Mecanismo de acionamento	
Comprimento do haste do deslocador (L)	46,00 [mm]
Raio da manivela (R_c)	13,80 [mm]
Excentricidade (e)	20,80 [mm]
Comprimento da biela do pistão (L_{pcr})	93,30 [mm]
Comprimento da biela do deslocador (L_{dcr})	244,00 [mm]

Fonte: MIKHAEL; EL-GHANDOUR; EL-GHAFOUR (2018).

O volume de controle para a simulação do motor Stirling GPU-3 é definido pelo volume deslocado pelos pistões de potência e deslocamento, pelos volumes mortos de expansão, compressão e regeneração. Os parâmetros geométricos do motor são apresentados na Tabela 3.3 e a Figura 3.8 apresenta uma vista em corte do volume interno do motor.

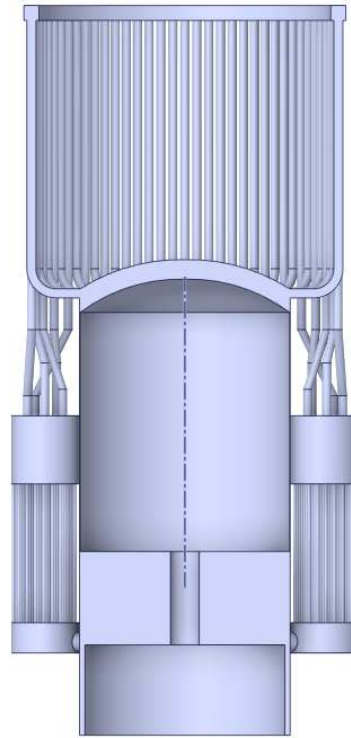
Figura 3.7: Desenho esquemático do motor Stirling GPU-3.



Fonte: Adaptado de MIKHAEL; EL-GHANDOUR; EL-GHAFOUR (2018).

O motor Stirling GPU-3 é simulado usando o modelo PSVL para o cálculo de W_s , Q_{in} . Como estes parâmetros são necessários como condições de contorno do modelo híbrido, o teste do seu funcionamento sob diferentes condições de operação se faz necessário. Além disso, a construção do mapa de desempenho do motor permite o entendimento do seu funcionamento. O Hélio é utilizado como fluido de trabalho por oferecer um melhor desempenho que outros fluidos como ar. A Tabela 3.4 mostra as condições de contorno utilizadas para a construção do mapa de desempenho do motor Stirling GPU-3.

Figura 3.8: Domínio computacional para o motor Stirling GPU-3.



Fonte: Autor.

O modelo de previsão de desempenho do motor é implementado e simulado utilizando o programa comercial MATLAB[®]. Como mostrado na Tabela 3.4 o motor GPU-3 é testado variando sua pressão média, rotação e temperatura da superfície de aquecimento. Os valores escolhidos utilizam os dados experimentais apresentados por EL-GHAFOUR; MIKHAEL; EL-GHANDOUR (2021) como base para a definição das condições de contorno.

Tabela 3.4: Condições de contorno para a construção dos mapas de desempenho do motor Stirling.

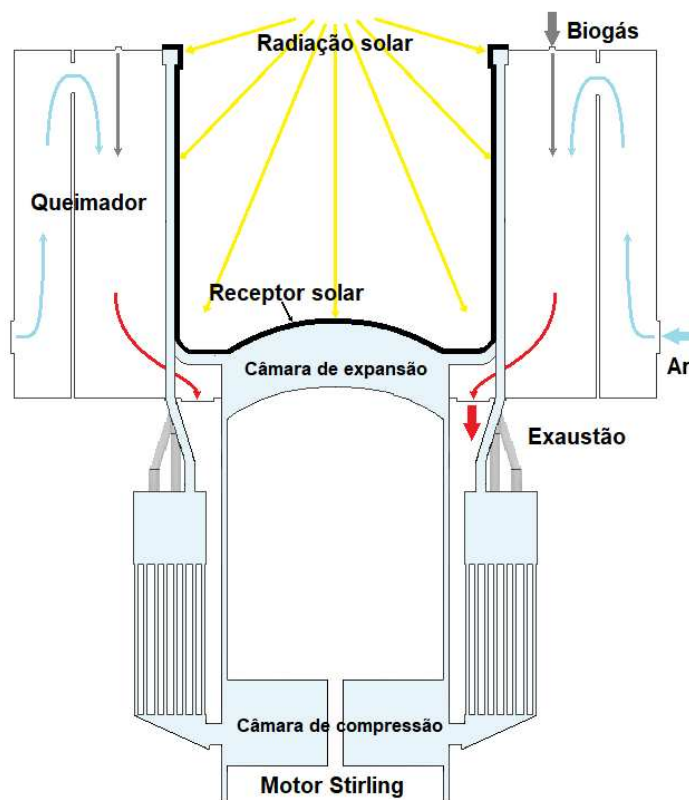
P_m [MPa]	F_r [Hz]	T_{wh} [K]	T_{wc} [K]	Fluido
	16,7			
	25,0			
2,76	33,3			
4,14	41,7	500 - 1200	298,15	Hélio
6,92	50,0			
	58,3			
	66,7			
	75,0			

3.5.2 Condições de contorno do receptor híbrido

O receptor é a parte do sistema que é responsável por receber o calor disponível e inserí-lo no motor. A hibridização do receptor permitirá que o motor consiga operar com radiação solar e com o calor proveniente da queima do biogás de maneira independente (radiação **ou** biogás) ou de maneira conjunta (radiação **e** biogás). Com a adição do biogás será possível reduzir a natureza intermitente da energia solar e permitirá uma produção de potência mais estável. O modelo é simulado utilizando o programa Matlab®.

A Figura 3.9 apresenta um desenho esquemático do receptor híbrido proposto. Nela é possível observar que o receptor solar que recebe os raios solares já concentrados, sendo definido pela superfície interna dos tubos da câmara de expansão do motor e a câmara de combustão fica em contato com a superfície externa. Desta maneira os gases queimados e a radiação solar não entram em contato.

Figura 3.9: Desenho esquemático do conjunto, motor Stirling, queimador de biogás e receptor solar.



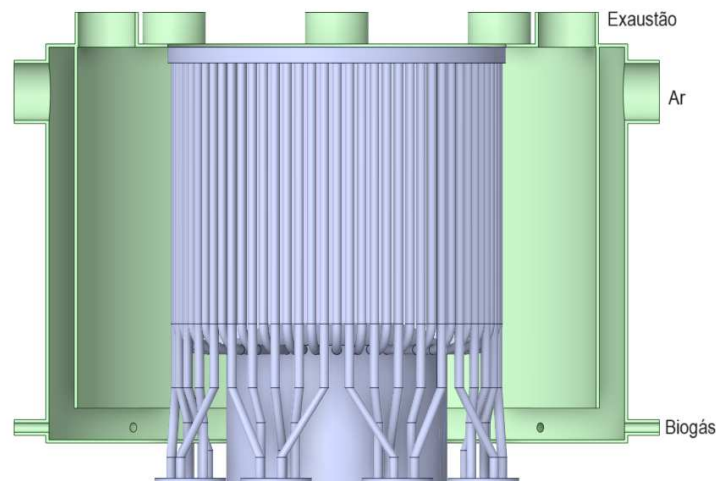
Fonte: Autor.

Um modelo de receptor híbrido genérico foi desenvolvido para ser utilizado como objeto de estudo deste trabalho. O receptor é composto por uma câmara de combustão que permite que

os gases queimados circundem o lado externo da câmara de expansão do motor Stirling e que possibilite a transferência de calor para o interior do motor. Já a cavidade interna da câmara de expansão do motor é aberta para o ambiente, permitindo a entrada de radiação solar. Desta maneira, a radiação solar e os gases de combustão incidem sob superfícies diferentes e não interferem entrem si.

As Figuras 3.10 e 3.11 apresentam diferentes vistas da estrutura do queimador desenvolvido para este trabalho. Nelas é possível observar os pontos de entrada de ar e biogás e os dutos de exaustão.

Figura 3.10: Vista frontal do domínio computacional do queimador.



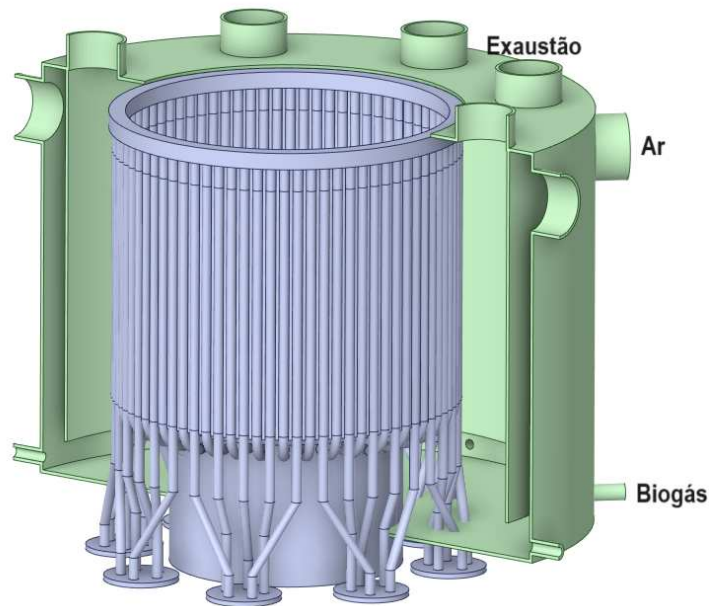
Fonte: Autor.

3.5.3 Condições de contorno e condições iniciais do trocador de calor e combustão

Como o sistema híbrido será submetido a um funcionamento constante (24 horas por dia), o principal objetivo da simulação do trocador de calor do queimador de biogás é estimar o consumo diário de biogás do motor Stirling para diferentes condições de operação. Como consequência, será possível estimar o consumo específico para a produção diária constante de 1 kW, o número de animais necessários para o fornecimento diário de biomassa e o tamanho do biodigestor. Com os resultados obtidos será possível avaliar o dimensionamento do sistema e como ele se encaixaria na realidade da pecuária brasileira.

A energia liberada por uma reação química em um queimador de fluxo constante pode aparecer como transferência de calor para o ambiente e como aumento da temperatura dos gases do reagentes. No queimador é considerado que não há geração de trabalho (volume constante) e que o mesmo esteja em condições adiabáticas.

Figura 3.11: Vista em perspectiva do domínio computacional do queimador.



Fonte: Autor.

Para todos os testes realizados no queimador, o motor é submetido as condições de contorno apresentadas na Tabela 3.5. Além disso, em todos os testes realizados para avaliar o desempenho do queimador não é considerada a incidência de radiação solar. Ou seja, o sistema opera apenas com biogás.

Tabela 3.5: Condições de contorno para o motor GPU-3 durante os testes do trocador de calor do queimador.

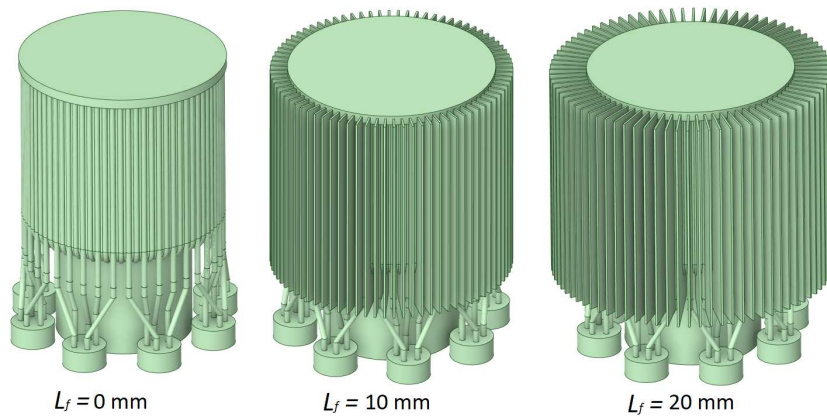
Parâmetro	Valor
P_m [MPa]	6,92
Fr [Hz]	41,7
T_{wh} [K]	500 - 1200
T_{wc} [K]	298,15
Fluido	Hélio

Na prática a produção e queima do biogás é influenciada de diferentes maneiras. Parâmetros como a temperatura ambiente, tipo de matéria orgânica e clima podem influenciar na concentração de CH_4 produzida. Com o objetivo de trazer o funcionamento do sistema para condições reais, são simulados diferentes composições de biogás.

O uso de aletas se faz necessário para aumentar a superfície de contato dos gases de combustão e consequentemente aumenta a quantidade de calor trocado (SONG; CHEN; YANG, 2015). A Figura 3.12 apresenta exemplos de aletas que são adicionadas a superfície de aquecimento do motor. São testados diferentes comprimentos de aletas e a sua influência no desem-

penho do trocador de calor do queimador é testada. A Tabela 3.6 apresenta as condições de contorno para a análise da influência da geometria do trocador de calor no consumo de biogás.

Figura 3.12: Diferentes aletas montadas na superfície de aquecimento do motor.



Fonte: Autor.

Tabela 3.6: Condições de contorno para avaliação da influência da geometria do trocador de calor do queimador no seu desempenho.

Teste nº	1	2	3	4	5	6	7	8	9
CH_4 [%]					60				
CO_2 [%]					39,9969				
H_2S [%]					0,0030				
NH_3 [%]					0,0001				
ρ_{comb} [kg/m^3]					1,181				
PCI [kJ/kg]					18061,24				
λ					1,0				
RH [%]					20				
L_f [mm]	0	5	10	15	20	25	30	35	40

O fator λ influência diretamente na temperatura adiabática de chama, quanto maior for a quantidade de ar misturado em excesso ao biogás, mais pobre será a mistura e menor será a temperatura adiabática de chama. Diferentes valores de λ variando de 1,0 até 2,0 foram testados a fim de verificar a sua influência no consumo de biogás no queimador. A Tabela 3.7 apresenta as condições de contorno para a análise da influência do fator λ no desempenho do trocador de calor do queimador.

Tabela 3.7: Condições de contorno para avaliação da influência do fator λ no desempenho do queimador.

Teste nº	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
CH_4 [%]						60					
CO_2 [%]						39,9969					
H_2S [%]						0,0030					
NH_3 [%]						0,0001					
ρ_{comb} [kg/m ³]						1,181					
PCI [kJ/kg]						18061,24					
λ	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
RH [%]						20					
L_f [mm]						30					

Qualidades de biogás com concentrações próximas a 60% de CH_4 são comumente obtidas no processo de biodigestão de dejetos de animais. Entretanto este valor pode variar e afetar a qualidade do biogás, para isso, a influência da sua qualidade deve ser avaliada. Foram testadas composições de biogás de pobres em CH_4 (40%) até composições de biogás enriquecidos e com uma maior concentração de CH_4 (80%) (Tabela 3.8).

Tabela 3.8: Condições de contorno para avaliação da influência da qualidade do biogás no desempenho do queimador.

Teste nº	1	2	3	4	5
CH_4 [%]	80	70	60	50	40
CO_2 [%]	19,9969	29,9969	39,9969	49,9969	59,9969
H_2S [%]			0,0030		
NH_3 [%]			0,0001		
ρ_{comb} [kg/m ³]	0,948	1,064	1,181	1,299	1,418
PCI [kJ/kg]	30064,04	23399,54	18061,24	13689,10	10042,594
λ			1,0		
RH [%]			20		
L_f [mm]			30		

3.5.4 Condições de contorno para a simulação do Disco concentrador e receptor solar

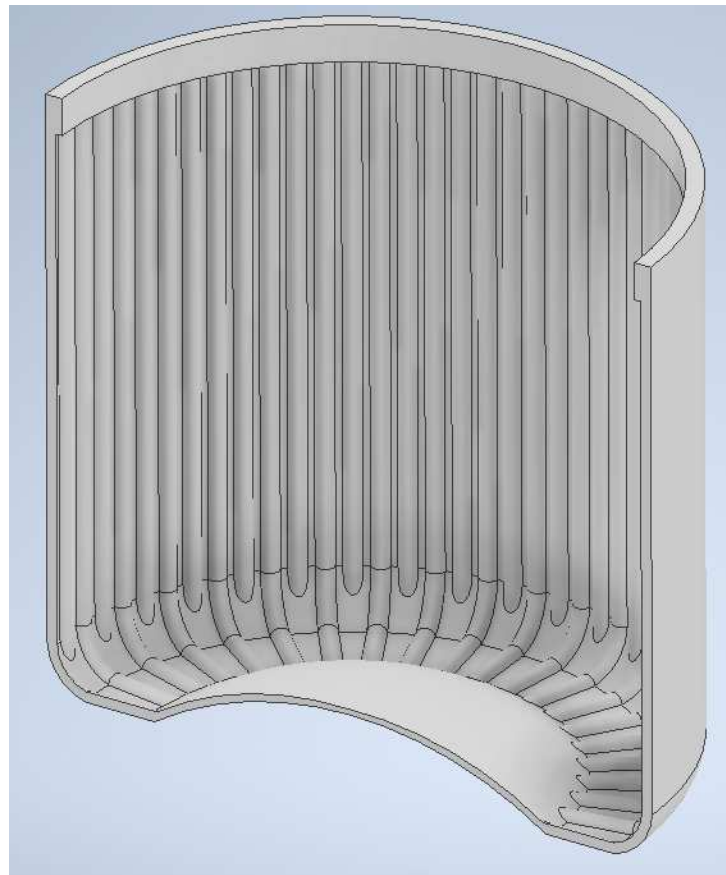
O disco concentrador solar é simulado utilizando o programa Tonatiuh®. Para avaliar a influência do número de fótons no modelo de traçado de raios foram realizados testes em uma malha 20x20 (400 elementos) com um número de fótons variando de 10^3 a 10^8 . Para um número de fótons inferior a 10^6 a potência que atinge a superfície circular possui uma dispersão muito alta. Para valores superiores a 10^7 a repetibilidade nos resultados começa a ser maior, entretanto, o custo computacional também aumenta de maneira significativa. Assim, o número

de fótons de 10^7 é utilizado neste estudo.

A simulação do disco é desenvolvida para cinco malhas diferentes (100x100 75x75, 50x50, 25x25 e 10x10). Como o valor médio da potência é uma função do número de fótons, a variação do número de células impacta diretamente no fluxo da superfície escolhida. Na superfície circular os melhores resultados foram obtidos com a malha 25x25. Já na superfície cilíndrica a malha 50x50 apresentou os melhores resultados.

A modelagem do receptor solar tem como objetivo calcular calor disponível na sua superfície para o funcionamento do motor. A modelagem matemática é realizado utilizando o programa Matlab®. O motor Stirling GPU-3 foi projetado inicialmente para operar com combustíveis fósseis. Por isso, ao se utilizar a câmara de expansão do motor Stirling como receptor solar é necessário que o design dos tubos de aquecimento sejam refeitos. O receptor solar é definido pela cavidade composta pela superfície da câmara de expansão como apresentado na Figura 3.13.

Figura 3.13: Receptor solar.



Fonte: Autor.

São realizados testes utilizando valores de temperatura na câmara de expansão variando

Tabela 3.9: Parâmetros geométricos do receptor solar.

Parâmetro	Valor
Diâmetro do receptor [d]	0,098 m
Altura do receptor [H]	0,095 m
Espessura da parede [e]	0,001 m
Calor específico do material (c_{pr})	460 $J/(kgK)$
Densidade (ρ)	7860 kg/m^3
Emissividade (ϵ)	0,8
Absortância (α)	0,9
Constante de Stefan-Boltzmann (σ)	$5,6696 \times 10^{-8} W/(m^2K^4)$
Condutividade térmica do material (κ_m)	0,06 $W/(mK)$
Viscosidade cinemática do fluido (ν)	$1,04 \times 10^{-4} m^2/s$
Número de Prandtl (Pr)	0,685

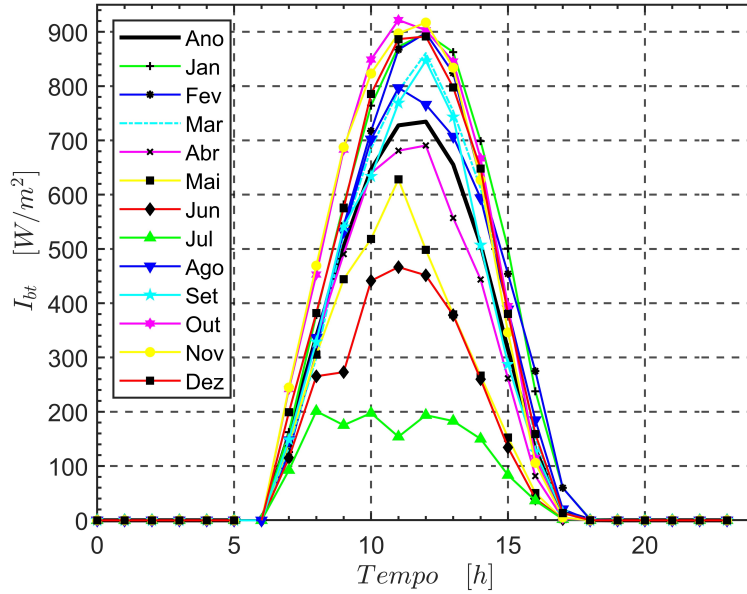
entre 500K a 1200K, valores similares aos aplicados na simulação do motor e do queimador (Tabela 3.5). São utilizados os valores de P_c e P_{cy} calculados utilizando o modelo de traçado de raios do disco concentrador solar e os parâmetros apresentados na Tabela 3.9.

A influência da localização do sistema híbrido no consumo de biogás é avaliada em duas cidades diferentes. A primeira, a cidade de Ourinhos - SP está localizada em uma região que tem uma radiação normal direta média anual de aproximadamente $1700 kWh/m^2.ano$. A segunda a cidade de Natal-RN que está localizada na região nordeste do país que conta com uma radiação normal direta média anual de $1844 kWh/m^2.ano$. A escolha dessas cidades se dá pelos seguintes motivos, Ourinhos está localizada no estado de São Paulo, onde tecnologias de produção de biogás são mais difundidas (Figura 2.15) e por isso, oferece um maior potencial de implantação de um sistema de produção de biogás, Natal está localizada na região que possui os maiores índices de radiação normal direta do país. Ambas possuem estações do projeto SONDA e por isso existem medições das condições solarimétricas. Desta forma, poderemos avaliar o funcionamento do sistema em dois extremos, no lugar de maior potencial de produção de biogás e no lugar de maior radiação solar disponível.

A Figura 3.5 mostra o mapa brasileiro com valores totais anuais de três tipos de irradiação solar das principais regiões do país e a localização da cidade de Ourinhos. As condições solarimétricas das cidades Ourinhos-SP e Natal-RN foram coletadas entre Maio de 2010 a Abril de 2011 pelo projeto SONDA. O período escolhido é definido por serem os últimos dados publicados até o momento de produção deste trabalho. A radiação difusa (I_d) e a radiação normal direta (I_b) e a radiação normal direta de hora em hora em uma superfície inclinada (I_{bt}) podem ser calculadas por meio das Equações 3.63 a 3.64.

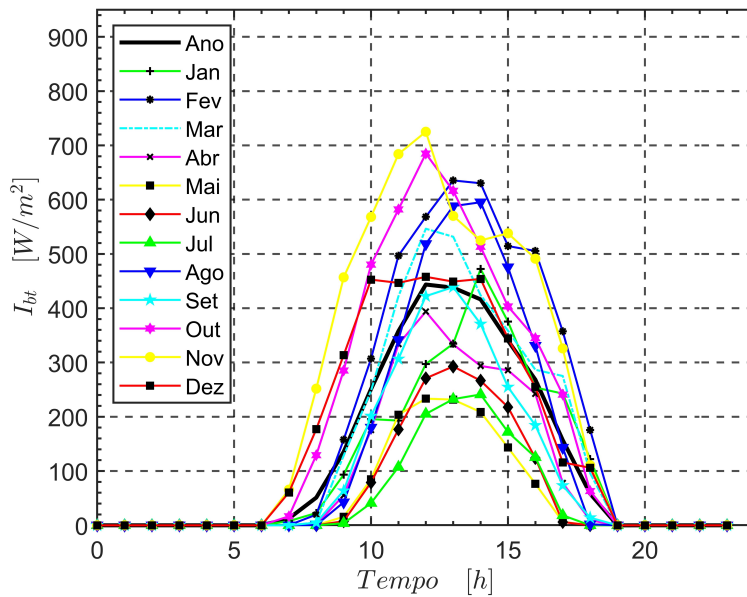
As Figuras 3.14 e 3.15 apresentam os valores experimentais da média mensal e da média anual da radiação solar incidida na superfície horizontal ao longo do dia para as cidades de Ourinhos - SP e Natal - RN.

Figura 3.14: Radiação solar incidida na superfície horizontal ao longo do dia para a cidade de Natal - RN (INPE, 2012).



Fonte: Autor.

Figura 3.15: Radiação solar incidida na superfície horizontal ao longo do dia para a cidade de Ourinhos - SP (INPE, 2012).



Fonte: Autor.

Pelas Figuras 3.14 e 3.15 confirma-se que Natal possui uma média anual de I_{bt} superior a Ourinhos e por isso, é possível afirmar que Natal possui um grande potencial de produção de energia utilizando radiação solar.

A Tabela 3.10 apresenta as condições de contorno utilizadas para a simulação do sistema híbrido nas cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN.

Tabela 3.10: Condições de contorno para avaliação da influência da localização no desempenho do sistema híbrido.

Teste nº	1	2
Localização	Natal -RN	Ourinhos - SP
D_{disco} [m]		10,5
CH_4 [%]		60
CO_2 [%]		39,9969
H_2S [%]		0,003
NH_3 [%]		0,0001
ρ_{comb} [kg/m ³]		1,181
PCI [kJ/kg]		18061.24
λ		1
RH [%]		20
L_f [mm]		30

Os parâmetros utilizados na simulação do disco concentrador utilizando o *software* Tonatiuh estão descritos na Tabela 3.11, em que, (CSR) é a razão entre a quantidade de energia contida na auréola circunsolar e a quantidade total de energia direta que chega do sol (BARRETO; CANHOTO, 2017).

Tabela 3.11: Parâmetros para simulação dos discos concentradores.

Parâmetro	Valor
Razão circunsolar	0,02
Refletância	0,94
Número de fótons	10×10^7
Número de células na área cilíndrica	50×50
Número de células na área circular	25×25

Além da localização do sistema, a influência do tamanho do disco concentrador é avaliada. São testados dois discos concentradores com diferentes dimensões, os discos concentradores comerciais "*Solar Kinetics Single Facet Concentrator*" e "*Vanguard I Concentrator*" serão chamados de $D-7,5$ e $D-10,5$ ao longo deste trabalho, respectivamente (STINE, 1998). Estes discos são selecionados por possuírem uma área de coleta de potência necessária para o funcionamento do motor Stirling GPU-3. Os parâmetros geométricos de cada disco são apresentados

na Tabela 3.12.

Tabela 3.12: Parâmetros geométricos dos discos concentradores selecionados

	<i>Vanguard I</i> <i>D-10,5</i>	<i>Single Facet</i> <i>D-7,5</i>
Diâmetro do disco (D_{disco}) [m]	10,5	7,5
Área de reflexão (A_{ir}) [m ²]	91,4	44,2
Ângulo de abertura (Ψ) [°]	45	45
Razão focal (f/D_{disco})	0,63	0,60
Razão de concentração (C)	2800	4000
Reflectância [%]	93,5	94,0
Sombra projetada pelo motor (A_s) [m ²]	0,2	0,2

Para o cálculo do consumo de biogás, os discos são submetidos a um perfil solarimétrico igual (mesma localização) e mesmas condições de operação no queimador. A Tabela 3.13 as condições de contorno para a avaliação do tamanho do disco concentrador solar no desempenho do sistema híbrido.

Tabela 3.13: Condições de contorno para avaliação da influência disco concentrador no desempenho do sistema híbrido.

Teste n°	1	2
Localização	Natal -RN	Natal -RN
D_{disco} [m]	7,5	10,5
CH_4 [%]	60	
CO_2 [%]	39,9969	
H_2S [%]	0,0030	
NH_3 [%]	0,0001	
ρ_{comb} [kg/m ³]	1,181	
PCI [kJ/kg]	18061,24	
λ	1	
RH [%]	20	
L_f [mm]	30	

3.5.5 Condições de contorno para a simulação do biodigestor

Para o funcionamento constante do sistema híbrido, uma produção de biogás que consiga suprir essa demanda de potência se faz necessária. Em propriedades rurais a disponibilidade de matéria orgânica ocorre pelas mais diferentes formas. Quando observado o cenário da pecuária Brasileira, a criação de bovinos, suínos, caprinos e frangos são as mais comumente exploradas.

A produção de biogás, o volume de produção por animal e a quantidade de água utilizada no processo de biodigestão estão diretamente relacionados com a espécie animal utilizada para

gerar a biomassa. A Tabela 3.14 mostra o volume de biogás produzido por quantidade de biomassa (B_a) em função da biomassa produzida diariamente por animal (A_m), da proporção de água para diluição da biomassa (R_w) e do tempo de retenção hidráulica (H_{rt}) para suínos e gado leiteiro (OLIVER et al., 2008).

Tabela 3.14: Potencial de produção de biogás de diferentes tipos de biomassa.

Espécie	Produção de biomassa (A_m) [$kg/UA.dia$]	Diluição (R_w) [l/kg]	Produção de biogás (B_a) [m^3/kg]
Bovinos a pasto	7,0	1:1	0,045
Bovinos leiteiros	25,0	1:1	0,045
Bovinos confinamento	15,0	1:1	0,040
Suínos	4,0	1,3:1	0,082
Caprinos	1,2	4,5:1	0,050
Frangos de corte	0,1	8:1	0,090

A avaliação da influência do tipo de biomassa na quantidade de animais (N_a), na quantidade de água inserida diariamente (H_2O_{dia}) e no volume total do biodigestor (V_{total}) necessários para um funcionamento constante do sistema híbrido é realizada. O sistema híbrido é testado nas cidades de Ourinhos e Natal para que os contextos ambientais, sociais e econômicos de cada lugar sejam avaliados. Para isso, o motor é submetido as condições apresentadas na Tabela 3.5 e os demais componentes do sistema sob as condições de contorno apresentadas Tabela 3.15 onde são variadas as biomassas proveniente de caprinos, bovinos a pasto, bovinos leiteiros, bovinos em confinamento, suínos e frangos de corte.

Tabela 3.15: Condições de contorno para avaliação da influência do tipo de biomassa em N_a , H_2O_{dia} e V_{total} .

Teste n°	1	2	3	4	5	6
Espécie	Bovinos Pasto	Bovinos Leiteiros	Bovinos Confinamento	Suínos Corte	Frangos Corte	Caprinos Pasto
Localização	Ourinhos - SP					
D_{disco} [m]	10,5					
CH_4 [%]	60					
CO_2 [%]	39,9969					
H_2S [%]	0,003					
NH_3 [%]	0,0001					
ρ_{comb} [kg/m ³]	1,181					
PCI [kJ/kg]	18061,24					
λ	1,0					
RH [%]	20					
L_f [mm]	30					
Teste n°	7	8	9	10	11	12
Espécie	Bovinos Pasto	Bovinos Leiteiros	Bovinos Confinamento	Suínos Corte	Frangos Corte	Caprinos Pasto
Localização	Natal -RN					
D_{disco} [m]	10,5					
CH_4 [%]	60					
CO_2 [%]	39,9969					
H_2S [%]	0,003					
NH_3 [%]	0,0001					
ρ_{comb} [kg/m ³]	1,181					
PCI [kJ/kg]	18061,24					
λ	1,0					
RH [%]	20					
L_f [mm]	30					

3.6 Considerações finais sobre a metodologia

Neste capítulo é desenvolvida a modelagem matemática para a simulação de um sistema híbrido de geração de potência utilizando energia solar e biogás. Além disso, são apresentadas as condições de contorno necessárias para a simulação e como suas variações podem influenciar no desempenho do sistema. Para isso, é relevante destacar as principais etapas da metodologia.

- O motor Stirling do GPU-3 do tipo Beta foi escolhido como objeto de estudo. Para realizar a previsão de desempenho do motor, foi utilizado o modelo PSVL (BABAELAH; SAYYAADI, 2015a) que permite calcular a potência de saída, a eficiência térmica e a quantidade de calor a ser inserida para uma operação em regime permanente. Com os da-

dos apresentados por MIKHAEL; EL-GHANDOUR; EL-GHAFOUR (2018) o modelo é validado.

- Foi desenvolvido um receptor híbrido que permite que o calor proveniente da radiação concentrada e da queima do biogás seja inserido nos tubos de aquecimento do motor GPU-3 de maneira que as fontes de calor possam trabalhar de maneira independente.
- A previsão de desempenho do disco concentrador solar foi realizada utilizando o *software* Tonatiuh® e a modelagem matemática do receptor solar foi realizada considerando diferentes mecanismos de perda de energia.
- As previsões de desempenho do trocador de calor do queimador e do sistema híbrido foram realizadas utilizando o *software* Matlab® considerando diferentes parâmetros de funcionamento.

De maneira resumida, uma metodologia que permita avaliar o funcionamento de um motor Stirling funcionando de maneira híbrida com biogás e energia solar foi apresentada.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

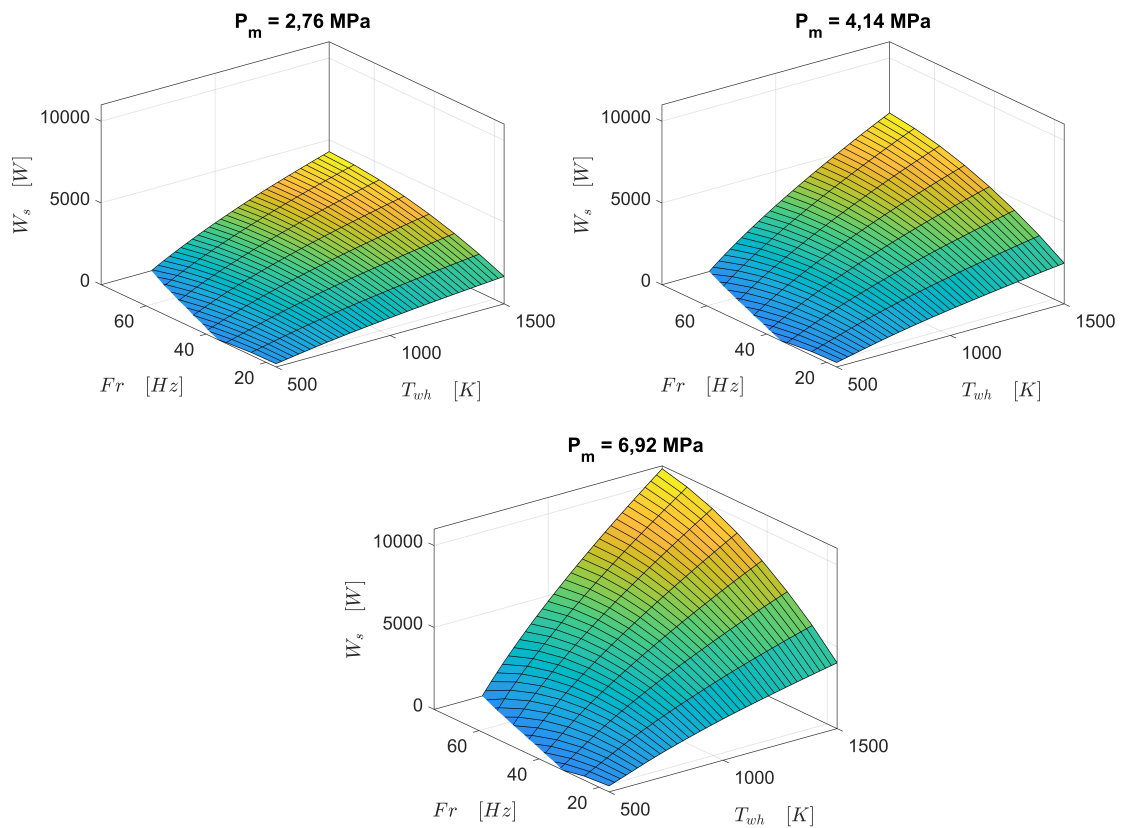
Os resultados desta pesquisa são apresentados em cinco seções. Na primeira seção é apresentado o mapa do motor em condições estacionárias construído para diferentes temperaturas de aquecimento e rotações. Com isso, foi possível entender o seu funcionamento e calcular (W_s) , (Q_{in}) e (eta_t) que são utilizados como entrada para a simulação do sistema híbrido. Com base nestes resultados, a segunda seção aborda a influência dos parâmetros relacionados ao queimador de biogás. São avaliadas as influências da geometria do queimador, do fator λ , da umidade relativa do ar e da qualidade do biogás e no consumo diário de biogás. A terceira seção apresenta a influência de parâmetros relacionados a parte solar do sistema. Para isso, são testados o perfil solarimétrico de duas cidades diferentes e dois discos concentradores com diâmetros diferentes. Na quarta seção é realizada a simulação do biodigestor utilizando os valores calculados de \dot{V}_{dia} . É avaliada a influência do tipo de matéria orgânica na quantidade de animais, na consumo diário de água e no volume total do biodigestor necessários para o funcionamento contínuo do sistema. Na quinta seção são apresentadas as considerações finais dos resultados, com um resumo do que se espera em uma aplicação do sistema.

4.1 Mapa do motor GPU-3

Nesta seção, foram estimados a potência de saída (W_s) a quantidade de calor inserido (Q_{in}) e a eficiência térmica do motor GPU-3 utilizando o modelo de previsão de desempenho PSVL. Assim como o trabalho apresentado por (BABAELAH; SAYYAADI, 2014) o motor foi testado para três valores de pressão média (P_m) utilizando Hélio como fluido de trabalho. Além disso, foram variadas a temperatura de aquecimento (500K a 1200K) e a frequência de rotação de eixo (25Hz a 75Hz). Desta forma, um mapa mais abrangente das condições de operação foram obtidas.

A potência de saída do motor para três pressões médias é apresentada na Figura 4.1. É possível observar que quanto maior a pressão média do motor maior a potência de saída. Outro comportamento a ser observado é que quanto maior for a temperatura da câmara de expansão e quanto maior for a rotação do motor, maior será a potência. Para valores de T_{wh} próximos de 600K com o aumento da rotação do motor foi calculada uma potência de saída nula, ou seja, nesses pontos de operação podemos afirmar que o motor não consegue produzir uma potência suficiente para o seu próprio funcionamento.

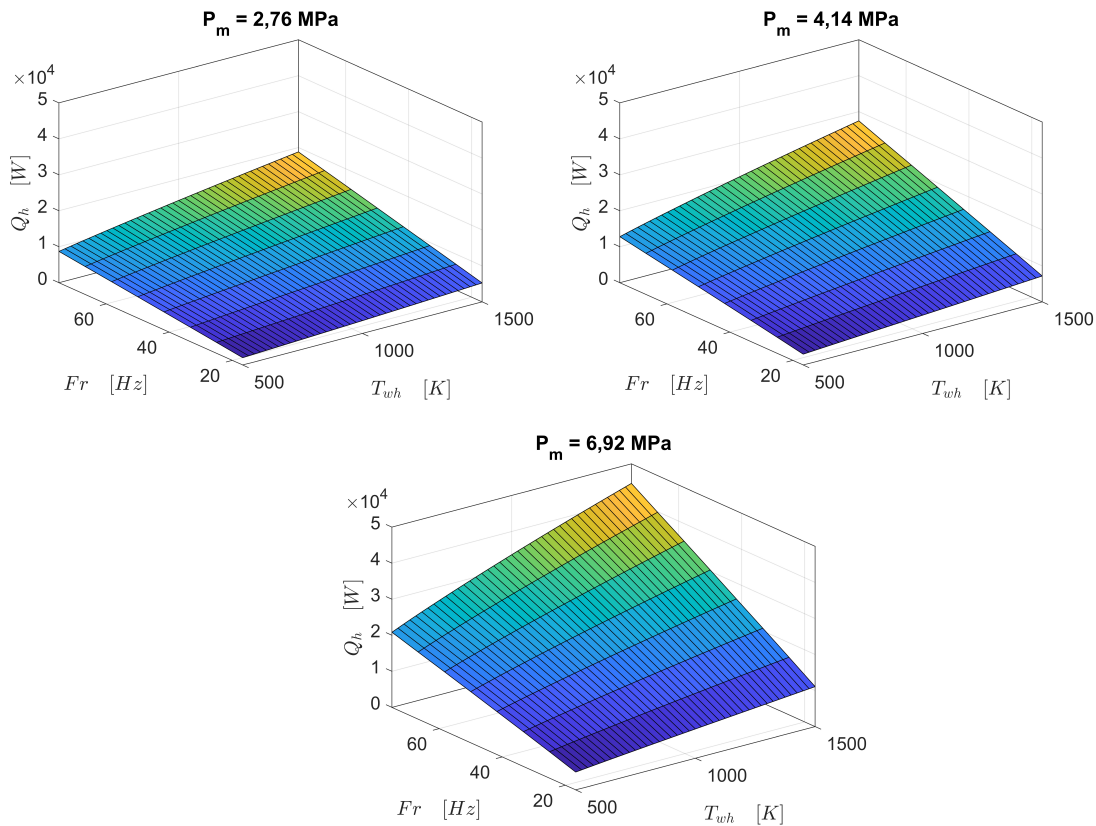
Figura 4.1: Potência de saída em função da temperatura de aquecimento e da frequência do motor.



Fonte: Autor.

A quantidade de calor a ser inserida no motor para três pressões médias é apresentada na Figura 4.2. É possível observar que quando maior a pressão média do motor maior a quantidade de calor necessária para o funcionamento do motor. Comportamento similar ocorre com o aumento da temperatura da câmara de expansão e com o aumento da rotação do motor.

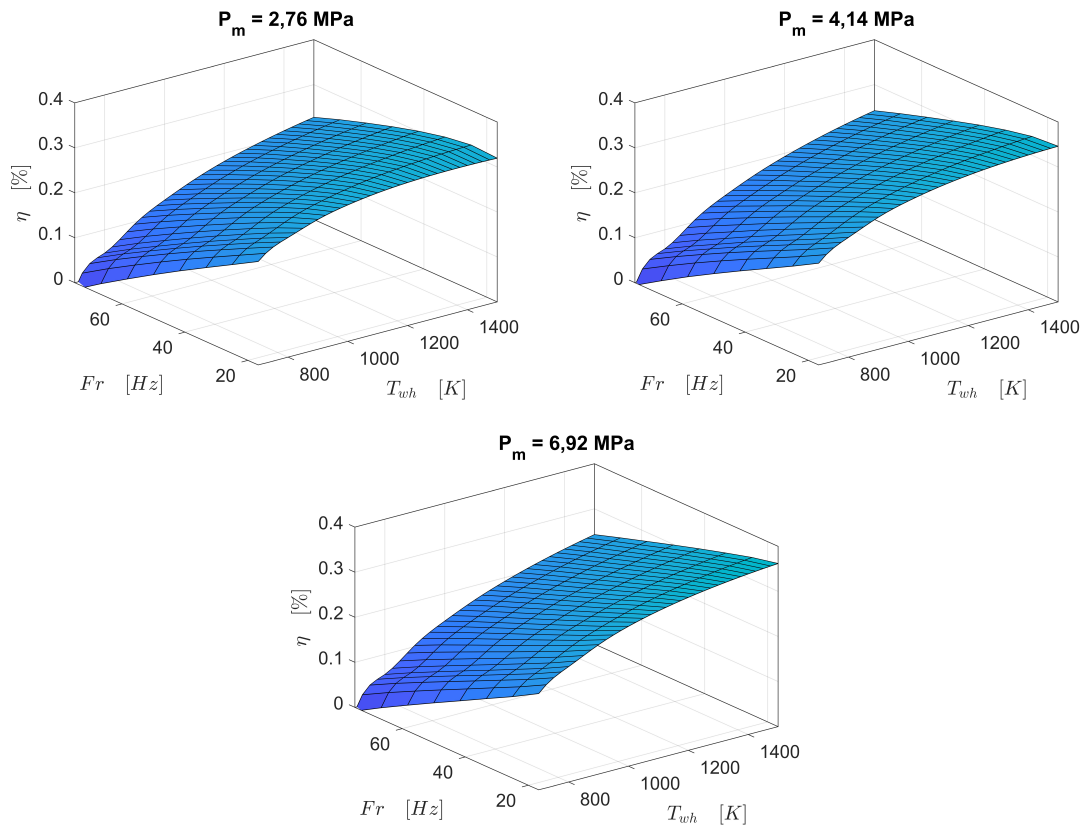
Figura 4.2: Calor de entrada em função da temperatura de aquecimento e da frequência do motor.



Fonte: Autor.

A eficiência térmica do motor para três pressões médias é apresentada na Figura 4.3. É possível afirmar que o aumento da pressão média do motor aumenta de maneira sutil a eficiência térmica do motor. Com o aumento da temperatura da câmara de expansão existe um aumento significativo da eficiência térmica. Entretanto, com o aumento da rotação do motor a eficiência térmica é reduzida, isso se dá grande parte devido as perdas de potência pelo atrito do fluido de trabalho e pelo atrito dos componentes do motor. Vale ressaltar que com o aumento da frequência de rotação (Fr) e com a redução da pressão média (P_m) o modelo PSVL tende a perder sua precisão e aumentar os desvios no cálculo de W_s e Q_{in} . Por isso, os valores de $Fr=41,5$ Hz e $P_m=6,92$ MPa foram escolhidos para os testes do sistema híbrido.

Figura 4.3: Eficiência térmica em função da temperatura de aquecimento e da frequência do motor.



Fonte: Autor.

4.2 Simulação do queimador

A avaliação dos parâmetros de funcionamento do queimador é realizada desconsiderando a entrada de radiação solar. Ou seja, é utilizado apenas biogás como fonte de calor.

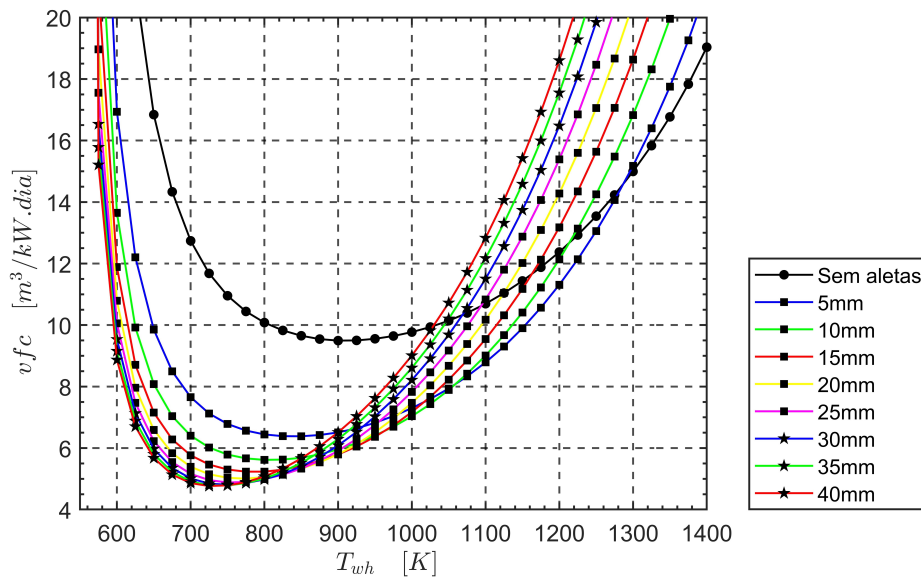
4.2.1 Influência da geometria no desempenho do trocador de calor

Em trocadores de calor as aletas são utilizadas com o objetivo de aumentar a superfície de troca e consequentemente aumentar a quantidade de calor inserida no sistema. O uso de aletas foi estudado por KUMARAVELU; SAADON et al. (2022) e MAHEK; AL-ARIBE (2022). Em ambos os trabalhos os autores variaram o perfil e o tamanho das aletas com o objetivo de aumentar a transferência de calor dos gases de combustão para o motor. Nos trabalhos apresentados, parâmetros como a transferência de calor dos gases de combustão para o motor, a potência de saída e a temperatura de aquecimento foram calculados. Usando como base os trabalhos apresentados e com o objetivo de verificar a influência do comprimento da aleta no

consumo específico de biogás foram realizados testes apenas com a superfície original do motor (sem aletas) e com comprimentos de aletas L_f que crescem até 40mm de comprimento. A Figura 4.4 apresenta o consumo volumétrico específico em função da temperatura da câmara de expansão para diferentes configurações de aletas.

Pela Figura 4.4 é possível afirmar que o menor vfc atinge um valor de estabilização com o aumento de L_f . É possível observar que para temperaturas superiores 900K o consumo de biogás aumenta com o crescimento da aleta, o que prova que as perdas por radiação se tornam relevantes.

Figura 4.4: Consumo volumétrico específico diário em função da temperatura da câmara de expansão para diferentes comprimentos de aleta. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

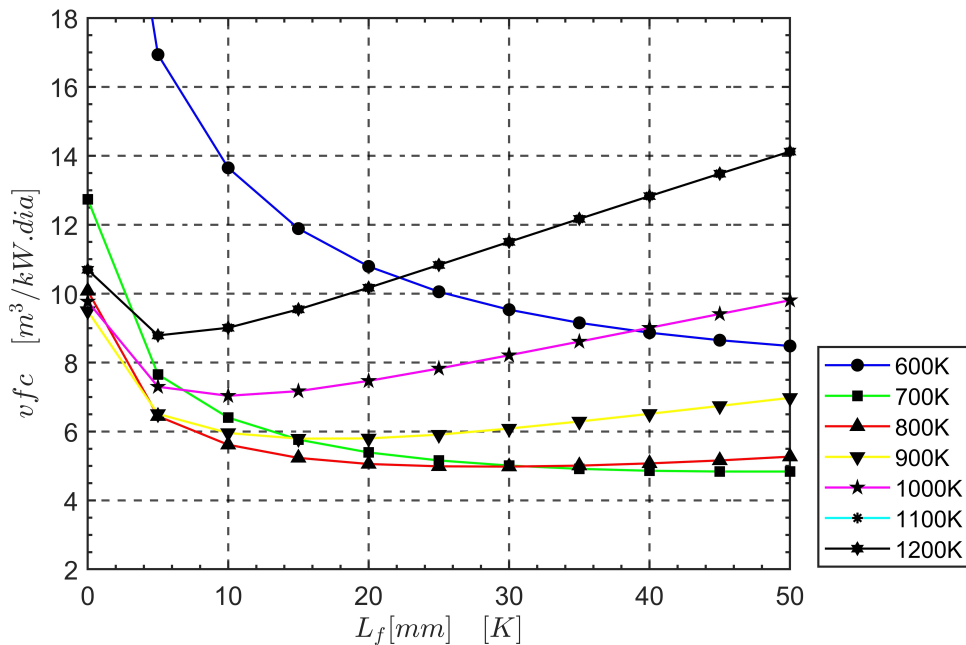
Para temperaturas inferiores a 850K o vfc tende a diminuir até se estabilizar. Para temperaturas superiores a este valor o comportamento se inverte, onde o aumento de L_f faz com que haja um aumento no consumo de biogás devido ao aumento nas perdas por radiação e convecção. Desta forma, aumentar a superfície de troca de calor aumentará também a quantidade de calor perdido. A Figura 4.5 apresenta o menor vfc em função do comprimento da aleta para diferentes temperaturas de aquecimento. Pela Figura é possível afirmar para a temperatura de 600K existe uma redução de vfc com o aumento da aleta, entretanto, como este é um ponto de baixa produção de potência e alto consumo de biogás são obtidos altos valores de vfc .

Como o aumento do comprimento da aleta interfere de maneira significativa no consumo de biogás, definir uma temperatura de aquecimento da câmara de expansão se torna algo de

extrema importância. Pode se afirmar que aumentar indefinidamente o comprimento da aleta nem sempre será algo que reduzirá o consumo ou aumentará a eficiência do queimador.

O comprimento ótimo de aleta dependerá da temperatura de aquecimento, da quantidade de potência produzida e do consumo de biogás planejado para o sistema. Temperaturas de aquecimento entre 700K e 800K apresentam os menores vfc , havendo uma estabilização destes valores para aletas maiores que 30mm, por isso, este valor foi utilizado nos demais testes do sistema. Comprimentos de aletas menores, visando uma operação em temperaturas superiores podem ser utilizadas para ganhos de produção de potência.

Figura 4.5: Consumo volumétrico específico diário em função do comprimento da aleta do queimador para diferentes temperaturas na câmara de expansão. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

4.2.2 Influência do fator lambda no desempenho do queimador

O fator λ é a razão entre a relação Ar-Combustível utilizada no instante da leitura e a relação Ar-Combustível estequiométrica. Sua variação influencia diretamente na temperatura dos gases de combustão. Um valor de λ superior a 1,0 indica que a mistura é pobre e quanto maior seu valor, menor a quantidade de combustível inserido na mistura. Como consequência quanto mais pobre a mistura menor será a temperatura adiabática de chama. NOOR; WANDEL; YUSAF (2014) avaliou a influência na temperatura dos gases de combustão, os autores afirmam que com $\lambda=1,0$ é possível atingir temperaturas próximas de 1400K utilizando um queimador

Tabela 4.1: Temperatura adiabática de chama para λ variando de 1,0 a 2,0.

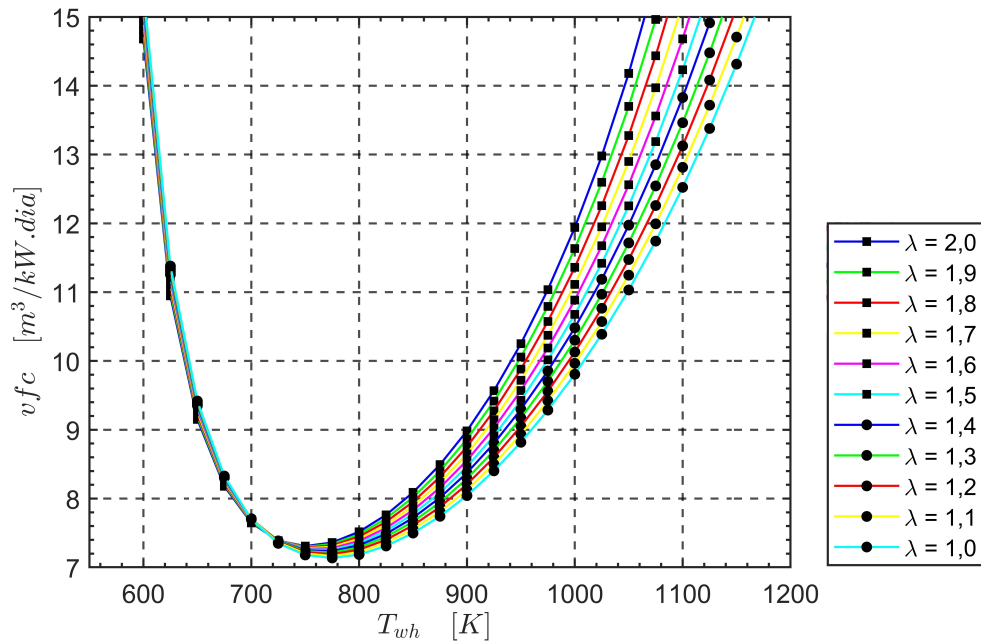
λ	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
T_{ad} [K]	2156	2040	1939	1849	1768	1696	1631	1572	1518	1468	1423

Fonte: Autor.

do tipo MILD (*Moderate or Intense Low oxygen Dilution*), entretanto não é discutido sobre a quantidade de biogás necessário para suprir tal demanda. A Tabela 4.1 apresenta os valores de T_{ad} calculados para diferentes λ . Por favorecer a formação de poluentes misturas ricas ($\lambda < 1$) não foram testadas.

A Figura 4.6 apresenta o consumo volumétrico específico de biogás em função da temperatura da superfície da câmara de expansão do motor funcionando apenas com biogás para λ variando de 1,0 até 2,0.

Figura 4.6: Consumo volumétrico específico de biogás em função da temperatura de aquecimento para diferentes λ . $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



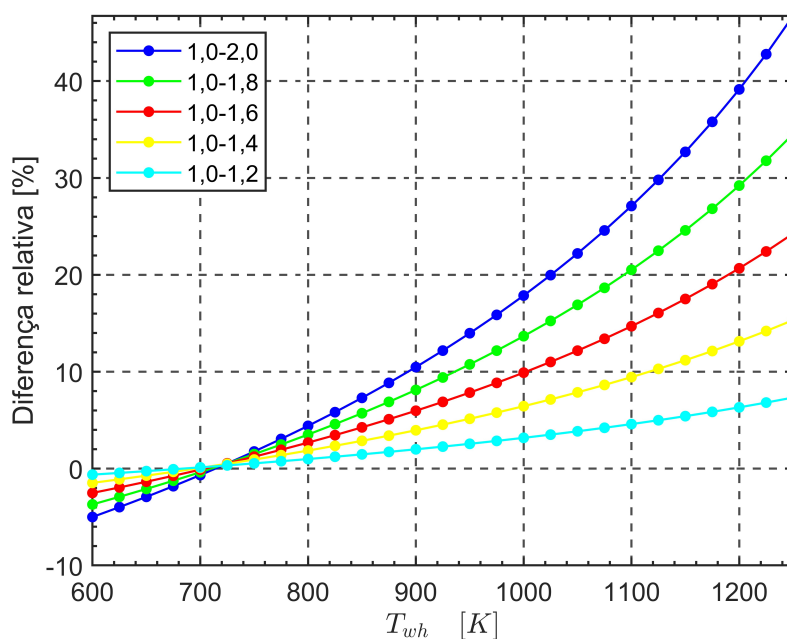
Fonte: Autor.

Com a redução da temperatura dos gases de combustão devido ao empobrecimento da mistura ($\lambda > 1$), a troca de calor com a superfície da câmara de expansão do motor é comprometida e por isso uma maior vazão da mistura se faz necessária para aumentar o coeficiente convectivo e suprir a quantidade de calor a ser fornecida, o que se traduz em um maior consumo de biogás. Este fenômeno pode ser observado com mais clareza para temperaturas superiores a 700K, onde o empobrecimento da mistura na câmara de combustão e conseqüentemente a

redução de T_{ad} aumentam significativamente vf_c .

A Figura 4.7 apresenta a diferença relativa no consumo volumétrico específico utilizando $\lambda=1$ como base. Pela figura é possível observar que para temperaturas de aquecimento próximas a 725K a influência de λ é pouco expressiva com diferenças relativas inferiores a 1%. Para temperaturas superiores a 725K a influência de λ se mostrou mais expressiva podendo ser até 40% superior quando comparado $\lambda=2,0$ em relação a $\lambda=1,0$ em temperaturas de aquecimento de 1200K. Com base nos resultados obtidos é possível afirmar que o controle do λ em temperaturas onde ocorrem os pontos de menor consumo, não se mostra tão crítico (diferenças inferiores a 6%). Desta forma, o controle da temperatura de aquecimento é tão importante quanto o controle do λ .

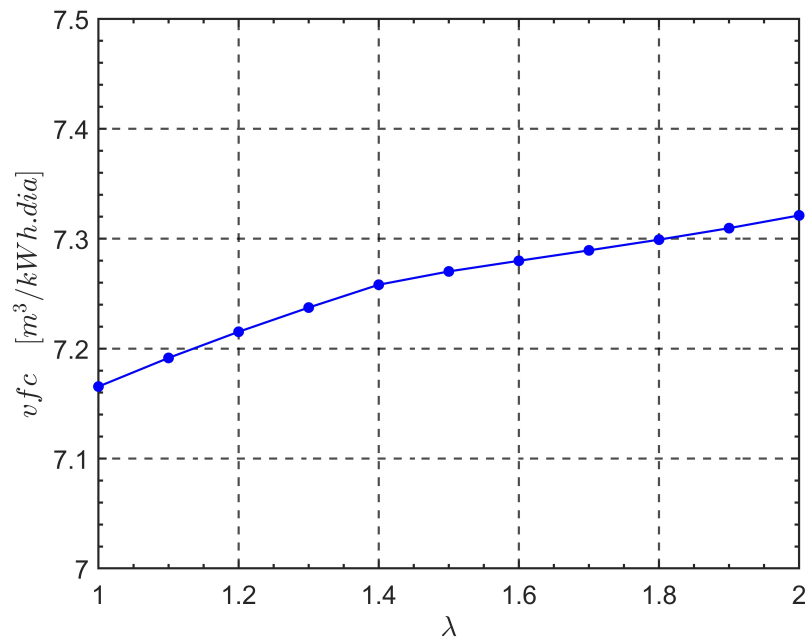
Figura 4.7: Diferença relativa de vf_c em função da temperatura de aquecimento para diferentes λ . $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

A Figura 4.8 apresenta os menores valores de vf_c calculados com o λ variando de 1,0 a 2,0, onde, os menores valores de cada ponto foram obtidos para temperaturas variando entre 750K e 775K. Quando observando os pontos de menor consumo, foi calculado um vf_c 2% superior quando comparados $\lambda=2$ em relação a $\lambda=1$. Com base nisso, é possível afirmar que um controle rigoroso da temperatura de aquecimento permite que fatores como o λ da mistura não influenciem de maneira tão expressiva no consumo de biogás. Além disso, quando operando nos pontos de menor vf_c e conseqüentemente maior eficiência, é possível empobrecer a mistura visando um maior controle de poluente sem oferecer um aumento no consumo de biogás.

Figura 4.8: Menor vf_c para cada λ 1,0 a 2,0. $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

4.2.3 Influência da qualidade do biogás no desempenho no desempenho do queimador

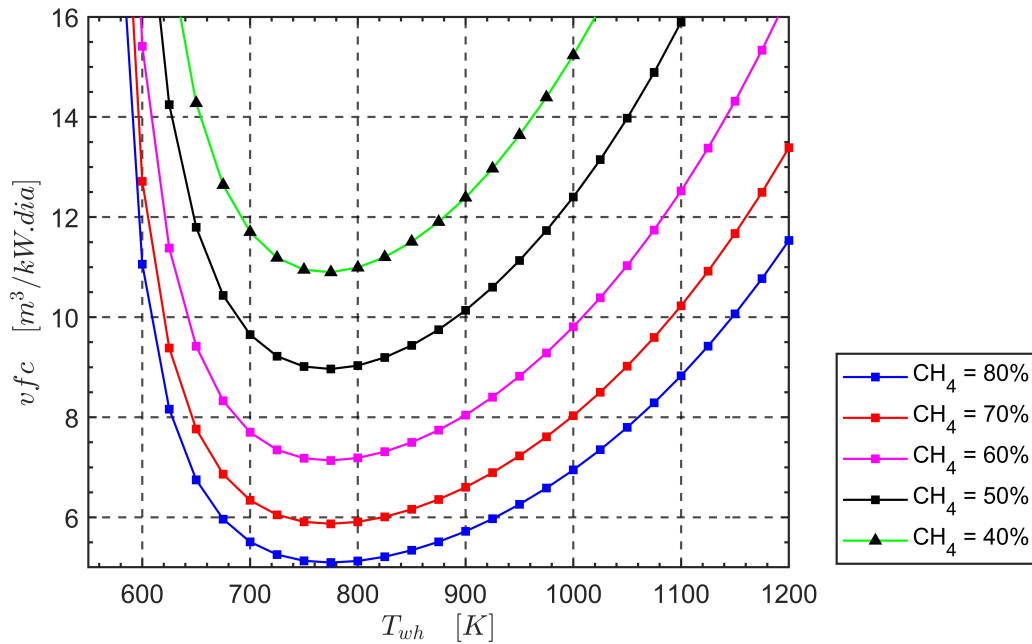
A concentração de CH_4 indica a qualidade que o biogás possui. A proporção de CH_4 é definida pelo tipo de matéria orgânica usada e pelas condições da biodigestão que possam alterar a quantidade de bactérias contidas no biodigestor. Além disso, o biogás pode ser tratado para que a sua concentração de metano seja aumentada. De acordo com MONNÉ et al. (2014) a utilização de combustíveis com maior concentração de CH_4 pode oferecer um maior potencial de hibridização de um sistema *Dish/Stirling*. Desta maneira, a fim de verificar a influência da concentração de CH_4 no consumo de biogás e consequentemente na eficiência do queimador foram testadas composições de biogás com concentrações de CH_4 variando de 40% a 80%.

A Figura 4.9 apresenta o consumo volumétrico específico em função da temperatura de aquecimento do motor para diferentes qualidades de biogás. A concentração de CH_4 no biogás se mostrou um parâmetro de grande influência no consumo volumétrico específico do motor. Com o biogás com menor concentração de CH_4 possui um menor PCI, quanto mais pobre em CH_4 , maior será o consumo volumétrico específico. De maneira análoga, quanto maior a concentração de CH_4 menor será vf_c calculado.

A sensibilidade do sistema a variação de T_{wh} se mostrou similar a sensibilidade dos outros parâmetros testados. Desta forma, é possível afirmar que a definição de T_{wh} é importante

para a operação em pontos de maior eficiência e melhor aproveitamento do biogás. Além disso o perfil de variação de vfc se manteve o mesmo independente da qualidade do biogás tendo o ponto de menor consumo acontecido quando $T_{wh}=775K$ para todas as concentrações testadas.

Figura 4.9: Consumo volumétrico específico em função da temperatura de aquecimento para CH_4 variando de 40% a 80%. $\lambda=1,0$, $RH=20\%$.

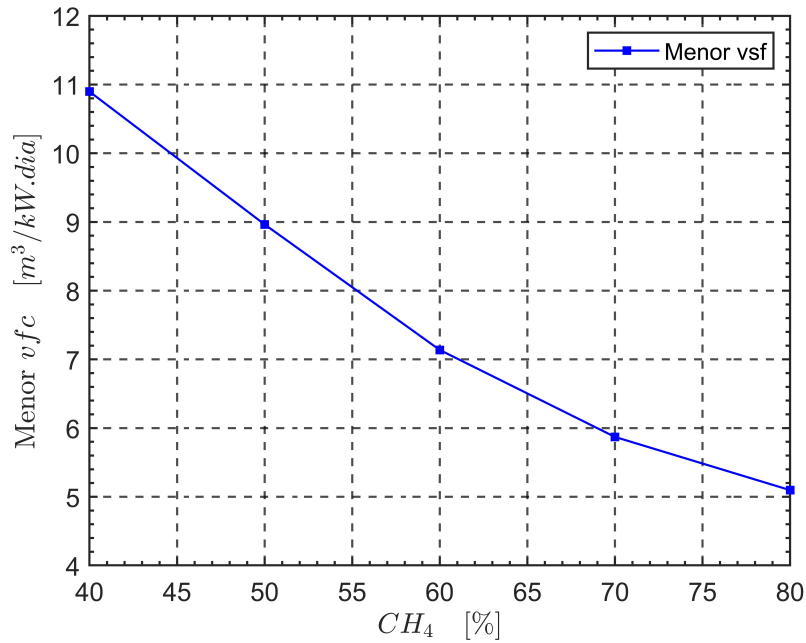


Fonte: Autor.

Os pontos de menor consumo são apresentados na Figura 4.10. Considerando que a concentração de 60% de CH_4 como referência por ser os valores mais comumente encontrados na literatura, quando comparado com um biogás de mais rico em CH_4 a concentração de 80% oferece uma redução do vfc de 28,5%. Se comparado a um biogás de pior qualidade com uma concentração de CH_4 de 40% houve um aumento 34,5% no vfc .

Desta forma é possível afirmar que o controle na produção de um biogás de boa qualidade e rico em CH_4 impacta de maneira mais expressiva no desempenho do sistema do que a utilização de estratégias para o seu enriquecimento.

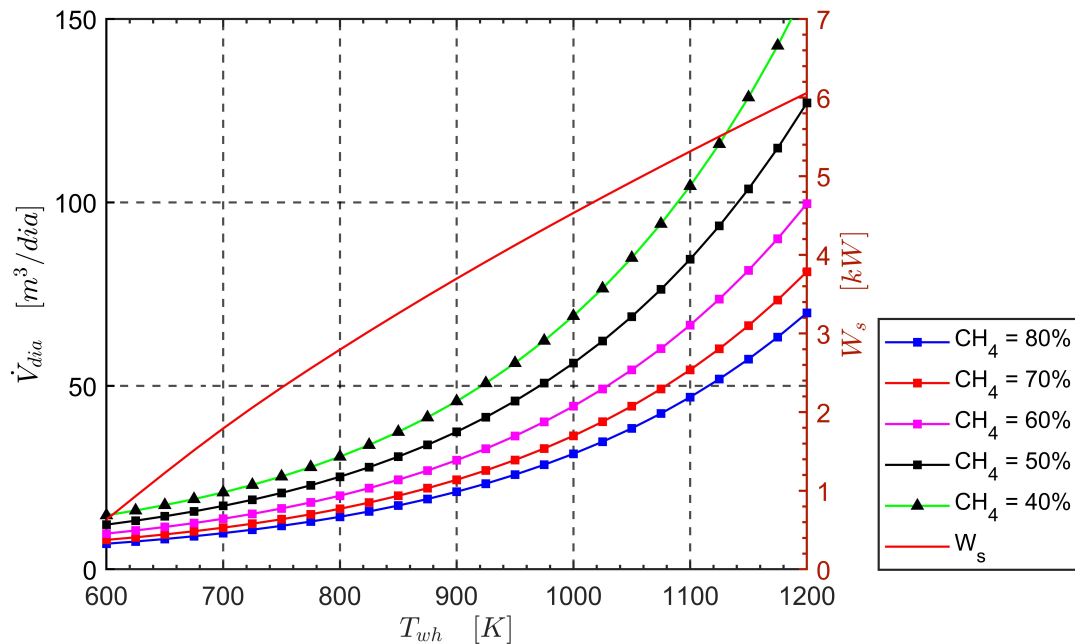
Figura 4.10: Menor vf_c para concentrações de CH_4 variando de 40% a 80%. $\lambda=1,0$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

A Figura 4.11 apresenta o consumo diário de biogás e a potência produzida pelo motor para diferentes temperaturas de aquecimento e concentrações de CH_4 variando de 40% a 80%. Na Figura é possível observar que com o aumento da temperatura de aquecimento, \dot{V}_{dia} cresce de maneira mais rápida que a potência produzida pelo motor. Desta maneira, é possível afirmar que o aumento de T_{wh} nem sempre aumentará a eficiência do sistema e por isso o consumo volumétrico específico consegue definir melhores pontos de operação. Para temperaturas inferiores o consumo de biogás é baixo, entretanto, a queda na produção de potência é expressiva aumentando como consequência o vf_c

Figura 4.11: Consumo de biogás e potência produzida pelo motor em função da temperatura de aquecimento para CH_4 variando de 40% a 80%. $\lambda=1,0$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Quando a potência de saída do motor é analisada, se a câmara quente estiver em 800 K serão produzidos 2,79 kW de potência. Nesta condição, a vazão mássica necessária é de $21,5 m^3/dia$ para biogás com 60% de CH_4 . Se alterado T_{wh} para 700K será produzida uma potência 35,8% inferior ($1,79kW$) e uma redução de \dot{V}_{dia} de apenas 31,3% ($14,8m^3/dia$). Se alterado T_{wh} para 900K será produzida uma potência 24,4% superior ($3,69kW$) entretanto \dot{V}_{dia} será 32,5% superior ($32,3m^3/dia$). Para ambos os casos a variação de potência produzida não acompanha o consumo diário de biogás, para 700K se consome menos biogás mas se produz ainda menos potência, para 900K se produz mais potência entretanto se consome ainda mais biogás.

Operar fora do ponto de menor vfc em alguns casos pode ser algo viável. Em alguns casos o aumento na quantidade de biomassa disponível pode acontecer devido a sazonalidade e a mudanças de mercado. Em momentos de excesso ou escassez de produção de biogás a temperatura de operação pode ser alterada visando uma maior produção de potência ou uma redução no consumo.

4.3 Simulação do disco e do receptor solar

MONNÉ et al. (2014) avaliam a quantidade de calor disponibilizada pelo disco concen-

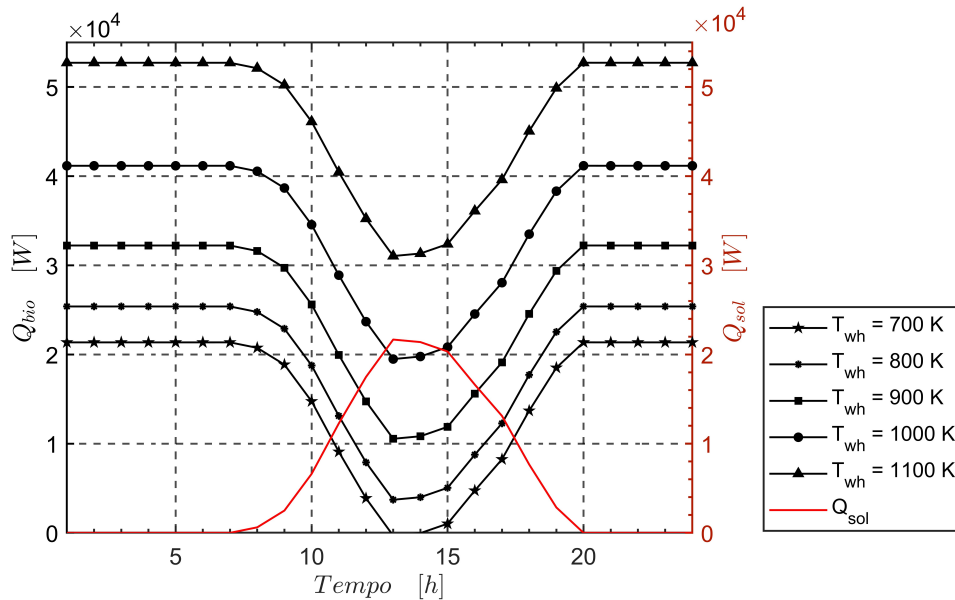
trador solar e a quantidade de calor necessária a ser suplementada pela fonte secundária. Como neste trabalho foram hibridizados energia solar e biogás, a quantidade de calor a ser suplementada pelo biogás Q_{bio} foi calculada a partir do calor fornecido pela radiação solar Q_{sol} e do calor necessário para o funcionamento do motor Q_{in} para diferentes valores de T_{wh} e Fr (Figura 4.2). Nesta seção, são avaliadas as influências dos parâmetros solarimétricos do local onde o sistema híbrido opera e o tamanho do disco concentrador solar no consumo de biogás.

4.3.1 Influência da localização do sistema no consumo de biogás

Por possuir uma grande extensão territorial o Brasil possui diferentes perfis de irradiação solar dependendo da região. A influência da localização onde o sistema funciona é avaliada utilizando a média de da irradiação solar I_{bt} anual de cada lugar.

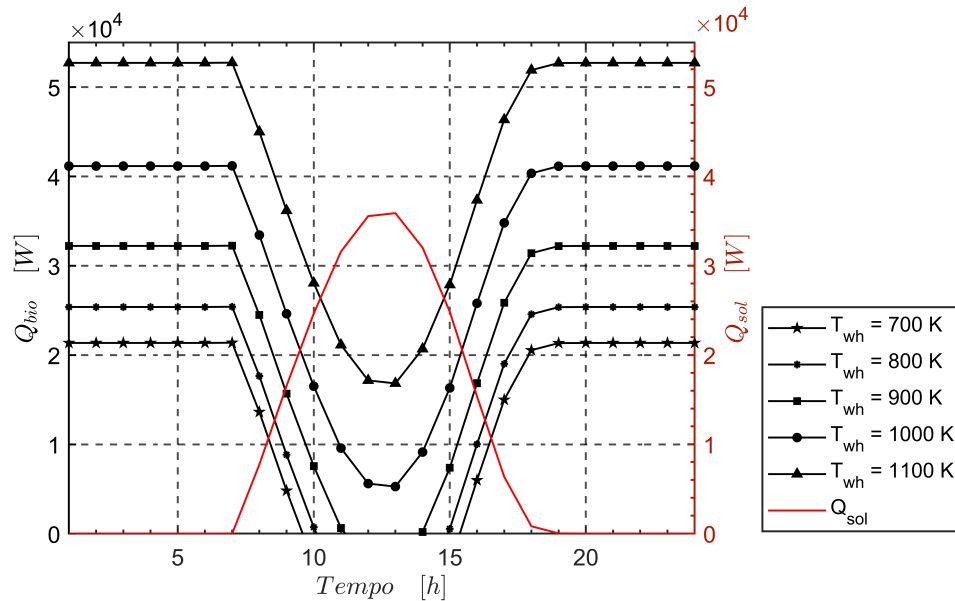
A Figura 4.12 apresenta a potência fornecida pela energia solar no receptor (Q_{sol}) e a potência a ser suplementada pelo biogás (Q_{bio}) calculados ao longo do dia para o perfil de irradiação média anual na Cidade de Ourinhos, disco $D = 10,5$ e diferentes valores de T_{wh} .

Figura 4.12: Potência fornecida pelo disco $D = 10,5$ (Q_{sol}) e potência a ser suplementada pelo biogás (Q_{bio}) ao longo do dia para a cidade de Ourinhos - SP.



A Figura 4.13 apresenta os valores de Q_{sol} e Q_{bio} calculados ao longo do dia para o perfil de irradiação média anual na Cidade de Natal, disco de $10,5m$ de diâmetro e diferentes valores de T_{wh} .

Figura 4.13: Potência fornecida pelo disco $D - 10, 5$ (Q_{sol}) e potência a ser suplementada pelo biogás (Q_{bio}) ao longo do dia para a cidade de Natal - RN.

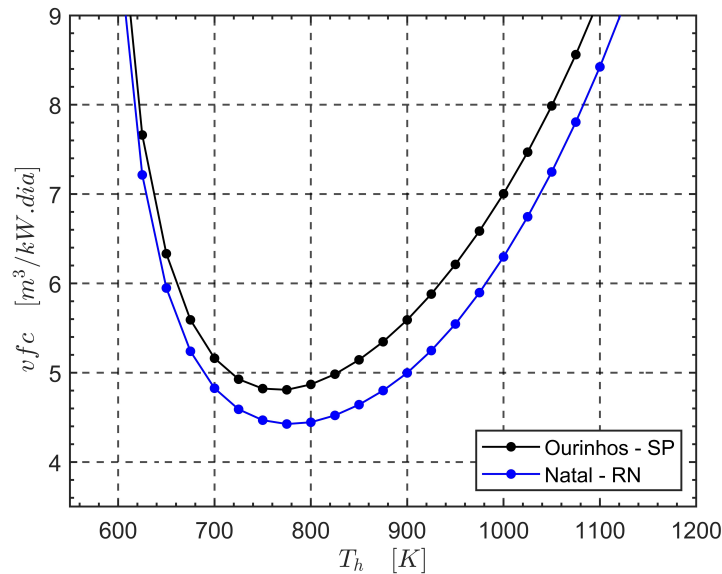


Fonte: Autor.

A quantidade de calor perdido por convecção e por radiação do receptor híbrido cresce com o crescimento da temperatura da superfície da câmara de expansão. Desta forma, para uma frequência de rotação específica a quantidade de calor a ser suplementada pelo biogás deve compensar as perdas do sistema e fornecer a energia restante se necessário. Pelas Figuras 4.12 e 4.13 é possível afirmar que a demanda de potência fornecida pelo biogás é influenciada de maneira significativa pela localização onde o sistema híbrido está instalado. Pode se afirmar que em Ourinhos quando operando a temperaturas superiores a 700K a radiação solar disponível não consegue fornecer energia suficiente para o funcionamento do sistema apenas com energia solar o que exige que a suplementação de biogás aconteça durante todo o dia. Já em Natal o sistema consegue operar utilizando apenas energia solar para temperaturas inferiores a 900K em alguns momentos do dias e a demanda por biogás pode ser zerada. Ou seja, em determinados momentos do dia a suplementação de biogás não se faz necessária.

A Figura 4.14 apresenta o consumo volumétrico específico em função da temperatura da câmara de expansão para as cidades de Ourinhos e Natal.

Figura 4.14: Consumo volumétrico específico em função da temperatura de aquecimento do motor para a cidade de Ourinhos e Natal.



Fonte: Autor.

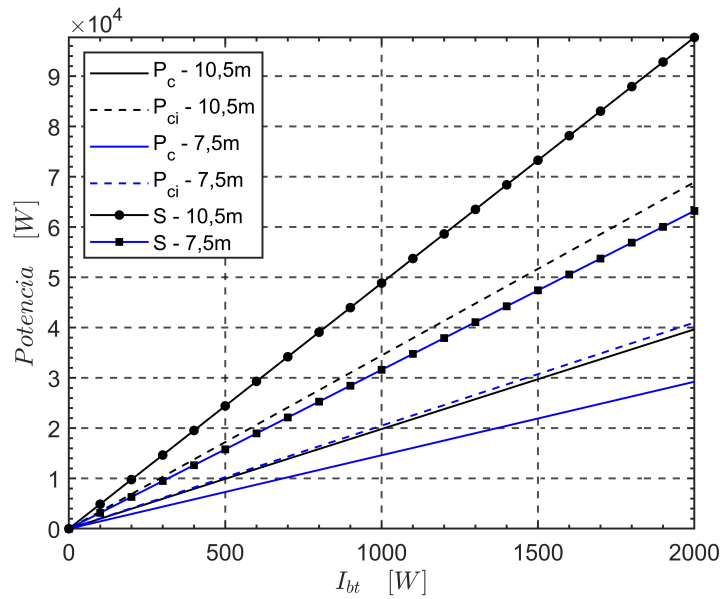
Pelo consumo volumétrico específico é possível avaliar de maneira quantitativa a influência do perfil solarimétrico de cada região. Em Ourinhos o menor consumo volumétrico específico de $4,8 \text{ m}^3/kW.dia$ ocorreu próximo a 775 K , já na cidade de Natal o menor consumo de $4,4 \text{ m}^3/kW.dia$ ocorreu a 750 K . Com base nos dados apresentados na Figura 4.14 é possível afirmar que ao funcionar o sistema híbrido na cidade de Ourinhos houve um aumento no consumo de biogás de 9,1%. Desta forma, a região nordeste se mostra uma das regiões promissoras para aplicações de geração de potência solar.

Como mostrado na Figura 2.15 a região em que Ourinhos está localizada na região sudeste e possui o maior potencial de produção de biogás do país. Desta forma, mesmo apresentando um consumo de biogás superior a Natal é possível afirmar que a implementação do sistema híbrido pode ser atrativa em regiões com menores índices de irradiação solar como a região sul e sudeste.

4.3.2 Influência do disco concentrador solar no consumo de biogás

Os discos concentradores comerciais "*Solar Kinetics Single Facet Concentrator*" ($D = 7,5m$) e "*Vanguard I Concentrator*" ($D = 10,5m$) são simulados e as potências nas superfícies cilíndrica P_{ci} e circular P_c e a potência concentrada S no receptor para valores de I_{bt} variando de $0W$ a $2000W$ são calculadas (Figura 4.15).

Figura 4.15: Potência concentrada no receptor solar em função da irradiação de feixe na superfície inclinada para os discos $D = 7,5$ e $D = 10,5$.



Fonte: Autor.

Pela Figura, podemos afirmar que a quantidade de potência concentrada utilizando o disco de $D = 10,5$ de diâmetro é superior ao disco de $D = 7,5$. Este comportamento já era esperado pois um disco de maior diâmetro consegue coletar uma maior quantidade de radiação solar. Com base nos resultados apresentados S é determinado de acordo com a Equação 4.1

$$S = \begin{cases} \alpha * (14.6167 * I_{bt} + 20.4986 * I_{bt}), & D = 7,5m \\ \alpha * (19.825 * I_{bt} + 34.4541 * I_{bt}), & D = 10,5m \end{cases} \quad (4.1)$$

É possível afirmar que quando utilizando o disco $D = 7,5$ em temperaturas acima de $700K$ a quantidade de radiação solar disponibilizada pelo disco concentrador não é suficiente para o funcionamento do sistema apenas com energia solar. Ou seja, em todos os momentos do dia a energia fornecida pelo biogás se faz necessária.

Quanto ao disco $D = 10,5$ podemos afirmar que para um T_{wh} inferior a $900K$ nos momentos de picos de radiação não é necessário a inserção de energia pela queima do biogás. Ou seja, para um perfil de radiação média, em determinados momentos do dia o sistema consegue funcionar apenas com energia solar.

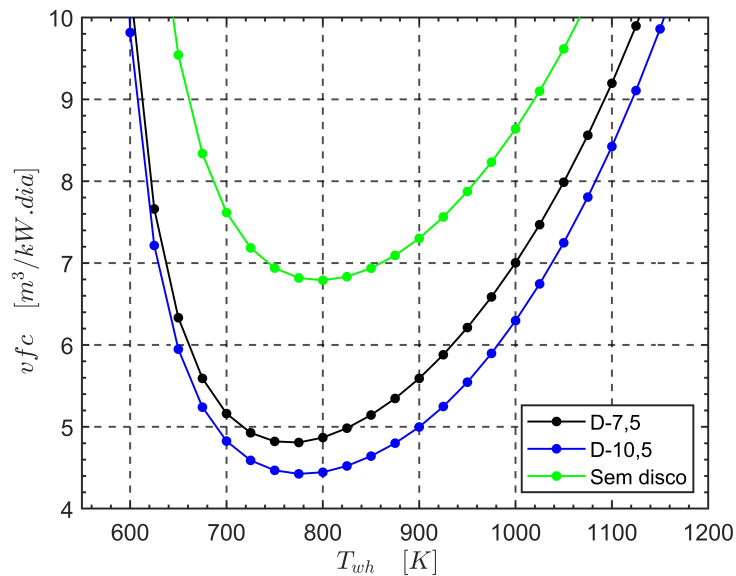
Para ambos os discos concentradores podemos afirmar que a escolha da temperatura de aquecimento do motor é determinante no funcionamento do sistema híbrido e que a demanda de biogás crescerá de maneira significativa quanto maior for o valor de T_{wh} .

Como as perdas por convecção e por radiação aumentam com o aumento da temperatura

da superfície da câmara de expansão, existe um aumento da potência requerida pela queima do biogás com o aumento de T_{wh} .

A Figura 4.16 mostra o consumo volumétrico específico diário de biogás em função da temperatura de aquecimento para o sistema funcionando de maneira híbrida com os discos $D = 7,5$ e $D = 10,5$ e com o sistema operando sem um disco concentrador associado.

Figura 4.16: Consumo volumétrico específico diário em função da temperatura da câmara de expansão. Cidade: Natal - RN, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$.



Fonte: Autor.

Os menores valores de vfc dos discos $D = 7,5$ e $D = 10,5$ foram 4,8 e 4,4 $m^3/kW.dia$ para uma temperatura de 775K, respectivamente. Para o funcionamento sem o disco menor valor de vfc foi de 6,8 $m^3/kW.dia$ para a temperatura de 800K. Quando comparados com o sistema sem o disco concentrador foi obtida uma redução de 29,4% e 35,3% para os discos $D = 7,5$ e $D = 10,5$ respectivamente.

Quando comparados os consumos obtidos entre os discos houve uma redução menos significava de 8,3%. Com base dos dados apresentados na Figura 4.14 e 4.16 é possível afirmar se utilizarmos o disco $D=7,5$ em Natal e o disco $D=10,5$ em Ourinhos serão obtidos consumos diários de biogás muito próximos. Ou seja, para uma mesma produção de biogás o investimento no sistema de coleta de radiação solar pode ser reduzido se operando em Natal.

É possível afirmar que a escolha do disco concentrador solar é de suma importância no projeto do sistema tendo o disco D-10,5 apresentado o menor consumo. Vale ressaltar que o aumento do diâmetro do disco nem sempre reduzirá vfc , para determinados momentos do dia

a potência incidida no receptor ultrapassa os valores de potência necessários. Desta forma um maior sistema de coleta de energia solar se torna irrelevantes.

Quando comparado o funcionamento do sistema com e sem disco é possível afirmar que a hibridização entre disco concentrador solar e queimador de biogás em motores Stirling pode ser bastante promissora por apresentar reduções no consumo de biogás próximas a 30%.

A empresa CHP Brasil oferece motogeradores elétricos comerciais que operam na faixa de 75-400kW e que consomem em média $6,7m^3/kW.dia$ de biogás com concentração de CH_4 superior a 80% (CHP-BRASIL, 2017). De acordo com a Figura 4.16 um consumo próximo a $4,5m^3/kW.dia$ de um biogás de pior qualidade ($CH_4 = 60\%$) pode ser alcançado ao hibridizar o sistema com um disco concentrador de 10,5m de diâmetro. Considerando que o sistema híbrido tende a consumir menos combustível para composições de biogás mais ricas em CH_4 , se comparado o sistema híbrido com um sistema de geração de potencia que utiliza motores de combustão interna comerciais é possível afirmar que a hibridização de motores Stirling com biogás e energia solar pode oferecer redução de consumo e a utilização de composições de biogás de pior qualidade.

4.4 Avaliação dos parâmetros de funcionamento do biodigestor

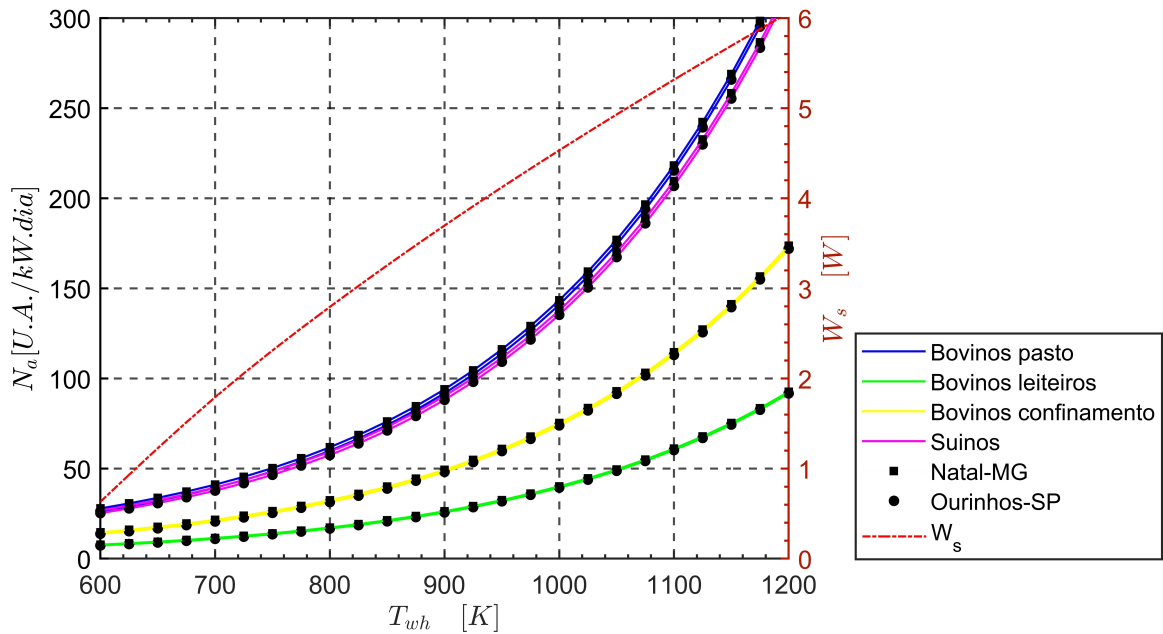
De acordo com CAETANO et al. (2022), com o consumo diário de biogás (\dot{V}_{dia}) e consequentemente o consumo volumétrico específico (vfc) definidos para diferentes condições de operação, é possível calcular o número de animais (N_a), a quantidade de água a ser inserida diariamente (H_2O_{dia}) e o volume total do biodigestor (V_{total}) necessários para a produção de biogás para o funcionamento constante do sistema híbrido. O mês de Julho foi o mês que apresentou a menor média de irradiação solar na superfície horizontal (I_{bt}) para as cidades de Ourinhos e Natal. Desta forma, o sistema híbrido é testado e dimensionado utilizando as condições solarimétricas de Julho, que são as condições de menor disponibilidade de radiação solar e maior consumo de biogás.

4.4.1 Influência da biomassa na produção de biogás

A variação da produção de CH_4 para bovinos criados de diferentes maneiras acontece devido a fatores como a alimentação e a quantidade de biomassa coletada, por exemplo, como os rejeitos de bovinos a pasto são mais difíceis de serem coletados, são considerados em menor

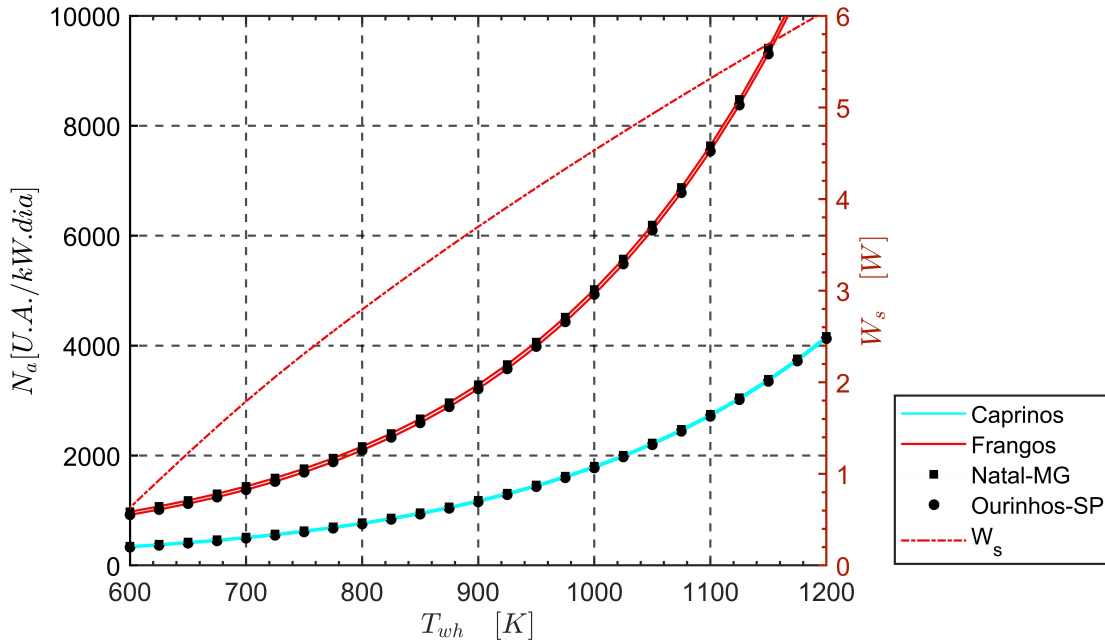
quantidade. Mesmo produzindo uma menor quantidade de biomassa por $U.A.$ do que os bovinos, suínos são os que possuem o maior potencial de geração de biogás. As Figuras 4.17 e 4.18 mostram a potência produzida em função da temperatura de operação para diferentes tipos de biomassa.

Figura 4.17: Número animais e potência de saída para operação constante em função da temperatura de operação para bovinos e suínos. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Figura 4.18: Número animais e potência de saída para operação constante em função da temperatura de operação para frangos e caprinos. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Pela Figura 4.17 é possível observar que a quantidade de animais necessários para o funcionamento contínuo do motor cresce com o aumento da temperatura de operação, ou seja, cresce com o aumento da demanda de biogás. Por possuírem um bom potencial metanogênico e por produzirem uma quantidade elevada de rejeitos, os bovinos leiteiros apresentaram a menor demanda de animais quando comparados a outras formas de criação e a outras espécies, quando utilizando a temperatura de aquecimento de 1000K como referência, são produzidos 4,5 kW de maneira contínua (108,7 kWh/dia) sendo necessários 40 e 41U.A nas cidades de Natal e Ourinhos, respectivamente. Isso pode ser um fator de grande relevância pois com o aumento da tecnificação do meio rural, o modelo de criação de bovinos leiteiros utilizando o método *compost barn* tem sido bastante utilizado para se obter maior eficiência na produção de leite.

Avaliando bovinos confinados operando a uma temperatura de 1000K são necessários 74 e 76 nas cidades de Natal e Ourinhos, respectivamente. Estes valores correspondem a uma quantidade de animais 86% superior de animais quando comparando com vacas leiteiras. O confinamento de bovinos de corte tem se tornado uma realidade no Brasil pela necessidade do aumento na produção de carne bovina e a pressão do mercado externo pelo "boi china", animal com no máximo quatro dentes incisivos permanentes e idade inferior a 30 meses no momento do

abate (ASSIS, 2020). Geralmente propriedades que possuem confinamentos para engorda possuem mais animais do que propriedades produtoras de leite, desta forma, a maior necessidade de animais pode ser compensada pela natureza da criação de bovinos em confinamento.

Quando utilizando rejeitos de bovinos criados a pasto para a produção dos mesmos $4,5kW$ são necessários 141 e 144 animais nas cidades de Natal e Ourinhos, respectivamente. Estes valores correspondem a uma quantidade de animais 250% superior de animais quando comparando com vacas leiteiras. Como os rejeitos de bovinos a pasto possui um custo maior para sua coleta, um aumento na quantidade de animais tão expressivo torna a utilização do sistema híbrido de geração de potência menos atrativo.

Mesmo necessitando de um número superior quando comparados a bovinos a utilização do rejeito de suínos é talvez a mais atrativa dentre as apresentadas. Quando operando a uma temperatura de $1000K$ são necessários 136 e 138 nas cidades de Natal e Ourinhos respectivamente. Atualmente o Brasil é o 4º produtor de suínos do mundo com mais de 2.015.000 matrizes alojadas, desta forma a produção de biogás e sua utilização em um sistema híbrido pode ser economicamente viável (AGRICULTURE, 2020).

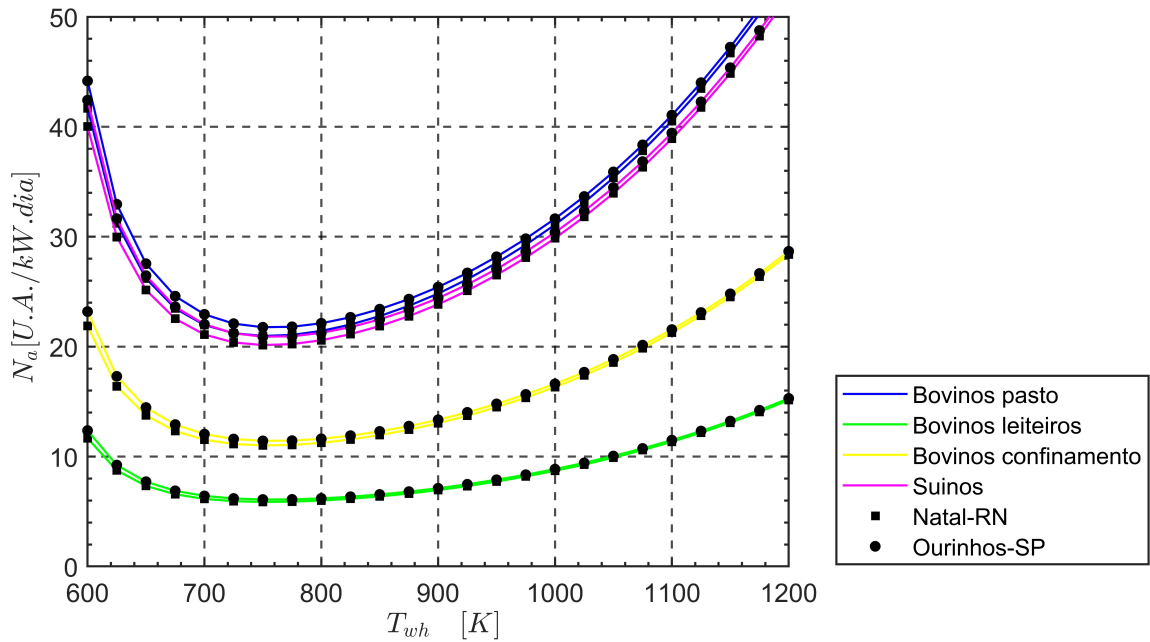
Para a mesma condição são necessários 4932 e 5189 frangos para a produção de $4,5kW$ a $1000K$ nas cidades de Natal e Ourinhos, respectivamente (Figura 4.18). De acordo com a Embrapa Suínos e aves, estima-se que existam mais de 57 milhões de matrizes para corte e postura no Brasil onde grande parte desses animais se encontram em confinamento em granjas (AGRICULTURE, 2020). Como frangos possuem baixa produção de biomassa e com baixo potencial metanogênico estes são os que necessitam a maior quantidade de animais. Por ser rica em ureia a cama de frango (dejetos de frangos de granja) possui o maior valor econômico dentre todos os rejeitos testados e por isso, o cálculo da viabilidade econômica do uso de rejeitos de frangos para a produção de biogás deve levar em consideração seu potencial como substituinte da ureia agrícola. A comercialização da cama de frango para o trato de bovinos é expressamente proibida em todo o território nacional devido ao risco de contaminação dos animais por febre aftosa. Desta maneira, a utilização da cama de frango em tecnologias que aumentem o seu valor comercial oferece impactos socio-ambientais positivos. Além disso, o rejeito de frangos diferentemente do rejeito de suínos não é coletado diariamente, a cama de frango é comumente recolhida em batelada no intervalo de 30 dias (tempo de abate), isso faz com que a biomassa perca parte do seu potencial de geração de CH_4 diminuindo ainda mais sua viabilidade.

Pela Figura 4.18 quando operando a uma temperatura de $1000K$ são necessários 1776 e

1807 cabras nas cidades de Natal e Ourinhos, respectivamente. A utilização de rejeito de cabras talvez seja o que se apresente com a menor viabilidade técnica dentre os animais testados. Além da grande quantidade de animais necessários, a criação intensiva de cabras em confinamento é algo pouco comum no país, por isso, a coleta e gestão do rejeito é algo de alto custo e talvez a produção de potência não seja compensatória.

As Figuras 4.19 e 4.20 apresentam o número de animais necessários para produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento da câmara de expansão para diferentes tipos de biomassa.

Figura 4.19: Número de animais necessários para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para diferentes tipos de biomassa. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



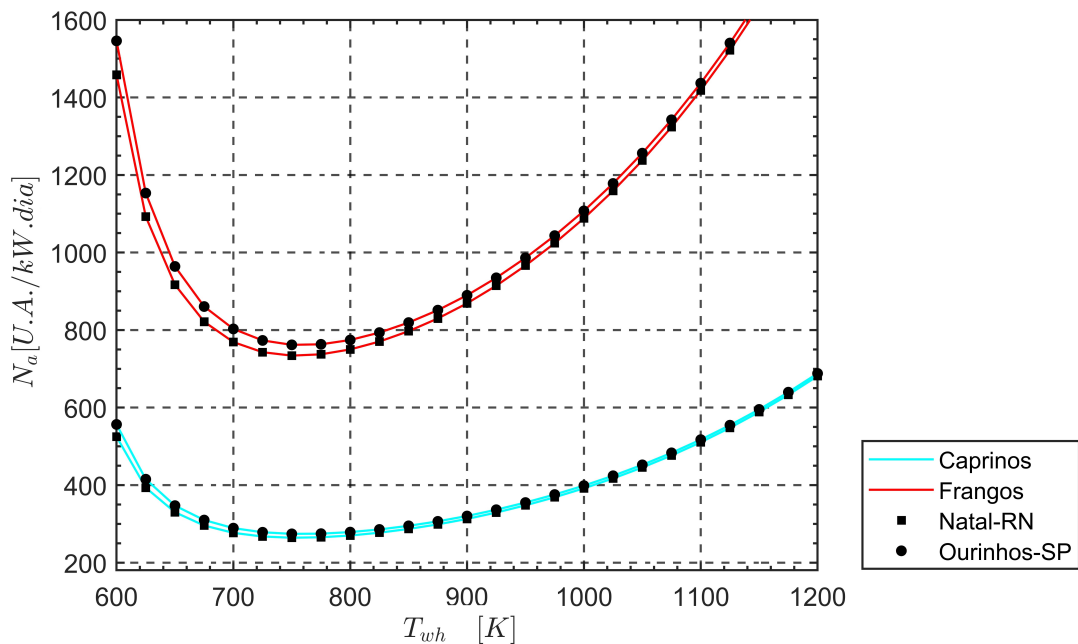
Fonte: Autor.

Tabela 4.2: Menor número de animais para a produção contínua de $1kW$ para as cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.

Número de animais	Caprinos	Bovinos Pasto	Bovinos Leiteiros	Bovinos Confinamento	Suínos	Frangos
Ourinhos - SP	274,2	21,7	6,1	11,4	20,9	761,8
Natal - RN	264,2	21,0	5,9	11,0	20,1	734,0

Fonte: Autor.

Figura 4.20: Número de animais necessários para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para Caprinos e Frangos. Cidades: Natal - RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Quando o número de animais é calculado com base *vfc* é possível observar que para todos os tipos de biomassa o menor número de animais foi calculado para uma temperatura de aquecimento de $750K$. A Tabela 4.2 apresenta a menor quantidade de animais para cada rejeito testado.

Devido aos diferentes índices de radiação ao longo de sua extensão continental e a diversidade da pecuária brasileira, afirmar onde o sistema híbrido é mais viável é algo complexo. Quando comparado as cidades, é possível afirmar que o sistema híbrido funcionando na cidade de Ourinhos necessita em média $3,8\%$ mais animais do quando funcionando na cidade de Natal. Como a demanda de biomassa e tamanho do biodigestor devem ser dimensionando os cenários mais críticos, os sistemas foram dimensionados considerando os meses de menor radiação de cada cidade, a diferença relativa entre as cidades foi pouco expressiva. Mesmo Natal possuindo

maiores taxas de irradiação solar na superfície horizontal ao longo do ano, dimensionar o sistema utilizando a menor radiação disponível faz com que a influência do local na demanda de animais seja pouco expressiva.

Um maior consumo de biogás e conseqüentemente uma maior demanda de animais para a cidade de Ourinhos pode em muitos casos ser um fator impeditivo para a implantação e funcionamento de um sistema híbrido. Entretanto, é na região sudeste onde se encontram os maiores rebanhos de bovinos leiteiros, suínos e frangos e a maior produção de biogás do país. Além disso, devido ao maior desenvolvimento socio-econômico a criação de usinas de biogás a utilização de sistemas híbridos de produção estão se tornando uma realidade (BUSTAMANTE et al., 2022). Vale ressaltar que ourinhos possui uma irradiação solar menor que Natal, mas ainda assim são valores considerados altos quando comparados com a média global.

Mesmo Natal e a região nordeste não sendo tão desenvolvida a radiação solar incidida permite que o sistema híbrido necessite de uma quantidade menor de animais, o que pode aumentar sua viabilidade em propriedades rurais pequenas. Além disso, quando observada a média de I_{bt} anual, é possível afirmar em Natal o sistema funcionará terá mais biogás sobrando nos meses de maiores taxas de radiação incidida, podendo operar em pontos de maior consumo visando aumento na produção de potência. Desta forma, a região que possui a maior parte do rebanho de caprinos e ovinos do país pode utilizar tecnologias para a produção de potência como uma ferramenta para o seu desenvolvimento socio-econômico (AGRICULTURE, 2020).

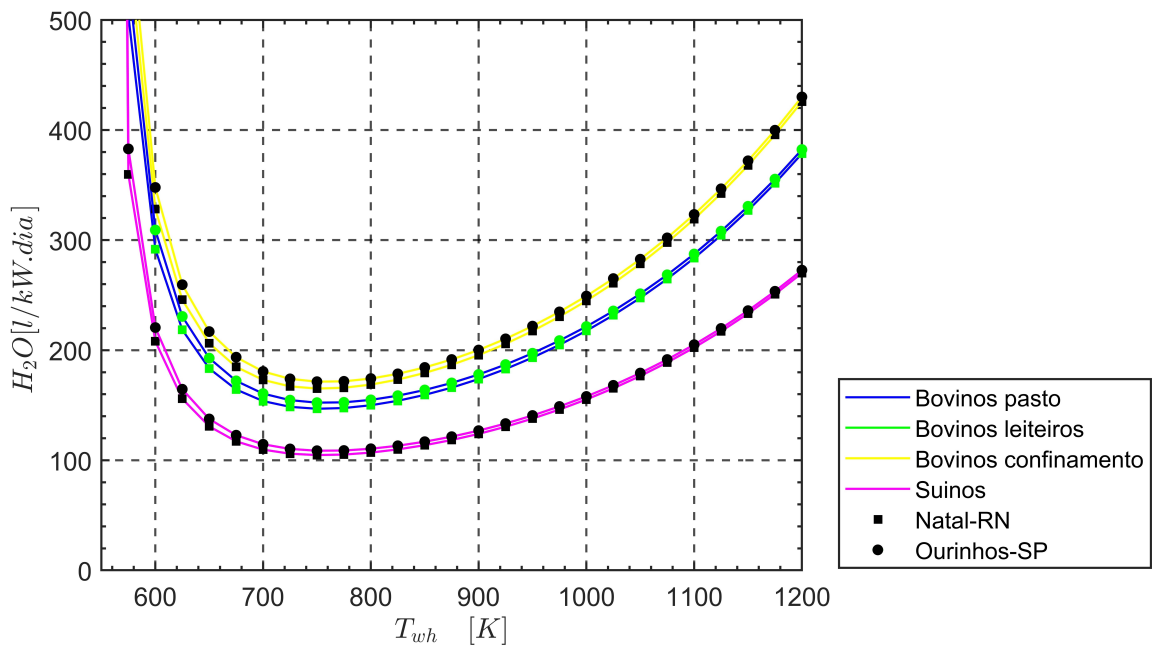
A região central do brasil possui um perfil de irradiação solar entre os valores utilizados abordados em Ourinhos e Natal. Além disso, ela possui o maior rebanho de bovinos do país criados a pasto e a construção de confinamentos ganha mais força a cada dia devido a pressões do mercado. Desta forma, a utilização do seu rejeito como biomassa para a produção de potência deve ser considerada.

Por ser um país privilegiado em irradiação solar e por possuir uma economia agrária expressiva, é possível afirmar que o Brasil possui um cenário bastante promissor para um sistema híbrido de geração de potência que utiliza biogás e energia solar. A produção de potência pode permitir ao produtor rural uma fonte de renda extra aproveitando uma fonte de energia que é geralmente descartada e que pode ser danosa ao meio ambiente. Como os motores Stirling conseguem operar com as mais diferentes fontes de calor, sua hibridização como a proposta neste trabalho permite uma produção de potência constante de baixo impacto ambiental e sustentável.

4.4.2 Influência da biomassa no consumo diário de água

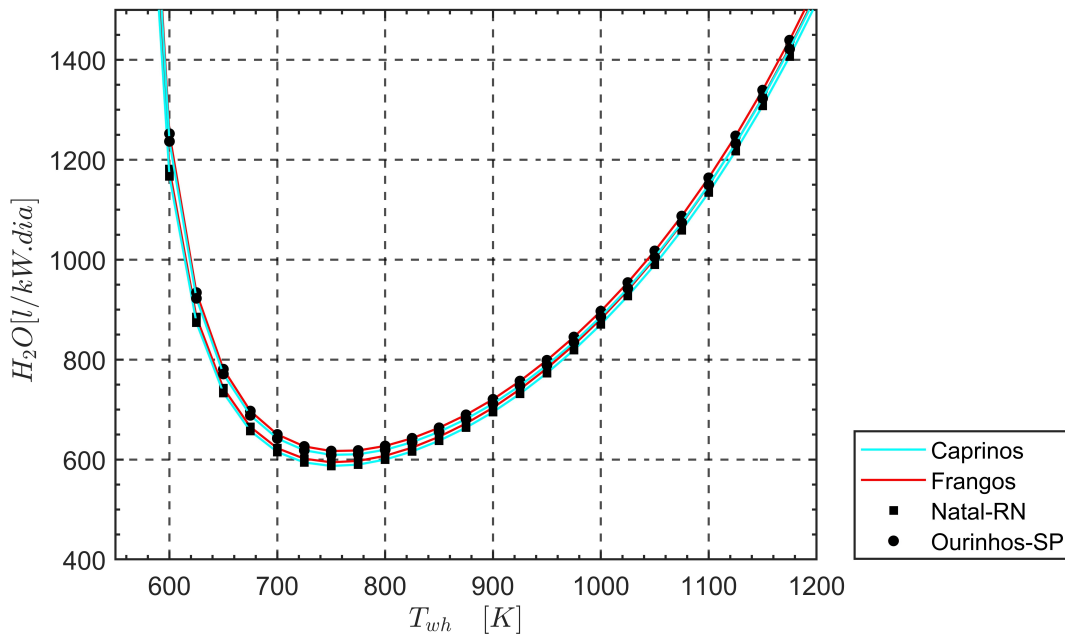
A quantidade de água a ser inserida no diariamente no biodigestor (H_2O_{dia}) para o funcionamento e produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de funcionamento é calculada para diferentes tipos de biomassa. Assim, pode-se estimar o impacto ambiental do biodigestor quanto à demanda de água no processo. São testados rejeitos de bovinos e suínos (Figura 4.21) e rejeitos de caprinos e frangos (Figura 4.22)

Figura 4.21: Consumo diário de água para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para diferentes tipos de rejeito. Cidade: Natal-RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Figura 4.22: Consumo diário de água para a produção contínua de $1kW$ em função da temperatura de aquecimento para diferentes tipos de rejeito. Cidades: Natal-RN e Ourinhos-SP, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Pela Figura 4.21 é possível afirmar que o uso de rejeitos de suínos no biodigestor é o que requer o menor consumo de água dentre os animais testados. Dentre os bovinos, a variação de demanda de água foi pouco expressiva. Para bovinos de corte é requerido 1,2% mais água do que quando utilizados rejeitos de bovinos leiteiros ou criados a pasto. Rejeitos de bovinos leiteiros e bovinos a pasto possuem o mesmo potencial metanogênico e por isso requerem o mesmo consumo de água.

Quando avaliados os rejeitos de caprinos e frangos (Figura 4.22) o consumo de água é mais significativo quando comparados a suínos. Rejeitos de cabras e frangos requerem 530% e 460% mais água do que quando utilizando rejeitos de porcos, respectivamente. Isso se dá pela maior diluição que estes rejeitos necessitam ao entrar no biodigestor e ao seu menor potencial metanogênico.

Para as condições de operação definidas, os pontos de maior eficiência e consequentemente de menor consumo diário de água foram calculados para a uma temperatura de aquecimento $T_{wh} = 750K$. A Tabela 4.3 apresenta os pontos de menor consumo diário de água para a produção contínua de $1kW$. Em média animais de corte e leite consomem 10% do próprio peso em água (GUERINI FILHO et al., 2015; PEREIRA; PATERNIANI; DEMARCHI, 2009;

DE ARAUJO et al., 2011). Desta forma é possível afirmar que o consumo de água para a dessedentação dos animais é superior ao quantidade de água necessária para o funcionamento do biodigestor. Por exemplo, quando avaliados bovinos leiteiros (animal de 450kg) em Ourinhos, são necessários 6 animais para cada 1kW produzido (Tabela 4.2 e 4.3). Isso corresponde a 225l/dia de consumo de água pelos animais e 152,4l/dia para o funcionamento do biodigestor. Se avaliado os caprinos (animal de 140kg), são 227,1 animais por kW, correspondendo a 3179,4l/dia de consumo de água pelos animais e 617,1l/dia para o funcionamento do biodigestor. Quando considerando apenas a água necessária para a dessedentação dos animais, a implementação do sistema híbrido acrescentará um aumento 56,7% na demanda de água na propriedade se usando bovinos leiteiros e 16,0% se utilizando cabras. Por isso, é possível afirmar que para os animais testados a demanda de água para o funcionamento do biodigestor é inferior ao consumo dos próprios animais, entretanto, para algumas espécies o aumento no consumo de água pode ser relevante.

Tabela 4.3: Menor consumo diário de água para a produção contínua de 1kW nas cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN. $T_{wh}=750K$, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.

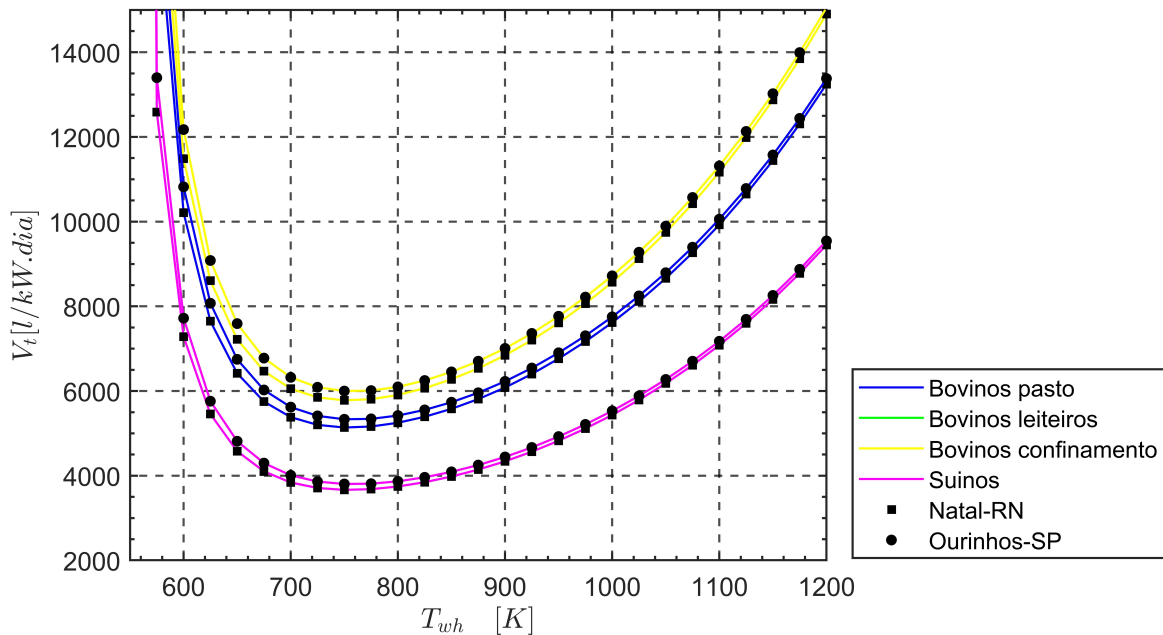
	Consumo de água [l/dia]					
	Caprinos	Bovinos Pasto	Bovinos Leiteiros	Bovinos Confinamento	Suínos	Frangos
Ourinhos-SP	617,1	152,4	152,4	171,4	108,7	609,5
Natal RN	594,6	146,8	146,8	165,1	104,7	587,2

Fonte: Autor.

4.4.3 Influência da biomassa no volume total do biodigestor

As Figuras 4.23 e 4.24 apresentam o volume total que o biodigestor deve possuir para um funcionamento constante do sistema híbrido em função da temperatura de aquecimento do motor para diferentes tipos de biomassa nas cidades de Ourinhos e Natal.

Figura 4.23: Volume total do biodigestor em função da temperatura de aquecimento rejeitos provenientes de bovinos e suínos. Cidade: Ourinhos-SP e Natal-RN, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.

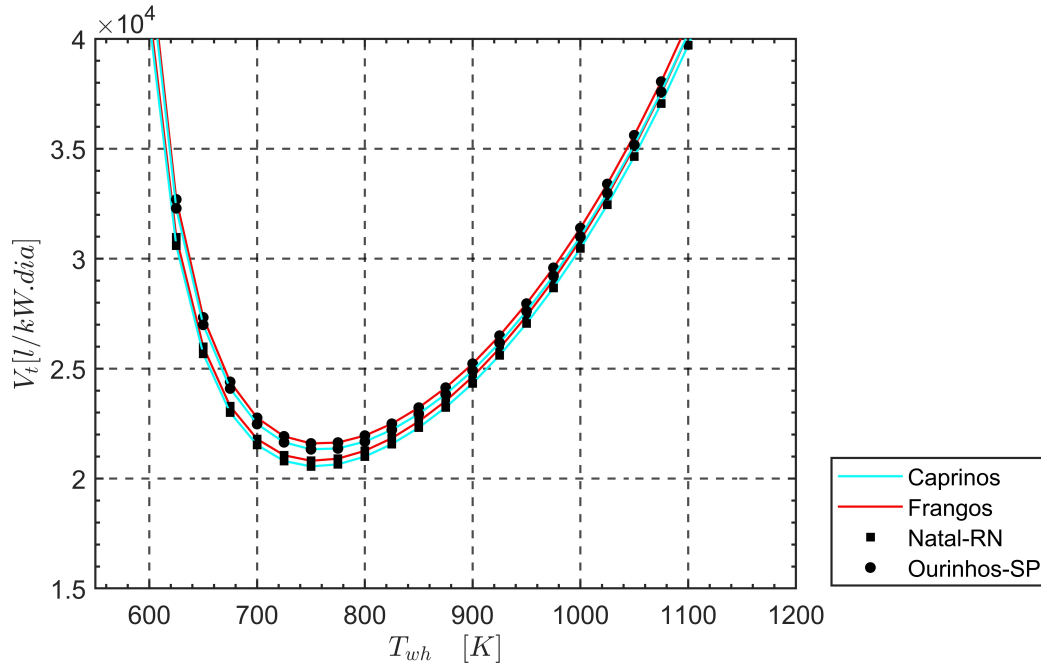


Fonte: Autor.

Como o volume do biodigestor está associado diretamente ao consumo de água, quanto maior H_2O_{dia} maior será V_t . Desta forma é possível afirmar que para rejeitos de suínos que necessitam de uma menor diluição e possuem maior potencial metanogênico é necessário um biodigestor menor. Rejeitos de frangos e cabras que necessitam de uma maior diluição e produzem menos biogás, em alguns casos precisarão de um biodigestor até 460% maior. O tipo de biomassa dependerá do modelo de negócio que a propriedade rural trabalha, por isso, a utilização de diferentes tipos de biomassa pode ser possível.

Definir as condições de operação do motor é de extrema importância no projeto do sistema de produção de biogás e coleta de radiação solar. A variação da temperatura de aquecimento do motor e o tipo de matéria orgânica inserida fazem com que o biodigestor possa variar o seu tamanho de maneira significativa. Diferentemente da quantidade de biomassa ou da quantidade de água inserida no biodigestor, o seu volume total não é algo fácil de ser modificado. Em muitos casos a construção de um biodigestor maior ou o seu aumento necessitam de obras de infraestrutura que podem ser onerosas ao investidor.

Figura 4.24: Volume total do biodigestor em função da temperatura de aquecimento rejeitos provenientes de caprinos e frangos. Cidade: Ourinhos-SP e Natal-RN, $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.



Fonte: Autor.

Assim como no consumo diário de água o volume total do biodigestor entre os bovinos não sofreram variações significativas, onde os maiores valores foram calculados utilizando rejeitos bovinos em confinamento. As biomassas de caprinos e frangos se mostraram com a maior demanda de água e conseqüentemente maior volume de biodigestor não sofrendo variações consideráveis entre si. Já os rejeitos de suínos se mostraram a melhor fonte biomassa para ser usada em biodigestores, sendo assim, necessitam de biodigestores 28% e 82% menores do que bovinos e caprinos respectivamente.

Sendo calculado com base no consumo volumétrico específico de biogás (vfc) o volume do biodigestor é definido para a produção constante de $1kW$ de maneira contínua. Para todos os tipos de biomassa o ponto onde o menor volume de biodigestor calculado foi para a temperatura de aquecimento de $750K$. A Tabela 4.4 apresenta os menores volumes para diferentes tipos de biomassa nas cidades de Ourinhos e Natal. Para os pontos de maior eficiência ($T_{wh} = 750K$) a potência produzida total é de $2311W$. Neste ponto foram calculados biodigestores com volumes de $48091l$, $13357l$, $13357l$, $11873l$, $8469l$ e $47497l$, quando utilizando rejeitos de caprinos, bovinos a pasto, bovinos leiteiros, bovinos em confinamento, suínos e frangos na cidade de Natal, respectivamente. Se operando em Ourinhos, foram calculados volumes de $49910l$, $12322l$,

Tabela 4.4: Menor volume do biodigestor para a produção contínua de $1kW$ em função do tipo de biomassa inserida no motor para as cidades de Ourinhos-SP e Natal-RN. $\lambda=1,0$, $CH_4=60\%$, $RH=20\%$.

	Menor V_{total} [l/kW]					
	Caprinos	Bovinos Pasto	Bovinos Leiteiros	Bovinos Confinamento	Suínos	Frangos
Ourinhos - SP	21597,8	5332,8	5332,8	5999,4	3804,5	21331,2
Natal - RN	20810,0	5138,2	5138,2	5780,5	3665,7	20553,1

Fonte: Autor.

12322l, 13863l, 8791l e 49295l. Com base nos valores apresentados, é possível afirmar que a localização do sistema influencia de maneira pouco expressiva no volume total do biodigestor.

Como Natal está situada na região nordeste onde incidem baixos índices pluviométricos, e onde recessões hídricas são comuns, um sistema que consuma menos água é importante. Por serem bem adaptadas ao bioma da caatinga é nesta região onde a criação de cabras é mais comum no país. Desta forma, saber o consumo diário de água e o volume total de água necessário é importante para a análise da viabilidade técnica da implantação de um sistema de geração de potência híbrido no local.

Vale ressaltar que o subproduto da biodigestão é um adubo líquido de alta qualidade que é geralmente utilizado na fertirrigação e por isso pode reduzir ou até mesmo substituir o uso de fertilizantes minerais.

4.5 Considerações finais sobre os resultados

O sistema híbrido foi testado de diferentes maneiras. Na primeira etapa os mapas do motor que calculam o calor de entrada, a potência de saída e a eficiência do motor Stirling foram construídos para diferentes temperaturas de aquecimento e rotações. Na segunda etapa foram avaliados a influência de parâmetros solarimétricos no desempenho do sistema híbrido. Foram testados diferentes discos concentradores em diferentes cidades com o objetivo de avaliar como cada parâmetro altera o consumo de biogás do sistema híbrido. Na terceira etapa uma análise da influência de parâmetros relacionados ao funcionamento do queimador foi realizada. Foi possível avaliar como a geometria do trocador de calor do queimador, o fator λ , a umidade relativa do ar de entrada e a concentração de CH_4 influenciam no consumo de biogás. Na quarta etapa foram avaliados parâmetros referentes a produção de biogás. Para isso, biomassa proveniente do rejeito de diferentes espécies de animais foram testados e o número de animais,

a quantidade de água e o volume total do biodigestor foram calculados.

Com os resultados apresentados é possível afirmar que um sistema híbrido de motor Stirling operando com biogás e com energia solar possui viabilidade técnica em um país como o Brasil. O atual cenário da pecuária Brasileira necessita de tecnologias que auxiliem o produtor rural a desenvolver negócios mais economicamente sustentáveis. Desta forma a utilização de tecnologias que aproveitem resíduos que antes seriam descartados, geram impactos positivos ao meio ambiente, criam uma nova fonte de renda ao produtor rural e auxiliam o desenvolvimento socio econômico.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma abordagem não observada na literatura até o momento de avaliação de um sistema híbrido de geração de potência que utiliza biogás e energia solar como fontes de calor. Conforme apresentado na Revisão Bibliográfica, a maioria das pesquisas publicadas abordando este tema contemplam trabalhos avaliando apenas o motor Stirling operando com energia solar ou com queimadores a gás. Quando estudado o sistema híbrido a maioria dos trabalhos apresentam estudos experimentais e pouco se desenvolve sobre modelos matemáticos que consigam avaliar o desempenho do sistema híbrido como um todo, permitindo um melhor entendimento do seu funcionamento e sua otimização.

Inicialmente é possível concluir que, por ser privilegiado em radiação solar e por possuir um dos maiores rebanhos do mundo, a hibridização de motores Stirling utilizando energia solar e biogás apresenta um grande potencial, técnico, econômico e social no Brasil. Além disso, a utilização do biogás em motores Stirling se mostrou bastante promissora pois independe da qualidade do biogás, bem como a presença de contaminantes, o que é um fator limitante para sua utilização em motores de combustão interna.

Foi realizado o projeto de um receptor híbrido que permite a hibridização da energia solar e do biogás de maneira conjunta e/ou independente. Como no seu projeto não foram utilizados elementos intermediários de transferência de calor sua construção se torna mais simples e mais acessível. Desta forma, o potencial de cada fonte de calor pode ser melhor explorado concluindo-se que:

- A cavidade solar composta pelos tubos de aquecimento do motor Stirling pôde ser modelada e a quantidade de calor incidida no receptor solar pôde ser calculada.
- Como a superfície de aquecimento foi dividida em duas partes, o lado onde os gases de combustão entram em contato com os tubos de aquecimento se mostrou suficiente para a quantidade de calor a ser inserida. Entretanto, o uso de aletas se fez necessário para que a eficiência do queimador fosse aumentada e o consumo de biogás reduzido.
- Devido a sua tolerância em variações no tipo de fonte de calor, a utilização de motores Stirling mostrou que a sua hibridização com biogás e energia solar é possível.

A modelagem matemática para a simulação do sistema híbrido incluiu a previsão de desempenho do motor Stirling, do receptor solar, do queimador e do biodigestor. Desta maneira,

foi possível estimar a potência produzida, a quantidade de calor inserida no motor pelo biogás e pela radiação e o consumo de biogás. Com os resultados obtidos conclui-se que:

- Com o modelo PSVL foi possível construir os mapas do motor Stirling GPU-3 para a potência de saída, o calor de entrada e a eficiência térmica em diferentes condições de operação. O modelo apresentou uma precisão próxima a modelos mais complexos, entretanto, com um custo computacional inferior.
- O uso de aletas se faz necessário para aumentar a superfície de troca de calor e consequentemente a quantidade de calor transferida dos gases de combustão para a superfície do motor. Foram testados diferentes comprimentos de aletas e verificou-se os menores consumos de biogás foram obtidos para aletas com 30mm de comprimento e temperaturas de aquecimento entre 700K e 800K. Para temperaturas superiores a essa faixa verificou-se que as perdas por convecção e radiação se tornam bastante expressivas e um maior comprimento de aleta pode representar em um maior consumo. Para temperaturas inferiores a 700K o consumo volumétrico específico de biogás aumenta drasticamente devido a baixa produção de potência do motor.
- Quando avaliado o fator λ , verificou-se que para temperaturas de aquecimento próximas a 725K sua influência é pouco expressiva. Desta forma a operação com λ pobre e superior a 1,0 é recomendada para uma menor formação de poluentes. Para temperaturas fora desse valor, a influência do λ se torna mais relevante, podendo oferecer um consumo de biogás superior a 40% se comparando $\lambda=1,0$ e $\lambda=2,0$ a 1200K.
- A qualidade do biogás é um parâmetro de grande relevância no desempenho do sistema híbrido. Quanto menor a concentração de CH_4 , maior será o consumo do biogás. Se colocado a concentração de 60% de CH_4 como valor referência, para uma concentração de 40% de CH_4 é necessário um consumo 34,5% superior. Para um biogás com 80% de CH_4 obtida uma redução no consumo de apenas 28,5%. Como os motores Stirling são tolerantes a variações na composição do combustível, é possível afirmar que o controle na produção de um biogás rico em CH_4 é mais importante do que o seu enriquecimento utilizando sistemas auxiliares.
- A influência da localização do sistema híbrido foi testada. Verificou-se que ao operar em Ourinhos-SP é necessário um consumo de biogás 9,1% superior do que se operando em

Natal-RN. O que mostra o potencial de produção de potência utilizando radiação solar na região Nordeste.

- A escolha do tamanho do disco concentrador também influencia no consumo de biogás. Quando testados os discos de 7,5m e 10,5m de diâmetro foi calculada uma variação próxima a 9% entre o consumo de biogás necessário para suplementar o sistema e permitir o seu funcionamento constante.
- O funcionamento do motor Stirling utilizando apenas energia solar não se apresentou atrativo. A não hibridização dos discos concentradores com o queimador de biogás faz com que a produção de potência oscile com a variação da radiação solar disponível ao longo do dia.
- O funcionamento do sistema utilizando apenas biogás apresentou um consumo de 41,6% e 54,5% superior, quando comparado a hibridização com os discos de 7,5m e 10,5m de diâmetro, respectivamente. Isso mostra o potencial da hibridização do sistema, permitindo uma planta de produção de biogás menor ou até mesmo o aumento do sistema de produção de potência.
- Quando comparado com motogeradores comerciais o sistema híbrido se mostrou bastante promissor. O uso da energia solar fez com que o consumo de biogás fosse reduzido de $6,7m^3/kW.dia$ utilizando um biogás com composição de CH_4 superior a 80% para aproximadamente $4,5m^3/kW.dia$ utilizando um biogás com $CH_4=60\%$. Desta forma, a redução no consumo e a utilização de um biogás de qualidade inferior se mostraram possíveis.

A construção do modelo de previsão de desempenho do sistema híbrido foi realizada a fim de entender como o seu funcionamento se encaixa nas condições solarimétricas e no cenário da pecuária brasileira. O modelo matemático do sistema híbrido permitiu estimar o número de animais, consumo diário de água e o volume do biodigestor, simulando diferentes tipos de rejeitos como fonte de biomassa em diferentes cidades do Brasil. Com isso, é possível concluir que:

- Quando operando em Ourinhos o sistema híbrido necessita em média 11% de mais animais do que se operando em Natal. Entretanto uma maior dependência da produção de

biogás em Ourinhos pode ser compensada pela tecnificação da região, que hoje é a maior produtora de biogás do país.

- A região nordeste é privilegiada por possuir os maiores níveis de irradiação solar do país, desta forma, a hibridização de sistemas solares de produção de potência podem aumentar ainda mais a viabilidade técnica e econômica da implantação deste tipo de tecnologia.
- Dentre as biomassas estudadas, é possível afirmar que rejeitos de bovinos leiteiros, de bovinos em confinamento e de suínos possuem o maior potencial de utilização no sistema híbrido proposto neste trabalho. Seus potenciais de produção de biogás e criação em confinamentos, fazem que sejam necessários um menor número de animais, menor consumo de água e menores volumes de biodigestores.
- A dificuldade na coleta devido a criação extensiva e a maior dependência do número de animais devido ao baixo potencial metanogênico, faz com que a utilização de rejeitos de bovinos a pasto e caprinos seja menos atrativa. Mesmo assim, vale ressaltar que a região nordeste possui o maior rebanho de caprinos do Brasil e a região central o maior rebanhos de bovinos a pasto, o que pode viabilizar a utilização do sistema híbrido nesses locais.
- Rejeitos da criação de frangos apresentaram o menor potencial metanogênico dentre as biomassas avaliadas. Entretanto, a criação de frangos em granjas é bastante difundida no país o que pode tornar a sua utilização possível. Vale ressaltar que devido a grande necessidade de diluição, rejeitos de caprinos e frangos necessitaram de um maior consumo de água e conseqüentemente um maior volume de biodigestor para suprir a demanda de produção de biogás.

Por fim, pode-se destacar a importância do desenvolvimento de tecnologias que utilizam o biogás e energia solar. Do ponto de vista ambiental, a digestão anaeróbica dos dejetos da pecuária produz um combustível renovável de alta qualidade, um fertilizante bioestabilizado e reduz a emissão de gases de efeito estufa. Do ponto de vista social, uma produção de potência constante e confiável possibilita o desenvolvimento socio-econômico e tecnificação do meio rural de maneira sustentável.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar da consistência observada nos resultados obtidos e do potencial verificado para a hibridização de motores Stirling, outros estudos devem ser realizados em diferentes aspectos para que se possa extrair os máximos benefícios do sistema. Dentre eles, sugere-se:

- Análise da viabilidade econômica do sistema híbrido.
- Análise e modelagem da emissão de poluentes pela queima do biogás.
- Desenvolver estratégias para a redução de consumo de biogás e emissão de poluentes.
- Desenvolver um modelo em CFD para avaliar o escoamento e o desempenho do queimador.
- Desenvolver sistemas de controle de vazão de biogás para um controle preciso da temperatura de aquecimento e rotação do motor.
- Identificar e testar combustíveis alternativos ao biogás.
- Avaliar estratégias para variação na produção de potência ao longo do dia em função da irradiação solar e demanda do mercado.
- Definir o fator λ em função do consumo e da emissão de poluentes.
- Construir o sistema híbrido proposto para a validação e melhoria do modelo de previsão de desempenho.
- Avaliar a viabilidade técnica e econômica da implantação de um sistema de sobrealimentação de ar.
- Identificar e testar outras fontes de biomassa, sejam elas de resíduos da pecuária, resíduos agro industriais ou municipais.
- Adicionar ao modelo do biodigestor particularidades referentes a cada tipo de biodigestor.

REFERÊNCIAS

- ABBAS, M. et al. Dish Stirling technology: a 100 mw solar power plant using hydrogen for algeria. **International journal of hydrogen energy**, [S.l.], v.36, n.7, p.4305–4314, 2011.
- ABD EL-GHAFOUR, S.; MIKHAEL, N.; EL-GHANDOUR, M. Design and Three-Dimensional Simulation of a Solar Dish-Stirling Engine. **Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences**, [S.l.], v.82, n.1, p.51–76, 2021.
- ABIOGÁS. **Brazilian Biogas Association**: brazilian potential of biogas and biomethane. Accessed in 2021-01-29, <https://abiogas.org.br/mapa-brasil/>.
- ABOU-TAOUK, A.; WETTRELL, P.; ERIKSSON, L.-E. CFD investigation of a Stirling engine flexi-fuel burner based on MILD combustion. In: THMT-15. PROCEEDINGS OF THE EIGHTH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON TURBULENCE HEAT AND MASS TRANSFER. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2015.
- ABUELYAMEN, A.; BEN-MANSOUR, R. Energy efficiency comparison of Stirling engine types (α , β , and γ) using detailed CFD modeling. **International Journal of Thermal Sciences**, [S.l.], v.132, p.411–423, 2018.
- ACHINAS, S.; ACHINAS, V.; EUVERINK, G. J. W. A technological overview of biogas production from biowaste. **Engineering**, [S.l.], v.3, n.3, p.299–307, 2017.
- AGENCY, I. E.; BIROL, F. **World energy outlook 2013**. [S.l.]: International Energy Agency Paris, 2013.
- AGRICULTURE, U. United States Department of. **Foreign Agricultural Service**. <https://apps.fas.usda.gov>. 2020.
- AHMADI, M. H.; AHMADI, M.-A.; POURFAYAZ, F. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.68, p.168–184, 2017.
- AHMADI, M. H. et al. Application of the multi-objective optimization method for designing a powered Stirling heat engine: design with maximized power, thermal efficiency and minimized pressure loss. **Renewable Energy**, [S.l.], v.60, p.313–322, 2013.

- AHMADI, M. H. et al. Thermodynamic optimization of Stirling heat pump based on multiple criteria. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.80, p.319–328, 2014.
- AHMADI, M. H. et al. Solar power technology for electricity generation: a critical review. **Energy Science & Engineering**, [S.l.], v.6, n.5, p.340–361, 2018.
- AKSOY, F.; CINAR, C. Thermodynamic analysis of a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.75, p.319–324, 2013.
- ALANNE, K. et al. Techno-economic assessment and optimization of Stirling engine micro-cogeneration systems in residential buildings. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.51, n.12, p.2635–2646, 2010.
- ALFARAWI, S. Thermodynamic analysis of rhombic-driven and crank-driven beta-type Stirling engines. **International Journal of Energy Research**, [S.l.], v.44, n.7, p.5596–5608, 2020.
- ALIABADI, A. A. et al. Efficiency and emissions measurement of a Stirling-engine-based residential microcogeneration system run on diesel and biodiesel. **Energy & fuels**, [S.l.], v.23, n.2, p.1032–1039, 2009.
- ANDREWS, J.; JELLEY, N. **Energy science: principles, technologies, and impacts**. [S.l.]: Oxford University Press, 2017.
- APPELS, L. et al. Peracetic acid oxidation as an alternative pre-treatment for the anaerobic digestion of waste activated sludge. **Bioresource technology**, [S.l.], v.102, n.5, p.4124–4130, 2011.
- ASSIS, H. G. d. Terminação de bovinos de corte a pasto em diferentes níveis de suplementação. , [S.l.], 2020.
- ASSOCIATION, E. E. B. **Biogas: flexible, renewable, enabler of decarbonization**. Acesso em 2023-10-31, <http://european-biogas.eu/>.
- AWAN, A. B. et al. Comparative analysis of dish Stirling engine and photovoltaic technologies: energy and economic perspective. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, [S.l.], v.44, p.101028, 2021.

AZIZ, M.; WIJAYANTA, A. T.; NANDIYANTO, A. B. D. Ammonia as effective hydrogen storage: a review on production, storage and utilization. **Energies**, [S.l.], v.13, n.12, p.3062, 2020.

BABAELAHI, M.; SAYYAADI, H. Simple-II: a new numerical thermal model for predicting thermal performance of stirling engines. **Energy**, [S.l.], v.69, p.873–890, 2014.

BABAELAHI, M.; SAYYAADI, H. Modified PSVL: a second order model for thermal simulation of stirling engines based on convective–polytropic heat transfer of working spaces. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.85, p.340–355, 2015.

BABAELAHI, M.; SAYYAADI, H. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. **Applied Energy**, [S.l.], v.141, p.143–159, 2015.

BABAZADEH, M. A.; BABAELAHI, M.; SAADATFAR, M. Enhancing solar stirling engine performance through the use of innovative heat transfer fin shapes. **International Journal of Thermal Sciences**, [S.l.], v.190, p.108290, 2023.

BARBOSA, D. et al. BIOSHIRLING-4SKA: a cost effective and efficient approach for a new generation of solar dish-stirling plants based on storage and hybridization; an energy demo project for large scale infrastructures. **arXiv preprint arXiv:1712.03029**, [S.l.], 2017.

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

BARRETO, G.; CANHOTO, P. Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.132, p.119–135, 2017.

BATAINEH, K. M. Numerical thermodynamic model of alpha-type Stirling engine. **Case studies in thermal engineering**, [S.l.], v.12, p.104–116, 2018.

BATAINEH, K.; TAAMNEH, Y. Performance analysis of stand-alone solar dish Stirling system for electricity generation. **International Journal of Heat and Technology**, [S.l.], v.35, n.3, p.498–508, 2017.

BAUKAL JR, C. E. **Heat transfer in industrial combustion**. [S.l.]: CRC press, 2000.

- BEHAR, O.; KHELLAF, A.; MOHAMMEDI, K. A review of studies on central receiver solar thermal power plants. **Renewable and sustainable energy reviews**, [S.l.], v.23, p.12–39, 2013.
- BEN-MANSOUR, R.; ABUELYAMEN, A.; MOKHEIMER, E. M. CFD analysis of radiation impact on Stirling engine performance. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.152, p.354–365, 2017.
- BHATTACHARYYA, S. C. Review of alternative methodologies for analysing off-grid electricity supply. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.16, n.1, p.677–694, 2012.
- BICER, Y. et al. Comparative life cycle assessment of various ammonia production methods. **Journal of Cleaner Production**, [S.l.], v.135, p.1379–1395, 2016.
- BIEDERMANN, F. et al. Operating experiences with a small-scale CHP pilot plant based on a 35 kWel hermetic four cylinder Stirling engine for biomass fuels. In: INTERNATIONAL STIRLING ENGINE CONFERENCE, 11. **Proceedings...** [S.l.: s.n.], 2003. p.248–254.
- BITSIKAS, P.; ROGDAKIS, E.; DOGKAS, G. CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator. **Thermal Science and Engineering Progress**, [S.l.], v.17, p.100492, 2020.
- BLÁZQUEZ, R.; CARBALLO, J.; SILVA, M. Optical design and optimization of parabolic dish solar concentrator with a cavity hybrid receiver. In: AIP CONFERENCE PROCEEDINGS. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2016. v.1734, n.1, p.070002.
- BLYDEN, B. K.; LEE, W.-J. Holistic approach for grid interconnection in Africa. In: IEEE POWER ENGINEERING SOCIETY INAUGURAL CONFERENCE AND EXPOSITION IN AFRICA, 2005. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2005. p.195–202.
- BRAVO, Y. et al. Hybridization of solar dish-stirling technology: analysis and design. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, [S.l.], v.33, n.4, p.1459–1466, 2014.
- BUDZIANOWSKI, W. M. A review of potential innovations for production, conditioning and utilization of biogas with multiple-criteria assessment. **Renewable and sustainable energy reviews**, [S.l.], v.54, p.1148–1171, 2016.
- BUSTAMANTE, M. S. d. S. et al. Entre tramas e fios: as controvérsias das transformações de significados e usos da lã de carneiro na serra da mantiqueira. , [S.l.], 2022.

CAETANO, B. C. et al. A novel methodology on beta-type Stirling engine simulation using CFD. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.184, p.510–520, 2019.

CAETANO, B. C. et al. Energy conversion of biogas from livestock manure to electricity energy using a Stirling engine. **Energy Conversion and Management: X**, [S.l.], v.15, p.100224, 2022.

CECONI, M. et al. Solar irradiation numerical modeling as alternative method in evaluating of available energy potential/Modelagem numerica da irradiacao solar como metodo alternativo na avaliacao do potencial energetico disponivel. **Revista Geográfica Acadêmica**, [S.l.], v.4, n.2, p.41–53, 2010.

CHEN, H. et al. Performance and microbial community variations of a upflow anaerobic sludge blanket (UASB) reactor for treating monosodium glutamate wastewater: effects of organic loading rate. **Journal of environmental management**, [S.l.], v.253, p.109691, 2020.

CHENG, C.-H.; PHUNG, D.-T. Numerical and experimental study of a compact 100-W-class β -type Stirling engine. **International Journal of Energy Research**, [S.l.], v.45, n.5, p.6784–6799, 2021.

CHENG, C.-H.; YU, Y.-J. Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. **Renewable energy**, [S.l.], v.37, n.1, p.161–173, 2012.

CHENG, S. et al. A review of prefabricated biogas digesters in China. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.28, p.738–748, 2013.

CHINNICI, A. et al. Comparison of system performance in a hybrid solar receiver combustor operating with MILD and conventional combustion. Part II: effect of the combustion mode. **Solar Energy**, [S.l.], v.147, p.479–488, 2017.

CHINNICI, A.; NATHAN, G.; DALLY, B. Experimental demonstration of the hybrid solar receiver combustor. **Applied Energy**, [S.l.], v.224, p.426–437, 2018.

CHO, K. S. **Burner for stirling engines**. US Patent 5,590,526.

CHP-BRASIL. **Linha de geradores a gás nas potências de 75kW a 420kW**. Acessado em Dezembro/2023, <https://chpbrasil.com.br/produtos>.

CIBIOGAS. **Centro Internacional de Energias Renováveis. Nota Técnica:** n° 002/2020 panorama do biogás no brasil em 2019. Accessed in 2021-01-29, <https://biblioteca.cibioogas.org/biblioteca/notatecnica/pdf/panorama-do-biogas-no-brasil-em2019>.

CINAR, C.; KARABULUT, H. Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. **Renewable energy**, [S.l.], v.30, n.1, p.57–66, 2005.

COLMENAR-SANTOS, A. et al. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of energy recovery system of biogas from a wastewater treatment plant and use in a Stirling engine. **Renewable Energy**, [S.l.], v.88, p.171–184, 2016.

CULLEN, B.; MCGOVERN, J. Development of a theoretical decoupled Stirling cycle engine. **Simulation Modelling Practice and Theory**, [S.l.], v.19, n.4, p.1227–1234, 2011.

DE ARAUJO, G. et al. A água nos sistema de produção de caprinos e ovinos. , [S.l.], 2011.

DEMEU, F. A. et al. Economic viability of a canadian biodigester for power generation in dairy farming. **Semina: Ciências Agrárias**, [S.l.], v.42, n.1, p.375–394, 2021.

DER MINASSIANS, A.; SANDERS, S. R. Multiphase stirling engines. **Journal of Solar Energy Engineering**, [S.l.], v.131, n.2, 2009.

DESHMUKH, Y. V. **Industrial heating:** principles, techniques, materials, applications, and design. [S.l.]: CRC Press, 2005.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes.** [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013.

EL-GHAFOUR, S. Design and Computational Fluid Dynamics Simulation of a Solar Stirling Engine. **PhD diss., Ph. D. Dissertation, University of Port Said, Port Said, Egypt**, [S.l.], 2018.

EL-GHAFOUR, S.; EL-GHANDOUR, M.; MIKHAEL, N. Three-dimensional computational fluid dynamics simulation of stirling engine. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.180, p.533–549, 2019.

EL-GHAFOUR, S.; MIKHAEL, N.; EL-GHANDOUR, M. Energy and Exergy Analyses of Stirling Engine using CFD Approach. **Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences**, [S.l.], v.77, n.1, p.100–123, 2021.

EZEKOYE, V.; OKEKE, C. Design, construction, and performance evaluation of plastic biodigester and the storage of biogas. **The Pacific Journal of Science and Technology**, [S.l.], v.7, n.2, p.176–184, 2006.

FARIA, M. M. N. de et al. Thermodynamic simulation model for predicting the performance of spark ignition engines using biogas as fuel. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.149, p.1096–1108, 2017.

FARIA, O. A. **Projeto e otimização de uma câmara de combustão de microturbinas para operação com biogás**. [S.l.]: Universidade Federal de Minas Gerais, 2015.

FARRA, N.; TZANETAKIS, T.; THOMSON, M. J. Experimental determination of the efficiency and emissions of a residential microcogeneration system based on a Stirling engine and fueled by diesel and ethanol. **Energy & Fuels**, [S.l.], v.26, n.2, p.889–900, 2012.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. [S.l.]: McGraw Hill Education (India) Pvt Ltd, 2012.

GAO, G. et al. Performance simulation of a low-swirl burner for a Stirling engine. **International Journal of Energy Research**, [S.l.], v.43, n.5, p.1815–1826, 2019.

GEALL, S.; SHEN, W. et al. Solar energy for poverty alleviation in China: state ambitions, bureaucratic interests, and local realities. **Energy research & social science**, [S.l.], v.41, p.238–248, 2018.

GHOLAMALIZADEH, E.; CHUNG, J. D. Thermal Analysis of the Receiver of a Standalone Pilot Solar Dish–Stirling System. **Entropy**, [S.l.], v.20, n.6, p.429, 2018.

GIL, R. et al. Thermal model of a dish stirling cavity-receiver. **Energies**, [S.l.], v.8, n.2, p.1042–1057, 2015.

GOSWAMI, D. Y. **The CRC handbook of mechanical engineering**. [S.l.]: CRC press, 2004.

GOV.BR. **Rebanho bovino bate recorde em 2021 e chega a 224,6 milhões de cabeças.** Acessado em dezembro/2023, <https://www.gov.br/pt-br/noticias/agricultura-e-pecuaria/2022/09/rebanho-bovino-bate-recorde-em-2021-e-chega-a-224-6-milhoes-de-cabecas>.

GROSU, L.; DOBRE, C.; PETRESCU, S. Study of a Stirling engine used for domestic micro-cogeneration. Thermodynamic analysis and experiment. **International Journal of Energy Research**, [S.l.], v.39, n.9, p.1280–1294, 2015.

GUERINI FILHO, M. et al. Análise do consumo de água e do volume de dejetos na criação de suínos. **Revista Brasileira de Agropecuária Sustentável**, [S.l.], v.5, n.2, 2015.

GUNAWAN, A. et al. A Cost-Performance Analysis of a Sodium Heat Engine for Distributed Concentrating Solar Power. **Advanced Sustainable Systems**, [S.l.], v.4, n.6, p.1900104, 2020.

HARGREAVES, C. M. The Phillips Stirling engine. **Renewable Energy**, [S.l.], 1991.

HELLER, P.; REINALTER, W.; MARTÍNEZ, D. Status of development of the dish/Stirling systems at Plataforma Solar de Almería. In: TENTH INTERNATIONAL STIRLING ENGINE CONFERENCE. **Proceedings...** [S.l.: s.n.], 2001. p.24–27.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 2018.

HIRATA, K. Schmidt theory for Stirling engines. **Disponível em Stirling Engine home page.**, [S.l.], 1997.

HOSSEINI, S. E.; WAHID, M. A. Development of biogas combustion in combined heat and power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.40, p.868–875, 2014.

HOSSEINZADE, H.; SAYYAADI, H.; BABAELAHI, M. A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.90, p.395–408, 2015.

IEA, E. I. A. . G. P. O. **International Energy Outlook 2016, with Projections to 2040**. [S.l.]: Government Printing Office, 2016.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa** . [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.

INPE, S. **Sistema De Organizacao Nacional de Dados Ambientais**. 2012.

IWAMOTO, S.; HIRATA, K.; TODA, F. Performance of Stirling engines (arranging method of experimental results and performance prediction). **JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering**, [S.l.], v.44, n.1, p.140–147, 2001.

JAHROMI, M. Z.; BIOKI, M. M. H.; FADAEINEDJAD, R. Simulation of a stirling engine solar power generation system using Simulink. In: INTERNATIONAL AEGEAN CONFERENCE ON ELECTRICAL MACHINES AND POWER ELECTRONICS AND ELECTROMOTION, JOINT CONFERENCE. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2011. p.676–681.

JIMENEZ ZABALAGA, P. et al. Performance analysis of a stirling engine hybrid power system. **Energies**, [S.l.], v.13, n.4, p.980, 2020.

KADRI, Y.; ABDALLAH, H. H. Performance evaluation of a stand-alone solar dish Stirling system for power generation suitable for off-grid rural electrification. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.129, p.140–156, 2016.

KAMEN, D. L. et al. **Stirling engine thermal system improvements**. US Patent 6,381,958.

KAPARAJU, P.; RINTALA, J. Generation of heat and power from biogas for stationary applications: boilers, gas engines and turbines, combined heat and power (chp) plants and fuel cells. In: **The Biogas Handbook**. [S.l.]: Elsevier, 2013. p.404–427.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. Compact heat exchangers. , [S.l.], 1984.

KENNETH, W.; DONALD, R. Thermodynamics. **McGraw-Hill Companies Inc., New York**, [S.l.], 1999.

KHOSRAVI, A. et al. Energy modeling of a solar dish/Stirling by artificial intelligence approach. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.199, p.112021, 2019.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. **Renewable and Sustainable energy reviews**, [S.l.], v.7, n.2, p.131–154, 2003.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. Performance of low-temperature differential Stirling engines. **Renewable Energy**, [S.l.], v.32, n.4, p.547–566, 2007.

KRICH, K. et al. Biomethane from dairy waste. **A Sourcebook for the Production and Use of Renewable Natural Gas in California. USDA Rural Development**, [S.l.], 2005.

KUCZMAN, O. et al. Food waste anaerobic digestion of a popular restaurant in Southern Brazil. **Journal of cleaner production**, [S.l.], v.196, p.382–389, 2018.

KULKARNI, I. et al. Closed-Loop Biodigesters on Small-Scale Farms in Low-and Middle-Income Countries: a review. **Water**, [S.l.], v.13, n.19, p.2744, 2021.

KUMAR, V.; KAISTHA, N. Control of a Concentrated Solar Power–Biogas Hybrid Unit. **IFAC-PapersOnLine**, [S.l.], v.53, n.1, p.332–337, 2020.

KUMARAVELU, T.; SAADON, S. et al. Heat transfer enhancement of a Stirling engine by using fins attachment in an energy recovery system. **Energy**, [S.l.], v.239, p.121881, 2022.

LAAZAAR, K.; RASSAI, N. B. N. Determination of Adequate Type of Stirling Engine for Cogeneration in Industrial Sector. **ICCSRE - International Conference of Computer Science and Renewable Energies**, [S.l.], 2018.

LACKNER, M.; PALOTÁS, Á.; WINTER, F. **Combustion: from basics to applications**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013.

LAING, D.; PA LSSON, M. Hybrid dish/Stirling systems: combustor and heat pipe receiver development. **J. Sol. Energy Eng.**, [S.l.], v.124, n.2, p.176–181, 2002.

LAING, D.; REUSCH, M. Hybrid sodium heat pipe receivers for dish/Stirling systems. In: IECEC-97 PROCEEDINGS OF THE THIRTY-SECOND INTERSOCIETY ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE (CAT. NO. 97CH6203). **Anais...** [S.l.: s.n.], 1997. v.3, p.1849–1854.

LEMOS CHERNICHARO, C. A. de. **Anaerobic reactors**. [S.l.]: IWA publishing, 2007.

LI, Z. et al. Study on the radiation flux and temperature distributions of the concentrator–receiver system in a solar dish/Stirling power facility. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.31, n.10, p.1780–1789, 2011.

LIM, J. H. et al. Analytical assessment of a novel hybrid solar tubular receiver and combustor. **Applied Energy**, [S.l.], v.162, p.298–307, 2016.

- LIM, J. H. et al. Assessment of the potential benefits and constraints of a hybrid solar receiver and combustor operated in the MILD combustion regime. **Energy**, [S.l.], v.116, p.735–745, 2016.
- LIN, Y.; TANAKA, S. Ethanol fermentation from biomass resources: current state and prospects. **Applied microbiology and biotechnology**, [S.l.], v.69, n.6, p.627–642, 2006.
- LYNCH, B.; MEIJER, R. J. **Hot-gas reciprocating engine**. US Patent 3,861,146, 1975.
- MAHEK, M. K.; AL-ARIBE, K. M. Heat transfer enhancement in stirling engines using fins with different configurations. In: ADVANCES IN SCIENCE AND ENGINEERING TECHNOLOGY INTERNATIONAL CONFERENCES (ASET), 2022. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2022. p.1–6.
- MANDELLI, S. et al. Off-grid systems for rural electrification in developing countries: definitions, classification and a comprehensive literature review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.58, p.1621–1646, 2016.
- MARINITSCH, G. et al. Development of a hot gas heat exchanger and a cleaning system for a 35kWel hermetic four cylinder Stirling engine for solid biomass fuels. In: TWELFTH INTERNATIONAL STIRLING ENGINE CONFERENCE, DURHAM. **Proceedings...** [S.l.: s.n.], 2005.
- MARTINI, W. R. **Stirling engine design manual**. [S.l.]: US Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications, Division of Transportation Energy Conservation, 1978.
- MARTINI, W. R. **Stirling engine design manual**. [S.l.: s.n.], 1983.
- MCGLADE, C.; EKINS, P. The geographical distribution of fossil fuels unused when limiting global warming to 2 C. **Nature**, [S.l.], v.517, n.7533, p.187–190, 2015.
- MIKHAEL, N. N.; EL-GHANDOUR, M.; EL-GHAFOUR, S. CFD Simulation and Losses Analysis of a Beta-Type Stirling Engine. **Port-Said Engineering Research Journal**, [S.l.], v.22, n.2, p.85–101, 2018.
- MOKOMELE, T. et al. Incorporating anaerobic co-digestion of steam exploded or ammonia fiber expansion pretreated sugarcane residues with manure into a sugarcane-based bioenergy-livestock nexus. **Bioresource technology**, [S.l.], v.272, p.326–336, 2019.

MOMOSE, Y.; WATANABE, T.; YAMAGURO, A. **Stirling engine**. US Patent 5,005,349.

MONNÉ, C. et al. Analysis of a solar dish–Stirling system with hybridization and thermal storage. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, [S.l.], v.5, n.2-3, p.80, 2014.

MORENO, J. et al. **Dish/Stirling hybrid-receiver sub-scale tests and full-scale design**. [S.l.]: SAE Technical Paper, 1999.

MORENO, J. et al. Dish/stirling hybrid-heat-pipe-receiver design and test results. In: IECEC'02. 2002 37TH INTERSOCIETY ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, 2002. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2002. p.556–564.

NOOR, M.; WANDEL, A. P.; YUSAF, T. Effect of air-fuel ratio on temperature distribution and pollutants for biogas MILD combustion. **International Journal of Automotive and Mechanical Engineering**, [S.l.], v.10, n.1, p.1980–1992, 2014.

NOOROLLAHI, Y. et al. Biogas production potential from livestock manure in Iran. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.50, p.748–754, 2015.

OLIVER, A. d. P. M. et al. Manual de treinamento em biodigestão. **Salvador: Winrock Internacional, 22p**, [S.l.], 2008.

ORGAN, A. J. The regenerator and the Stirling engine. , [S.l.], 1997.

PASSOS, F. et al. Potential applications of biogas produced in small-scale UASB-based sewage treatment plants in Brazil. **Energies**, [S.l.], v.13, n.13, p.3356, 2020.

PAVLOVIC, S. et al. Experimental and numerical investigation on the optical and thermal performance of solar parabolic dish and corrugated spiral cavity receiver. **Journal of cleaner production**, [S.l.], v.150, p.75–92, 2017.

PEREIRA, E. R.; PATERNIANI, J. E. S.; DEMARCHI, J. J. A. D. A. A importância da qualidade da água de dessedentação animal. **Revista Brasileira de Engenharia de Biosistemas**, [S.l.], v.3, n.3, p.227–235, 2009.

PIÑAS, J. A. V. et al. Technical assessment of mono-digestion and co-digestion systems for the production of biogas from anaerobic digestion in Brazil. **Renewable Energy**, [S.l.], v.117, p.447–458, 2018.

- PIND, P. F. et al. Monitoring and control of anaerobic reactors. In: **Biomethanation II**. [S.l.]: Springer, 2003. p.135–182.
- PIPATMANOMAI, S.; KAEWLUAN, S.; VITIDSANT, T. Economic assessment of biogas-to-electricity generation system with H₂S removal by activated carbon in small pig farm. **Applied energy**, [S.l.], v.86, n.5, p.669–674, 2009.
- POPIEL, C. O. Free convection heat transfer from vertical slender cylinders: a review. **Heat Transfer Engineering**, [S.l.], v.29, n.6, p.521–536, 2008.
- POURMOVAHED, A.; OPPERMAN, T.; LEMKE, B. Performance and efficiency of a biogas CHP system utilizing a stirling engine. In: LAS PALMAS DE GRAN CANARIA, SPAIN. **Proceedings...** [S.l.: s.n.], 2011. v.1315.
- PROCHNOW, A. et al. Bioenergy from permanent grassland—A review: 1. biogas. **Bioresource technology**, [S.l.], v.100, n.21, p.4931–4944, 2009.
- RANIERI, S.; PRADO, G. A.; MACDONALD, B. D. Efficiency reduction in stirling engines resulting from sinusoidal motion. **Energies**, [S.l.], v.11, n.11, p.2887, 2018.
- RASI, S.; LÄNTELÄ, J.; RINTALA, J. Trace compounds affecting biogas energy utilisation—A review. **Energy conversion and Management**, [S.l.], v.52, n.12, p.3369–3375, 2011.
- RATANATAMSKUL, C.; ONNUM, G.; YAMAMOTO, K. A prototype single-stage anaerobic digester for co-digestion of food waste and sewage sludge from high-rise building for on-site biogas production. **International Biodeterioration & Biodegradation**, [S.l.], v.95, p.176–180, 2014.
- REDDY, K.; VEERSHETTY, G. Viability analysis of solar parabolic dish stand-alone power plant for Indian conditions. **Applied energy**, [S.l.], v.102, p.908–922, 2013.
- ROGDAKIS, E. et al. Three-dimensional CFD study of a β -type Stirling Engine. **Thermal Science and Engineering Progress**, [S.l.], v.11, p.302–316, 2019.
- ROSO, V. R. et al. Effects of mixture enleanment in combustion and emission parameters using a flex-fuel engine with ethanol and gasoline. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.153, p.463–472, 2019.

- ROYCHOUDHURY, S. et al. **Catalytic burner apparatus for stirling engine**. US Patent 7,913,484.
- RYCKEBOSCH, E.; DROUILLON, M.; VERVAEREN, H. Techniques for transformation of biogas to biomethane. **Biomass and bioenergy**, [S.l.], v.35, n.5, p.1633–1645, 2011.
- SAN MIGUEL, G.; CORONA, B. Hybridizing concentrated solar power (CSP) with biogas and biomethane as an alternative to natural gas: analysis of environmental performance using lca. **Renewable energy**, [S.l.], v.66, p.580–587, 2014.
- SANDOVAL, O. R. et al. Modelling, simulation and thermal analysis of a solar dish/Stirling system: a case study in natal, brazil. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.181, p.189–201, 2019.
- SILVA, F. P. et al. Energy efficiency of a micro-generation unit of electricity from biogas of swine manure. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.82, p.3900–3906, 2018.
- SINGH, U. R.; KUMAR, A. Review on solar Stirling engine: development and performance. **Thermal Science and Engineering Progress**, [S.l.], v.8, p.244–256, 2018.
- SOETAERT, W.; VANDAMME, E. J. Biofuels in perspective. **Biofuels. John Wiley & Sons, Ltd., London, UK**, [S.l.], 2009.
- SONG, Z.; CHEN, J.; YANG, L. Heat transfer enhancement in tubular heater of Stirling engine for waste heat recovery from flue gas using steel wool. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.87, p.499–504, 2015.
- STINE, W. Stirling engines. **The CRC handbook of mechanical engineers**, [S.l.], p.67–76, 1998.
- SU, X. et al. Optimization of feedstock and insulating strategies to enhance biogas production of solar-assisted biodigester system. **Renewable Energy**, [S.l.], v.197, p.59–68, 2022.
- SUMAN, S. K.; AHAMAD, J. Solar energy potential and future energy of India: an overview. **International Journal of Engineering Science**, [S.l.], v.17575, 2018.
- TELMO, C.; LOUSADA, J. Heating values of wood pellets from different species. **Biomass and bioenergy**, [S.l.], v.35, n.7, p.2634–2639, 2011.

- TEW, R. C.; JEFFERIES, K.; MIAO, D. **A Stirling engine computer model for performance calculations**. [S.l.]: Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications . . . , 1978. v.78884.
- THIEME, L. G. High-power baseline and motoring test results for the GPU-3 Stirling engine. , [S.l.], 1981.
- THOMBARE, D.; VERMA, S. Technological development in the Stirling cycle engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.12, n.1, p.1–38, 2008.
- TIBA, C. et al. Solar energy resource assessment—Brazil. **Renewable Energy**, [S.l.], v.27, n.3, p.383–400, 2002.
- TIMOUMI, Y.; TLILI, I.; NASRALLAH, S. B. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. **Energy**, [S.l.], v.33, n.7, p.1100–1114, 2008.
- URIELI, I.; BERCHOWITZ, D. M. **Stirling cycle engine analysis**. [S.l.]: Taylor & Francis, 1984.
- URIELI, I.; RALLIS, C. J.; BERCHOWITZ, D. M. Computer simulation of Stirling cycle machines. In: 12TH INTERSOCIETY ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE. **Anais...** [S.l.: s.n.], 1977. p.1512–1521.
- VALENTI, G. et al. Experimental and numerical study of a micro-cogeneration Stirling engine for residential applications. **Energy Procedia**, [S.l.], v.45, p.1235–1244, 2014.
- WANG, K. et al. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.62, p.89–108, 2016.
- WARK, K. **Thermodynamics**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1977.
- WILLIAM, R. M. Stirling engine design manual. **Martini Engineering**, [S.l.], 1983.
- WYMAN, C.; CASTLE, J.; KREITH, F. A review of collector and energy storage technology for intermediate temperature applications. **Solar Energy**, [S.l.], v.24, n.6, p.517–540, 1980.
- YAQI, L.; YALING, H.; WEIWEI, W. Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics. **Renewable energy**, [S.l.], v.36, n.1, p.421–427, 2011.

YATIM, A.; LUTHFI, A.; CHEMILO, R. Biogas-fuelled Stirling engine for electric power generation. In: E3S WEB OF CONFERENCES. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2018. v.67, p.02015.

YONG, Z. et al. Anaerobic co-digestion of food waste and straw for biogas production. **Renewable energy**, [S.l.], v.78, p.527–530, 2015.

ZAYED, M. E. et al. Optimal design parameters and performance optimization of thermodynamically balanced dish/Stirling concentrated solar power system using multi-objective particle swarm optimization. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.178, p.115539, 2020.

ZAYED, M. E. et al. Comprehensive parametric analysis, design and performance assessment of a solar dish/stirling system. **Process Safety and Environmental Protection**, [S.l.], v.146, p.276–291, 2021.