



UFBA

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
ESCOLA POLITÉCNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA INDUSTRIAL - PEI**

MESTRADO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL

EDUARDO LIBÓRIO PIEDADE DA SILVA SANTOS

**DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA
DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA COM
CONCENTRADOR PARABÓLICO E MOTOR STIRLING**



**SALVADOR
2019**

EDUARDO LIBÓRIO PIEDADE DA SILVA SANTOS

**DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA
DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA COM
CONCENTRADOR PARABÓLICO E MOTOR STIRLING**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Industrial (PEI), Escola Politécnica, da Universidade Federal da Bahia como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Industrial.

Orientador: Prof. Dr. Robson da Silva Magalhães

Salvador
2019

Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema Universitário de Bibliotecas (SIBI/UFBA),
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Libório Piedade da Silva Santos, Eduardo
Dimensionamento e Simulação de um Sistema de
Energia Solar Térmica com Concentrador Parabólico e
Motor Stirling / Eduardo Libório Piedade da Silva
Santos. -- Salvador, 2019.
184 f. : il

Orientador: Robson da Silva Magalhães.
Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Industrial) -- Universidade Federal da
Bahia, Escola Politécnica, 2019.

1. Energia solar térmica. 2. Motor Stirling. 3.
Concentrador parabólico. 4. Simulação. 5.
Dimensionamento. I. da Silva Magalhães, Robson. II.
Título.

DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA COM CONCENTRADOR PARABÓLICO E MOTOR STIRLING

EDUARDO LIBÓRIO PIEDADE DA SILVA SANTOS

Dissertação submetida ao corpo docente do programa de pós-graduação em Engenharia Industrial da Universidade Federal da Bahia como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Industrial.

Examinada por:

Prof. Dr. Robson da Silva Magalhães 
Doutor em Engenharia Industrial pela Universidade Federal da Bahia, Brasil, 2009

Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos 
Doutor em Energia e Ambiente pela da Universidade Federal da Bahia, Brasil, 2010

Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres 
Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Estadual de Campinas, Brasil, 1999

Prof. Dr. Julio Augusto Mendes da Silva 
Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade de São Paulo, Brasil, 2013

Salvador, BA - BRASIL
Outubro de 2019

*Este trabalho é dedicado ao meu pai, Carlos Cesar Gonçalves da Silva Santos, e à minha mãe,
Maria da Graças Piedade da Silva Santos.*

AGRADECIMENTOS

Sou grato à minha mãe, Maria das Graças Piedade da Silva Santos, e ao meu pai, Carlos Cesar Gonçalves da Silva Santos, pelo apoio constante e incondicional.

Sou grato aos meus amigos e familiares pelo encorajamento.

Sou grato ao meu orientador, Robson da Silva Magalhães, pela sua generosidade ao ter aceito me orientar, pela confiança depositada em mim, e pela paciência enquanto, por tanto tempo, busquei uma linha efetiva de progresso na minha pesquisa.

Sou grato ao professor Ednildo Andrade Torres pelos seus valiosíssimos conselhos.

Agradeço à professora Karen Valverde Pontes, que sempre foi muito gentil quando pedi sua orientação e me proporcionou algumas valiosas oportunidades de aprendizado. Agradeço ao professor Márcio André Fernandes Martins pela disponibilidade e orientações. Agradeço também à cada um dos demais professores cujas aulas frequentei e com quem pude conversar ao longo desta jornada de aprendizado pelo conhecimento generosamente compartilhado.

Agradeço à Universidade Federal da Bahia (UFBA), à Escola Politécnica, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial (PEI), ao Laboratório de Energia e Gás (LEN), e à cada um dos seus funcionários.

Agradeço aos colegas do PEI e do LEN, que sempre foram generosos em me acolher e compartilhar comigo seu conhecimento.

Agradeço à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado da Bahia (FAPESB) pelo auxílio financeiro para realização deste trabalho.

O limiar entre persistência e insistência, determinação e teimosia, é muito tênue e a experiência dos professores e colegas, e o suporte e encorajamento dos familiares e amigos, me ajudou a identificá-lo, sabendo quando manter-me em curso ou quando mudar de direção.

Sou muito grato pelo apoio e pela generosidade de todos.

Honrai mu ichibutsu
No princípio nada havia

SANTOS, Eduardo Libório P. da S. **Dimensionamento e Simulação de um Sistema de Energia Solar Térmica com Concentrador Parabólico e Motor Stirling**. 184 f. il. 2019. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial (PEI), Escola Politécnica da Universidade Federal da Bahia. Salvador, 2019.

RESUMO

Dentre as medidas para refrear o aquecimento global é indispensável a ampliação do uso de fontes renováveis para geração de energia elétrica. A geração solar térmica, ou heliotérmica, é uma alternativa de geração renovável com potencial crescente para integrar a matriz elétrica de locais com as condições geoclimáticas adequadas. Os sistemas de concentrador parabólico do tipo *Dish Stirling* (DS) são os sistemas heliotérmicos com o maior rendimento. Estes sistemas, entretanto, ainda não são comercialmente atrativos principalmente devido ao seu alto custo de produção e baixa confiabilidade. Por isso, o desenvolvimento de métodos mais eficientes de projeto de sistemas DS é uma importante medida para torná-los uma alternativa viável para a geração renovável de energia elétrica. Portanto, neste trabalho é proposta uma abordagem simples para o dimensionamento e simulação dos sistemas DS com base na demanda energética do motor Stirling e na estimação da oferta de energia solar para o sistema DS. Para se avaliar o melhor modelo para simular e determinar o consumo de energia de um motor Stirling, os modelos isotérmico ideal de Schmidt, adiabático ideal, e Simple, são comparados através da simulação do motor Stirling GPU-3 e contrastados com dados experimentais. Para determinar a energia solar disponível utiliza-se um modelo de estimação da radiação solar direta normal (DNI - *Direct Normal Irradiance*) baseado no fator de turbidez atmosférica Linke. Este modelo é testado para três cidades brasileiras: Salvador, Marília, e Porto Alegre. Os resultados da estimação da DNI são comparados com dados de medição do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Os dados obtidos com esses modelos são aplicados no dimensionamento e projeto de um sistema DS. A simulação do motor Stirling com o modelo Simple, modelo com melhor aderência aos dados experimentais dentre os avaliados, apresentou valores elevados para os desvios médios na estimação da potência gerada, mas um desvio de apenas 4 % para a potência consumida pelo motor. A estimação DNI apresentou desvios entre cerca de 10 e 40 % para a média dos valores máximos diários quando comparada aos dados de medição, sendo Salvador a cidade com o menor desvio. Para Salvador este desvio na estimação da DNI implicou em uma variação de apenas 1,5 % no diâmetro do concentrador projetado, quando comparado a um concentrador projetado utilizando-se valores medidos da radiação solar disponível, e um desvio de 3 % na estimação da energia elétrica total gerada em um ano. Aplicando-se o método de simulação proposto o sistema DS projetado para Salvador apresentou uma eficiência de aproximadamente 37 %, valor superior ao dos sistemas reais apresentados na literatura. Isto pode ser atribuído principalmente a grande discrepância nos resultados da simulação do motor Stirling com o modelo utilizado dada sua abordagem simplificada. Contudo, o método de dimensionamento do sistema DS proposto se mostra bem-sucedido e aplicável para uma sondagem inicial das dimensões de um sistema DS. Faz-se necessária, porém, a aplicação de um modelo mais precisos para a estimação da DNI, na ausência de dados de medição, e, em especial, um modelo mais preciso para a simulação do motor Stirling, a fim de se obter resultados mais realistas e confiáveis com a simulação do sistema DS.

Palavras-chave: Energia solar térmica. Motor Stirling. Concentrador parabólico. Simulação. Dimensionamento.

SANTOS, Eduardo Libório P. da S. **Design and Simulation of a Solar Thermal Energy Parabolic Concentrator and Stirling Engine System**. 184 pp. il. 2019. Master Dissertation - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial (PEI), Escola Politécnica, da Universidade Federal da Bahia. Salvador, 2019.

ABSTRACT

Among the measures to deaccelerate global warming the application of renewable sources to generate electrical power is indispensable. Concentrating Solar Thermal Power (CSP) generation is an alternative with a growing potential that can complement the electrical grid at places with proper geoclimatic conditions. Dish Stirling (DS) parabolic concentrator systems are the most efficient CSP systems. These systems, however, are not yet commercially attractive mainly due to their high cost of production and low reliability. Thus, the development of more efficient design methods for DS systems is an important measure to make them a viable alternative for renewable electricity generation. Therefore, in this work a simple method to design and simulate DS systems based on the Stirling engine energy demand and the solar energy availability for the DS system is proposed. In order to determine the best model to simulate and estimate the energy demand of a Stirling engine the ideal isothermal Schmidt model, the ideal adiabatic model, and the Simple model are compared through the simulation of the GPU-3 Stirling engine and contrasted with experimental data. In order to determine solar energy availability, a model of estimation of the Direct Normal Irradiance (DNI) based on the Linke atmospheric turbidity factor is used. This model is tested for three Brazilian cities: Salvador, Marília and Porto Alegre. Its results are compared to measured data from the National Meteorology Institute (INMET - Instituto Nacional de Meteorologia). The data obtained through these models are applied to the sizing and design of the DS system. The simulation of the Stirling engine with the Simple model, the model with the closest results to the experimental data among the ones analyzed, presented a high mean value of deviations for the estimation of the generated power, but a deviation of only around 4 % for the power consumption of the engine. The DNI estimation had deviations between around 10 and 40 % for the mean of the daily maxima when compared to the measured data, Salvador was the city with lowest deviation. For Salvador this deviation on the DNI resulted in only a 1,5 % variation in the designed concentrator diameter when compared to a concentrator diameter designed using measured data, and a 3 % variation in the estimation of the total annual electric energy generation. Applying the simulation method proposed the designed DS system for the city of Salvador had an efficiency of around 37 %, a value higher than of real systems presented in literature. This can be mainly attributed to the large discrepancy in the Stirling engine simulation results with the selected model due to its simplified approach. However, the design method of DS systems proposed in this work is successful and applicable for initial assessments of the DS system dimensions. Nonetheless, it is necessary the application of a more accurate model for DNI estimation, in the absence of measured data, and especially a more accurate model for the Stirling engine simulation in order to obtain more realistic and reliable results for the DS system simulation.

Keywords: Concentrating Solar Thermal Power. Stirling Engine. Parabolic Dish. Simulation. Design.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Emissões antropogênicas globais de CO_2	21
Figura 2 – Nível de anormalidade da temperatura média global	22
Figura 3 – Reação em cadeia próton-próton	28
Figura 4 – Espectro de radiação solar	29
Figura 5 – Órbita da Terra	31
Figura 6 – Absorção na atmosfera	32
Figura 7 – Aplicações da tecnologia fotovoltaica	34
Figura 8 – Esquema de um sistema de torre central	35
Figura 9 – <i>Ivanpah Solar Power Facility</i>	36
Figura 10 – Esquema de um sistema de calhas parabólicas	37
Figura 11 – <i>Ouarzazate Solar Power Station</i>	37
Figura 12 – Sistema de refletores Fresnel	38
Figura 13 – <i>Rajasthan Sun Technique Energy</i>	39
Figura 14 – Sistema de concentradores parabólicos	39
Figura 15 – <i>Maricopa Solar Project</i>	40
Figura 16 – Sistema DS <i>SunCatcher</i>	41
Figura 17 – Unidade de Conversão de Potência (UCP)	42
Figura 18 – Sistema de concentrador parabólico com seguidor Azimutal-Elevatório e suporte carrossel	43
Figura 19 – Sistema concentrador parabólico com seguidor polar	44
Figura 20 – Receptor DIR	45
Figura 21 – Receptor <i>Heat Pipe</i>	46
Figura 22 – Motor Stirling quanto à disposição dos cilindros. A. Pistão de potência, B. pistão deslocador, C. espaço de expansão, D. espaço de compressão, E. regenerador, F. aquecedor, G. resfriador	47
Figura 23 – Diagramas P-V e T-S para o ciclo ideal Stirling	48
Figura 24 – Diagrama de deslocamento do motor Stirling	49
Figura 25 – Diagrama P-V para um ciclo de Stirling real	50
Figura 26 – Regeneradores anulares de malha de fios de vários materiais	51
Figura 27 – Mecanismos de manivela em motores Stirling	52
Figura 28 – <i>Free Piston Stirling Engine (FPSE)</i>	53
Figura 29 – Diagrama do perfil do concentrador parabólico	57
Figura 30 – Fluxos de energia no receptor	58
Figura 31 – Ângulo de declinação, ângulo horário e latitude	63
Figura 32 – Trajeto diário aparente do Sol, ângulo de Zênite (θ_z), altura solar (α) e ângulo de azimute (γ)	64
Figura 33 – Algoritmo da estimação da radiação solar normal	66

Figura 34 – Diagrama esquemático do motor Stirling e representação do perfil de temperatura na análise isotérmica	67
Figura 35 – Diagrama de deslocamento senoidal dos pistões do motor Stirling	69
Figura 36 – Volume de controle genérico do motor Stirling	70
Figura 37 – Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise isotérmica ideal de Schmidt	74
Figura 38 – Diagrama esquemático do motor Stirling e representação do perfil de temperatura na análise adiabática ideal	75
Figura 39 – Fluxograma do algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise adiabática ideal	79
Figura 40 – Vazão através de um volume de controle genérico	81
Figura 41 – Perfil de temperatura do regenerador	85
Figura 42 – Perfil de temperatura do motor Stirling na análise Simple	86
Figura 43 – Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise Simple	91
Figura 44 – Fluxograma do algoritmo do dimensionamento do concentrador parabólico .	92
Figura 45 – Fluxograma do algoritmo de simulação do sistema DS	93
Figura 46 – Motor Stirling GPU-3	97
Figura 47 – Comparação entre os dados experimentais e a simulação do motor Stirling GPU-3 com a análise isotérmica ideal de Schmidt	100
Figura 48 – Comparação entre os dados experimentais e a simulação do motor Stirling GPU-3 com a análise adiabática ideal	101
Figura 49 – Comparação entre os dados experimentais e a simulação do motor Stirling GPU-3 com a análise Simple	102
Figura 50 – Comparação entre os dados experimentais e os resultados das simulações do motor Stirling GPU-3 ($P_{med}=2,76$ MPa)	105
Figura 51 – Comparação entre o modelo utilizado e outros modelos simulando motor Stirling GPU-3 ($P_{med}=2,76$ MPa; $T_h=977$ K; $T_k=288$ K)	108
Figura 52 – Radiação solar média diária para Salvador	110
Figura 53 – Radiação solar máxima diária para Salvador	111
Figura 54 – Perfil da radiação solar média mensal por hora para Salvador	112
Figura 55 – Concentrador projetado	116
Figura 56 – Energia gerada por dia pelo sistema DS projetado para Salvador	118
Figura 57 – Energia média diária gerada pelo sistema DS projetado para cada local proposto	119
Figura B.1 – Radiação solar média diária para Marília	175
Figura B.2 – Radiação solar máxima diária para Marília	176
Figura B.3 – Perfil da radiação solar média mensal por hora para Marília	177
Figura B.4 – Radiação solar média diária para Porto Alegre	178
Figura B.5 – Radiação solar máxima diária para Porto Alegre	179
Figura B.6 – Perfil da radiação solar média mensal por hora para Porto Alegre	180

Figura C.1 – Energia gerada por dia pelo sistema DS projetado para Marília	182
Figura C.2 – Energia gerada por dia pelo sistema DS projetado para Porto Alegre	184

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de μ_0 e T_{su} para os principais gases de trabalho para motores Stirling	89
Tabela 2 – Especificações geométricas do motor Stirling GPU-3	98
Tabela 3 – Resultados experimentais e das simulações para a potência gerada pelo motor Stirling GPU-3 operando com gás hélio, $T_h = 977$ K, $T_k = 286$ K	99
Tabela 4 – Comparação entre os modelos na simulação o motor Stirling GPU-3	105
Tabela 5 – Comparação entre simulações do motor GPU-3 com diversos modelos térmicos	106
Tabela 6 – Valores do fator turbidez atmosférica Linke (T_R)	109
Tabela 7 – Valores de referência para o dimensionamento do concentrador para Salvador	114
Tabela 8 – Propriedades do ar	115
Tabela 9 – Concentrador projetado um para um sistema DS em Salvador	115
Tabela 10 – Receptor projetado um para um sistema DS em Salvador	116
Tabela 11 – Resultados da simulação do sistema DS projetado utilizando as referências (c) e (d)	117
Tabela 12 – Eficiências dos componentes e dos sistemas DS projetados com referência (c)	118
Tabela C.1 – Valores de referência para o dimensionamento do concentrador para Marília	181
Tabela C.2 – Concentrador projetado um para um sistema DS em Marília	181
Tabela C.3 – Receptor projetado um para um sistema DS em Marília	181
Tabela C.4 – Valores de referência para o dimensionamento do concentrador para Porto Alegre	183
Tabela C.5 – Concentrador projetado um para um sistema DS em Porto Alegre	183
Tabela C.6 – Receptor projetado um para um sistema DS em Porto Alegre	183

LISTA DE ABREVIATURAS

CAFS	<i>Combined Adiabatic-Finite Speed</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CSP	<i>Concentrating Solar Thermal Power</i>
CHP	<i>Combined Head and Power</i>
DIR	<i>Directly Illuminated Receiver</i>
DHI	<i>Diffuse Horizontal Irradiance</i>
DNI	<i>Direct Normal Irradiance</i>
DS	<i>Dish Stirling</i>
FPSE	<i>Free Piston Stirling Engine</i>
FST	<i>Finite Speed Thermodynamic analysis</i>
FTT	<i>Finite Time Thermodynamic analysis</i>
GEE	Gases do Efeito Estufa
GHI	<i>Global Horizontal Irradiance</i>
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
ISAM	<i>Improved Simple Analytical Model</i>
NTU	<i>Number of Transfer Units</i>
PFST	<i>Polytropic-Finite Speed Thermodynamics</i>
TSI	<i>Total Solar Irradiance</i>
UCP	Unidade de Conversão de Potência

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Ângulo de fase
α_S	Altura solar
α_{con}	Reflexividade do concentrador
β	Coefficiente de expansão térmica do ar
δ	Ângulo de declinação solar
\dot{I}_{rr}	Taxa de energia perdida em decorrência das irreversibilidades
\dot{m}_i	Vazão de entrada
\dot{m}_o	Vazão de saída
\dot{m}_{ck}	Vazão mássica entre volume de compressão e o resfriador
\dot{m}_{he}	Vazão mássica entre volume de expansão e o aquecedor
\dot{m}_{kr}	Vazão mássica entre o resfriador e o regenerador
\dot{m}_{rh}	Vazão mássica entre regenerador e o aquecedor
\dot{Q}	Taxa de calor transferido
\dot{Q}_c	Taxa de calor rejeitado pelo motor
\dot{Q}_e	Potência consumida em forma de calor pelo motor
\dot{Q}_{conv}^{ext}	Taxa de calor perdido por convecção externa
\dot{Q}_{conv}^{int}	Taxa de calor perdido por convecção interna
\dot{Q}_{con}	Taxa de energia solar concentrada
\dot{Q}_m	Taxa de calor conduzido para o motor
\dot{Q}_{rad}	Taxa de calor perdido por emissão de radiação
\dot{Q}_{ref}	Taxa de energia refletida pela superfície do receptor
\dot{W}	Potência
η_{DS}	Eficiência do sistema Dish Stirling
η_g	Eficiência do gerador
η_i	Eficiência ideal do motor
η_m	Eficiência térmica do motor
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica do ar
ν_{ar}	Viscosidade cinemática do ar
ω	Ângulo horário

ϕ	Latitude local
ϕ_{rec}	Ângulo de inclinação da cavidade do receptor em relação ao plano horizontal
ρ	Massa específica
ρ_{ar}	Massa específica do ar
θ	Ângulo da manivela
θ_z	Ângulo de zênite
ε	Efetividade
ε_{rec}	Emissividade do receptor
A	Área da superfície
A_{con}	Área de abertura do concentrador
A_{rec}	Área de abertura do receptor
A_{rec}^{ext}	Área da superfície externa do receptor
A_{rec}^{int}	Área da superfície interna do receptor
A_{wgh}	Área de contato entre o gás e a parede do aquecedor
A_{wgc}	Área de contato entre o gás e a parede do resfriador
A_{wg}	Área de contato entre o gás e a parede do trocador
ab_{rec}	Absortividade do receptor
b	Fator simplificador
C	Razão de concentração
c	Fator simplificador
C_f	Fator de fricção
C_{ref}	Coefficiente de atrito de Reynolds
cp	Calor específico a pressão constante
cp_{ar}	Calor específico a pressão constante para o ar
cv	Calor específico a volume constante para o gás de trabalho
d	Diâmetro hidráulico
d_{con}	Diâmetro de abertura do concentrador
d_{rec}	Diâmetro de abertura do receptor
d_{rec}^{ext}	Diâmetro externo do receptor
d_{rec}^{int}	Diâmetro interno do receptor
f	Distância focal

g	Aceleração da gravidade
Gr	Número de Grashof
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção
h_S	Hora solar
h_{ext}	Coefficiente de transferência de calor por convecção para a superfície externa do receptor
h_h	Coefficiente de transferência de calor por convecção para o aquecedor
h_{int}	Coefficiente de transferência de calor por convecção para a superfície interna do receptor
h_k	Coefficiente de transferência de calor por convecção para o resfriador
I_{ext}	Irradiância solar extraterrestre
I_N	Radiação solar direta
I_{sc}	Constante solar
k	Condutividade térmica
k_{ar}	Condutividade térmica do ar
L	Espessura da parede dos tubos do absorvedor
L_{con}	Profundidade do concentrador
L_{rec}^{int}	Comprimento do interior da cavidade do receptor
M	Massa total de gás no motor
m_c	Massa de gás no volume de compressão
m_e	Massa de gás no volume de expansão
m_h	Massa de gás no aquecedor
m_k	Massa de gás no resfriador
m_r	Massa de gás no regenerador
N	Velocidade de rotação
n	Enésimo dia do ano
N_d	Duração do dia em horas
Nu_{comb}	Número de Nusselt para uma transferência de calor por convecção combinada externa
$Nu_{ext for}$	Número de Nusselt calculado para um processo de transferência de calor por convecção externa forçada
$Nu_{ext nat}$	Número de Nusselt calculado para um processo de transferência de calor por convecção externa natural
Nu_{int}	Número de Nusselt para uma transferência de calor por convecção natural interna
P	Pressão do gás

P_{med}	Pressão média
Pr	Número de Prandtl
Q_R	Calor trocado com o gás durante uma passagem por um regenerador real
Q_c	Calor trocado pelo gás no volume de compressão
Q_e	Calor trocado pelo gás no volume de expansão
Q_{hi}	Calor absorvido pelo gás no aquecedor em um processo ideal
Q_{ki}	Calor rejeitado pelo gás no resfriador em um processo ideal
Q_m	Calor consumido pelo motor
Q_{ri}	Calor trocado com o gás durante uma passagem por um regenerador ideal
Q_{rloss}	Perda de energia
R	Constante do gás
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
S	Área da superfície do concentrador
s	Fator simplificador
s_{rec}	Coefficiente adimensional para cálculo do número de Nusselt
St	Número de Stanton
T_i	Temperatura de entrada
T_o	Temperatura de saída
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_{ck}	Temperatura da superfície de controle entre volume de compressão e o resfriador
T_c	Temperatura do gás no volume de compressão
T_e	Temperatura do gás no volume de expansão
T_{he}	Temperatura da superfície de controle entre volume de expansão e o aquecedor
T_h	Temperatura do gás no aquecedor
T_k	Temperatura do gás no resfriador
T_{rec}	Temperatura do receptor
T_R	Fator Linke de turbidez atmosférica
T_r	Temperatura do gás no regenerador
T_{wh}	Temperatura da parede do aquecedor
T_{wk}	Temperatura da parede do resfriador

T_w	Temperatura da parede
u	Velocidade de escoamento
u_{ar}	Velocidade de escoamento do ar
V	Volume
V_{clc}	Volume morto de compressão
V_{cle}	Volume morto de expansão
V_c	Volume de compressão
V_e	Volume de expansão
V_h	Volume do aquecedor
V_k	Volume do resfriador
V_r	Volume do regenerador
V_{swc}	Volume varrido de compressão
V_{swe}	Volume varrido de expansão
W	Trabalho líquido realizado
W_c	Trabalho realizado pelo gás no volume de compressão
W_e	Trabalho realizado pelo gás no volume de expansão
W_m	Trabalho realizado pelo motor

LISTA DE PUBLICAÇÕES

- SANTOS, Eduardo Libório P. da S.; MAGALHÃES, Robson da S. A simulação de um motor Stirling por análise isotérmica de Schmidt como ferramenta para dimensionamento de um concentrador parabólico. *In*: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO – SIMEP, 7., 2019, Montes Claros (MG), FASA. **Anais...** Brasil: Even3, 2019. Disponível em: <<https://www.even3.com.br/anais/7simep/141743>>.
- SANTOS, Eduardo Libório P. da S.; MAGALHÃES, Robson da S. Análise de viabilidade na geração de energia heliotérmica solar Dish Stirling com sistema de armazenamento de energia a hidrogênio. *In*: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO – SIMEP, 5., 2017, Joinville (SC), UDESC/UNIVILLE. **Anais...** Brasil: Even3, 2017. Disponível em: <<https://www.even3.com.br/anais/5simep/43427>>.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	21
1.2	JUSTIFICATIVA	24
1.3	OBJETIVOS	25
1.3.1	Objetivo geral	25
1.3.2	Objetivos específicos	25
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	25
2	REVISÃO DA LITERATURA E FUNDAMENTOS	27
2.1	ENERGIA SOLAR	27
2.1.1	Energia solar e os sistemas planetários	30
2.1.2	Aproveitamento da energia solar	31
2.2	GERAÇÃO HELIOTÉRMICA	33
2.2.1	Principais métodos de geração heliotérmica	35
2.2.2	Breve análise da geração solar térmica	40
2.3	SISTEMA SOLAR DISH STIRLING	41
2.3.1	Concentrador parabólico	42
2.3.2	Sistema seguidor	43
2.3.3	Unidade de Conversão de Potência (UCP)	44
2.4	DETALHANDO O MOTOR STIRLING	46
2.4.1	Ciclo de Stirling	47
2.4.2	Regenerador	48
2.4.3	Outras classificações dos motores Stirling	49
2.4.4	Principais abordagens para modelagem do motor Stirling	51
2.5	CONSIDERAÇÕES SOBRE O CAPÍTULO	54
3	MÉTODOS	55
3.1	ANÁLISE ENERGÉTICA DO CONJUNTO CONCENTRADOR RECEPTOR	55
3.2	ANÁLISE DA INCIDÊNCIA DE RADIAÇÃO SOLAR DIRETA	62
3.2.1	Algoritmo para a estimativa da radiação solar direta normal	65
3.3	ANÁLISES ENERGÉTICAS DO MOTOR STIRLING	65
3.3.1	Análise isotérmica ideal de Schmidt	66
3.3.2	Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise isotérmica ideal de Schmidt	73
3.3.3	Análise adiabática ideal	75
3.3.4	Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise adiabática ideal	78
3.3.5	Análise Simple de Urieli	80
3.3.6	Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise Simple	89

3.4	ALGORITMO PARA DIMENSIONAMENTO DO CONCENTRADOR PARABÓLICO	90
3.5	ALGORITMO PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DISH STIRLING	93
3.6	CONSIDERAÇÕES SOBRE O CAPÍTULO	94
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	96
4.1	SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING	96
4.1.1	Validação dos modelos do motor Stirling	98
4.1.2	Análise comparativa e seleção do modelo para simulação do motor Stirling	102
4.1.3	Análise crítica do modelo utilizado para simulação do motor Stirling	105
4.2	ESTIMAÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR DIRETA	109
4.3	DIMENSIONAMENTO DO CONCENTRADOR	113
4.4	SIMULAÇÃO DO SISTEMA DS	116
4.5	CONSIDERAÇÕES SOBRE O CAPÍTULO	120
5	CONCLUSÃO	122
5.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	124
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	125
	REFERÊNCIAS	126

APÊNDICES 132

	APÊNDICE A – ALGORITMOS DO MATLAB®	133
A.1	ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING COM O MODELO ISOTÉRMICO DE SCHMIDT	133
A.1.1	Algoritmo do MATLAB® com a determinação dos dados dimensionais e operacionais do motor Stirling GPU-3	135
A.1.2	Algoritmo do MATLAB® para determinação dimensional dos trocadores de calor do motor Stirling	137
A.1.3	Arquivo do MATLAB® com os dados do motor Stirling GPU-3	140
A.2	ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING COM O MODELO ADIABÁTICO IDEAL	141
A.2.1	Algoritmo do MATLAB® para sistema algébrico diferencial	144
A.2.2	Algoritmo do MATLAB® para preenchimento de matriz	146
A.2.3	Algoritmo do MATLAB® para aplicação do método Runge-Kutta	146
A.3	ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING COM O MODELO SIMPLE	147
A.3.1	Algoritmo do MATLAB® para simulação do aquecedor	152
A.3.2	Algoritmo do MATLAB® para simulação do resfriador	153

A.3.3	Algoritmo do MATLAB® para simulação do regenerador	154
A.3.4	Algoritmo do MATLAB® para simulação da perda de carga	156
A.4	ALGORITMO DO MATLAB® PARA ESTIMAÇÃO DA DNI	158
A.5	ALGORITMO DO MATLAB® PARA DIMENSIONAMENTO DO CON- CENTRADOR PARABÓLICO	162
A.6	ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DS . .	169
A.7	ALGORITMO PRINCIPAL DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO E DI- MENSIONAMENTO DO SISTEMA	174
	APÊNDICE B – RESULTADOS DA ESTIMAÇÃO DA DNI	175
B.1	RESULTADOS PARA MARÍLIA	175
B.2	RESULTADOS PARA PORTO ALEGRE	178
	APÊNDICE C – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DS	181
C.1	RESULTADOS PARA MARÍLIA	181
C.2	RESULTADOS PARA PORTO ALEGRE	183

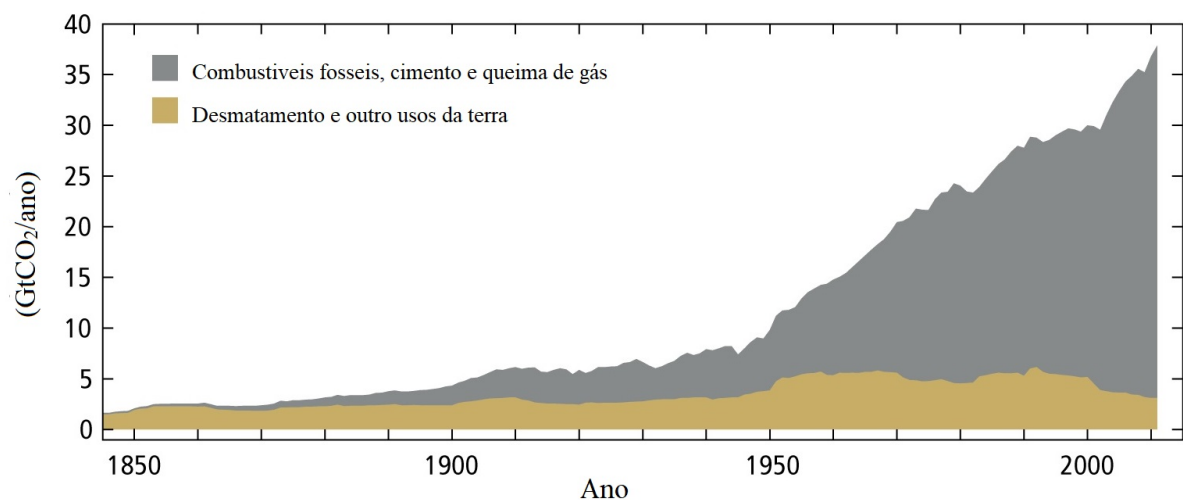
1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A primeiras décadas do século XXI estão sendo marcadas pelos constantes alertas da comunidade científica para uma iminente crise climática global. Diferentemente de outros ciclos climáticos pelos quais o planeta Terra já passou, causados estritamente por fatores naturais, é possível afirmar que as mudanças observadas no último século foram influenciadas diretamente pela atividade humana (NEUKOM et al., 2019). A partir do final do século XIX, com o estabelecimento da mecanização nos processos produtivos, período chamado de Revolução Industrial, se intensificou o uso de máquinas movidas a combustíveis fósseis. Registros históricos indicam uma correlação entre a acentuação do uso combustíveis fosseis, o aumento da concentração dos chamados Gases do Efeito Estufa (GEE) na atmosfera (Figura 1), e consequente aumento da temperatura média do planeta em relação aos índices pré-industriais (período entre os anos de 1850 e 1900) (Figura 2) (IPCC, 2019; SELIN; MANN, 2019).

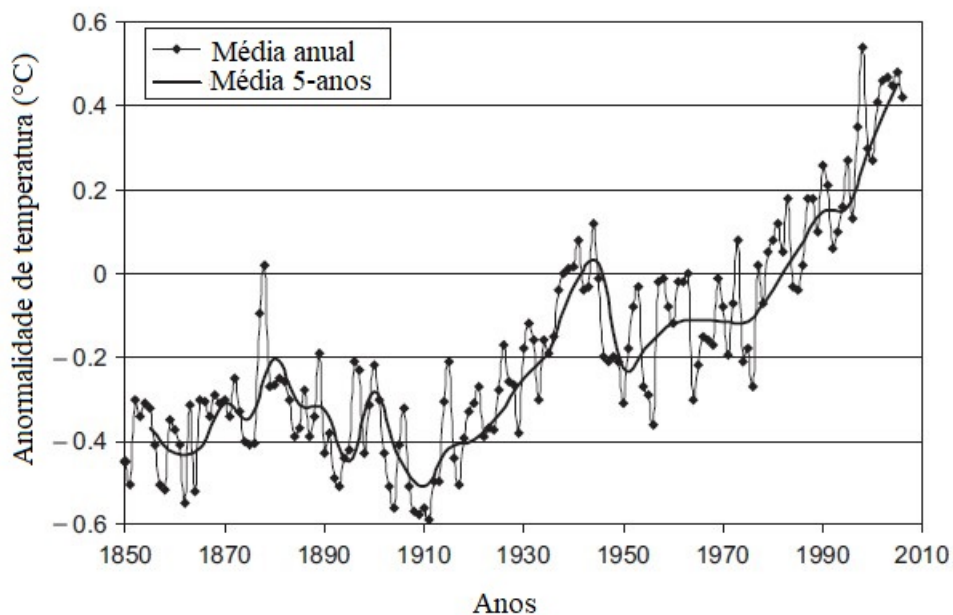
Os combustíveis fosseis são combustíveis derivados de substâncias compostas por hidrocarbonetos formados por processos geológicos que agiram sobre a matéria orgânica decomposta depositada na crosta da Terra (KOPP, 2018). Estes combustíveis são amplamente utilizados como fonte de energia em diversas áreas, tais como: transporte, indústria, e geração de energia elétrica. Dentre as vantagens do uso de combustíveis fosseis em relação a outros combustíveis está a sua estabilidade, conferindo segurança ao seu uso e armazenamento, e sua capacidade de conter grandes quantidades de energia por unidade de massa. O custo destes combustíveis, entretanto, em especial os derivados do petróleo, é altamente dependente de fatores geopolíticos, o que pode

Figura 1 – Emissões antropogênicas globais de CO_2



Fonte – Adaptado de IPCC (2019)

Figura 2 – Nível de anormalidade da temperatura média global



Fonte – Adaptado de Kalogirou (2014).

afetar a estabilidade da geração energética local. O processo de combustão dos combustíveis fósseis, além da liberação de energia, tem como produtos gases classificados como GEEs, sendo o principal deles o dióxido de carbono (CO_2) (KOPP, 2018). Estes gases têm a capacidade de reter o calor na atmosfera e são responsáveis pelo fenômeno chamado de efeito estufa.

O efeito estufa é um fenômeno natural que ocorre quando parte da energia em forma de radiação, que seria liberada no espaço, é absorvida pelos gases que compõem a atmosfera. Em decorrência deste armazenamento de energia na atmosfera, ocorre uma redução na amplitude térmica do planeta. Este fenômeno possibilita que o planeta Terra tenha uma amplitude térmica própria para a manutenção da vida (Britannica Academic, 2018). Contudo, com um aumento acentuado da concentração de GEEs na atmosfera, o efeito estufa é potencializado, resultando em uma maior retenção de energia na atmosfera e consequentemente em um aumento na temperatura média do planeta. Isto resulta em um grave desequilíbrio ambiental, que tem como consequência uma cadeia de eventos que se retroalimentam e têm efeitos deletérios para o equilíbrio ambiental na Terra, tais como: mudanças no clima; aquecimento dos oceanos; derretimento das calotas polares; intensificação de fenômenos meteorológicos, como chuvas e secas; migrações de espécies e mudanças nos biomas.

O setor de geração de energia elétrica e aquecimento destaca-se como o responsável pela maior parcela da emissão mundial de GEEs decorrentes de atividades antrópicas, com cerca de 25 % do total das emissões. Ele é seguido pela agropecuária e o desmatamento, com cerca de 24 %, e o setor de transportes, com cerca de 14 %. Os 47 % restantes estão distribuídos entre a

indústria, a construção civil e as demais demandas energéticas (IPCC, 2014).

A geração de energia elétrica através de fontes não-renováveis, responsáveis pela liberação de GEEs na atmosfera, corresponde a aproximadamente 74 % da produção de energia elétrica mundial (REN21, 2019). Como os sistemas não-renováveis são os principais recursos na atual matriz elétrica global, o aumento da demanda por energia elétrica com o crescimento populacional e econômico tende a contribuir para o agravamento da crise climática. Portanto, entre as medidas para refrear o aquecimento global, não só é indispensável a redução do uso de sistemas não-renováveis na geração de energia elétrica, mas também a ampliação do uso de fontes renováveis de energia para anteder a demanda mundial por energia elétrica.

Os sistemas renováveis de geração de energia têm emissão líquida de GEEs nula na sua operação, não influenciando diretamente no agravamento do efeito estufa. Além disso, por possibilitarem uma diversificação da matriz elétrica e não dependerem do uso de combustíveis, convertendo a energia dos ventos ou do sol em eletricidade, por exemplo, os sistemas renováveis contribuem para uma maior segurança energética local. Dentre os sistemas renováveis de geração de energia estão: os sistemas hidroelétricos, os sistemas a biocombustíveis e a biomassa, os sistemas de energia eólica e os sistemas de energia solar.

A geração solar fotovoltaica é o principal método para geração de energia elétrica a partir da energia solar. Estes sistemas atendem atualmente a 2,4 % da demanda elétrica global (REN21, 2019). Um outro método de aproveitamento da energia solar que está em crescimento é a geração solar térmica concentrada, também conhecida como heliotérmica. A geração heliotérmica é uma alternativa ainda de alto custo quando comparada a outros sistemas de energia renovável, mas com um grande potencial para integrar de maneira expressiva a matriz elétrica em locais com as condições geoclimáticas adequadas. Quando comparados aos sistemas fotovoltaicos os sistemas de geração solar térmica concentrada apresentam um maior rendimento e um maior fator de capacidade (KHAN; ARSALAN, 2016). Este sistema também apresentam a possibilidade de armazenamento térmico de energia para operação quando não há disponibilidade de radiação solar. Entre 2017 e 2018 os sistemas heliotérmicos apresentaram um crescimento de cerca de 11 % na sua capacidade instalada no mundo (REN21, 2019).

Os principais sistemas utilizados para a geração solar térmica concentrada são os de: torre central, calha parabólica, refletores Fresnel e concentrador parabólico. Dentre estes, os sistemas de concentrador parabólico do tipo *Dish Stirling* (DS) têm um maior rendimento, e a sua modularidade possibilita o seu uso em empreendimentos de geração distribuída, modalidade crescente de produção de energia elétrica. Estes sistemas, entretanto, ainda não são comercialmente atrativos quando comparados aos sistemas fotovoltaicos, ou aos demais sistemas heliotérmicos, principalmente devido ao seu alto custo de produção e a sua baixa confiabilidade. O desenvolvimento de métodos de projeto mais eficientes para o desenvolvimento de sistemas DS comercialmente viáveis é uma importante medida para torná-los uma alternativa atraente para a geração renovável de energia elétrica.

1.2 JUSTIFICATIVA

Os sistemas DS são uma tecnologia promissora para a geração de energia elétrica, sendo o foco de várias publicações acadêmicas recentes. Algumas destas abordam o sistema DS de uma maneira abrangente, como o trabalho de Caballero et al. (2017), que apresenta a modelagem e simulação de um sistema DS a fim de determinar seus indicadores de desempenho. Os autores executam um algoritmo para otimização dos parâmetros operacionais do sistema DS. No modelo térmico apresentado neste trabalho, entretanto, apenas o concentrador e o receptor são detalhados, e o motor Stirling é incluído de maneira simplificada.

Diversos estudos são dedicados a análise de componentes específicos dos sistemas DS. Hafez et al. (2016), por exemplo, abordam o projeto de um concentrador parabólico através da análise térmica, modelagem e simulação deste componente. Neste trabalho os autores avaliam o material da superfície reflexiva e variados parâmetros geométricos relevantes para a construção de um concentrador parabólico. Zuo et al. (2019) utilizam uma abordagem computacional para avaliar a estabilidade estrutural de um sistema DS considerando o coeficiente de arrasto do concentrador parabólico sob influência de rajadas de vento em variados ângulos. Outros estudos são voltados ao receptor, como o de Azzouzi, Boumeddane e Abene (2017), que apresentam uma análise térmica teórica e experimental de um receptor cilíndrico de cavidade, construindo um modelo térmico que prevê as perdas de calor no componente sob variadas condições de operação. Garrido et al. (2019), por sua vez, avaliam teórica e experimentalmente a influência dos materiais no desempenho do receptor. Alguns outros trabalhos observam o motor Stirling movido a radiação solar, como o trabalho de Aksoy et al. (2017) no qual é avaliado experimentalmente o desempenho termodinâmico de um motor Stirling operando com um simulador solar composto por um arranjo de lâmpadas alógenas. Este experimento é bem-sucedido, mas o modelo matemático proposto apresenta resultados distante dos dados obtidos experimentalmente.

Há também estudos que se atêm especificamente aos motores Stirling, e nos quais sua aplicação é avaliada de modo geral, e não somente em sistemas DS. Em alguns destes estudos são realizadas a modelagem, a simulação, e a otimização dos modelos para estes motores, como nos estudos de Hosseinzade, Sayyaadi e Babaelahi (2015), de Babaelahi e Sayyaadi (2016), e de Ahmed, Hulin e Khan (2019). A avaliação de componentes específicos do motor Stirling também é realizada, como no estudo de Erol, Yaman e Doğan (2017), voltado especificamente ao regenerador do motor Stirling.

Apesar de haver estudos que contemplam várias áreas que compõem a tecnologia DS, estes sistemas ainda são pouco aplicados fora de um ambiente acadêmico ou experimental. Há vários registros de projetos de sistemas DS como: o Stirling Energy Systems, o DISTAL/Eurodish, e os mais recentes Great Ocean Energy, Cleanergy e BioStirling-4SKA (COVENTRY; ANDRAKA, 2017). Aplicações comerciais destes sistemas, contudo, não obtiveram sucesso expressivo até então. O empreendimento em maior escala utilizando sistemas DS até então foi a planta de

Maricopa, ativa entre 2010 e 2011, com 60 unidades do sistema SunCatcher e capacidade de cerca de 1,5 MW (COVENTRY; ANDRAKA, 2017).

Dentre os motivos para a ausência de empreendimentos comerciais bem-sucedidos com esta tecnologia está a sua baixa maturidade comercial, ou seja, a tecnologia ainda não se mostra rentável o suficiente para uma aplicação comercial (LOVEGROVE; STEIN, 2012). Nota-se uma carência de modelos mais avançados na simulação dos sistemas DS como um todo, abordando com clareza cada um dos seus principais componentes. Observa-se também uma ausência de estudos que desenvolvam as técnicas de dimensionamento do concentrador baseados na demanda energética do motor Stirling, considerando-se a oferta local de energia solar.

Deste modo, este trabalho propõe uma abordagem simples para o dimensionamento do concentrador parabólico, utilizando-se dados da estimação da radiação solar e da simulação do motor Stirling com um modelo térmico, de modo a facilitar o desenvolvimento dos sistemas DS.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é propor um método para o dimensionamento de um sistema solar térmico do tipo *Dish Stirling* (DS) a partir do cálculo da demanda energética do motor Stirling, e da estimação da oferta de energia solar.

1.3.2 Objetivos específicos

- Selecionar modelos matemáticos para simulação do motor Stirling;
- Comparar o desempenho dos modelos do motor Stirling através de simulações em um software de cálculo numérico (MATLAB[®]) e selecionar o modelo mais adequado;
- Elaborar um modelo para estimação da radiação solar direta (DNI - *Direct Normal Irradiance*) e avaliar o seu desempenho;
- Dimensionar um concentrador parabólico que atenda a demanda energética do motor Stirling simulado aplicando-se um modelo térmico do sistema *Dish Stirling* (DS) e um modelo de estimação da DNI em um software de cálculo numérico (MATLAB[®]);
- Simular em um software de cálculo numérico (MATLAB[®]) o sistema *Dish Stirling* (DS) projetado aplicando-se o motor Stirling simulado e o concentrador dimensionado.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho foi dividido em capítulos de modo que os temas nele discutidos fossem apresentados de maneira clara e coesa. No decorrer destes capítulos, o tema central do trabalho

é contextualizado, e são apresentados os principais conceitos que permeiam a discussão. É apresentado o arcabouço teórico utilizado na aplicação dos métodos, e são descritos os métodos aplicados para se alcançar o objetivo proposto. Os resultados são apresentados e discutidos, e é apresentada uma conclusão destacando os pontos mais relevantes da discussão realizada. Este trabalho é composto por cinco capítulos: Introdução (Capítulo 1); Revisão da Literatura e Fundamentos (Capítulo 2); Métodos (Capítulo 3); Resultados e Discussão (Capítulo 4); e Conclusão (Capítulo 5).

No Capítulo 1 a discussão é contextualizada e é apresentada uma justificativa para a execução deste trabalho. Os objetivos do trabalho são apresentados. É apresentada também a estrutura do texto.

No Capítulo 2 são apresentados os conceitos elementares do funcionamento e aplicação dos sistemas de concentrador parabólico *Dish Stirling* (DS) na geração de energia elétrica. É apresentado o conceito de energia solar, é descrito o processo de transferência de energia do Sol para a Terra, e como esta energia é aproveitada. São apresentados os principais sistemas de geração de energia elétrica através da radiação solar concentrada, dentre eles os sistemas de concentrador parabólico. O sistema DS é detalhado, e são apresentados seus principais componentes. O motor Stirling é apresentado, seus principais componentes e funcionamento são discutidos, e são brevemente introduzidas as principais técnicas de modelagem deste equipamento.

No Capítulo 3 são apresentadas as análises fenomenológicas que descrevem matematicamente o funcionamento do sistema DS e que são utilizadas para a elaboração do método de dimensionamento e dos subsequentes algoritmos de dimensionamento e simulação do sistema. É realizada uma análise termodinâmica do processo de transferência de energia solar do concentrador para o receptor do sistema DS. É apresentado um modelo para estimação da irradiação solar direta normal (*Direct Normal Irradiance* - DNI). São apresentadas três análises térmicas utilizadas para modelar o funcionamento do motor Stirling: a análise ideal isotérmica de Schmidt, a análise ideal adiabática, e a análise Simple de Urieli. Por fim, são apresentados os algoritmos elaborados para o dimensionamento do concentrador parabólico e os algoritmos elaborados para a simulação do sistema DS.

No Capítulo 4 são apresentados e discutidos os resultados da execução das simulações. São apresentados e discutidos os resultados das simulações do motor Stirling GPU-3 através de cada um dos modelos apresentados, comparando-os entre si e com outros métodos presentes na literatura. São apresentados e discutidos os resultados da estimação da DNI. São apresentados e discutidos os resultados do dimensionamento do concentrador através do método proposto. Também são apresentados e discutidos os resultados da simulação do sistema DS composto pelo concentrador dimensionado e pelo motor Stirling GPU-3 considerando-se as condições de operação propostas.

No Capítulo 5 é apresentada a conclusão do trabalho com as considerações finais e sugestões para os trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA E FUNDAMENTOS

A fim de realizar uma abordagem sistemática e em concordância com os estudos previamente realizados sobre o tema, neste capítulo são apresentados os principais fundamentos dos sistemas de geração heliotérmica de concentrador parabólico do tipo *Dish Stirling* (DS).

A energia solar, fonte de energia com a qual o sistema DS opera, é caracterizada na Seção 2.1, onde é descrita a origem da energia solar e o processo de transferência da energia do Sol para a Terra. É discutida a interferência da atmosfera na incidência de radiação solar sobre a superfície da Terra e é brevemente descrita a influência da energia solar nos sistemas naturais do planeta.

São apresentadas em seguida as principais técnicas de aproveitamento da energia solar, onde é destacada a geração de energia elétrica com sistemas DS. São apresentados os conceitos básicos da geração solar térmica concentrada, ou geração heliotérmica, e seus principais sistemas, classificados como sistemas de: torre central, calha parabólica, refletores Fresnel, e concentrador parabólico (Seção 2.2).

É descrito o princípio de funcionamento dos sistemas de concentrador parabólico do tipo DS e são apresentados seus principais componentes (Seção 2.3): o concentrador, o sistema seguidor, e a Unidade de Conversão de Potência (UCP), que é composta por receptor, motor Stirling e gerador.

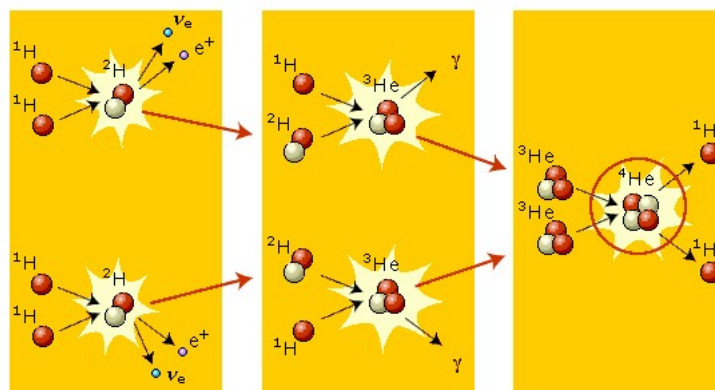
Por ser o componente central do sistema DS, o motor Stirling é um dos principais objetos de estudo deste trabalho. O motor Stirling é abordado com um maior enfoque na Seção 2.4, onde é apresentada a teoria termodinâmica que descreve o seu funcionamento e suas principais características mecânicas. Por fim, são apresentados os principais métodos descritos na literatura para a modelagem e a simulação do motor Stirling.

2.1 ENERGIA SOLAR

O Sol é a estrela ao redor da qual o planeta Terra e os demais componentes do Sistema Solar orbitam. Ele é a principal fonte de energia para a manutenção da vida na Terra. Aproximadamente 90 % dos átomos que compõem o Sol são átomos de hidrogênio, cerca de 9,9 % são átomos de hélio, e os 0,1 % restante são elementos mais pesados, tais como: oxigênio, carbono e ferro (ZIRIN; LANG, 2019). A chamada energia solar é a energia emitida pelo Sol em forma de radiação eletromagnética. Esta emissão de energia é principalmente resultado da conversão dos átomos de hidrogênio no núcleo do Sol em átomos de hélio, através de uma reação de fusão nuclear.

O núcleo do Sol é composto por plasma, ou gás ionizado, que consiste em átomos cujos elétrons foram removidos devido as condições extremas de pressão. A altíssima pressão no núcleo do Sol faz com que os núcleos dos átomos de hidrogênio que o compõem sejam capazes

Figura 3 – Reação em cadeia próton-próton



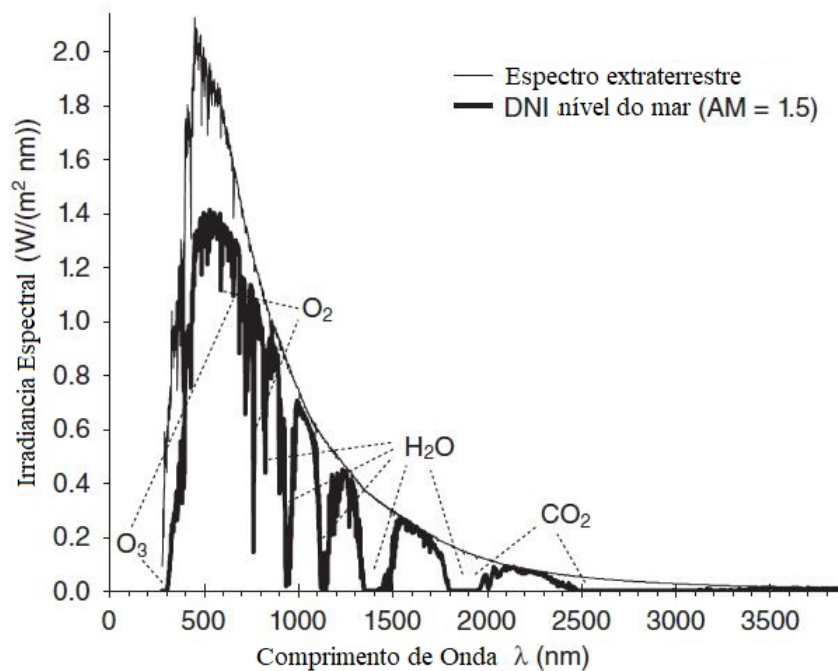
Fonte – Adaptado de Murillo (2010)

de superar a repulsão eletrostática entre si, o que resulta em uma reação de fusão nuclear. Assim, um isótopo do hidrogênio (^1H), composto por apenas um próton, por vezes se encontra próximo o suficiente de um outro próton para passar por um processo chamado de decaimento beta, no qual um próton se torna um nêutron e se combina a outro próton. Este processo resulta na formação de um deutério (^2H), que é o isótopo de hidrogênio composto por um próton e um nêutron, e na liberação de um pósitron (e^+) e um neutrino (ν_e) (ZIRIN; LANG, 2019). Então, subsequentes interações ocorrem em uma reação em cadeia (Figura 3): um deutério se combina com um próton (^1H) produzindo hélio-3 (^3He) e emitindo radiação gama; os átomos de ^3He por sua vez se combinam formando hélio-4 (^4He) e liberando outros dois prótons (^1H), o que possibilita a continuidade da reação. Assim, como resultado deste processo, quatro átomos de hidrogênio se fundem em um átomo de hélio (^4He), e energia é liberada.

Para cada dois átomos de hidrogênio ^1H que se combinam na primeira etapa da reação, um neutrino é produzido, carregando pouco mais de 1% da energia liberada. Nas reações subsequentes, parte da energia é liberada como energia cinética nas partículas produzidas e outra parte é liberada como fótons de raios gama. Ao chegar na fotosfera, superfície visível do Sol, a energia é então emitida para o espaço em forma de radiação eletromagnética. Esta é a região que provê a maior parte da radiação solar que atinge a Terra (ZIRIN; LANG, 2019). Apesar de o Sol produzir raios gama como resultado da fusão nuclear do hidrogênio, devido a absorção interna e a dispersão, estes fótons de altíssima energia são convertidos em fótons de menor energia antes de chegarem à superfície do Sol e serem emitidos ao espaço. Deste modo, o Sol não emite radiação gama em decorrência do processo de fusão nuclear, emitindo apenas radiação eletromagnética em menores comprimentos de onda.

Ao atingir a Terra, a radiação solar consiste aproximadamente em 9% radiação ultravioleta (comprimentos de onda entre 100 e 400 nm), 45% luz visível (comprimentos de onda entre 400 e 750 nm), e 46% radiação infravermelho (comprimentos de onda entre 750 nm e 1 mm) (ROSA,

Figura 4 – Espectro de radiação solar



Fonte – Adaptado de Lovegrove e Stein (2012)

2005). O espectro de luz solar é aproximadamente igual ao espectro de um corpo negro a cerca de 5770 K, temperatura estimada para a superfície do Sol (KALOGIROU, 2014; LOVEGROVE; STEIN, 2012). A Figura 4 apresenta o perfil da irradiância solar acima da atmosfera e ao nível do mar. O gráfico apresenta as faixas de comprimento de onda absorvidas por alguns dos elementos que compõem a atmosfera da Terra, como o ozônio (O₃), o oxigênio (O₂), vapor de água (H₂O) e o dióxido de carbono (CO₂).

O total de energia em forma de radiação solar recebida, por unidade de tempo, por unidade de área em uma superfície teórica perpendicular aos raios solares na distância média da Terra para o Sol, é a chamada constante solar. A constante solar corresponde a aproximadamente 1366 W/m², variando em cerca de 0,2% com o ciclo de atividade solar (ZIRIN; LANG, 2019). Com a dispersão e absorção da energia pela atmosfera este valor é consideravelmente reduzido ao atingir a superfície da Terra. A taxa de energia absorvida e dispersa pela atmosfera corresponde a diferença entre as áreas sob a curva do espectro da energia extraterrestre e a curva da DNI ao nível do mar, apresentadas na Figura 4.

A medida do total de potência incidente, por unidade de área, em uma superfície teórica na distância média da Terra para o Sol, sendo a superfície perpendicular aos raios solares na alta atmosfera, é chamada irradiância solar total (TSI - *Total Solar Irradiance*). Já a potência em radiação medida na superfície da Terra em um dado local incidindo sob uma superfície perpendicular (ou normal) ao Sol é chamada irradiância solar direta normal (DNI - *Direct*

Normal Irradiance). A DNI é igual a TSI subtraída das perdas decorrentes da absorção e dispersão da radiação pela atmosfera terrestre. Estas perdas são função da hora do dia, dada a altura solar, e a distância percorrida pela radiação solar através da atmosfera, entre outros fatores, como a cobertura de nuvens, a umidade atmosférica e até o nível de poluição local (ROSA, 2005).

A irradiância solar difusa horizontal (DHI - *Diffuse Horizontal Irradiance*) é a parcela da TSI difratada pela atmosfera que atinge a superfície da terra. Ela é medida se considerando a radiação que atinge uma superfície horizontal proveniente de todas as direções exceto da radiação vinda do disco solar. A irradiância horizontal global (GHI - *Global Horizontal Irradiance*) é a soma da DNI com a DHI.

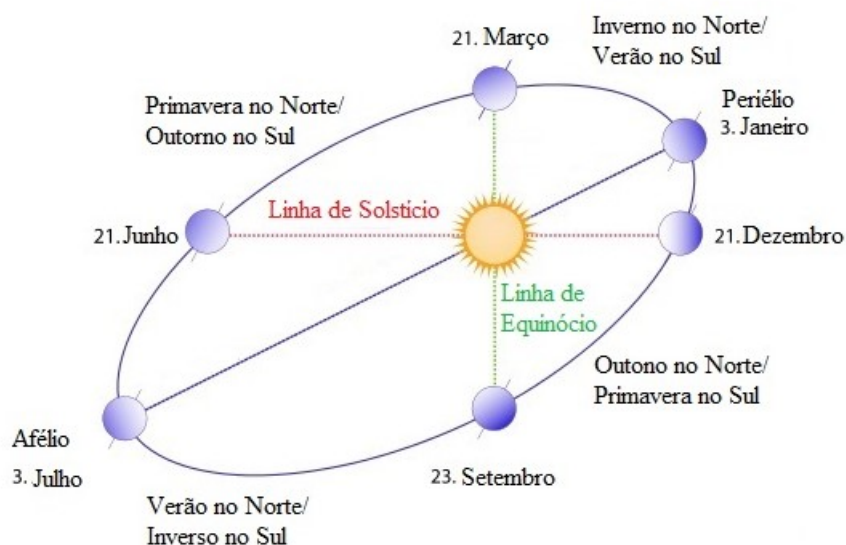
2.1.1 Energia solar e os sistemas planetários

A variação na incidência de radiação solar é um fator determinante para o clima e os fenômenos meteorológicos da Terra. A posição geográfica de uma determinada região da Terra em relação ao paralelo do equador é o principal fator que influencia na intensidade da radiação solar incidente sobre ela. Quanto maior a latitude de um local, maior a sua distância da linha do equador, e conseqüentemente menor o ângulo de incidência da radiação solar sobre a superfície terrestre naquela região, reduzindo-se a taxa de radiação solar que incide naquele local por unidade de área. O Trópico de Câncer, a Norte, e o Trópico de Capricórnio, a Sul, são os marcos das regiões que recebem a máxima radiação solar em um determinado momento do ano, os chamados solstícios (HAYDEN, 2019). Em decorrência disto há um aquecimento irregular da superfície da Terra resultando em variações na pressão do ar, temperatura e umidade que influenciam direta e indiretamente na formação de diversos fenômenos meteorológicos, como nuvens, precipitação, e, em conjunto com o movimento de rotação do planeta, no deslocamento das massas de ar e na formação dos ventos.

O eixo de rotação da terra tem uma inclinação de aproximadamente 23° em relação ao plano orbital. Em decorrência disto, o ângulo de incidência da radiação solar em determinada região do planeta varia ao longo do ano devido a mudança da posição do planeta em relação ao Sol como consequência do seu movimento de translação. Deste modo, no mês de dezembro, o hemisfério Sul está inclinado em direção ao Sol, recebendo radiação mais diretamente que o hemisfério Norte, ocorrendo o inverso no mês de julho. Esta variação na insolação gera as alterações no tempo meteorológico que chamamos de estações do ano (Figura 5). A mudança na distância entre a Terra e o Sol, em decorrência da sua órbita elíptica (com a menor distância, ou periélio, em janeiro e a maior distância, ou afélio, em julho) implica em uma pequena variação na radiação solar que chega a Terra. Esta variação não tem efeitos significativos no clima devido a participação de outros fatores como a geografia do planeta.

O movimento de rotação da Terra resulta em uma intermitência na irradiação solar em

Figura 5 – Órbita da Terra



Fonte – Adaptado de Wikimedia Commons (2011)

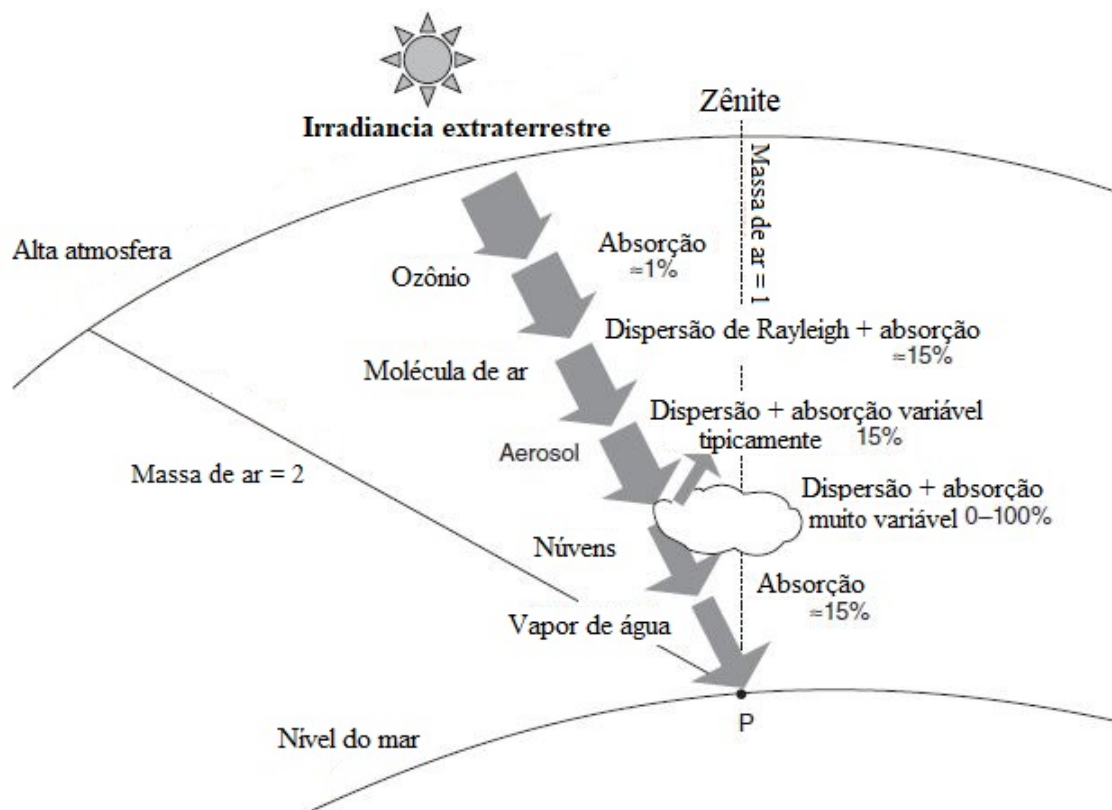
determinada faixa da superfície terrestre. Chamamos os períodos delimitados por esta variação de dia e noite, caracterizados respectivamente pela presença e pela ausência de radiação solar incidindo na região observada. Esta variação na irradiação solar também provoca alterações meteorológicas na Terra. No início do dia a radiação solar direta é mínima devido maior espessura da camada de atmosfera através da qual a radiação deve percorrer para atingir a superfície terrestre, logo, uma maior fração da radiação solar é absorvida e difratada. A incidência de radiação na superfície da Terra aumenta e se torna máxima quando o Sol atinge o zênite, posição mais alta no céu, momento no qual a região observada está plenamente voltada para o Sol. A radiação decresce e se torna mínima novamente quando o Sol se põe (Figura 6).

2.1.2 Aproveitamento da energia solar

A energia solar é a mais vasta fonte de energia disponível na Terra. A energia solar é considerada uma fonte renovável, ou seja, uma fonte de energia virtualmente inesgotável, considerando um horizonte de tempo no qual está compreendida a vida na Terra, e cujo uso não gera impactos diretos ao meio ambiente.

Todas as energias renováveis disponíveis, com exceção da geotérmica e das marés, são derivadas da energia solar. Exemplos de energias derivadas da energia solar são: (i) a energia eólica, cujos ventos são formados, como já mencionado, devido ao aquecimento irregular de massas de ar, gerando zonas de diferentes pressões na atmosfera; e (ii) a energia proveniente da biomassa, cuja formação é consequência da produção de hidrocarbonetos através da fotossíntese,

Figura 6 – Absorção na atmosfera



Fonte – Adaptado de Lovegrove e Stein (2012)

que tem a radiação solar como principal fonte de energia (KALOGIROU, 2014).

As chamadas técnicas passivas de aproveitamento da energia solar, que não envolve a aplicação de dispositivos mecânicos ou eletrônicos, incluem a utilização de materiais e projetos que melhor aproveitem a energia solar ao longo do ano, utilizando-a para a iluminação e climatização em edificações. As técnicas ativas de aproveitamento da energia solar incluem os coletores solares térmicos, usados para o aquecimento doméstico; as células fotovoltaicas e os sistemas que usam energia solar concentrada, aplicados para a geração de energia elétrica. A energia solar também pode ser usada como fonte de energia para produção de vapor, processos de secagem, dessalinização, produção de hidrogênio, e fotossíntese artificial.

A geração fotovoltaica é o principal método de aproveitamento da energia solar para a produção de energia elétrica, correspondendo a aproximadamente 2% da capacidade instalada global (REN21, 2018). A geração fotovoltaica de energia elétrica consiste na conversão de energia em forma de radiação eletromagnética em energia elétrica utilizando materiais semicondutores que apresentam uma propriedade chamada efeito fotovoltaico. O efeito fotovoltaico consiste na produção de corrente elétrica a partir da exposição do material a certo nível de radiação eletromagnética. Um sistema fotovoltaico se utiliza de painéis fotovoltaicos, também

chamados de painéis solares, compostos por células fotovoltaicas feitas do material que converte energia solar em energia elétrica através do efeito fotovoltaico. As células fotovoltaicas são comumente fabricadas de sílica cristalina, sendo mais recentemente introduzidas composições mais eficientes com múltiplas camadas de materiais, como compostos de cádmio, de cobre e de gálio (KALOGIROU, 2014).

A tecnologia fotovoltaica é amplamente utilizada na indústria aeroespacial (Figura 7a), na geração de energia elétrica em parques solares de grande porte (Figura 7b), assim como no uso residencial para geração distribuída de energia elétrica (Figura 7c).

Um outro método que vem ganhado popularidade para geração de energia elétrica a partir da radiação solar é a geração heliotérmica. Estes sistemas convertem a irradiação solar em energia elétrica com o uso de máquinas térmicas. Nestes sistemas, a fonte de calor para o fluido de trabalho das máquinas térmicas é a radiação solar concentrada por espelhos ou lentes.

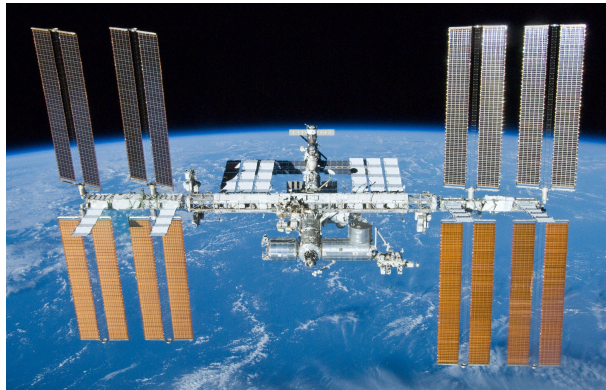
2.2 GERAÇÃO HELIOTÉRMICA

Os sistemas de energia solar térmica concentrada (*Concentrating Solar Thermal Power - CSP*), também chamados de sistemas solar térmicos, ou sistemas heliotérmicos, são sistema que têm como fonte de energia a radiação solar concentrada por espelhos ou lentes e a convertem em energia útil, como em calor, com a produção de vapor, ou energia elétrica, através do uso de máquinas térmicas. Os espelhos ou lentes, chamados de concentradores, têm uma área significativamente maior que a área do receptor, porção quente do sistema para onde é direcionada a energia concentrada. Deste modo, a energia solar recebida pelo sistema é multiplicada em função da razão entre as áreas dos concentradores e do receptor. Os concentradores são equipados com sistemas seguidores que têm a função de ajustar seu ângulo de inclinação ao longo do dia em função da posição relativa do sol a fim de garantir a incidência adequada da energia na região desejada.

Os primeiro registros de resultados significativos no estudo de sistemas heliotérmicos se deram entre o final do século XIX e início do século XX, com destaque aos trabalhos de Augustin Mouchot, John Ericsson, Frank Shuman e Giovanni Francia, que pesquisaram o uso destes sistemas para a produção de vapor, e a sua aplicação para fins variados, como o bombeamento de água (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

Por operarem com o Sol como fonte de calor os sistemas heliotérmicos podem ser facilmente hibridizados, de modo a utilizarem outras fontes de calor, quando não há disponibilidade de energia solar. Estes sistemas também têm a possibilidade da utilização de sistemas auxiliares de armazenamento térmico, para armazenar energia para ser usada em momentos de demanda e nos quais a energia solar não está disponível. E, como outros sistemas térmicos, as plantas heliotérmicas de grande porte podem usar ciclos térmicos internos para melhor aproveitamento do calor absorvido, como ciclos Rankine orgânicos (ORC - *Organic Rankine Cycle*).

Figura 7 – Aplicações da tecnologia fotovoltaica



(a) Painéis fotovoltaicos na Estação Espacial Internacional

Fonte - NASA (2010)



(b) Parque fotovoltaico em Bom Jesus da Lapa

Fonte - Solartec (2018)



(c) Painéis fotovoltaicos em um prédio comercial

Fonte - Membrino (2019)

Ao final do ano de 2018, a capacidade total instalada de sistemas heliotérmicos de geração de energia elétrica no mundo era de 5460 MW, correspondendo a menos de 0,4% da capacidade mundial. A Espanha era o país líder, com 2304 MW de capacidade instalada, seguida dos Estados Unidos, com 1738 MW e da África do Sul, com 400 MW (REN21, 2019). Em 2018 houve um crescimento de cerca de 11% na capacidade instalada de CSP, protagonizado pelo Marrocos e pela China, com a adição de 200 MW cada, somando respectivamente 366 MW e 220 MW de

capacidade instalada de sistemas heliotérmicos (REN21, 2019).

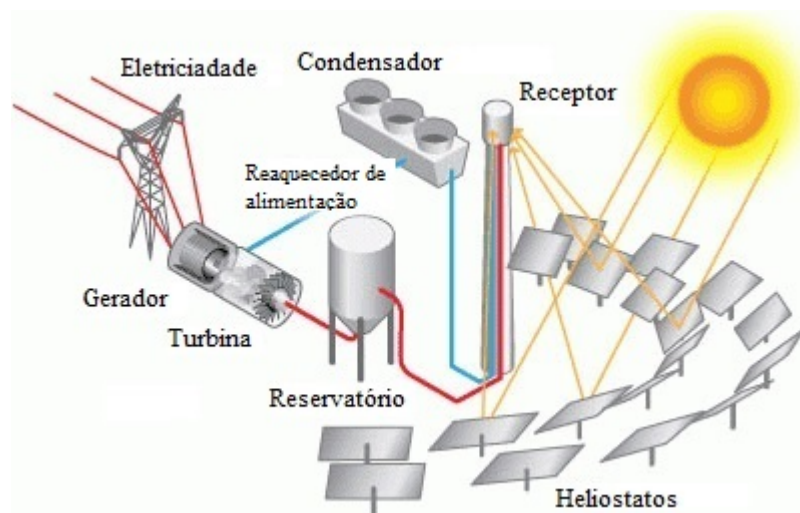
2.2.1 Principais métodos de geração heliotérmica

Os principais tipo de sistemas heliotérmicos são: os de torre central, os com concentradores de calha parabólica, os com refletores Fresnel, e os de concentrador parabólico.

a) Sistema de torre central

Um sistema de torre central (*power tower*, *central tower* ou *central receiver*), consiste em um arranjo de espelhos, chamados heliostatos. Estes espelhos concentram a radiação solar sobre um receptor localizado no topo de uma torre. As posições dos heliostatos são ajustadas ao longo do dia a fim de manter um ângulo de reflexão adequado para a máxima incidência de radiação solar sobre o receptor. O receptor contém um fluido térmico que absorve o calor gerado pela radiação solar concentrada, que é utilizado para a produção de vapor. O vapor produzido é utilizado em um sistema de potência convencional, movendo uma turbina acoplada a um gerador que produz energia elétrica. As plantas de torre central utilizam um sistema auxiliar de armazenamento de calor, permitindo a produção de energia elétrica mesmo sem a incidência de radiação solar (Figura 8).

Figura 8 – Esquema de um sistema de torre central



Fonte – Adaptado de Office of Energy Efficiency & Renewable Energy (2013c)

A maior planta do tipo torre central em operação atualmente é a *Ivanpah Solar Power Facility*, nos Estados Unidos, com capacidade de 392 MW. Ela está instalada em uma área de aproximadamente 14,52 km² (Figura 9). Esta planta entrou em operação em fevereiro de 2014 e é constituída por três unidades, Ivanpah 1 com capacidade

de 126 MW, e Ivanpah 2 e Ivanpah 3, cada uma com a capacidade de 133 MW. As três unidades operam com um sistema a vapor segundo o ciclo Rankine (National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2019).

Figura 9 – *Ivanpah Solar Power Facility*



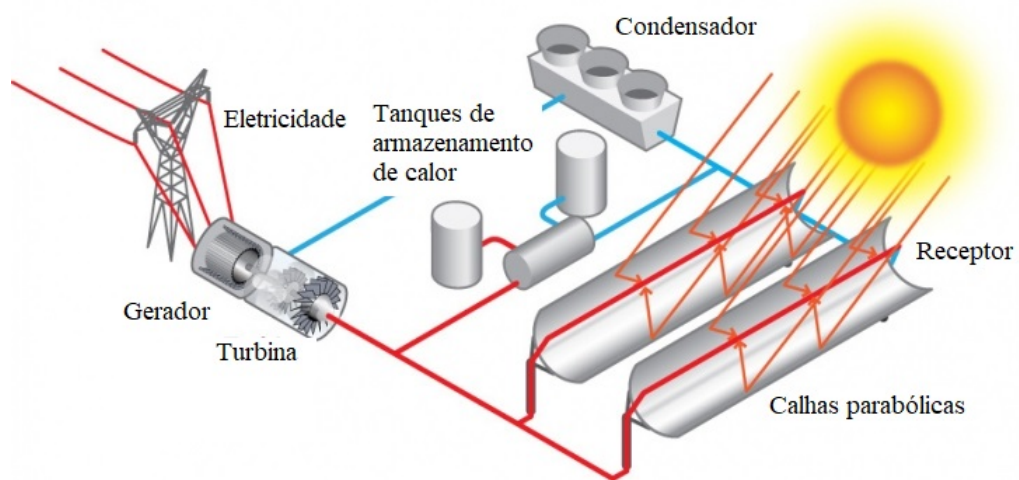
Fonte – Hruska (2014)

b) Sistema de calha parabólica

Os sistemas calha parabólica (*parabolic trough*) consistem em refletores alongados com perfil parabólico que concentram a radiação solar sobre um receptor posicionado na sua linha focal. O receptor neste tipo de sistema é um tubo por onde flui o fluido térmico. Após receber energia em forma de radiação solar refletida, o fluido térmico serve como fonte de calor para um sistema convencional de geração de energia elétrica movido por uma turbina a vapor. O eixo central do concentrador normalmente é alinhado com o eixo geográfico Norte-Sul ou Leste-Oeste, a depender da aplicação. A inclinação do concentrador é ajustada ao longo do dia, através de um sistema seguidor de um eixo, a fim de manter a radiação solar máxima possível incidindo sobre o receptor (KALOGIROU, 2014) (Figura 10). Sistemas de calha parabólica, assim como as torres centrais, comumente utilizam sistemas de armazenamento térmico a fim de estender sua capacidade produtiva para momentos em que não haja radiação solar disponível.

A maior planta de calhas parabólicas em operação atualmente é a *Ouarzazate Solar Power Station* no Marrocos (Figura 11). Esta planta entrou em operação em fevereiro de 2016, e tem uma capacidade instalada de 360 MW, compreendendo as unidades Noor I

Figura 10 – Esquema de um sistema de calhas parabólicas



Fonte – Adaptado de Office of Energy Efficiency & Renewable Energy (2013b)

e Noor II, respectivamente com capacidades de 160 MW e 200 MW. As unidades Noor I e Noor II têm sistemas de armazenamento térmico a sal fundido com autonomia de 3 e 7 horas, respectivamente (National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2019).

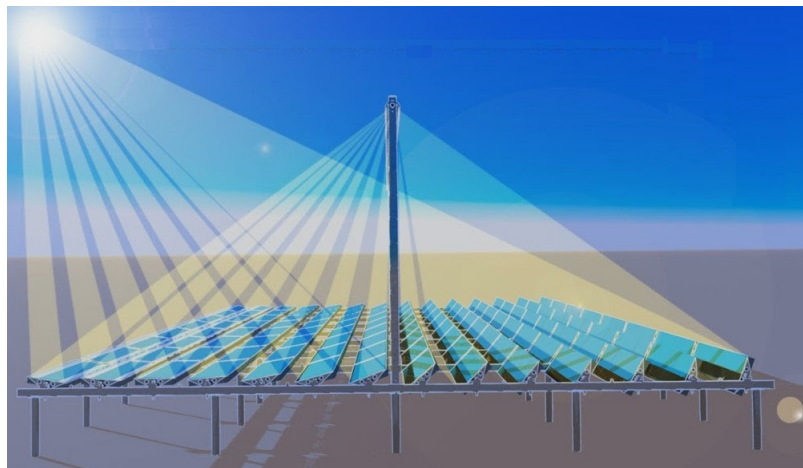
Figura 11 – *Ouarzazate Solar Power Station*

Fonte – Hagelberg (2018)

c) Sistemas de refletores Fresnel

Os sistemas de refletores lineares Fresnel têm configuração similar aos sistemas de calha parabólica. Entretanto, no lugar de um espelho com perfil parabólico, estes sistemas utilizam uma série de espelhos planos para concentrar a radiação solar em uma linha focal comum, onde está localizado o receptor (Figura 12). Assim como os sistema de calha parabólica, um fluido térmico é bombeado ao longo do tubo receptor absorvendo a energia em forma de calor e a conduzindo para um sistema gerador. Os espelhos planos utilizados neste tipo de sistema possibilitam uma maior superfície reflexiva em uma menor área ocupada, quando comparados com os concentradores de calha parabólica, tendo um efeito análogo ao das lentes Fresnel.

Figura 12 – Sistema de refletores Fresnel



Fonte – Adaptado de CNIM Group (2019)

A maior planta de refletores Fresnel em operação atualmente é a *Rajasthan Sun Technique Energy* na Índia. Esta planta está em operação desde 2013 e possui uma capacidade instalada de 125 MW, em uma área de 3,4 km². Ela opera com um sistema Rankine (Figura 13).

d) Sistema de concentrador parabólico

Um sistema de concentrador parabólico (*parabolic dish*, *solar dish*, ou *dish engine*) consiste em um concentrador em formato de paraboloide elíptico que reflete a radiação solar sobre um receptor posicionado próximo ao seu ponto focal (Figura 14). A forma mais comum de utilização deste sistema é na produção de energia elétrica utilizando um motor Stirling. Os sistemas de concentrador parabólico que utilizam o motor Stirling são comumente chamados de sistemas *Dish Stirling* (DS). Sistemas de concentrador

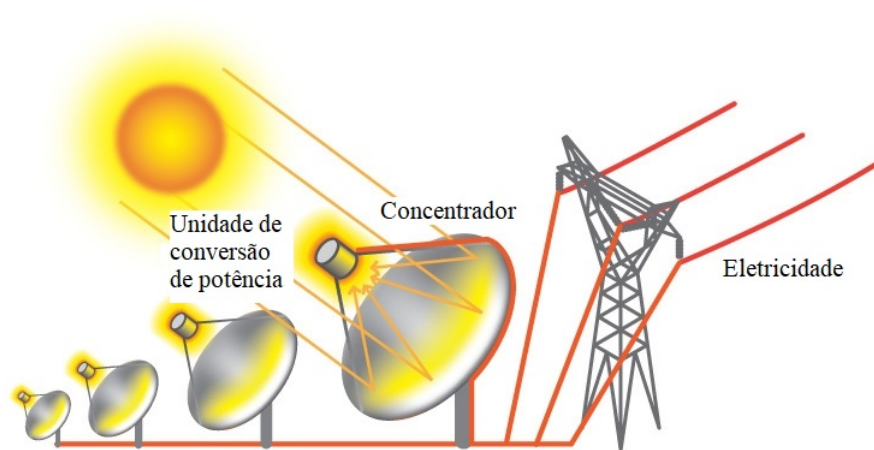
Figura 13 – Rajasthan Sun Technique Energy



Fonte – Avila (2014)

parabólico podem ser utilizados tanto com unidades individuais, para suprir uma demanda energética local, de menor escala, ou em plantas com múltiplas unidades.

Figura 14 – Sistema de concentradores parabólicos



Fonte – Adaptado de Office of Energy Efficiency & Renewable Energy (2013a)

Atualmente não há plantas comerciais em atividade utilizando esta tecnologia. A maior planta ativa foi a *Maricopa Solar Project*, nos Estados Unidos, com 1,5 MW de capacidade instalada. Esta planta ocupava uma área de 0,06 km², com 60 unidades do sistema *SunCatcher*, com capacidade individual de 25 kW (Figura 15). A planta de Maricopa teve sua operação iniciada em janeiro de 2010 e foi descomissionada em setembro de 2011 (National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2019).

Figura 15 – *Maricopa Solar Project*

Fonte – Fehrenbacher (2011)

2.2.2 Breve análise da geração solar térmica

A produção de energia elétrica através das tecnologias heliotérmicas ainda está em fase de maturação para uma aplicação comercial. O alto custo da energia elétrica gerada com esta tecnologia é o principal fator de atenção para uma decisão quanto a sua aplicação. A redução no custo de produção está ligada a fatores como: (i) a ampliação do porte das plantas, possibilitando um volume de produção que permita maior previsibilidade nos custos de investimento e retorno em prazos mais longos; (ii) os avanços técnicos, baseados nos estudos de caso em plantas instaladas, e resultantes da pesquisa e do desenvolvimento para melhorias no desempenho destas plantas (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

Quando comparado com os demais sistemas de energia solar térmica concentrada, os sistemas de concentrador parabólico são os que apresentam maior eficiência térmica na concentração, maior taxa de concentração e maior eficiência de conversão da radiação solar em calor. Estes sistemas, contudo, são os que apresentam menor maturidade para aplicação comercial, mas sua alta eficiência motiva um esforço contínuo em seu desenvolvimento (LOVEGROVE; STEIN, 2012). Apesar da sua maior eficiência, plantas com múltiplos sistemas DS se mostram economicamente viáveis até uma capacidade em torno de 10 MW. Para capacidades acima desta, outros tipos de sistema heliotérmicos são mais eficientes técnica e economicamente (LOVEGROVE; STEIN, 2012). Deste modo, para necessidades de produção de energia elétrica com instalações de baixa capacidade, os sistemas DS têm uma oportunidade de se desenvolver com o crescimento da demanda por geração distribuída de energia elétrica.

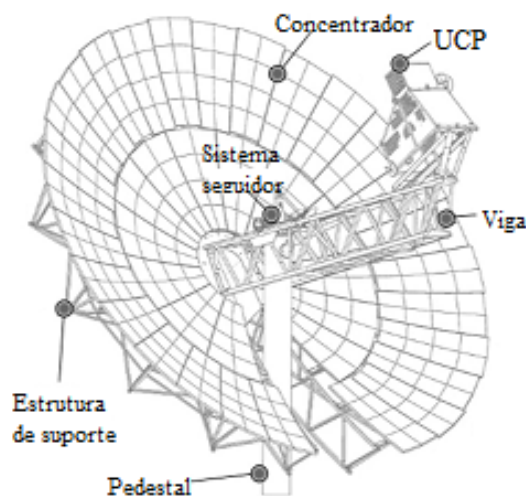
Apesar de os sistemas DS já terem demonstrado sua capacidade de geração de energia elétrica, a maior parte dos sistemas testados até então foram produzidos de uma forma individual,

resultando em um alto investimento de produção. Os sistemas DS ainda têm uma baixa confiabilidade quando comparados aos demais sistemas heliotérmicos, necessitando de uma manutenção mais frequente. Deste modo, o desenvolvimento dos sistemas DS deve se voltar ao aumento de sua confiabilidade e a redução dos custos de produção, com a aplicação de uma estratégia de manutenção mais eficiente, aprimorando-se os seus componentes. A produção comercial de componentes para os sistemas DS deve ser implementada na indústria, o que possibilitará a redução no custo de produção destas unidades (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

2.3 SISTEMA SOLAR DISH STIRLING

Os sistemas DS são os sistemas mais comuns de concentradores parabólicos para geração de energia elétrica (Seção 2.2.1). Uma unidade DS é composta por: um **concentrador parabólico**, um **sistema seguidor**, uma **Unidade de Conversão de Potência (UCP)**, e seus respectivos componentes estruturais (Figura 16). A UCP (Figura 17) é a denominação dada ao conjunto responsável pela conversão da radiação solar concentrada em energia elétrica. A UCP é composta por: **receptor**, **motor Stirling**, e **gerador**.

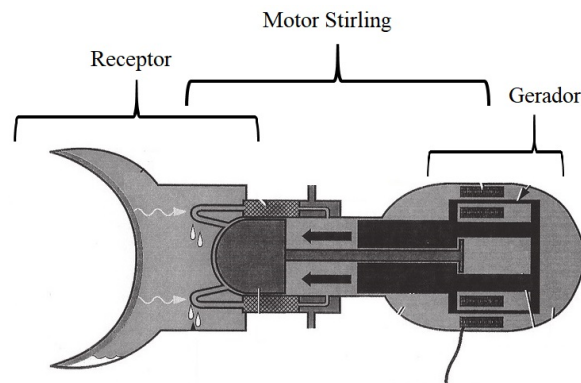
Figura 16 – Sistema DS *SunCatcher*



Fonte – Adaptado de Hafez et al. (2016)

Em um sistema DS o concentrador parabólico tem a função de refletir a radiação solar sobre o receptor da UCP. O receptor é um componente da UCP cuja função é transmitir a energia solar concentrada para o fluido de trabalho do motor Stirling, minimizando as perdas energéticas para o ambiente. No motor Stirling, o calor é convertido em trabalho, que por sua vez é convertido em energia elétrica através do gerador. O conjunto formado pelo concentrador e pela UCP é acoplado a um sistema seguidor que usa motores elétricos para ajustar o ângulo de

Figura 17 – Unidade de Conversão de Potência (UCP)

(a) Esquema de uma UCP com receptor *Heat Pipe* e motor Stirling de pistão livre

Fonte Adaptado de Oros et al. (2014)



(b) UCP com receptor DIR e a motor Stirling SOLO 161

Fonte Mancini et al. (2003)

inclinação e garantir que o concentrador esteja na posição de maior incidência de radiação solar direta ao longo do dia, maximizando a produção de energia elétrica.

A tecnologia DS apresenta eficiência térmica que varia de 16 a 30 %, com capacidades de 1 a 25 kW, e diâmetro de concentrador entre 3 e 15 m (HAFEZ et al., 2017).

2.3.1 Concentrador parabólico

O concentrador em um sistema DS consiste em um paraboloide elíptico com uma superfície reflexiva que tem a função de focar a radiação solar no receptor. As dimensões do concentrador são determinadas pela capacidade do motor utilizado (HAFEZ et al., 2017). Concentradores parabólicos podem atingir taxas de concentração entre 1500 e 4000 (LOVEGROVE; STEIN, 2012). A taxa de concentração é a razão entre o diâmetro de abertura do concentrador e o diâmetro de abertura do receptor.

O material da superfície reflexiva é um parâmetro de grande relevância na construção do

concentrador pois, quanto maior sua reflexividade, maior é a eficiência do concentrador, já que uma maior parcela da energia solar incidente sobre este componente é refletida. As superfícies reflexivas dos concentradores são geralmente compostas por placas de alumínio ou prata com uma cobertura de vidro ou plástico. Outros projetos modernos consistem em filmes finos de polímero cobertos por uma camada de alumínio ou prata (HAFEZ et al., 2017).

2.3.2 Sistema seguidor

Os sistemas seguidores mais comumente utilizados são o Azimutal-Elevatório e o Polar. O sistema seguidor Azimutal-Elevatório (Figura 18) é comum em sistemas DS de maiores dimensões. Nestes sistemas, o concentrador gira em um eixo azimutal, em um plano paralelo a superfície horizontal; e em um eixo elevatório, em um plano perpendicular ao plano horizontal. Estes dois planos possibilitam ao concentrador movimentos para cima, para baixo, para esquerda e para direita, variando a sua posição ao longo do dia e do ano. Para sistemas de menor porte, o sistema seguidor mais comum é o polar (Figura 19), no qual o concentrador gira em um eixo paralelo ao eixo de rotação da Terra e em um eixo perpendicular ao eixo polar, chamado eixo de declinação (HAFEZ et al., 2017; LOVEGROVE; STEIN, 2012). O ajuste do sistema pode ser orientado por sensores ou algoritmos de previsão da posição solar de acordo com o dia do ano e horário para determinada latitude.

Figura 18 – Sistema de concentrador parabólico com seguidor Azimutal-Elevatório e suporte carrossel



Fonte – Wikimedia (2019)

Os dois sistemas de suporte mais comuns para sistemas DS são o de pedestal (Figura 16) e o de carrossel (Figura 18). O suporte do tipo pedestal foi o utilizado nos sistemas DS mais bem sucedidos (COVENTRY; ANDRAKA, 2017).

Figura 19 – Sistema concentrador parabólico com seguidor polar



Fonte – Plataforma Solar de Almería (2019)

2.3.3 Unidade de Conversão de Potência (UCP)

A UCP é o principal conjunto de componentes do sistema DS, pois é nela que a energia solar concentrada pelo concentrador parabólico é convertida em energia elétrica. A UCP é composta por: **receptor**, **motor Stirling**, e **gerador**.

Alguns sistemas DS, como o *Infinia PowerDish* e o *BioStirling-4SKA*, têm as UCPs hibridizadas, ou seja, com a capacidade de operar utilizando a queima de gás natural como fonte de calor, além da energia solar (COVENTRY; ANDRAKA, 2017).

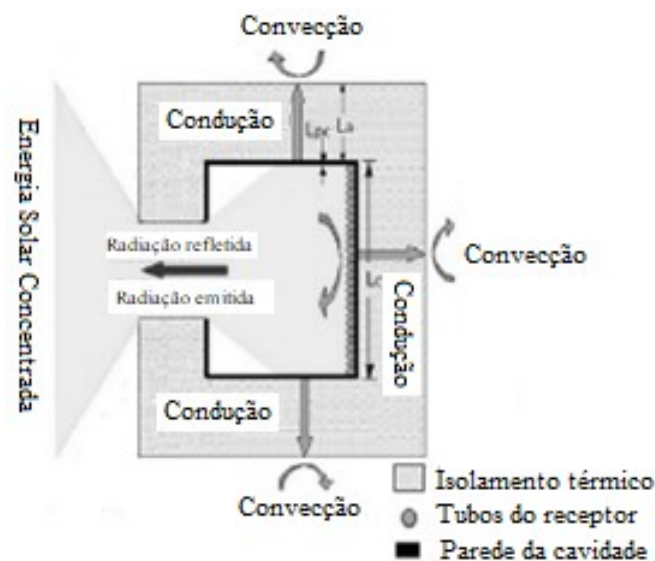
a) **Receptor**

O receptor é um componente da UCP sobre o qual incide a radiação solar concentrada e de onde a energia é transferida para o motor Stirling. A função do receptor é absorver a máxima quantidade de energia solar concentrada, garantir uma transferência uniforme desta energia para o motor, minimizando picos de radiação absorvida, e reduzindo as perdas de calor na transferência de energia do concentrador para o motor Stirling.

Os receptores utilizados nos sistemas DS são os receptores de cavidade. Estes componentes possuem uma estrutura côncava com uma abertura por onde a radiação solar concentrada entra e atinge o absorvedor. O absorvedor é a estrutura responsável por absorver a energia solar concentrada e é por onde circula o fluido de trabalho do motor. Com exceção da abertura através da qual a radiação solar é concentrada, as superfícies do receptor são completamente isoladas termicamente a fim de evitar as perdas de calor. A abertura do receptor é otimizada para admitir a máxima entrada de radiação solar e permitir a mínima perda por emissão de radiação e convecção.

Existem dois tipos básicos de receptores de cavidade em sistemas DS: os receptores diretamente iluminados (DIR – *Directly Illuminated Receiver*), e os receptores de refluxo. Os DIR consistem em uma estrutura de cavidade com tubos por onde o fluido de trabalho do motor circula, recebendo diretamente a radiação solar concentrada. Estes tubos compõem o absorvedor (Figura 20). Os receptores de refluxo utilizam um fluido térmico intermediário para transmitir a energia, em forma de calor, para o fluido de trabalho do motor. O principal tipo de receptor de refluxo é o *heat pipe* no qual o fluido de trabalho é vaporizado na superfície do absorvedor e condensa, transferindo calor ao fluido de trabalho do motor (Figura 21) (LOVEGROVE; STEIN, 2012; WU; XIAO; LI, 2011). O processo de condensação possibilita uma transferência a uma temperatura constante, permitindo uma maior temperatura de operação ao motor e, deste modo, uma maior eficiência (WU; XIAO; LI, 2011). Uma vantagem dos receptores de refluxo *heat pipe* em relação aos DIR é a sua melhor capacidade de estabilizar fluxos não uniformes de calor (WU; XIAO; LI, 2011).

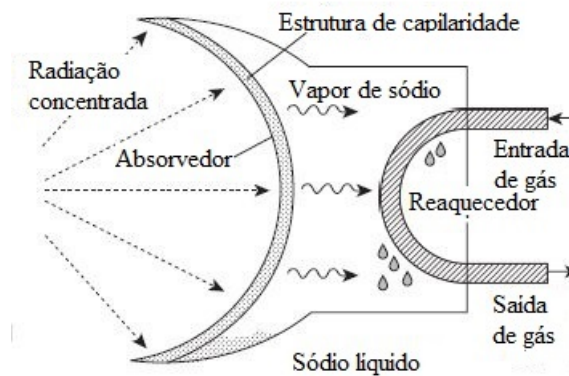
Figura 20 – Receptor DIR



Fonte – Adaptado de Caballero et al. (2017).

b) Motor Stirling

Motores Stirling são motores térmicos regenerativos de ciclo fechado. Nos sistemas DS eles têm a função de converter a energia em forma de calor recebida através do receptor em trabalho. Os motores Stirling são particularmente adequados para utilização em sistemas DS devido sua alta eficiência de conversão, com valores que podem chegar a cerca de 40% (STINE; GEYER apud COVENTRY; ANDRAKA, 2017). O ciclo de Stirling é compatível com os sistemas DS, pois estes sistemas têm a capacidade

Figura 21 – Receptor *Heat Pipe*

Fonte – Adaptado de Lovegrove e Stein (2012).

de atuar como uma fonte de calor isotérmica e em altas temperaturas (HAGLUND apud COVENTRY; ANDRAKA, 2017). Alguns dos motores Stirling utilizados em sistema DS foram: (i) o 4-95 Mk II de 25 kW, da United Stirling AB, que foi utilizado nos sistemas Vanguard, MDAC, SES e Ripasso; (ii) o SOLO V-160 de 10 kW, da SPS, que foi utilizado no sistema Eurodish; e (iii) o STM 120 de 22 kW, da STM, que foi utilizado no sistema SIAC SunDish (COVENTRY; ANDRAKA, 2017).

c) Gerador

O gerador é o componente da UCP que converte a energia mecânica gerada pelo motor Stirling em energia elétrica. Geradores são equipamentos que através da indução magnética produzem uma corrente elétrica em decorrência da oscilação do campo magnético de um ímã permanente (CHAPMAN, 2013). Os geradores podem ser rotativos, que são utilizados para eixos com movimento rotativos, ou lineares, que são utilizados para eixos com movimento linear.

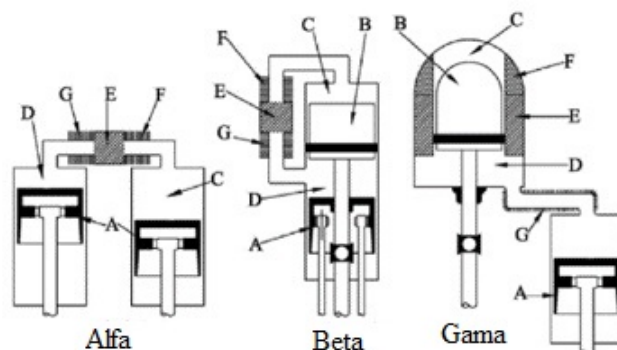
2.4 DETALHANDO O MOTOR STIRLING

Patenteado em 1816 por Robert Stirling como uma possível alternativa ao motor a vapor, o motor Stirling é um motor térmico regenerativo de ciclo fechado, comumente referido como motor de “combustão externa”. Nas máquinas Stirling não há fluxos de entrada ou saída de massa, mantendo em seu interior uma massa constante do gás utilizado como fluido de trabalho. Geralmente é utilizado o gás hidrogênio ou hélio como fluido de trabalho para motores Stirling. Este fluido passa por um ciclo termodinâmico chamado ciclo de Stirling, segundo o qual o motor opera. Neste ciclo é utilizando o calor de uma fonte quente para aquecer o gás de trabalho, que expande no interior do cilindro. O gás cede calor a uma fonte fria, passado por um processo de

compressão e retornando ao estado inicial, o que resulta em uma conversão de calor em trabalho (WALKER, 1980). A eficiência dos motores Stirling pode chegar a cerca de 40 %, operando em uma faixa de temperatura entre 923 a 1073 K, e em rotações entre 2000 e 4000 RPM (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017).

Os motores Stirling são comumente classificados quanto à disposição dos seus pistões (Figura 22). O motor **alfa** é constituído de dois pistões de potência; o **beta** é constituído de um pistão de potência e um pistão deslocador montados em um mesmo cilindro; e o **gama** é constituído de um pistão de potência e um pistão deslocador montados em cilindros diferentes. Dentre estas, a configuração gama tende a ser a menos eficiente devido seu maior volume morto em decorrência da separação dos cilindros (URIELI, 2010; WALKER, 1980).

Figura 22 – Motor Stirling quanto à disposição dos cilindros. A. Pistão de potência, B. pistão deslocador, C. espaço de expansão, D. espaço de compressão, E. regenerador, F. aquecedor, G. resfriador



Fonte – Adaptado de Walker (1980)

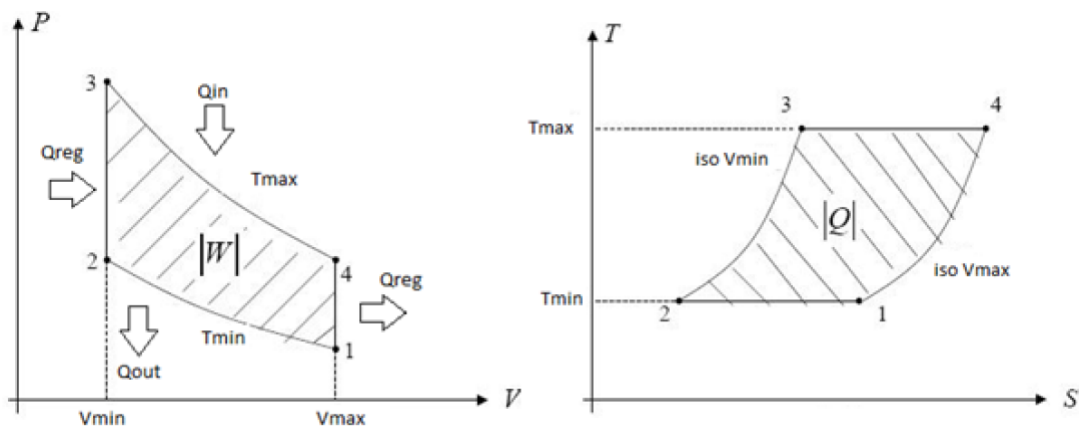
Por operarem com qualquer fonte de calor, os motores Stirling, são utilizados para uma variedade de aplicações. Além da geração de energia elétrica com fonte solar os motores Stirling são aplicados, por exemplo, em: (i) sistema de micro-cogeração doméstica (CHP - *Combined Head and Power*), para geração de energia elétrica e aquecimento residencial; (ii) em sistemas de refrigeração criogênica (*cryocooler*), com o ciclo operado de modo inverso (HACHEM et al., 2018).

2.4.1 Ciclo de Stirling

O ciclo ideal de Stirling é um ciclo termodinâmico regenerativo que compreende quatro processos, dois isocóricos e dois isotérmicos. Para início da análise do ciclo, considera-se que o gás esteja no seu volume máximo e temperatura mínima. O ciclo ideal de Stirling (Figura 23) se dá da seguinte forma: (1-2) o gás cede calor a fonte fria passando por uma compressão isotérmica, atingindo o seu volume mínimo; (2-3) o gás é deslocado através do regenerador, recebendo calor,

passando por um aquecimento isocórico, atingindo a sua máxima temperatura; (3-4) o gás recebe calor da fonte quente passando por uma expansão isotérmica, atingindo o seu volume máximo; (4-1) o gás então atravessa o regenerador, cedendo-lhe calor, passando por um resfriamento isocórico, atingindo a sua temperatura mínima e voltando ao estado inicial (WALKER, 1980).

Figura 23 – Diagramas P-V e T-S para o ciclo ideal Stirling



Fonte – Abate (2013)

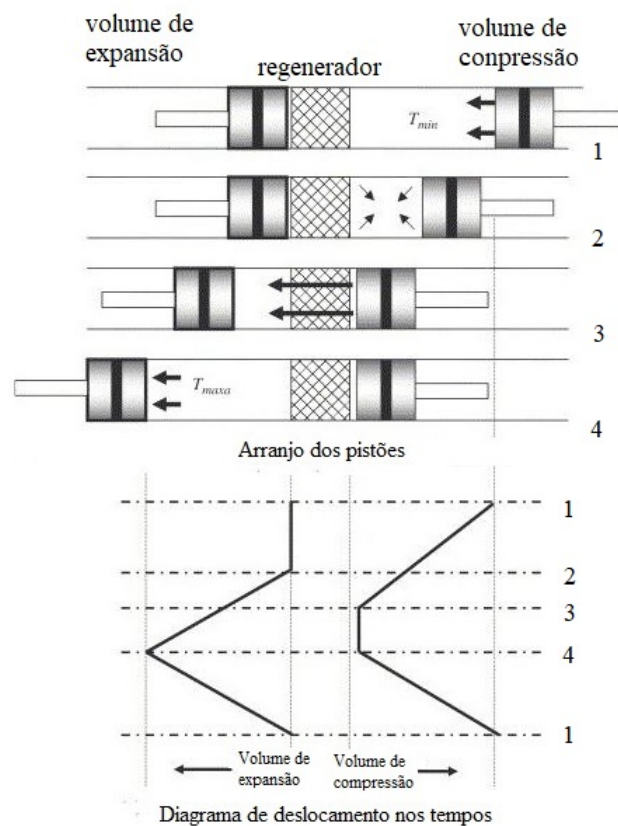
Considerando-se um motor do tipo alfa ao longo do ciclo de Stirling ideal, a variação simultânea dos volumes de compressão e de expansão resulta no deslocamento do gás através do regenerador (processos isocóricos (2-3) e (4-1), Figura 24). Para os motores beta e gama estes processos isocóricos são realizados com o movimento do pistão deslocador. O pistão deslocador tem a função de mover o gás no interior do cilindro durante o ciclo, e não realiza trabalho líquido sobre o gás.

No ciclo ideal de Stirling, considera-se que todos os processos são termodinamicamente reversíveis. Observa-se uma grande diferença entre um motor real e o ciclo ideal, já que no motor real há um movimento contínuo dos pistões, que resulta em um diagrama P-V suave e contínuo, sem uma definição clara dos quatro processos (WALKER, 1980) (Figura 25).

2.4.2 Regenerador

O regenerador é um componente crucial para o funcionamento do motor Stirling. Este componente é um trocador de calor interno que tem a função de armazenar parte da energia absorvida pelo fluido de trabalho, e transferi-la novamente ao fluido nos processos isocóricos do ciclo Stirling. O regenerador é um corpo altamente poroso e com alta condutividade térmica. Quanto maior a troca térmica no regenerador maior a diferença de temperatura entre a porção fria e a porção quente do motor, e maior será a sua eficiência (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

Figura 24 – Diagrama de deslocamento do motor Stirling



Fonte – Adaptado de Abate (2013)

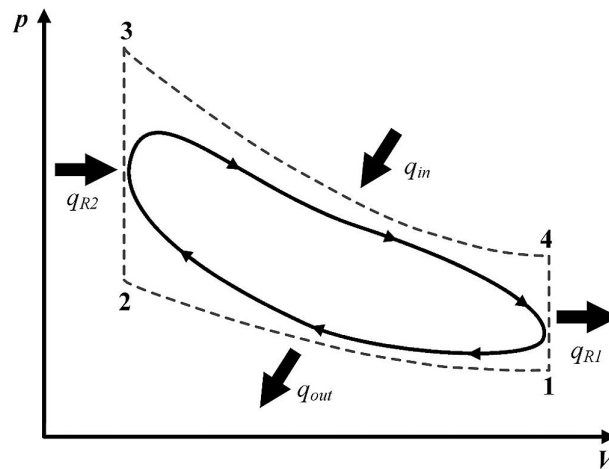
O principal tipo de regenerador em motores Stirling é o de malha de fios (LI et al., 2015) (Figura 26).

2.4.3 Outras classificações dos motores Stirling

Motores Stirling podem ser de cilindro único ou de múltiplos cilindros. Estes motores podem ser classificados como de ação única, quando o gás de trabalho entra em contato com apenas um dos lados do pistão de potência; ou dupla ação, quando ambos os lados do pistão de potência atuam sobre o fluido de trabalho. Motores de dupla ação são normalmente de múltiplos cilindros (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017).

Como já mencionado, os motores Stirling podem ser classificados quanto à disposição dos seus pistões em: **alfa**, **beta** ou **gama** (Seção 2.4). Na configuração **alfa** os cilindros são conectados em série pelo aquecedor, regenerador e resfriador. Na configuração **beta** o espaço de compressão consiste na região varrida pela parte inferior do deslocador e superior do pistão de potência. Na configuração **gama**, o volume de compressão é dividido entre o cilindro do deslocador e o cilindro do pistão de potência. A configuração **gama** tem a vantagem de possibilitar o

Figura 25 – Diagrama P-V para um ciclo de Stirling real



Fonte – Buliński et al. (2017)

uso de mecanismos de manivela mais simples, mas tem um menor rendimento devido seu maior volume morto (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017).

O motor Stirling consiste em dois volumes interconectados pelo regenerador. No desenvolvimento do ciclo termodinâmico do motor, estes volumes devem variar (Figura 24). Deste modo, é necessário um mecanismo motor adequado (conjunto de bielas e manivelas) para a conexão entre os cilindros, a fim de proporcionar a conversão do movimento linear em movimento rotacional, considerando-se a disposição dos pistões do motor (alfa, beta e gama). Existem vários tipos de mecanismos motores, dentre os quais se destacam: o *slider crank drive*, o *rocker drive*, e o *rhombic drive* (Figura 27). O método mais bem desenvolvido para motores de cilindro único é o *rhombic drive*. Outros tipos são o *Ross Rocker* e o *Ringbom type*, nos quais o pistão deslocador é livre, sem conexão com a manivela, e se desloca apenas com a variação de pressão interna do motor (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017).

Os motores Stirling também podem ser classificados entre motores cinemáticos e motores de pistão livre (FPSE – *Free Piston Stirling Engine*). Motores Stirling cinemáticos realizam a transmissão de potência com um mecanismo de biela e virabrequim, podendo ter um gerador acoplado ao eixo para conversão do trabalho em energia elétrica. Motores de pistão livre não possuem conexões mecânicas entre seus componentes internos e o meio externo. A energia em forma de trabalho pode ser transferida para o exterior do motor por um gerador axial (Figura 28). Nestes motores as conexões mecânicas são substituídas por um sistema de molas, por isso apenas duas partes moveis são necessárias e o equipamento pode ser hermeticamente selado, evitando problemas com ajuste. Motores de pistão livre apresentam o benéfico de sua estrutura simples e alta confiabilidade (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

Figura 26 – Regeneradores anulares de malha de fios de vários materiais



Fonte – Adaptado de Gheith, Aloui e Nasrallah (2015).

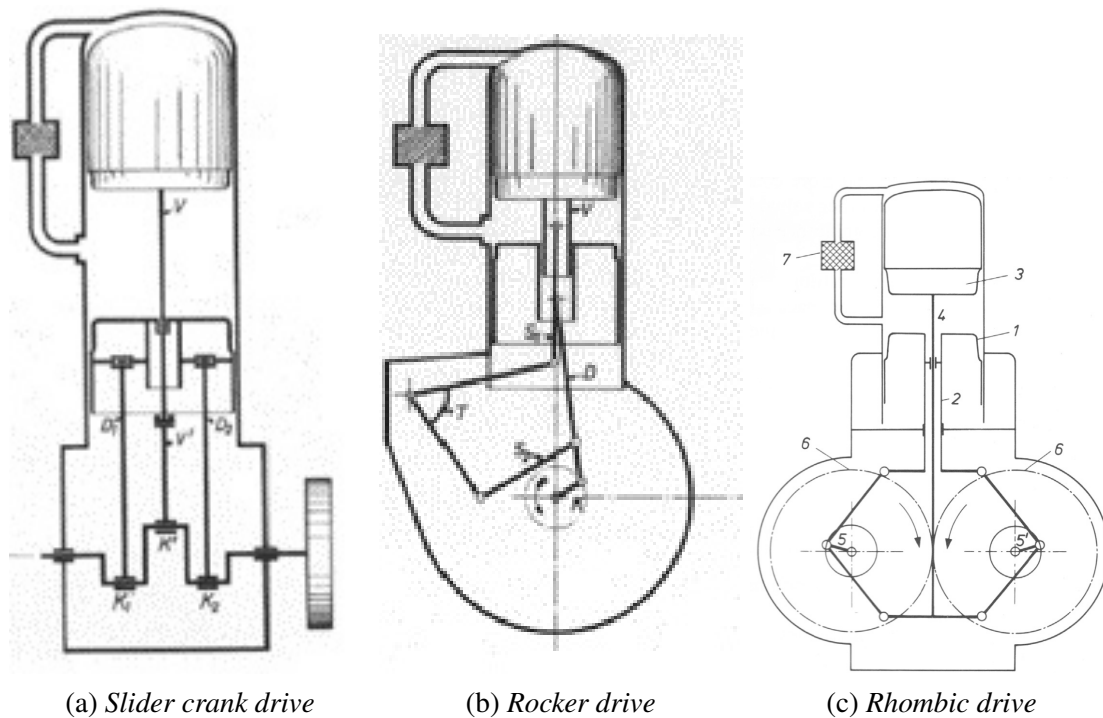
2.4.4 Principais abordagens para modelagem do motor Stirling

O método mais simples para modelar o motor Stirling é através da análise isotérmica ideal. Esta análise é realizada a partir da termodinâmica do ciclo Stirling, baseando-se no ciclo de Carnot. Devido a sua simplicidade, os modelos baseados nesta análise não são precisos, pois não levam em consideração diversos fatores que influenciam o desempenho real dos motores Stirling (HOSSEINZADE; SAYYAADI, 2015).

Martini (1983) classificou as análises mais comumente utilizadas para modelagem do motor Stirling como análises de primeira ordem, segunda ordem e terceira ordem. Posteriormente foram incluídas nesta classificação as análises de ordem zero, e de quarta ordem.

As análises de Beale e de West (ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD, 2016; DYSON; WILSON; TEW, 2004), chamadas análise de ordem zero, são baseadas em correlações empíricas de parâmetros operacionais, e de projeto dos motores. Elas são utilizadas para prever a potência gerada com as razões de temperatura, volume morto, e volume varrido pelos pistões. A análise de primeira ordem foi primeiramente introduzida por Schmidt com uma abordagem analítica do funcionamento do motor, assumindo-se um movimento senoidal dos pistões, e volumes de trabalho isotérmicos (ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD, 2016; DYSON; WILSON; TEW, 2004). A análise de segunda ordem, chamada de análise adiabática não-ideal, proposta por Urieli e Berchowitz, é construída com base na análise de primeira ordem, com a adição de

Figura 27 – Mecanismos de manivela em motores Stirling

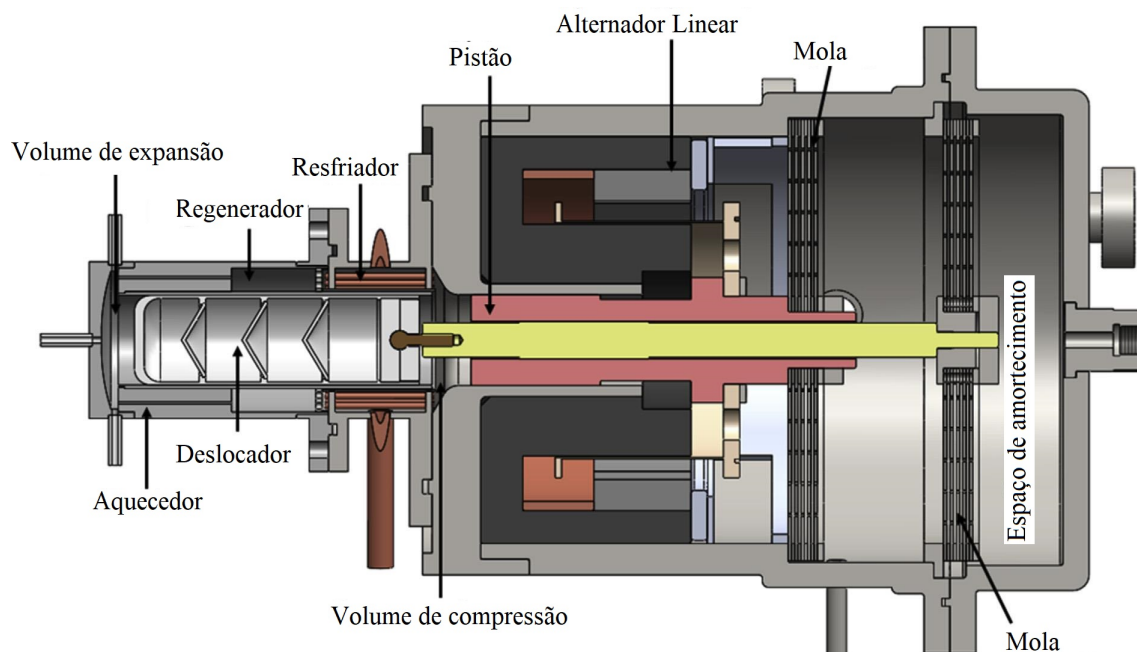


Fonte Erol, Yaman e Doğan (2017) Fonte Erol, Yaman e Doğan (2017) Fonte Erol, Yaman e Doğan (2017)

considerar-se as variações de temperatura nos volumes de expansão e de compressão, podendo incluir as perdas decorrentes das irreversibilidades. Sua resolução requer integração não linear das equações do modelo (DYSON; WILSON; TEW, 2004). A análise de terceira ordem, proposta por Finkelstein, e também por Urieli e Berchowitz, consiste em uma análise nodal aplicando a conservação da massa, momento, e energia a pontos nodais do motor e levando em conta diferentes perdas de energia (ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD, 2016; DYSON; WILSON; TEW, 2004). A análise de quarta ordem, ou análise multidimensional, utiliza de Fluidodinâmica Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) para modelar o motor (ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD, 2016).

Outras abordagens, também comumente utilizadas, são: a análise termodinâmica de tempo finito (FTT - *Finite Time Thermodynamic analysis*), a análise termodinâmica de velocidade finita (FST - *Finite Speed Thermodynamic analysis*), e a análise politrópica (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017; HOSSEINZADE; SAYYAADI, 2015). A FTT e a FST se baseiam no ciclo termodinâmico ideal, mas levam em conta as irreversibilidades externas e internas, respectivamente (AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ, 2017). A FTT permite analisar a influência da transferência de calor em tempo finito, no interior do motor, e a influência no seu desempenho. Esta análise leva em conta que deve haver uma diferença finita entre as temperaturas do fluido de trabalho e dos reservatórios térmicos, resultando na transferência de uma quantidade finita de calor em um determinado intervalo de tempo (SHARMA; SHUKLA; RAI, 2011). Nesta análise é levada em conta a efetividade do regenerador, que é uma medida da capacidade de troca

Figura 28 – Free Piston Stirling Engine (FPSE)



Fonte – Mou e Hong (2017)

térmica deste componente, e tem impacto importante na eficiência do motor. Apesar disto, a FTT não leva em conta as irreversibilidades externas (HOSSEINZADE; SAYYAADI; BABAELAH, 2015). A FST leva em conta a velocidade finita de avanço dos pistões assim como as perdas de carga decorrentes do atrito do pistão, do estrangulamento na passagem pelo regenerador, e as variações internas de pressão; que são fatores que influenciam diretamente na eficiência do motor, reduzindo a potência gerada (HOSSEINZADE; SAYYAADI; BABAELAH, 2015). A análise politrópica considera dois processos de compressão e expansão politrópica, no lugar dos processos isotérmicos, em uma análise de forma fechada, considerando a transferência de calor para a vizinhança (HOSSEINZADE; SAYYAADI; BABAELAH, 2015).

Podem ser utilizadas uma variedade de combinações destas análises a fim de avaliar o desempenho do motor Stirling, e a influência de diversos parâmetros na sua performance. Deve-se levar em consideração que uma análise complexa busca resultados mais próximos da realidade, contudo, não implica necessariamente em precisão e aplicabilidade prática. Segundo Hosseinzade e Sayyaadi (2015), as análises de segunda ordem, que consideram perdas diversas, como a Análise Combinada Adiabática Tempo Finito (CAFS - *Combined Adiabatic-Finite Speed*), são mais precisas e com um menor custo computacional que as análises CFD. Dada a complexidade das análises CFD, elas tendem a ser simplificadas, e requerem muito tempo de máquina para serem executadas.

2.5 CONSIDERAÇÕES SOBRE O CAPÍTULO

A energia solar é a energia em forma de radiação eletromagnética emitida pelo Sol. Ela é a fonte de energia mais abundante no planeta Terra. Descreveu-se neste capítulo como a posição da Terra em relação ao Sol, e as características atmosféricas e geográficas da Terra, influenciam na incidência da radiação solar no planeta, determinando o clima e os fenômenos meteorológicos.

Destaca-se neste capítulo a geração de energia elétrica como o principal meio de uso da energia solar atualmente. Para isto, são utilizados principalmente os sistemas fotovoltaicos. A energia solar também pode ser convertida em energia elétrica através de sistemas térmicos, como os referidos sistemas térmicos de energia solar concentrada, ou sistemas heliotérmicos.

Constituiu-se uma visão geral dos principais tipos de sistemas heliotérmicos e seus empreendimentos de maior destaque na atualidade. A geração de energia solar com sistemas heliotérmicos tem como uma vantagem a possibilidade do armazenamento do calor recebido permitindo que os sistemas possam operar em horário nos quais não há disponibilidade de energia solar.

Dentre os sistemas heliotérmicos, os sistemas DS se destacam devido seu alto rendimento térmico. Estes sistemas, contudo, ainda não obtiveram sucesso comercial dado seus altos custos de produção e operação, quando comparados aos demais sistemas heliotérmicos ou aos sistemas fotovoltaicos. Portanto, para que os sistemas DS se tornem uma alternativa viável é necessária uma redução nos seus custos com técnicas de projeto mais simples e produção seriada destes equipamentos, facilitando a sua difusão no mercado, e o desenvolvimento desta tecnologia.

O motor Stirling também é apresentado neste capítulo. Ele é o componente dos sistemas DS responsável por converter a radiação solar concentrada em energia mecânica, que é convertida em energia elétrica através de um gerador. O motor Stirling é uma máquina térmica regenerativa de ciclo fechado, ou seja, não há troca de massa de fluido de trabalho entre o motor e a vizinhança. Ele opera apenas a partir de um gradiente de temperatura. Estas características o tornam adequado para aplicação em sistemas como o DS.

Considerando-se os principais métodos de modelagem do motor Stirling, observa-se que eles podem ser classificados em modelos de primeira, segunda, terceira e quarta ordens, além dos métodos de análise FTT, análise FST e análise politrópica. Dentre estes, a análise de segunda ordem não-ideal é apontada com a com melhor relação entre precisão e custo computacional.

3 MÉTODOS

Diante da menor atratividade dos sistemas DS, dentre os sistemas heliotérmicos de geração de energia elétrica, dado o seu alto custo, se faz necessário o desenvolvimento de métodos para o projeto de sistemas que sejam mais atrativos economicamente. Deste modo, é apresentada neste capítulo uma técnica simples para realizar-se o projeto de um sistema DS a partir da simulação de um motor Stirling e do dimensionamento de um concentrador parabólico com base na demanda energética deste motor Stirling e da energia solar disponível no local de operação. Subsequentemente, propõe-se um método de simulação da operação do sistema DS projetado para análises de desempenho.

O concentrador parabólico é dimensionado para suprir adequadamente a energia necessária para operação do motor Stirling utilizado no sistema DS. No dimensionamento do concentrador parabólico são utilizados: o resultado da análise das perdas de calor no receptor através um modelo térmico deste componente (Seção 3.1); os resultados de um modelo de estimação da DNI incidente sobre o sistema ao longo do período de operação estabelecido (Seção 3.2); e os resultados de um modelo de simulação da operação de um motor Stirling (Seção 3.3).

Há variados modelos termodinâmicos que buscam descrever a operação de um motor Stirling (Seção 2.4.4). Visando identificar o modelo mais simples, e que apresente os resultados com os menores desvios em relação aos dados experimentais, são avaliados três modelos térmicos para a simulação de um motor Stirling. Estes modelos são estruturados em algoritmos para serem executados em um software de cálculo numérico e terem seus resultados validados e comparados. Um destes modelos é selecionado e utilizado no dimensionamento do concentrador e simulação do sistema DS.

É proposto um algoritmo para o dimensionamento de um concentrador parabólico com a aplicação das equações que descrevem a geometria do concentrador, os mecanismos de transferência de calor e os resultados da estimação da energia solar e do desempenho do motor Stirling (Seção 3.4).

Com os dados obtido com a simulação do motor Stirling, a estimação da DNI, e o dimensionamento do concentrador parabólico, um algoritmo é estruturado para a simulação do sistema DS proposto considerando-se um período de operação desejado para uma dada latitude (Seção 3.5).

3.1 ANÁLISE ENERGÉTICA DO CONJUNTO CONCENTRADOR RECEPTOR

Dada sua simplicidade técnica, neste estudo é considerado um sistema com concentrador parabólico e um receptor de cavidade cilíndrica DIR (Seção 2.3.3) acoplado diretamente ao motor Stirling. A área do plano sobre o qual a radiação solar incide no concentrador ou sobre o qual a radiação é concentrada no receptor é chamada área de abertura. A área de abertura do

concentrador (A_{con}) e a área de abertura do receptor (A_{rec}) são dadas respectivamente por:

$$A_{con} = \pi \left(\frac{d_{con}}{2} \right)^2, \quad (3.1)$$

$$A_{rec} = \pi \left(\frac{d_{rec}^{int}}{2} \right)^2, \quad (3.2)$$

onde d_{con} é o diâmetro de abertura do concentrador e d_{rec}^{int} é o diâmetro interno do receptor.

A razão entre a área de abertura do concentrador e a área de abertura do receptor é chamada razão de concentração (HAFEZ et al., 2017). A razão de concentração é dada por:

$$C = \frac{A_{con}}{A_{rec}}. \quad (3.3)$$

Outros parâmetros que caracterizam a geometria do concentrador parabólico são: a distância focal (f), a profundidade do concentrador (L_{con}) (Figura 29) e a área da superfície do concentrador parabólico (S). Estes parâmetros são definidos respectivamente por:

$$f = \frac{d_{con}}{4 \tan(\phi_R/2)}, \quad (3.4)$$

$$L_{con} = \frac{d_{con}^2}{16f}, \quad (3.5)$$

$$S = \left(\frac{\pi(d_{con}/2)}{6h^2} \right) \left(\left(\left(\frac{d_{con}}{2} \right)^2 + 4h^2 \right)^{3/2} - \left(\frac{d_{con}}{2} \right)^3 \right), \quad (3.6)$$

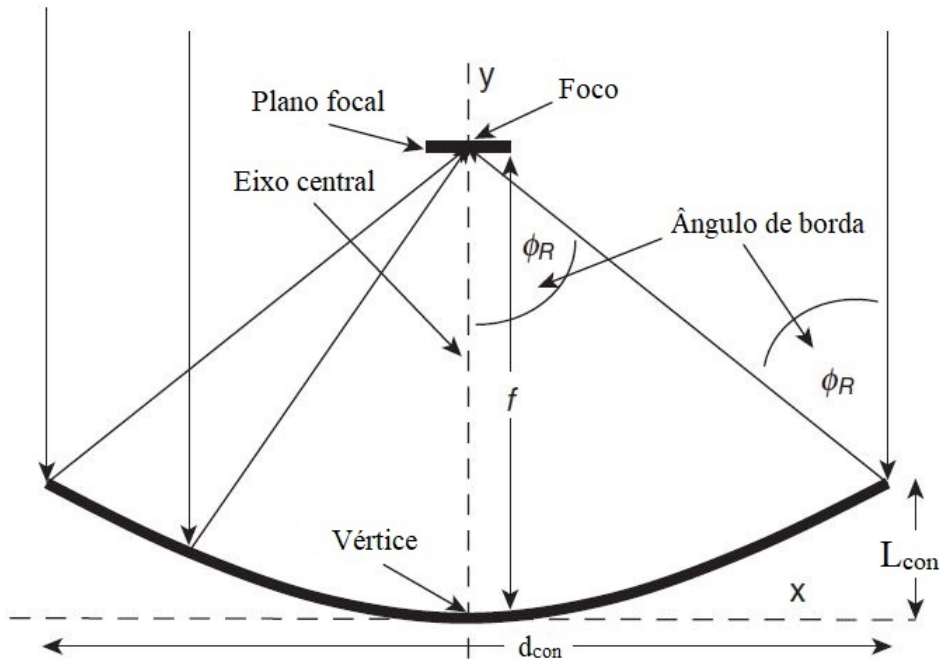
onde ϕ_R é o ângulo de borda do concentrador. O ângulo de borda é o ângulo entre um eixo central do concentrador, e uma linha traçada entre a borda e o foco (Figura 29).

A energia refletida pelo concentrador forma uma imagem aproximadamente circular sobre o foco, já que o Sol tem um formato esférico, e portanto um perfil circular. Assim, cada ponto do concentrador reflete um cone equivalente da distribuição angular dos raios solares provenientes do círculo solar (KALOGIROU, 2014; LOVEGROVE; STEIN, 2012). A largura do ponto focal (d_i) é dada por:

$$d_i = \frac{2r \sin \theta_s}{\cos \phi_R}, \quad (3.7)$$

onde r é a distância entre a borda do concentrador parabólico e o ponto focal, e θ_s é a metade do ângulo entre as duas extremidades do círculo solar e um ponto no concentrador. Para a Terra θ_s é igual $0,27^\circ$ (KALOGIROU, 2014).

Figura 29 – Diagrama do perfil do concentrador parabólico



Fonte – Adaptado de Lovegrove e Stein (2012)

A taxa de energia solar concentrada (\dot{Q}_{con}), ou a taxa de calor refletido pelo concentrador sobre o receptor, é definida por:

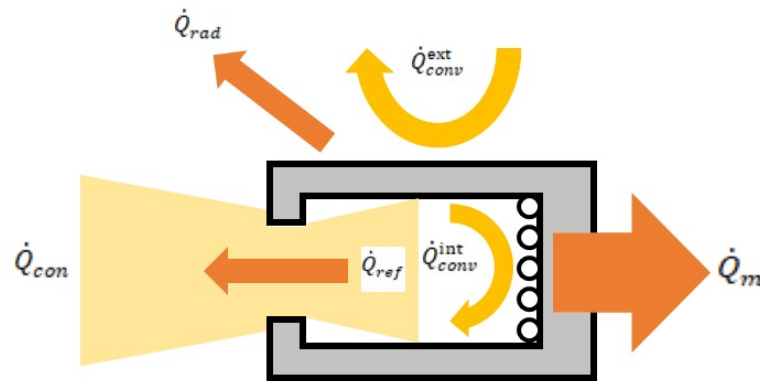
$$\dot{Q}_{con} = \alpha_{con} I_N A_{con}, \quad (3.8)$$

onde I_N é a radiação solar direta atingindo a área de abertura do concentrador, e α_{con} é a reflexividade do concentrador. A radiação solar direta que atinge a área de abertura do concentrador, I_N , é equivalente a DNI (Seção 2.1). Para efeito de simplificação, os demais mecanismos de transferência de calor no concentrador e os efeitos do aquecimento são desprezados nesta análise.

Os principais fluxos de calor no receptor de cavidade (Figura 30) são: a taxa de energia solar concentrada sobre o receptor (\dot{Q}_{con}), a taxa de calor conduzido para o motor (\dot{Q}_m), a taxa de calor perdido por emissão de radiação (\dot{Q}_{rad}), a taxa de calor perdido por convecção interna (\dot{Q}_{conv}^{int}), a taxa de calor perdido por convecção externa (\dot{Q}_{conv}^{ext}) e a taxa de energia refletida pela superfície do receptor (\dot{Q}_{ref}). O balanço de energia no receptor é dado pela diferença entre o calor absorvido pelo receptor e o calor perdido para o ambiente. Considerando que o sistema opera em regime permanente, a equação da energia, de acordo com a primeira lei da termodinâmica, se apresenta como:

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}_{con} - (\dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv}^{int} + \dot{Q}_{conv}^{ext} + \dot{Q}_{ref}). \quad (3.9)$$

Figura 30 – Fluxos de energia no receptor



Fonte – Autor

A taxa de calor refletido pela superfície do receptor é dada por:

$$\dot{Q}_{ref} = (1 - ab_{rec})\dot{Q}_{con}, \quad (3.10)$$

onde ab_{rec} é a absortividade do receptor.

Pela lei da transferência de calor por radiação de Stefan-Boltzmann, a taxa de calor perdido pelo receptor por emissão de radiação para o ambiente é dada por:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon_{rec} \sigma A_{rec} (T_{rec}^4 - T_{amb}^4), \quad (3.11)$$

onde ε_{rec} é a emissividade do receptor, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, T_{rec} é a temperatura da superfície do receptor e T_{amb} é a temperatura do ambiente. A área da superfície de emissão é normalmente considerada como a área de abertura da cavidade do receptor (CABALLERO et al., 2017). Para efeito de simplificação, é considerado que a temperatura é uniforme em todas as partes do receptor.

Seja \dot{Q}_m igual a taxa de transferência de calor por condução entre o receptor e o motor, temos que:

$$\dot{Q}_m = \frac{k A_{rec}}{L} (T_{rec} - T_h), \quad (3.12)$$

onde k é a condutividade térmica e L é a espessura da parede dos tubos do absorvedor. Resolvendo-se a Equação 3.12 para a temperatura do receptor, temos:

$$T_{rec} = \frac{\dot{Q}_m L_{rec}}{k A_{rec}} + T_h. \quad (3.13)$$

Considerando a lei de Newton para o resfriamento, a taxa de calor perdido pelo receptor por convecção interna é dada por:

$$\dot{Q}_{conv}^{int} = h_{int} A_{rec}^{int} (T_{rec} - T_{amb}), \quad (3.14)$$

onde h_{int} é o coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície interna do receptor e A_{rec}^{int} é a área da superfície interna do receptor. Neste caso é considerado um processo de transferência de calor apenas por convecção natural, pois as paredes do receptor impedem um escoamento forçado do ar no interior da cavidade por influência do vento.

O coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser calculado como uma função do número de Nusselt, coeficiente adimensional para transferência de calor:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} k_{ar}}{d_{rec}^{int}}, \quad (3.15)$$

onde Nu_{int} é o número de Nusselt para uma transferência de calor por convecção natural interna, k_{ar} é condutividade térmica do ar e d_{rec}^{int} é o diâmetro interno do receptor.

Para o cálculo do número de Nusselt é considerada a seguinte correlação empírica proposta por Stine e McDonald para a transferência de calor por convecção natural no interior de uma cavidade cilíndrica (AZZOUZI; BOUMEDDANE; ABENE, 2017):

$$Nu_{int} = 0,088 Gr^{1/3} \left(\frac{T_{rec}}{T_{amb}} \right)^{0,18} (\cos(\phi_{rec}))^{2,47} \left(\frac{d_{rec}^{int}}{L_{rec}^{int}} \right)^{s_{rec}}, \quad (3.16)$$

onde Gr é o número de Grashof, L_{rec}^{int} é o comprimento do interior da cavidade do receptor, e ϕ_{rec} é o ângulo de inclinação da cavidade em relação ao plano horizontal, definido entre 0° e 90° , e s_{rec} é um coeficiente adimensional.

O coeficiente s_{rec} é dado por:

$$s_{rec} = 1.12 - 0.98 \left(\frac{d_{rec}^{int}}{L_{rec}^{int}} \right). \quad (3.17)$$

O número de Grashof, coeficiente adimensional que representa a relação entre a força de empuxo e a força viscosa, é definido como:

$$Gr = \frac{L_{int}^3 g \beta (T_{rec} - T_{amb})}{\nu_{ar}^2}, \quad (3.18)$$

onde g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão térmica do ar e ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar. O coeficiente de expansão térmica do ar é dado por:

$$\beta = \frac{1}{T_{amb}}. \quad (3.19)$$

Para a taxa de calor perdido por convecção externa (\dot{Q}_{conv}^{ext}) é aplicada a equação do resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv}^{ext} = h_{ext} A_{rec}^{ext} (T_{rec} - T_{amb}), \quad (3.20)$$

onde h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície externa do receptor e A_{rec}^{ext} é a área da superfície externa do receptor.

O coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície externa também é calculado como função do número de Nusselt:

$$h_{ext} = \frac{Nu_{comb} k_{ar}}{d_{rec}^{ext}}, \quad (3.21)$$

onde d_{rec}^{ext} é o diâmetro externo do receptor.

No cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície externa do receptor é considerado o efeito combinado da convecção natural e da convecção forçada. Para isto, é calculado um número de Nusselt equivalente (ÇENGEL; GHAJAR, 2015; BERGAMAN et al., 2011) (Nu_{comb}), através de:

$$Nu_{comb} = (Nu_{ext\ for}^n + Nu_{ext\ nat}^n)^{(1/n)}, \quad (3.22)$$

onde $Nu_{ext\ for}$ é o número de Nusselt calculado para um processo de transferência de calor por convecção externa forçada, $Nu_{ext\ nat}$ é o número de Nusselt calculado para um processo de transferência de calor por convecção externa natural, n é um parâmetro referente a orientação do corpo. O parâmetro n varia entre 3 e 4, sendo que n é igual a 3 para uma superfície vertical, e n é igual a valores maiores para superfícies horizontais. Apesar de Bergaman et al. (2011) indicarem que 4 seja um valor mais indicado para cilindros, por simplificação e por 3 ser dado como valor que melhor correlaciona os dados, neste trabalho n é considerado como 3, para todos os casos.

Na convecção natural externa, o número de Nusselt para um receptor cilíndrico é dado pela seguinte correlação proposta por Churchill e Chu (AZZOUZI; BOUMEDDANE; ABENE, 2017):

$$Nu_{ext\ nat} = \left[0.6 + \frac{(0.387 Ra^{1/6})}{(1 + (0.559/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right]^2, \quad (3.23)$$

onde a variável Ra corresponde ao número de Rayleigh e Pr corresponde ao número de Prandtl. O número de Rayleigh é obtido através de:

$$Ra = \frac{(d_{rec}^{ext})^3 g \beta (T_{rec} - T_{amb}) Pr}{\nu_{ar}^2}. \quad (3.24)$$

O número de Prandtl é uma relação entre a difusividade molecular e difusividade térmica do fluido. O número de Prandtl para o ar é dado por:

$$Pr = \frac{\mu_{ar} c_{par}}{k_{ar}}, \quad (3.25)$$

onde μ_{ar} é a viscosidade dinâmica do ar, e c_{par} é o calor específico do a pressão constante para o ar.

Na transferência de calor por convecção forçada externa, o número de Nusselt é calculado pela seguinte correlação, considerando um escoamento laminar (CABALLERO et al., 2017):

$$Nu_{ext\ for} = 0.664 Re^{(1/2)} Pr^{(1/3)}, \quad (3.26)$$

onde Re é o número de Reynolds. O número de Reynolds é calculado por:

$$Re = \frac{\rho_{ar} u_{ar} d_{rec}^{ext}}{\mu_{ar}}, \quad (3.27)$$

onde ρ_{ar} é a massa específica do ar, e u_{ar} é a velocidade de escoamento do ar.

Substituindo as Equações 3.8, 3.9, e 3.10, na Equação 3.1, e resolvendo para o diâmetro do concentrador, temos:

$$d_{con} = 2 \left(\frac{\dot{Q}_m + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv}^{int} + \dot{Q}_{conv}^{ext}}{\pi I_N \alpha_{con} (1 - ab_{rec})} \right)^{1/2}. \quad (3.28)$$

Deste modo é possível determinar o diâmetro de abertura para um concentrador parabólico que seja capaz suprir de a taxa de energia, \dot{Q}_m , para um motor Stirling, com uma radiação solar direta I_N atingindo a área de abertura do concentrador.

Sabendo-se que a reflexividade do concentrador (α_{con}) é equivalente a fração da energia incidente no concentrador que é refletida, a eficiência térmica do concentrador (η_{con}) pode ser definida por:

$$\eta_{con} = \alpha_{con}. \quad (3.29)$$

O valor da reflexividade é função do material que constitui a superfície reflexiva do concentrador.

A eficiência térmica do receptor (η_{rec}) corresponde a razão da taxa de energia transmitida do concentrador para o motor (\dot{Q}_m) e a taxa de energia concentrada sobre o receptor (\dot{Q}_{con} , Equação 3.8). Logo, a eficiência térmica do receptor é dada por:

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{Q}_m}{\dot{Q}_{con}}. \quad (3.30)$$

A taxa energia transmitida do receptor para o motor (\dot{Q}_m) é calculada neste trabalho utilizando-se os modelos térmicos do motor Stirling apresentados na Seção 3.3.

A eficiência do sistema DS (η_{DS}) é dada pela razão entre a energia solar incidente no concentrador e a energia elétrica produzida pelo sistema. A energia solar incidente no concentrador é calculada pelo produto da radiação direta incidindo sobre o concentrador (Seção 3.2) e a área de abertura do concentrador (Equação 3.1). A eficiência do sistema DS também é função da eficiência de conversão da energia mecânica em energia elétrica, dada pela eficiência do gerador acoplado a motor Stirling (η_g). Deste modo, a eficiência do sistema DS é dada por:

$$\eta_{DS} = \frac{\dot{W}_m}{I_N A_{con}} \eta_g. \quad (3.31)$$

A energia gerada pelo motor é calculada utilizando os modelos térmicos do motor Stirling (Seção 3.3).

As equações apresentadas nesta seção serão aplicadas ao algoritmo de dimensionamento do concentrador parabólico (Seção 3.4). A função deste algoritmo é determinar a geometria do concentrador parabólico adequando para o motor Stirling utilizado no sistema DS proposto. Outros parâmetros, como a taxa de concentração (C), e a largura do ponto focal (d_i), utilizada para a determinação do diâmetro de abertura do receptor, também são calculados com este algoritmo.

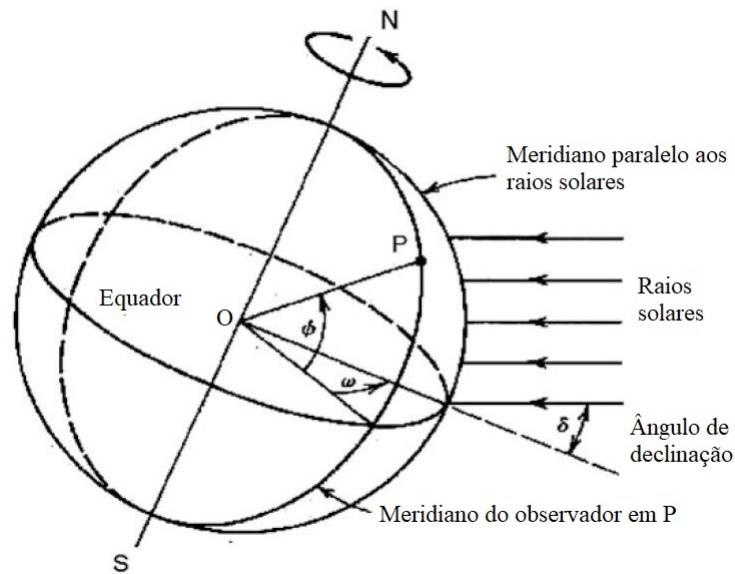
As equações das taxas de transferência de energia no receptor (Equações 3.10, 3.11, 3.14 e 3.20) são também aplicadas no algoritmo de simulação do sistema DS, para determinar-se as perdas de energia do receptor para o ambiente. Este algoritmo tem como parte dos seus resultados as eficiências do concentrador parabólico, do receptor, e do sistema DS, utilizando-se respectivamente as Equações 3.29, 3.30 e 3.31.

3.2 ANÁLISE DA INCIDÊNCIA DE RADIAÇÃO SOLAR DIRETA

O sistema DS tem a radiação solar como fonte de energia. Para realizar-se a simulação da operação deste sistema, faz-se necessária a quantificação da energia recebida por ele ao longo do período no qual ele opera. A energia que incide sobre o sistema DS é considerada como a irradiância solar direta normal, ou DNI, estimada para o local onde ele está instalado.

A estimativa da irradiância solar na superfície terrestre é realizada através do cálculo de alguns parâmetros referentes a posição da Terra em relação ao Sol, ao longo do dia e ao longo do ano, levando-se em conta parâmetros relativos à turbidez atmosférica.

Figura 31 – Ângulo de declinação, ângulo horário e latitude



Fonte – Adaptado de Tiwari, Tiwari e Shyam (2016)

O ângulo de declinação solar (δ) é o ângulo entre o plano perpendicular ao eixo de rotação da Terra e uma linha imaginária que une o centro da Terra e o centro do Sol. Este ângulo determina a direção de onde vem a radiação solar que atinge a Terra (Figura 31). O ângulo de declinação solar em graus é dado por:

$$\delta = 23,45 \sin [360/365(284 + n)], \quad (3.32)$$

onde n corresponde ao enésimo dia do ano.

O ângulo de zênite (θ_z) é o ângulo entre os raios do sol e a linha perpendicular a um plano horizontal (Figura 32). O ângulo de zênite em graus é dado por:

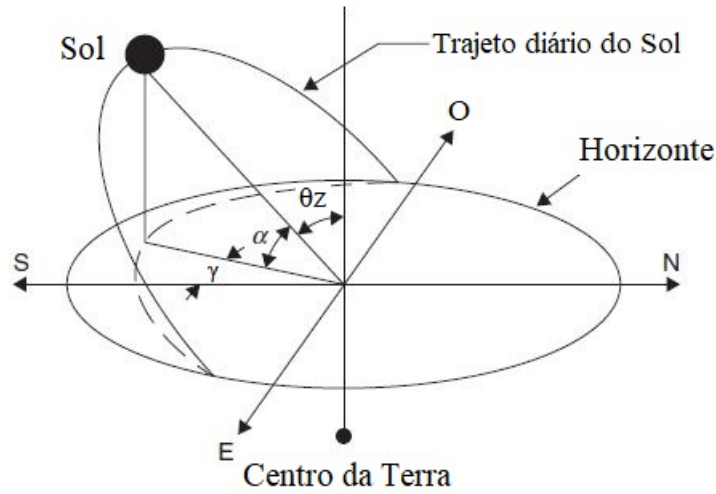
$$\theta_z = \cos^{-1}(\cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)), \quad (3.33)$$

onde ϕ é a latitude local e ω é o ângulo horário. O ângulo complementar de θ_z é a chamada altura solar (α_S). Ou seja, α_S em graus é dado por:

$$\alpha_S = 90 - \theta_z. \quad (3.34)$$

O ângulo horário é definido como o ângulo entre o meridiano que corta o local do observador e a posição na qual o Sol estaria diretamente sobre este meridiano (Figura 31). O ângulo horário em graus é dado por:

Figura 32 – Trajeto diário aparente do Sol, ângulo de Zênite (θ_z), altura solar (α) e ângulo de azimute (γ)



Fonte – Adaptado de Kalogirou (2014)

$$\omega = (h_S - 12)15, \quad (3.35)$$

sendo h_S a hora solar, baseada na posição do Sol no céu. A hora solar é diferente da hora padrão que se baseia no fuso horário local.

A irradiância solar extraterrestre (I_{ext}), ou TSI (Seção 2.1), é dada por:

$$I_{ext} = I_{sc} \left[1 + 0,033 \cos 360 \frac{n}{365} \right], \quad (3.36)$$

onde I_{sc} é a constante solar, que corresponde a 1366.1 W/m^2 (KALOGIROU, 2014).

A taxa de radiação solar direta normal na superfície da Terra após passar pela atmosfera (I_N), DNI, determinada com o modelo proposto por Tiwari, Tiwari e Shyam (2016), é dada por:

$$I_N = I_{ext} \exp\left(-\frac{T_R}{0,9 + 9,4 \cos \theta_z}\right), \quad (3.37)$$

onde T_R é o fator Linke de turbidez atmosférica. Este fator é utilizado para modelar a absorção e dispersão da radiação solar com céu limpo. Ele descreve a turbidez atmosférica, e a atenuação da DNI, compreendendo os efeitos da absorção da radiação solar pelo vapor d'água e a absorção e dispersão pelas partículas em suspensão (REMUND et al., 2003). Este fator é calculado com base em dados experimentais. Quanto maior o valor de T_R , maior a turbidez atmosférica local.

Devido a variação na posição da Terra em relação ao Sol ao longo do ano (Seção 2.1), o tempo de incidência de radiação solar para cada local no planeta também varia. Portanto,

para determinar-se a quantidade total de energia solar disponível em um dia, para dado local, é necessário calcular-se o tempo de incidência de radiação solar neste dia. O tempo de incidência de radiação solar para o dia cuja declinação seja δ , para um local de latitude ϕ , ou seja, o tempo transcorrido, em horas, do nascer ao pôr do sol (N_d) é dado por:

$$N_d = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta). \quad (3.38)$$

As equações apresentadas nesta seção são aplicadas no algoritmo de estimação da DNI (Seção 3.2.1) que é determinada pela Equação 3.37.

3.2.1 Algoritmo para a estimação da radiação solar direta normal

A estimativa da DNI ao longo do ano para um determinado local (Figura 33) é obtida por um algoritmo que tem como base as equações apresentadas na Seção 3.2. Os dados de entrada para a estimação da radiação solar normal são os seguintes:

- Latitude local (ϕ);
- Índices mensais de turbidez Linke (T_R);
- Constante solar (I_{sc}).

Nas condições de entrada estabelecidas, os dados de saída como resultado da estimação são:

- Valores horários para a DNI (I_N), estimados pela Equação 3.37;
- Médias diárias, mensais e anual da DNI.

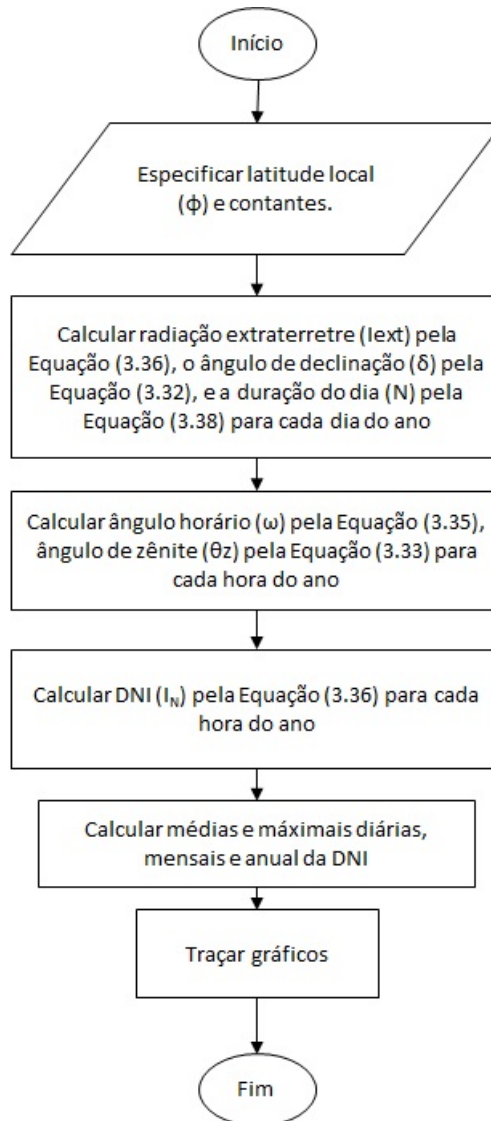
As estimativas da DNI são utilizadas como dados de entrada no cálculo do dimensionamento do concentrador, descrito na Seção 3.4.

O código do MATLAB[®] utilizado para a estimação da DNI para um dado local, e cujos resultado são apresentados e discutidos no Capítulo 4, é apresentado no Apêndice A, Seção A.4.

3.3 ANÁLISES ENERGÉTICAS DO MOTOR STIRLING

Nesta seção são apresentadas três análises térmicas do motor Stirling: a análise isotérmica ideal de Schmidt, a análise adiabática ideal e a análise Simple de Urieli (URIELI, 2010). Com base na literatura, estas análises se mostraram as mais elementares e as de mais simples implementação, requisito necessário para integrar um método simples de dimensionamento de um sistema DS. A análise de Schmidt é a principal análise de primeira ordem. A análise

Figura 33 – Algoritmo da estimação da radiação solar normal



Fonte – Autor.

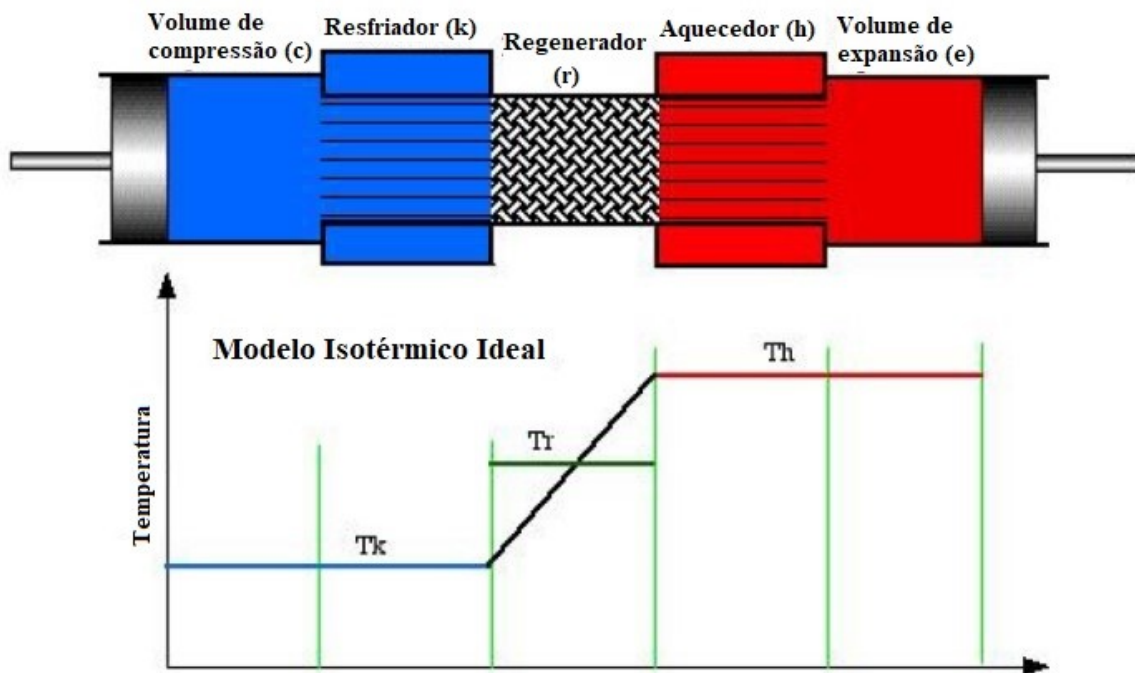
adiabática e a análise Simple são as análises mais básicas de segunda ordem. No Capítulo 4, estas análises serão comparadas, e os suas aplicações discutidas.

3.3.1 Análise isotérmica ideal de Schmidt

Gustav Schmidt publicou em 1871 uma análise na qual obteve uma solução para as equações que descrevem um modelo isotérmico para o motor Stirling, baseado no Modelo do Gás Ideal. Para esta análise, o motor Stirling é modelado como uma série de volumes de controle: o volume de compressão, o volume de expansão, o resfriador, o aquecedor e o regenerador. Estes volumes são respectivamente referidos pelos subscritos: c , e , k , h e r (Figura 34).

Na análise isotérmica, as temperaturas do volume de compressão (V_c) e do volume de expansão (V_e) são consideradas constantes e respectivamente iguais às do resfriador e do aquecedor (URIELI, 2010) (Figura 34).

Figura 34 – Diagrama esquemático do motor Stirling e representação do perfil de temperatura na análise isotérmica



Fonte – Adaptado de Urieli (2010)

As considerações feitas na análise isotérmica ideal de Schmidt (URIELI, 2010; WALKER, 1980) são:

1. O gás de trabalho é modelado como um gás ideal;
2. A massa do fluido de trabalho permanece constante;
3. A pressão instantânea é a mesma em todo o sistema;
4. Os processos de expansão e compressão são isotérmicos;
5. Os volumes mortos mantêm as temperaturas dos seus respectivos espaços durante o ciclo;
6. O processo de regeneração é perfeito;
7. A temperatura do regenerador é uma média das temperaturas do aquecedor e do resfriador;
8. Não há perda de carga nos trocadores;

9. A variação dos volumes de expansão e de compressão é senoidal;
10. A velocidade de rotação é constante.

A análise isotérmica é iniciada com o balanço de massa no motor, cuja massa total de gás no motor (M) é o somatório das massas em cada um dos volumes:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e, \quad (3.39)$$

onde m_c é a massa de gás no volume de compressão, m_k é a massa de gás no resfriador, m_r é a massa de gás no regenerador, m_h é a massa de gás no aquecedor, e m_e é a massa de gás no volume de expansão.

Considerando a equação do gás ideal, a massa (m) de um determinado volume de gás nas respectivas condições de temperatura e pressão, é dada por:

$$m = \frac{PV}{RT}, \quad (3.40)$$

onde P é a pressão do gás, V é o volume do gás, R é a constante do gás e T é a temperatura do gás.

Substituindo a Equação 3.40 na Equação 3.41, considerando a massa contida em cada um dos volumes de controle, obtemos:

$$M = \frac{P}{R} \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right). \quad (3.41)$$

A temperatura média efetiva do regenerador é considerada como a média das temperaturas do aquecedor e do resfriado. Para melhor ajuste ao processo de transferência de calor estudado, aplica-se a média logarítmica da diferença de temperatura entre a porção quente e a porção fria do motor:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln(T_h/T_k)}. \quad (3.42)$$

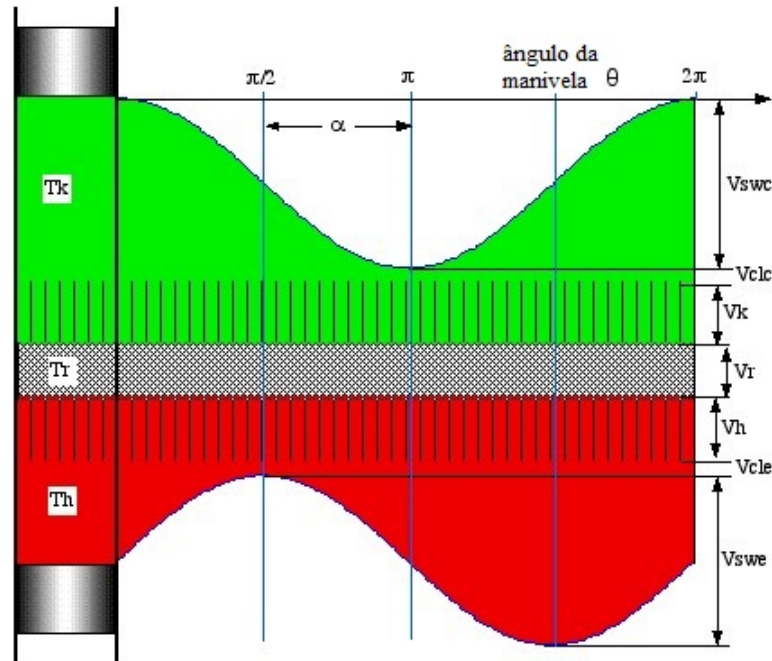
Substituindo a Equação 3.42 na Equação 3.41 e resolvendo para a pressão, temos:

$$P = MR \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right). \quad (3.43)$$

Schmidt considerou uma variação senoidal do volume de trabalho (Figura 35). As variações senoidais dos volumes de compressão e de expansão para o motor Stirling são dadas por:

$$V_c = V_{clc} + V_{swc}(1 + \cos \theta)/2, \quad (3.44)$$

Figura 35 – Diagrama de deslocamento senoidal dos pistões do motor Stirling



Fonte – Adaptado de Urieli (2010)

$$V_e = V_{cle} + V_{swe}(1 + \cos(\theta + \alpha))/2, \quad (3.45)$$

onde V_{clc} e V_{swc} são respectivamente o volume morto e o volume varrido pelo curso do pistão no volume de compressão; e V_{cle} e V_{swe} são respectivamente o volume morto e o volume varrido pelo curso do pistão no volume de expansão. O volume morto é o volume limitado pela estrutura da cavidade interna do motor e a posição máxima do pistão em seu curso no cilindro, também chamado Ponto Morto Superior (PMS). O ângulo α é o ângulo de fase medido entre o tempo em que ocorre o valor mínimo do volume de expansão e o valor mínimo do volume de compressão e θ é o ângulo da manivela (Figura 35).

Substituído a Equação 3.44 e a Equação 3.45 na Equação 3.43, obtemos da pressão instantânea do gás, dada por:

$$P = MR \left(s + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k} \right) \cos \theta - \left(\frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h} \right) \sin \theta \right)^{-1}, \quad (3.46)$$

sendo o fator s um fator simplificador (URIELI, 2010) que corresponde a:

$$s = \frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h}. \quad (3.47)$$

Visando-se a simplificação da Equação 3.46 os fatores β , c e b são definidos como:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{V_{swe}}{T_h}}{\frac{V_{swe} \cos \alpha}{T_h} + \frac{V_{swc}}{T_k}} \right), \quad (3.48)$$

$$c = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{V_{swe}}{T_h} \right)^2 + 2 \frac{V_{swe}}{T_h} \frac{V_{swc}}{T_k} \cos \alpha + \left(\frac{V_{swc}}{T_k} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (3.49)$$

$$b = \frac{c}{s}. \quad (3.50)$$

Considerando-se que $\phi = \theta + \beta$, e aplicando-se as Equações 3.48, 3.49 e 3.50 na Equação 3.46, ela pode ser simplificada para:

$$P = \frac{MR}{s(1 + b \cos \phi)}. \quad (3.51)$$

A pressão média do gás no motor (P_{med}) é obtida a através de:

$$P_{med} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} P d\phi, \quad (3.52)$$

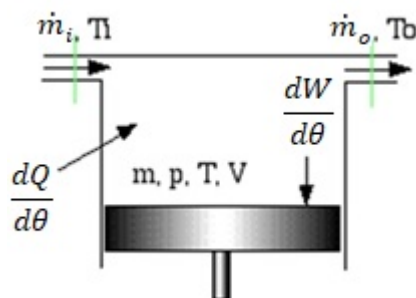
onde P , a pressão instantânea do gás, é calculada pela Equação 3.51.

Resolvendo a integração temos que a pressão média de operação num ciclo é dada por:

$$P_{med} = \frac{MR}{s(\sqrt{(1 - b)^2})}. \quad (3.53)$$

Para o balanço de energia no sistema cada um dos volumes é considerado como um volume de controle genérico (Figura 36).

Figura 36 – Volume de controle genérico do motor Stirling



Fonte – Adaptada de Urieli (2010)

A equação da energia para o volume de controle genérico, considerando uma variação nula da energia cinética e da energia potencial, é:

$$c_v \frac{d(mT)}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} + (c_p T_i \dot{m}_i - c_p T_o \dot{m}_o), \quad (3.54)$$

onde c_v é o calor específico a volume constante para o gás de trabalho, $d(mT)/d\theta$ é a taxa de variação da massa e da temperatura do gás de trabalho em função do ângulo da manivela (θ), $dQ/d\theta$ é a taxa de transferência de calor em função do ângulo da manivela, $dW/d\theta$ é a taxa de trabalho realizado em função do ângulo da manivela, c_p é o calor específico a pressão constante para o gás de trabalho, \dot{m}_i é a vazão de entrada, T_i é a temperatura da vazão de entrada, \dot{m}_o é a vazão de saída e T_o é a temperatura da vazão de saída.

Sabendo-se que $R = c_p - c_v$ e considerando-se um processo isotérmico, no qual $T_i = T_o$, e a diferença entre a fluxo de massa de entrada e saída é igual a $dm/d\theta$, temos:

$$\frac{dQ}{d\theta} = RT \frac{dm}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta}. \quad (3.55)$$

Realizando uma integração da Equação 3.55 ao longo de um ciclo para cada um dos volumes de controle, obtém-se:

$$Q = \oint \frac{dQ}{d\theta} = RT \oint \frac{dm}{d\theta} + \oint \frac{dW}{d\theta}. \quad (3.56)$$

Considerando-se um regenerador ideal o balanço de energia é nulo. Como não há nenhuma variação do volume no aquecedor e no resfriador, nenhum trabalho é realizado neste componente. Deste modo, as únicas variações de energia no sistema se dão nos volumes de compressão e de expansão, resultando em:

$$Q_c = W_c, \quad (3.57)$$

$$Q_e = W_e, \quad (3.58)$$

onde Q_c é o calor trocado pelo gás no volume de compressão, W_c é o trabalho realizado pelo gás no volume de compressão, Q_e é o calor trocado pelo gás no volume de expansão, e W_e é o trabalho realizado pelo gás no volume de expansão.

O trabalho é realizado pelo motor por meio da variação do volume do fluido de trabalho. O trabalho líquido realizado pelo motor é uma soma algébrica do trabalho realizado nos volumes de compressão e de expansão. Portanto, o trabalho líquido ao longo de um ciclo completo é:

$$W_m = W_c + W_e. \quad (3.59)$$

Sabendo-se que o trabalho de fronteira resultante da variação no volume é dado por:

$$W = \oint P dV, \quad (3.60)$$

temos que, para um ciclo:

$$Q_c = W_c = \int_0^{2\pi} P \left(\frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta, \quad (3.61)$$

$$Q_e = W_e = \int_0^{2\pi} P \left(\frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta. \quad (3.62)$$

Derivando-se as equações dos volumes de compressão e de expansão (Equações 3.44 e 3.45), temos:

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin \theta, \quad (3.63)$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swe} \sin (\theta + \alpha). \quad (3.64)$$

Substituindo-se as Equações 3.63, 3.64, 3.53, nas Equações 3.61 e 3.62, e resolvendo-se as integrais, obtém-se:

$$W_c = \pi V_{swc} P_{med} \sin \beta (\sqrt{1 - b^2} - 1)/b, \quad (3.65)$$

$$W_e = \pi V_{swe} P_{med} \sin (\beta - \alpha) (\sqrt{1 - b^2} - 1)/b. \quad (3.66)$$

A potência do motor pode ser calculada como o produto do trabalho líquido por ciclo pela velocidade de rotação do motor:

$$\dot{W} = W N. \quad (3.67)$$

A eficiência térmica do motor é definida como a razão entre o trabalho realizado pelo motor (W_m), dada pela Equação 3.59, e o calor suprido externamente para o motor (Q_m). Nesta análise é considerado que o calor suprido externamente para o motor é igual ao trabalho realizado pelo volume de expansão, ou seja $Q_m = W_e$. W_e é dado pela Equação 3.66. Logo, a eficiência do motor é dada por:

$$\eta_m = \frac{W_m}{Q_m}. \quad (3.68)$$

Como a análise de Schmidt é baseada no modelo isotérmico ideal, a eficiência térmica do motor pode ser reduzida a eficiência de Carnot. Ao substituir-se as Equações 3.59 e 3.66 na Equação 3.68 obtém-se a eficiência de Carnot:

$$\eta_m = 1 - \frac{T_k}{T_h}. \quad (3.69)$$

3.3.2 Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise isotérmica ideal de Schmidt

O modelo isotérmico ideal de Schmidt para o motor Stirling pode ser resolvido como um sistema algébrico. A fim utilizar este modelo para simular a operação de um motor Stirling, segundo as condições especificadas, as equações do modelo apresentadas na Seção 3.3.1 devem ser implementadas em um algoritmo para aplicação em um software de cálculo numérico (Figura 37).

Os dados de entrada para a simulação do motor Stirling com o modelo ideal isotérmico de Schmidt são:

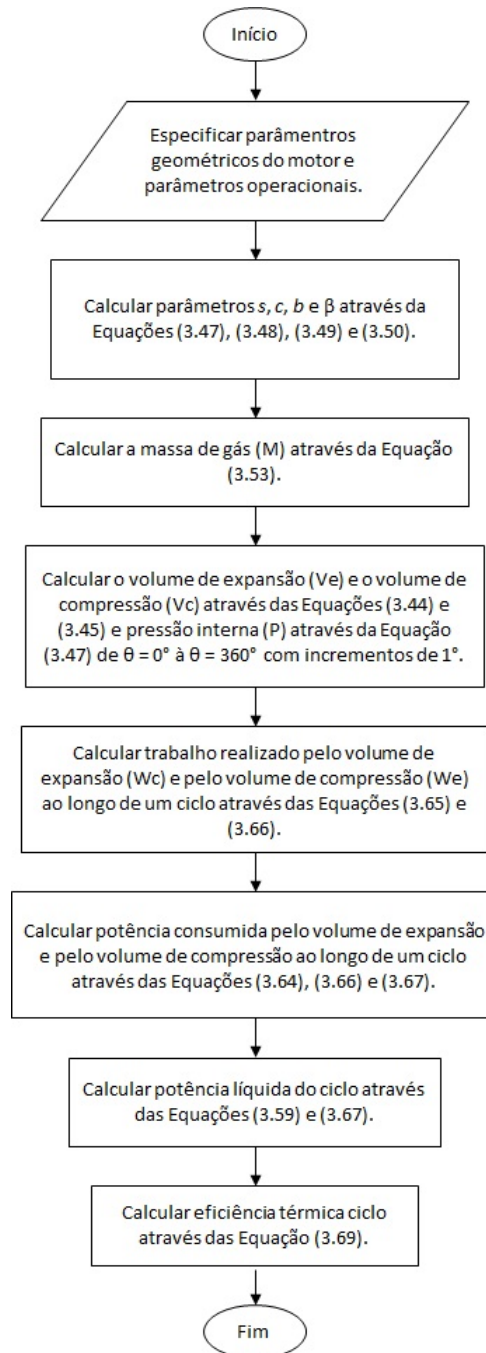
- Parâmetros geométricos do motor: volume do aquecedor (V_h), volume do resfriador (V_k), volume varrido no espaço de compressão (V_{swc}), volume varrido no espaço de expansão (V_{swe}), volume morto do espaço de compressão (V_{clc}), volume morto do espaço de expansão (V_{cle}), ângulo de fase (α);
- Constante do gás de trabalho (R);
- Parâmetros operacionais: pressão média de operação (P_{med}), temperatura do aquecedor (T_h), temperatura do resfriador (T_k), velocidade de rotação (N).

Os dados de saída como resultado da simulação são:

- Trabalho de expansão (W_e , Equações 3.66), trabalho de compressão (W_c , Equações 3.65), trabalho líquido (W , Equações 3.59). Todos os valores são convertidos para potência através da Equação 3.67;
- Eficiência térmica do motor (η_m , Equação 3.69);
- Diagrama Pressão-Volume (P-V) para o ciclo.

O código do MATLAB[®] utilizado para a simulação do motor Stirling através da análise isotérmica ideal de Schmidt, e cujos resultado são apresentados e discutidos no Capítulo 4, é apresentado no Apêndice A, Seção A.1.

Figura 37 – Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise isotérmica ideal de Schmidt



Fonte – Autor

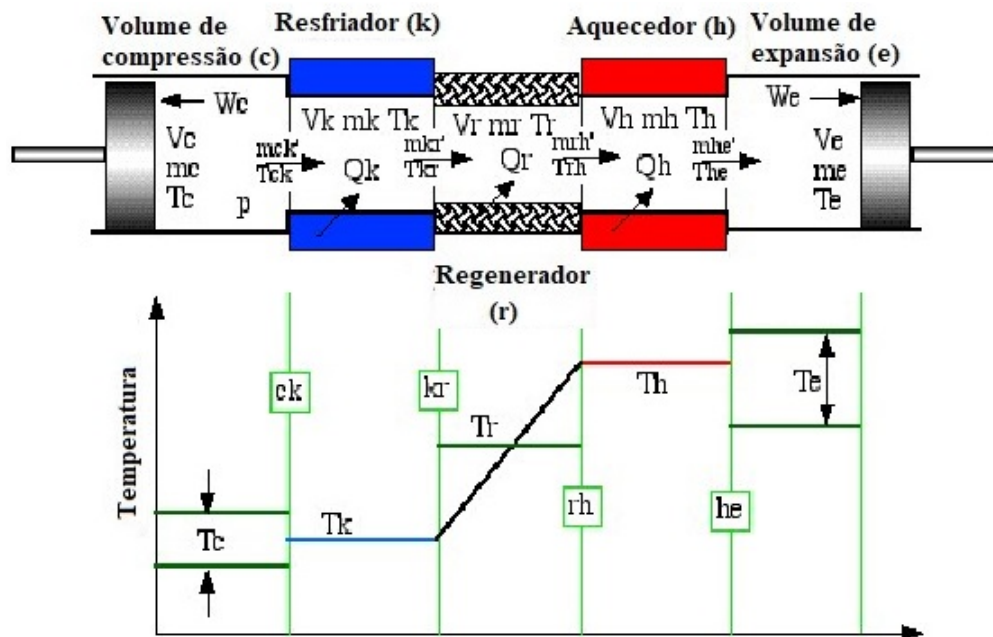
Os dados resultantes da simulação do motor Stirling pelo modelo isotérmico ideal de Schmidt são utilizados na Seção 4.1.2 para comparação com as demais abordagens de simulação do motor Stirling, discutidas na Seção 3.3. Os dados do modelo selecionado na comparação servem como parâmetros de entrada para o dimensionamento do concentrador, descrito na Seção 4.3, e a simulação do sistema DS, descrita na Seção 4.4.

3.3.3 Análise adiabática ideal

No processo real as variações do volume se aproximam mais de um processo adiabático do que de um processo isotérmico, o que interfere diretamente no fluxo de energia pelo motor. A análise adiabática do motor Stirling, diferentemente da análise isotérmica de Schmidt, considera as variações de volume como um processo adiabático, o que tende a aproximar os resultados das características observadas no funcionamento de um motor Stirling real (URIELI, 2010).

Assim como na análise de Schmidt, na análise adiabática consideram-se as transferências de energia e massa em uma série de volumes de controle: o volume de compressão, o volume de expansão, o resfriador, o aquecedor e o regenerador (Figura 38). Estes volumes são designados respectivamente pelos subscritos *c*, *e*, *k*, *h* e *r*.

Figura 38 – Diagrama esquemático do motor Stirling e representação do perfil de temperatura na análise adiabática ideal



Fonte – Adaptado de Urieli (2010)

Na Figura 38, as setas representam o sentido positivo de transferência de energia ou massa. Os subscritos *ck*, *kr*, *rh* e *he* representam as superfícies de controle entre cada um dos volumes de controle.

Na análise adiabática, as temperaturas do volume de compressão e do volume de expansão não são constantes como na análise isotérmica, mas variam com a variação do volume. Deste modo, o fluxo de entalpia para o volume adjacente apresenta a temperatura do volume de onde o fluxo parte. Estas temperaturas estão sujeitas as seguintes condições:

$$\text{se } \dot{m}_{ck} > 0, \text{ então } T_{ck} = T_c, \text{ se não } ,T_{ck} = T_k; \quad (3.70)$$

$$\text{se } \dot{m}_{he} > 0, \text{ então } T_{he} = T_h, \text{ se não } ,T_{he} = T_e. \quad (3.71)$$

As considerações para este modelo são as mesmas que as apresentadas para o modelo de Schmidt (Seção 3.3.1), com exceção das temperaturas dos volumes de compressão e de expansão, que neste caso não são constantes. O sistema realiza trabalho líquido com a variação dos volumes de expansão e de compressão, e uma quantidade de calor é transferida entre a fonte de calor e o aquecedor, e entre o resfriador e a fonte fria. Como descrito por Urieli (2010), as equações do modelo adiabático são apresentadas a seguir.

As massas de gás em cada um dos volumes de controle são dadas por:

$$m_c = \frac{PV_c}{RT_c}, \quad (3.72)$$

$$m_k = \frac{PV_k}{RT_k}, \quad (3.73)$$

$$m_r = \frac{PV_r}{RT_r}, \quad (3.74)$$

$$m_h = \frac{PV_h}{RT_h}, \quad (3.75)$$

$$m_e = \frac{PV_e}{RT_e}. \quad (3.76)$$

As taxas de variação da massa para os volumes de controle adiabáticos, volume de compressão e volume de expansão são dadas por:

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{P\left(\frac{dV_c}{d\theta}\right) + \frac{V_c}{\gamma} \frac{dP}{d\theta}}{RT_{ck}}, \quad (3.77)$$

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \frac{P\left(\frac{dV_e}{d\theta}\right) + \frac{V_e}{\gamma} \frac{dP}{d\theta}}{RT_{he}}. \quad (3.78)$$

As taxas de variação da massa para os volumes de controle (Figura 38) cujo volume se mantém constante são dadas por:

$$\frac{dm_k}{d\theta} = \frac{m_k dP}{P}, \quad (3.79)$$

$$\frac{dm_r}{d\theta} = \frac{m_r dP}{P}, \quad (3.80)$$

$$\frac{dm_h}{d\theta} = \frac{m_h dP}{P}. \quad (3.81)$$

Os fluxos de massa através das superfícies de controle (*ck*, *kr*, *rh* e *he*, Figura 38) que separam os volumes de controle analisados são dados por:

$$\dot{m}_{ck} = -\frac{dm_c}{d\theta}, \quad (3.82)$$

$$\dot{m}_{kr} = \dot{m}_{ck} - \frac{dm_k}{d\theta}, \quad (3.83)$$

$$\dot{m}_{he} = \frac{dm_e}{d\theta}, \quad (3.84)$$

$$\dot{m}_{rh} = \dot{m}_{he} + \frac{dm_h}{d\theta}. \quad (3.85)$$

Derivando-se a equação da pressão interna do motor (Equação 3.43) em função de θ e aplicando a ela as Equações 3.72, 3.73, 3.74, 3.75 e 3.76 da massa em cada volume de controle, assim como as Equações 3.77 e 3.78 das taxas de variação das massas dos volumes adiabáticos, obtém-se equação da taxa de variação da pressão interna, dada por:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{-\gamma P \left(\frac{dV_c}{d\theta} \frac{1}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{d\theta} \frac{1}{T_{he}} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]}, \quad (3.86)$$

onde $dP/d\theta$ é a taxa de variação da pressão interna do motor em função do ângulo da manivela, e γ é a razão entre o calor específicos do gás a pressão constante e o calor específicos do gás a volume constante.

As taxas de variação da temperatura nos volumes de expansão e de compressão em função do ângulo de rotação são dadas por:

$$\frac{dT_c}{d\theta} = T_c \left(\frac{dP}{d\theta} \frac{1}{P} + \frac{dV_c}{d\theta} \frac{1}{V_c} - \frac{dm_c}{d\theta} \frac{1}{m_c} \right), \quad (3.87)$$

$$\frac{dT_e}{d\theta} = T_e \left(\frac{dP}{d\theta} \frac{1}{P} + \frac{dV_e}{d\theta} \frac{1}{V_e} - \frac{dm_e}{d\theta} \frac{1}{m_e} \right). \quad (3.88)$$

Aplicando a equação da energia (Equação 3.54) em cada um dos volumes de controle temos:

$$\frac{dQ_k}{d\theta} = V_k \frac{dP}{d\theta} \frac{cv}{R} - cp(T_{ck}\dot{m}_{ck} - T_k\dot{m}_{kr}), \quad (3.89)$$

$$\frac{dQ_r}{d\theta} = V_r \frac{dP}{d\theta} \frac{cv}{R} - cp(T_k\dot{m}_{kr} - T_h\dot{m}_{rh}), \quad (3.90)$$

$$\frac{dQ_h}{d\theta} = V_h \frac{dP}{d\theta} \frac{cv}{R} - cp(T_h\dot{m}_{rh} - T_{he}\dot{m}_{he}), \quad (3.91)$$

$$\frac{dW_c}{d\theta} = P \frac{dV_c}{d\theta}, \quad (3.92)$$

$$\frac{dW_e}{d\theta} = P \frac{dV_e}{d\theta}. \quad (3.93)$$

Sendo que a taxa de trabalho líquido realizado pelo sistema é dada por:

$$\frac{dW}{d\theta} = \frac{dW_c}{d\theta} + \frac{dW_e}{d\theta}. \quad (3.94)$$

3.3.4 Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise adiabática ideal

O modelo adiabático ideal para o motor Stirling é resolvido como um sistema de equações algébricas e diferenciais apresentadas na subseção 3.3.3. A fim de simular a operação de um motor Stirling as equações deste modelo devem ser aplicadas em um algoritmo para implementação em um software de cálculo numérico (Figura 39).

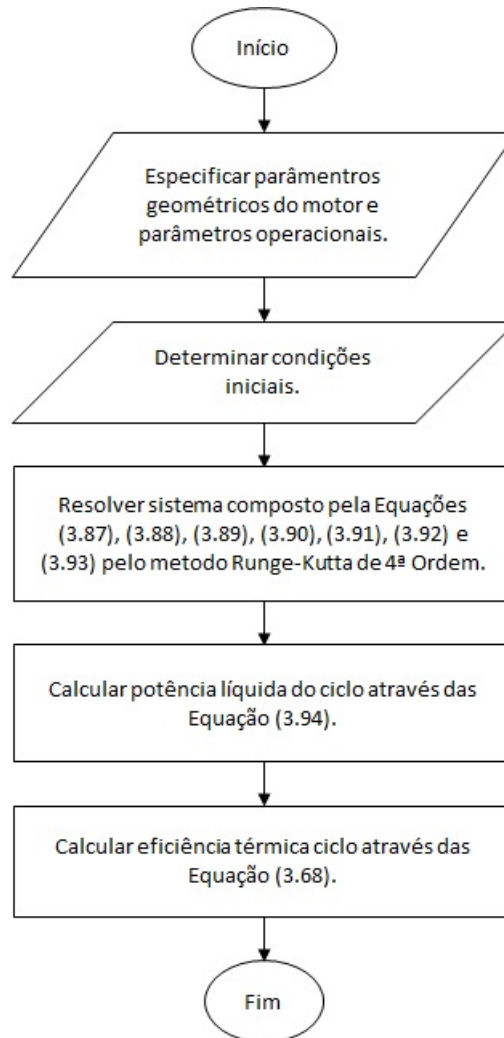
Dada a natureza cíclica do processo, onde os estados final e inicial são iguais, o modelo adiabático é resolvido como um problema de valor inicial, como descrito por Urieli (2010). A solução das equações diferenciais do modelo pode ser obtida pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem.

Os dados de entrada para a simulação do motor Stirling com o modelo adiabático ideal são:

- Parâmetros geométricos do motor: volume do aquecedor (V_h), volume do resfriador (V_k), Volume do regenerador (V_r), volume varrido no espaço de compressão (V_{swc}), volume varrido no espaço de expansão (V_{swe}), volume morto do espaço de compressão (V_{clc}), volume morto do espaço de expansão (V_{cle}), ângulo de fase (α);
- Propriedades do gás de trabalho: constante do gás (R); calor específico a pressão constante (cp); calor específico a volume constante (cv);

- Parâmetros operacionais: pressão média de operação (P_{med}), temperatura do aquecedor (T_h), temperatura do resfriador (T_k), temperatura média do regenerador (T_r), velocidade de rotação (N).

Figura 39 – Fluxograma do algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise adiabática ideal



Fonte – Autor

Os dados de saída da simulação do motor Stirling com o modelo adiabático ideal são:

- Trabalho de expansão (W_e , Equações 3.93), trabalho de compressão (W_c , Equações 3.92), trabalho líquido (W , Equações 3.94). Todos os valores são convertidos para potência através da Equação 3.67;
- Eficiência térmica do motor (η_m , Equação 3.69);
- Diagrama Pressão-Volume (P-V) para o ciclo.

O código do MATLAB[®] utilizado para a simulação do motor Stirling através da análise adiabática ideal, e cujos resultados são apresentados e discutidos no Capítulo 4, é apresentado no Apêndice A, Seção A.2.

Os dados resultantes da simulação do motor Stirling pelo modelo adiabático ideal são utilizados na Seção 4.1.2 para comparação com as demais abordagens de simulação do motor discutidas na Seção 3.3. Os dados do modelo selecionado na comparação servem como parâmetros de entrada para o dimensionamento do concentrador, descrito na Seção 4.3, e a simulação do sistema DS, descrita na Seção 4.4.

3.3.5 Análise Simple de Urieli

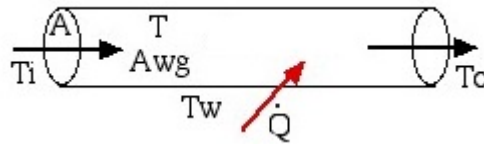
A análise Simple elaborada por Urieli é uma análise térmica para um motor Stirling. Ela é baseada na análise adiabática ideal com a adição da avaliação dos efeitos da transferência não-ideal de calor através do motor. Ela também leva em conta a perda de carga por atrito interno do gás na sua passagem através dos trocadores de calor do motor. Estes efeitos estão presentes nos motores reais e são perdas que resultam em reduções significativas na potência gerada pelo motor. Por considerar que os processos ocorrem em regime permanente, uma simplificação do processo real, Urieli denominou esta análise de Simple (palavra em inglês que pode ser traduzida como *simples*) (URIELI, 2010).

a) Perda de calor no regenerador, aquecedor e resfriador

O processo de transferência de calor por convecção forçada é fundamental para o funcionamento do motor Stirling. É através deste mecanismo de transferência de calor que a energia é: (i) transferida da fonte quente para o gás de trabalho, (ii) trocada com o regenerador, (iii) e rejeitada do gás de trabalho para a fonte fria. O processo de transferência de calor por convecção forçada, contudo, implica na perda de carga resultante do atrito entre o gás e as paredes dos trocadores de calor (URIELI, 2010).

Para esta análise o processo de transferência de calor por convecção é avaliado com um balanço de energia de uma corrente de fluido através de um trocador genérico (Figura 40).

Figura 40 – Vazão através de um volume de controle genérico



Fonte – Adaptado de Urieli (2010).

A taxa de calor trocado por convecção entre o fluido e as paredes do trocador é dada por:

$$\dot{Q} = hA_{wg}(T_w - T), \quad (3.95)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_{wg} é a área de contato entre o gás e a parede do trocador, T_w é a temperatura das paredes, e T é a temperatura do fluido.

A taxa de calor necessária para elevar a vazão de gás da temperatura de entrada, T_i , para a temperatura de saída, T_o , é dada por:

$$\dot{Q} = cp\dot{m}(T_o - T_i), \quad (3.96)$$

onde cp é o calor específico a pressão constante para o gás e \dot{m} é a vazão mássica do gás.

A vazão mássica do gás é calculada como:

$$\dot{m} = \rho u A, \quad (3.97)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, u é a velocidade de escoamento do fluido, e A é a área da seção transversal do escoamento.

Substituindo a Equação 3.97 na Equação 3.96, temos:

$$\dot{Q} = cp\rho u A(T_o - T_i). \quad (3.98)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção, h , pode ser calculado através do número de Nusselt (Nu), coeficiente adimensional para transferência de calor, dado por:

$$Nu = \frac{h d}{k}. \quad (3.99)$$

O diâmetro hidráulico (d) é um dos parâmetros necessários para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção (URIELI, 2010). Para este caso o diâmetro hidráulico é dado por:

$$d = \frac{4V}{A_{wg}}, \quad (3.100)$$

onde V é o volume interno do escoamento para uma seção circular.

O número de Nusselt também pode ser representado como uma função do número de Stanton (St), do número de Prandtl (Pr), e do número de Reynolds (Re):

$$Nu = St Pr Re. \quad (3.101)$$

O número de Reynolds, razão entre a inércia e viscosidade de um fluido (ÇENGEL; GHAJAR, 2015), é dado por:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu}, \quad (3.102)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

O número de Prandtl é uma relação entre a difusividade molecular e difusividade térmica do fluido (ÇENGEL; GHAJAR, 2015). O número de Prandtl é dado por:

$$Pr = \frac{cp \mu}{k}. \quad (3.103)$$

O número de Stanton relaciona a taxa de transferência de calor por convecção com a capacidade térmica do fluido (ÇENGEL; GHAJAR, 2015). Ele é dado por:

$$St = \frac{h}{\rho u cp}. \quad (3.104)$$

O número de Stanton pode ser expresso em função do fator de fricção, C_f , (ORGAN apud URIELI, 2010):

$$St = \frac{C_f}{2}. \quad (3.105)$$

O fator de fricção pode ser definido em função do coeficiente de atrito de Reynolds, C_{ref} , dado por:

$$C_{ref} = Re C_f. \quad (3.106)$$

Para um escoamento em regime laminar ($Re < 2000$), C_{ref} é dado pela lei de Hagen-Poiseuille (URIELI, 2010):

$$C_{ref} = 16. \quad (3.107)$$

Para um escoamento de transição ($2000 < Re < 4000$), C_{ref} é dado por (URIELI, 2010):

$$C_{ref} = 7,343 \times 10^{-4} Re^{1,3142}. \quad (3.108)$$

Para um escoamento em regime turbulento ($Re > 4000$), C_{ref} é dado pela regra de Blasius (URIELI, 2010):

$$C_{ref} = 0,0791 Re^{0,75}. \quad (3.109)$$

O desempenho de um regenerador é avaliado através do cálculo da efetividade, índice que compara o quanto um regenerador real se aproxima de um regenerador ideal (MORAN et al., 2014). A efetividade (ε) é definida como a razão entre a variação da entalpia do gás em sua passagem por um regenerador real, e a variação da entalpia do gás em sua passagem por um regenerador ideal. Sabe-se que a variação na entalpia do gás no regenerador em um motor Stirling é igual ao calor trocado entre o gás e o regenerador, portanto para este caso a efetividade pode ser definida como:

$$\varepsilon = \frac{Q_R}{Q_{ri}}. \quad (3.110)$$

onde Q_R é o calor transferido para o gás durante a sua passagem pelo regenerador real, ou não-ideal, e Q_{ri} é calor transferido para o gás considerando um regenerador ideal. Neste caso o regenerador ideal é avaliado utilizando-se o modelo adiabático ideal (Seção 3.3.3).

O calor transferido no processo real é a diferença entre o calor transferido no processo ideal e as perdas de calor no processo:

$$Q_R = Q_{ri} - Q_{rloss}, \quad (3.111)$$

onde Q_{rloss} corresponde as perdas de energia no processo não-ideal. Logo, podemos reescrever a Equação 3.110 como:

$$Q_{rloss} = Q_{ri}(1 - \varepsilon). \quad (3.112)$$

No processo ideal, quando o gás sai do resfriador e flui através do regenerador, sua temperatura de saída é igual a temperatura do aquecedor (Figuras 34 e 38). Em um processo não-ideal, a temperatura do gás ao sair do regenerador é menor que a do aquecedor (Figura 41), o que resulta em mais calor sendo absorvido até que o gás

atinja a temperatura do aquecedor (temperatura máxima do gás no ciclo). De maneira similar, em um processo não-ideal, quando o gás flui através do regenerador no sentido do resfriador, uma maior quantidade de calor será rejeitada para a fonte fria até que o gás atinja a temperatura do resfriador (temperatura mínima do gás no ciclo). Os processos de aquecimento não-ideal e resfriamento não-ideal do gás podem ser descritos respectivamente por:

$$Q_h = Q_{hi} + Q_{ri}(1 - \varepsilon), \quad (3.113)$$

$$Q_k = Q_{ki} - Q_{ri}(1 - \varepsilon), \quad (3.114)$$

onde Q_{hi} é o calor absorvido pelo gás no aquecedor em um processo ideal, Q_{ki} é o calor rejeitado pelo gás no resfriador em um processo ideal, Q_{ri} é o calor trocado entre o gás e o regenerador em um processo ideal.

A eficiência ideal e a eficiência real do motor são respectivamente expressas por:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{hi}} = \frac{Q_{hi} + Q_{ki}}{Q_{hi}}, \quad (3.115)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_h} = \frac{Q_h + Q_k}{Q_h}. \quad (3.116)$$

Aplicando-se as Equações 3.113, 3.114 e 3.115 na Equação 3.116, a eficiência real do motor pode ser descrita como:

$$\eta = \frac{\eta_i}{[1 + (Q_{ri}/Q_{hi})(1 - \varepsilon)]}. \quad (3.117)$$

Urieli (2010) demonstra que uma redução de apenas 1 % na efetividade do regenerador resulta em mais de 5 % de redução da eficiência do motor Stirling.

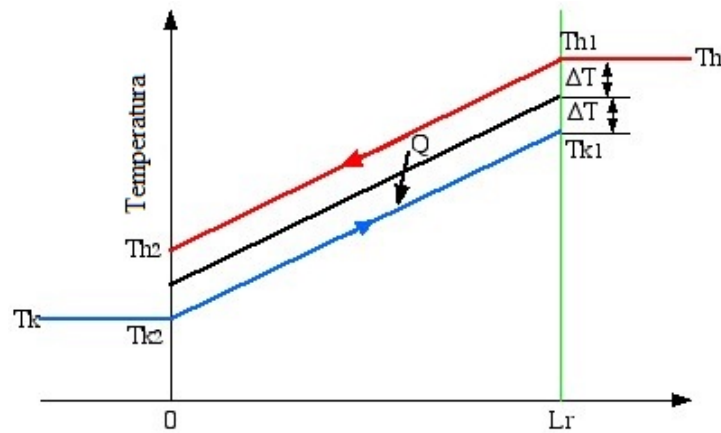
Considerando-se a efetividade expressa em termos do perfil de temperatura da matriz regenerativa, e assumindo-se uma diferença de temperatura ΔT entre a temperatura do regenerador e a temperatura do aquecedor, e uma mesma diferença de temperatura ΔT entre a temperatura do regenerador e a temperatura do resfriador (Figura 41), temos:

$$\varepsilon = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{k2}}, \quad (3.118)$$

$$2\Delta T = T_{h2} - T_{k2}. \quad (3.119)$$

Logo, explicitando-se T_{k2} na Equação 3.119 e substituindo-a na Equação 3.118, temos:

Figura 41 – Perfil de temperatura do regenerador



Fonte – Adaptado de Urieli (2010)

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{2\Delta T}{T_{h1} - T_{h2}}\right)} \quad (3.120)$$

Considerando-se que na análise de uma vazão através de um volume de controle genérico como sendo a vazão de gás através do regenerador (Figura 40), $2\Delta T = T_w - T_c$ e $T_{h1} - T_{h2} = T_o - T_i$. Substituindo-se as Equações 3.95, 3.96 e 3.120, temos:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{cp\dot{m}}{hA_{wg}}\right)} \quad (3.121)$$

O chamado Número de Unidades de Transferência (NTU – *Number of Transfer Units*), pode ser definido aplicando a Equação 3.95 na Equação 3.98 e resolvendo para a razão das diferenças das temperaturas:

$$NTU = \frac{hA_{wg}}{\rho u cpA} \quad (3.122)$$

Aplicando-se a Equação 3.104 na Equação 3.122, temos:

$$NTU = St \frac{A_{wg}}{A} \quad (3.123)$$

Substituindo-se as Equações 3.97, 3.121, e 3.122 temos que a efetividade do regenerador pode ser definida como:

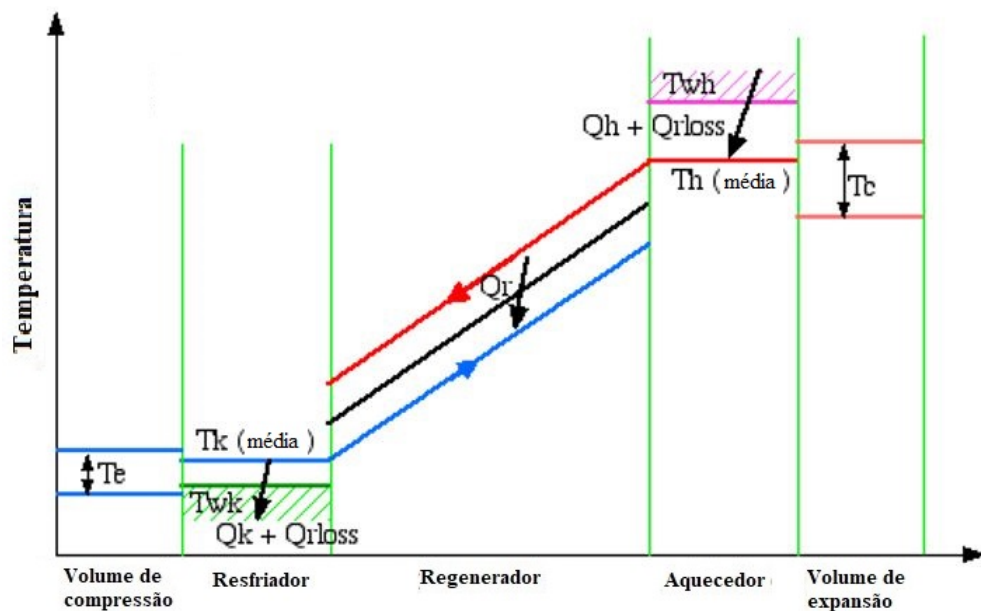
$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.124)$$

A efetividade do aquecedor e do resfriador é dada por (URIELI, 2010):

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (3.125)$$

Observa-se que, de modo similar ao regenerador, um aquecedor não-ideal resulta em uma temperatura média efetiva para o gás no interior do aquecedor (T_h) menor que a temperatura da parede do aquecedor (T_{wh}), e um resfriador não-ideal resulta em uma temperatura média efetiva para o gás no interior do resfriador (T_k) maior que a temperatura da parede do resfriador (T_{wk}). Isto tem um efeito significativo no desempenho do motor já que ele opera em uma faixa de temperatura menor que a diferença entre as temperaturas das paredes do aquecedor e do resfriador (Figura 42).

Figura 42 – Perfil de temperatura do motor Stirling na análise Simple



Fonte – Adaptado de Urieli (2010).

Na análise Simple estes diferenciais de temperatura do aquecedor e do resfriador são determinados de maneira iterativa usando: a equação da transferência de calor por convecção, os valores de Q_h e Q_k avaliados pela análise adiabática ideal, e o valor da perda (Q_{rloss}) avaliada em termos da efetividade do regenerador.

Considerando-se a equação de transferência de calor por convecção (Equação 3.95), temos que: Q é a o calor transferido incluindo a perda líquida no regenerador, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção para o trocador, A_{wg} é a área de contato entre o gás e a parede do trocador, T_w é a temperatura da parede do trocador, e T é a temperatura do gás. A fim de reduzir as unidades da equação para a transferência

líquida de calor em um ciclo, em Joules por ciclo, ambos os lados da igualdade são divididos pela velocidade de rotação do motor (N). Logo:

$$Q_k - Q_{rloss} = h_k A_{wgk} (T_{wk} - T_k) / N, \quad (3.126)$$

$$Q_h + Q_{rloss} = h_h A_{wgh} (T_{wh} - T_h) / N. \quad (3.127)$$

Rescrevendo em função da temperatura do gás no dado volume, temos:

$$T_k = T_{wk} - (Q_k - Q_{rloss})N / (h_k A_{wgk}), \quad (3.128)$$

$$T_h = T_{wh} - (Q_h + Q_{rloss})N / (h_h A_{wgh}). \quad (3.129)$$

O algoritmo da análise Simple requer uma execução iterativa da simulação adiabática ideal com novos valores para as temperaturas para cada iteração até que haja uma convergência. Após cada simulação são obtidos valores para Q_k e Q_h , e Q_{rloss} é determinado em termos da efetividade do regenerador. O fluxo de massa pelo aquecedor e resfriador são utilizados para se determinar no número de Reynolds médio e assim os demais coeficientes de transferência de calor. Substituindo estes valores nas Equações 3.128 e 3.129 se determina T_k e T_h . A convergência é obtida quando sucessivos valores são essencialmente iguais.

b) Perda de carga

Devido à alta taxa de transferência de calor nos trocadores é necessária uma grande área de contato entre o gás e as paredes dos trocadores, o que resulta em trocadores com várias passagens de pequeno diâmetro. O atrito do fluido associado ao fluxo de gás através dos trocadores resulta em uma queda na pressão, ou perda de carga, ao longo de todos os trocadores cujo efeito é a redução da potência gerada.

A perda de carga é avaliada nos três trocadores do motor Stirling: **aquecedor**, **resfriador** e **regenerador**. O valor corrigido do trabalho realizado é determinado pela seguinte integral cíclica:

$$W = W_e + W_c = \oint p dV_c + \oint (p - \sum \Delta p) dV_e, \quad (3.130)$$

onde $\sum \Delta p$ compreende a somatória das perdas de carga para os três trocadores. Deste modo a Equação 3.130 pode ser expressa como:

$$W = \oint p(dV_c + dV_e) - \oint \sum \Delta p dV_e = W_i - \Delta W, \quad (3.131)$$

onde W_i é o trabalho realizado por ciclo, determinado pela análise adiabática ideal, e ΔW é a perda de carga por ciclo. Assim, expressando ΔW ao longo de um ciclo:

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} \left(\sum_{(i=1)}^3 \Delta p_i \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta. \quad (3.132)$$

A perda de pressão (Δp) é decorrente do atrito da vazão de fluido com as paredes dos trocadores. Assume-se neste modelo um fluxo unidimensional. A relação da força de atrito (F) com a tensão de cisalhamento entre camadas adjacentes de fluido (τ) pode ser expressa como:

$$F = \tau A_{wg}, \quad (3.133)$$

onde F é a força de atrito entre o gás e as paredes e τ é a tensão de cisalhamento.

Substituindo-se a Equação 3.100 resolvida em função da área de contato entre o gás de trabalho na Equação 3.133 temos:

$$F = \frac{4\tau V}{d}. \quad (3.134)$$

O coeficiente de fricção é definido como a razão entre a tensão de cisalhamento e a energia cinética (KAYS; LONDON apud URIELI, 2010):

$$C_f = \frac{\tau}{\frac{1}{2}\rho u^2}. \quad (3.135)$$

Substituindo-se a Equação 3.135 em função de τ na Equação 3.134:

$$F = \frac{2C_f \rho u^2 V}{d}. \quad (3.136)$$

Seguindo a consideração de um fluxo quase-estático, no qual não há aceleração, logo a força de atrito é igual e oposta a perda de carga:

$$F + \Delta p A = 0. \quad (3.137)$$

Substituindo a Equação 3.136 na Equação 3.137, obtém-se:

$$\Delta p + 2 \frac{C_f \rho u^2 V}{dA} = 0. \quad (3.138)$$

A fim de tornar Δp positivo ou negativo de acordo com a direção do fluxo, a Equação 3.138 pode ser definida em função do coeficiente de atrito de Reynolds (Equação 3.106), pois, por definição ele apresenta sempre um valor positivo. Assim, substituindo as Equações 3.106 e 3.102 na Equação 3.138, temos:

$$\Delta p = \frac{-2C_{ref} \mu u V}{d^2 A}. \quad (3.139)$$

Na faixa de pressão estudada a viscosidade dinâmica (μ) é independente da pressão. Sua relação com a temperatura, descrita por Bretsznajder como citado por Urieli (2010), é determinada por:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0 + T_{su}}{T + T_{su}} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2}, \quad (3.140)$$

onde T_0 é a temperatura de referência, 273 K, μ_0 é a viscosidade dinâmica a temperatura de referência, T_{su} é a constante de Sutherland, e T é a temperatura do fluido. Os valores de μ_0 e T_{su} variam de acordo com o gás trabalhado (Tabela 1).

Tabela 1 – Valores de μ_0 e T_{su} para os principais gases de trabalho para motores Stirling

Gás	$\mu_0 (1 \times 10^{-6}) \text{ (m}^2/\text{s)}$	$T_{su} \text{ (K)}$
Ar	17,08	112,00
Hélio	18,85	80,00
Hidrogênio	8,35	84,40

Fonte: Urieli (2010).

3.3.6 Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise Simple

A fim de resolver o modelo de Simple de Urieli e simular a operação de um motor Stirling segundo as condições especificadas, as equações do modelo Simple, apresentadas da Seção 3.3.5, foram implementadas em um algoritmo (Figura 43).

Os dados de entrada para a simulação de um motor Stirling com o modelo Simple são:

- Parâmetros geométricos do motor: volume do aquecedor (V_h), volume do resfriador (V_k), Volume do regenerador (V_r), volume varrido no espaço de compressão (V_{swc}), volume varrido no espaço de expansão (V_{swe}), volume morto do espaço de compressão (V_{clc}), volume morto do espaço de expansão (V_{cle}), ângulo de fase (α);
- Condutividade térmica da carcaça do regenerador (k_r), área da seção de escoamento (A_r), área da superfície de contato (A_{wg});
- Parâmetros geométricos do aquecedor e resfriador: área da seção de escoamento do aquecedor (A_h), área da superfície de contato no aquecedor (A_{hwg}), da seção de escoamento do resfriador (A_k), área da superfície de contato no resfriador (A_{kwg});

- Propriedades do gás de trabalho: constante do gás (R); calor específico a pressão constante (c_p); calor específico a volume constante (c_v);
- Parâmetros operacionais: pressão média de operação (P_{med}), temperatura do aquecedor (T_h), temperatura do resfriador (T_k), temperatura média do regenerador (T_r), velocidade de rotação (N).

Os dados de saída da simulação de um motor Stirling com o modelo Simple são:

- Temperatura do volume de expansão (T_e), temperatura do volume de compressão (T_c);
- Potência de expansão (\dot{W}_e), potência de compressão (\dot{W}_c), potência líquida (\dot{W}), calor transferido para o regenerador (\dot{W}_r), eficiência térmica do regenerador (ε), irreversibilidade (\dot{I}_{rr});
- Diagrama Pressão-Volume (P - V) para o ciclo.

O código do MATLAB[®] utilizado para a simulação do motor Stirling através da análise Simple, e cujos resultados são apresentados e discutidos no Capítulo 4, é apresentado no Apêndice A, Seção A.3.

Os dados resultantes da simulação do motor Stirling pelo modelo Simple de Urieli são utilizados na Seção 4.1.2 para comparação com as demais abordagens de simulação do motor discutidas na Seção 3.3. Os dados do modelo selecionado na comparação servem como parâmetros de entrada para o dimensionamento do concentrador, descrito na Seção 4.3, e a simulação do sistema DS, descrita na Seção 4.4.

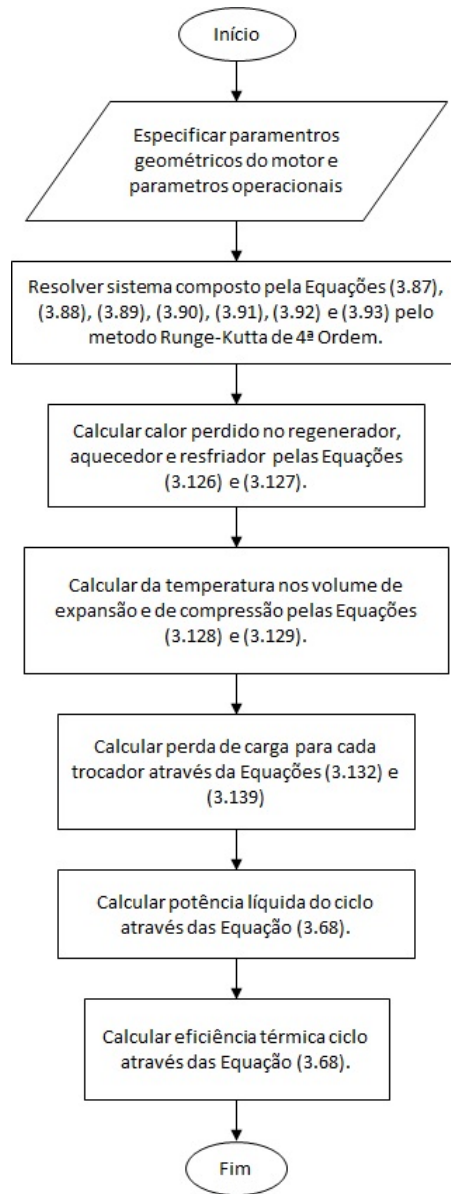
3.4 ALGORITMO PARA DIMENSIONAMENTO DO CONCENTRADOR PARABÓLICO

As equações descritas na Seção 3.1 foram implementadas em um algoritmo a fim de se determinar o diâmetro de abertura e os demais parâmetros geométricos para um concentrador parabólico adequado para suprir a demanda energética do motor Stirling selecionado (Figura 44). Neste algoritmo são aplicados os dados da DNI obtidos através do algoritmo de estimação (Seção 3.2) e os dados de potência consumida pelo motor, obtidos através de uma simulação do motor Stirling (Seção 3.3).

Os dados de entrada para o algoritmo de dimensionamento do concentrador são:

- Potência consumida pelo motor (\dot{Q}_m);
- Irradiação solar direta atingindo a abertura do concentrador (I_N);
- Parâmetros do concentrador: ângulo de borda (ϕ_R); reflexividade (α);

Figura 43 – Algoritmo para simulação do motor Stirling pela análise Simple



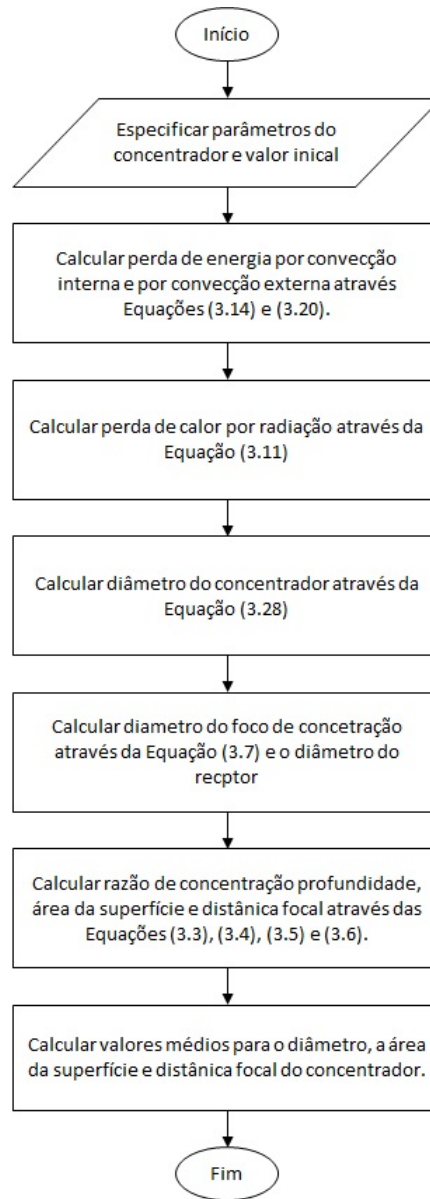
Fonte – Autor

- Parâmetros do receptor: diâmetro de abertura (d_{rec}), Área da superfície interna (A_{rec}^{int}), Área da superfície externa (A_{rec}^{ext});
- Velocidade média do vento (u_{ar}).

Os dados de saída do algoritmo de dimensionamento do concentrador são:

- Diâmetro de abertura do concentrador (d_{con} , Equação 3.28), distância focal (f , Equação 3.4), profundidade (L_{con} , Equação 3.5), área da superfície (S , Equação 3.6);

Figura 44 – Fluxograma do algoritmo do dimensionamento do concentrador parabólico



Fonte – Autor

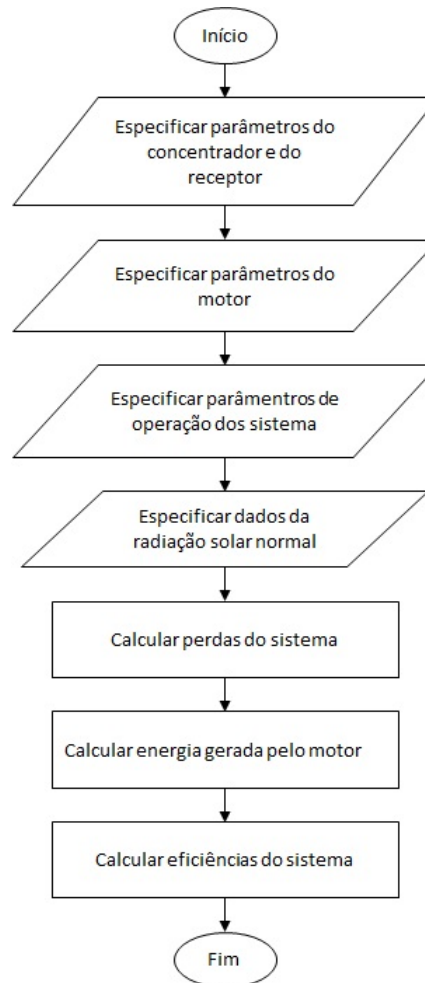
O código do MATLAB[®] utilizado para o dimensionamento do concentrador parabólico, e cujos resultados são apresentados e discutidos no Capítulo 4, é apresentado no Apêndice A, Seção A.5.

O conjunto formado pelo motor Stirling e pelo concentrador parabólico dimensionado compõem um sistema DS que pode ser simulado para os locais e condições de operação desejados. Um algoritmo para simulação do sistema DS é apresentado na Seção 3.5.

3.5 ALGORITMO PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DISH STIRLING

A simulação do sistema DS combina as equações que compõem o algoritmo de dimensionamento do concentrador e de estimação da DNI, aplicando os dados da DNI par ao local desejado e da simulação do motor Stirling (Figura 45).

Figura 45 – Fluxograma do algoritmo de simulação do sistema DS



Fonte – Autor

Os dados de entrada para o algoritmo de simulação do sistema DS são:

- Parâmetros do concentrador: diâmetro do concentrador (d_{con}), reflexividade (α_{con});
- Parâmetros do receptor: diâmetro interno (d_{rec}^{int}), diâmetro externo (d_{rec}^{ext}), comprimento (L_{rec}^{ext}), profundidade (L_{rec}^{int}), emissividade (ε), absortividade (ab_{rec});
- Parâmetros do motor Stirling: temperatura do aquecedor (T_h), temperatura do resfriador (T_k), eficiência térmica (η_m);

- Dados de condição de operação do sistema: latitude local (ϕ), velocidade do vento (u_{ar}).

Os dados de saída do algoritmo de simulação do sistema DS são:

- Estimativa da potência gerada pelo sistema DS;
- Estimativa das perdas de energia do sistema DS;
- Eficiência do concentrador (η_{con}), receptor (η_{rec}), e do sistema DS (η_{DS}).

O código do MATLAB[®] utilizado para a simulação do sistema DS, e cujos resultados são apresentados e discutidos no Capítulo 4, é apresentado no Apêndice A, Seção A.6.

Com os dados de saída deste algoritmo é possível se avaliar o desempenho do sistema DS para as condições de operação desejadas.

3.6 CONSIDERAÇÕES SOBRE O CAPÍTULO

Neste capítulo foi apresentada uma análise energética do conjunto concentrador-receptor de um sistema DS. Foram observados os principais fluxos de energia e apresentadas as equações que descrevem os mecanismos de transferência de calor nestes componentes. Tendo a capacidade energética do sistema definida com base no motor Stirling utilizado, o concentrador é o principal componente a ser dimensionado para o projeto do sistema DS. Logo, aplicando-se as equações apresentadas, determinou-se uma equação para se definir o diâmetro de abertura do concentrador em função da energia solar recebida pelo concentrador e da energia transmitida do receptor para o motor Stirling.

Para determinar-se a quantidade de energia recebida pelo sistema para um dado local sem a necessidade de dados de medição, foi apresentado um modelo de estimativa da radiação solar direta (DNI). As equações deste modelo foram implementadas em um algoritmo com a função de estimar-se a DNI para cada hora ao longo do ano para um local determinado, assim como suas médias diárias, mensais e sua média anual.

A fim de determinar-se a energia transmitida do receptor para o motor, valor considerado como equivalente ao consumo de energia do motor Stirling, foram apresentados três modelos térmico para o motor Stirling: o modelo isotérmico ideal de Schmidt, o modelo adiabático ideal, e o modelo Simple de Urieli. Estes são os modelos mais simples para a simulação do motor Stirling descritos na literatura. O modelo isotérmico ideal de Schmidt considera processos isotérmicos de variação de volume no motor. O modelo adiabático, tem como base o modelo isotérmico, porém considera processos adiabáticos de variação de volume. E o modelo Simple é baseado no modelo adiabático, mas com uma abordagem não-ideal, pois leva em conta irreversibilidades na operação do motor, como a perda de calor através da carcaça, e a perda de carga decorrente do

atrito entre o gás de trabalho e as paredes internas do motor. Foram apresentados algoritmos para simulação do motor Stirling com cada um dos três modelos.

Com base na análise do conjunto concentrador-receptor, na estimação da radiação solar, e na simulação do motor Stirling, é apresentado um algoritmo para dimensionamento do concentrador parabólico para um sistema DS. As variáveis de saída deste algoritmo são aplicadas na simulação do sistema DS, servem como guia para o projeto de um concentrador parabólico e de um eventual sistema DS, com dados como a distância focal e o diâmetro da imagem para ajuste da montagem do motor Stirling.

É apresentado algoritmo para simulação do sistema DS projetado. Este algoritmo tem como dados de entrada os parâmetros do concentrador dimensionado, a estimação da radiação solar e dados referentes ao local de operação, e os resultados da simulação do motor Stirling. Este algoritmo fornece a energia gerada pelo sistema para cada hora do ano para o local determinado, assim como suas médias de produção diária, mensal, e anual, além da eficiência térmicas do concentrador, do receptor e do sistema.

Com os dados obtidos com os algoritmos apresentados neste capítulo é possível, a partir de um motor Stirling selecionado, dimensionar um concentrador parabólico adequado a este motor, compondo um sistema DS. Então, é possível simular este sistema DS projetado para as condições de operação desejadas, possibilitando uma avaliação do seu desempenho assim como a realização de análises adicionais, tais como uma comparação deste sistema com outras tecnologias análogas.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os algoritmos para os métodos de dimensionamento e simulação descritos no Capítulo 3 foram implementados no software de cálculo numérico MATLAB[®]. Os resultados obtidos são apresentados e discutidos neste capítulo.

Os modelos térmicos do motor Stirling (Seção 3.3) são testados neste trabalho através de simulações do motor Stirling GPU-3. O GPU-3 é um motor Stirling cujos dados referentes a sua geometria e seu desempenho estão amplamente disponíveis na literatura e é o foco de várias publicações científicas. Os resultados das simulações realizadas são comparados aos resultados de ensaios realizados neste motor que foram publicados na literatura (Seção 4.1). Os resultados das simulações com cada um dos modelos são então comparados entre si, e o modelo cujos resultados mais se aproximam dos dados experimentais é selecionado para ser aplicado nas subsequentes análises. O modelo selecionado é também comparado com os principais modelos térmicos do motor Stirling presentes na literatura.

De modo a observar a influência da latitude nos resultados do modelo para estimação da DNI, o modelo é executado para as condições geoclimáticas de três cidades brasileiras: Salvador, Marília e Porto Alegre. Os resultados estimados são comparados com os dados de medições realizadas por estações meteorológicas do INMET em cada um dos respectivos locais (Seção 4.2).

O algoritmo de dimensionamento do concentrador (Seção 3.4), baseado no cálculo dos fluxos de energia no conjunto concentrador-receptor (Seção 3.1), é executado utilizando os dados obtidos com a simulação do motor Stirling (Seção 4.1), com a estimação da DNI (Seção 4.2) e dados de medições meteorológicas (Seção 4.3). O dimensionamento do concentrador parabólico tem como resultados os parâmetros geométricos deste equipamento, considerando-se cada uma das condições de operação propostas. Os resultados dos dimensionamentos realizados com os dados da DNI medida e com os dados da DNI estimada são comparados.

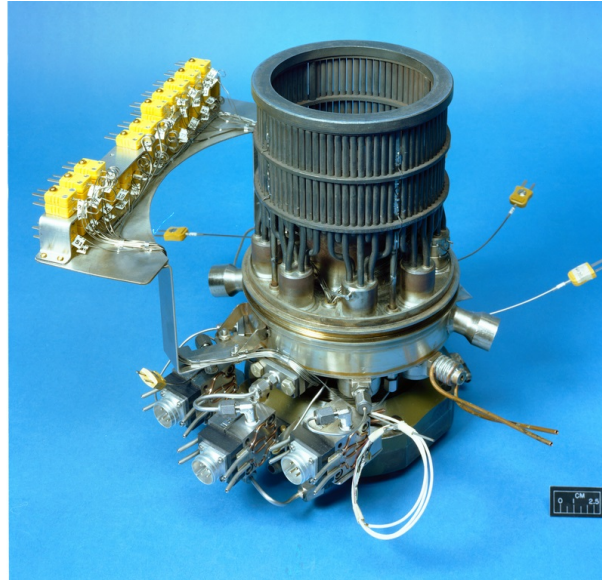
Por fim, na Seção 4.4, é realizada a simulação do sistema DS projetado para os locais selecionados utilizando-se os dados meteorológicos reais, os parâmetros do concentrador projetado (Seção 4.3), e os dados da simulação do motor Stirling (Seção 4.1).

4.1 SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING

Os modelos para simulação do motor Stirling (Seção 3.3) foram executados utilizando-se os parâmetros dimensionais do motor Stirling GPU-3, desenvolvido pelos laboratórios de pesquisa da General Motor para a NASA em 1965 (MARTINI, 1983; URIELI; BERCHOWITZ, 1984) (Figura 46). O GPU-3 é um motor Stirling tipo beta com um mecanismo motor do tipo *rhombic drive*. Este motor tem capacidade máxima de geração de 7,5 kW usando hidrogênio como gás de trabalho e operando a uma pressão média de 6,9 MPa. Em um ensaio realizado no

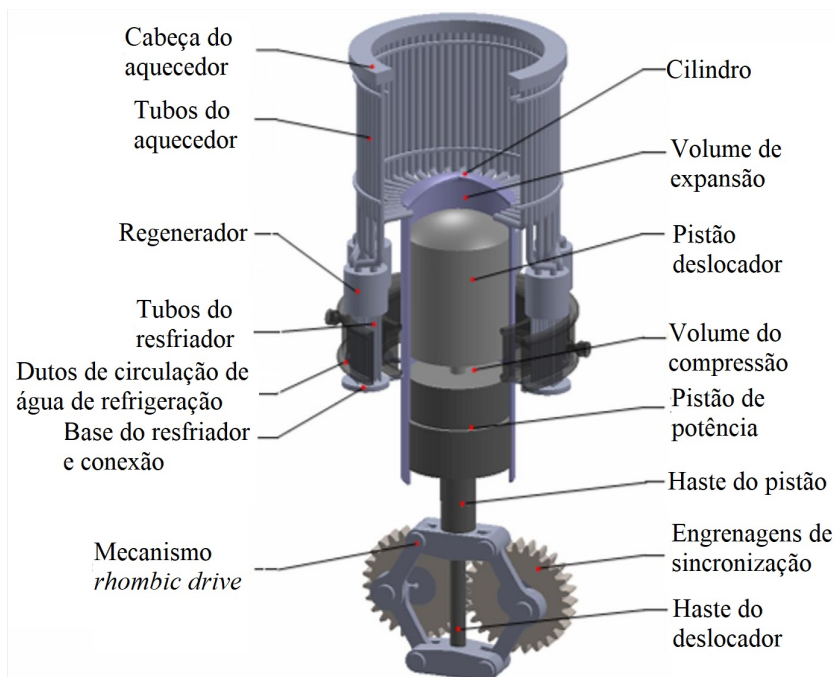
Lewis Research Center em 1979, utilizando-se o gás hélio como fluido de trabalho, operando a uma pressão média de 4,13 MPa, e com uma rotação de 41,72 Hz, as temperaturas do resfriador de 288 K e do aquecedor de 977 K, a potência indicada foi de 3,96 kW, com uma eficiência térmica de 35 % (URIELI; BERCHOWITZ, 1984).

Figura 46 – Motor Stirling GPU-3



(a) Aquecedor instrumentado

Fonte Laity (1980)



(b) Visão esquemática do motor

Fonte Adaptado de El-Ghafour, El-Ghandour e Mikhael (2019).

O motor Stirling GPU-3 foi selecionado para as simulações realizadas neste trabalho devido

à presença na literatura de dados detalhados da sua geometria e dos seus componentes internos. Estes dados são indispensáveis para a realização das simulações propostas. Além disto, o trabalho de Martini (1983) traz dados experimentais para o GPU-3 operando em condições variadas de pressão e rotação. Estes dados são importantes para uma melhor avaliação dos modelos térmicos analisados. O motor Stirling GPU-3 é utilizado como objeto de estudo em vários trabalhos de modelagem e simulação presentes na literatura, como os trabalhos de Hosseinzade e Sayyaadi (2015), Timoumi, Tlili e Nasrallah (2008), e Ahmadi et al. (2017), dentre outros. Isso possibilita uma análise crítica mais sólida dos resultados dos modelos propostos neste trabalho, contrastando-se os resultados obtidos aqui com dados de estudos apresentados por diversos outros pesquisadores.

Os parâmetros geométricos (Tabela 2) e os dados de experimentos com a medição da capacidade de geração de potência mecânica do motor Stirling GPU-3 (Tabela 3) utilizados neste trabalho são os resultados de experimentos realizados no *NASA Lewis Research Center* (atual *NASA John H. Glenn Research Center*), apresentados por Martini (1983).

Tabela 2 – Especificações geométricas do motor Stirling GPU-3

	<i>Especificação</i>	<i>Dados</i>
V_{cle}	Volume morto de expansão	$30,52 \times 10^{-9} \text{ m}^3$
V_{clc}	Volume morto de compressão	$28,68 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
V_{swe}	Volume deslocado de expansão	$120,82 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
V_{swc}	Volume deslocado de compressão	$113,14 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
V_h	Volume do aquecedor	$70,88 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
V_k	Volume do resfriador	$13,80 \times 10^{-9} \text{ m}^3$
V_r	Volume do regenerador	$50,55 \times 10^{-9} \text{ m}^3$
α	Ângulo de fase	110°
d_r	Diâmetro do regenerador	$22,6 \times 10^{-3} \text{ m}$
d_k	Diâmetro dos tubos do resfriador	$1,08 \times 10^{-3} \text{ m}$
d_h	Diâmetro dos tubos do aquecedor	$3,02 \times 10^{-3} \text{ m}$
l_r	Comprimento do regenerador	$22,6 \times 10^{-3} \text{ m}$
l_k	Comprimento médio dos tubos do resfriador	$46,1 \times 10^{-3} \text{ m}$
l_h	Comprimento médio dos tubos do aquecedor	$245,3 \times 10^{-3} \text{ m}$
n_r	Número de regeneradores por cilindro	8
n_k	Número de tubos do resfriador por regenerador	39
n_h	Número de tubos do aquecedor por regenerador	5

Fonte: Martini (1983), Urieli e Berchowitz (1984)

4.1.1 Validação dos modelos do motor Stirling

Cada um dos modelos apresentados (Seção 3.3) é utilizado para simular o motor Stirling GPU-3 nas mesmas condições operacionais nas quais foi realizado o ensaio apresentado por Martini (1983) (Tabela 3). Considera-se que o motor opera em regime permanente e utiliza o

Tabela 3 – Resultados experimentais e das simulações para a potência gerada pelo motor Stirling GPU-3 operando com gás hélio, $T_h = 977$ K, $T_k = 286$ K

Experimental (MARTINI, 1983)			Schmidt		adiabático ideal		Simple	
P_m (MPa)	N (Hz)	\dot{W} (kW)	\dot{W} (kW)	Desvio (%)	\dot{W} (kW)	Desvio (%)	\dot{W} (kW)	Desvio (%)
1,38	16,67	0,25	0,98	293,16	1,04	316,17	0,89	257,31
1,38	25,00	0,26	1,47	466,95	1,56	500,13	1,29	394,58
1,38	33,33	0,37	1,97	431,14	2,08	462,23	1,64	343,51
1,38	41,67	0,15	2,46	1537,99	2,60	1633,85	1,96	1204,29
2,76	16,67	0,88	1,97	123,39	2,08	136,46	1,81	105,36
2,76	25,00	1,21	2,95	143,65	3,12	157,91	2,63	117,64
2,76	33,33	1,40	3,93	180,75	4,16	197,18	3,41	143,41
2,76	41,67	1,53	4,91	221,17	5,20	239,97	4,13	169,76
2,76	50,00	1,42	5,90	315,23	6,24	339,53	4,79	237,08
2,76	58,33	0,89	6,88	672,88	7,28	718,11	5,38	504,75
4,14	33,33	2,35	5,90	150,88	6,24	165,56	5,15	119,03
4,14	41,67	2,65	7,37	178,15	7,80	194,43	6,26	136,36
4,14	50,00	2,55	8,84	246,84	9,36	267,14	7,30	186,38
4,14	58,33	2,01	10,32	413,33	10,92	443,37	8,26	311,00
5,52	50,00	3,77	11,79	212,80	12,48	231,11	9,79	159,57
5,52	58,33	3,39	13,76	305,82	14,56	329,57	11,10	227,48

Fonte: Martini (1983) e Autor.

gás hélio como gás de trabalho, com uma temperatura constante de 977 K na fonte quente (T_h), e uma temperatura constante de 286 K na fonte fria (T_k). O motor é simulado para cada uma das combinações de pressão média (P_m) e velocidade de rotação (N) consideradas no ensaio apresentado por Martini (1983) (Tabela 3).

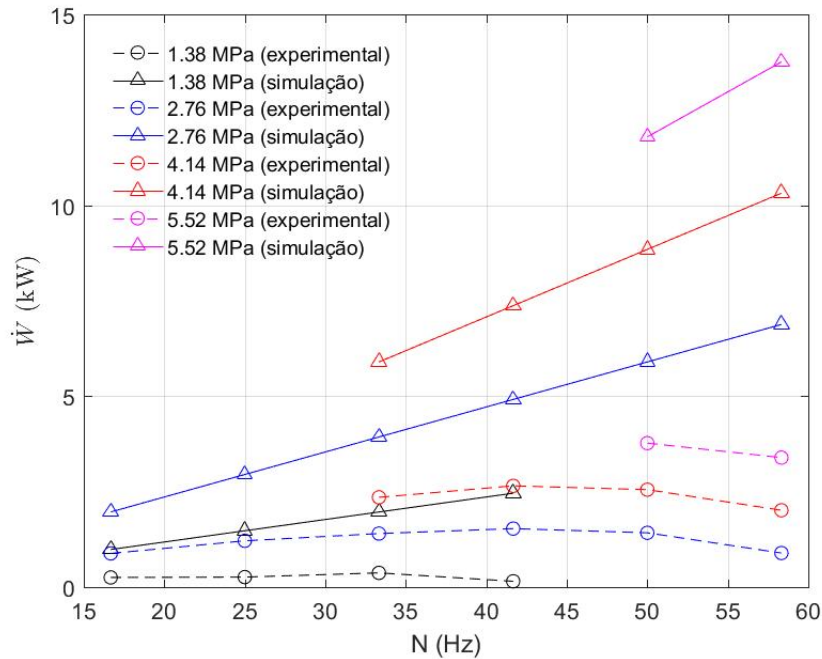
Os resultados de cada uma das simulações são comparados com as medições realizadas nos referidos experimentos. Todas as simulações foram realizadas implementando-se os respectivos algoritmos apresentados na Seção 3.3 no software de cálculo numérico MATLAB[®]. Os códigos do MATLAB[®] para simulação do motor Stirling com os modelos em questão são apresentados no Apêndice A.

a) Simulação do motor Stirling com o modelo isotérmico ideal de Schmidt

Realizou-se uma simulação do motor Stirling GPU-3 através de um modelo elaborado com base na análise isotérmica ideal de Schmidt (Seção 3.3.1), conforme o algoritmo apresentado na Figura 37 e código na Seção A.1. Os cálculos se deram ao longo de um ciclo, com um incremento angular de um grau (1°) entre cada cálculo da pressão interna e das dimensões do volume de compressão e de expansão.

Observou-se que os resultados obtidos com esta simulação têm desvios acima dos 120 % quando comparados aos dados experimentais, considerando-se todas as combinações de pressões médias e rotações testadas (Tabela 3). A média dos desvios na estimação da potência gerada é de 368,39 %. Estes desvios apresentam um aumento diretamente

Figura 47 – Comparação entre os dados experimentais e a simulação do motor Stirling GPU-3 com a análise isotérmica ideal de Schmidt



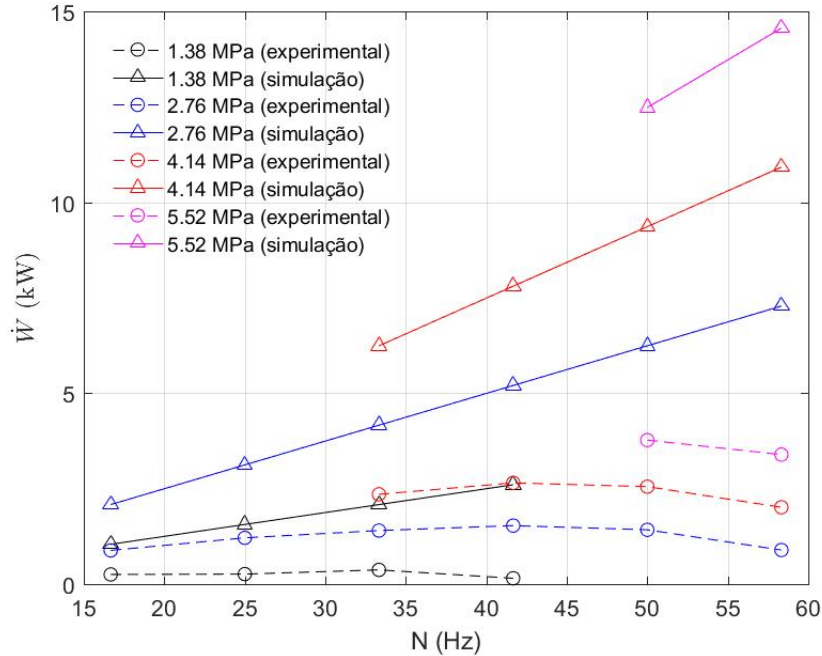
Fonte – Autor.

proporcional ao aumento da rotação do motor. Observa-se também um crescimento linear da potência gerada com o aumento da rotação do motor, para todas as potências médias testadas. Este aumento da potência gerada entra em desacordo com a redução na potência gerada observada nas medições experimentais a partir de uma determinada faixa de rotação (Figura 47).

b) Simulação do motor Stirling com o modelo adiabático ideal

A simulação do motor Stirling GPU-3 aplicando-se o modelo elaborado com base na análise adiabática ideal (Seção 3.3.3), foi executada conforme o algoritmo apresentado na Figura 39 e na Seção A.2. Os cálculos se deram ao longo de um ciclo, com incremento angular de $3,6^\circ$ entre cada cálculo da pressão interna e das dimensões do volume de compressão e de expansão. Os valores iniciais para a temperatura do volume de expansão (T_e) e a temperatura do volume de compressão (T_c) são considerados respectivamente como sendo iguais as temperaturas do aquecedor (T_h) e do resfriador (T_k). Os valores iniciais das transferências de energia em todo o motor são iguais a 0. Com esta simulação foram obtidos resultados com desvios acima dos 130%, quando comparados aos dados experimentais considerando-se todas as combinações de pressões médias e rotações testadas (Tabela 3). A média dos desvios na estimativa da

Figura 48 – Comparação entre os dados experimentais e a simulação do motor Stirling GPU-3 com a análise adiabática ideal



Fonte – Autor.

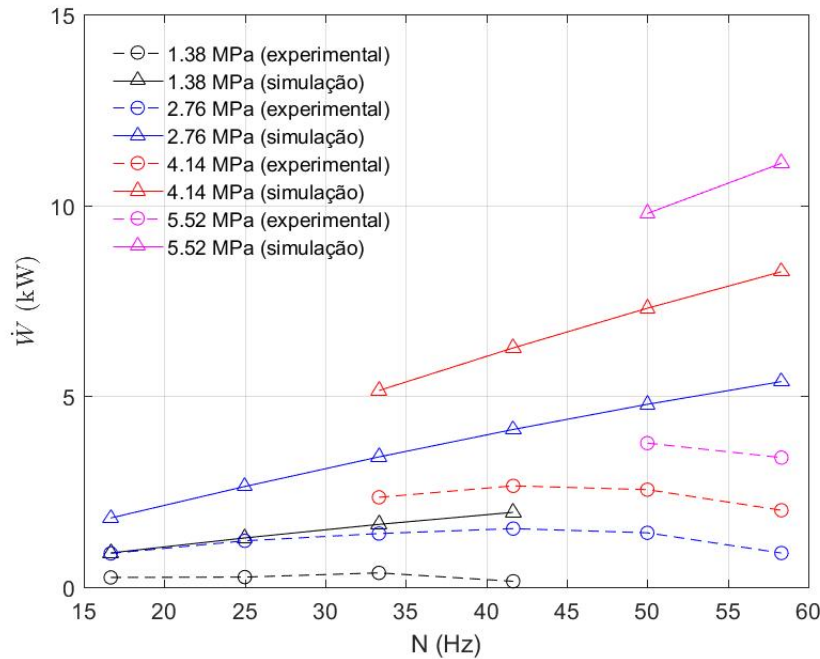
potência gerada é de 395,78 %. Os desvios obtidos nesta simulação são ligeiramente superiores aos obtidos na simulação com a análise isotérmica ideal de Schmidt. Assim como na simulação com a análise de Schmidt, observa-se um crescimento linear da potência gerada com o aumento da rotação do motor para todas as pressões médias testadas, diferindo da redução na potência gerada a partir de uma determinada faixa de rotação, como observado nas medições experimentais apresentados por Martini (1983) (Figura 48).

c) Simulação do motor Stirling com o modelo Simple

Realizou-se uma simulação do motor Stirling GPU-3 aplicando-se o modelo elaborado com base na análise Simple de Urieli (Seção 3.3.5) executada conforme o algoritmo apresentado na Figura 43 e na Seção A.3. Os cálculos se deram ao longo de um ciclo, com incremento angular de $3,6^\circ$ entre cada cálculo de pressão e volume. Os valores iniciais para a temperatura do volume de expansão (T_e) e para a temperatura do volume de compressão (T_c) são, respectivamente, iguais as temperaturas do aquecedor (T_h) e do resfriador (T_k). Os valores iniciais das transferências de energia em todo o motor são iguais a 0.

Foram observados desvios acima de 100 % entre os dados experimentais e os resultados

Figura 49 – Comparação entre os dados experimentais e a simulação do motor Stirling GPU-3 com a análise Simple



Fonte – Autor.

das simulações, considerando-se todas as combinações de pressões médias e rotações testadas (Tabela 3). A média dos desvios na estimacão da potência gerada é de 288,59%. Os desvios obtidos nesta simulacão são inferiores aos obtidos na simulacão através da análise isotérmica ideal de Schmidt e na análise adiabática ideal. Assim como nas simulacões com a análise de Schmidt e com a análise adiabática, observa-se um crescimento da potência gerada com o aumento da rotacão do motor, porém menos acentuado (Figura 49). A reduçã na potência gerada tanto com o aumento da pressão média de operacão como com o aumento da rotacão do motor se deve as irreversibilidades no processo que são consideradas neste modelo. As irreversibilidades consideradas neste modelo são a troca de calor imperfeita no regenerador, e as perdas de pressão na passagem do gás através dos trocadores de calor internos do motor. Isto implica em um menor desvio entre os resultados da simulacão com o modelo Simple e os dados experimentais quando comparado aos demais modelos testados.

4.1.2 Análise comparativa e seleçã do modelo para simulacão do motor Stirling

Os modelos **isotérmico ideal de Schmidt**, **adiabático ideal** e **Simple** para simulacão do motor Stirling apresentam níveis de complexidade incrementais. Todos consideram um motor Stirling operando em regime permanente.

O modelo isotérmico ideal de Schmidt é o mais elementar dos três modelos apresentados. Este modelo é elaborado com base na análise isotérmica ideal do motor Stirling, e, como em um modelo ideal, ou reversível, é considerado que os processos ocorrem com um diferencial infinitesimal de temperaturas e em uma velocidade infinitesimal. Por ser baseado em uma análise isotérmica, a eficiência do motor calculada neste modelo é equivalente a eficiência de Carnot, a eficiência máxima teórica para uma máquina térmica, abordagem que implica em um resultado muito além do obtido para um equipamento real. Além dos processos isotérmicos e das variações infinitesimais de temperatura, dentre as considerações feitas na concepção da análise de Schmidt, como apresentado na Seção 3.3.1, considera-se que: a pressão instantânea é a mesma em todo o sistema, o processo de regeneração é perfeito, e que não há perda de carga nos trocadores. Deste modo, não são consideradas as perdas inerentes da operação de um equipamento real, como as perdas relacionadas ao atrito interno entre os componentes, a troca imperfeita de calor nos processos termodinâmicos, e as perdas de calor para a vizinhança através da carcaça do equipamento. Estas considerações implicam em resultados para a simulação do motor muito distantes dos dados medidos em um equipamento real, o que pode ser observado nos resultados para a aplicação deste modelo apresentados na Seção 4.1.1. Portanto, este modelo é ineficaz para uma análise de engenharia de um equipamento real e a sua aplicação isolada não é indicada. Este modelo, contudo, é útil para uma avaliação ideal da operação do motor como um componente ou parâmetro para análises mais avançadas.

O modelo adiabático ideal é elaborado com base no modelo de Schmidt. Apesar de serem consideradas temperaturas internas mais realistas neste modelo, já que são levadas em conta as variações das temperaturas dos volumes de compressão e expansão ao longo do ciclo, com processos adiabáticos em vez de isotérmicos, ele ainda retém características ideais do modelo isotérmico de Schmidt. O que, de modo similar ao modelo isotérmico ideal de Schmidt, distancia significativamente os resultados obtidos com a aplicação deste modelo para simulação do motor Stirling dos valores de operação de um motor real, como observado nos resultados apresentados na Seção 4.1.1. Neste modelo são calculadas as vazões do gás de trabalho através do aquecedor, do regenerador e do resfriador, e realizado um cálculo mais realista da eficiência térmica do motor (Seção 3.3.3), contudo ele não contabiliza a influência de irreversibilidades internas e externas na operação do motor, considerando processos isentrópicos como no modelo isotérmico de Schmidt. Deste modo, este modelo é ineficaz para a análise de engenharia de um equipamento real. Entretanto, devido as considerações mais realistas e as equações fenomenológicas nele aplicadas, o modelo adiabático ideal se mostra mais apropriado que o modelo isotérmico ideal de Schmidt para uma avaliação ideal da operação do motor Stirling.

O modelo Simple, proposto por Urieli (2010), utiliza a análise adiabática ideal como base, e adiciona aos seus cálculos algumas das perdas inerentes da operação do motor real, tornando-o um modelo não-ideal, o que aproxima os seus resultados dos valores reais de operação de um motor Stirling. Como abordado na Seção 3.3.5, na análise Simple é considerada uma diferença finita entre as temperaturas do gás e dos trocadores de calor do motor Stirling, assim como

entre o motor e as fontes quente e fria, possibilitando uma avaliação mais realista da variação de temperatura do gás ao longo dos processos que compõem o ciclo de Stirling. É considerada também a perda de carga no fluxo do gás através dos trocadores de calor internos do motor. Ambas as considerações têm um impacto na potência gerada pelo motor. A aplicação do modelo Simple resultou em resultados ainda distantes dos dados de operação do motor Stirling real (4.1.1), mas ligeiramente mais aderentes ao perfil de operação real quando comparado aos modelos ideais.

A geração de entropia é um fenômeno inerente aos processos termodinâmicos e afeta substancialmente o desempenho de qualquer sistema termodinâmico real, portanto uma análise considerando os efeitos da segunda lei da termodinâmica é indispensável para uma avaliação de engenharia, mesmo que elementar, de qualquer equipamento real. No modelo Simple, ainda que os resultados se mostrem discrepantes em uma margem significativa em relação aos dados de medição do equipamento real, a influência da geração de entropia, que se manifesta por meio das perdas de energia no processo (irreversibilidades internas e externas), é calculada implicitamente por meio da análise das transferências de calor e da perda de carga.

Uma observação comum a todos os modelos avaliados é que os resultados se tornam substancialmente mais discrepantes em relação aos dados experimentais para: (i) rotações mais altas, quando o processo sofre mais com a intensificação do efeito do atrito interno entre os componentes e entre o fluido de trabalho, e com os efeitos da taxa de troca de calor em um tempo finito; e (ii) operando com pressões médias mais elevadas, quando há mais massa de gás no interior do motor, que impacta no escoamento do fluido através dos componentes internos do motor.

Já que é considerada uma mesma temperatura (T_h) da fonte quente para os dados de simulação aplicados aos três modelos, não há uma grande variação do calor consumido para cada um dos cálculos. Uma diferenciação mais expressiva ocorre na estimação da potência gerada e na estimação da eficiência térmica. São apresentados na Tabela 4 os resultados para a simulação do motor Stirling GPU-3 como cada um dos três modelos, sendo \dot{Q}_e a potência consumida em forma de calor, \dot{Q}_c a taxa de calor rejeitado, I_{rr} a taxa de energia perdida em decorrência das irreversibilidades, \dot{W} a potência gerada, e η_m a eficiência do motor. Nestas simulações considerou-se o motor operando com uma pressão média do fluido de trabalho (P_{med}) igual a 4,14 MPa, uma velocidade de rotação (N) de 41,72 Hz, uma temperatura da fonte quente (T_h) de 977K, e uma temperatura da fonte fria de (T_k) de 288K.

Ao comparar-se os resultados obtidos com as simulações do motor Stirling GPU-3 realizadas com cada um dos modelos propostos neste trabalho, observa-se que o modelo Simple de Urieli se destaca por apresentar resultados com menores desvios em relação aos dados experimentais apresentados por Martini (1983), considerando-se todas as combinações de pressão média e rotação (Figura 50). Deste modo, por apresentar resultados mais realistas e adicionar um baixo nível de complexidade aos cálculos da simulação, o modelo Simple de Urieli (2010)

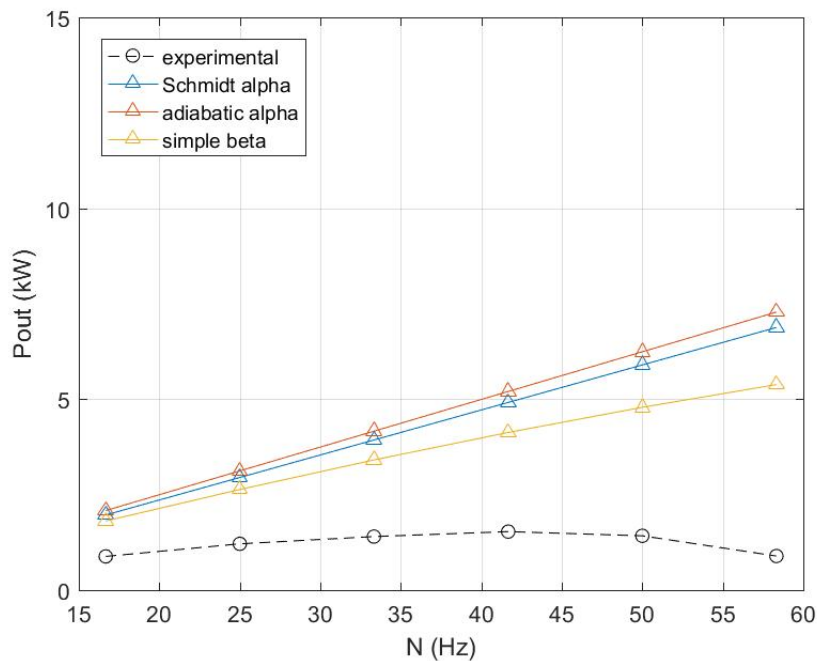
Tabela 4 – Comparação entre os modelos na simulação o motor Stirling GPU-3

Modelos	\dot{Q}_e (kW)	\dot{Q}_c (kW)	$\dot{I}rr$ (kW)	\dot{W} (kW)	η_m (%)
Isotérmico ideal de Schmidt	10,45	3,08	0,00	7,37	70,52
Adiabático ideal	12,54	4,75	0,00	7,80	62,19
Simple	12,95	4,78	1,87	6,25	48,30

Fonte: Autor.

foi selecionado para a realização dos cálculos de dimensionamento e simulação do sistema DS.

Figura 50 – Comparação entre os dados experimentais e os resultados das simulações do motor Stirling GPU-3 ($P_{med}=2,76$ MPa)



Fonte – Autor.

4.1.3 Análise crítica do modelo utilizado para simulação do motor Stirling

A simulação do motor Stirling GPU-3 realizada neste trabalho com o modelo Simple apresentado por Urieli (2010), obteve resultados ligeiramente melhores que os do modelo Simple originalmente apresentado por Urieli e Berchowitz (1984). Comparando-se os resultados da simulação do motor Stirling GPU-3 utilizando o modelo Simple Urieli (2010) (presente trabalho) e as simulações utilizando outros modelos apresentadas na literatura (Tabela 5) nota-se que outros modelos, tais como o CAFS, proposto por Hosseinzade e Sayyaadi (2015) e o PFST, proposto por Hosseinzade, Sayyaadi e Babelahi (2015), obtiveram resultados consideravelmente

mais próximos dos dados experimentais caso seja considerada a estimação da potência gerada (Figura 51a), ou a estimação da eficiência do motor (Figura 51b). Para todas as simulações apresentadas na Tabela 5 foi considerado um motor Stirling GPU-3 operando com uma pressão média (P_{med}) de 4,14 MPa, uma velocidade de rotação (N) de 41,72 Hz, temperatura da fonte quente (T_h) a 977 K e temperatura da fonte fria (T_k) a 288 K.

Tabela 5 – Comparação entre simulações do motor GPU-3 com diversos modelos térmicos

<i>Modelo</i>	\dot{Q}_m (kW)	\dot{W} (kW)	η (%)	<i>Erro</i> \dot{Q}_m (%)	<i>Erro</i> \dot{W} (%)	<i>Erro</i> η_m (%)
adiabático ideal (URIELI; BERCHOWITZ, 1984)	13,280	8,300	62,5	6,75	213,21	193,43
<i>dynamic</i> sem perdas (TIMOUMI; TLILI; NASRALLAH, 2008)	12,935	7,109	55,0	3,98	168,26	158,03
Simple (URIELI; BERCHOWITZ, 1984)	12,762	6,700	52,5	2,59	152,83	146,48
Simple Urieli (2010) (Presente trabalho)	12,950	4,780	48,3	4,10	80,38	126,76
Simple II (BABAELAH; SAYYAADI, 2015)	12,418	4,570	36,8	-0,18	72,45	72,77
Ahmed <i>adiabatic</i> (AHMED; HULIN; KHAN, 2019)	12,324	4,507	36,6	-0,93	70,08	71,64
<i>dynamic best</i> (TIMOUMI; TLILI; NASRALLAH, 2008)	11,101	4,273	38,5	-10,76	61,25	80,70
ISAM (NI et al., 2016)	12,814	4,228	33,0	3,01	59,55	54,93
CAFS (HOSSEINZADE; SAYYAADI, 2015)	11,345	4,107	36,2	-8,80	54,98	69,95
PFST (HOSSEINZADE; SAYYAADI; BABAELAH, 2015)	15,450	3,611	23,3	24,20	36,26	9,39
Dados experimentais (MARTINI, 1983)	12,440	2,650	21,3	-	-	-

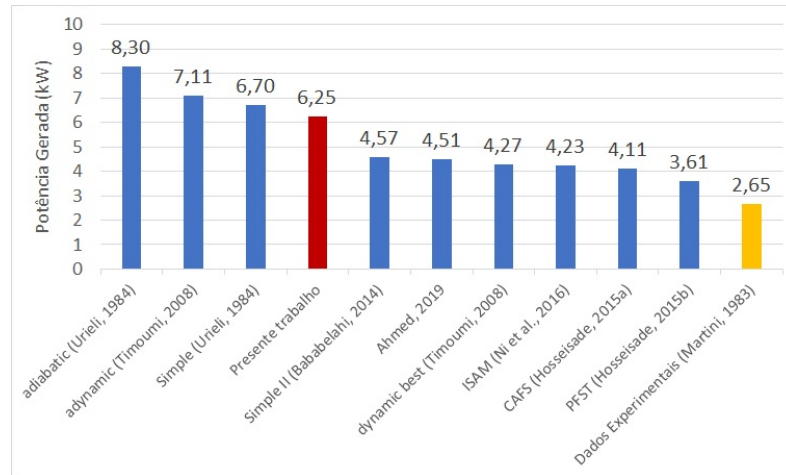
Fonte: Autor.

Tais resultados obtidos com o modelo Simple Urieli (2010) são consequências de simplificações realizadas na concepção deste modelo, conforme descritas por Urieli (2010). Estas simplificações distanciam o modelo das condições reais de operação reduzindo a confiabilidade dos seus resultados. O modelo PFST apresentou os melhores resultados dentre os modelos observados, com os desvios na potência de saída de aproximadamente 36 % e na eficiência de aproximadamente 9 % (Tabela 5). No modelo PFST, desenvolvido com base em uma combinação de uma análise FST e uma análise politrópica do motor Stirling, são consideradas as perdas por atrito, e as perdas decorrentes da perda de pressão interna nos trocadores, assim como uma variação politrópica dos volumes e a eficiência baseada na segunda lei da termodinâmica (HOSSEINZADE; SAYYAADI; BABAELAH, 2015). Tais variáveis têm impacto significativo na eficiência do equipamento e a sua consideração torna o modelo mais confiável e próximo aos indicadores operacionais do motor Stirling real.

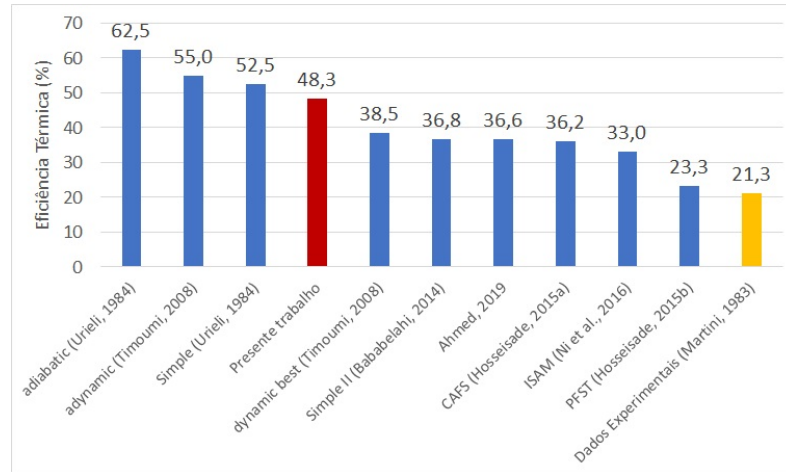
Apesar de não prever a potência gerada e a eficiência do motor Stirling com tanta confiança

quanto esses outros modelos, a análise Simple Urieli (2010) (presente trabalho) apresenta um desvio de aproximadamente 4 % para a estimação da potência térmica consumida pelo motor, desvio menor que o observado para alguns dos demais modelos (Figura 51c). A potência térmica consumida pelo motor (\dot{Q}_m) é o principal valor utilizado no dimensionamento do concentrador parabólico para um sistema DS, tal como proposto neste trabalho. Portanto, os valores previstos pelo modelo Simple Urieli (2010) (presente trabalho), mostraram-se satisfatórios para a aplicação proposta.

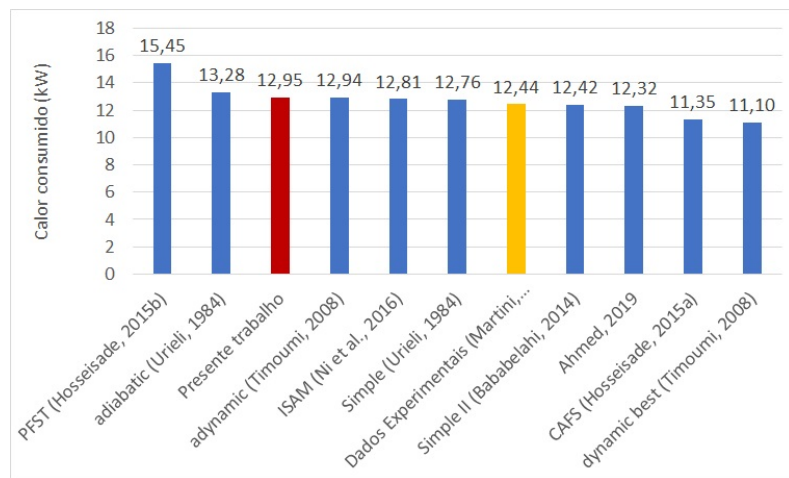
Figura 51 – Comparação entre o modelo utilizado e outros modelos simulando motor Stirling GPU-3 ($P_{med}=2,76$ MPa; $T_h=977$ K; $T_k=288$ K)



(a) Potência gerada



(b) Eficiência térmica



(c) Calor consumido

Fonte Autor.

4.2 ESTIMAÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR DIRETA

A quantidade de energia solar recebida pelo sistema DS é uma das principais variáveis utilizadas para o dimensionamento de um concentrador parabólico (Seção 3.1). Para determinar-se a quantidade de energia disponível para um sistema DS, considerando-se o local onde se planeja instalá-lo, propôs-se a utilização de valores da DNI estimados por um modelo apresentado na Seção 3.2.

A fim de avaliar-se a efetividade deste modelo proposto para a estimação da DNI, e sua adequação para o processo de dimensionamento, ele foi executado considerando-se três latitudes diferentes. Os resultados obtidos pela execução do modelo foram comparados com os dados de medições da radiação solar realizadas por estações meteorológica automática de observação de superfície operadas pelo Instituto Nacional de Meteorologia ((INMET, 2019)). Os dados utilizados são referentes ao período de um ano, com as medições horárias partindo do dia 10 de setembro de 2018 até o dia 9 de setembro de 2019. As latitudes testadas correspondem às cidades brasileiras de: Salvador, no estado da Bahia (latitude de $-13,00^\circ$); Marília, no estado de São Paulo (latitude de $-22,22^\circ$); e Porto Alegre, no estado do Rio Grande do Sul (latitude de $-30,05^\circ$). As latitudes para cada uma das referidas cidades correspondem a localização das estações meteorológica automática de observação de superfície do INMET nelas instaladas, das quais os dados de medição foram utilizados. Tais latitude, progressivamente mais para Sul, foram selecionadas a fim de se avaliar a influência da variação da latitude nos resultados do modelo de estimação utilizado.

Para a execução do modelo de estimação da DNI foram utilizados os valores do fator de turbidez atmosférica Linke (T_R), disponibilizados no SoDa - Solar Radiation Data (2003) (Tabela 6).

Tabela 6 – Valores do fator turbidez atmosférica Linke (T_R)

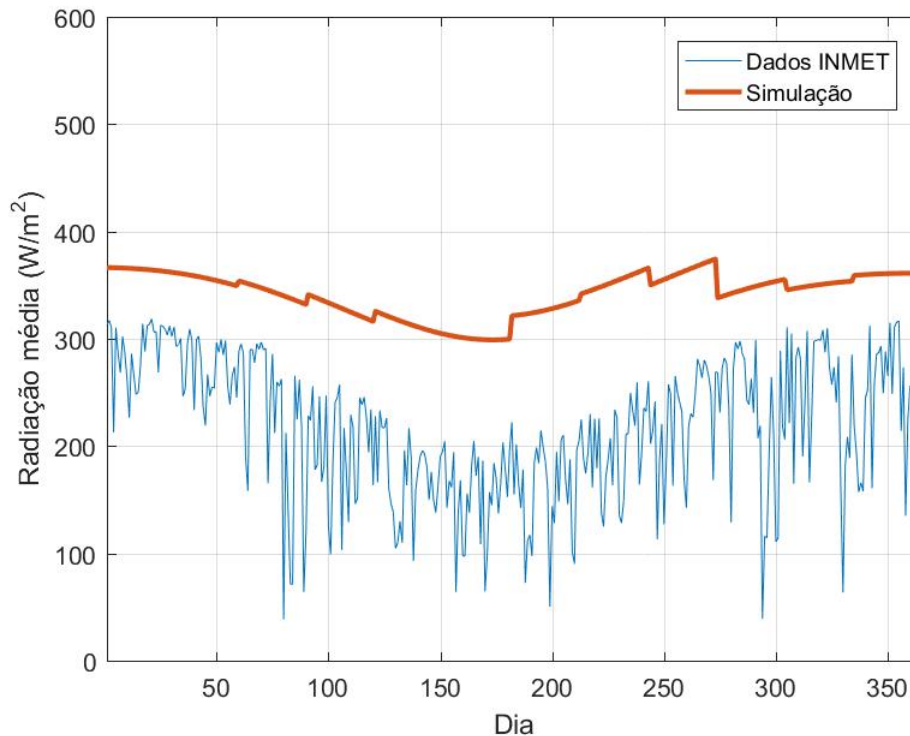
	<i>Jan</i>	<i>Fev</i>	<i>Mar</i>	<i>Abr</i>	<i>Mai</i>	<i>Jun</i>	<i>Jul</i>	<i>Ago</i>	<i>Set</i>	<i>Out</i>	<i>Nov</i>	<i>Dez</i>
Salvador	4,2	4,2	4,1	3,9	3,7	3,7	3,3	3,2	3,5	4,2	4,4	4,3
Marília	4,0	4,0	3,8	3,7	3,3	3,2	3,0	2,9	3,5	3,4	3,7	3,7
Porto Alegre	2,6	3,2	3,7	3,7	3,3	3,1	3,0	2,9	3,6	2,5	2,3	2,4

Fonte: SoDa - Solar Radiation Data (2003)

Como resultado da execução do algoritmo de estimação (Figura 33) no MATLAB®, cujo código é apresentado na Seção A.4, foram obtidos os valores da DNI para cada hora de um ano, para cada local selecionado. Os resultados para Salvador são apresentados neste Capítulo e os demais resultados para Marília e para Porto Alegre são apresentados no Apêndice B. A partir destes resultados, foram calculadas as médias diárias da DNI que foram comparadas com os dados de medição (Figura 52). Observou-se uma superestimação em cerca de 37 % para

Salvador (Figura 52), cerca de 40 % para Marília (Figura B.1), e cerca de 53 % para Porto Alegre (Figura B.4).

Figura 52 – Radiação solar média diária para Salvador

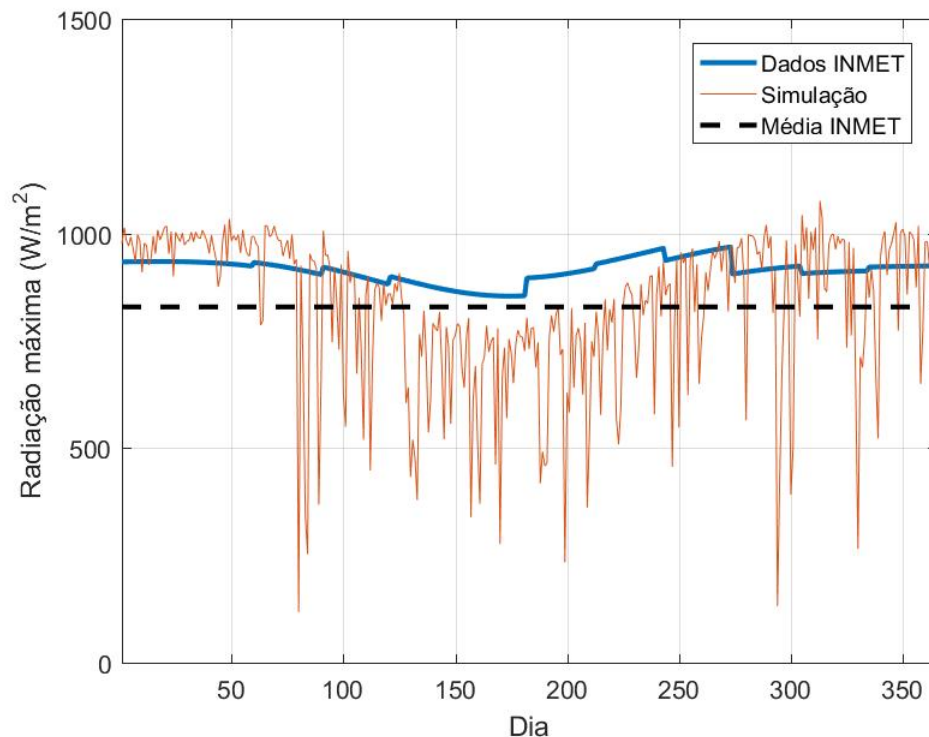


Fonte – Autor e INMET (2019).

Foram comparados também os valores máximos de radiação em cada dia do ano, nos referidos locais. Observou-se, uma superestimação da DNI máxima em relação aos dados das medições realizadas pelo INMET, com valores superiores em cerca de: 10 % para Salvador (Figura 53), 16 % para Marília (Figura B.2), e 40 % para Porto Alegre (Figura B.5).

Traçando-se um perfil diário da DNI, considerando-se as médias mensais para cada hora, em cada um dos locais analisados, nota-se que com os valores medidos pelas estações meteorológicas (Figuras 54b, B.3b, B.6b) há uma taxa de crescimento menos acentuada ao longo do dia, quando comparados aos resultados da estimativa (Figuras 54a, B.3a, B.6a). As curvas traçadas com os dados estimados pelo modelo têm um crescimento mais acentuado, suavizando-se ao se aproximar do ponto de inflexão, o que gera um gráfico com uma maior área sob a curva. Isto denota uma maior quantidade de energia incidente no local por dia, indicando uma superestimação da DNI, já evidenciada na análise das médias diárias (Figuras 53, B.2 e B.5). Nota-se também, ao observar-se os gráficos referentes aos valores medidos (Figuras 54b, B.3b, B.6b), uma maior amplitude entre os valores máximos da DNI nas curvas referentes aos meses de maior e de menor incidência de radiação solar, respectivamente janeiro e julho, para o hemisfério sul, quando

Figura 53 – Radiação solar máxima diária para Salvador



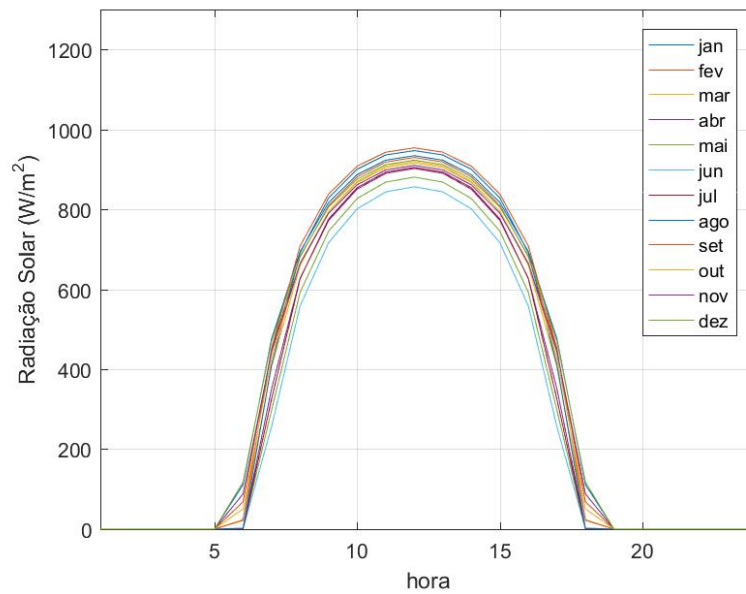
Fonte – Autor e INMET (2019).

comparado aos valores estimados (Figuras 54a, B.3a, B.6a).

Aplicando-se os resultados da estimação da DNI através do modelo proposto (Seção 4.2), obtém-se uma superestimação dos valores para todos os casos. A estimação dos valores máximos, entretanto, apresenta desvios ligeiramente menores que os observados para as médias diárias. Observou-se também um aumento progressivo dos desvios para latitudes mais a Sul.

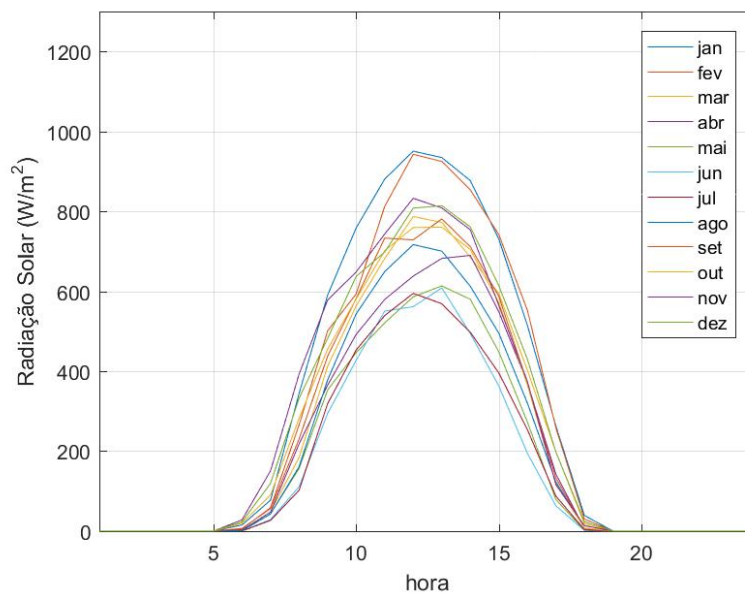
A variável a qual se pode atribuir maior influência nos desvios entre os resultados da estimação e os dados da DNI medida é o fator de turbidez atmosférica Linke. No modelo utilizado, este parâmetro é o responsável pela correção da estimação da DNI (Equação 3.37), levando em conta os fatores meteorológicos locais. A determinação deste fator leva em consideração as variabilidades meteorológicas, como a umidade do ar e a concentração de material particulado na atmosfera. Entretanto, a variabilidade diária destes fenômenos, de acordo com variações no tempo meteorológico, provoca variações acentuadas dos valores medidos da DNI. O modelo proposto não é capaz de prever este comportamento com precisão. Isto é agravado pelos fatores de turbidez atmosférica Linke serem determinados mensalmente, um período longo, sabendo-se que em certas regiões as condições meteorológicas têm mudanças significativas em intervalos de tempos menores, como é possível observa-se nas Figuras 52, B.1, e B.4. As variações meteorológicas não necessariamente se repetem ao longo dos anos, dada a complexidade dos

Figura 54 – Perfil da radiação solar média mensal por hora para Salvador



(a) Resultados da estimacão

Fonte Autor.



(b) Valores medidos pela estaco meteorológica

Fonte Autor.

sistemas meteorológicos e das condioes atmosféricas. Deste modo, para a obteno de valores mais realistas, seria necessário um banco de dados com fatores de turbidez atmosférica mais precisos.

4.3 DIMENSIONAMENTO DO CONCENTRADOR

Com dos dados obtidos com a simulação do motor Stirling GPU-3 com o modelo Simple (Seção 4.1) e com a estimação da DNI local (Seção 4.2) é possível se dimensionar um concentrador parabólico para o motor Stirling simulado, aplicando-se estes dados ao algoritmo de dimensionamento apresentado na Seção 3.4, e cujo código do MATLAB[®] é apresentado na Seção A.5. O dimensionamento do concentrador é realizado calculando-se o seu diâmetro de abertura e, a partir dele, são calculados os demais parâmetros

Em conformidade com a equação proposta para determinar-se o diâmetro de abertura do concentrador (Equação 3.28), verifica-se que quanto maior a taxa de radiação solar que incide sobre o sistema por unidade de área (I_N), menor será o diâmetro de abertura necessário para um concentrador parabólico que seja capaz de suprir a energia necessária para a operação do motor (\dot{Q}_m). Portanto, a utilização de um valor baixo da DNI (I_N) como referência para o projeto do concentrador pode resultar em um superdimensionamento deste componente. De modo similar, a utilização de um valor alto da DNI como referência pode resultar em um subdimensionamento do concentrador.

O superdimensionamento do concentrador implica em uma eventual concentração excessiva de energia sobre a UCP, visto que a taxa de energia concentrada sobre a UCP (\dot{Q}_{con}), dada pela Equação 3.8, é função direta da área de abertura do concentrador (A_{con} , Equação 3.1), que, por sua vez, é função do diâmetro de abertura do concentrador (d_{con}). Um fluxo de energia excessivo pode danificar o equipamento. Além disto, um concentrador maior que o necessário resultaria em um maior custo de construção. Um subdimensionamento do concentrador não implicaria em danos ao equipamento, porém resultaria em um sistema incapaz de aproveitar todo o potencial energético disponível no local para onde ele foi projetado, fazendo com que o motor operasse permanentemente aquém da sua capacidade.

Sabendo-se que o valor médio diário da DNI é menor que o seu valor máximo, sua utilização como referência resultaria em um superdimensionamento do concentrador. Isto implicaria em uma taxa excessiva de radiação solar sendo concentrada sobre o receptor a partir do momento em que a intensidade da DNI ultrapasse a média diária (Figura 54). A fim de evita-se um superdimensionamento do concentrador, o método de dimensionamento proposto considera como referência os valores máximos diários da DNI para cada dia do ano.

Quatro valores de referência foram testados para o dimensionamento do concentrador, baseando-se nos valores máximos diários da DNI: (a) o valor médio, (b) o valor máximo, (c) e o valor mínimo, obtidos com os resultados do modelo de estimação, e (d) o valor médio, baseado nos dados de medição do INMET (Tabela 7). O valor de referência (d) foi introduzido a fim de se avaliar a influência da DNI no dimensionamento do concentrador parabólico, visto que o modelo de estimação utilizado (Seção 3.2) apresentou resultados com desvios substanciais quando comparado aos dados de medição (Seção 4.2). As tabelas com os dados para as cidades

de Marília e Porto Alegre são apresentadas no Apêndice C

Tabela 7 – Valores de referência para o dimensionamento do concentrador para Salvador

	<i>Dados de referência</i>	<i>Valor</i>
(a)	Média das máximas diárias	914,91 W/m ²
(b)	Máximo das máximas diárias	968,86 W/m ²
(c)	Mínimo das máximas diárias	854,01 W/m ²
(d)	Média das máximas diárias (INMET)	828,84 W/m ²

Fonte: Autor.

O diâmetro de abertura do receptor, considerado como um valor equivalente ao diâmetro interno (d_{rec}^{int}) para efeito de simplificação, também foi dimensionado de modo a ser compatível com o concentrador projetado. Este parâmetro é dimensionado com base no diâmetro do ponto focal do concentrador, determinado pela Equação 3.7. É considerada uma temperatura máxima limite para o receptor em 80 % da temperatura de fusão do absorvedor. Considerou-se que o absorvedor é constituído de um conjunto de tubos de cobre, cuja temperatura de fusão é 1293 K. É estabelecido um valor arbitrário inicial de 0,01 m para o diâmetro do receptor. Este valor é corrigido com incrementos de 0,005 m, com base no cálculo do diâmetro da imagem projetada pelo concentrador. O diâmetro de abertura do receptor é determinado como o primeiro valor maior que o diâmetro do ponto focal (d_i), garantindo-se que toda a radiação concentrada entre pela abertura do concentrador e permitindo também que a temperatura do receptor (T_{rec} , Equação 3.13) se mantenha sob o critério de operação estabelecido. Este processo é parte do algoritmo do MATLAB[®] apresentado na Seção A.5.

Foi considerado que a temperatura é constante e uniforme em toda a superfície do receptor. O comprimento interno, ou profundidade, do receptor (L_{rec}^{int}) foi definido considerando-se uma razão entre o comprimento interno e o diâmetro interno (d_{rec}^{int}) igual a 2, garantindo-se uma condição de máxima perda convectiva, tal como é descrito por Azzouzi, Boumeddane e Abene (2017). O diâmetro externo e o comprimento externo foram definidos se considerando uma espessura do isolamento de 0,02 m. A emissividade (ε) e a absortividade (ab) do receptor são consideradas respectivamente como 0,85 e 0,93 (CABALLERO et al., 2017). As propriedades do ar utilizadas para os cálculos da transferência de calor por convecção foram as apresentadas por Çengel e Ghajar (2015) (Tabela 8)

A refletividade do concentrador (α_{con}) é de 0,90, considerando-se um refletor solar de alumínio (HAFEZ et al., 2017).

Para a velocidade do vento (u_{ar}) foram utilizados os dados disponibilizados pelo INMET para cada local estudado (INMET, 2019). Foi considerada a aceleração da gravidade de 9,81 m/s, e a constante de Boltzmann como 5.6710×10^{-8} W K⁴/m² (ÇENGEL; GHAJAR, 2015). Considerou-se que o ângulo de inclinação do receptor em relação a superfície horizontal (ϕ_{rec}) varia ao

Tabela 8 – Propriedades do ar

	<i>Especificação</i>	<i>Valor</i>
Cp	Calor específico	1,007 J K/kg
ρ	Densidade	1,184 kg m ³
k_{ar}	Condutividade térmica	0,025 51 W K/m
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica	1,849 10 × 10 ⁻⁵ m ² /s
ν_{ar}	Viscosidade cinemática	1,562 10 × 10 ⁻⁵ N s/m ²

Fonte: Çengel e Ghajar (2015)

longo do dia acompanhado o trajeto do sol no céu, com um sistema seguidor, logo, este ângulo é equivalente a altura solar (α_s , Equação 3.34).

Com os referidos dados de entrada aplicados ao algoritmo de dimensionamento do concentrador (Figura 44), foram dimensionados quatro alternativas de um concentrador e um receptor para suprir a demanda energética de um motor Stirling GPU-3 para a cidade Salvador na Bahia (Tabelas 9 e 10). As tabelas com os resultados para as cidades de Marília e Porto Alegre são apresentadas no Apêndice C. Esta alternativas de dimensionamento são baseadas nos valores máximos diários da DNI: (a) o valor médio, (b) o valor máximo, (c) e o valor mínimo, baseados nos resultados do modelo de estimação, e (d) o valor médio, baseado nos dados de medição do INMET (Tabela 7).

Tabela 9 – Concentrador projetado um para um sistema DS em Salvador

	<i>Parâmetro</i>	<i>(a)</i>	<i>(b)</i>	<i>(c)</i>	<i>(d)</i>
d_{con}	Diâmetro de abertura (m)	4,6731	4,5411	4,8369	4,9098
C	Razão de concentração (m)	103,7549	100,8246	96,7375	98,1951
f	Distância focal (m)	2,8205	2,7408	2,9193	2,9633
L_{con}	Profundidade (m)	0,4839	0,4703	0,5009	0,5084
S	Área da superfície (m ²)	17,8675	16,8725	19,1416	19,7228
d_i	Diâmetro da imagem (m)	0,0440	0,0428	0,0456	0,0463

Fonte: Autor.

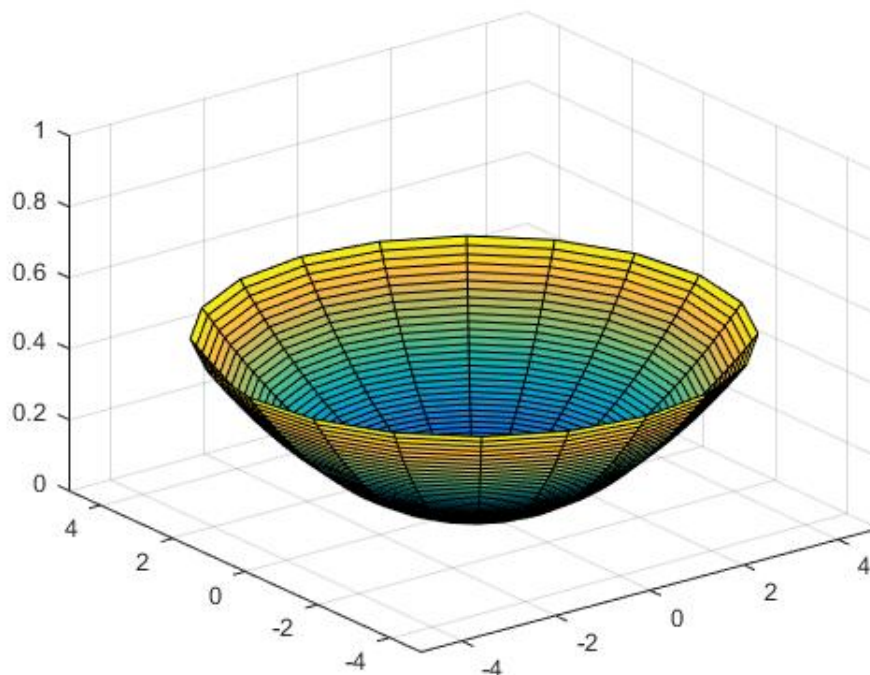
Dentre os resultados para o dimensionamento do concentrador, o maior diâmetros de abertura obtido foi o de aproximadamente 4,91 m, utilizando-se o valor de referência (d) (Figura 55), com a aplicação do valor médio anual, baseado nos dados de medição do INMET (Tabela 7). Quando comparados a este diâmetro, os demais resultados apresentam uma diferença de cerca de 5 % para o diâmetro projetado com a referência (a), de 7,5 % para o projetado com a referência (b) e de 1,5 % para o diâmetro projetado com a referência (c). Pode-se notar uma menor diferença percentual para os diâmetros projetados do que as diferenças observadas entres os respectivos valores de DNI utilizados (Tabela 7), como descrito na Seção 4.2.

Tabela 10 – Receptor projetado um para um sistema DS em Salvador

	Parâmetro	(a)	(b)	(c)	(d)
d_{rec}^{int}	Diâmetro interno (m)	0,0450	0,0450	0,0500	0,0500
d_{rec}^{ext}	Diâmetro externo (m)	0,0675	0,0675	0,0750	0,0750
L_{rec}^{int}	Profundidade (m)	0,0900	0,0900	0,1000	0,1000
L_{rec}^{ext}	Comprimento externo (m)	0,1300	0,1300	0,1400	0,1400
T_{rec}	Temperatura do receptor (K)	1064,03	1064,03	1047,49	1047,49

Fonte: Autor.

Figura 55 – Concentrador projetado



Fonte – Autor.

4.4 SIMULAÇÃO DO SISTEMA DS

O sistema *Dish Stirling* (DS) projetado é composto pelo motor Stirling GPU-3, o concentrador parabólico (Tabela 9) e pelo receptor (Tabela 10) dimensionados para o local proposto. Para a simulação do sistema DS projetado, foram utilizados os resultados da simulação do motor Stirling GPU-3 com o modelo Simple (Seção 4.1), os resultados do dimensionamento do concentrador parabólico (Seção 4.3) e os dados de radiação solar e velocidade do vento disponibilizados pelo INMET (INMET, 2019). Este dados foram aplicados ao algoritmo de

simulação do sistema DS (Figura 45), apresentado na Seção 3.5, e cujo código do MATLAB® é apresentado na Seção A.6 do Apêndice A. Considerou-se um gerador elétrico com eficiência (η_g) de 98 % para todos os casos.

A fim de se determinar a aplicabilidade do modelo de estimação da DNI proposto para o dimensionamento do concentrador, foram considerados os diâmetros de abertura do concentrador (d_{con}) dimensionado com o valor de referência (d), valor baseado nas mediações do INMET; e com o valor de referência (c), valor resultado da simulação que apresentou menor percentual de desvio quando comparado ao valor medido. Deste modo, é possível se avaliar a influência do diâmetro do concentrador na produção de energia do sistema DS. Para fins de simplificação, foi considerado um concentrador parabólico com superfície completa, semelhante aos utilizados em sistema DS com suporte carrossel (Figura 18). Este modelo não necessita de um entralhe para a fixação do pedestal, o que reduz a energia concentrada em função da sua menor área.

Nestas condições, executando-se o algoritmo de simulação (Figura 45, código do MATLAB® na Seção A.6), foram estimados os totais de energia gerada pelo sistema para o período de um ano (E_{Ta}) para cada os sistemas projetados se considerando cada uma das localidades propostas (Tabela 11).

Tabela 11 – Resultados da simulação do sistema DS projetado utilizando as referências (c) e (d)

	Salvador		Marília		Porto Alegre	
	(c)	(d)	(c)	(d)	(c)	(d)
d_{con} (m)	4,84	4,91	4,81	4,98	4,97	5,42
E_{Ta} (kWh)	12 359,92	12 751,88	12 015,48	12 956,11	10 350,14	12 336,46

Fonte: Autor.

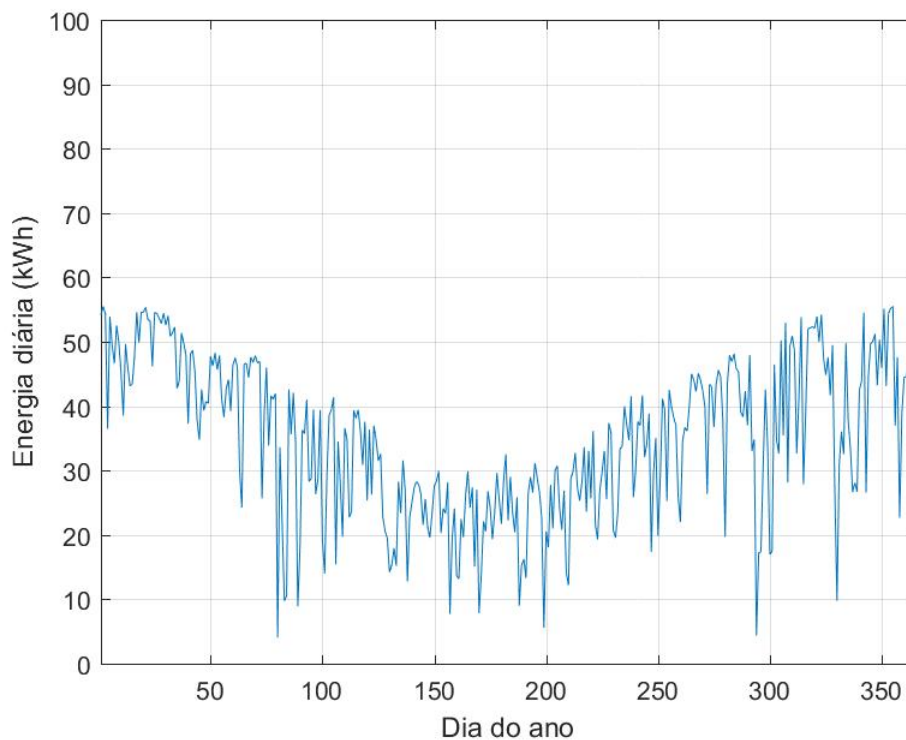
Comparando-se a produção energética anual dos sistemas DS projetados com os concentradores dimensionados com o valor de referência (c) e com o valor de referência (d), observou-se para Salvador uma variação de cerca de 3 % na produção anual, para Marília, uma variação de cerca de 7 %, e para Porto Alegre, uma variação de cerca de 16 %.

Através deste resultado demonstra-se que é possível o dimensionamento de um sistema DS aplicando-se o método proposto utilizando-se a referência (c) para latitudes próximas a de Salvador. Os resultados apresentam desvios de cerca de 1,5 % para o diâmetro e de cerca de 3 % na estimação da energia gerada ao longo do ano, quando comparados a utilização de dados de medição (referência (d)), contra desvios de respectivamente 3,5 % e 8 % para Marília e 8 % e 16 % para Porto Alegre.

Com a simulação também foram determinadas as energias geradas por dia ao longo do ano pelo sistema DS projetado para Salvador (Figura 56), Marília (Figura C.1), e Porto Alegre (Figura C.2), assim como as médias diárias de geração de energia para cada mês (Figura 57). A duração do dia em horas é calculada para cada local com base na Equação 3.38, tendo como

resultado uma duração média de 12 horas. A média diária de geração de energia elétrica foi de 29,83 kWh/dia para Salvador (6,15 kWh/m²/dia), 32,92 kWh/dia para Marília (6,83 kWh/m²/dia), e 28,35 kWh/dia para Porto Alegre (5,69 kWh/m²/dia). Foram calculadas as eficiências dos principais componentes do sistema (Tabela 12). Para todos os casos foram utilizados o mesmo material reflexivo para o concentrador, o mesmo motor Stirling, e um mesmo gerador.

Figura 56 – Energia gerada por dia pelo sistema DS projetado para Salvador



Fonte – Autor.

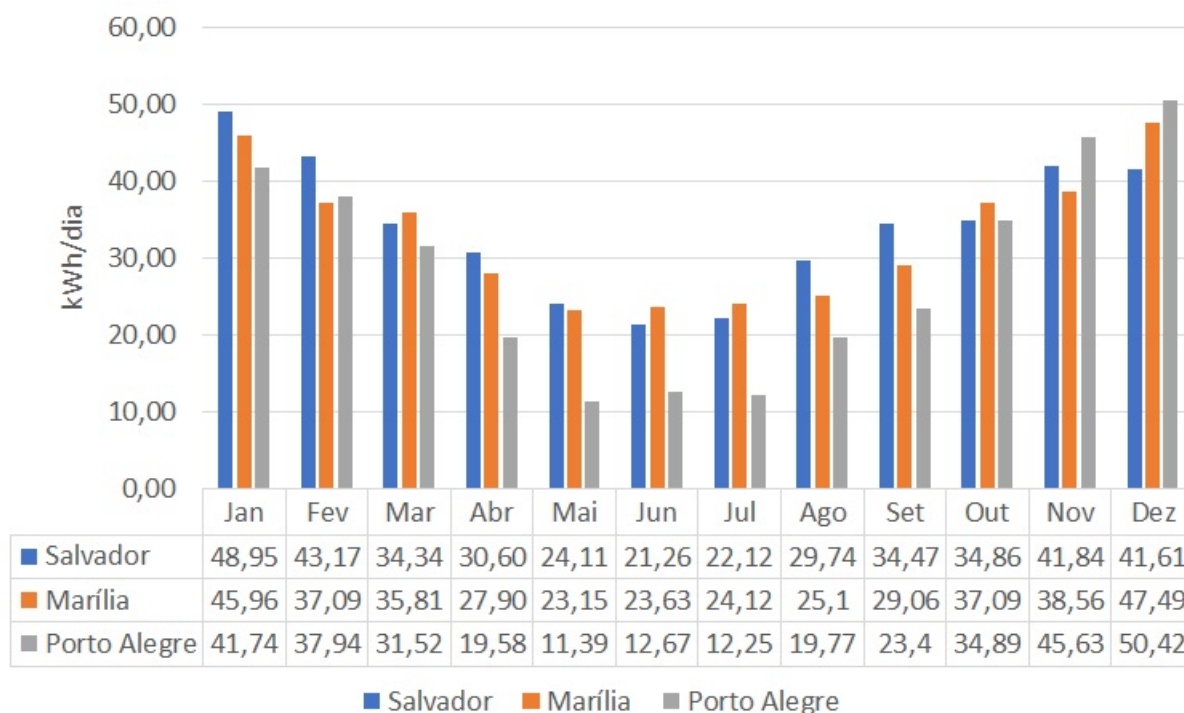
Tabela 12 – Eficiências dos componentes e dos sistemas DS projetados com referência (c)

	<i>Equipamento</i>	<i>Salvador</i>	<i>Marília</i>	<i>Porto Alegre</i>
η_{con}	Concentrador (%)	90,00	90,00	90,00
η_{rec}	Receptor (%)	88,19	88,11	83,99
η_m	Motor Stirling (%)	48,30	48,30	48,30
η_g	Gerador (%)	98,00	98,00	98,00
η_s	Sistema DS (%)	37,61	37,57	35,81

Fonte: Autor.

Nota-se que a eficiência do receptor em Marília é ligeiramente maior que em Salvador. Isto pode ser atribuído ao maior percentual de perdas no receptor, operando em Salvador, em decorrência de um regime de ventos mais intenso neste local.

Figura 57 – Energia média diária gerada pelo sistema DS projetado para cada local proposto



Fonte – Autor.

Um concentrador parabólico para um sistema DS real tem uma eficiência entre 78 % e 89 % (HAFEZ et al., 2017). O valor de 90 %, obtido com o método proposto, está ligeiramente acima do usual. Para obter-se resultados mais precisos se deve levar em conta, além da reflexividade da superfície, outros fatores, tais como: o aquecimento do concentrador durante a operação e as perdas de energia por emissão radiação e por convecção (CABALLERO et al., 2017; CASTELLANOS et al., 2017; HAFEZ et al., 2017). Tais processos foram desprezados neste trabalho visando uma simplificação do método.

Obteve-se uma eficiência do receptor entre cerca de 83 e 88 %, valores dentro da faixa de 85 % a 90 % (HAFEZ et al., 2017), o que ocorre na maioria dos sistemas DS reais. Entretanto, para um projeto adequando de um receptor, é fundamental uma avaliação mais criteriosa da influência dos materiais utilizados na sua construção e da geometria do concentrador na temperatura de operação, e nos fluxos de calor sobre a distribuição da radiação concentrada. Devem ser consideradas, também, condições de operação mais realistas, com o processo dinâmico da troca de calor no receptor e de variação na temperatura do receptor concomitante com a variação na DNI ao longo do dia.

Os valores da eficiência térmica do sistema obtidos nesta simulação, entre cerca de 35 % e 37 %, estão além das eficiência térmica dos sistemas DS reais, situadas entre 16 % e 30 % (HAFEZ et al., 2017). Isto pode ser atribuído principalmente a superestimação da eficiência

térmica do motor Stirling pelo modelo Simple de Urieli (2010), modelo térmico utilizado para simular o motor. Deste modo, se faz mister a aplicação de um modelo mais preciso para simulação do motor Stirling a fim de se obterem resultados mais realistas para a eficiência do sistema DS.

4.5 CONSIDERAÇÕES SOBRE O CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentados e discutidos os resultados da execução dos algoritmos para: a simulação do motor Stirling, a estimação da DNI, o dimensionamento do concentrador parabólico, e a simulação dos sistema DS projetado, conforme os modelos e algoritmos propostos no Capítulo 3.

Os três modelos de simulação do motor Stirling, propostos na Seção 3.3, foram utilizado para simular o motor Stirling GPU-3. O modelo isotérmico ideal de Schmidt e o modelo adiabático ideal apresentaram resultados similares, com desvios médios em relação ao dados experimentais de respectivamente 368 % e 395 %. Ambos apresentaram um crescimento linear na estimação da potência gerada com o aumento da rotação do motor, assim como um crescimento do desvio entre a estimação da potência gerada e a potência medida. A principal diferença entre os resultado destes modelos está na eficiência térmica calculada para o motor. O modelo adiabático apresenta um resultado mais próximo dos valores experimentais, apresentados no trabalho de Martini (1983). O modelo Simple apresentou resultados mais próximo dos dados experimentais, em todos os casos, quando comparado aos demais modelos avaliados, com um desvio médio de 288 % para a estimação da potência gerada. Isto pode ser atribuído as irreversibilidade do processo consideradas da elaboração deste modelo. Tanto o modelo isotérmico ideal de Schmidt como o modelo adiabático ideal se mostraram inadequados para uma análise de engenharia de um equipamento real se aplicados isoladamente. O modelo Simple apresentou resultados significativamente distantes dos obtidos experimentalmente para um motor real, porém, devido a sua maior adequação aos dados experimentais quando comparado aos demais modelos, o modelo Simple foi o selecionado para a simulação do sistema DS.

Foram apresentados os dados da estimação da DNI com o modelo apresentado na Seção 4.2. O modelo apresentou resultados com um perfil tal qual o esperado para estimações em latitudes no hemisfério sul, entretanto com valores superestimados quando comparados ao dados das medições do INMET (INMET, 2019). A estimação da DNI foi executada para as cidade de Salvador, Marília e Porto Alegre. Ao comparar-se as médias diárias da DNI calculadas com o modelo com as médias diária da DNI calculadas com base nos dados de medição do INMET, observou-se desvios entre 37 e 53 %. Considerando-se a DNI máxima diária observou-se desvios entre 10 e 40 %. Os desvios apresentaram um percentual crescente para latitudes progressivamente mais a Sul.

Utilizando-se os dados da DNI e da simulação do motor pôde-se dimensionar um concentrador parabólico para compor um sistema DS com o motor Stirling GPU-3. A fim de evitar-se

uma superestimação do concentrador, este componente foi projetado com base na radiação máxima local. Três valores estimados da DNI foram utilizados como referência para o projeto do concentrados e seus resultados foram comparados com o resultado do projeto do concentrador utilizando-se a média dos valores máximos medidos pelo INMET (2019). O diâmetro projetado com base no valor mínimo dos máximos simulados foi o que mais se aproximou do valor projetado utilizando-se os dados de medição. O diâmetro projetado com o valor estimado da DNI teve um desvio de 1,5 % para Salvador.

Com base no resultado do dimensionamento do concentrador, e utilizando-se os dados da DNI medida, o sistema DS foi simulado para os locais propostos. Foram determinados os valores de energia gerada ao longo do ano, e as médias mensais de produção diária de energia. O valor de produção anual total apresentou uma superestimação de cerca de 3 % para Salvador quando comparado ao o sistema DS projetado com o dado medido e o projetado com os dados do modelo de estimação.

5 CONCLUSÃO

A ampliação do uso de fontes renováveis de geração de energia elétrica está entre as principais medidas para refrear o aquecimento global. Estas fontes têm uma emissão líquida de GEEs nula em sua operação, logo não contribuem para o agravamento do efeito estufa. Os sistemas que utilizam a energia solar como fonte de energia estão entre os principais sistema de geração de energia elétrica através de fontes renováveis.

A geração de energia elétrica é destacada como o principal uso da energia solar atualmente. Uma das técnicas para se converter a energia solar em energia elétrica é através dos sistemas térmicos de energia solar concentrada (CSP - *Concentrating Solar Thermal Power*), ou sistemas heliotérmicos.

Dentre os sistemas heliotérmicos, os sistemas DS se destacam pelo seu alto rendimento térmico. Estes sistemas, contudo, ainda não obtiveram sucesso comercial devido ao seu alto custo de produção e operação comparados aos demais sistema heliotérmicos ou aos sistema fotovoltaicos. Portanto, para que os sistemas DS se tornem uma alternativa mais atrativa e viável, é necessária, dentre outras medidas, uma redução nos seus custos com técnicas de projeto mais simples.

Neste trabalho foi apresentado e discutido um método simples de dimensionamento de um sistema *Dish Stirling* (DS) a partir das especificações do motor Stirling e considerando-se as condições locais de incidência de radiação solar direta normal (DNI - *Direct Normal Irradiance*) ao longo de um ano.

É apresentado o motor Stirling, o componente dos sistemas DS responsável por converter a radiação solar concentrada em energia mecânica. Foram elencados os principais métodos de modelagem do motor Stirling. Dentre estes, as análise de segunda ordem não-ideal é apontada como a com melhor relação entre precisão e custo computacional.

Foi apresentada uma análise energética do conjunto concentrador-receptor, dois dos principais componentes do sistema DS, responsáveis respectivamente por concentrar e transmitir a energia solar para o motor Stirling. Tendo a capacidade energética do sistema definida com base no motor Stirling utilizado, o concentrador é o principal componente a ser dimensionado para o projeto do sistema DS. Determinou-se uma equação para se definir o diâmetro de abertura do concentrador em função da energia solar recebida por ele e da energia transmitida do receptor para o motor Stirling.

Para determinar-se a quantidade de energia recebida pelo sistema em função do seu local de operação, foi apresentado um modelo de estimação da DNI. As equações deste modelo foram implementadas em um algoritmo com a função de estimar-se a DNI executando-o no software de cálculo numérico MATLAB[®].

A fim de determinar-se de maneira simples a quantidade de energia transmitida do receptor

para o motor Stirling foram apresentados três modelos térmicos para o motor Stirling: o modelo isotérmico ideal de Schmidt, o modelo adiabático ideal, e o modelo Simple de Urieli (2010). Foram apresentados algoritmos para simulação do motor Stirling com cada um dos três modelos, a fim de aplicá-los ao MATLAB®.

Com base nas análises do conjunto concentrador-receptor, na estimação da radiação solar, e na simulação do motor Stirling, é apresentado um algoritmo para dimensionamento do concentrador parabólico para um sistema DS. É apresentado também um algoritmo para simulação do sistema DS projetado.

Os três modelos propostos para simulação do motor Stirling foram utilizados para simular o motor Stirling GPU-3, motor Stirling amplamente discutido na literatura. Quando testados para simular o motor GPU-3 operando em uma variedade de rotações e pressões médias o modelo isotérmico ideal de Schmidt, o modelo adiabático ideal, e o modelo Simple apresentaram respectivamente médias de desvios na estimação da potência gerada de cerca de 368 %, 395 %, e 288 %. O modelo isotérmico ideal de Schmidt e o modelo adiabático ideal apresentaram resultados similares e consideravelmente distantes dos dados experimentais. Apesar de apresentar um grande desvio na simulação da potência gerada, o modelo Simple, um modelo não-ideal, apresentou os resultados mais próximos dos dados medidos para todos os casos, comparado aos demais modelos testados, e uma variação de apenas 4 % para a estimação da potência consumida pelo motor. Por isso, o modelo Simple foi o selecionado para a simulação do sistema DS.

O modelo da estimação da DNI foi executado para as cidades de Salvador, Marília e Porto Alegre. Este modelo apresentou resultados com valores superestimados para as médias diárias da DNI quando comparadas com as médias diárias calculadas com base nos dados de medição do INMET. Os desvios apresentaram um percentual crescente para latitudes progressivamente mais a Sul. A estimação da DNI máxima diária apresentou desvios menores que a estimação da DNI média diária, com cerca de: 10 % para Salvador, 16 % para Marília, e 40 % para Porto Alegre.

Utilizando-se os dados da DNI e da simulação do motor pôde-se dimensionar um concentrador parabólico e um receptor para compor um sistema DS com o motor Stirling GPU-3. O concentrador foi projetado com base na DNI máxima local. Três referências foram utilizadas e comparadas com a média dos diâmetros máximos para os dados medidos. O diâmetro projetado com base no valor mínimo dos máximos simulados foi o que mais se aproximou do projetado com os dados de medição, com uma variação de apenas 1,5 % para a cidade de Salvador.

Com base no resultado do dimensionamento do concentrador e utilizando-se os dados de DNI medida, o sistema DS foi simulado para os locais propostos. Foram determinados os valores de energia gerada ao longo do ano, as médias de produção diária mensal e anual. Para a cidade de Salvador, utilizando-se um concentrador de 4,84 m obteve-se uma média diária de geração de energia elétrica de 29,83 kWh/dia (6,15 kWh/m²/dia), com uma estimação da geração anual de 12 359,92 kWh, um desvio de 3 % quando comparada a estimação utilizando o diâmetro projetado com os dados de medição da DNI.

5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com o método proposto neste trabalho pôde-se efetivamente projetar um concentrador parabólico para um sistema DS partindo-se da simulação de um motor Stirling e utilizando-se dados da DNI para o local desejado. Contudo, os modelos utilizado para simulação do motor Stirling e estimação da radiação solar direta normal (DNI) apresentaram desvios consideráveis quando comparados a dados experimentais.

O modelo Simple de Urieli (2010) para simulação do motor Stirling apresenta resultados realistas que os demais testados, mas com valores distantes dos observados experimentalmente quando comparado a outros modelos descritos na literatura, como o PFST, de Hosseinzade, Sayyaadi e Babaelahi (2015). Apesar disto, o modelo Simple se mostra um ponto de partida válido para discussões mais aprofundadas sobre o desempenho do motor Stirling, por ser um modelo não-ideal, já que considera as irreversibilidades do sistema, porém de simples aplicação.

O motor Stirling GPU-3 não é o mais adequado para aplicação em sistema DS modernos, visto que já existem motores Stirling mais avançados sendo aplicados comercialmente, como os FPSE. Além disto, para uma maior confiabilidade da análise do motor Stirling é importante a utilização de um conjunto maior de dados experimentais. O motor Stirling GPU-3, contudo, na ausência de um equipamento no qual se possa realizar medições experimentais adequadas, é um caso de estudo importante, dada a presença de dados sobre sua geometria e seu funcionamento amplamente divulgados na literatura.

O modelo utilizado para estimação da DNI local apresentou desvios significativos em relação aos dados experimentais. A precisão do modelo cai substancialmente quando aplicado para latitudes mais a Sul. Tais desvios podem ser atribuídos ao fator de turbidez atmosférica Linke. Este fator, além de não ter se mostrado preciso, foi apresentado para um periodicidade mensal, amplitude que prejudica ainda mais a exatidão do modelo, dada uma transitoriedade mais frequente do tempo meteorológico. Este modelo não pode estimar com confiança a energia recebida pelo sistema na ausência de dados medidos. Contudo, os dados referentes aos valores máximos estimados apresentaram desvios suficientemente pequenos para latitudes mais próximas do equador, como a da cidade de Salvador, para a qual, na ausência de dados de medição ele pode ser utilizado para auxiliar no projeto das dimensões aproximadas de um concentrador parabólico para um sistema DS, como apresentado neste estudo.

O presente estudo obteve sucesso em propor um método simples para o dimensionamento e simulação de um sistema DS. Com o método proposto se pode obter parâmetros geométricos do concentrador e do receptor específicos para o local desejado, além de estimativas dos seus dados de operação deste sistema para cada hora do ano. Porém, este método deve ser aplicado com cautela, visto que algumas simplificações foram realizadas na sua estruturação, como a consideração de um regime permanente de operação do motor, e os modelos base para sua construção apresentaram desvios significativos quando comparados aos dados experimentais.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para o aprimoramento dos métodos de dimensionamento e simulação de um sistema DS propostos neste trabalho sugere-se:

- Utilizar um modelo mais preciso para estimação da DNI de modo a possibilitar a estimação a energia gerada pelo sistema DS projetado de maneira confiável;
- Implementar um modelo dinâmico do sistema, considerando-se as variações de temperatura no receptor com a variação da incidência da DNI sobre o sistema;
- Aprimorar o modelo térmico do receptor, levando em conta mais detalhadamente a influência da geometria e dos materiais utilizados na construção deste componente nos mecanismos de transferência de calor;
- Aplicar um modelo térmico mais preciso para a simulação do motor Stirling;
- Integrar o modelo térmico do motor Stirling com o modelo térmico dos demais componentes do sistema DS, levando-se em conta a variação dinâmica da temperatura da fonte quente;
- Aplicar dados de um motor Stirling mais moderno e mais eficiente;
- Considerar a influência da operação do sistema de arrefecimento no desempenho do sistema, e avaliar seu impacto tanto na eficiência do motor Stirling como no potencial de geração de energia elétrica do sistema DS onde o motor Stirling está inserido;
- Implementar modelo térmico do concentrador, avaliando os mecanismos de transferência de calor mais detalhadamente neste componente;
- Realizar uma análise exergética do sistema como um todo, a fim de se estudar a energia útil transferida, principalmente no motor Stirling;
- Realizar uma análise experimental de um sistema DS real para uma avaliação mais confiável da acurácia do método proposto para o dimensionamento e simulação de um sistema DS.

REFERÊNCIAS

- ABATE, A. J. **Testing and Optimization of the performance of a Stirling engine**. Tese (Doutorado) — HOCHSCHULE OSNABRÜCK, 2013.
- AHMADI, M. H. et al. Exergetic sustainability evaluation and multi-objective optimization of performance of an irreversible nanoscale Stirling refrigeration cycle operating with Maxwell–Boltzmann gas. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 78, n. July 2015, p. 80–92, 2017. ISSN 18790690.
- AHMADI, M. H.; AHMADI, M. A.; POURFAYAZ, F. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 68, n. September 2016, p. 168–184, 2017. ISSN 18790690. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.033>>.
- AHMED, F.; HULIN, H.; KHAN, A. M. Numerical modeling and optimization of beta-type Stirling engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 149, n. July 2018, p. 385–400, 2019. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.003https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431118347112>>.
- AKSOY, F. et al. 1.2 kW beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. **International Journal of Energy Research**, v. 41, n. 9, p. 1310–1321, 2017. ISSN 1099114X.
- ALFARAWI, S.; AL-DADAH, R.; MAHMOUD, S. Enhanced thermodynamic modelling of a gamma-type Stirling engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Ltd, v. 106, p. 1380–1390, 2016. ISSN 13594311. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.145>>.
- AVILA, M. **The World's Largest Solar Project with Compact Fresnel Technology Connected to Grid**. 2014. Disponível em: <<https://www.solec.org/worlds-largest-clfr-solar-concentrator-powered-by-solkote-connected-to-grid/>>.
- AZZOUZI, D.; BOUMEDDANE, B.; ABENE, A. Experimental and analytical thermal analysis of cylindrical cavity receiver for solar dish. **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 106, p. 111–121, 2017. ISSN 18790682. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.12.102>>.
- BABAELAH, M.; SAYYAADI, H. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. **Applied Energy**, Elsevier Ltd, v. 141, p. 143–159, 2015. ISSN 03062619. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.12.033>>.
- BABAELAH, M.; SAYYAADI, H. Analytical closed-form model for predicting the power and efficiency of Stirling engines based on a comprehensive numerical model and the genetic programming. **Energy**, Elsevier Ltd, v. 98, p. 324–339, 2016. ISSN 03605442. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.01.031>>.
- BERGAMAN, T. L. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2011. 1076 p. ISBN 978-0470-50197-9.
- Britannica Academic. **Greenhouse effect**. Encyclopædia Britannica, 2018. Disponível em: <academic-eb-britannica.ez10.periodicos.capes.gov.br/levels/collegiate/article/greenhouse-effect/37976>.

- BULIŃSKI, Z. et al. Finite time thermodynamic analysis of small alpha-type Stirling engine in non-ideal polytropic conditions for recovery of LNG cryogenic exergy. **Energy**, v. 141, p. 2559–2571, 2017. ISSN 03605442.
- CABALLERO, G. E. C. et al. Optimization of a Dish Stirling system working with DIR-type receiver using multi-objective techniques. **Applied Energy**, Elsevier Ltd, v. 204, p. 271–286, 2017. ISSN 03062619. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.053>>.
- CASTELLANOS, L. S. M. et al. Mathematical modeling of the geometrical sizing and thermal performance of a Dish/Stirling system for power generation. **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 107, p. 23–35, 2017. ISSN 18790682. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.01.020>>.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer**. 5. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015. ISBN 9780073398181.
- CHAPMAN, S. J. **Fundamentos de Máquinas Elétricas**. 5. ed. Porto Alegre: AMGH EDITORA, 2013. 398 p. ISBN 9788580552072.
- CNIM Group. **Compact Linear Fresnel Reflector technology by CNIM - Concentrating solar power plant**. 2019. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=pP48pAb8sec>>.
- COVENTRY, J.; ANDRAKA, C. Dish systems for CSP. **Solar Energy**, Elsevier Ltd, v. 152, p. 140–170, 2017. ISSN 0038092X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2017.02.056>>.
- DYSON, R. W.; WILSON, S. D.; TEW, R. C. **Review of Computational Stirling Analysis Methods**. [S.l.], 2004.
- EL-GHAFOUR, S. A.; EL-GHANDOUR, M.; MIKHAEL, N. N. Three-dimensional computational fluid dynamics simulation of stirling engine. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 180, n. October 2018, p. 533–549, 2019. ISSN 01968904. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.103>>.
- EROL, D.; YAMAN, H.; DOĞAN, B. A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 78, n. January, p. 1044–1067, 2017. ISSN 18790690.
- FEHRENBACHER, K. **Solar struggles: Stirling Energy Systems files for bankruptcy**. 2011. Disponível em: <<https://gigaom.com/2011/09/29/solar-struggles-stirling-energy-systems-files-for-bankruptcy/>>.
- GARRIDO, J. et al. Experimental and numerical performance analyses of Dish-Stirling cavity receivers: Radiative property study and design. **Energy**, v. 169, p. 478–488, 2019. ISSN 03605442.
- GHEITH, R.; ALOUI, F.; NASRALLAH, S. B. Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine. **Applied Energy**, Elsevier Ltd, v. 139, p. 272–280, 2015. ISSN 03062619. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.11.011>>.
- HACHEM, H. et al. Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine : A review. v. 171, n. May, p. 1365–1387, 2018.

HAFEZ, A. Z. et al. Solar parabolic dish Stirling engine system design , simulation , and thermal analysis Solar parabolic dish Stirling engine system design , simulation , and thermal analysis. n. December 2017, 2016.

HAFEZ, A. Z. et al. Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 67, p. 1019–1036, 2017. ISSN 18790690. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.077>>.

HAGELBERG, N. **More than just clean energy: wind and solar in the Sahara could increase rainfall in the Sahel**. 2018. Disponível em: <<https://www.unenvironment.org/pt-br/node/23717>>.

HAYDEN, B. P. **Climate**. Encyclopædia Britannica, 2019. Disponível em: <academic-eb-britannica.ez10.periodicos.capes.gov.br/levels/collegiate/article/climate/>.

HOSSEINZADE, H.; SAYYAADI, H. CAFS: The Combined Adiabatic-Finite Speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines. **Energy Conversion and Management**, Elsevier Ltd, v. 91, p. 32–53, 2015. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.049>>.

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**, Elsevier Ltd, v. 90, p. 395–408, 2015. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.043>>.

HRUSKA, J. **Solar and wind power are now fully cost competitive with fossil fuels – is it time to switch over?** 2014. Disponível em: <<https://www.extremetech.com/extreme/195003-solar-and-wind-power-are-now-fully-competitive-with-fossil-fuels-is-it-time-to-switch-over>>.

INMET. **Estação Meteorológica de Observação de Superfície Automática**. 2019. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesAutomaticas>>.

IPCC. **Climate Change 2014 Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge, United Kingdom and New York: Cambridge University Press, 2014. ISBN 978-1-107-65481-5.

IPCC. **Climate Change 2014 Synthesis Report Fifth Assessment Report: Observed Changes and their Causes**. 2019. Disponível em: <https://ar5-syr.ipcc.ch/topic_observedchanges.php>.

KALOGIROU, S. A. **Solar Energy Engineering Processes and Systems**. 2. ed. Oxford: Elsevier INc., 2014. 815 p. ISBN 978-0-12-397270-5. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780123745019000145>>.

KHAN, J.; ARSALAN, M. H. Solar power technologies for sustainable electricity generation - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 55, p. 414–425, 2016. ISSN 18790690. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.135>>.

KOPP, O. C. **Fossil fuel**. Encyclopædia Britannica, 2018. Disponível em: <<https://academic-eb-britannica.ez10.periodicos.capes.gov.br/levels/collegiate/article/fossil-fuel/35002#.>>

LAITY, D. **Instrumented GPU-3 Stirling Engine Heater Head**. 1980. Disponível em: <<https://picryl.com/media/instrumented-gpu-3-stirling-engine-heater-head-48670f>>.

LI, Z. et al. Analysis on the heat transfer characteristics of a micro-channel type porous-sheets Stirling regenerator. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier Masson SAS, v. 94, p. 37–49, 2015. ISSN 12900729. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.02.011>>.

LOVEGROVE, K.; STEIN, W. **Concentrating solar power technology**. [S.l.: s.n.], 2012. ISBN 9781855739321.

MANCINI, T. et al. Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 125, n. 2, p. 135, 2003. ISSN 01996231.

MARTINI, W. R. **Stirling Engine Design Manual**. [S.l.: s.n.], 1983. 412 p. ISBN NASA CR-135382.

MEMBRINO, P. **Rooftop Solar Can Power Seattle**. 2019. Disponível em: <https://www.theurbanist.org/2019/02/26/___trashed-5/>.

MORAN, M. J. et al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 8. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc, 2014. 1062 p. ISBN 978-1-118-82044-5.

MOU, J.; HONG, G. Startup mechanism and power distribution of free piston Stirling engine. **Energy**, Elsevier Ltd, v. 123, p. 655–663, 2017. ISSN 03605442. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.030>>.

MURILLO, V. **The Evolution of Stars**. 2010. 18 p. Disponível em: <<https://slideplayer.com/slide/8002456/>>.

NASA. **STS-132 Shuttle Mission Imagery**. 2010. Disponível em: <<https://spaceflight.nasa.gov/gallery/images/shuttle/sts-132/html/s132e012208.html>>.

National Renewable Energy Laboratory (NREL). **Concentrating Solar Power Projects**. 2019. Disponível em: <<https://solarpaces.nrel.gov/>>.

NEUKOM, R. et al. Consistent multidecadal variability in global temperature reconstructions and simulations over the Common Era. **Nature Geoscience**, v. 12, n. 8, p. 643–649, 2019. ISSN 1752-0894.

NI, M. et al. Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100 W β -type Stirling engine. **Applied Energy**, Elsevier Ltd, v. 169, n. October 2017, p. 768–787, 2016. ISSN 03062619. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.069>>.

Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. **Dish/Engine System Concentrating Solar Power Basics**. 2013. Disponível em: <<https://www.energy.gov/eere/solar/articles/dishengine-system-concentrating-solar-power-basics>>.

Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. **Linear Concentrator System Basics for Concentrating Solar Power**. 2013. Disponível em: <<https://www.energy.gov/eere/solar/articles/linear-concentrator-system-basics-concentrating-solar-power>>.

Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. **Power Tower System Concentrating Solar Power Basics**. 2013. Disponível em: <<https://www.energy.gov/eere/solar/articles/power-tower-system-concentrating-solar-power-basics>>.

OROS, T. S. et al. Linear generator for a free piston stirling engine. **Journal of Electrical and Electronics Engineering**, v. 7, n. 1, p. 111–116, 2014. ISSN 20672128.

Plataforma Solar de Almería. **Distal I**. 2019. Disponível em: <<https://www.psa.es/es/instalaciones/discos/agingtestbed.php>>.

REMUND, J. et al. Worldwide Linke turbidity information. In: **Proceedings of ISES Solar World Congress**. [S.l.: s.n.], 2003. ISSN 0021-9258.

REN21. **Renewables 2018 Global Status Report**. Paris, 2018. 325 p. Disponível em: <<http://www.ren21.net/status-of-renewables/global-status-report/>>.

REN21. **Renewables 2019 Global Status Report**. Paris: REN21 Secretariat, 2019. ISBN 978-3-9818911-7-1.

ROSA, A. V. da. **Fundamentals of Renewable Energy Processes**. [S.l.]: Elsevier Academic Press, 2005. ISBN 9780120885107.

SELIN, H.; MANN, M. E. **Global warming**. Encyclopædia Britannica, 2019. Disponível em: <academic-eb-britannica.ez10.periodicos.capes.gov.br/levels/collegiate/article/global-warming/37044>.

SHARMA, A.; SHUKLA, S. K.; RAI, A. K. Finite Time Thermodynamic Analysis and Optimization of Solar-Dish Stirling Heat Engine With REGENERATIVE LOSSES. **Thermal Science**, v. 15, n. 4, p. 995–1009, 2011. ISSN 0354-9836. Disponível em: <<http://www.doiserbia.nb.rs/Article.aspx?ID=0354-98361100101S>>.

SoDa - Solar Radiation Data. **Linke Turbidity Factor, Ozone, Water Vapor and Angstroembeta**. 2003. Disponível em: <<http://www.soda-pro.com/web-services/atmosphere/linke-turbidity-factor-ozone-water-vapor-and-angstroembeta>>.

Solartec. **Usinas solares**. 2018. Disponível em: <<http://solartec.eco.br/usinas-solares/>>.

TIMOUMI, Y.; TLILI, I.; NASRALLAH, S. B. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. **Energy**, v. 33, n. 7, p. 1100–1114, 2008. ISSN 03605442.

TIWARI, G. N.; TIWARI, A.; Shyam. **Handbook of Solar Energy: Theory, Analysis and Applications**. [S.l.: s.n.], 2016. ISBN 9811008051.

URIELI, I. **Stirling Cycle Machine Analysis**. 2010. Disponível em: <<https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/>>.

URIELI, I.; BERCHOWITZ, D. **Stirling Cycle Engine Analysis**. [S.l.]: Adam Hilger, 1984. 71–71 p. ISBN 978-0996002196.

WALKER, G. **Stirling Engines**. [S.l.: s.n.], 1980. ISBN 0198562098.

Wikimedia. **Eurodish**. 2019. Disponível em: <<https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Vista-disco-Eurodish.jpg>>.

Wikimedia Commons. **Seasons**. 2011. Disponível em: <<https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Seasons1.svg>>.

WU, S. Y.; XIAO, L.; LI, Y. R. Effect of aperture position and size on natural convection heat loss of a solar heat-pipe receiver. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Ltd, v. 31, n. 14-15, p. 2787–2796, 2011. ISSN 13594311. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.004>>.

ZIRIN, H.; LANG, K. **Sun**. Encyclopædia Britannica, 2019. Disponível em: <<https://academic.eb.com/levels/collegiate/article/Sun/110144>>.

ZUO, H. et al. Catastrophic analysis on the stability of a large dish solar thermal power generation system with wind-induced vibration. **Solar Energy**, Elsevier, v. 183, n. February, p. 40–49, 2019. ISSN 0038092X. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.003>>.

Apêndices

APÊNDICE A – ALGORITMOS DO MATLAB®

Os algoritmos apresentados nesta seção foram aplicados nas simulações e estimações propostas neste trabalho e executados no programa de cálculo numérico MATLAB®. Todos os algoritmos foram desenvolvidos ou adaptados, conforme citado nos locais pertinentes, pelo autor deste trabalho. O uso desses códigos é permitido desde que sejam devidamente citados o autor e as demais referências utilizadas no seu desenvolvimento.

Não são apresentados os dados de irradiação solar e velocidades do vento utilizado para cada local estudado (Salvador, Marília e Porto Alegre). Estes dados são disponibilizados gratuitamente pelo INMET (2019) em seu site. Os dados de radiação solar e velocidade do vento foram inseridos no algoritmo para cada uma das localidades estudadas (Salvador, Marília, e Porto Alegre) como matrizes 365x24, cujas linhas correspondem a cada dia do ano e as colunas a cada hora em um dia nos arquivos referidos como: `solar_data_Liborio.m` e `vento_data_Liborio.m`. A fim de se avaliar com clareza os resultados do método de simulação, os dados foram reordenados para que a linha 1 da matriz contivesse os dados do dia 1 de janeiro e a coluna 1 correspondesse ao período de 00:00 hora à 1:00 hora, e os dados se sucedessem progressivamente para que cada linha correspondesse a um dia completo e se ordenassem de modo a representar o período de um ano.

A.1 ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING COM O MODELO ISOTÉRMICO DE SCHMIDT

O algoritmo a seguir é utilizado para a simulação do motor Stirling através do modelo isotérmico ideal de Schmidt. Ele foi elaborado no software MATLAB® de acordo com os conceitos e equações apresentados na Seção 3.3.1, seguindo o fluxograma proposto na Seção 3.3.2 (Figura 37).

Nome do arquivo: `Stirling_Schmidt_Liborio.m`.

```
% Simulação de um motor Stirling pela análise isotérmica de Schmidt
% Autor: Eduardo Libório (2019)

clear; close all; clc;

%% Schmidt
fprintf('Análise isotérmica de Schmidt\n')

global P_m T_h T_k
global V_swe V_swc V_cle V_clc V_r V_h V_k
global alpha_e N
global R
```



```

%% Dados de entrada
engine_Stirling

theta=0; % Valor inicial do ângulo de manivela

%% Temperaturas
T_c=T_k;
T_e=T_h;
T_r=(T_e-T_c)/log(T_e/T_c);

%% Variação do volume
s=(V_swk/(2*T_k))+(V_clc/T_k)+(V_k/T_k)+(V_r/T_r)+(V_h/T_h)...
  +(V_swe/(2*T_h))+(V_cle/T_h);
c=1/2*((V_swe/T_h)^2)+2*(V_swe/T_h)*(V_swk/T_k)*cosd(alpha_e)...
  +((V_swk/T_k)^2)^(1/2);
b=c/s;
beta=atand((V_swe*sind(alpha_e)/T_h)/((V_swe*cosd(alpha_e)/T_h)...
  +(V_swk/T_k)));

m_g=(P_m/R)*(s*sqrt(1-b^2)); % massa de gás

k=360; % pontos
for n=1:k+1
% Volume instantâneo de compressão
V_c(n)=(V_swk/2)*(1+cosd(theta))+V_clc;
% Volume instantâneo de expansão
V_e(n)=(V_swe/2)*(1+cosd(theta+alpha_e))+V_cle;
% Volume instantâneo total
V_T(n)=V_e(n)+V_c(n)+V_r;

% Pressão instantânea
phi=theta+beta;
P(n)=(m_g*R)/(s*(1+b*cosd(phi)));%?

theta=theta+1;
end

%% trabalho realizado durante o processo
% trabalho de expansão (kJ)
W_e=P_m*V_swe*pi*sind(beta-alpha_e)*(sqrt(1-b^2)-1)/b;
% trabalho de compressão (kJ)
W_c=P_m*V_swk*pi*sind(beta)*(sqrt(1-b^2)-1)/b;
% trabalho líquido (kJ)
W_i=W_e+W_c;

% potência (kW)
Pt_e=W_e*N; % Potência de expansão

```

```

fprintf('Pt_e = %4.4f kW (Potência de expansão)\n',Pt_e*1e-3)
Pt_c=W_c*N; % Potência de compressão
fprintf('Pt_c = %4.4f kW (Potência de compressão)\n',Pt_c*1e-3)
Pt=W_i*N; % Potência de líquida
fprintf('Pt = %4.4f kW (Potência líquida)\n',Pt*1e-3)

% Eficiência
eta=W_i/W_e;
eta_carnot=1-T_c/T_e; % Eficiência de Carnot
fprintf('eta = %4.2f %% (eficiência)\n',eta*100)

%% plot
figure
plot(V_T,P);
title('Diagrama P-V')
xlabel('Volume (m^3)')
ylabel('Pressão (kPa)')
grid on

```

A.1.1 Algoritmo do MATLAB® com a determinação dos dados dimensionais e operacionais do motor Stirling GPU-3

O código a seguir contém os dados operacionais do motor Stirling GPU-3 apresentados por Martini (1983) e do gás de trabalho (ÇENGEL; GHAJAR, 2015; URIELI, 2010). Este código foi baseado no código disponibilizado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: engine_Stirling.m.

```

%% Dados do motor Stirling
% Autor: Eduardo Libório (2019) baseado em Urieli (2010)

%% Dados de Entrada
global P_m T_h T_k T_r
global V_swe V_swc V_cle V_clc V_r V_h V_k
global alpha_e N

global engine_type
global new fid % new data file
global vclc vcle % compression expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global rgas R % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]

```

```

global prandtl % Prandtl number
global pmean % mean/charge pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global vk vr vh % cooler, regenerator, heater volumes [m^3]

%% Volumes
% disp('define')%
filename = 'GPU3.dat';%
[fid, message] = fopen(filename,'r');
% disp('engine')%
engine_type = fscanf(fid, '%c',1);

vclc = fscanf(fid,'%e',1);
vswc = fscanf(fid,'%e',1);
vcle = fscanf(fid,'%e',1);
vswe = fscanf(fid,'%e',1);
phase = fscanf(fid, '%f',1);

fprintf('sinusoidal drive engine data summary:\n');
fprintf(' V_clc, V_swc %.1f, %.1f [cm^3]\n', vclc*1e6,vswc*1e6);
fprintf(' V_cle, V_swe %.1f, %.1f [cm^3]\n', vcle*1e6,vswe*1e6);
fprintf(' expansion phase angle advance %.1f [°]\n', phase);
alpha = phase*pi/180;
fprintf('\n')

%% Trocadores
% disp('heatex')%
heatex
fprintf('\n')

%% Gas
% disp('gas')%
fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
gas_type = fscanf(fid, '%c',2);

mu0 = 18.85e-6;
t_suth = 80.0;
rgas=2.0771e3; cp=5.193e3; cv=3.116e3; %(J/kg*K) (Çengel, 2015)
gama = cp/cv;
t0 = 273;
prandtl = 0.71;

fprintf('gas type is helium\n')
fprintf('\n')

```

```

%% Operação
% disp('operat')%
pmean = fscanf(fid,'%f',1);
tk = fscanf(fid,'%f',1);
th = fscanf(fid,'%f',1);
freq = fscanf(fid,'%f',1);
tr = (th - tk)/log(th/tk);
omega = 2*pi*freq;

fprintf('operating parameters:\n');
fprintf(' mean pressure (kPa): %.3f\n',pmean*1e-3);
fprintf(' cold sink temperature (K): %.1f\n',tk);
fprintf(' hot source temperature (K): %.1f\n',th);
fprintf(' effective regenerator temperature (K): %.1f\n',tr);
fprintf(' operating frequency (herz): %.1f\n',freq);
fprintf('\n')

%%
V_clc=vclc; V_swc=vswc; V_cle=vcle; V_swe=vswe; alpha_e=phase;
P_m=pmean;N=freq;
R=rgas;
T_k=tk; T_r=tr; T_h=th;V_k=vk;V_r=vr;V_h=vh;

```

A.1.2 Algoritmo do MATLAB® para determinação dimensional dos trocadores de calor do motor Stirling

Este código realiza a leitura dos dados do motor GPU-3 do arquivo GPU-3.dat, apresentado na seção seguinte, e realiza os cálculos dimensionais dos volumes do resfriador, do regenerador e do aquecedor do motor. Este código foi adaptado do código disponibilizado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: heatex.m.

```

function heatex
%% Specify heat exchanger geometric parameters
disp('cooler')%
cooler;
disp('regen')%
regen;
disp('heater')%
heater;

%% cooler
function cooler
% Specify cooler geometric parameters
global vk % cooler void volume [m^3]

```

```
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
global fid % new data file

fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
cooler_type = fscanf(fid, '%c',1);
[vk,ak,awgk,dk,lk] = pipes;

fprintf('cooler data summary:\n');
fprintf(' void volume(cc) %.2f\n', vk*1e6)
fprintf(' free flow area (cm^2) %.2f\n', ak*1e4)
fprintf(' wetted area (cm^2) %.2f\n', awgk*1e4)
fprintf(' hydraulic diameter(mm) %.2f\n', dk*1e3)
fprintf(' cooler length (cm) %.2f\n', lk*1e2)

%% heater
function heater
% Specify heater geometric parameters
global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
global fid % new data file

fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
heater_type = fscanf(fid, '%c',1);
[vh,ah,awgh,dh,lh] = pipes;

fprintf('heater data summary:\n');
fprintf(' void volume(cc) %.2f\n', vh*1e6)
fprintf(' free flow area (cm^2) %.2f\n', ah*1e4)
fprintf(' wetted area (cm^2) %.2f\n', awgh*1e4)
fprintf(' hydraulic diameter(mm) %.2f\n', dh*1e3)
fprintf(' heater length (cm) %.2f\n', lh*1e2)

%% pipes
function [v,a,awg,d,len] = pipes
% homogeneous smooth pipes heat exchanger
global fid % new data file

fprintf('homogeneous bundle of smooth pipes\n')

d = fscanf(fid,'%e',1);
len = fscanf(fid,'%e',1);
```

```

num = fscanf(fid, '%d', 1);

a = num*pi*d*d/4;
v = a*len;
awg = num*pi*d*len;

%% regen

function regen
% Specifies regenerator geometric and thermal properties
global lr % regenerator effective length [m]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global fid % new data file

fscanf(fid, '%c', 1); % bypass the previous newline character
regen_type = fscanf(fid, '%c', 1);

dout = fscanf(fid, '%e', 1);
domat = fscanf(fid, '%e', 1);
lr = fscanf(fid, '%e', 1);
num = fscanf(fid, '%d', 1);

dimat = 0;
awgr0 = num*pi*domat*lr;

amat = num*pi*(domat*domat - dimat*dimat)/4; % regen matrix area
awr = num*pi*(dout*dout - domat*domat)/4; % regen housing wall area
kwr = 25; % thermal conductivity [W/m/K]
cqwr = kwr*awr/lr; % regen wall thermal conductance [W/K]

matrix(amat);

%% matrix
function matrix(amat)
% Specifies regenerator matrix geometric and thermal properties
global matrix_type % m)esh, f)oil or n)o matrix
global fid % new data file

fscanf(fid, '%c', 1); % bypass the previous newline character
matrix_type = fscanf(fid, '%c', 1);

% Specifies mesh matrix geometric and thermal properties
global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]

```

```

global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]

fprintf(' stacked wire mesh matrix\n')
porosity = fscanf(fid,'%f',1);
dwire = fscanf(fid,'%e',1);

ar = amat*porosity;
vr = ar*lr;
dr = dwire*porosity/(1 - porosity);
awgr = 4*vr/dr + awgr0;

fprintf(' matrix porosity: %.3f\n', porosity)
fprintf(' matrix wire diam %.2f(mm)\n', dwire*1e3)
fprintf(' hydraulic diam %.3f(mm)\n', dr*1e3)
fprintf(' total wetted area %.3e(sq.m)\n', awgr)
fprintf(' regenerator length %.1f(mm)\n', lr*1e3)
fprintf(' void volume %.2f(cc)\n', vr*1e6)

```

A.1.3 Arquivo do MATLAB® com os dados do motor Stirling GPU-3

O arquivo a seguir contém os dados do motor Stirling GPU-3 apresentados por Martini (1983) seguindo o método apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: GPU-3.dat.

```

s
28.68e-6
113.14e-6
30.52e-6
120.82e-6
110.0
p
1.08e-3
46.1e-3
312
t
0.03
0.026
0.026
8
m
0.697
0.00004
p
3.02e-03
245.3e-03

```

```

40
he
4140000.0
288.0
977.0
41.7

```

A.2 ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING COM O MODELO ADIABÁTICO IDEAL

O algoritmo para a simulação do motor Stirling através do modelo adiabático ideal foi elaborado no MATLAB® de acordo com os conceitos e equações apresentados na Seção 3.3.3, seguindo o fluxograma proposto na Seção 3.3.4 (Figura 37). Este algoritmo adaptou o algoritmo de mesma finalidade apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: Stirling_adiab Urieli_Liborio.m.

```

% Simulação de um motor Stirling pela análise adiabática ideal
% Autor: Urieli (2010) adaptado por Eduardo Libório (2019)

clear all; close all; clc;

%% Adiabatic Urieli
fprintf('Adiabatic Model Simulation (Urieli) - Liborio\n')

global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE
global ROWV ROWD COL

%% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Temperatura do volume de compressão (K)
TE = 2; % Temperatura do volume de expansão (K)
QK = 3; % Calor transferido para o resfriador (J)
QR = 4; % Calor transferido para o regenerador (J)
QH = 5; % Calor transferido para o aquecedor (J)
WC = 6; % Trabalho realizado no espaço de compressão(J)
WE = 7; % Trabalho realizado no espaço de expansão(J)
W = 8; % Trabalho liquido realizado (J)
P = 9; % Pressão (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)

```



```

ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)

%% ideal adiabatic analysis:
global N % cycle frequency [herz]
global T_k T_r T_h % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global V_k % cooler void volume [m^3]
global V_r % regen void volume [m^3]
global V_h % heater void volume [m^3]

engine_Stirling

% Temperatura
T_c=T_k;
T_e=T_h;
T_r=(T_e-T_c)/log(T_e/T_c);

%%
epsilon=0.01; % Allowable error in temperature (K)
max_iteration = 20; % Maximum number of iterations to convergence
ninc = 360; % number of integration increments (every degree)
step = ninc/36; % for saving values in var, dvar matrices
dtheta = 2*pi/ninc; % integration increment (radians)

%% Initial conditions
y(THE) = T_h;
y(TCK) = T_k;
y(TE) = T_h;
y(TC) = T_k;
iter = 0;
t_error = 10*epsilon; % Initial error to enter the loop

fprintf('Cálculo da T_c e T_e \n')

%% Schmidt massa
global V_clc V_cle V_swc V_swe
global P_m
global m_g m_gas

```

```

s=(V_swk/(2*T_k))+(V_clc/T_k)+(V_k/T_k)+(V_r/T_r)+(V_h/T_h)...
  +(V_swe/(2*T_h))+(V_cle/T_h);
c=1/2*((V_swe/T_h)^2)+2*(V_swe/T_h)*(V_swk/T_k)*cosd(alpha_e)...
  +((V_swk/T_k)^2)^(1/2);
b=c/s;

m_g=(P_m/R)*(s*sqrt(1-b^2));% massa do gas
mgas=m_g;

%% Iteration loop to cyclic convergence
while ((t_error >= epsilon)&&(iter < max_iteration)) %limitar iterações
  % cyclic initial conditions
  tc0 = y(TC); te0 = y(TE);
  theta=0; y(QK)=0; y(QR)=0; y(QH)=0; y(WC)=0; y(WE)=0; y(W)=0;
  for i = 1:1:ninc
    [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
  end
  t_error = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
  iter = iter + 1;
end

if (iter >= max_iteration)
  fprintf('No convergence within %d iteration\n',max_iteration)
end

%% Initial var and dvar matrix
var = zeros(22,37);
dvar = zeros(16,37);

theta=0; y(QK)=0; y(QR)=0; y(QH)=0; y(WC)=0; y(WE)=0; y(W)=0;

[var,dvar] = filmatrix(1,y,dy,var,dvar);
for i = 2:1:COL
  for j = 1:1:step
    [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
  end
  [var,dvar] = filmatrix(i,y,dy,var,dvar);
end

fprintf('\n')
fprintf('iteration %d: T_c = %.1f K, T_e = %.1f K\n',iter-1,y(TC),y(TE))
fprintf('\n')

%% Resultados
eta = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficiency
Qkpower = var(QK,COL)*N; % Heat transferred to the cooler (W)

```

```

Qrpower = var(QR,COL)*N; % Heat transferred to the regenerator (W)
Qhpower = var(QH,COL)*N; % Heat transferred to the heater (W)
Wpower = var(W,COL)*N; % Total power output (W)

fprintf('Heat transferred to the cooler: %.4f kW\n', Qkpower*1e-3);
% fprintf('Net heat transferred to the regenerator: %.4f[kW]\n',Qrpower);
fprintf('Heat transferred to the heater: %.4f kW\n', Qhpower*1e-3);
fprintf('Total power output: %.4f kW\n', Wpower*1e-3);
fprintf('Eficiência térmica: %.2f %%\n', eta*100);

%% Plot PV
vol = (var(VC,:) + V_k + V_r + V_h + var(VE,:)); % cubic centimeters
pres = (var(P,:)); %*1e-5; % bar

figure
plot(vol,pres)
grid on
xlabel('Volume (m^3)')
ylabel('Pressão (Pa)')
title('Diagrama P-V')

```

A.2.1 Algoritmo do MATLAB® para sistema algébrico diferencial

Este algoritmo tem a função de avaliar o sistema diferencial decorrente da análise adiabática para simulação do motor Stirling. Ele foi adaptado do algoritmo disponibilizado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: dadiab.m.

```

function [y,dy] = dadiab(theta,y)
% Evaluate ideal adiabatic model derivatives

%% global variables
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]

% Indices of the y, dy vectors:
global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE

```

```

global vclc vcle % compression, expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]

% Volume and volume derivatives:
y(VC)= vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta+pi));
y(VE)= vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta + alpha+pi));
dy(VC)= -0.5*vswc*sin(theta+pi);
dy(VE)= -0.5*vswe*sin(theta + alpha+pi);

% Pressure and pressure derivatives:
y(P) = (mgas*rgas/(y(VC)/y(TC) + vk/tk + vr/tr + vh/th + y(VE)/y(TE)));
top = -y(P)*(dy(VC)/y(TCK) + dy(VE)/y(THE));
bottom = (y(VC)/(y(TCK)*gama) + vk/tk + vr/tr + vh/th + ...
          y(VE)/(y(THE)*gama));
dy(P) = top/bottom;

% Mass accumulations and derivatives:
y(MC) = y(P)*y(VC)/(rgas*y(TC));
y(MK) = y(P)*vk/(rgas*tk);
y(MR) = y(P)*vr/(rgas*tr);
y(MH) = y(P)*vh/(rgas*th);
y(ME) = y(P)*y(VE)/(rgas*y(TE));
dy(MC) = (y(P)*dy(VC) + y(VC)*dy(P)/gama)/(rgas*y(TCK));
dy(ME) = (y(P)*dy(VE) + y(VE)*dy(P)/gama)/(rgas*y(THE));
dpop = dy(P)/y(P);
dy(MK) = y(MK)*dpop;
dy(MR) = y(MR)*dpop;
dy(MH) = y(MH)*dpop;

% Mass flow between cells:
y(GACK) = -dy(MC);
y(GAKR) = y(GACK) - dy(MK);
y(GAHE) = dy(ME);
y(GARH) = y(GAHE) + dy(MH);

% Conditional temperatures between cells:
y(TCK) = tk;
if(y(GACK)>0)
    y(TCK) = y(TC);
end
y(THE) = y(TE);
if(y(GAHE)>0)
    y(THE) = th;
end

%% 7 derivatives to be integrated by rk4:

```

```

% Working space temperatures:
dy(TC) = y(TC)*(dpop + dy(VC)/y(VC) - dy(MC)/y(MC));
dy(TE) = y(TE)*(dpop + dy(VE)/y(VE) - dy(ME)/y(ME));

% Energy:
dy(QK) = vk*dy(P)*cv/rgas - cp*(y(TCK)*y(GACK) - tk*y(GAKR));
dy(QR) = vr*dy(P)*cv/rgas - cp*(tk*y(GAKR) - th*y(GARH));
dy(QH) = vh*dy(P)*cv/rgas - cp*(th*y(GARH) - y(THE)*y(GAHE));
dy(WC) = y(P)*dy(VC);
dy(WE) = y(P)*dy(VE);

% Net work done:
dy(W) = dy(WC) + dy(WE);
y(W) = y(WC) + y(WE);

```

A.2.2 Algoritmo do MATLAB® para preenchimento de matriz

Este algoritmo tem a função de preencher a matriz de variáveis do sistema diferencial e do método de solução da análise adiabática. Ele foi adaptado de Urieli (2010).

Nome do arquivo: `filmatrix.m`.

```

% Fill in the j-th column of the var, dvar matrices with values of y, dy
function [var,dvar]=filmatrix(j,y,dy,var,dvar)
ROWV = 22; ROWD = 16;
for(i = 1:1:ROWV)
    var(i,j) = y(i);
end
for(i = 1:1:ROWD)
    dvar(i,j) = dy(i);
end

```

A.2.3 Algoritmo do MATLAB® para aplicação do método Runge-Kutta

Este algoritmo tem a função de aplicar o método de Runge-Kutta de quarta ordem para resolução de sistema diferenciais. Ele é implementado por Urieli (2010) como uma customização da função já presente MATLAB®.

Nome do arquivo: `rk4.m`.

```

% Metodo de Runge-Kutta de quarta ordem
function [x, y, dy] = rk4(deriv,n,x,dx,y)
x0 = x; y0 = y;
[y,dy1] = feval(deriv,x0,y);
for i = 1:n
y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy1(i);

```

```

end
xm = x0 + 0.5*dx;
[y,dy2] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy2(i);
end
[y,dy3] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
y(i) = y0(i) + dx*dy3(i);
end
x = x0 + dx;
[y,dy] = feval(deriv,x,y);
for i = 1:n
dy(i) = (dy1(i) + 2*(dy2(i) + dy3(i)) + dy(i))/6;
y(i) = y0(i) + dx*dy(i);
end

```

A.3 ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING COM O MODELO SIMPLE

O algoritmo para a simulação do motor Stirling através do modelo Simple foi elaborado no MATLAB® de acordo com os conceitos e equações apresentados na Seção 3.3.5, seguindo o fluxograma proposto na Seção 3.3.6 (Figura 43). Este algoritmo adaptou o algoritmo de mesma finalidade apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: Stirling_Simple Urieli_Liborio.m.

```

% Simulação de um motor Stirling pela análise Simple
% Autor: Urieli (2010) adaptado por Eduardo Libório (2019)

clc; clear all; close all%

%% Simple
fprintf('Simple Model Simulation - Urieli - Liborio\n')

global actWpower actQhpower acteff
global Pt Pt_e eta
global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global rgas R% gas constant [J/kg.K]
global pmean P_m % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq % cycle frequency [herz], [rads/s]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global vk vr vh % cooler, regenerator, heater volumes [m^3]

```

```

%% define a specific engine
engine_Stirling

%% Schmidt analysis
c = (((vswe/th)^2 + (vswc/tk)^2 + 2*(vswe/th)*(vswc/tk)...
*cos(alpha))^0.5)/2;
s = (vswc/2 + vclc + vk)/tk + vr/tr + (vswe/2 + vcle + vh)/th;
b = c/s;
sqrtb = (1 - b^2)^0.5;
bf = (1 - 1/sqrtb);
beta = atan(vswe*sin(alpha)/th/(vswe*cos(alpha)/th + vswc/tk));

fprintf(' pressure phase angle beta  %.1f(degrees)\n',beta*180/pi)

% total mass of working gas in engine
m_g=(P_m/R)*(s*sqrt(1-b^2));% massa do gas
mgas=m_g;
fprintf(' total mass of gas:  %.3f(gm)\n',mgas*1e3)

% work output
wc = (pi*vswc*mgas*rgas*sin(beta)*bf/c);
we = (pi*vswe*mgas*rgas*sin(beta - alpha)*bf/c);
w = (wc + we);
power = w*freq;
eff = w/we; % qe = we

fprintf('\n');
fprintf('>> Schmidt analysis\n')
fprintf(' Work (J) %.3e, Power(W) %.3e\n', w,power);
fprintf(' Qexp(J) %.3e, Qcom(J) %.3e\n', we,wc);
fprintf(' indicated efficiency %.3f\n', eff);
fprintf('\n');

%% Simple Analysis
disp('simple')%
% Row indices of the var, dvar arrays:
global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE
% Size of var (ROWV, COL), dvar (ROWD, COL)
global ROWV ROWD COL

TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]

```

```

QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
% Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)

global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global effect

%%
twk = tk; % Cooler wall temp - equal to initial cooler gas temp
twh = th; % Heater wall temp - equal to initial heater gas temp
epsilon = 1; % allowable temperature error bound for cyclic convergence
t_error = 10*epsilon; % Initial temperature error (to enter loop)

fprintf('>> Ideal Adiabatic Analysis\n')
while (t_error>epsilon)
%% ideal adiabatic model simulation
fprintf('Cooler Tk = %.1f[K], Heater Th = %.1f[K]\n', tk, th);

epsilon = 1; % Allowable error in temperature (K)
max_iteration = 20; % Maximum number of iterations to convergence
ninc = 360; % number of integration increments (every degree)
step = ninc/36; % for saving values in var, dvar matrices
dtheta = 2.0*pi/ninc; % integration increment (radians)

% Initial conditions:
y(THE) = th; y(TCK) = tk;
y(TE) = th; y(TC) = tk;
iter = 0;

```



```

error = 10*epsilon; % Initial error to enter the loop

% Iteration loop to cyclic convergence
while ((error >= epsilon)&&(iter < max_iteration))
% cyclic initial conditions
    tc0 = y(TC);
    te0 = y(TE);
    theta = 0;
    y(QK) = 0; y(QR) = 0; y(QH) = 0; y(WC) = 0; y(WE) = 0; y(W) = 0;

    for(i = 1:1:ninc)
        [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
    end
    error = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
    iter = iter + 1;
end
fprintf('iteration %d: Tc = %.1f[K], Te = %.1f[K]\n',iter,y(TC),y(TE))
fprintf('\n');

if (iter >= max_iteration)
    fprintf('No convergence within %d iteration\n',max_iteration)
end

% Initial var and dvar matrix
var = zeros(22,37); dvar = zeros(16,37);

% a final cycle, to fill the var, dvar matrices
theta=0;
y(QK)=0; y(QR)=0; y(QH)=0; y(WC)=0; y(WE)=0; y(W)=0;
[var,dvar] = filmatrix(1,y,dy,var,dvar);

for(i = 2:1:COL)
    for(j = 1:1:step)
        [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
    end
    [var,dvar] = filmatrix(i,y,dy,var,dvar);
end

qrloss = regsim(var);
tgh = hotsim(var,twh,qrloss); % new heater gas temperature
tgk = kolsim(var,twk,qrloss); % new cooler gas temperature

t_error = abs(th - tgh) + abs(tk - tgk);
th = tgh;
tk = tgk;
tr = (th-tk)/log(th/tk);
end

```

```

fprintf('>> Regenerator Simple analysis \n')
fprintf('Regenerator effectiveness : %.3f\n',effect);
fprintf('\n');
fprintf('>> converged heater and cooler mean temperatures \n');
fprintf('heater wall/gas: Twh = %.1f[K], Th = %.1f[K]\n',twh,th);
fprintf('cooler wall/gas: Twk = %.1f[K], Tk = %.1f[K]\n',twk,tk);
fprintf('\n');
% Print out ideal adiabatic analysis results
eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficiency
Qkpower = var(QK,COL)*freq; % Heat transferred to the cooler (W)
Qrpower = var(QR,COL)*freq; % Heat transferred to the regenerator (W)
Qhpower = var(QH,COL)*freq; % Heat transferred to the heater (W)
Wpower = var(W,COL)*freq; % Total power output (W)

fprintf('>> ideal adiabatic analysis results \n');
fprintf(' Heat transferred to the cooler: %.4f[kW]\n', Qkpower*1e-3);
fprintf(' Net heat to the regenerator: %.2f[kW]\n', Qrpower*1e-3);
fprintf(' Heat transferred to the heater: %.4f[kW]\n', Qhpower*1e-3);
fprintf(' Total power output: %.4f[kW]\n', Wpower*1e-3);
fprintf(' Ideal Adiabatic Thermal efficiency: %.2f[%%]\n', eff*100);
fprintf('\n');

fprintf(' >> Regenerator analysis results \n');
fprintf(' Regenerator net enthalpy loss: %.1f[W]\n', qrloss*freq);
qwrl = cqwr*(twh - twk)/freq;
fprintf(' Regenerator wall heat leakage: %.1f[W]\n', qwrl*freq);

figure
vol = (var(VC,:) + vk + vr + vh + var(VE,:))*1e6; % cubic centimeters
pres = (var(P,:))*1e-5; % bar
plot(vol,pres)
grid on
xlabel('Volume (cc)')
ylabel('Pressure (bar [1bar = 100kPa])')
title('P-V diagram')

fprintf('pressure drop simple analysis\n');
dwork = worksim(var,dvar);
fprintf(' Pressure drop available work loss: %.1f[W]\n', dwork*freq)
fprintf('\n');

actWpower = Wpower - dwork*freq;
actQhpower = Qhpower + qrloss*freq + qwrl*freq;
acteff = actWpower/actQhpower;

fprintf(' Actual power: %.4f kW\n', actWpower*1e-3);

```

```

fprintf(' Actual heat power in: %.4f kW\n', actQhpower*1e-3);
fprintf(' Actual efficiency: %.2f %%\n', acteff*100);

%%
Pt=actWpower*1e-3;
Pt_e=actQhpower*1e-3;
eta=acteff;

global T_h%
T_h=th;%

```

A.3.1 Algoritmo do MATLAB® para simulação do aquecedor

O seguinte algoritmo tem a função de simular o aquecedor do motor Stirling e integra o algoritmo de simulação do motor Stirling com o modelo Simple. Ele foi adaptado do algoritmo de mesma função apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: `hotsim.m`.

```

function tgh = hotsim(var,twh,qrloss)
%% evaluate heater average heat transfer performance
global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE
% Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
global ROWV ROWD COL

global th % heater temperature [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number

% Calculating the Reynolds number over the cycle
for(i = 1:1:37)
    gah(i) = (var(GARH,i) + var(GAHE,i))*omega/2;
    gh = gah(i)/ah;
    mu = mu0*(t0 + t_suth)/(th + t_suth)*(th/t0)^1.5;
    re(i) = abs(gh)*dh/mu;
    if(re(i) < 1)
        re(i) = 1;
    end
end
end

```

```

%% Average and maximum Reynolds number
sumre=0;
remax_h=re(1); % Maximum Reynolds number
for (i=1:1:36)
    sumre=sumre + re(i);
    if(re(i) > remax_h)
        remax_h = re(i);
    end
end
reavg_h = sumre/36; % Average Reynolds number
fr=0.0791*reavg_h^0.75;
ht=fr*mu*cp/(2*dh*prandtl); % Heat transfer coefficient

% Heater gas temperature [K]
tgh = twh-(var(QH,37)+qrloss)*freq/(ht*awgh);

```

A.3.2 Algoritmo do MATLAB® para simulação do resfriador

O seguinte algoritmo tem a função de simular o resfriador do motor Stirling e integra o algoritmo de simulação do motor Stirling com o modelo Simple. Ele foi adaptado do algoritmo de mesma função apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: kolsim.m.

```

function tgc = kolsim(var,twk,qrloss)
%% evaluate cooler average heat transfer performance
global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE
% Size of var (ROWV, COL), dvar (ROWD, COL)
global ROWV ROWD COL

global tk % cooler temperature [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number

%% Calculating the Reynolds number over the cycle
for(i = 1:1:37)
    gak(i) = (var(GACK,i) + var(GAKR,i))*omega/2;
    gk = gak(i)/ak;

```

```

mu = mu0*(t0 + t_suth)/(tk + t_suth)*(tk/t0)^1.5;
re(i) = abs(gk)*dk/mu;
if(re(i) < 1)
    re(i) = 1;
end
end

%% Average and maximum Reynolds number
sumre=0;
remax_k=re(1); % Maximum Reynolds number
for (i=1:1:36)
    sumre=sumre + re(i);
    if(re(i) > remax_k)
        remax_k = re(i);
    end
end
reavg_k = sumre/36; % Average Reynolds number
fr=0.0791*reavg_k^0.75;
ht=fr*mu*cp/(2*dk*prandtl); % Heat transfer coefficient

% Heater gas temperature [K]
tgk = twk-(var(QK,37)-qrloss)*freq/(ht*awgk);

```

A.3.3 Algoritmo do MATLAB® para simulação do regenerador

O seguinte algoritmo tem a função de simular o regenerador do motor Stirling e integra o algoritmo de simulação do motor Stirling com o modelo Simple. Ele foi adaptado do algoritmo de mesma função apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: regsim.m.

```

function qrloss = regsim(var)
%% Evaluate the effectiveness and performance of the regenerator

% Row indices of the var array:
global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE
% Size of var (ROWV, COL), dvar (ROWD, COL)
global ROWV ROWD COL

global matrix_type % m)esh or f)oil
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global tr % regen temperature [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]

```

```

global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number
global effect

%% Reynolds number over the cycle
for(i = 1:1:37)
    gar(i) = (var(GAKR,i) + var(GARH,i))*omega/2;
    gr = gar(i)/ar;
    mu = mu0*(t0 + t_suth)/(tr + t_suth)*(tr/t0)^1.5;
    re(i) = abs(gr)*dr/mu;
if(re(i) < 1)
    re(i) = 1;
end
end

%% average and maximum Reynolds number
sumre = 0;
remax_r = re(1);
for(i = 1:1:36)
    sumre = sumre + re(i);
    if(re(i) > remax_r)
        remax_r = re(i);
    end
end

reavg_r = sumre/36;

%% Stanton number, number of transfer units, regenerator effectiveness
st = 0.46*reavg_r^(-0.4)/prandtl;
ntu = st*awgr/(2*ar);
effect = ntu/(ntu + 1);

% Calculate qrloss
for (i=1:1:37)
    qreg(i) = var(QR,i);
end
qrmin = min(qreg);
qrmax = max(qreg);
qrloss = (1 - effect)*(qrmax - qrmin);

% Regenerator simple analysis results:
% fprintf('>> Regenerator Simple analysis \n')
% fprintf('Average Reynolds number: %.1f\n', reavg);
% fprintf('Maximum Reynolds number: %.1f\n', remax);
% fprintf('Stanton number(Average Re): %.3f\n', st);

```

```
% fprintf('Number of transfer units: %.1f\n',ntu);
% fprintf('Regenerator effectiveness : %.3f\n',effect);
% fprintf('Regenerator net enthalpy loss: %.1f[W]\n', qrloss*freq);
% fprintf('\n')
```

A.3.4 Algoritmo do MATLAB® para simulação da perda de carga

O seguinte algoritmo é aplicado no cálculo das perdas de carga no motor Stirling e integra o algoritmo de simulação do motor Stirling com o modelo Simple. Ele foi adaptado do algoritmo de mesma função apresentado por Urieli (2010).

Nome do arquivo: `worksim.m`.

```
function dwork = worksim(var,dvar)
%% Evaluate the pressure drop available work loss [J]
% Row indices of the var, dvar arrays:
global TC TE QK QR QH WC WE W P
global VC VE MC MK MR MH ME
global TCK THE GACK GAKR GARH GAHE
% Size of var (ROWV, COL), dvar (ROWD, COL)
global ROWV ROWD COL

global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global matrix_type % m)esh or f)oil
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number

%%
dtheta = 2*pi/36;
dwork = 0; % initialise pumping work loss

for(i = 1:1:36)
```

```

gk = (var(GACK,i) + var(GAKR,i))*omega/(2*ak);
mu = mu0*(t0 + t_suth)/(tk + t_suth)*(tk/t0)^1.5;
re(i) = abs(gk)*dk/mu;
if(re(i) < 1)
    re(i) = 1;
end
fr=0.0791*re(i)^0.75;
dpkol(i) = 2*fr*mu*vk*gk*lk/(var(MK,i)*dk^2);

%%
gr = (var(GAKR,i) + var(GARH,i))*omega/(2*ar);
mu = mu0*(t0 + t_suth)/(tr + t_suth)*(tr/t0)^1.5;
re(i) = abs(gr)*dr/mu;
if(re(i) < 1)
    re(i) = 1;
end
fr = 54 + 1.43*re(i)^0.78;
dpreg(i) = 2*fr*mu*vr*gr*lr/(var(MR,i)*dr^2);

%%
gh = (var(GARH,i) + var(GAHE,i))*omega/(2*ah);
mu = mu0*(t0 + t_suth)/(th + t_suth)*(th/t0)^1.5;
re(i) = abs(gh)*dh/mu;
if(re(i) < 1)
    re(i) = 1;
end
fr=0.0791*re(i)^0.75;
dphot(i) = 2*fr*mu*vh*gh*lh./(var(MH,i)*dh^2);

%%
dp(i) = dpkol(i) + dpreg(i) + dphot(i);
dwork=dwork+dtheta*dp(i)*dvar(VE,i); % pumping work [J]
pcom(i) = var(P,i);
pexp(i) = pcom(i) + dp(i);

end
dpkol(COL) = dpkol(1);
dpreg(COL) = dpreg(1);
dphot(COL) = dphot(1);
dp(COL) = dp(1);
pcom(COL) = pcom(1);
pexp(COL) = pexp(1);

end

```


A.4 ALGORITMO DO MATLAB® PARA ESTIMAÇÃO DA DNI

O algoritmo a seguir é aplicado para a estimação da DNI e foi elaborado no MATLAB® de acordo com as equações apresentadas na Seção 3.2 e seguindo o fluxograma apresentado na Seção 3.2.1 (Figura 33).

O código `solar_data_Liborio` corresponde ao arquivo com os dados de radiação solar disponibilizados pelo INMET (2019).

O código `Linke_TL_SoDa` corresponde ao arquivo com os dados do índice de turbidez Linke do SoDa - Solar Radiation Data (2003) (Tabela 6). Estes dados são apresentados em um vetor 1x12, no qual cada coluna corresponde a um mês do ano, sendo a coluna 1 o mês de janeiro seguindo progressivamente.

Nome do arquivo: `solar_sim_Liborio.m`.

```
%% Estimação da DNI
% Autor: Eduardo Libório (2019)

%% Dados de entrada
disp('solar_sim_Liborio');

cd solar_data_rad
solar_data_Liborio
cd ..\

fprintf(['Local: ', local, '\n'])
fprintf('Latitude local = %4.1f°\n', phi)
fprintf('\n')

%% Linke Turbidity (soda-pro.com/web-services/atmosphere)
if linke~=0
    cd solar_data_rad
    Linke_TL_SoDa
    cd ..\
T_R=T_L(linke, :);
Linke='SoDA';
end

%%
I_sc=1366.1;% Solar constant (W/m^2)
h=1:24; %horas

%% n-esimo dia em cada mes
Md(1:31)=1;Md(32:59)=2;Md(60:90)=3;Md(91:120)=4;
Md(121:151)=5;Md(152:181)=6;Md(182:212)=7;Md(213:243)=8;
Md(244:273)=9;Md(274:304)=10;Md(305:334)=11;Md(335:365)=12;
```

```

md=[0 31 59 90 120 151 181 212 243 273 304 334 364]; %dia médio

%%
for n=1:365;%dias no ano
    %Radiação extraterrestre
    I_ext(n)=I_sc*(1+.033*cosd(360*n/365));

    %declination
    delta(n)=23.45*sind((360/365)*(284+n));

    %daylength
    N(n)=(2/15)*acosd(-tand(phi)*tand(delta(n)));

for r=1:length(h)%hora no dia
    %angulo horário
    w(r)=(h(r)-12)*15;
    %zenith angle
    theta_z(n,r)=acosd(cosd(phi)*cosd(delta(n))*cosd(w(r))+sind(phi)...
        *sind(delta(n)));
    %solar altitude angle
    alpha_S=90-theta_z;

%% AZIMUTH
%surface azimuth angle
gamma_s(n,r)=asind((sind(w(r))*cosd(delta(n)))/cosd(alpha_S(n,r)));

%% Rate of normal solar flux reaching the Earth's surface
I_N(n,r)=I_ext(n)*exp(-T_R(Md(n))/(.9+9.4*cosd(theta_z(n,r))));

if I_N(n,r)>=I_sc||I_N(n,r)<=0.1%%
    I_N(n,r)=0;
end

end

end

%% Energias
%% Irradiancia direta simulada
%Média diária da irradiância direta
for n=1:365
    I_Nmd(n)=mean(I_N(n,:), 'omitnan');%
end

%Média mensal da irradiância direta
for m=1:12
    I_Nmm(m)=mean(I_Nmd(md(m)+1:md(m+1)));

```

```

end

%Média hora/dia/mes
for m=1:12
    for h=1:24
        I_Nmhd(m,h)=mean(I_N(md(m)+1:md(m+1),h),'omitnan');%
    end
end

%Média anual
I_Nma=mean(I_Nmm);%
I_Nma2=mean(I_Nmd);%

%Radiação máxima diária para a simulação
I_Nmaxd=max(I_N,[],2);
I_Nmaxd_mean=mean(I_Nmaxd); % media das máximas diárias

%% Energia total
% diaria
Es_td=I_Nmd.*N*60*60/1e6;% (MJ/m^2)
% anual
Es_ta=Es_td*365/1e3; % (GJ/m^2)

%% erro
d_Err_rad=(I_Nmd-W');%diferenças entre as médias diárias
Err_rad=d_Err_rad./I_Nmd;%percentual das diferenças coparada a simulação
Err_rad_m1=mean(Err_rad);%media dos percentuais de diferença
fprintf('percentual desvio médio sim. x INMET:\n')
fprintf('Err_rad_m = %4.4f\n',Err_rad_m1)
fprintf('\n')

%% Irradiancia direta MEDIDA
%Média diária da irradiancia direta
for n=1:365
    I_Mmd(n)=mean(Rad(n,:),'omitnan')*1e3/(60*60);%
end
%Média mensal da irradiancia direta
for m=1:12
    I_Mmm(m)=mean(I_Mmd(md(m)+1:md(m+1)));
end
%Média hora/dia/mes
for m=1:12
    for h=1:24
        I_Mmhd(m,h)=mean(Rad(md(m)+1:md(m+1),h),'omitnan')*1e3/(60*60);%
    end
end
%Média anual

```

```

I_Mma=mean(I_Mmm);
I_Mma2=mean(I_Mmd);

% máximo anual
I_Mmax=max(max(Rad))*1e3/(60*60);
fprintf('Máxima anual INMET:\n')
fprintf('I_Mmax = %4.4f W/m^2\n', I_Mmax)

% máximos diários
I_Mmaxd=max(Rad, [], 2)*1e3/(60*60);
I_Mmaxd_m=mean(I_Mmaxd, 'omitnan'); % média máxima
fprintf('Média das máximas anuais INMET:\n')
fprintf('I_Mmaxd_m = %4.4f W/m^2\n', I_Mmaxd_m)
fprintf('\n')

%% Erro anual
Err_ano=1-(I_Nma2/I_Mma2);

%% ERROS comparativo médias mensais
Err_mes=(I_Nmm-I_Mmm)./I_Mmm; % erro mensal simulação

%% Gráficos
%% I_N media hora dia mes
figure
for m=1:12
plot(1:24, I_Nmhd(m, :))
hold on
end
grid on;
% title ('Taxa de Fluxo Solar Normal Atingindo a Superfície da Terra');
xlabel('hora'); ylabel('Radiação Solar (W/m^2)');
xlim([1 24]);
ylim([0 1300])
legend({'jan', 'fev', 'mar', 'abr', 'mai', 'jun', 'jul', 'ago', 'set', 'out', ...
       'nov', 'dez'}, 'location', 'northeast')

%% I_M media hora dia mes
figure
for m=1:12
plot(1:24, I_Mmhd(m, :))
hold on
end
grid on;
% title ('Taxa de Radiação Solar Normal Atingindo a Superfície da Terra');
xlabel('hora'); ylabel('Radiação Solar (W/m^2)');
xlim([1 24]);
ylim([0 1300])

```

```

legend({'jan','fev','mar','abr','mai','jun','jul','ago','set','out',...
       'nov','dez'},'location','northeast')

%% I_N media dia
figure
plot(1:size(W,1),W,'Color',[0 0.4470 0.7410]) %medições
hold on
plot(1:365,I_Nmd,'Color',[0.8500 0.3250 0.0980],'LineWidth',2)
xlim([1 365])
ylim([0 600])
% title (['Radiação média diária ao longo do ano para ',local])
xlabel('Dia');ylabel('Radiação média (W/m^2)');
grid on
legend('Dados INMET','Simulação')

%% Máximos diários
figure
plot(1:365,I_Nmaxd,'LineWidth',2)
hold on
plot(1:365,I_Mmaxd)
hold on
pl(1:365)=I_Mmaxd_m;
plot(1:365,pl,'--k','LineWidth',2)
xlim([1 365])
ylim([0 1500])
xlabel('Dia');ylabel('Radiação máxima (W/m^2)');
legend('Dados INMET','Simulação','Média INMET')
grid on

```

A.5 ALGORITMO DO MATLAB® PARA DIMENSIONAMENTO DO CONCENTRADOR PARABÓLICO

O algoritmo a seguir é aplicado no dimensionamento de um concentrador parabólico com base nos resultados da estimação da DNI e da simulação do motor Stirling através do modelo Simple. Este algoritmo foi elaborado no MATLAB® de acordo com os conceitos e equações apresentados na Seção 3.1, seguindo o fluxograma proposto na Seção 3.4 (Figura 44).

O código `vento_data_Liborio` corresponde ao arquivo com os dados de velocidades do vento disponibilizados pelo INMET (2019).

Nome do arquivo: `dish_Liborio.m`.

```

%% Dimensionamento do concentrador
% Autor: Eduardo Libório (2019)

%% calculo do diâmetro do Concentrador

```

```
fprintf('>> Dimensionamento do concentrador - Libório\n')
global T_h Pt_e

%% Dados de Entradas
%% Gerais
solar_sim_Liborio

for n=1:size(I_N,1) %tornar valores que tendem a 0 iguais a 0
    for m=1:size(I_N,2)
        if I_N(n,m)<1
            I_N(n,m)=0;
        end
    end
end

a=mean(I_N);
m=1;
for n=1:size(I_N,2) % remover colunas
    if a(n)==0
    else
        I_n(:,m)=I_N(:,n);
        m=m+1;
    end
end

%irradiação solar (kW/m^2)
I=I_n*1e-3;%solar ano
I_N2=I_N*1e-3; % (kW/m^2)
sigma=(5.67e-8)*1e-3;% (kW/m^2*K^4) Constante de Boltzmann
T_0=298.15;%temperatura ambiente

%% Concentrador
alpha_c=0.90; %reflexividade do concentrador %hafez, 2016
rim=45;%angulo de borda (rim angle)

%% Receptor
%Propriedade físicas do material
epsilon_r=0.85; %emissividade do receptor (caballero,2017)

ab_r=.93;%absortividade do receptor (caballero,2017)
alpha_r=(1-ab_r); %reflexividade do receptor

%% coeficiente convectivo receptor
cd solar_data_rad
vento_data_Liborio %velocidade do vento
cd ..\
```

```

%Çengel (tabela A-15 p.884) para 25°C (298,15 K)
Cp_ar=1.007; % (J/kg*K) specific heat
rho_ar=1.184; % (kg/m^3) density
k_ar=0.02551; % W/m*K. thermal Conductivity of air
mu_ar=1.849e-5; % kg/m*s %The dynamic viscosity of air
nu_ar=1.562e-5; % m^2/s kinematic viscosity
g=9.80665; % (m/s^2)%gravity of acceleration

for n=1:size(alpha_S,1) %tornar valores que tendem a 0 iguais a 0
    for m=1:size(alpha_S,2)
        if alpha_S(n,m)<0
            alpha_S(n,m)=0;
        end
    end
end
phi=alpha_S;

%%
C(1:4)=0;
for rec=1:4
    int=0;
    while int<=1
    %% Receptor
        if int==0
            d_ri(rec)=.01;
        end

        d_re(rec)=d_ri(rec)+d_ri(rec)/2; %diamentro externo do receptor

        LD=2; %L_ri/d_ri; %relação profundidade abertura (azzouzi)

        L_ri(rec)=LD*d_ri(rec);%comprimento interno do receptor
        L_re(rec)=L_ri(rec)+.04; %comprimento externo do receptor

        A_r(rec)=pi*(d_ri(rec)/2)^2;%area do receptor (m^2)
        %area superficie externa do receptor (m^2)
        A_re(rec)=2*pi*(d_re(rec)/2)*L_re(rec);
        %area superficie interna do receptor (m^2)
        A_ri(rec)=(2*pi*(d_ri(rec)/2)*L_ri(rec))+A_r(rec);

        % Temperatura do receptor com base no consumo do motor
        Q_m=Pt_e;% calor receptor/motor (kW)

        k_cu=52*1e-3;%(kW/mK) condutividade térmica %CENGEL a 300K
        L_rec=0.005;%(m) espessura da parede %CENGEL

        QT=Q_m;

```

```

T_rec(rec)=(L_rec*QT)/(k_cu*A_ri(rec))+T_h;

T_F_cu=1293;%K temperatura de fusão do cobre

%%
% convecção natural interna (Stine and McDonald, apud Azzouzi, 2017)
beta=1/T_0;
Gr_ri=((L_ri(rec)^3)*g*beta*(T_rec(rec)-T_0))/nu_ar^2;%numero de Grashof
s=1.12-0.98*(d_ri(rec)/L_ri(rec));
Nu_ri=0.088*(Gr_ri^(1/3))*((T_rec(rec)/T_0)^0.18)*((cosd(phi)).^2.47)...
    *(d_ri(rec)/L_ri(rec))^s;%numero de Nusselt
%coeficiente convectivo interno do receptor (kW/m^2*K)
h_ri=(Nu_ri*k_ar/d_ri(rec))*1e-3;

% convecção natural externa (Churchill and Chu, apud Azzouzi, 2017)
Pr=mu_ar*Cp_ar/k_ar;%numero de Prandtl
Ra=((d_re(rec)^3)*g*beta*(T_rec(rec)-T_0))*Pr/nu_ar^2;% numero de Rayleigh
Nu_ren=(0.6+(0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.559/Pr)^(9/16))^(8/27))^2;

% convecção forçada externa (Caballero,2017)
Re=rho_ar*v_ar*d_re(rec)/mu_ar;%Reynolds
Nu_ref=0.664*Re.^(1/2)*Pr^(1/3);

%convecção combinada externa %Çegel
nc=3;
Nu_re=(Nu_ren^nc+Nu_ref.^nc).^(1/nc);
%coeficiente convectivo externo do receptor (kW/m^2*K)
h_re=(Nu_re*k_ar/d_re(rec))*1e-3;

%% Cálculo diâmetro do concentrador
% calor perdido por radiação no receptor (kW)
Q_rr=epsilon_r*sigma*A_r(rec)*((T_rec(rec)^4)-(T_0^4));

% calor perdido por convecção no receptor(kW)
Q_hre=h_re*A_re(rec)*(T_rec(rec)-T_0);% convecção externa
Q_hri=h_ri*A_ri(rec)*(T_rec(rec)-T_0);% convecção interna

% calor perdido pelo receptor (kW)
Q_rp=(Q_rr+Q_hre+Q_hri);

%% Diâmetro do conentrador
%hora c/ radiação máxima dia
[I_max_c,i_max_c]=max(I_N2,[],2);

% média do máximo
I_med=mean(I_max_c);

```



```

Q_rp_med=mean(Q_rp(:, i_max_c(1,1)));

% minimo do máximo
[I_min, i_min_r]=min(I_max_c);

% máximo do máximo
[I_max, i_max_r]=max(I_max_c);
I_d=[I_med I_max I_min I_Mmaxd_m*1e-3];%add radiação medida
A_c=(Q_m+Q_rp_med)./(ab_r*alpha_c.*I_d);%área do concentrador
D=2*(A_c/pi).^(1/2); %raio do concentrador
D_med=D(1);D_max=D(2);D_min=D(3);D_rda=D(4);

%razão de concentraçao
C(rec)=D(rec)/d_ri(rec);
C_med=C(1);C_max=C(2);C_min=C(3);C_rda=C(4);

%% Dimesões do concentrador
%distancia focal
for n=1:length(D)
f(n)=D(n)*(1/(4*tand(rim/2)));
end
f_med=f(1);f_max=f(2);f_min=f(3);f_rda=f(4);

%profundidade do concentrador
for n=1:length(D)
h(n)=(D(n)^2)/(16*f(n));
end
h_med=h(1);h_max=h(2);h_min=h(3);h_rda=h(4);

%área da superfície
for n=1:length(D)
R(n)=D(n)/2;
S(n)=((pi*R(n))/(6*(h(n)^2)))*(((R(n)^2)+(4*(h(n)^2)))^(3/2))-R(n)^3);
end
R_med=R(1);R_max=R(2);R_min=R(3);R_rda=R(4);
S_med=S(1);S_max=S(2);S_min=S(3);S_rda=S(4);

%% receptor (diamentro da imagem concentrada)
for n=1:length(D)
r=sqrt((D(n)/2)^2+(f(n)-h(n))^2);
theta_s=0.27; %kalogirou
d_i(n)=(2*r*sind(theta_s))/cosd(rim); %lovegrove
end
d_i_med=d_i(1);d_i_max=d_i(2);d_i_min=d_i(3);d_i_rda=d_i(4);
if rec==1
if d_i_med>d_ri(rec)
d_ri(rec)=d_ri(rec)+0.005;

```

```

        int=1;
    else
        int=2;
    end
elseif rec==2
if d_i_max>d_ri(rec)
    d_ri(rec)=d_ri(rec)+0.005;
    int=1;
else
    int=2;
end
elseif rec==3
    if d_i_min>d_ri(rec)
        d_ri(rec)=d_ri(rec)+0.005;
        int=1;
    else
        int=2;
    end
elseif rec==4
    if d_i_rda>d_ri(rec)
        d_ri(rec)=d_ri(rec)+0.005;
        int=1;
    else
        int=2;
    end
end
end
end
end
fprintf('Média das máximas anuais SIM:\n')
fprintf('I_med = %4.4f W/m^2\n',I_med*1e3)
fprintf('Mínimo das máximas anuais SIM:\n')
fprintf('I_min = %4.4f W/m^2\n',I_min*1e3)
fprintf('Máximo das máximas anuais SIM:\n')
fprintf('I_max = %4.4f W/m^2\n',I_max*1e3)
fprintf('\n')

err_max_m=(I_med*1e3/I_Mmaxd_m)-1;
fprintf('err_max_m = %4.4f\n',err_max_m)
fprintf('\n')

fprintf('alpha_c = %4.2f (reflexividade concentrador)\n',alpha_c)
fprintf('rim = %4.1f° (angulo de borda concetrador)\n',rim)
fprintf('\n')

fprintf('d_ri = %4.4f; d_ri = %4.4f; d_ri = %4.4f; d_ri = %4.4f\n',...
        d_ri(1),d_ri(2),d_ri(3),d_ri(4))
fprintf('d_re = %4.4f; d_re = %4.4f; d_re = %4.4f; d_re = %4.4f\n',...

```

```
d_re(1),d_re(2),d_re(3),d_re(4))
fprintf('L_ri = %4.4f; L_ri = %4.4f; L_ri = %4.4f; L_ri = %4.4f\n',...
    L_ri(1),L_ri(2),L_ri(3),L_ri(4))
fprintf('L_re = %4.4f; L_re = %4.4f; L_re = %4.4f; L_re = %4.4f\n',...
    L_re(1),L_re(2),L_re(3),L_re(4))
fprintf('T_rec = %4.4f; T_rec = %4.4f; T_rec = %4.4f; T_rec = %4.4f\n',...
    T_rec(1),T_rec(2),T_rec(3),T_rec(4))
fprintf('\n')

T_op=1-(T_rec/T_F_cu);
fprintf('percentual desvio entre T_rec e T_rec_max:\n')
fprintf('T_op = %4.4f\n',T_op)
fprintf('\n')

fprintf('Diâmetro\n')
fprintf('D_med = %4.4f; D_max = %4.4f; D_min = %4.4f; D_rda = %4.4f\n',...
    D_med,D_max,D_min,D_rda)
fprintf('\n')

fprintf('Razão de concentração\n')
fprintf('C_med = %4.4f; C_max = %4.4f; C_min = %4.4f; C_rda = %4.4f\n',...
    C_med,C_max,C_min,C_rda)
fprintf('\n')

fprintf('Distância focal\n')
fprintf('f_med = %4.4f; f_max = %4.4f; f_min = %4.4f; f_rda = %4.4f\n',...
    f_med,f_max,f_min,f_rda)
fprintf('\n')

fprintf('Profundidade do concetrador\n')
fprintf('h_med = %4.4f; h_max = %4.4f; h_min = %4.4f; h_rda = %4.4f\n',...
    h_med,h_max,h_min,h_rda)
fprintf('\n')

fprintf('Área da superfície\n')
fprintf('S_med = %4.4f; S_max = %4.4f; S_min = %4.4f; S_rda = %4.4f\n',...
    S_med,S_max,S_min,S_rda)
fprintf('\n')

fprintf('Diâmetro da imagem\n')
fprintf('d_i_med = %4.4f; d_i_max = %4.4f\n',d_i_med,d_i_max)
fprintf('d_i_min = %4.4f; d_i_rda = %4.4f\n',d_i_min,d_i_rda)
fprintf('\n')
```

A.6 ALGORITMO DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DS

O algoritmo do MATLAB® a seguir tem a a função de simular o sistema DS utilizando os resultados dos algoritmos de simulação do motor (Seção A.3), estimação da DNI (Seção A.4), e dimensionamento do concentrador (Seção A.5). Para elaboração deste algoritmo forma aplicados os conceitos e equações apresentados nas Seções 3.1 e 3.2, seguindo fluxograma apresentado na Seção 3.5 (Figura 45).

Nome do arquivo: DS_sim_Liborio.m.

```

%% Simulação da operação do sistema DS
% Autor: Eduardo Libório

fprintf('>> Simulação sistema DS - Libório\n')
%% Dados de radiação solar
fprintf('Dados de radiação solar reais (INMET)\n')
fprintf('\n')

%% Cálculo balanço de Energia
%% concentrador
I=Rad*1e3/(60*60);
a=mean(I);
for n=1:24
    if a(n)<1
        a(n)=0;
    end
end

m=1;
for n=1:size(I,2) % remover colunas
    if a(n)==0
    else
        I2(:,m)=I(:,n);
        m=m+1;
    end
end
I_N=I;
I=I2*1e-3;

for di=1:length(D)
    if di==1
        I_c=I*(pi*(D_med/2)^2);
        fprintf('> D_med = %4.2f\n',D_med)
    elseif di==2
        I_c=I*(pi*(D_max/2)^2);
        fprintf('> D_max = %4.2f\n',D_max)
    elseif di==3

```

```

        I_c=I*(pi*(D_min/2)^2);
        fprintf('> D_min = %4.2f\n',D_min)
elseif di==4
        I_c=I*(pi*(D_rda/2)^2);
        fprintf('> D_rda = %4.2f\n',D_rda)
end
fprintf('\n')

% calor perdido pelo concentrador (kW)
Q_cp=I_c*(1-alpha_c);

% calor concetrador/receptor (kW)
Q_c=I_c*alpha_c;

%% receptor
% calor refletido pelo receptor
Q_fr=Q_c*alpha_r;
% calor pedido (convecção interna, externa e radiação)

%% coeficiente convectivo receptor
phi=alpha_S; %graus (°) %%

%convecção natural interna (Stine and McDonald, apud Azzouzi, 2017)
beta=1/T_0;
Gr_ri=((L_ri(di)^3)*g*beta*(T_rec(di)-T_0))/nu_ar^2;%numero de Grashof
s=1.12-0.98*(d_ri(di)/L_ri(di));
Nu_ri=0.088*(Gr_ri^(1/3))*((T_rec(di)/T_0)^0.18)*((cosd(phi)).^2.47)...
    *(d_ri(di)/L_ri(di))^s; %numero de Nusseult
%coeficiente convectivo interno do receptor (kW/m^2*K)
h_ri=(Nu_ri*k_ar/d_ri(di))*1e-3;

%convecção natural externa (Churchill and Chu, apud Azzouzi, 2017)
Pr=mu_ar*Cp_ar/k_ar; %numero de Prandtl
Ra=((d_re(di)^3)*g*beta*(T_rec(di)-T_0))*Pr/nu_ar^2;% numero de Rayleigh
Nu_ren=(0.6+(0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.559/Pr)^(9/16))^(8/27))^2;

%convecção forçada externa (Caballero,2017)
Re=rho_ar*v_ar*d_re(di)/mu_ar; %Reynolds
Nu_ref=0.664*Re.^(1/2)*Pr^(1/3);

%convecção combinada %Çegel
nc=3;
Nu_re=(Nu_ren^nc+Nu_ref.^nc).^(1/nc);
%coeficiente convectivo externo do receptor (kW/m^2*K)
h_re=(Nu_re*k_ar/d_re(di))*1e-3;

%% Cálculo perda de calor no receptor

```

```

A_r=pi*(d_ri(di)/2)^2;%area do receptor (m^2)
%area superficie externa do receptor (m^2)
A_re=2*pi*(d_re(di)/2)*L_re(di);
%area superficie interna do receptor (m^2)
A_ri=(2*pi*(d_ri(di)/2)*L_ri(di))+A_r;

% calor perdido por radiação no receptor (kW)
Q_rr=epsilon_r*sigma*A_r*((T_rec(di)^4)-(T_0^4));

% calor perdido por convecção no receptor(kW)
Q_hre=h_re*A_re*(T_rec(di)-T_0);% calor perdido por convecção externa
Q_hri=h_ri*A_ri*(T_rec(di)-T_0);% calor perdido por convecção interna

a=mean(I_N);

for n=1:24
if a(n)<1
a(n)=0;
end
end

m=1;
for n=1:size(I_N,2) % remover colunas
if a(n)==0
else
Q_hri2(:,m)=Q_hri(:,n);
Q_hre2(:,m)=Q_hre(:,n);
m=m+1;
end
end

% calor perdido pelo receptor (kW)
Q_rp=(Q_rr+Q_hre2+Q_hri2);

%% motor
% Calor consumido
Q_m=Q_c-Q_rp-Q_fr;

for n=1:size(Q_m,1) %tornar valores que tendem a 0 iguais a 0
for m=1:size(Q_m,2)
if Q_m(n,m)<1
Q_m(n,m)=0;
end
end
end

%calor rejeitado

```

```

Q_k=Q_m*(1-eta);

%potencia gerada (0.98 potência do gerador)
W_t=Q_m*eta*0.98;

%% Médias
% médias anuais
I_cd = mean(I_c,2,'omitnan');
Q_md = mean(Q_m,2,'omitnan');
Q_cd = mean(Q_c,2,'omitnan');

% media dia
W_tmd = mean(W_t,2,'omitnan');

% media mês
for m=1:12
    W_tmm(m)=mean(W_tmd(md(m)+1:md(m+1)));%%ajustar
end

% media ano
W_tma(di) = mean(W_tmd);
fprintf('Potência média anual do sistema (motor)\n')
fprintf('W_tma = %4.2f kW\n',W_tma(di))
fprintf('\n')

%% Eficiências térmicas
fprintf('Eficiências térmicas\n')
eta_c=Q_cd./I_cd; %eficiencia térmica conncetrador
eta_cm(di)=mean(mean(eta_c,'omitnan'));
fprintf('eta_c = %4.4f \n',eta_cm(di)) %calor transferido ao motor

eta_r=Q_md./Q_cd; %eficiencia térmica receptor
eta_rm(di)=mean(mean(eta_r,'omitnan'),'omitnan');
fprintf('eta_r = %4.4f \n',eta_rm(di))

eta_s=W_tmd./I_cd; % eficiencia térmica do sistema
eta_sm(di)=mean(mean(eta_s,'omitnan'),'omitnan');
fprintf('eta_s = %4.4f \n',eta_sm(di))

fprintf('\n')

%% Acumulado de energia gerada ano
% Energia diária
E_m=W_tmd.*round(N')*60*60;%(kJ) média diária corrigida
E_m2=E_m/3600;%kWh

[E_max2(di),d_E_max2]=max(E_m2); %máxima produção diária (kWh/dia)

```

```

dia_max=datestr(d_E_max2,'dd mmm');
[E_min2(di),d_E_min2]=min(E_m2); %mínima produção diária (kWh/dia)
dia_min=datestr(d_E_min2,'dd mmm');
E_mean2(di)=mean(E_m2); %média produção diária anual (kWh/dia)

fprintf('E_max = %4.4f kWh/dia, no dia %4.1f',E_max2(di),d_E_max2)
fprintf([' ', dia ' ',dia_max,'\n'])
fprintf('E_min = %4.4f kWh/dia, no dia %4.1f',E_min2(di),d_E_min2)
fprintf([' ', dia ' ',dia_min,'\n'])
fprintf('E_mean = %4.4f kWh/dia\n',E_mean2(di))
fprintf('\n')

%medias mensais (kWh/dia)
for m=1:12
    E_mean_m(di,m)=mean(E_m2(md(m)+1:md(m+1)));
end
for m=1:12
    fprintf('E_mean_m = %4.4f kWh/dia',E_mean_m(di,m))
    fprintf([' ', mês ' ',datestr(md(m+1),'mmm'),' \n'])
end
fprintf('\n')

% Somatório das energias
for n=1:size(E_m2,1)
    E_sum(n)=sum(E_m2(1:n));
end
E_ta(di)=E_sum(365);

fprintf('Total de energia gerada no ano:\n')
fprintf('E_ta = %4.4f kWh\n',E_ta(di))

%energia por area (kW/m^2)
WpA(di)=W_tma(di)/S(di);

fprintf('Potência média por área do concentrador:\n')
fprintf('E = %4.4f kW/m^2\n',WpA(di))
fprintf('\n')
end

%% Plot
figure %kWh
plot(1:length(E_m2'),E_m2)
xlim ([1,length(E_m2')]);
ylim ([0,100]);
grid on
xlabel ('Dia do ano')
ylabel ('Energia diária (kWh)')

```


A.7 ALGORITMO PRINCIPAL DO MATLAB® PARA SIMULAÇÃO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

O algoritmo do MATLAB® apresentado a seguir tem a função de executar em sequência os algoritmos: de simulação do motor Stirling através do método Simple (Seção A.3); de dimensionamento do concentrador parabólico (Seção A.5), onde está inserido o algoritmo de estimação da DNI (Seção A.4), e de simulação dos sistema DS (Seção A.6).

Nome do arquivo: main_Liborio.m.

```
%% Dimensionamento e simulação de um sistema DS
% Autor: Eduardo Libório (2019)

clear; close all; clc
fprintf('>> Executando programa principal\n')

%% Simulação do motor Stirling
cd Stirling_Liborio
fprintf('>> Simulação do motor Stirling\n')
fprintf('\n')
Stirling_Simple_Urieli_Liborio
cd ..\
clearvars -except Pt Pt_e eta T_h

fprintf('\n')

%% Dados de radiação solar
cd solar_data_rad
load('rad_SSA'); local='Salvador_BA'; phi=-13.0; linke=11;
% load('rad_MAR'); local='Marilia_SP'; phi=-22.23; linke=7;
% load('rad_POA'); local='Porto_Alegre_RS'; phi=-30.05; linke=9;
cd ..\

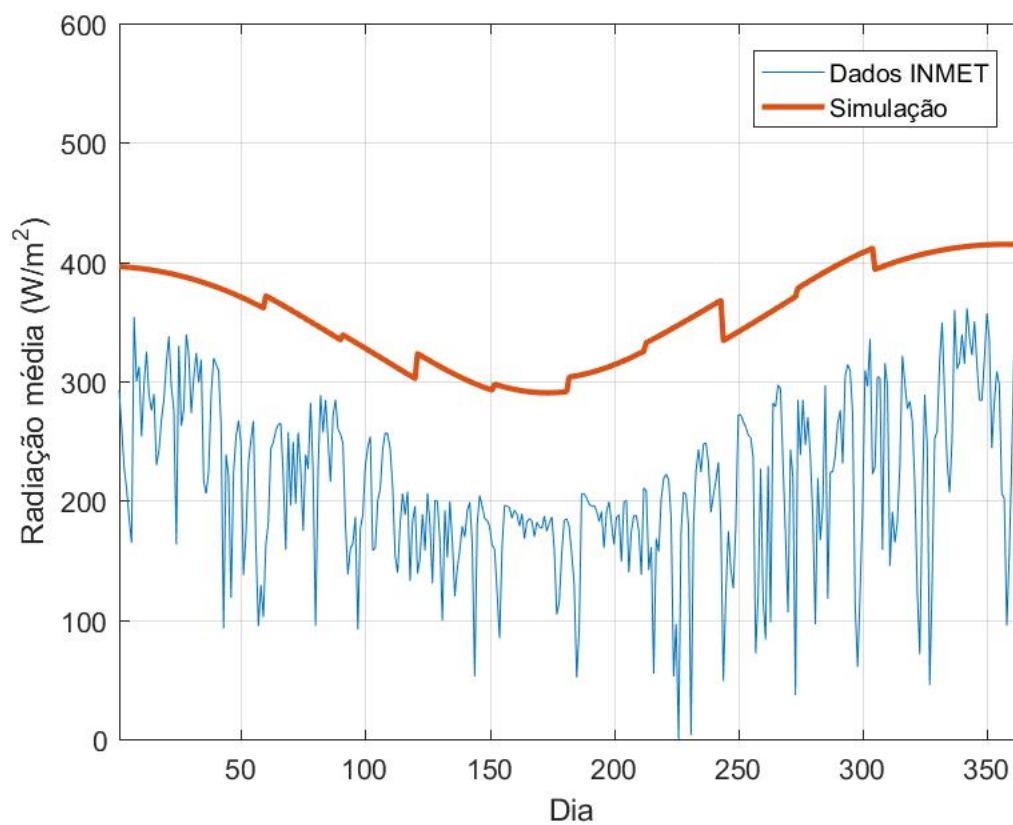
%% Dimensionamento do concentrador
dish_Liborio

%% Simulação do sistema DS
DS_sim_Liborio
```

APÊNDICE B – RESULTADOS DA ESTIMAÇÃO DA DNI

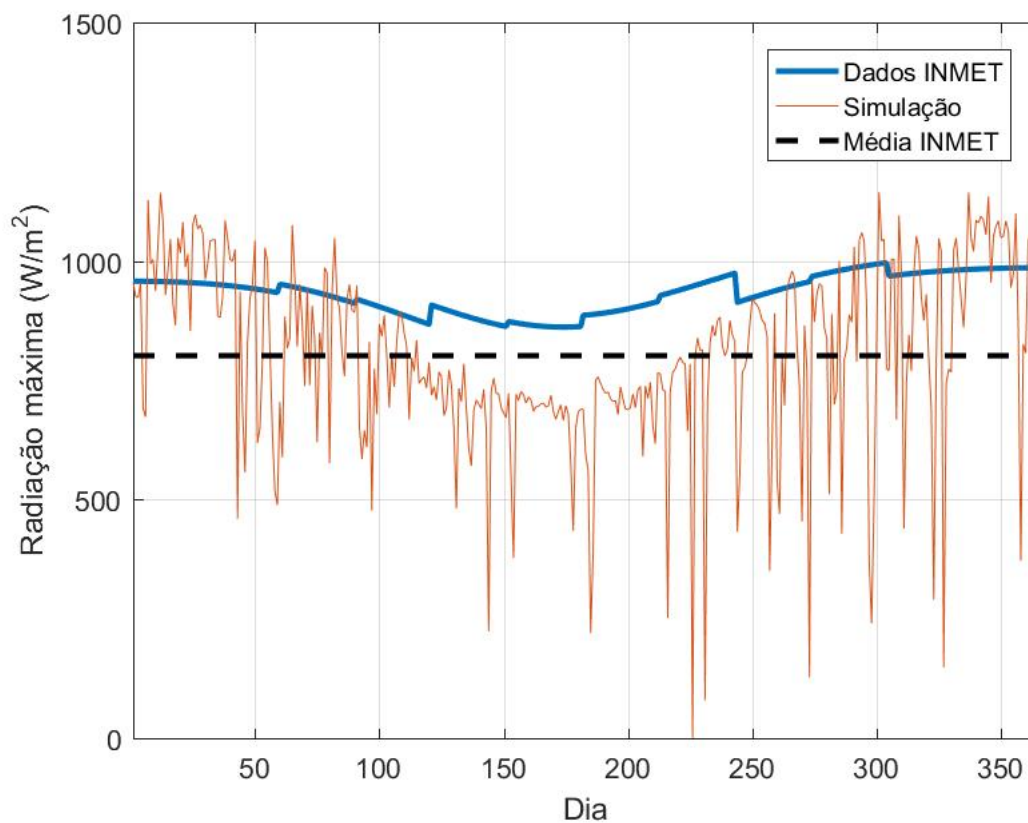
B.1 RESULTADOS PARA MARÍLIA

Figura B.1 – Radiação solar média diária para Marília



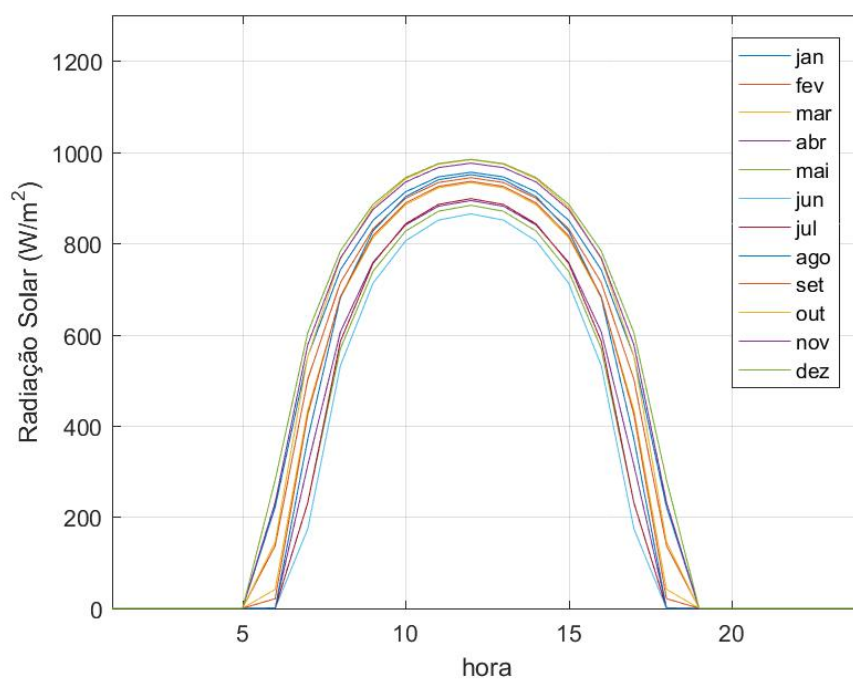
Fonte – Autor e INMET.

Figura B.2 – Radiação solar máxima diária para Marília



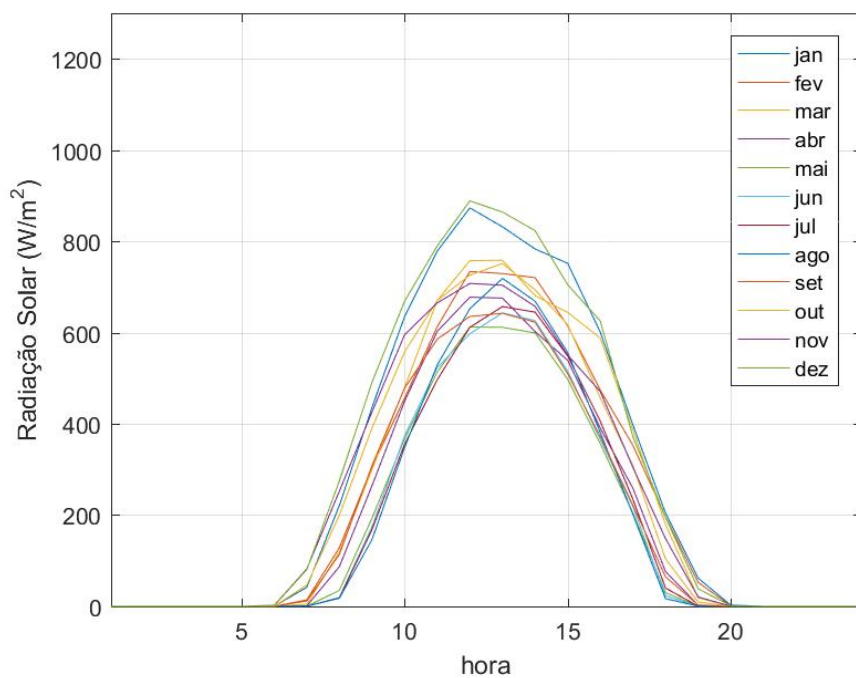
Fonte – Autor e INMET.

Figura B.3 – Perfil da radiação solar média mensal por hora para Marília



(a) Resultados da estimação

Fonte Autor.

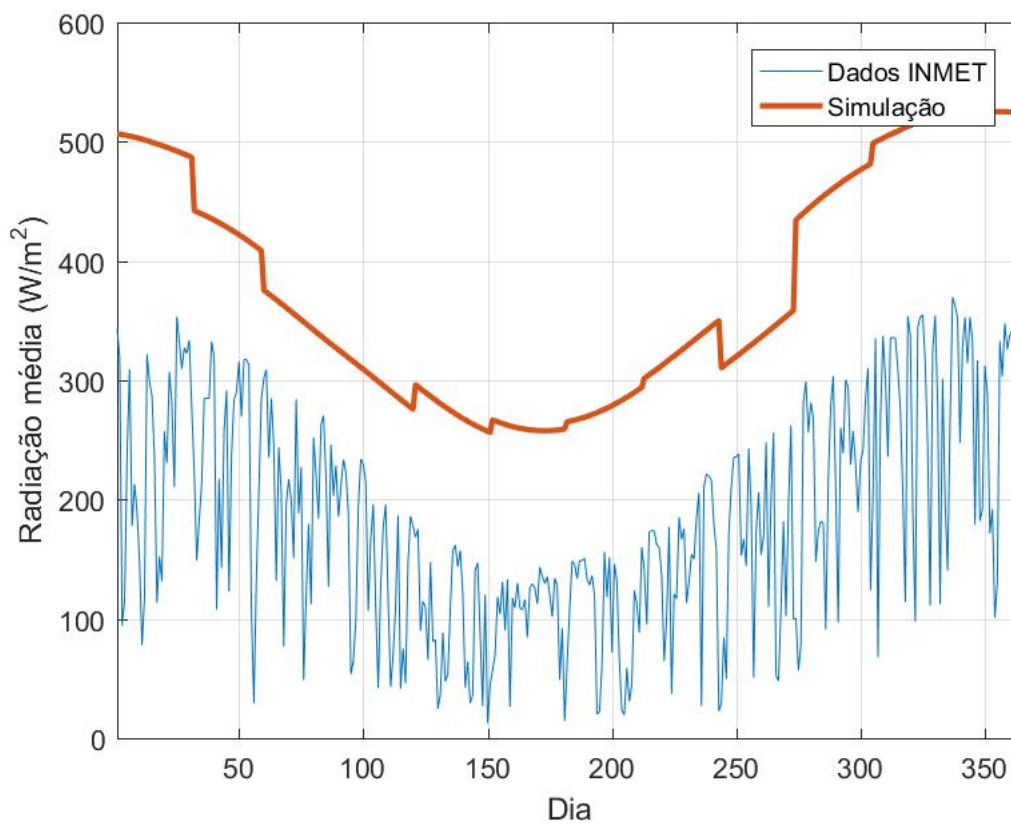


(b) Valores medidos pela estação meteorológica

Fonte Autor.

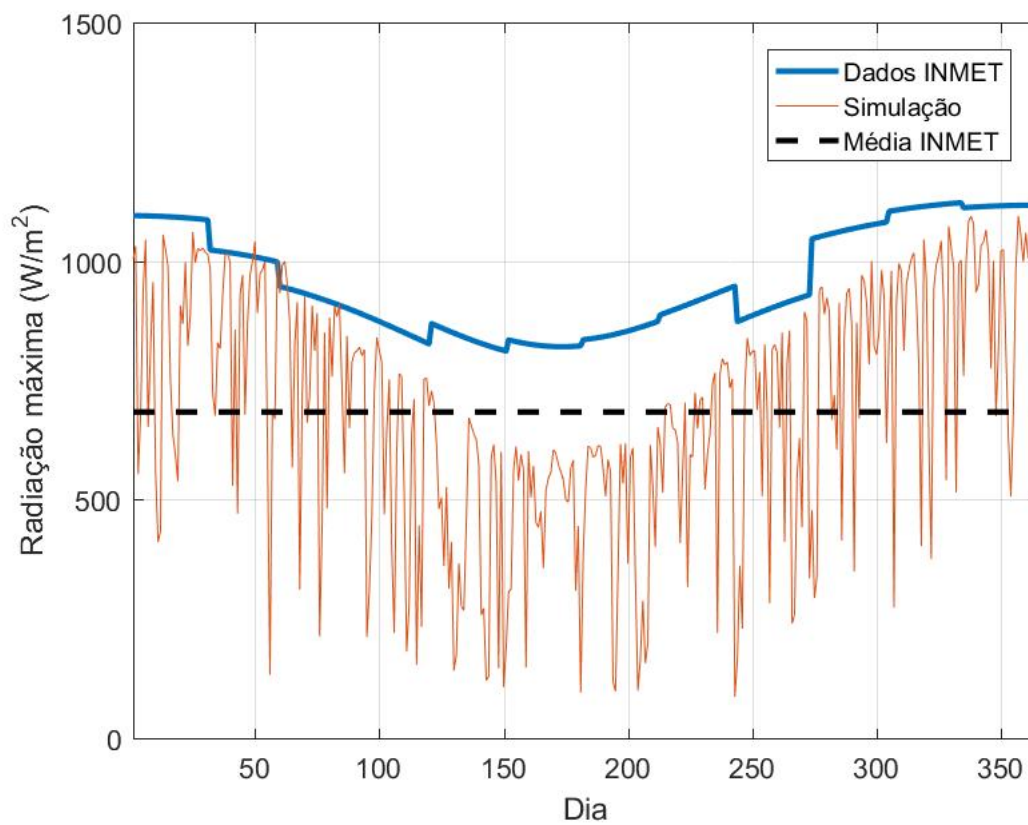
B.2 RESULTADOS PARA PORTO ALEGRE

Figura B.4 – Radiação solar média diária para Porto Alegre



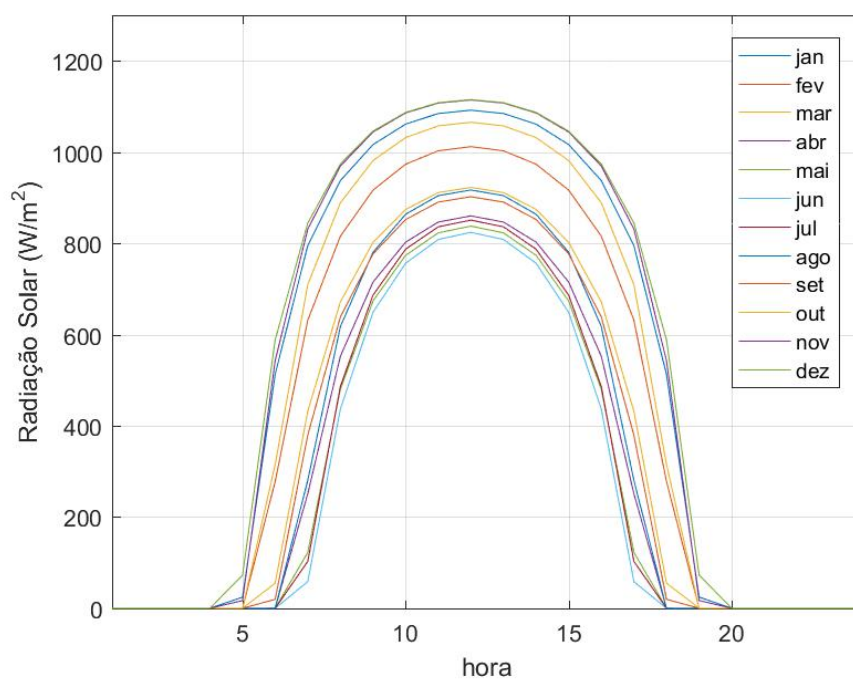
Fonte – Autor e INMET.

Figura B.5 – Radiação solar máxima diária para Porto Alegre



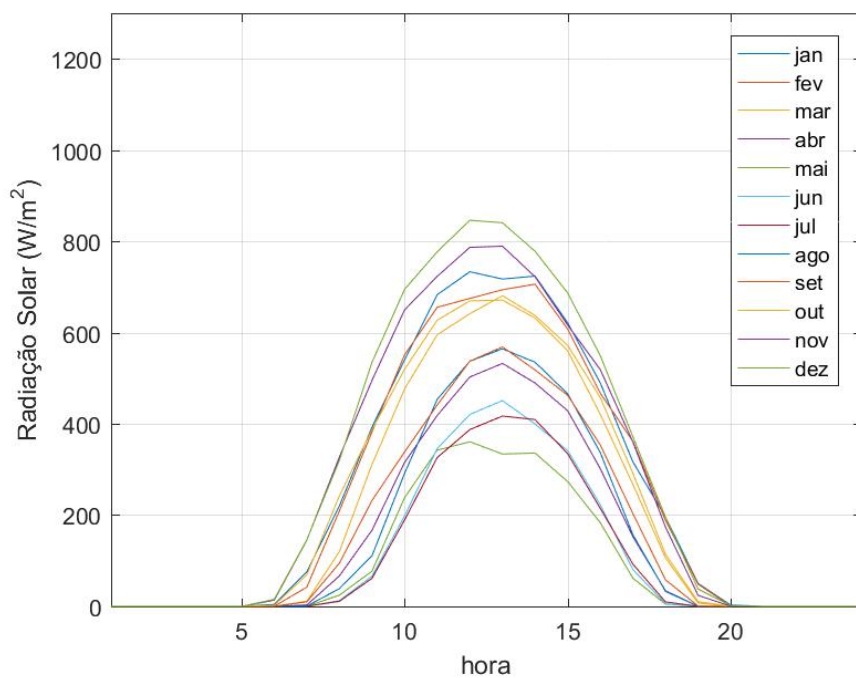
Fonte – Autor e INMET.

Figura B.6 – Perfil da radiação solar média mensal por hora para Porto Alegre



(a) Resultados da estimação

Fonte Autor.



(b) Valores medidos pela estação meteorológica

Fonte Autor.

APÊNDICE C – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DS

C.1 RESULTADOS PARA MARÍLIA

Tabela C.1 – Valores de referência para o dimensionamento do concentrador para Marília

	<i>Dados de referência</i>	<i>Valor</i>
(a)	Média das máximas diárias	933,74 W/m ²
(b)	Máximo das máximas diárias	996,43 W/m ²
(c)	Mínimo das máximas diárias	861,54 W/m ²
(d)	Média das máximas diárias (INMET)	801,65 W/m ²

Fonte: Autor.

Tabela C.2 – Concentrador projetado um para um sistema DS em Marília

	<i>Parâmetro</i>	<i>(a)</i>	<i>(b)</i>	<i>(c)</i>	<i>(d)</i>
d_{con}	Diâmetro de abertura (m)	4,6233	4,4755	4,8131	4,9896
C	Razão de concentração (m)	102,6494	99,3679	96,2619	99,7928
f	Distância focal (m)	2,7904	2,7012	2,9050	3,0115
L_{con}	Profundidade (m)	0,4788	0,4634	0,4984	0,5167
S	Área da superfície (m ²)	17,4883	16,3880	18,9539	20,3698
d_i	Diâmetro da imagem (m)	0,0436	0,0422	0,0454	0,0470

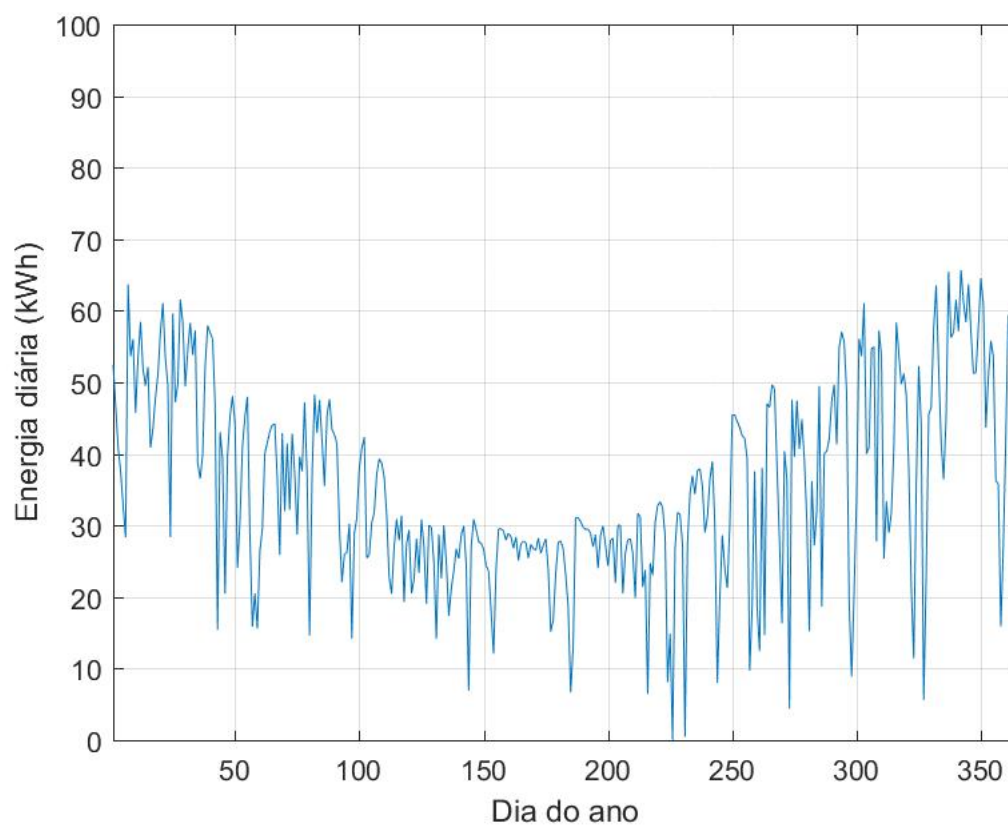
Fonte: Autor.

Tabela C.3 – Receptor projetado um para um sistema DS em Marília

	<i>Parâmetro</i>	<i>(a)</i>	<i>(b)</i>	<i>(c)</i>	<i>(d)</i>
d_{rec}^{int}	Diâmetro interno (m)	0,0450	0,0450	0,0500	0,0500
d_{rec}^{ext}	Diâmetro externo (m)	0,0675	0,0675	0,0750	0,0750
L_{rec}^{int}	Profundidade (m)	0,0900	0,0900	0,1000	0,1000
L_{rec}^{ext}	Comprimento externo (m)	0,1300	0,1300	0,1400	0,1400
T_{rec}	Temperatura do receptor (K)	1064,03	1064,03	1047,49	1047,49

Fonte: Autor.

Figura C.1 – Energia gerada por dia pelo sistema DS projetado para Marília



Fonte – Autor.

C.2 RESULTADOS PARA PORTO ALEGRE

Tabela C.4 – Valores de referência para o dimensionamento do concentrador para Porto Alegre

	<i>Dados de referência</i>	<i>Valor</i>
(a)	Média das máximas diárias	959,50 W/m ²
(b)	Máximo das máximas diárias	1122,20 W/m ²
(c)	Mínimo das máximas diárias	811,36 W/m ²
(d)	Média das máximas diárias (INMET)	683,40 W/m ²

Fonte: Autor.

Tabela C.5 – Concentrador projetado um para um sistema DS em Porto Alegre

	<i>Parâmetro</i>	<i>(a)</i>	<i>(b)</i>	<i>(c)</i>	<i>(d)</i>
d_{con}	Diâmetro de abertura (m)	4,5753	4,2307	4,9755	5,4213
C	Razão de concentração (m)	101,4364	105,4158	99,3884	98,5695
f	Distância focal (m)	2,7615	2,5534	3,0030	3,2721
L_{con}	Profundidade (m)	0,4738	0,4381	0,5152	0,5614
S	Área da superfície (m ²)	17,1275	14,6443	20,2547	24,0469
d_i	Diâmetro da imagem (m)	0,0431	0,0399	0,0469	0,0511

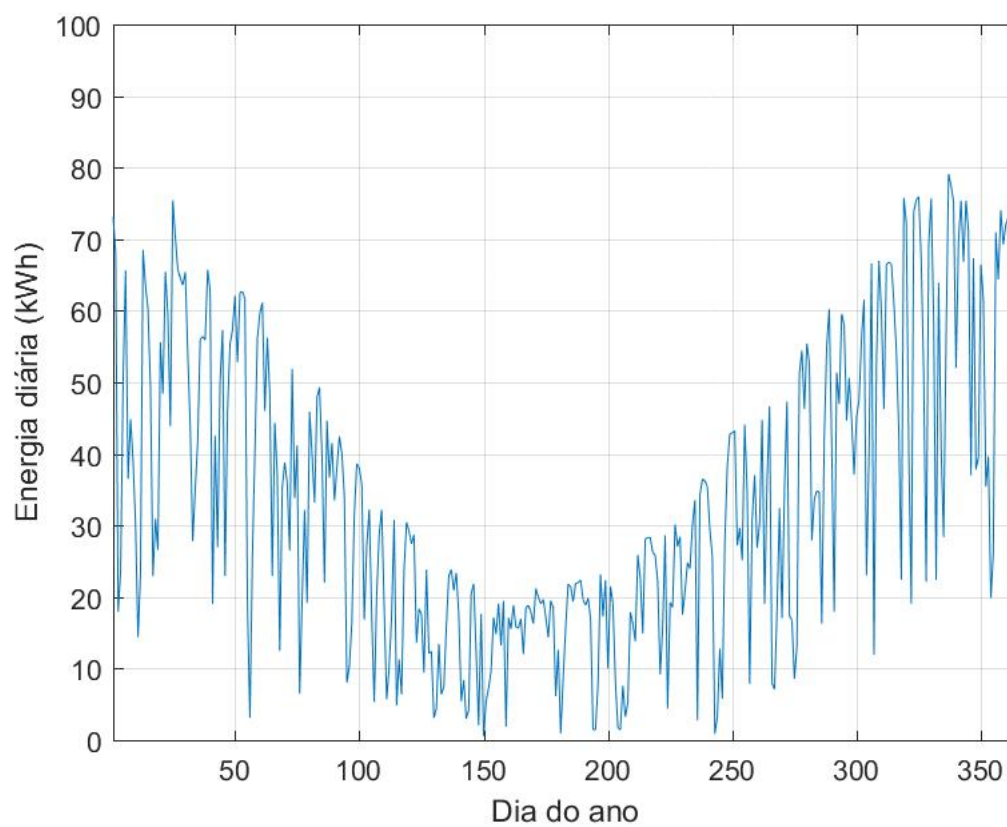
Fonte: Autor.

Tabela C.6 – Receptor projetado um para um sistema DS em Porto Alegre

	<i>Parâmetro</i>	<i>(a)</i>	<i>(b)</i>	<i>(c)</i>	<i>(d)</i>
d_{rec}^{int}	Diâmetro interno (m)	0,0450	0,0400	0,0500	0,0550
d_{rec}^{ext}	Diâmetro externo (m)	0,0675	0,0600	0,0750	0,0825
L_{rec}^{int}	Profundidade (m)	0,0900	0,0800	0,1000	0,1100
L_{rec}^{ext}	Comprimento externo (m)	0,1300	0,1200	0,1400	0,1500
T_{rec}	Temperatura do receptor (K)	1064,03	1087,14	1047,49	1035,25

Fonte: Autor.

Figura C.2 – Energia gerada por dia pelo sistema DS projetado para Porto Alegre



Fonte – Autor.

UFBA
UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
ESCOLA POLITÉCNICA

PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL - PEI

Rua Aristides Novis, 02, 6º andar, Federação, Salvador BA

CEP: 40.210-630

Telefone: (71) 3283-9800

E-mail: pei@ufba.br

Home page: <http://www.pei.ufba.br>

