

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

BRUNO HENRIQUE DE SANT'ANNA
DIOGO HENRIQUE SEPEL YANO

PROJETO E SIMULAÇÃO DE UM MOTOR STIRLING

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2012

BRUNO HENRIQUE DE SANT'ANNA
DIOGO HENRIQUE SEPEL YANO

PROJETO E SIMULAÇÃO DE UM MOTOR STIRLING

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. José A. A. Velásquez Alegre

CURITIBA

2012

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "Projeto e simulação de um motor Stirling", realizado pelos alunos Diogo Henrique Sepel Yano e Bruno Henrique de Sant'Anna, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre
DAMEC – UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Daniel Hioki
DAMEC – UTFPR
Avaliador

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi
DAMEC – UTFPR
Avaliador

Curitiba, 17 de Setembro de 2012.

AGRADECIMENTOS

Aos nossos pais, Eraldo, Rosa, Jorge e Rosângela, e aos demais familiares pelo apoio e incentivo incondicionais.

Ao professor Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre pelas discussões, contribuições e orientação deste trabalho.

Aos professores Dr. Daniel Hioki e Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi pelas revisões e sugestões para melhorar este estudo, bem como por suas participações na banca de avaliação.

Às demais pessoas, que de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho de conclusão de curso.

"Quanto mais aumenta nosso
conhecimento, mais evidente
fica nossa ignorância."

John F. Kennedy

RESUMO

A crescente demanda energética e a escassez dos recursos energéticos fósseis fazem do desenvolvimento de fontes de energia não tradicionais uma necessidade. O motor Stirling é uma máquina térmica capaz de aproveitar o calor disponibilizado por qualquer fonte térmica e necessita de pouca manutenção, o que faz dele uma excelente alternativa para geração de energia no meio rural. A falta de produção em grande escala, no entanto, o torna oneroso frente aos motores de combustão interna de ciclo Diesel ou de ciclo Otto. Este trabalho coloca diante de si o objetivo de projetar um motor Stirling que possa ser construído com peças já disponíveis no mercado e que, por isso, apresentam menores custos. Para tanto, um modelo computacional foi desenvolvido e o estudo dos componentes comerciais demonstrou o potencial do projeto. Adicionalmente, um estudo paramétrico identificou as variáveis que mais interferem na potência e no rendimento do motor. Assim, nesta monografia, apresentam-se o desenvolvimento e os resultados deste estudo.

Palavras-chave: motor Stirling, energia elétrica, componentes comerciais.

ABSTRACT

As a result of the increase in energy demand as well as the shortage of fossil fuel resources, the use of non-traditional energy sources became a necessity. Stirling engines are thermal machines that can produce power using as energy input the heat generated by any source and, in addition, they require little maintenance, thus becoming an excellent alternative for power generation in rural areas. However, the absence of large-scale production is responsible by the relatively high costs associated to its manufacturing, as compared to traditional internal combustion engines. This work focused on this aspect and established as objective the designing of a Stirling engine that should be built with parts already available on the market and, because of that, should have lower cost. In order to achieve this objective, a computational model was developed and a parametric study was conducted in order to identify those of the major engine parts that can be based on commercial components. Additionally, this parametric study also allowed the identification of variables that in a higher degree influence the power and energy efficiency. Accordingly, this report presents the development and results of this study.

Keywords: Stirling engine, electricity, commercial parts.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Cenários (a) mundial e (b) brasileiro da oferta de energia elétrica.....	16
Figura 2. Ciclo Stirling e seus componentes.	24
Figura 3. Diagrama pressão/volume e temperatura/entropia do ciclo Stirling.	25
Figura 4. Ciclo adiabático ideal sobreposto sobre ciclo Stirling.....	27
Figura 5. Diagramas pressão/volume para (a) cilindro de expansão, (b) cilindro de compressão e (c) todo o volume ocupado pelo fluido de trabalho.	29
Figura 6. Representação esquemática das regiões do motor e do perfil de temperaturas do fluido de acordo com a região.	32
Figura 7. Perfil linear de temperatura no regenerador.....	32
Figura 8. Volume de controle generalizado.....	35
Figura 9. Arranjos mecânicos de (a) simples ação e (b) dupla ação.....	40
Figura 10. Arranjos construtivos (a) Alfa, (b) Beta e (c) Gama.....	40
Figura 11. Consumo distribuído durante o dia.....	47
Figura 12. Esquema elétrico simplificado da residência.....	48
Figura 13. Potência consumida e energia restante nas baterias durante o dia.	49
Figura 14. Modelo esquemático para as câmaras de compressão e expansão.....	54
Figura 15. Volume do motor em função do ângulo de manivela.	55
Figura 16. Apresentação dos resultados numéricos do modelo computacional.....	59
Figura 17. Diagrama pressão/volume obtido em simulação.....	60
Figura 18. Gráfico (a) temperatura/ θ e (b) energia/ θ obtidos em simulação.	61
Figura 19. Diagrama de distribuição de partículas obtido em simulação.	61
Figura 20. Perfil de temperaturas do motor com regeneração imperfeita.	62
Figura 21. Representação esquemática da estrutura do modelo computacional.	65
Figura 22. Eficiência, calor adicionado e potência para cada família de motores.	71
Figura 23. Relação entre (a) volume varrido e potência e (b) eficiência térmica e volume morto.	72
Figura 24. Diagrama pressão/volume comparando cada família de motores.	73
Figura 25. Diagrama (a) pressão/ θ para todas as famílias e (b) variação de volume para a família 1.6.	74

Figura 26. Pressões máxima, mínima e média específica para as famílias de motores.	75
Figura 27. Diagrama trabalho- θ comparando cada família de motores.....	76
Figura 28. Efeito da temperatura do aquecedor na potência e eficiência do motor...	80
Figura 29. Efeito da temperatura do <i>cooler</i> na potência e eficiência do motor.....	80
Figura 30. Efeito da eficiência do regenerador na potência e eficiência do motor. ...	81
Figura 31. Efeito do volume morto dos trocadores de calor na potência e eficiência do motor.....	82
Figura 32. Efeito do volume morto dos cilindros na potência e eficiência do motor. .	83
Figura 33. Efeito do volume morto total na potência e eficiência do motor.	83
Figura 34. Efeito da rotação na potência e eficiência do motor.....	84
Figura 35. Efeito da pressão de montagem na potência e eficiência do motor.	86
Figura 36. Variação da potência e eficiência do motor com o ângulo de fase.	87
Figura 37. Efeito do ângulo de fase na potência e eficiência do motor.	87
Figura 38. Efeito do fluido de trabalho na eficiência do motor.....	88
Figura 39. Efeito do fluido de trabalho na potência do motor.	88
Figura 40. Efeito do volume das câmaras na eficiência do motor.	89
Figura 41. Efeito do volume das câmaras na potência do motor.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Resumo das equações do problema.	37
Tabela 2. Energia diária consumida pela residência.	47
Tabela 3. Composição mássica da lenha úmida típica	50
Tabela 4. Comparativo entre resultados do modelo e da literatura.	66
Tabela 5. Dimensões representativas de cada família de motores.	70
Tabela 6. Parâmetros constantes para análise das famílias construtivas.	70
Tabela 7. Potência teórica e corrigida, calor adicionado e retirado e consumo de combustível para as famílias de motores.	77
Tabela 8. Faixa de variação para os parâmetros.	79
Tabela 9. Relação de funções e localização no apêndice.....	96
Tabela 10. Relação de variáveis e suas respectivas grafias no programa.....	97
Tabela 11. Links de referência para fichas técnicas apresentadas nesta seção anexa.	118

SIMBOLOGIA

T_{max}	Temperatura máxima do ciclo Stirling
T_{min}	Temperatura mínima do ciclo Stirling
r_c	Razão de compressão
v_1, v_2, v_3 e v_4	Volume específico nos estados 1, 2, 3 e 4 do ciclo Stirling
T_1, T_2, T_3 e T_4	Temperatura nos estados 1, 2, 3 e 4 do ciclo Stirling
W_{a-b}	Trabalho realizado durante o processo a-b
p	Pressão do fluido de trabalho
R	Constante de gás ideal do fluido de trabalho
T	Temperatura do fluido de trabalho
U	Energia interna do fluido de trabalho
Q	Calor adicionado ao volume de controle em análise
η	Rendimento teórico do ciclo
W_{ciclo}	Trabalho realizado por um ciclo completo
$Q_{adicionado}$	Calor adicionado em cada ciclo
V_c	Volume da câmara de compressão
V_C	Volume varrido máximo da câmara de compressão
V_e	Volume da câmara de expansão
V_E	Volume varrido máximo da câmara de expansão
θ	Ângulo de manivela do mecanismo cinemático
α	Ângulo de fase entre pistões
T_c	Temperatura do espaço de compressão
T_e	Temperatura do espaço de expansão
T_k	Temperatura do <i>cooler</i>
T_r	Temperatura do regenerador
T_h	Temperatura do aquecedor
T_{ck}	Temperatura da fronteira câmara de compressão/ <i>cooler</i>
T_{kr}	Temperatura da fronteira <i>cooler</i> /regenerador
T_{rh}	Temperatura da fronteira regenerador/aquecedor
T_{he}	Temperatura da fronteira aquecedor/câmara de expansão

\dot{m}_{ck}	Fluxo de massa na fronteira câmara de compressão/ <i>cooler</i>
\dot{m}_{kr}	Fluxo de massa na fronteira <i>cooler</i> /regenerador
\dot{m}_{rh}	Fluxo de massa na fronteira regenerador/aquecedor
\dot{m}_{he}	Fluxo de massa na fronteira aquecedor/câmara de expansão
L_r	Comprimento do regenerador
V_r	Volume do regenerador
A_r	Área da secção do regenerador
ρ	Massa específica do fluido de trabalho
m_c	Massa do fluido de trabalho na câmara de compressão
m_k	Massa do fluido de trabalho no <i>cooler</i>
m_r	Massa do fluido de trabalho no regenerador
m_h	Massa do fluido de trabalho no aquecedor
m_e	Massa do fluido de trabalho na câmara de expansão
M	Massa total do fluido de trabalho no motor
c_p	Calor específico a pressão constante do fluido de trabalho
c_v	Calor específico a volume constante do fluido de trabalho
γ	Razão de calores específicos
$\varepsilon_{inversor}$	Eficiência do inversor
$P_{consumida}$	Potência consumida
$P_{entrada}$	Potência de entrada do inversor
PCI	Poder calorífico inferior da lenha
C	Composição mássica de carbono
H	Composição mássica de hidrogênio
O	Composição mássica de oxigênio
S	Composição mássica de enxofre
U	Composição mássica de umidade
V_{cmorto}	Volume morto da câmara de compressão
V_{emorto}	Volume morto da câmara de expansão
\bar{R}	Constante universal dos gases ideais
\bar{M}	Massa específica molar do fluido de trabalho
<i>erro</i>	Erro para convergência do método iterativo

ε_{reg}	Eficiência térmica do regenerador
T'_h	Temperatura de saída de aquecimento do regenerador imperfeito
T'_k	Temperatura de saída de resfriamento do regenerador imperfeito
\overline{T}_r	Temperatura média efetiva de aquecimento do regenerador
$\overline{\overline{T}}_r$	Temperatura média efetiva de resfriamento do regenerador
f_c	Fator comparativo
$r_{compressão}$	Razão/taxa de compressão
$d_{pistão}$	Diâmetro do pistão
$l_{pistão}$	Curso do pistão
$V_{varrido}$	Volume varrido do cilindro
V_{morto}	Volume morto do cilindro
$V_{cilindro}$	Volume total do cilindro
T_{amb}	Temperatura ambiente
$p_{montagem}$	Pressão de montagem
n	Rotação do motor
	Unidades
W	Watt
J	Joule
l/min	Litros por minuto
Vcc	Volt corrente contínua
Vca	Volt corrente alternada
A	Ampere
m	Metros
h	Horas
°C	Graus Celsius
K	Kelvin
kg	Quilograma
Pa	Pascal
rpm	Rotações por minuto
ml	Mililitro

ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

EPE	Empresa de Pesquisa Energética
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEA	International Energy Agency
LCD	<i>Liquid crystal display</i>
NASA	National Aeronautics and Space Agency
PCI	Poder calorífico inferior
STM	Stirling Thermal Motors
USD	United States Dollar

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	18
1.2	OBJETIVOS	19
1.3	JUSTIFICATIVA	20
1.4	CONTEÚDO DO TRABALHO	21
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
2.1	CICLOS TERMODINÂMICOS	24
2.1.1	<i>Ciclo Stirling</i>	24
2.1.2	<i>Ciclo Adiabático Ideal</i>	27
2.1.3	<i>O ciclo real</i>	28
2.2	ANÁLISE TEÓRICA DOS CICLOS	29
2.2.1	<i>Análise de Schmidt</i>	30
2.2.2	<i>Análise adiabática de Finkelstein</i>	31
2.3	CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS	39
2.3.1	<i>Arranjos construtivos usuais</i>	40
2.3.2	<i>Componentes dos motores</i>	40
3	METODOLOGIA	42
3.1	DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA	42
3.1.1	<i>Descrever detalhadamente o sistema de geração de energia</i>	43
3.1.2	<i>Desenvolver um modelo computacional para simulação de um motor Stirling</i>	43
3.1.3	<i>Analisar o comportamento do motor por simulação computacional</i>	44
3.1.4	<i>Fazer um estudo paramétrico com base no modelo computacional, visando à melhoria do desempenho do motor</i>	44
4	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA	45
4.1	CONSUMO DE ENERGIA E POTÊNCIA DE PROJETO DO MOTOR	45
4.2	COMBUSTÃO DE BIOMASSA	49
4.2.1	<i>Temperatura do aquecedor</i>	51
4.3	TEMPERATURA DO COOLER	51
4.4	FLUIDO DE TRABALHO	52
5	DESENVOLVIMENTO DO MODELO COMPUTACIONAL	53
5.1	DADOS DE ENTRADA E PROPRIEDADES DO FLUIDO	53
5.1.1	<i>Volumes das câmaras de compressão e expansão</i>	54
5.1.2	<i>Propriedades dos fluidos</i>	55
5.2	MÉTODO DE SOLUÇÃO	56
5.2.1	<i>Resolução de problemas de valor inicial com Runge-Kutta de 4ª ordem</i>	57
5.2.2	<i>Função rk4</i>	58
5.2.3	<i>Convergência e erro</i>	58
5.3	EXIBIÇÃO DOS RESULTADOS	59
5.4	EFICIÊNCIA DE REGENERAÇÃO TÉRMICA	61
5.4.1	<i>Regenerador real</i>	63
5.5	ESTRUTURA DO PROGRAMA	64
5.6	ADAPTAÇÃO PARA OUTROS TIPOS CONSTRUTIVOS	65
5.7	COMPARATIVO COM RESULTADOS DA BIBLIOGRAFIA	66
6	ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DO MOTOR	69

6.1	PARÂMETROS REPRESENTATIVOS DE CADA FAMÍLIA DE MOTORES	69
6.2	SIMULAÇÃO DAS FAMÍLIAS CONSTRUTIVAS	70
	6.2.1 <i>Resultados e discussões</i>	71
	6.2.2 <i>Aplicabilidade das famílias em relação à potência de projeto</i>	76
6.3	OPORTUNIDADES PARA COMPONENTES COMERCIAIS	78
7	ESTUDO PARAMÉTRICO DO SISTEMA	79
7.1	TEMPERATURA DOS TROCADORES	79
7.2	EFICIÊNCIA DO REGENERADOR	81
7.3	VOLUME MORTO	82
7.4	ROTAÇÃO DO MOTOR	84
7.5	PRESSÃO DE MONTAGEM	85
7.6	ÂNGULO DE FASE	86
7.7	FLUIDO DE TRABALHO	88
7.8	VOLUME DAS CÂMARAS DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO	89
8	CONSIDERAÇÕES FINAIS	91
	REFERÊNCIAS	93
	APÊNDICE A: CÓDIGOS DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING	96
	APÊNDICE A1: SIMULAÇÃO	98
	APÊNDICE A2: PARÂMETROS	99
	APÊNDICE A3: ANÁLISE ADIABÁTICA	100
	APÊNDICE A4: RUNGE KUTTA 4ª ORDEM	102
	APÊNDICE A5: SET DE FUNÇÕES	103
	APÊNDICE A6: VOLUME	105
	APÊNDICE A7: MASSA MOLAR	106
	APÊNDICE A8: CALOR ESPECÍFICO	107
	APÊNDICE A9: GRÁFICO ENERGIA/ θ	108
	APÊNDICE A10: GRÁFICO PRESSÃO/VOLUME	109
	APÊNDICE A11: DISTRIBUIÇÃO DE MASSA	110
	APÊNDICE A12: GRÁFICO TEMPERATURA/ θ	111
	ANEXO A: CARACTERIZAÇÃO TECNOLÓGICA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM MOTORES STIRLING	112
	ANEXO B: CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS ELETRODOMÉSTICOS UTILIZADOS NO SISTEMA DE CONSUMO DA RESIDÊNCIA	118

1 INTRODUÇÃO

Com a crescente preocupação ambiental e a maior demanda por energia no Brasil, a busca por novas fontes energéticas alternativas e o desenvolvimento das já conhecidas tornou-se uma necessidade.

A Agência Internacional de Energia (IEA - International Energy Agency) publicou em seu relatório *Key World Energy Statistics* (IEA, 2010) que em 2008, 67,8% da produção de energia elétrica mundial ocorria a partir de fontes fósseis (gás, óleo e carvão). Dentre o restante, como pode ser visto na Figura 1(a), apenas 15,9% era produzida por fontes hidráulicas e as demais renováveis estavam inseridas em uma parcela de 2,8%.

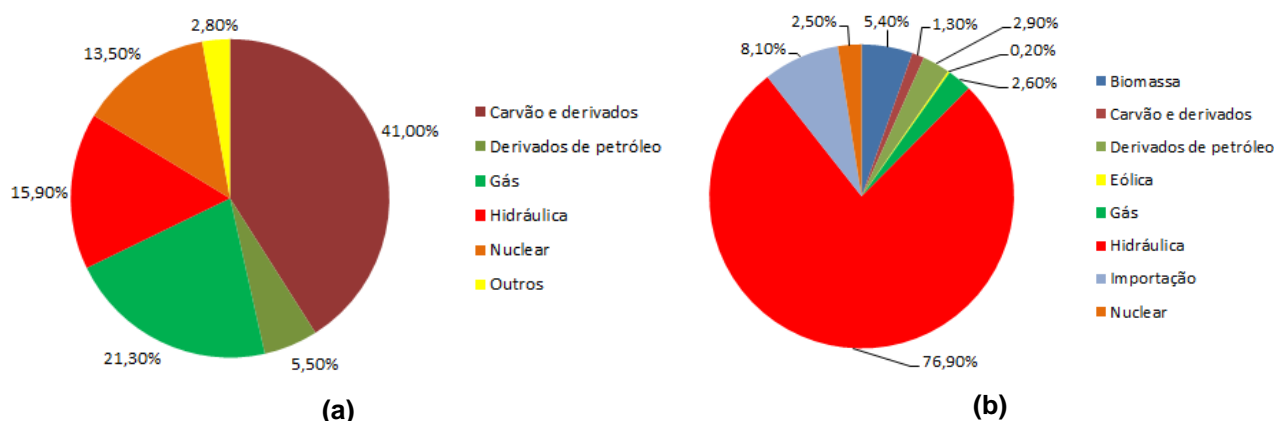


Figura 1. Cenários (a) mundial e (b) brasileiro da oferta de energia elétrica.

Fonte: Adaptado de IEA (2010) e EPE (2010).

Conforme pode ser visto na Figura 1(b), o cenário brasileiro é bastante diferente. No Balanço Energético Nacional referente ao ano de 2009 (EPE, 2010), a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) informou que, no Brasil, 82,5% de toda a energia elétrica ofertada foi produzida por fontes renováveis, sendo que 76,9% correspondiam à energia hidráulica, 5,4% à biomassa e 0,2% à energia eólica. Esse fato evidencia que a energia elétrica brasileira é mais sustentável quando comparada ao resto do mundo. Entretanto, as dificuldades para a construção de novas usinas, principalmente por questões ambientais referentes ao alagamento de grandes áreas e à desapropriação de reservas indígenas, têm limitado o aproveitamento do potencial hidráulico brasileiro.

Para agravar a situação, dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2010) revelam que ainda existe uma quantidade considerável de domicílios sem acesso à iluminação elétrica. Sem levar em conta a demanda futura para o desenvolvimento, esse fato por si só já aponta para a necessidade de formas alternativas de geração de eletricidade, principalmente em regiões remotas, onde a distribuição usando cabeamento ligado à rede principal para atender às pequenas demandas residenciais mostram-se inviáveis.

Nesses casos, a simples adoção de um gerador diesel pode resolver o problema, mas o acesso e o custo do combustível, somados à onerosa manutenção do sistema não se mostram atraentes. Por outro lado, um motor Stirling pode funcionar utilizando fontes não tradicionais de calor ao mesmo tempo em que necessita de pouca manutenção (WALKER, 1980).

O motor Stirling é uma máquina térmica que opera em um circuito fechado (WALKER, 1980). Isso significa que não há a troca do fluido de trabalho durante o funcionamento do sistema, mas apenas a movimentação daquele de uma região para a outra do motor. Com isso, elimina-se a necessidade de queimar um tipo específico de combustível dentro do motor e amplia-se a possibilidade de utilização de qualquer fonte térmica.

Robert Stirling patenteou, em 1816, o primeiro motor regenerativo com ciclo fechado e dedicou o resto de sua carreira científica ao desenvolvimento e aperfeiçoamento desse motor. Ao final de sua vida, como reportado por Walker (1980, p. 2), Stirling atribuiu a limitação de seu motor à capacidade dos materiais suportarem altas temperaturas e previu grande utilização para esses motores frente ao eminente desenvolvimento de novos materiais.

Os motores Stirling dividiam com os motores a vapor grande parte das aplicações de engenharia e foram bastante utilizados até o início do século XX, quando perderam espaço para os motores de combustão interna e, posteriormente, para os motores elétricos (PARLAK *et al.*, 2009, p. 266).

Entretanto, as tentativas de desenvolvimento deste motor para as mais diversas aplicações não cessaram. O Philips Research Laboratory iniciou na década de 1930 o que Walker (1980, p. 5) denominou de “renascimento dos motores Stirling”. Seus projetos visavam à produção de geradores de energia elétrica para rádio, mas a invenção dos transístores e a evolução das baterias secas alterou esse

objetivo. Ao final do programa a Philips havia construído motores com múltiplos cilindros e centenas de cavalos de potência (WALKER, 1980).

Depois da Philips, diversas organizações, tais como General Motors, Ford Company e a NASA, investiram na pesquisa de motores Stirling objetivando, principalmente, a produção de motores veiculares (WALKER, 1980).

Os motores Stirling têm provado sua capacidade de operar com qualquer tipo de combustível ou utilizando qualquer fonte de calor, como por exemplo, a radiação solar ou o calor rejeitado em processos produtivos (THOMBARE & VERMA, 2008) e, devido a isto, ele é frequentemente utilizado como um elemento para o aproveitamento energético. Atualmente esses motores estão sendo comercialmente utilizados para geração de energia elétrica a partir de radiação solar e sua eficiência tem se mostrado bastante satisfatória.

Com base nas considerações acima apresentadas este estudo buscou obter o projeto termodinâmico de um motor Stirling para geração de energia elétrica no meio rural. O assunto, apesar de abranger todas as grandes áreas da engenharia mecânica de forma sistêmica, foi tratado com foco nas ciências térmicas.

1.1 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Como mencionado anteriormente, os motores Stirling possuem diversas vantagens e podem ser utilizados para as mais diversas aplicações. Entretanto, sua produção nunca atingiu escala suficiente para que seu custo fosse baixo, o que o tornaria acessível.

Em uma análise feita no ano de 2006, o governo do estado norte americano de Michigan publicou uma caracterização da geração de energia a partir de motores Stirling e mostrou que o custo de uma unidade geradora é próximo de 1218 USD/kW (vide Anexo A). Essa análise, no entanto, baseia-se nos modelos de unidade produzidos pela STM Power, cuja potencia é de 43 kW.

Uma das possibilidades para a redução deste custo é a utilização do maior número possível de peças comerciais, já produzidas em escala, para a montagem

do motor. É evidente, entretanto, que a utilização de componentes comerciais limita bastante o projeto do motor.

Caracteriza-se deste modo uma restrição adicional para o objetivo deste trabalho e que, ao mesmo tempo, define a oportunidade para a escolha do tema: o projeto do motor deverá prever o uso de componentes comerciais visando à redução do custo da geração de energia.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho teve como objetivo geral desenvolver um projeto termodinâmico de motor Stirling para geração de energia elétrica em pequena escala na zona rural. É conveniente esclarecer, entretanto, que o projeto termodinâmico aqui buscado não se constituiu de um projeto mecânico detalhado ou de um protótipo de qualquer natureza.

Para que esse objetivo geral fosse alcançado e para facilitar o entendimento do que se pretendeu fazer, o objetivo geral foi dividido em quatro objetivos específicos, quais sejam:

1. Definir um sistema de geração de energia elétrica com motor Stirling a partir da combustão de biomassa, tomando como base uma residência pequena em uma região rural isolada;
2. Desenvolver um modelo computacional para simular o comportamento de um motor Stirling e validar o modelo com dados da literatura;
3. Analisar o comportamento do motor por simulação computacional;
4. Fazer um estudo paramétrico com base no modelo computacional, visando à melhora do desempenho do motor.

1.3 JUSTIFICATIVA

Como visto anteriormente, são vários os fatos relacionados à evidente necessidade de desenvolverem-se alternativas para a geração de energia elétrica. É conveniente, entretanto, que se demonstre esta realidade de maneira mais detalhada a fim de esclarecer-se o porquê deste trabalho.

De acordo com a Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios do ano de 2009 (IBGE 2010), no Brasil, 98,9% das residências possuía acesso à iluminação elétrica naquele ano. Apesar de este índice ser bastante elevado, em números absolutos, a quantidade de casas sem energia elétrica ainda era grande.

Para ilustrar este fato, o último levantamento demográfico (Censo demográfico 2010) mostra que a população brasileira é de 190.755.799 habitantes (IBGE, 2011) e que a média de habitantes por domicílio é de 3,3 (IBGE, 2011). Baseando-se nessas informações e na perspectiva apresentada acima para 2009, estima-se que há aproximadamente 635.853 domicílios e 2.098.314 habitantes sem acesso a energia elétrica no Brasil.

Além disso, a política ambiental atual tem atrasado e limitado à construção de novas hidroelétricas no Brasil, o que, conseqüentemente, encarece o custo da energia gerada por essa fonte. Segundo o Relatório Síntese sobre licenciamento ambiental de empreendimentos hidrelétricos no Brasil (BANCO MUNDIAL, 2008, p. 13), “o processo de licenciamento ambiental tem representado uma dificuldade adicional para que o Brasil possa aproveitar completamente o potencial hidrelétrico”, principalmente da Região Amazônica. Ainda, o mesmo relatório reporta o porquê do aumento do custo da energia frente aos entraves impostos pela legislação ambiental.

Há importantes incertezas quanto à fórmula correta de divisão, entre o setor público e privado, dos riscos hidrológicos, geológicos e demais riscos de grandes hidrelétricas. Além disso, potenciais investidores citam o alto grau de incerteza regulatória como um fator preponderante, o qual os leva a exigir taxas de retorno muito mais altas do que aquelas praticadas em países bem regulamentados. (BANCO MUNDIAL, 2008, p. 13)

É importante ainda, observar que o custo da rede de transmissão que leva energia elétrica até localidades longínquas ou áreas remotas para o abastecimento de apenas um ou alguns domicílios rurais não pode ser desprezível e, comparado à

receita gerada pela venda dessa energia, torna a distribuição economicamente impraticável.

Esses fatos evidenciam, então, a necessidade do desenvolvimento de alternativas de baixo custo para a geração de energia elétrica em pequena escala e, certamente, justificam o presente trabalho.

1.4 CONTEÚDO DO TRABALHO

Os capítulos que se seguem estão divididos de forma a facilitar o entendimento de cada uma das etapas do trabalho. O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre o motor Stirling, descrevendo os principais conceitos e componentes do motor, bem como os tipos de análise que são empregados para prever seu comportamento. É importante ressaltar, que não são apresentados todos os conceitos de forma generalizada, mas apenas aqueles que são importantes para o desenvolvimento deste trabalho.

Um resumo das etapas executadas durante o desenvolvimento deste estudo é mostrado no Capítulo 3. Ainda, é apresentado como estas etapas foram divididas de forma a coincidirem com os objetivos específicos apresentados anteriormente.

Os Capítulos 4, 5, 6 e 7 são destinados à apresentação dos resultados de cada uma das quatro etapas, bem como da discussão de tais resultados. No Capítulo 4 é feita uma descrição do sistema completo de geração de energia em pequena escala idealizado para o dimensionamento do motor. Já no Capítulo 5 apresenta-se o desenvolvimento do modelo computacional.

Os Capítulos 6 e 7 são reservados para a apresentação e discussão dos resultados obtidos pelo modelo computacional, considerando-se dois casos: motores que contêm peças comerciais e motores que não necessariamente atendem esta restrição.

Depois, são apresentadas as considerações finais e o fechamento deste trabalho. Além disso, o Apêndice A apresenta os códigos completos do modelo computacional desenvolvido enquanto que o Anexo A traz um material demonstrando o potencial de geração de energia com motores Stirling no cenário

norte americano. Adicionalmente, o Anexo B apresenta folhas de catálogos dos eletrodomésticos que subsidiaram a escolha da potência para dimensionamento do sistema de consumo de energia elétrica da residência idealizada neste trabalho e apresentado no Capítulo 4.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

De acordo com Walker:

Um motor Stirling é um dispositivo mecânico que opera em um ciclo termodinâmico regenerativo fechado, com compressão e expansão cíclica do fluido de trabalho em diferentes níveis de temperatura. O fluxo é controlado por variações de volume, e há uma conversão líquida de calor para trabalho (ou vice-versa). (WALKER, 1980, p. 1)

O conceito de ciclo termodinâmico refere-se à sequência de processos a que um sistema é submetido, de forma que seu estado final coincida com o inicial (MORAN; SHAPIRO, 2009, p. 55). O sistema pode ser formado por uma substância ou mistura que é denominada de fluido de trabalho, e quando não há vazões de entrada ou saída de massa através da fronteira, o sistema é dito fechado.

Já o termo regenerativo está associado ao aproveitamento de uma parcela do calor rejeitado a cada ciclo para o aquecimento do fluido de trabalho. O dispositivo que executa essa tarefa é chamado de regenerador e seu funcionamento levou Walker (1980, p. 16) a defini-lo como uma “esponja térmica, que alternadamente libera e absorve calor”. Assim, o regenerador serve, basicamente, para melhorar a eficiência do ciclo, ora recebendo calor do fluido de trabalho e ora devolvendo-o ao fluido.

Os motores de combustão interna atuais têm as vazões mássicas do fluido de trabalho controladas por válvulas que abrem ou fecham permitindo ou não o escoamento dos gases. Na máquina de Stirling, esse fluxo é ditado por variações de volume da parte interna do motor, em geral, obtidas pela movimentação alternada de seus componentes.

Apesar de bastante objetiva, a definição exposta acima é geral e abrange uma família grande de máquinas térmicas, como refrigeradores e bombas de calor. Para o escopo deste trabalho, delimitar-se-á o conceito de máquina de Stirling para o motor em si, o qual opera convertendo calor em trabalho.

A fim de especificar melhor este assunto, é necessário que os ciclos termodinâmicos e os modelos clássicos de análise sejam apresentados, bem como as características construtivas e arranjos mecânicos dos motores Stirling. Para tanto, segue-se a apresentação de tais conceitos.

2.1 CICLOS TERMODINÂMICOS

O conceito de ciclo termodinâmico é fundamental para o estudo de qualquer máquina térmica. Sendo assim, é pertinente que se comece com a descrição dos ciclos aplicáveis aos motores Stirling antes de qualquer outro conceito.

2.1.1 Ciclo Stirling

O ciclo Stirling, de modo genérico, é composto por regenerador, câmara de compressão mantida a baixa temperatura (T_{min}), câmara de expansão mantida a alta temperatura (T_{max}), e por pistões localizados em ambas as câmaras, conforme mostrado na Figura 2.

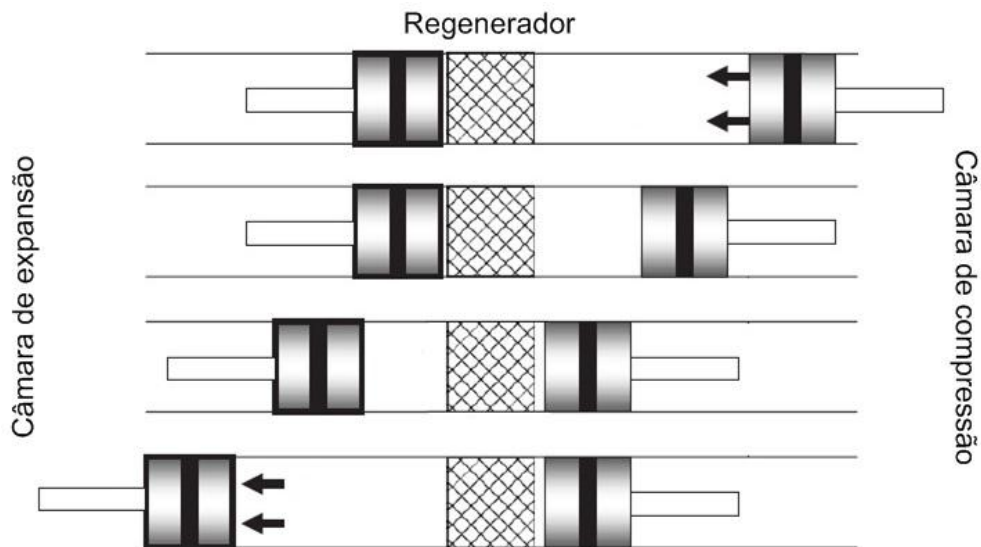


Figura 2. Ciclo Stirling e seus componentes.
Fonte: Adaptado de THOMBARE (2008, p. 7).

O ciclo ideal é composto por quatro processos:

- a) **Processo de compressão isotérmica 1-2:** O fluido de trabalho é comprimido na câmara de compressão pelo pistão localizado à direita na Figura 2, enquanto o outro pistão permanece imóvel. A pressão aumenta devido à

redução de volume da câmara e retira-se calor do sistema para manter a temperatura em T_{min} .

- b) **Processo de aquecimento a volume constante 2-3:** Quando o volume mínimo é atingido, ambos os pistões movem-se simultaneamente, de forma que o volume entre eles permanece constante e o fluido de trabalho é forçado a atravessar o regenerador, entrando a T_{min} e saindo a T_{max} . Como consequência desse aumento de temperatura do fluido, ocorre o aumento da pressão.
- c) **Processo de expansão isotérmica 3-4:** O pistão localizado na câmara de compressão permanece imóvel, enquanto o outro continua a se mover para a esquerda (Figura 2). Assim, o volume ocupado pelo fluido aumenta diminuindo a pressão enquanto adiciona-se calor ao sistema para manter a temperatura constante.
- d) **Processo de resfriamento a volume constante 4-1:** Ambos os pistões se movem em direção à câmara de compressão, forçando o fluido a atravessar novamente o regenerador e, conseqüentemente, resfriar-se até T_{min} , reduzindo a pressão do sistema.

A Figura 3 mostra os diagramas pressão-volume e temperatura-entropia nos quais estão indicados os processos que ocorrem no ciclo Stirling.

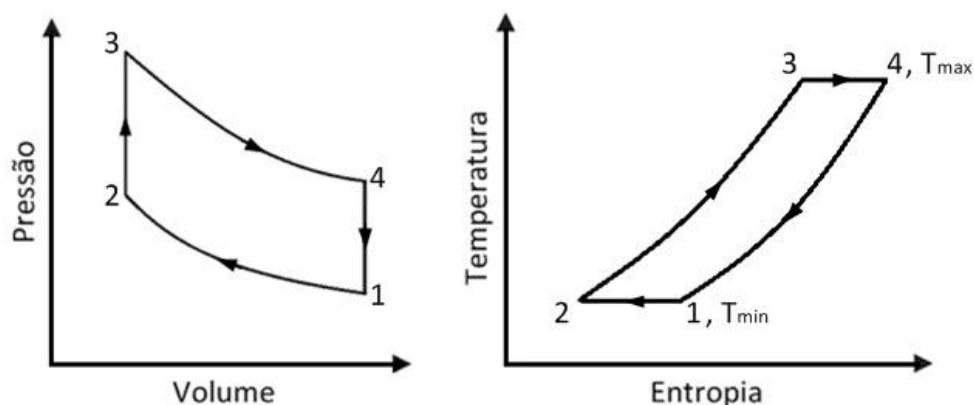


Figura 3. Diagrama pressão/volume e temperatura/entropia do ciclo Stirling.

Fonte: Adaptado de THOMBARE (2008, p. 7) e WALKER (1980, p. 37).

Apresentados os processos que constituem o ciclo Stirling, é pertinente que se determine o rendimento teórico do ciclo, como melhor detalhado por Walker

(1980, p. 25-27). Para isso, é importante definir-se a razão de compressão (r_c) como a razão entre os volumes máximo e mínimo ocupado pelo fluido de trabalho conforme indicado na Equação 1:

$$r_c = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} \quad (1)$$

O trabalho de compressão ou expansão por unidade de massa de um gás para um processo isotérmico pode, segundo hipótese de gás ideal, ser calculado de acordo com a Equação 2:

$$W_{a-b} = \int_a^b p dv = \int_a^b RT \frac{dv}{v} = RT \int_a^b \frac{dv}{v} = RT \ln\left(\frac{v_b}{v_a}\right) \quad (2)$$

Desta forma, pode-se dizer que para os processos 1-2 e 3-4:

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= RT_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = -RT_1 \ln(r_c) \\ W_{3-4} &= RT_3 \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) = RT_3 \ln(r_c) \end{aligned} \quad (3)$$

Desconsiderando variações de energia cinética e potencial gravitacional do fluido de trabalho, o balanço de energia para qualquer um dos processos resume-se a Equação 4:

$$\Delta U = Q - W \quad (4)$$

Para o processo 3-4, no qual a temperatura mantém-se constante, a variação de energia interna do fluido de trabalho é nula. Assim, a energia fornecida ao sistema durante esse processo é, segundo hipótese de gás ideal:

$$0 = Q_{3-4} - W_{3-4} \Rightarrow Q_{3-4} = RT_3 \ln(r_c) \quad (5)$$

Se o calor transferido do regenerador para o fluido no processo 2-3 for igual ao calor transferido do fluido para o regenerador no processo 4-1, isto é, se a

regeneração for perfeita, as únicas transferências de calor entre o motor e o ambiente externo serão o calor fornecido no processo 3-4 e o calor rejeitado no processo 1-2. Assim, o rendimento teórico do ciclo resume-se a:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{fornecido}} = \frac{-RT_1 \ln(r_c) + RT_3 \ln(r_c)}{RT_3 \ln(r_c)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (6)$$

Nota-se, portanto, que a eficiência teórica do ciclo Stirling é igual à eficiência de *Carnot*, ou seja, é igual à “eficiência máxima que qualquer ciclo de potência pode ter enquanto opera entre dois reservatórios térmicos” (MORAN; SHAPIRO, 2009, p. 198).

2.1.2 Ciclo Adiabático Ideal

Os processos de compressão e expansão isotérmica dificilmente ocorrem em motores reais e são, na grande maioria dos casos, mais bem descritos como politrópicos. Entretanto, para altas rotações, da ordem de 1000 revoluções por minuto, esses processos podem ser razoavelmente bem representados como adiabáticos, nos quais não há troca de calor (WALKER, 1980, p. 30).

A Figura 4 mostra os diagramas pressão/volume e temperatura/entropia para o ciclo adiabático sobrepostos aos respectivos diagramas para o ciclo Stirling apresentados na Figura 3.

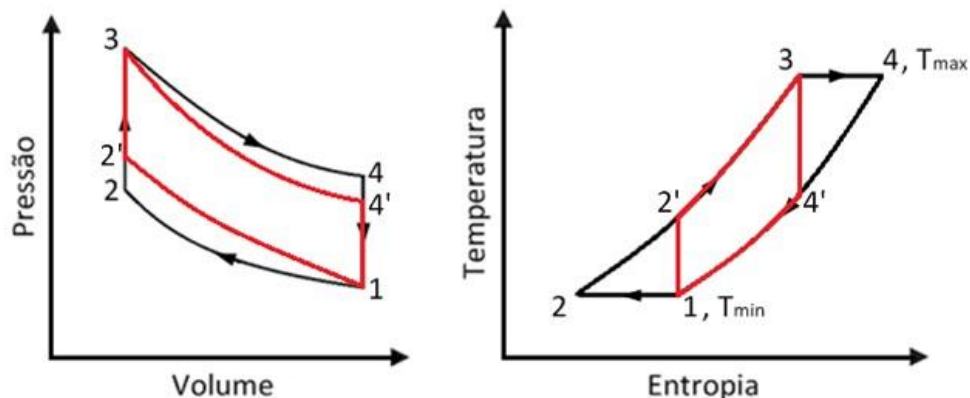


Figura 4. Ciclo adiabático ideal sobreposto sobre ciclo Stirling.
Fonte: Adaptado de THOMBARE (2008, p. 7) e WALKER (1980, p. 37).

No ciclo adiabático ideal para motor Stirling, também conhecido como ciclo Pseudo-Stirling ou Adiabático de Rallis, os processos isotérmicos são substituídos por adiabáticos, não havendo troca de calor entre o fluido de trabalho e as câmaras de compressão e de expansão durante estes processos. Tem-se, ainda, que os diagramas pressão/volume e temperatura/entropia são idênticos aos do ciclo Otto ideal uma vez que os processos adiabáticos são considerados reversíveis e, conseqüentemente, isoentrópicos. Entretanto, devido ao processo de regeneração de calor, a eficiência do ciclo não é determinada da mesma maneira, conforme demonstrado por Walker (1980, p. 29-35).

2.1.3 O ciclo real

Os dois ciclos descritos acima são altamente idealizados e diferenciam-se em muito da realidade. Ainda assim, são de extrema importância para a previsão ou análise qualitativa do funcionamento do motor.

Essa diferença entre o ciclo ideal e o real ocorre devido a diversos motivos, os quais são descritos por Walker (1980, p. 40-44) e listados abaixo:

- a) Todos os processos descritos são considerados reversíveis, ou seja, todo o fluido de trabalho está, a cada instante, em equilíbrio termodinâmico.
- b) Os processos ideais de compressão isotérmica e expansão isotérmica (ou até mesmo os de compressão adiabática e expansão adiabática) são mais bem descritos por processos politrópicos.
- c) Considera-se que o fluido de trabalho pode ocupar a região denominada de volume morto e os volumes varridos pelos pistões (regiões de compressão e de expansão). Dessa forma, desprezam-se os volumes no regenerador, nas folgas entre os pistões e os cilindros e nos dutos e conexões.
- d) Como mostrado anteriormente, os pistões seguem um movimento idealmente descontínuo, o que dificilmente pode ser conseguido nos arranjos mecânicos tradicionalmente utilizados.
- e) Os efeitos de atrito mecânico e aerodinâmico são considerados desprezíveis.

- f) A regeneração de calor é considerada perfeita, implicando em taxas infinitas de transferência de calor e capacidade térmica do regenerador nula, o que é impossível do ponto de vista prático.

O efeito sinérgico destes fatores leva à redução significativa da eficiência do motor e o movimento contínuo dos pistões faz com que os processos não sejam bem delimitados em um diagrama pressão/volume como o mostrado na Figura 3. O ciclo para um motor real pode, então, ser visualizado na Figura 5. Nota-se que, como a compressão e expansão não ocorrem no mesmo espaço, são necessários três diagramas para representar o ciclo real: um para o cilindro de compressão, um para o cilindro de expansão e um para todo o volume ocupado pelo fluido de trabalho, no qual é incluído o volume morto (WALKER, 1980).

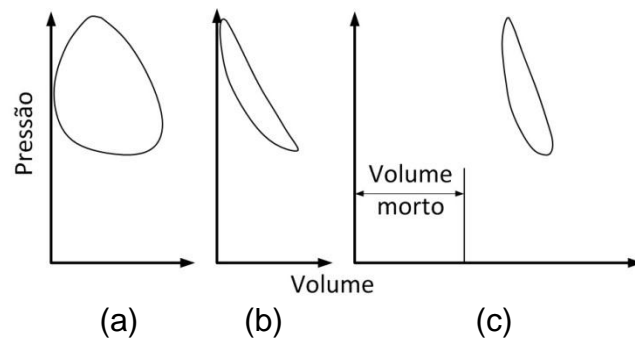


Figura 5. Diagramas pressão/volume para (a) cilindro de expansão, (b) cilindro de compressão e (c) todo o volume ocupado pelo fluido de trabalho.

Fonte: Adaptado de WALKER (1980, p. 42).

2.2 ANÁLISE TEÓRICA DOS CICLOS

Como visto anteriormente, somente os ciclos termodinâmicos não representam fielmente a realidade, uma vez que são altamente idealizados. Foi Schmidt, nas últimas décadas do século XIX, quem concebeu uma análise mais realística, a qual, mais tarde, ficaria conhecida como análise clássica. Entretanto, esta análise continua sendo bastante idealizada por considerar a compressão e expansão como processos isotérmicos (WALKER, 1980).

Só no século seguinte, mais precisamente nas décadas de 50 e 60, é que uma análise mais generalizada foi publicada por Finkelstein e permitiu, a partir de então, a análise de outros processos de compressão e expansão além dos isotérmicos (WALKER, 1980).

Um caso particular da análise de Finkelstein, e que é bastante utilizado para prever o rendimento de motores Stirling, é o ciclo em que a compressão e a expansão são consideradas adiabáticas. Esta análise será descrita detalhadamente mais adiante.

2.2.1 Análise de Schmidt

A análise clássica considera harmônico o movimento alternativo dos componentes (WALKER, 1980), já que a maioria dos mecanismos utilizados para transformar o movimento alternativo linear dos pistões em rotativo é da família biela-manivela. Assim, conforme Walker (1980), os volumes dos cilindros de compressão e expansão podem ser descritos, respectivamente, por:

$$V_c = \frac{V_C(1 + \cos \theta)}{2} \quad (7)$$

$$V_e = \frac{V_E(1 + \cos(\theta + \alpha))}{2} \quad (8)$$

É importante notar que α representa o ângulo de fase entre um pistão e outro e é, em geral, igual a 90° , uma vez que, para a análise de Schmidt, é o valor que maximiza a eficiência (MARTINI, 2004, p. 74).

Adicionalmente, a análise de Schmidt considera que os processos de compressão e expansão são isotérmicos, que a regeneração é perfeita e que os processos são reversíveis. Assim, ela apresenta resultados bastante idealizados, mas certamente é mais realista do que a análise baseada no ciclo padrão ideal (WALKER, 1980).

2.2.2 Análise adiabática de Finkelstein

Como dito anteriormente, Finkelstein desenvolveu uma análise termodinâmica generalizada, na qual os processos de compressão e expansão não são necessariamente isotérmicos (WALKER, 1980). Assim como na análise de Schmidt, esta utiliza expressões senoidais para descrever as variações de volume no interior dos cilindros de compressão e expansão.

Observa-se ainda que para o caso em que as taxas de transferência de calor entre as paredes dos cilindros e o fluido de trabalho são infinitas, ou seja, quando os processos de compressão e expansão podem ser ditos isotérmicos, a análise de Finkelstein resume-se a análise de Schmidt, sendo esta um caso particular daquela.

Mesmo assim, todas as outras hipóteses simplificadoras adotadas por Schmidt são mantidas neste modelo, o qual permanece altamente idealizado, mas, ao mesmo tempo, um pouco mais realístico do que a análise anterior. É importante notar que esta melhoria do modelo provoca um aumento significativo da complexidade matemática envolvida em suas equações, embora simplificações significativas possam ser feitas ao considerar os processos adiabáticos (WALKER, 1980).

Uma vez que esta análise será extensivamente empregada no desenvolvimento deste trabalho, é pertinente apresentá-la de forma detalhada e para isto será tomado como referência o trabalho de Berchowitz e Urieli (1984). Neste sentido, a Figura 6 apresenta o modelo esquemático do motor considerado para o desenvolvimento da análise. É importante notar a existência de trocadores de calor diferentemente do mostrado na Figura 2. Estes trocadores são necessários para fornecer e retirar calor do sistema, porque no caso adiabático não há transferência de calor nas paredes dos cilindros de compressão ou expansão.

Nota-se, ainda, que há fluxos mássicos do fluido de trabalho nas fronteiras de cada região do modelo, os quais são indicados pelas setas. Além disso, esses fluxos são considerados positivos quando ocorrem no sentido das setas.

Na Figura 6 visualiza-se, também, o modelo para o perfil de temperaturas do fluido de trabalho de acordo com a região construtiva do motor. Observa-se que para os espaços de compressão e expansão, a temperatura não é constante, pois sua

manutenção exigiria a transferência de calor através das paredes dos cilindros, o que não ocorre.

Outra característica da análise é a consideração da temperatura do fluido que passa pelo regenerador como uniforme e constante, o que também não ocorre na prática. Essa temperatura pode ser mais bem representada por uma variação linear em relação ao comprimento característico do regenerador, mas, para simplificar a análise, uma temperatura média efetiva será utilizada.

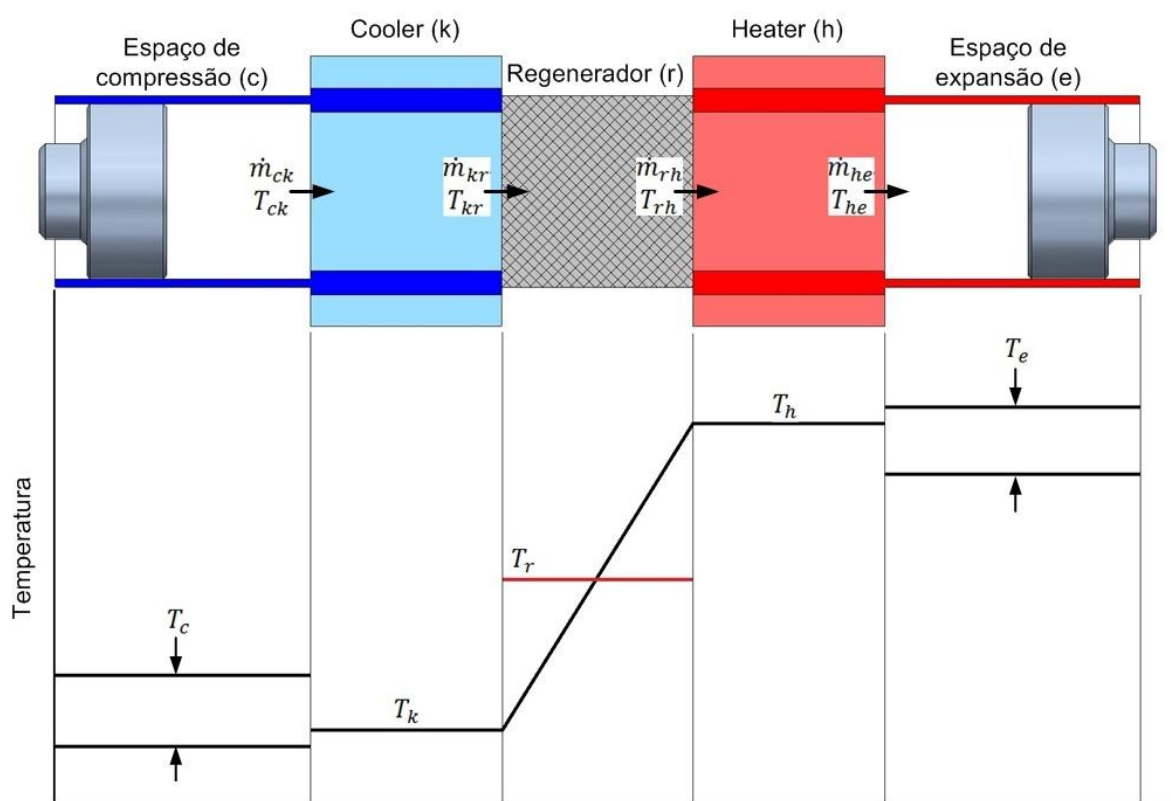


Figura 6. Representação esquemática das regiões do motor e do perfil de temperaturas do fluido de acordo com a região.

FONTE: Adaptado de THOMBARE (2008, p. 12).

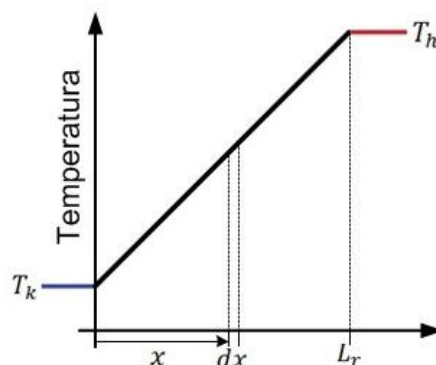


Figura 7. Perfil linear de temperatura no regenerador.

FONTE: BERCHOWITZ e URIELI (1984).

Para o cálculo da temperatura média efetiva, considera-se a distribuição linear apresentada na Figura 7. Então, a temperatura pode ser escrita como:

$$T = \frac{(T_h - T_k)}{L_r} x + T_k \quad (9)$$

Utilizando a equação de estado para gases ideais obtém-se a seguinte expressão para a massa total de fluido no interior do regenerador:

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r = \int_0^{V_r} \left(\frac{p}{RT} \right) dV_r \quad (10)$$

Considerando-se a área da secção do regenerador constante, o diferencial de volume e o volume total podem ser escritos como:

$$\begin{aligned} dV_r &= A_r dx \\ V_r &= A_r L_r \end{aligned} \quad (11)$$

Assim, substituindo as Equações 9 e 11 na Equação 10, tem-se que:

$$m_r = \frac{pV_r}{R} \int_0^{V_r} \frac{1}{(T_h - T_k)x + T_k L_r} dx = \frac{pV_r}{R(T_h - T_k)} \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right) \quad (12)$$

Uma vez que a equação de estado para gases ideais pode ser aplicada para qualquer região do motor, também é possível definir-se a massa de fluido no regenerador dessa forma, utilizando-se para isso, uma temperatura média efetiva:

$$m_r = \frac{pV_r}{RT_r} \quad (13)$$

Então, igualando-se as Equações 12 e 13 e isolando T_r , pode-se definir a temperatura média efetiva do regenerador por:

$$\frac{pV_r}{R(T_h - T_k)} \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right) = \frac{pV_r}{RT_r} \Rightarrow T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (14)$$

Visto a temperatura média efetiva do regenerador, é importante notar que a massa total para um sistema fechado é constante. Assim, pode-se escrever:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (15)$$

Considerando que todas as regiões se encontram na mesma pressão e usando a equação de estado dos gases ideais, a Equação 15 resulta em:

$$M = \frac{p}{R} \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right) \quad (16)$$

Assim, isolando-se a pressão pode-se obter uma equação para a pressão média do sistema:

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)} \quad (17)$$

Pode-se, também, diferenciar a Equação 15:

$$0 = dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e \quad (18)$$

Obtêm-se equações para os diferenciais de massa dos trocadores de calor a partir da equação de estado para gases ideais na forma diferencial, uma vez que, nestes casos, $dT = 0$ e $dV = 0$:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \Rightarrow dm = m \frac{dp}{p} \Rightarrow dm = \frac{dp V}{R T} \quad (19)$$

Resta, então, determinar equações para os diferenciais de massa das regiões de compressão e expansão do motor. Para isso, considera-se o volume de

controle generalizado mostrado na Figura 8, no qual o balanço de energia resume-se à Equação 20 quando se considera que as variações de energia cinética e de energia potencial gravitacional são desprezíveis.

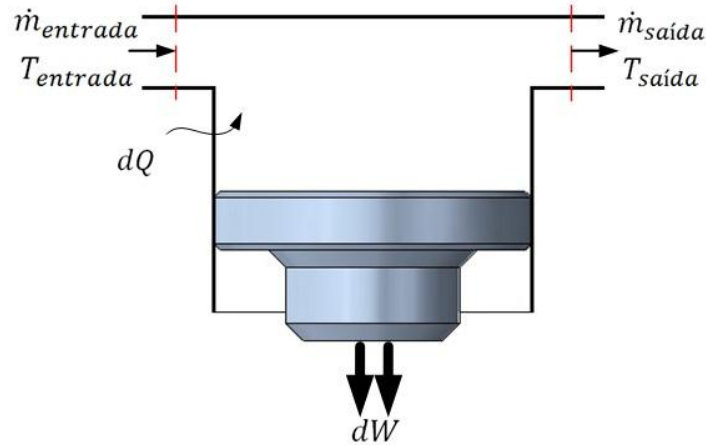


Figura 8. Volume de controle generalizado.
FONTE: Autoria própria.

$$dU = dQ - dW + \dot{m}_{entrada}h_{entrada} - \dot{m}_{saida}h_{saida} \quad (20)$$

Se os calores específicos do fluido de trabalho forem considerados constantes, a Equação 20 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$c_v d(mT) = dQ - dW + \dot{m}_{entrada}c_p T_{entrada} - \dot{m}_{saida}c_p T_{saida} \quad (21)$$

A partir da equação de estado para gases ideais, pode-se substituir o termo mT por pV/R , de modo que a Equação 21 resume-se a:

$$\frac{c_v}{R}(pdV + Vdp) = dQ - dW + \dot{m}_{entrada}c_p T_{entrada} - \dot{m}_{saida}c_p T_{saida} \quad (22)$$

Aplicando a Equação 22 para a câmara de compressão mostrada na Figura 6, tem-se que:

$$\frac{c_v}{R}(pdV_c + V_c dp) = -dW_c - \dot{m}_{ck}c_p T_{ck} \quad (23)$$

A partir do balanço de massa para este volume sabe-se que $dm_c = -\dot{m}_{ck}$ e substituindo $dW = pdV$:

$$\frac{c_v}{R}(pdV_c + V_c dp) = -pdV_c + dm_c c_p T_{ck} \quad (24)$$

Isolando agora o diferencial de massa da câmara de compressão na Equação 24 e simbolizando a razão de calores específicos c_p/c_v como γ :

$$dm_c = \frac{\frac{R}{c_p} pdV_c + \frac{c_v}{c_p} (pdV_c + V_c dp)}{RT_{ck}} = \frac{pdV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{RT_{ck}} \quad (25)$$

De forma análoga, pode-se escrever a Equação 26 para a câmara de expansão do motor:

$$dm_e = \frac{pdV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{RT_{he}} \quad (26)$$

Finalmente, reescrevendo a Equação 18, resulta:

$$\frac{pdV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{RT_{ck}} + \frac{dp}{R} \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{pdV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{RT_{he}} = 0 \quad (27)$$

Pode-se, então, obter uma equação para o diferencial de pressão:

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (28)$$

Com a finalidade de obter-se uma equação para o calor transferido nos trocadores de calor, aplica-se o balanço de energia. Assim, para cada um dos trocadores de calor, pode-se escrever:

$$dQ_k = \frac{V_k c_v dp}{R} - c_p (\dot{m}_{ck} T_{ck} - \dot{m}_{kr} T_{kr}) \quad (29)$$

$$dQ_r = \frac{V_r c_v dp}{R} - c_p (\dot{m}_{kr} T_{kr} - \dot{m}_{rh} T_{rh}) \quad (30)$$

$$dQ_h = \frac{V_h c_v dp}{R} - c_p (\dot{m}_{rh} T_{rh} - \dot{m}_{he} T_{he}) \quad (31)$$

Resta, ainda, explicitar os diferenciais de temperatura para as regiões de compressão e expansão do motor a partir da equação de estado para gases ideais na forma diferencial:

$$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (32)$$

$$dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (33)$$

O diferencial de trabalho pode ser escrito pela (34) abaixo:

$$dW = dW_c + dW_e = p(dV_c + dV_e) \quad (34)$$

Por fim, para facilitar a visualização do problema a ser resolvido, as equações importantes para a resolução do sistema estão resumidas na Tabela 1.

Tabela 1. Resumo das equações do problema.

	$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)} \quad (17)$	
Pressão	$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (28)$	
	$dm_c = \frac{pdV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{RT_{ck}} \quad (25)$	
Massa	$dm_e = \frac{pdV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{RT_{he}} \quad (26)$	

	$dm_k = \frac{dp V_k}{R T_k} \quad (19)$
Massa	$dm_r = \frac{dp V_r}{R T_r} \quad (19)$
	$dm_h = \frac{dp V_h}{R T_h} \quad (19)$
Temperatura	$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (32)$
	$dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (33)$
Calor e Trabalho	$dQ_k = \frac{V_k c_v dp}{R} - c_p (\dot{m}_{ck} T_{ck} - \dot{m}_{kr} T_{kr}) \quad (29)$
	$dQ_r = \frac{V_r c_v dp}{R} - c_p (\dot{m}_{kr} T_{kr} - \dot{m}_{rh} T_{rh}) \quad (30)$
	$dQ_h = \frac{V_h c_v dp}{R} - c_p (\dot{m}_{rh} T_{rh} - \dot{m}_{he} T_{he}) \quad (31)$
	$dW = dW_c + dW_e = p(dV_c + dV_e) \quad (34)$

Fonte: Autoria própria.

Estas equações, juntamente com a equação de estado para gases ideais escritas para as diferentes regiões do motor, devem ser resolvidas simultaneamente. Entretanto, é preciso conhecer a temperatura do fluido em cada fronteira, de forma a avaliar corretamente as equações da Tabela 1.

As temperaturas nas fronteiras do regenerador, como se pode visualizar na Figura 6, são iguais às temperaturas dos trocadores de calor, assim:

$$T_{kr} = T_k \quad (35)$$

$$T_{rh} = T_h \quad (36)$$

Já as temperaturas nas fronteiras das regiões de compressão e expansão dependem do sentido do fluxo de massa nelas. Desta forma, essas temperaturas de fronteira são ditas condicionais e podem ser definidas por:

$$\begin{cases} T_{ck} = T_c & \forall \dot{m}_{ck} \geq 0 \\ T_{ck} = T_k & \forall \dot{m}_{ck} < 0 \end{cases} \quad (37)$$

$$\begin{cases} T_{he} = T_h & \forall \dot{m}_{he} \geq 0 \\ T_{he} = T_e & \forall \dot{m}_{he} < 0 \end{cases} \quad (38)$$

Principalmente devido às Equações 37 e 38, o sistema que se busca resolver neste trabalho não pode ser resolvido analiticamente, necessitando-se de um processo numérico iterativo.

Ressalta-se, ainda, a necessidade de conhecer-se a geometria do motor de forma a determinarem-se as equações para os volumes variáveis das regiões de compressão e expansão, V_c e V_e , respectivamente.

2.3 CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS

Como visto anteriormente, os motores Stirling são constituídos de duas câmaras a diferentes temperaturas conectadas por um regenerador e de trocadores de calor auxiliares. Esses elementos podem ser combinados em uma surpreendente quantidade de arranjos mecânicos (WALKER, 1980), os quais podem ser classificados como de ação simples ou de dupla ação.

Motores de ação simples são compostos de conjuntos de elementos que operam independentemente um do outro geralmente acoplados a uma mesma árvore de manivelas ou outro mecanismo cinemático. Já os motores de dupla ação são, segundo Walker (1980, p. 108), arranjos de múltiplos cilindros nos quais a câmara de expansão de um cilindro é conectada através de trocadores de calor e do regenerador à câmara de compressão do cilindro adjacente. A Figura 9 compara ambos os tipos construtivos, já que mostra uma representação esquemática de um motor de ação simples e de outro de ação dupla, ambos com o mesmo número de pistões.

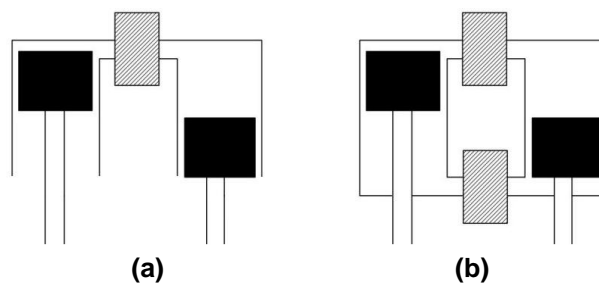


Figura 9. Arranjos mecânicos de (a) simples ação e (b) dupla ação.
Fonte: Adaptado de WALKER (1980, p. 117 e 109, respectivamente).

2.3.1 Arranjos construtivos usuais

Dentre os arranjos construtivos mais conhecidos, os de ação simples Alfa, Beta e Gama estão ilustrados na Figura 10. O primeiro é um arranjo de dois pistões (um no cilindro quente e outro no cilindro frio) e são separados por trocadores de calor. O segundo é composto por um pistão e um deslocador ambos no mesmo cilindro. O último arranjo é similar ao anterior, constituído por um pistão e um deslocador, porém cada um ocupando um cilindro.

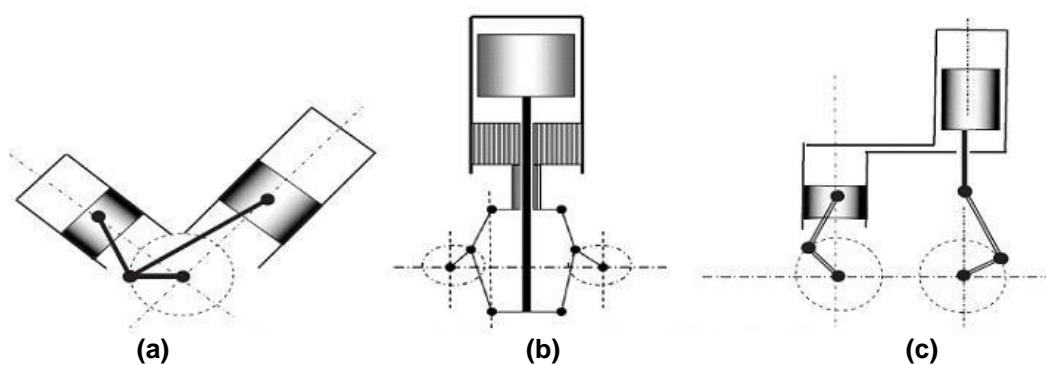


Figura 10. Arranjos construtivos (a) Alfa, (b) Beta e (c) Gama.
Fonte: THOMBARE (2008, p. 16-17).

2.3.2 Componentes dos motores

Independente do arranjo construtivo dos motores Stirling, seus principais componentes são: pistão, cilindro, regenerador, trocadores de calor auxiliares,

queimador, mecanismo cinemático (geralmente uma árvore de manivelas), fluido de trabalho e anéis de vedação. Para alguns arranjos, há também um deslocador de fluido que nada mais é que um pistão que não se ajusta a sua guia e que, portanto, permite a passagem do fluido através desta folga. Nesse caso, a pressão entre a parte superior e inferior do pistão é aproximadamente a mesma, de modo que sua função é apenas deslocar o fluido de trabalho de uma região para outra. Ainda, é possível que o deslocador seja feito de uma matriz metálica porosa e passe a executar, também, a função de regenerador.

Se o custo de fabricação de um motor Stirling for analisado, como discutido anteriormente, é visível que o mesmo torna-se muito oneroso devido à falta de escala em sua produção. Entretanto, observando os componentes listados acima, pode-se perceber que muitos deles existem comercialmente para outros fins. Deste modo, a fim de baratear o custo de produção, seria necessário apenas elaborar um projeto que utilize tais componentes disponíveis no mercado.

3 METODOLOGIA

Tendo como base o contexto e os principais conceitos relativos a este trabalho, é pertinente deixar claro quais foram as atividades executadas para atingir os objetivos estipulados.

Neste sentido, este capítulo apresenta um resumo das etapas realizadas para o desenvolvimento deste trabalho.

3.1 DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

Martini (2004) fez um levantamento dos principais métodos de projeto de um motor Stirling e descreveu-os de forma detalhada. Apesar de não ordenar explicitamente a sequência de atividades para projetar-se o motor, as descrições consistem na visualização dos dados de entrada, descrever as equações governantes para o motor e citar como os métodos de resolução obtêm de forma sistemática o rendimento e a potência de saída.

O procedimento utilizado por Urieli (1977) para simular um motor Stirling também é bastante semelhante às descrições feitas por Martini (2004) e à metodologia aqui adotada. No presente estudo, contudo, o projeto do motor tem como restrições condicionantes uma aplicação bastante específica e a necessidade de obter características dimensionais que permitam usar componentes comerciais, fazendo com que fases adicionais sejam necessárias para o desenvolvimento do projeto.

Além disso, uma vez que os objetivos específicos foram concebidos de forma a estabelecer uma sequência lógica de desenvolvimento do projeto, a metodologia aqui proposta visa, necessariamente, ordenar e descrever as atividades, técnicas e ferramentas empregadas para atingir cada um destes objetivos.

Sendo assim, é conveniente que se divida a metodologia em quatro partes conforme os respectivos objetivos específicos.

3.1.1 Descrever detalhadamente o sistema de geração de energia

Antes de iniciar qualquer dimensionamento do motor, foi preciso conhecer em detalhes em que condições ele será utilizado a fim de se determinar qual é a necessidade de projeto que deverá ser atendida.

Por isso, foi elaborada uma descrição de um sistema de geração e consumo de energia para uma residência, a qual serviu de ponto de partida para os dimensionamentos. Com isso, pretendeu-se especificar uma situação particular para a qual o motor foi dimensionado.

Além disso, esta descrição englobou diversas características construtivas do sistema, as quais serviram de dados de entrada para a simulação do motor, como o fluido de trabalho e a queima do combustível.

3.1.2 Desenvolver um modelo computacional para simulação de um motor Stirling

Nesta etapa, foram levantadas as equações que governam a análise de um motor Stirling e das características construtivas e de funcionamento do motor, conforme resumido no Capítulo 2. A seguir, foram desenvolvidos o método de resolução das equações governantes da análise e diversas rotinas de cálculos auxiliares para a simulação. Finalmente, as rotinas que mostram os resultados e permitem gerar gráficos para análise, como o diagrama pressão/volume e de distribuição de massa, foram criadas.

Essas rotinas foram escritas utilizando-se o *software* MatLab® e resultados da análise foram utilizados para comparar o modelo com outras simulações já publicadas na literatura. Tal comparação pôde, então, ser utilizada como parâmetro para verificar se o modelo é compatível com as análises publicadas e para decidir sobre a eventual necessidade de correções.

3.1.3 Analisar o comportamento do motor por simulação computacional

Na terceira fase, as características de peças comerciais foram selecionadas de modo a representar famílias de motores tradicionalmente encontrados no mercado automotivo. Os conjuntos de dados característicos de cada família foram, então, simulados e os resultados comparados. Com isso, puderam-se visualizar quais são os conjuntos dimensionais mais promissores para a aplicação específica deste estudo.

Além disso, descreveram-se outras oportunidades de utilização de componentes comerciais, como trocadores de calor, os quais poderiam servir como parte construtiva do motor. Apesar disso, é pertinente observar que nenhum dimensionamento referente a tais peças foi feito considerando este projeto em particular.

Adicionalmente, foi feita uma lista dos componentes que necessitariam ser fabricados especificamente para este motor ou que deveriam ser obtidos a partir de modificações de peças já existentes no mercado.

3.1.4 Fazer um estudo paramétrico com base no modelo computacional, visando à melhoria do desempenho do motor

Tomando por base os resultados obtidos na fase anterior, a última etapa deste trabalho consistiu em um estudo paramétrico do sistema. Este estudo avaliou a influência dos parâmetros construtivos e térmicos do motor sobre o rendimento e potência de saída. Como exemplo de tais parâmetros que foram alterados, pode-se citar a pressão de montagem, o rendimento do regenerador e o ângulo de fase entre os pistões.

A partir deste estudo, pôde-se, então, visualizar a possibilidade de obter-se um motor com maior rendimento ou potência, mesmo que este não utilizasse necessariamente peças comerciais.

4 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA

O sistema de geração de energia, apesar de não ser o foco principal deste trabalho, é de fundamental importância para o desenvolvimento do motor. Dada a grande gama de soluções existentes para gerar energia elétrica a partir de energia mecânica, foi necessário que se especificasse um sistema particular sobre o qual foram feitas todas as hipóteses de funcionamento do motor.

Neste sentido, é pertinente que se apresente tal sistema particular de forma detalhada, bem como a descrição de seus componentes.

4.1 CONSUMO DE ENERGIA E POTÊNCIA DE PROJETO DO MOTOR

Tendo em vista que os sistemas de geradores assíncronos, monofásicos 110 V ou trifásicos 220/380 V com corrente alternada, demandariam muita potência do motor e teriam custo elevado, optou-se por idealizar um sistema 12 V com corrente contínua utilizando alternadores automotivos comuns.

Isso minimizou a potência necessária para o acionamento do gerador, mas originou um novo problema: a utilização dessa energia. A grande maioria dos eletrodomésticos residenciais funciona com tensão de 110 V e corrente alternada. Há, entretanto, alguns fabricantes que disponibilizam eletrodomésticos para tensão de 12 V visando às aplicações automobilísticas e marítimas. Além disso, lâmpadas para esta tensão já são mais comumente encontradas no mercado a preços pouco superiores aos de lâmpadas tradicionais.

No entanto, menores custos podem ser resultantes da utilização de eletrodomésticos tradicionais junto com um inversor. O inversor é um equipamento eletrônico no qual se pode elevar a tensão e transformar a corrente de contínua para alternada. Sua capacidade é limitada pela potência transformada, mas inversores comerciais atendem com folga a necessidade de uma pequena residência e podem ser utilizados para o escopo deste estudo.

Assim, para iniciar a descrição do sistema de geração de energia, é preciso que se determinem, inicialmente, quais equipamentos serão utilizados dentro da residência. Neste estudo, considerou-se o que pode ser dito como mínimo para os padrões de consumo atuais: iluminação, uma geladeira com refrigerador, um televisor e uma bomba d'água.

É importante observar que não se considerou um chuveiro elétrico nesta descrição porque a água pode ser aquecida num processo de aproveitamento do calor não utilizado pelo motor e bombeada pela bomba d'água para um reservatório como uma caixa d'água.

Tem-se, então, a descrição dos equipamentos abaixo (conforme características apresentadas no Anexo B):

- a) Iluminação: Lâmpadas que funcionam com tensão de 12 Vcc, com 15 W.
- b) Geladeira com refrigerador: Geladeira (207 litros) com refrigerador (53 litros) tradicional, com duas portas e potência de 84 W para tensão de 110 Vca.
- c) Televisor: Com tela de lcd de 32 polegadas, tem potência de funcionamento de 30 W e utiliza 110 Vca.
- d) Bomba d'água: Com vazão de 7 l/min para $\Delta H = 6$ m, a bomba funciona com tensão de 12 Vcc e tem potência de 108 W.

Necessita-se, assim, de um inversor para ligar o televisor e a geladeira na tensão de 12 Vcc. Dadas as potências máximas de ambos os eletrodomésticos, pode-se afirmar que um inversor de 400 W é suficiente para manter os dois equipamentos ligados simultaneamente. Os inversores, entretanto, possuem eficiência abaixo da ideal e a potência de entrada é maior do que a potência consumida pelos equipamentos a ele ligados. O rendimento médio estimado do inversor é 85 % e a potência de entrada pode ser calculada pela Equação 39.

$$\varepsilon_{inversor} = \frac{P_{consumida}}{P_{entrada}} \quad (39)$$

Desta forma, a Tabela 2 resume os dispositivos que consumirão energia, o tempo de funcionamento para cada um deles e a energia total consumida. Para o caso dos equipamentos que utilizam o inversor, o consumo é calculado sobre a

potência de entrada do inversor. Observa-se, ainda, que os equipamentos são ligados de acordo com sua utilização e para verificar se o sistema descrito atende a necessidade da residência, um mapeamento da utilização de cada equipamento em relação ao horário diário foi idealizado, conforme mostrado na Figura 11.

Tabela 2. Energia diária consumida pela residência.

Equipamento	Quant.	Potência (W)	Potência entrada (W)	Tempo de func. (h)	Consumo diário (Wh)
Lâmpada	5	75	-	4	300
Lâmpada 2	1	15	-	10	150
Geladeira	1	84	98,8	24	2371,2
Televisor	1	30	35,3	3	105,9
Bomba d'água	1	108	-	1	108
Consumo total diário =					3035,1

Fonte: Autoria própria.

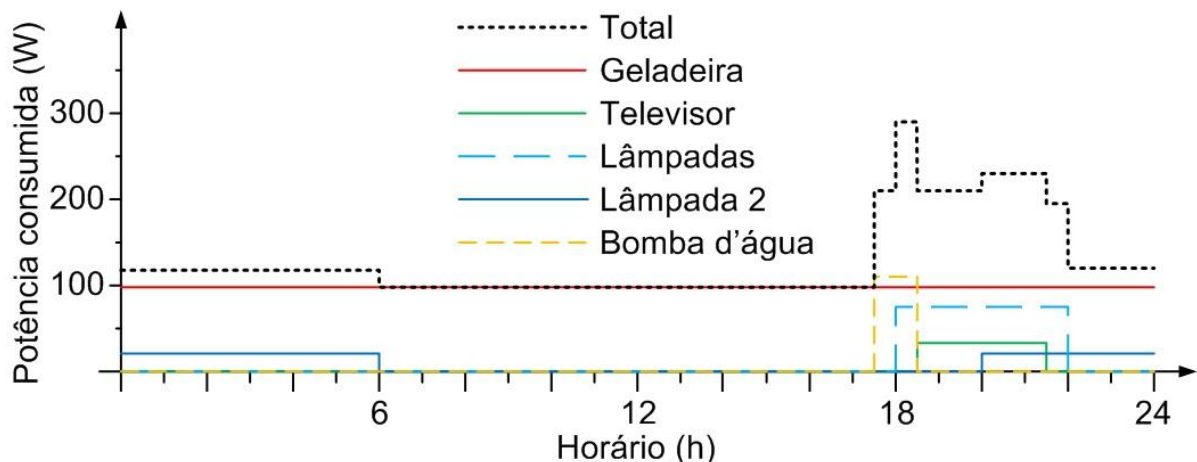


Figura 11. Consumo distribuído durante o dia.

Fonte: Autoria própria.

Para que o motor não funcione num regime contínuo de 24 horas por dia, são necessárias baterias para armazenar a energia gerada. Assim, escolheu-se arbitrariamente o uso de baterias automotivas de 100 Ah, as quais possuem capacidade razoavelmente grande quando comparada as baterias mais comuns, mas ainda são facilmente encontradas a custos acessíveis no mercado. A capacidade da bateria pode ser multiplicada por 12 V de modo a obter a energia que

a bateria pode suprir ao sistema na unidade utilizada para determinar o consumo total da residência, ou seja, 1200 Wh.

Dividindo-se, então, o consumo total diário por 24 horas, obtém-se um valor médio horário de consumo igual a 126,5 W. Assim, mostra-se que duas baterias de 100 Ah são suficientes para manter a residência com energia por pouco menos de 19 horas. Para esta situação, as 5 horas restantes devem ser supridas pela energia gerada pelo motor, a qual ainda terá de ser suficiente para reabastecer totalmente ambas as baterias.

Supondo que todos os equipamentos estejam ligados simultaneamente, a corrente elétrica necessária aos seus funcionamentos será de aproximadamente 28 A. Além disso, supondo que as baterias estejam totalmente descarregadas, a corrente necessária para carregá-las em 5 horas é de 40 A.

É pertinente, que se selecione um alternador cuja capacidade seja maior do que a corrente máxima de 68 A aqui calculada. Novamente, de forma arbitrária, selecionou-se um alternador de 80 A como os encontrados comercialmente em carros populares.

Deste modo, o esquema elétrico da residência será conforme mostrado na Figura 12.

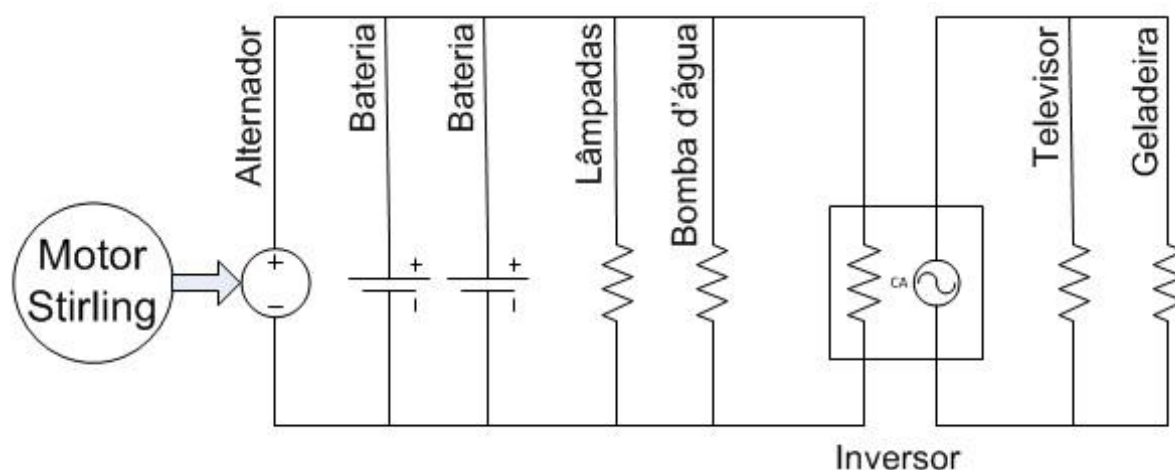


Figura 12. Esquema elétrico simplificado da residência.

Fonte: Autoria própria.

A Figura 13 demonstra que o sistema idealizado atende o funcionamento dos equipamentos da residência. Nota-se que, a energia das baterias reduz conforme é consumida nos horários de menor demanda e é completamente carregada durante as 5 horas de funcionamento do motor. Durante este período de

maior demanda, o alternador ainda abastece os equipamentos que são ligados enquanto fornece energia para carregar as baterias.

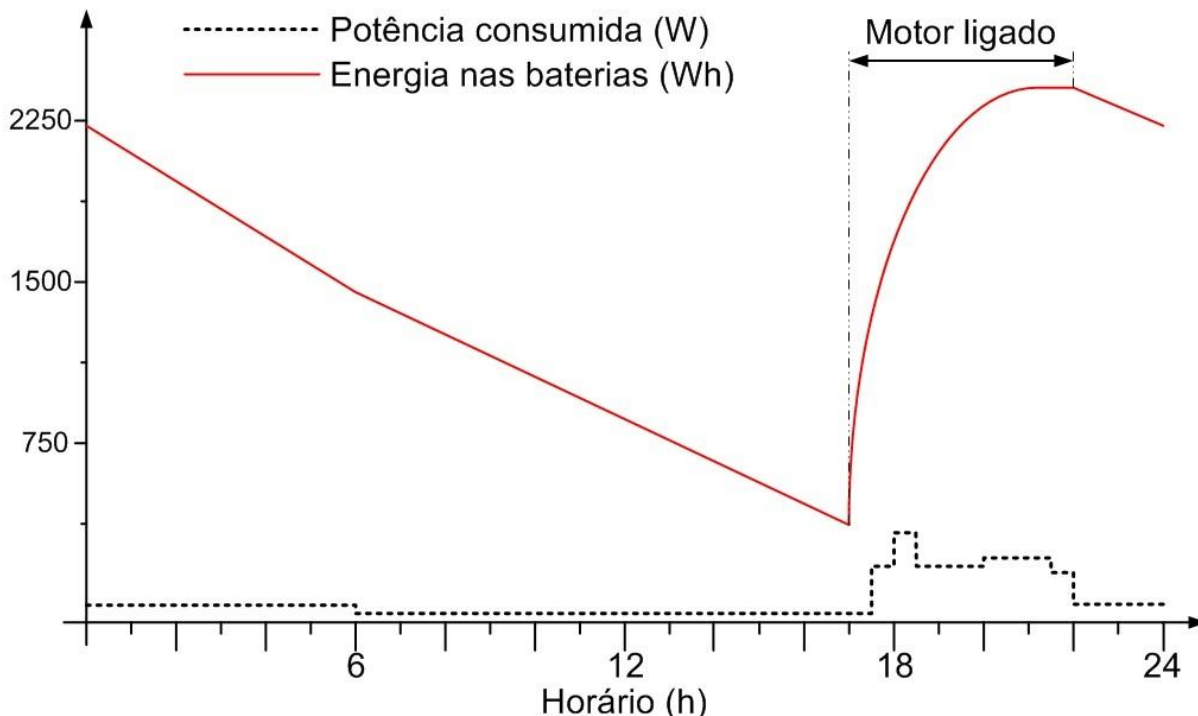


Figura 13. Potência consumida e energia restante nas baterias durante o dia.
Fonte: Autoria própria.

Contudo, toda a descrição que se seguiu sobre o sistema de geração de energia tem um propósito a mais: determinar a potência que o motor deverá ter para atender o projeto. Sabe-se que o alternador gera tensão de 14 V e corrente máxima de 80 A. Assim, para a potência máxima gerada pelo alternador, supondo uma eficiência de 85 % (valor típico de geradores), a potência mínima de saída do motor deverá ser de 1318 W.

4.2 COMBUSTÃO DE BIOMASSA

Para que o motor funcione, calor deve ser fornecido a partir de uma fonte térmica qualquer. Neste trabalho, considerou-se que esse calor será obtido pela queima de biomassa (lenha) e é, portanto, pertinente que se calcule o poder

calorífico inferior (PCI) de forma a permitir predizer a quantidade de lenha diária necessária para o funcionamento do motor.

De acordo com Vlassov (2001), o PCI de combustíveis líquidos e sólidos pode ser calculado em kJ/kg pela Equação 40, cuja autoria é atribuída a Mendeleev. Nesta equação, as variáveis C , H , O , S e U representam, respectivamente, a composição mássica de carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre e umidade do combustível.

$$PCI = 339,13 C + 1029,95 H - 108,85 (O - S) - 25,12 U \quad (40)$$

Ainda, uma composição mássica típica para a lenha é apresentada por Garcia (2002, p. 77), conforme mostrado na Tabela 3 e, substituindo estes valores na Equação 40, pode-se afirmar que o PCI da lenha é aproximadamente 7890 kJ/kg.

Componente	% massa
Carbono	24,85
Oxigênio	21,15
Hidrogênio	2,9
Nitrogênio	1,4
Enxofre	0,1
Cinzas	0,8
Umidade	48,8

Fonte: GARCIA (2002, p. 77).

Além disso, é importante que se saiba a temperatura adiabática de chama da lenha a fim de especificar-se um parâmetro de entrada para a simulação. Neste caso, Garcia (2002, p. 81) mostra a temperatura teórica de combustão como função do teor de umidade da lenha e para 50% de umidade, esta temperatura é 1320 °C.

4.2.1 Temperatura do aquecedor

Apesar da temperatura teórica de combustão da lenha ser elevada, o aquecedor não consegue atingir tal patamar térmico devido às perdas durante o processo de combustão e de calor para o ambiente. Sendo assim, é pertinente considerar uma temperatura mais baixa para o aquecedor.

Entretanto, a avaliação das perdas e da conseqüente redução de temperatura do aquecedor não é facilmente mensurável, o que torna difícil a especificação correta da temperatura de trabalho do aquecedor.

Bhoi e Channiwala (2009, p. 475) estudaram a chama e os produtos da combustão de materiais orgânicos na forma gasosa e sólida e, dentre seus resultados, a temperatura média de chama medida foi de 922 °C. Com base neste estudo, especificou-se a temperatura do aquecedor em 900 °C para a realização das simulações.

4.3 TEMPERATURA DO COOLER

Como citado anteriormente, há a possibilidade de aquecer-se água para ser utilizada no chuveiro com o calor não utilizado pelo motor Stirling. Além disso, esta água pode ser pré-aquecida enquanto é utilizada para resfriar o motor.

Neste caso, espera-se que a água não aqueça em demasia e a temperatura do *cooler* pode ser considerada como aproximadamente 40 °C. Entretanto, o mais correto, é a estipulação de um valor mais elevado, principalmente quando se considera baixos fluxos mássicos de água ou um motor resfriado ao ar. Assim, de forma arbitrária, a temperatura do *cooler* foi estipulada como sendo 120 °C de forma a considerar o resfriamento menos eficiente.

Ainda, é importante observar a necessidade de isolarem-se as regiões aquecidas e resfriadas para que o motor não esquente por completo e deixe de operar por não haver uma diferença de temperaturas.

4.4 FLUIDO DE TRABALHO

Diversos gases são comumente utilizados como fluido de trabalho em motores Stirling. Entretanto, visando à redução de custos do motor, as simulações serão feitas considerando o ar ideal como fluido de trabalho.

Apesar disso, outros gases como argônio e hidrogênio serão utilizados no estudo paramétrico do motor com a finalidade de comparar os resultados com o ar.

5 DESENVOLVIMENTO DO MODELO COMPUTACIONAL

Como apresentado no Capítulo 2, diversas equações devem ser resolvidas simultaneamente para obter-se o desempenho a partir de condições de trabalho do motor. Além disso, foram apresentados no Capítulo 4 alguns dados de entrada para a simulação, como a temperatura de parede da fonte quente e o fluido de trabalho.

Este capítulo versará sobre a apresentação do método de resolução dessas equações e sobre outras condições de contorno e hipóteses simplificadoras ainda não tratadas. Também será demonstrado como esse método foi transcrito para uma linguagem computacional a fim de se obter um programa que simule o comportamento do motor.

5.1 DADOS DE ENTRADA E PROPRIEDADES DO FLUIDO

A configuração geométrica do motor define os volumes V_c e V_e e seus diferenciais dV_c e dV_e como funções analíticas do ângulo de manivela θ . Da mesma forma, a geometria dos trocadores de calor define os volumes mortos V_k , V_r e V_h . Ainda, as condições de trabalho especificam as temperaturas T_k e T_h . Além disso, uma vez que as propriedades do fluido de trabalho são consideradas constantes, a escolha das condições de trabalho também definem as propriedades termodinâmicas que são tomadas na temperatura média entre T_k e T_h . Finalmente, o ângulo de fase também é definido por características geométricas e a rotação de trabalho do motor é considerada um dado de entrada.

Para avaliar a massa de gás dentro do motor, definiu-se a pressão de montagem como um dado de entrada para a simulação. A pressão de montagem é a pressão do fluido de trabalho a temperatura ambiente, quando este ocupa o volume total do motor com ângulo de manivela $\theta = 0$.

É importante, então, descrever detalhadamente o modelo para os volumes e o método de obtenção das propriedades do fluido de trabalho.

5.1.1 Volumes das câmaras de compressão e expansão

O tipo construtivo do motor é fundamental para determinar as equações de volume das câmaras. Uma vez que pistões são facilmente encontrados comercialmente, o tipo construtivo alfa foi o escolhido para o desenvolvimento deste estudo e o modelo de câmara adotado para este caso pode ser visualizado na Figura 14.

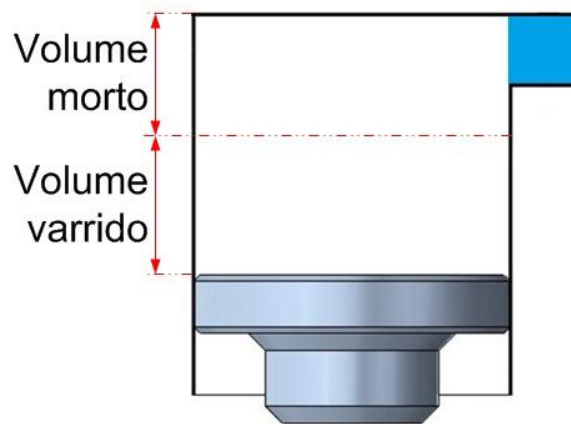


Figura 14. Modelo esquemático para as câmaras de compressão e expansão.
Fonte: Autoria própria.

O volume varrido varia de acordo com uma função senoidal e adicionando-se o volume morto, os volumes das câmaras de expansão e compressão, descritos com as equações 7 e 8, podem ser reescritos como:

$$V_c = V_{c_{morto}} + \frac{V_C(1 + \cos \theta)}{2} \quad (41)$$

$$V_e = V_{e_{morto}} + \frac{V_E(1 + \cos(\theta + \alpha))}{2} \quad (42)$$

Assim, a Figura 15 mostra uma representação esquemática das variações de volume nas câmaras e dos volumes mortos dos cilindros e dos trocadores de calor. Nota-se, ainda, entre os pistões há um ângulo de fase igual a α .

Diferenciando as equações de volume para as câmaras de compressão e expansão, obtêm-se as equações analíticas dos diferenciais de volume para ambas

as câmaras (Equações 43 e 44). As equações dos volumes e de seus diferenciais foram escritas na função “volume” que as avalia para o ângulo θ de entrada. Esta função é mostrada no Apêndice A.

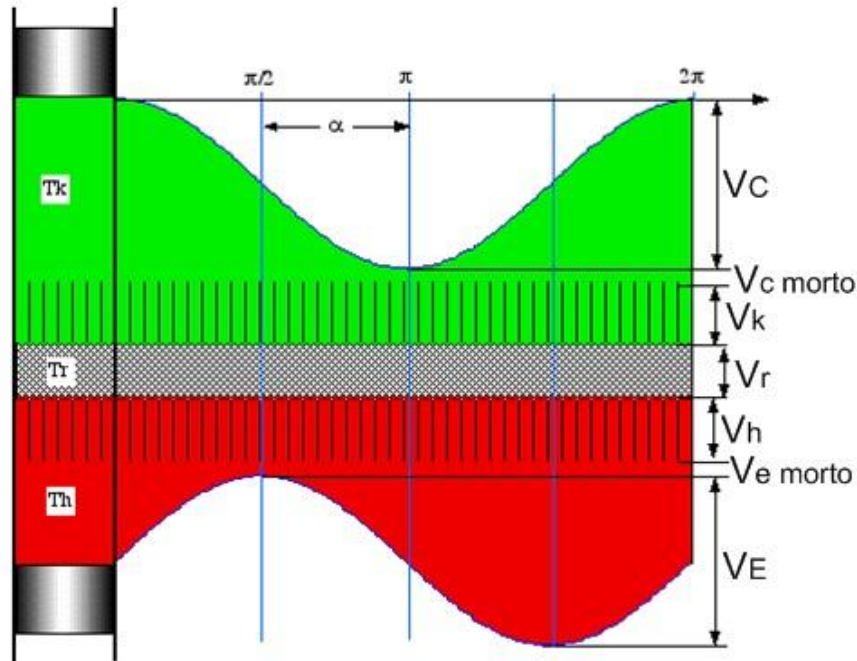


Figura 15. Volume do motor em função do ângulo de manivela.

Fonte: Adaptado de BERCHOWITZ e URIELI (1984).

$$dV_c = -\frac{V_c \text{sen}(\theta)}{2} \quad (43)$$

$$dV_e = -\frac{V_e \text{sen}(\theta + \alpha)}{2} \quad (44)$$

5.1.2 Propriedades dos fluidos

As propriedades termodinâmicas dos fluidos são obtidas a partir de outras duas propriedades: o calor específico à pressão constante e a massa molar. Esta é tabelada e constante para qualquer material e aquela, no caso de gases ideais, pode ser obtida como função da temperatura.

É evidente, entretanto, que a temperatura do fluido de trabalho não permanece constante e suas propriedades também não. Contudo, uma hipótese

simplificadora adotada no Capítulo 2 considera tais propriedades constantes e, para representar melhor o sistema real, o calor específico foi avaliado à temperatura média entre T_k e T_h .

MORAN e SHAPIRO (2009, p. 722) definem o calor específico de gases ideais como uma função polinomial da temperatura, conforme mostrado na Equação 45, a qual é válida para T entre 300 e 1000 K. Neste caso, os coeficientes α , β , γ , δ e ε assumem diferentes valores conforme o gás que se está avaliando. O mesmo autor apresenta os valores de tais coeficientes para os gases argônio, hélio, hidrogênio e ar, os quais foram utilizados no modelo.

$$\frac{\bar{c}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4 \quad (45)$$

Assim, as demais propriedades podem ser calculadas com o uso das Equações 46, 47 e 48.

$$R = \frac{\bar{R}}{\bar{M}} \quad (46)$$

$$c_v = c_p - R \quad (47)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (48)$$

5.2 MÉTODO DE SOLUÇÃO

Como visto na Tabela 1, o problema abordado é descrito com um conjunto de sete equações diferenciais que devem ser integradas ao longo de um ciclo completo, usando um método numérico.

Uma forma comum de resolver tal sistema consiste em torná-lo um problema de valor inicial, no qual se estabelece arbitrariamente um valor inicial para as variáveis e, a partir desse valor, integram-se as equações diferenciais para um ciclo. Após o ciclo, os valores inicial e final das variáveis devem coincidir, uma vez que os estados inicial e final do ciclo coincidem. Caso não coincidam, isto caracterizará

insucesso na primeira iteração e deve-se iniciar a segunda e, depois, as subsequentes até obter a condição de igualdade (a menos de um erro de tolerância).

Existem diversos métodos numéricos que podem ser utilizados para integrar as equações, dentre os quais, um dos mais utilizados é o de Runge-Kutta de 4ª ordem, que também foi usado neste trabalho. Por isso, é pertinente que ele seja apresentado, bem como sua adequação à linguagem do MatLab®.

5.2.1 Resolução de problemas de valor inicial com Runge-Kutta de 4ª ordem

De acordo com Köckler (1994, p. 206-208), as Equações 49 a 54 resumem todo o método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Nota-se que, de acordo com a Equação 49, o próximo valor de y é calculado a partir do atual, acrescido de um incremento diferencial Δy , o qual é calculado levando-se em conta as variações de y obtidas em tentativas anteriores, de acordo com a Equação 50.

$$y_{i+1} = y_i + \Delta y \quad (49)$$

$$\Delta y = \frac{\Delta y_1 + 2\Delta y_2 + 2\Delta y_3 + \Delta y_4}{6} \quad (50)$$

As Equações 51 a 54 abaixo apresentam a forma de calcular os incrementos $\Delta y_1 \dots \Delta y_4$. É importante observar que a função f é a derivada da função y em relação à x .

$$\Delta y_1 = \Delta x \cdot f(x_i, y_i) \quad (51)$$

$$\Delta y_2 = \Delta x \cdot f\left(x_i + \frac{\Delta x}{2}, y_i + \frac{\Delta y_1}{2}\right) \quad (52)$$

$$\Delta y_3 = \Delta x \cdot f\left(x_i + \frac{\Delta x}{2}, y_i + \frac{\Delta y_2}{2}\right) \quad (53)$$

$$\Delta y_4 = \Delta x \cdot f(x_i + \Delta x, y_i + \Delta y_3) \quad (54)$$

Este método pode ser aplicado na forma vetorial, tratando como vetores tanto y como Δy .

5.2.2 Função rk4

No modelo construído, o método Runge-Kutta de 4ª ordem foi implementado em uma função chamada “rk4”. Nesta função, os valores de entrada são a variável independente, seu incremento e o valor atual do vetor y . O conjunto de equações que serão integradas numericamente foi escrito em outra função chamada “funcset” (do inglês *function set*), a qual é avaliada durante as iterações do método.

Para a aplicação da formulação do método, utilizou-se uma estrutura de repetição para abranger as sete equações diferenciais do modelo matemático, de modo que se avaliam as quatro inclinações, Δy_1 , Δy_2 , Δy_3 e Δy_4 , e se calcula o próximo valor de y para cada uma das variáveis. É possível visualizar ambos os códigos destas funções no Apêndice A.

5.2.3 Convergência e erro

Como dito anteriormente, uma vez que as condições inicial e final do fluido de trabalho devem ser as mesmas já que se trata de um ciclo, uma condição razoável para a convergência da solução é que as temperaturas das câmaras de compressão e expansão avaliadas em $\theta = 0$ e $\theta = 360^\circ$ sejam iguais.

Desta forma, definiu-se o erro para a convergência do método como a soma das diferenças entre as temperaturas das câmaras de compressão e de expansão conforme a Equação 55 e estipulou-se seu valor máximo como 0,01 K.

$$erro = |T_c(\theta = 0) - T_c(\theta = 360)| + |T_e(\theta = 0) - T_e(\theta = 360)| \quad (55)$$

Um valor para medir a convergência da solução é o calor acumulado pelo regenerador, o qual deve ser nulo. Entretanto, como se trata de uma solução numérica com certa tolerância, pode-se esperar uma pequena quantidade de calor residual no regenerador.

No modelo computacional, um laço de repetição foi escrito para executar a função rk4 enquanto a condição de erro permanecer maior que o máximo estipulado

ou até que se atinja um número limite de iterações. Este laço está no texto da função “Anadiabatica” (de análise adiabática), a qual pode ser visualizada no Apêndice A.

5.3 EXIBIÇÃO DOS RESULTADOS

Como resultado da simulação, têm-se os valores de eficiência térmica, potência de saída do motor e calores trocados no aquecedor, *cooler* e regenerador, os quais são mostrados na forma de uma tabela conforme exemplo apresentado na Figura 16.

```

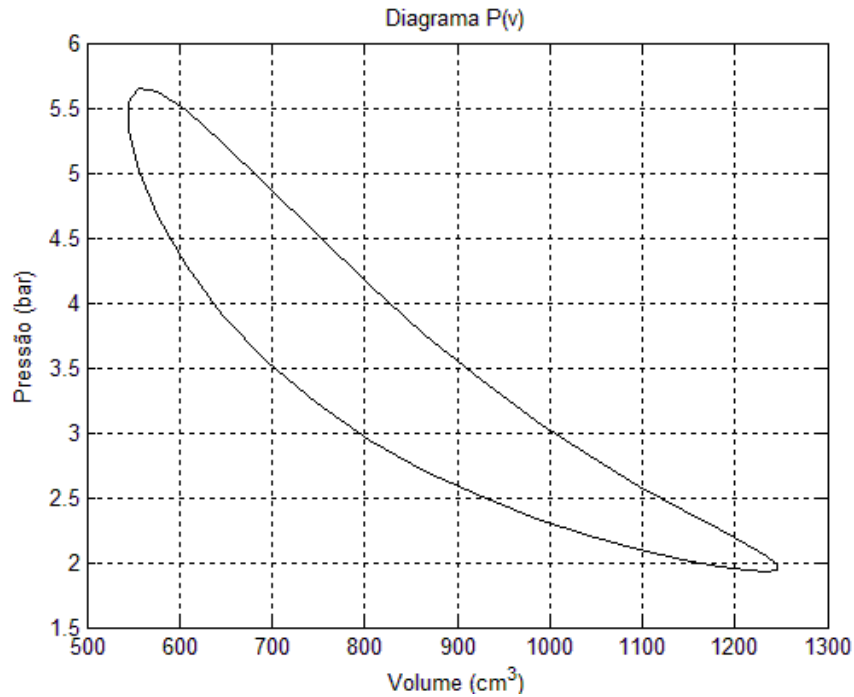
===== Resultados da Análise Adiabática Ideal =====
Calor transferido pelo Cooler: -1971.15[W]
Calor liquido transferido pelo Regenegrador: -0.03[W]
Calor Transferido pelo Aquecedor: 3723.76[W]
Potencia Total de Saída: 1801.57[W]
Eficiencia Termica : 48.4[%]
=====

```

Figura 16. Apresentação dos resultados numéricos do modelo computacional.
Fonte: Autoria própria.

Além dos valores numéricos, são gerados quatro gráficos que auxiliam a análise dos resultados, quais sejam: *pressão-volume*, *temperatura- θ* , *energia- θ* e *distribuição de massa no motor- θ* . Todas as funções utilizadas para gerar estes diagramas são mostradas no Apêndice A.

O diagrama *pressão-volume* é um dos resultados mais importantes da análise. Sua forma mostra o ciclo termodinâmico ao qual o fluido de trabalho é submetido no interior do motor e a sua área interna representa o trabalho teórico do ciclo. Um exemplo deste diagrama pode ser visto na Figura 17.

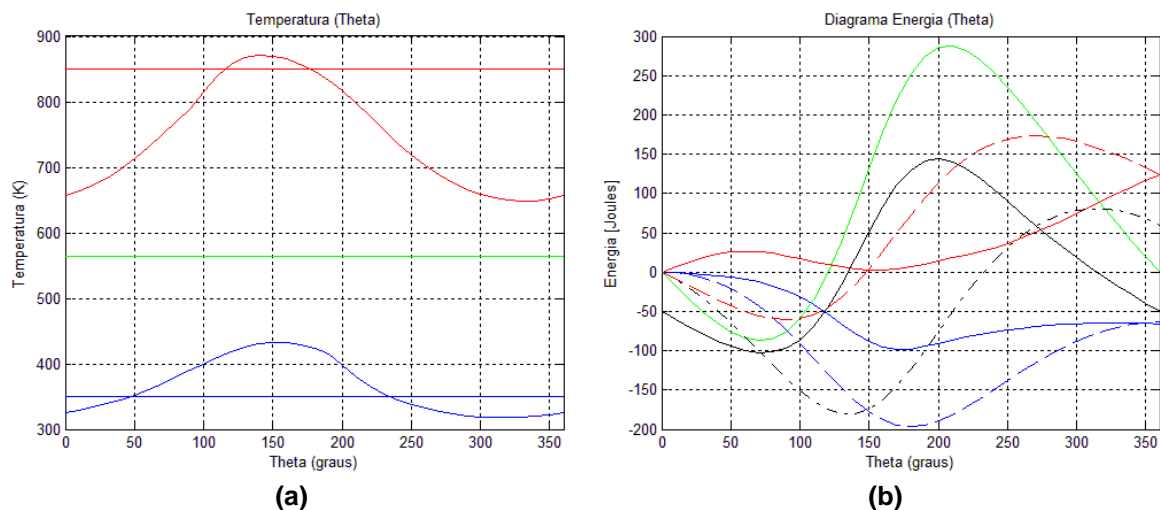


**Figura 17. Diagrama pressão/volume obtido em simulação.
Fonte: Autoria própria.**

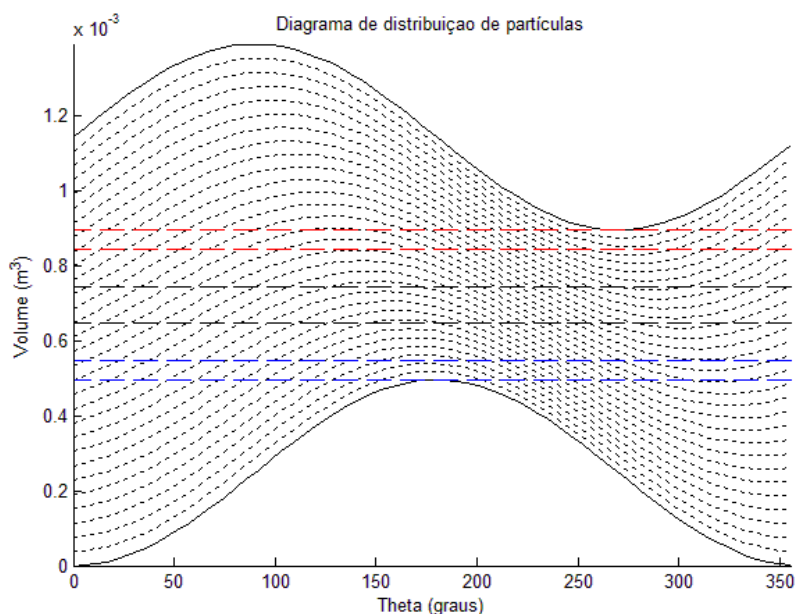
Já o gráfico *temperatura- θ* (Figura 18(a)) mostra a evolução da temperatura das câmaras de compressão (azul) e expansão (vermelho) durante o ciclo. Neste caso, há três linhas com valores constantes (nas cores vermelho, verde e azul) indicando, respectivamente, as temperaturas do aquecedor, do regenerador e do cooler.

De forma semelhante, no gráfico *energia- θ* (Figura 18(b)) são mostradas as curvas de calor trocado no cooler (na cor azul), no regenerador (verde) e no aquecedor (vermelho). Ainda na mesma figura mostra-se o trabalho total (linha tracejada preta) e os trabalhos realizados nos espaços de compressão (azul tracejado) e de expansão (vermelho tracejado), bem como o diferencial do trabalho total (linha contínua preta).

Finalmente, o diagrama de distribuição de massa (Figura 19) mostra o comportamento do fluido de trabalho no interior do motor enquanto este executa o ciclo.



**Figura 18. Gráfico (a) temperatura/ θ e (b) energia/ θ obtidos em simulação.
Fonte: Autoria própria.**



**Figura 19. Diagrama de distribuição de partículas obtido em simulação.
Fonte: Autoria própria.**

5.4 EFICIÊNCIA DE REGENERAÇÃO TÉRMICA

Como explicado no Capítulo 2, o regenerador pode ser considerado uma esponja térmica que alternadamente absorve e rejeita calor para o fluido. No modelo de regeneração ideal, esta esponja absorve energia suficiente para resfriar o fluido

de trabalho de T_h a T_k e, na sequência, rejeita calor suficiente para aquecê-lo de T_k a T_h .

Já no caso não ideal, o regenerador não consegue absorver energia suficiente para resfriar o fluido até T_k , da mesma forma que não consegue rejeitar calor suficiente para aquecê-lo até T_h . Assim, nesse caso, o *cooler* e o aquecedor devem compensar esta diferença, respectivamente, removendo e adicionando mais calor ao sistema. O novo perfil de temperaturas do motor para o caso com regeneração imperfeita pode ser visualizado na Figura 20 e a eficiência de regeneração pode ser determinada pela Equação 56.

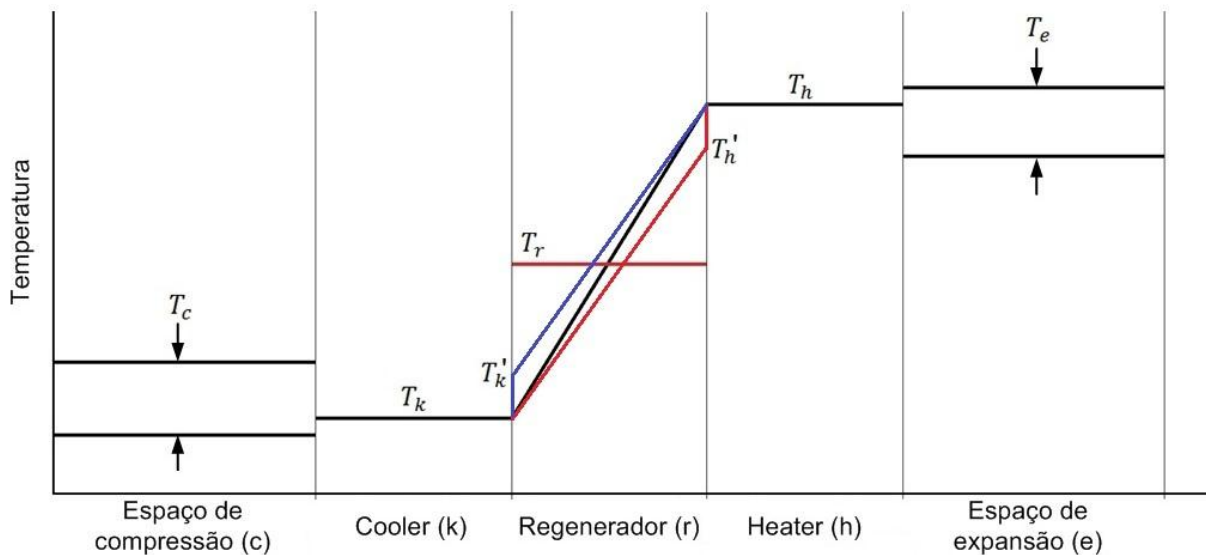


Figura 20. Perfil de temperaturas do motor com regeneração imperfeita.

Fonte: Adaptado de BERCHOWITZ e URIELI (1984).

$$\varepsilon_{reg} = \frac{T'_h - T_k}{T_h - T_k} = \frac{T_h - T'_k}{T_h - T_k} \quad (56)$$

Então, podem-se avaliar as temperaturas T'_h e T'_k para uma eficiência conhecida e, com isso, tomar corretamente as temperaturas das fronteiras regenerador/aquecedor e *cooler*/regenerador como T'_h e T'_k para os casos em que $\dot{m}_{rh} > 0$ e $\dot{m}_{kr} < 0$, respectivamente.

Ainda, é preciso observar que a avaliação correta da temperatura do regenerador é de fundamental importância, principalmente no caso de motores com grandes volumes mortos (MARTINI, 2004, p. 70). Kongtragool e Wongwises (2006, p. 349) mostraram, entretanto, que T_r independe de ε_{reg} quando a

temperatura do regenerador é determinada pela média aritmética entre T_h e T_k . Neste trabalho, contudo, não se utiliza tal formulação, de forma que é pertinente mostrar como T_r é calculada.

De acordo com a Equação 14, determinaram-se duas temperaturas distintas do regenerador, uma para o aquecimento do fluido de trabalho ($\overrightarrow{T_r}$) e outra para o resfriamento ($\overleftarrow{T_r}$), as quais são identificadas com setas conforme a direção apresentada na Figura 20 e mostradas nas Equações 57 e 58.

$$\overrightarrow{T_r} = \frac{T'_h - T_k}{\ln\left(\frac{T'_h}{T_k}\right)} \quad (57)$$

$$\overleftarrow{T_r} = \frac{T_h - T'_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T'_k}\right)} \quad (58)$$

A temperatura T_r pode, finalmente, ser calculada pela média aritmética entre $\overrightarrow{T_r}$ e $\overleftarrow{T_r}$, conforme mostrado na Equação 59.

$$T_r = \frac{\overrightarrow{T_r} + \overleftarrow{T_r}}{2} \quad (59)$$

5.4.1 Regenerador real

Apesar de menos idealizada, a regeneração imperfeita pode ser considerada apenas como uma aproximação do que realmente ocorre. Segundo Walker (1980, p. 140-143), as temperaturas do fluido de trabalho na entrada e saída do regenerador não são constantes e, além disso, a pressão, a densidade e a velocidade do fluido de trabalho não são uniformes nos equipamentos reais.

Estas condições fazem com que o calor retirado do fluido de trabalho no regenerador real não corresponda à energia necessária para resfriar o gás desde T_h até T_k , tendo em vista que existe uma eficiência associada a este processo. De forma semelhante, haverá uma eficiência associada à rejeição de calor para o fluido

de trabalho em relação ao calor absorvido pelo regenerador e não apenas em relação ao aquecimento deste de T_k a T_h .

Desta forma, a eficiência real do regenerador é ainda menor do que a modelada, uma vez que o regenerador é capaz de rejeitar apenas uma parcela do calor absorvido. Assim, a eficiência global do regenerador pode ser obtida pela multiplicação das eficiências de absorção e rejeição de calor, as quais não são necessariamente iguais.

Entretanto, no caso em que as eficiências de absorção e de rejeição de calor sejam iguais e definidas como uma função da temperatura (conforme feito no modelo de regeneração imperfeita adotado neste trabalho), as diferenças $T'_h - T_k$ e $T_h - T'_k$ também serão iguais. Sendo assim, a quantidade de calor rejeitada para o fluido de trabalho resultará igual à quantidade de calor absorvida pelo regenerador em um ciclo completo, já que o calor específico do gás é considerado constante.

Conclui-se com isso que, no modelo de regeneração aqui adotado o calor líquido transferido ao regenerador resulta igual a zero e esta condição pode ser usada como uma medida da convergência da solução encontrada pelo programa.

5.5 ESTRUTURA DO PROGRAMA

Desenvolvidas todas as etapas do cálculo, restou apenas elaborar uma estrutura para iniciar a análise e mostrar os resultados. Este código foi chamado (de forma criativa) de “Simulação” e também foi adicionado ao Apêndice A. Nele, ainda foram incluídos os cálculos preliminares dos volumes dos cilindros, das propriedades do fluido e da avaliação das temperaturas T'_h e T'_k .

Desta forma, a estrutura do modelo computacional final é aquela mostrada na Figura 21.

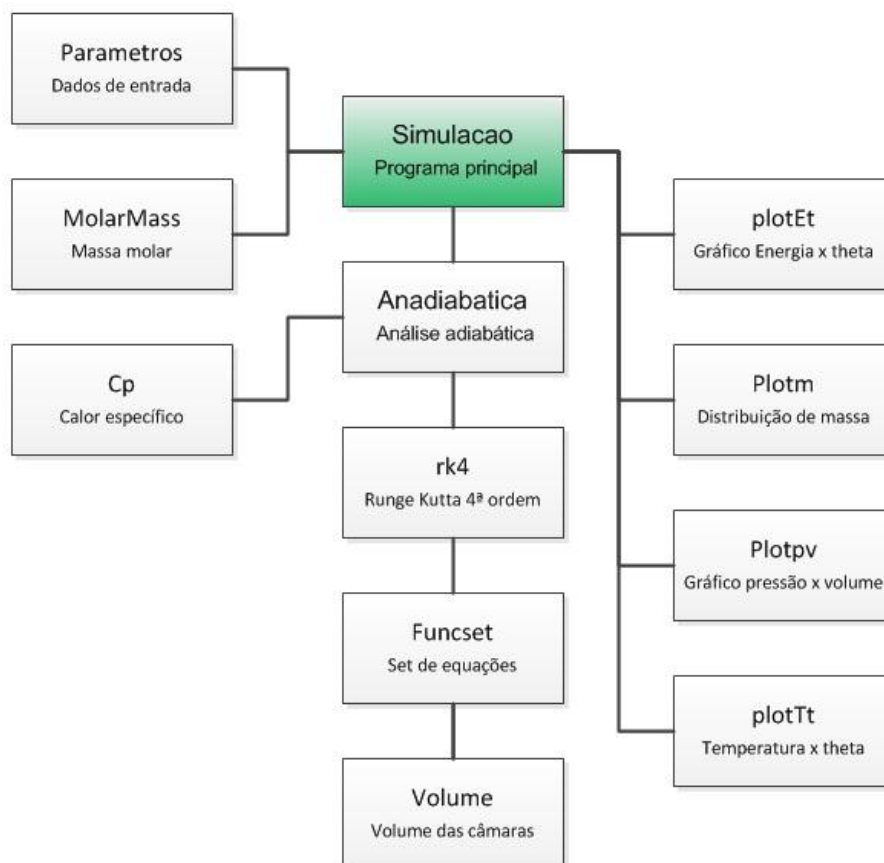


Figura 21. Representação esquemática da estrutura do modelo computacional.
Fonte: Autoria própria.

5.6 ADAPTAÇÃO PARA OUTROS TIPOS CONSTRUTIVOS

Com a finalidade de utilizar o modelo computacional para prever o comportamento de motores do tipo construtivo beta ou gama, foi necessário apenas fazer uma modificação na função volume.

No caso beta, o deslocador de gás é substituído por um pistão comum de modo que se forme a câmara de compressão na região entre os pistões e a câmara de expansão, acima do pistão que substituiu o deslocador. Ainda, o fluido de trabalho transita de uma região para outra através dos trocadores de calor como no modelo alfa, de modo que a modelagem matemática pode ser aplicada sem grandes dificuldades.

De forma semelhante, as variações de volume experimentadas por um motor gama são iguais as de um motor beta, de forma que não é preciso fazer distinção entre elas e também não foram necessárias mais alterações no programa.

5.7 COMPARATIVO COM RESULTADOS DA BIBLIOGRAFIA

Com a finalidade de avaliar se o modelo computacional aqui elaborado é capaz de produzir resultados semelhantes aos publicados na literatura, foi feito um teste comparativo. Entretanto, os resultados publicados na literatura não fornecem todos os parâmetros utilizados na simulação e, por isso, decidiu-se por escolher três trabalhos considerados os mais completos em relação a este quesito, de forma que os resultados publicados e os obtidos pelo modelo computacional são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4. Comparativo entre resultados do modelo e da literatura.

Análise	Tipo	n (rpm)	Literatura		Simulação		f_c
			Potência (W)	Eficiência (%)	Potência (W)	Eficiência (%)	
Trabalho 1	Teórica	1200	500	72	499	67	0,998
	Protótipo	784	118	-	237	-	2,008
Trabalho 2	Teórica	2503	4270	39,5	7032	60,3	1,645
	Protótipo		3958	35			1,777
Trabalho 3	Protótipo	360	95,4	9,35	219	50,7	2,296

Fonte: Autoria própria.

Uma tentativa de mensurar a diferença entre a simulação e os resultados reportados na literatura é apresentada na última coluna da Tabela 4 pelo parâmetro f_c , aqui denominado de fator comparativo e calculado pela razão entre a potência simulada e a resultante da bibliografia, conforme apresentado na Equação 60.

O Trabalho 1 foi realizado por Batmaz e Üstün (2008) e apresenta uma análise celular para simular o motor. Nesta análise, o motor é dividido em diversos volumes de controle, os princípios de conservação de massa e energia são

aplicados a cada uma dessas células e resolvidos simultaneamente. Este modelo não apresenta considerações sobre regeneração e trocas térmicas imperfeitas, perdas viscosas ou perdas por atrito mecânico das partes móveis, de forma que ambos os resultados teóricos são quase idênticos e o fator comparativo aproximadamente igual a 1.

$$f_c = \frac{\dot{W}_{modelo}}{\dot{W}_{literatura}} \quad (60)$$

Adicionalmente, os autores daquele trabalho reportam que construíram um protótipo e o ensaiaram. Os parâmetros medidos nesse protótipo não são, no entanto, os mesmos do projeto e um comparativo dos resultados para o protótipo com a simulação feita com os parâmetros corrigidos resultou em um fator de 2,008. Isso mostra, conforme esperado, que diversos tipos de irreversibilidades devem ser considerados para a obtenção de um modelo cujos resultados sejam mais próximos do real.

O Trabalho 2 a que se refere a Tabela 4 corresponde ao modelo proposto por Timoumi *et al.* (2008). Os autores desse trabalho levaram em consideração a perda de carga nos trocadores de calor, a perda de calor do regenerador para as vizinhanças, os efeitos do transporte do fluido entre o cilindro e deslocador e o efeito da histerese gasosa nos espaços de compressão e expansão. Apesar de muito mais completo do que o modelo aqui desenvolvido, os resultados fornecidos por nosso modelo não foram muito diferentes e o fator comparativo médio ficou em aproximadamente 1,7. É evidente, entretanto, que os resultados de Timoumi *et al.* reproduziram melhor a realidade do motor GPU-3 produzido pela General Motors, o qual foi analisado no Trabalho 2. É importante mencionar que, por se tratar de um motor produzido para fins comerciais, espera-se que os processos envolvidos na sua fabricação tenham sido mais bem controlados do que os do protótipo produzido artesanalmente por Batmaz e Üstün (2008). Assim, as perdas puderam ser mais bem avaliadas do que aquelas decorrentes da má fabricação dos componentes que, por ventura, possam existir.

O Trabalho 3 da Tabela 4 corresponde aos resultados do protótipo reportados por Sripakagorn e Srikam (2011). Neste caso o fator comparativo resultou igual a 2,3, sendo o maior dentre as comparações feitas. A interpretação deste valor

elevado para f_c deve, contudo, considerar que o sistema estudado pelos autores apresenta rotação menor do que a prevista para o ciclo adiabático. Quando a rotação do motor é baixa, a troca térmica torna-se mais eficiente e o motor é mais bem descrito pelo ciclo Stirling ideal, diferentemente do analisado pelo modelo computacional aqui empregado.

Assim, os resultados da comparação mostram que embora o programa construído neste trabalho represente de maneira idealizada o funcionamento do motor Stirling, ele fornece resultados que ficam dentro da precisão de outros modelos reportados na literatura. A comparação permitiu também avaliar as diferenças que devem ser esperadas entre os resultados do modelo aqui construído e aqueles observados em protótipos reais.

6 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DO MOTOR

Uma vez que o modelo computacional mostrou-se válido, a próxima etapa deste trabalho consistiu na análise dos resultados fornecidos pelo modelo computacional aqui construído, considerando-se algumas alterações nas dimensões do motor Stirling. Além disso, nesta etapa do trabalho verificaram-se quais são as dimensões existentes de alguns componentes dos motores de combustão interna que poderiam ser usados para construir o motor Stirling. Isto foi feito a fim de avaliar a disponibilidade no mercado de componentes comerciais para a construção do motor Stirling simulado.

6.1 PARÂMETROS REPRESENTATIVOS DE CADA FAMÍLIA DE MOTORES

Para facilitar a análise, os motores comerciais foram divididos em famílias de cilindradas diferentes, visto que o volume do cilindro é o parâmetro mais importante para a simulação. Buscou-se, assim, a taxa de compressão ($r_{compressão}$), o diâmetro ($d_{pistão}$) e curso ($l_{pistão}$) dos pistões de vários modelos de motores comerciais e, para representar cada família, a média aritmética destes dados foi utilizada.

Utilizando os valores representativos de cada família, o volume varrido do cilindro foi calculado pela Equação 61 e o volume total do cilindro pôde ser calculado pela Equação 62.

$$V_{varrido} = \frac{\pi d_{pistão}^2 l_{pistão}}{4} \quad (61)$$

$$V_{cilindro} = V_{varrido} + V_{morto} = V_{varrido} + \frac{V_{varrido}}{r_{compressão}} \quad (62)$$

É importante ressaltar que todos os motores escolhidos são do tipo construtivo em linha de quatro cilindros e utilizados nos automóveis brasileiros.

Sendo assim, as dimensões representativas de cada família de motores são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5. Dimensões representativas de cada família de motores.

Família de motores	Diâmetro médio (mm)	Curso do pistão médio (mm)	Taxa de compressão média	Volume varrido (ml)	Volume do cilindro (ml)
Motor 1.0	69,40	66,133	12,47:1	249,72	269,79
Motor 1.4	77,60	73,40	9,40:1	347,14	384,07
Motor 1.6	79,00	81,57	9,97:1	399,29	439,43
Motor 1.8	80,67	86,80	10,90:1	443,60	484,34
Motor 2.0	84,25	89,40	9,80:1	497,82	548,64
Motor 2.4	87,75	98,50	10,30:1	595,64	653,51

Fonte: Autoria própria.

6.2 SIMULAÇÃO DAS FAMÍLIAS CONSTRUTIVAS

Para as simulações, todos os parâmetros de entrada foram mantidos constantes, sendo alteradas apenas as características dimensionais apresentadas na Tabela 5. A Tabela 6 apresenta os parâmetros mantidos constantes para essa análise, bem como seus respectivos valores.

Tabela 6. Parâmetros constantes para análise das famílias construtivas.

Parâmetro	Unidade	Valor
V_k	ml	100
V_r	ml	100
V_h	ml	100
T_k	°C	120
T_h	°C	900
T_{amb}	°C	17
ε_{reg}	%	100

$p_{montagem}$	bar	6
α	rad	π
n	rpm	1200

Fonte: Autoria própria.

6.2.1 Resultados e discussões

A Figura 22 mostra um gráfico de eficiência, calor adicionado e potência de saída de acordo com a cilindrada representativa das famílias de motores. Observa-se que os cilindros mais volumosos apresentaram maior potência, mas o aumento mais acentuado do calor adicionado fez com que a eficiência diminuísse levemente.

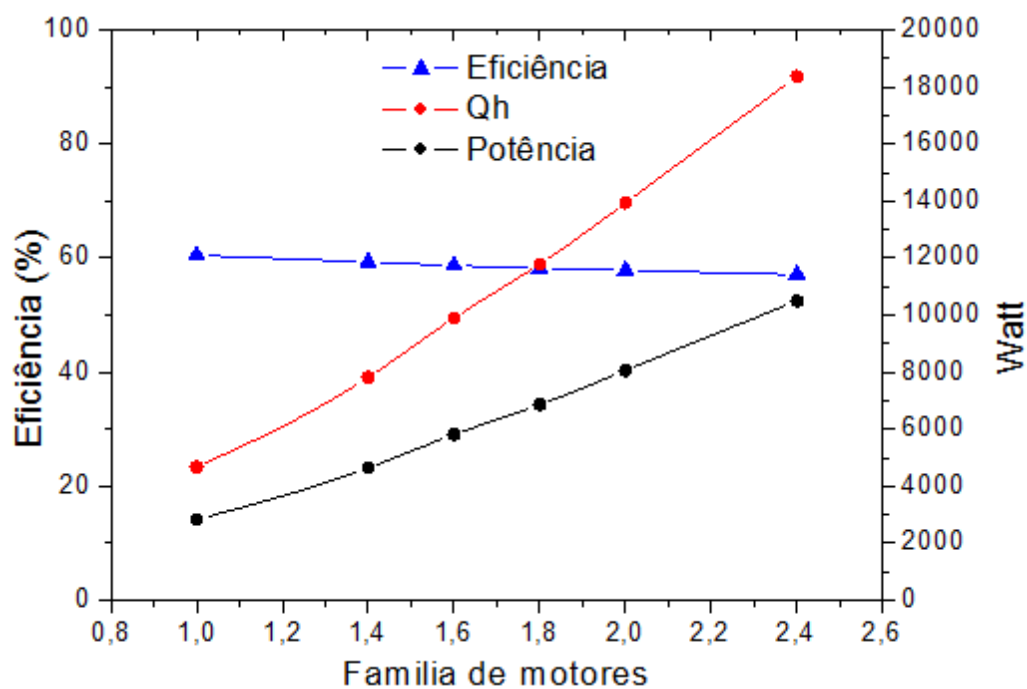


Figura 22. Eficiência, calor adicionado e potência para cada família de motores.

Fonte: Autoria própria.

Uma vez que o volume das câmaras é o único parâmetro variável desta análise, concluiu-se que o aumento de potência do motor está diretamente ligado ao aumento do volume varrido do cilindro enquanto a eficiência térmica mostrou-se inversamente proporcional ao volume morto de cada câmara, conforme pode ser confirmado pela Figura 23.

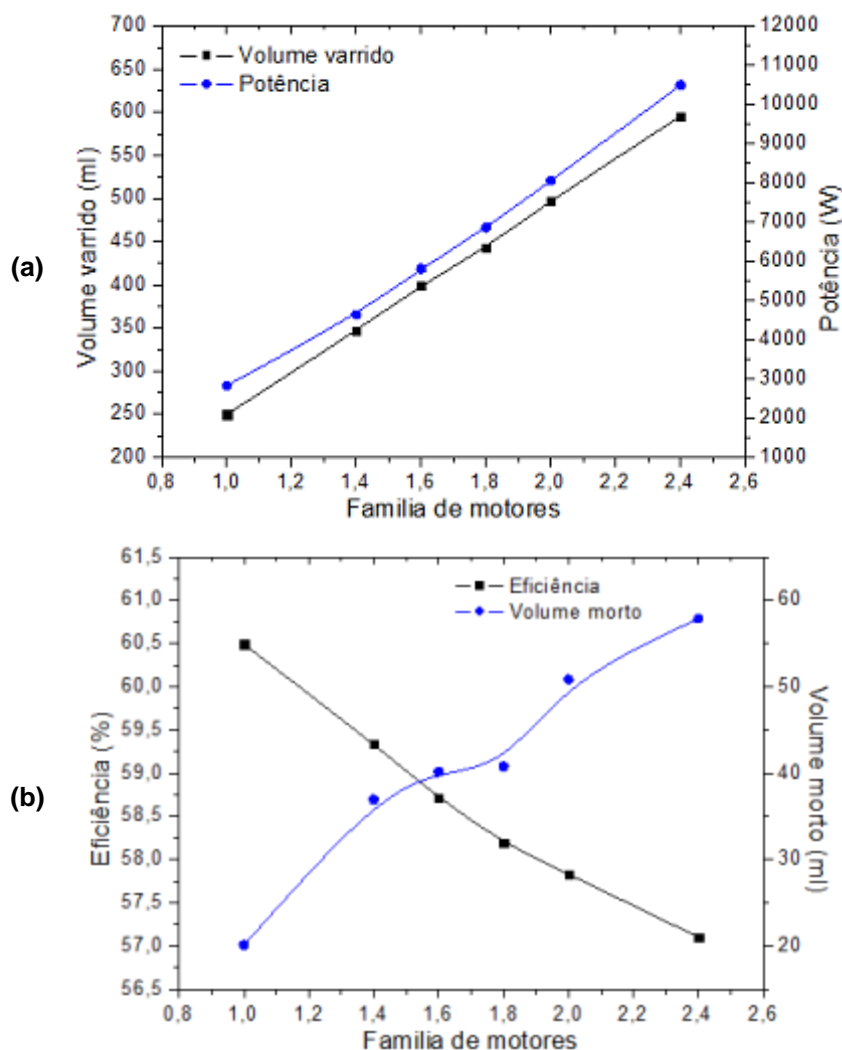


Figura 23. Relação entre (a) volume varrido e potência e (b) eficiência térmica e volume morto.
Fonte: Autoria própria.

Os diagramas pressão-volume representativos de cada família de motores podem ser vistos na Figura 24. Nota-se, nesta imagem, o afastamento das curvas do eixo das ordenadas, indicando o aumento do volume morto para os motores de maior potência. Ainda, uma vez que o volume mínimo do motor está próximo do volume morto e este não varia tanto quanto o volume varrido, o volume máximo ocupado pelo fluido aumentou para compensar o aumento de volume do cilindro, provocando o alongamento das curvas pressão/volume para os cilindros de maiores dimensões.

É importante observar que a pressão mínima do ciclo permanece praticamente constante, apresentando apenas uma pequena diminuição com o aumento do cilindro. Por outro lado, a pressão máxima do ciclo aumenta consideravelmente para as famílias mais volumosas.

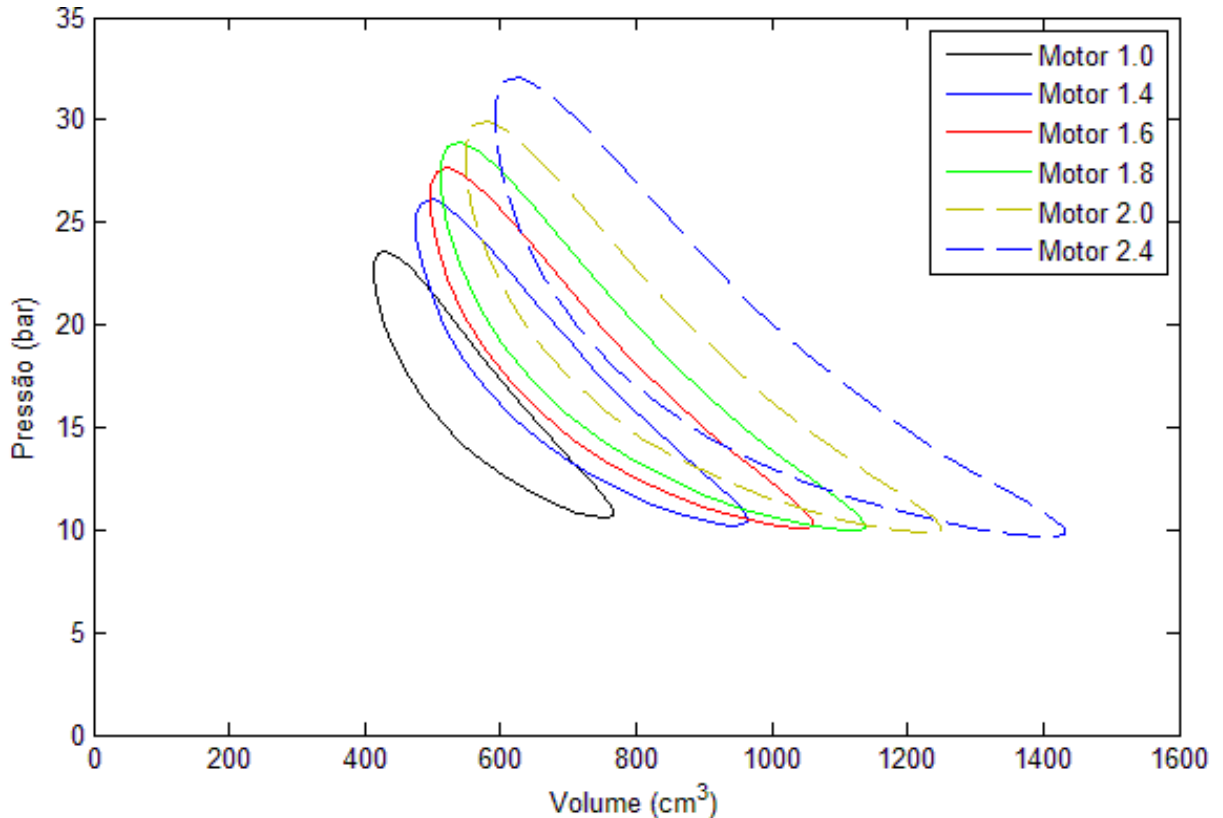


Figura 24. Diagrama pressão/volume comparando cada família de motores.

Fonte: Autoria própria.

Para entender este resultado é necessário relacionar a pressão com o movimento contínuo dos pistões. Sendo assim, a Figura 25(a) apresenta o diagrama de pressão em função do ângulo de manivela e a Figura 25(b), a variação de volume em relação ao ângulo de manivela para a família 1.6. Ressalta-se que, uma vez que o tipo construtivo do motor permanece inalterado, as variações volumétricas mostradas para a família 1.6 podem ser consideradas para todas as outras, desde que respeitada a proporcionalidade dos cilindros.

Ainda na Figura 25, pode-se ver que a pressão mínima ocorre em ângulos de manivela inferiores e próximos de 360° , quando o volume da câmara de compressão é próximo do máximo e o da câmara de expansão próximo da metade. Pode-se afirmar, então, que essa pressão mínima ocorre quando grande parte da massa de fluido ocupa a região fria do motor e os pistões estão posicionados de modo que o volume ocupado pelo fluido de trabalho é elevado. No entanto, a pressão mínima não se altera significativamente ao alterar o volume do cilindro, pois, as variações deste volume são acompanhadas por variações proporcionais na

massa de fluido de trabalho (visto que a pressão de montagem permanece constante).

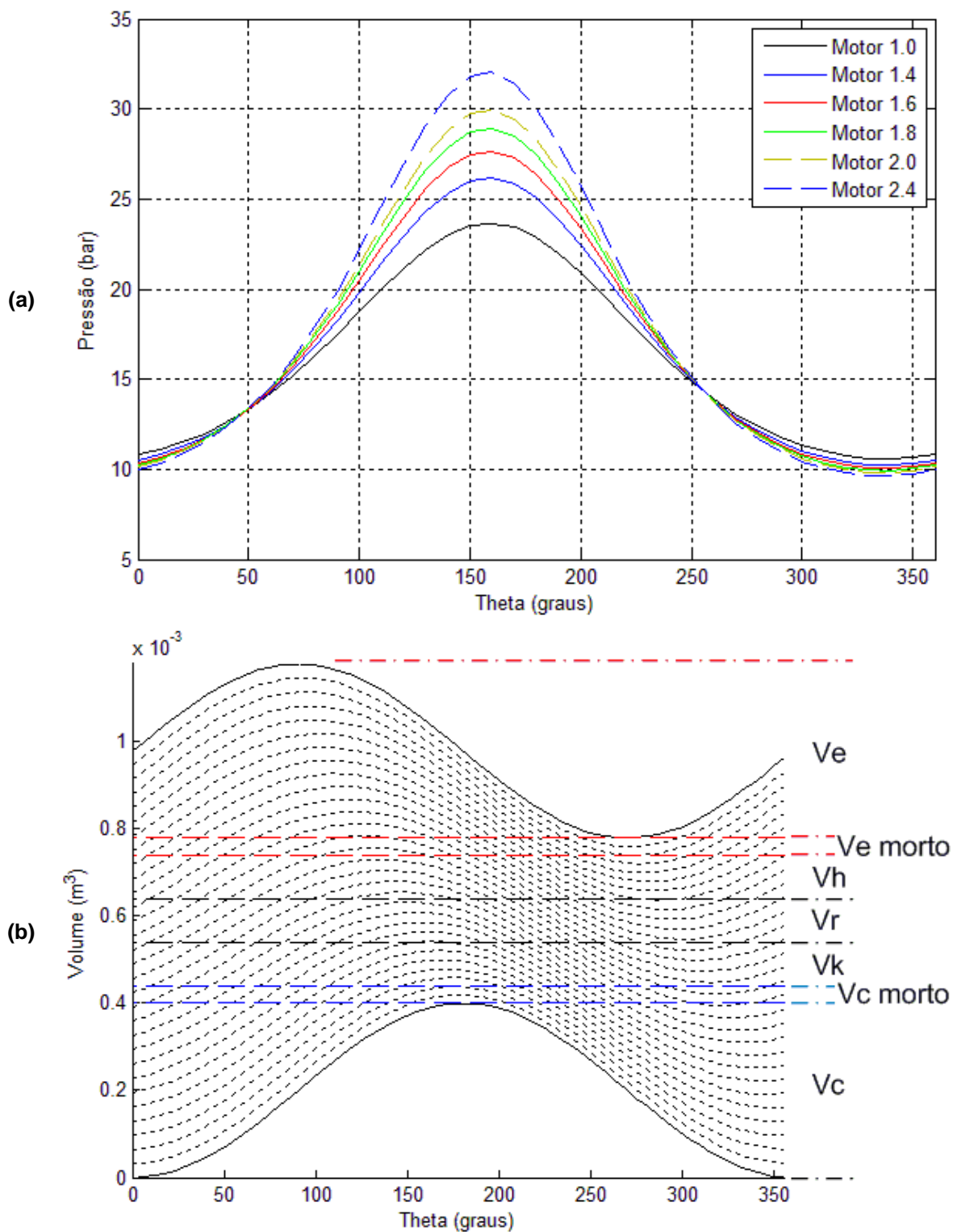


Figura 25. Diagrama (a) pressão/ θ para todas as famílias e (b) variação de volume para a família 1.6.

Fonte: Autoria própria.

Já a pressão máxima é estabelecida pouco antes do pistão de compressão atingir a posição de menor volume. Nesta posição, ambos os pistões se movem no sentido de comprimir o fluido de trabalho e a maior parte do gás permanece ocupando a região quente do motor, o que provoca o aumento de pressão.

Ao contrário do que ocorre com a pressão mínima, a máxima aumenta expressivamente com o aumento do volume dos cilindros, conforme pode ser visto na Figura 26. Este fenômeno é, contudo, resultado da posição dos pistões neste ângulo de manivela, já que, independentemente do volume dos cilindros, neste momento, o fluido de trabalho ocupa pouco mais do que o volume morto do motor. Ainda, uma vez mantida a pressão de montagem, a maior massa de gás que ocupa os cilindros maiores é comprimida até que ocupe espaços semelhantes independentemente da família, provocando o aumento da pressão máxima.

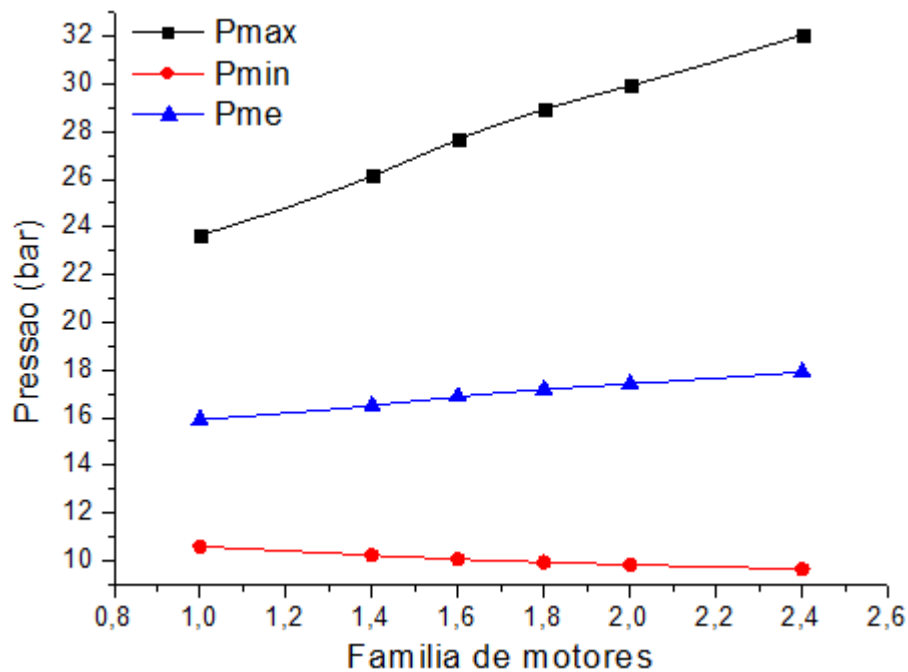


Figura 26. Pressões máxima, mínima e média específica para as famílias de motores.
Fonte: Autoria própria.

A Figura 26 também revela que a pressão média do ciclo se mantém aproximadamente constante, conforme esperado ao avaliar-se a Equação 17. Segundo esta equação, a pressão média é determinada pela massa e pelos volumes de cada espaço do motor. Entretanto, o aumento do volume dos cilindros implica em um aumento proporcional na massa de gás contida no motor, de forma que há uma tendência de manutenção da pressão média do ciclo.

Por fim, a Figura 27 apresenta o trabalho produzido durante o ciclo para cada família de motores, indicando que os motores de maior volume fornecem maior trabalho por ciclo de funcionamento. Observa-se ainda que, por possuírem as mesmas características construtivas, as variáveis energéticas, a exemplo do trabalho, apresentarão o mesmo comportamento, diferenciando-se apenas no módulo da variável em análise.

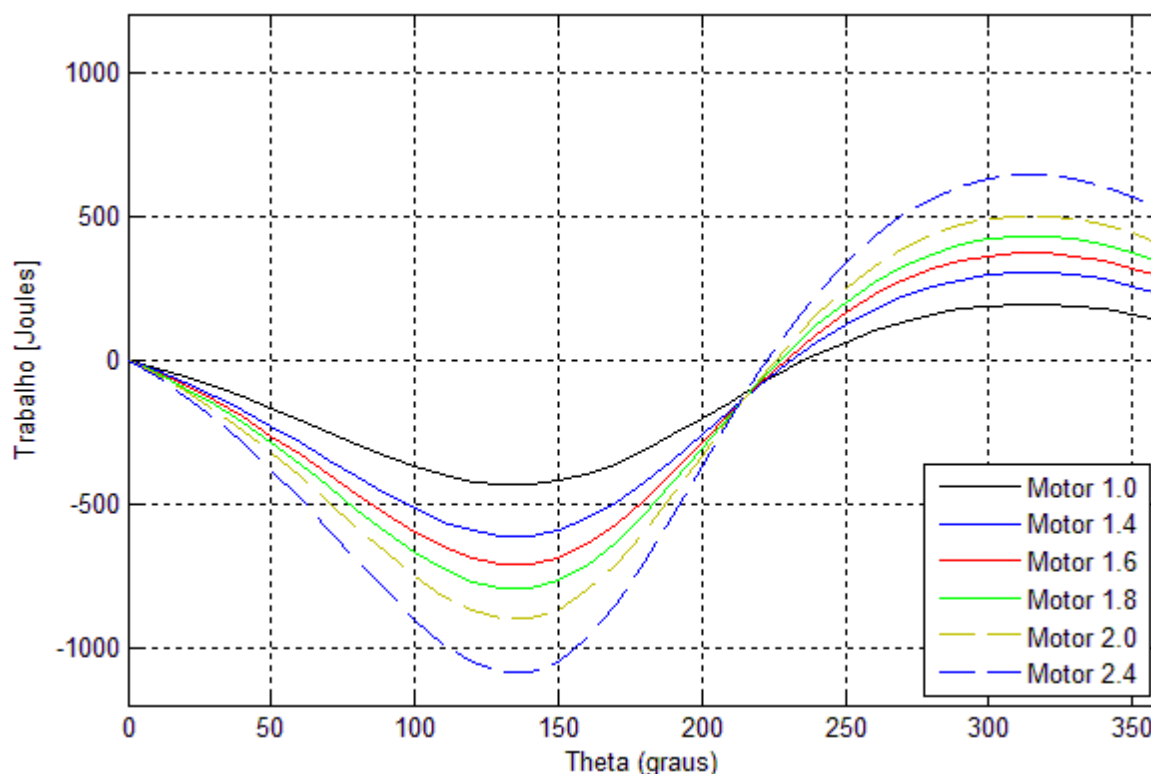


Figura 27. Diagrama trabalho- θ comparando cada família de motores.
Fonte: Autoria própria.

6.2.2 Aplicabilidade das famílias em relação à potência de projeto

Alguns dos parâmetros constantes apresentados na Tabela 6 para a simulação das famílias de motores são os selecionados para a queima de lenha com as condições de trabalho descritas no Capítulo 4. Com isso, pretendeu-se fazer uma primeira avaliação das famílias de motores visando suas aplicações no sistema de geração de eletricidade.

Desta forma, a Tabela 7 resume os resultados teóricos da potência alcançada por cada família de motores. Com o objetivo de corrigir-se a potência obtida pela simulação, considerou-se o fator comparativo descrito na seção 5.7 deste trabalho como um fator de correção igual a 2, de modo a considerar de forma aproximada as perdas que não são avaliadas pelo modelo computacional. Esta potência, mais próxima da esperada para um motor real, também é apresentada para cada família de motores.

Tabela 7. Potência teórica e corrigida, calor adicionado e retirado e consumo de combustível para as famílias de motores.

Famílias	Potência (W)	Potência corrigida (W)	Calor adicionado (W)	Calor retirado (W)	Consumo lenha (kg/h)	Consumo biogás (m ³ /h)
Motor 1.0	2828	1414	4674	-1932	2,13	0,78
Motor 1.4	4640	2320	7820	-3291	3,57	1,30
Motor 1.6	5812	2906	9899	-4219	4,52	1,65
Motor 1.8	6860	3430	11789	-5072	5,38	1,96
Motor 2.0	8062	4031	13942	-6040	6,36	2,32
Motor 2.4	10496	5248	18382	-8089	8,39	3,06

Fonte: Autoria própria.

Observa-se que até mesmo as famílias de menor volume dos cilindros são capazes de gerar mais potência do que os 1318 W especificados no projeto.

Entretanto, é pertinente lembrar que, mesmo considerando um fator de correção da potência, os resultados apresentados na Tabela 7 não consideram a regeneração imperfeita implantada no modelo ou quaisquer perdas existentes no sistema. Ainda assim, comprova-se a aplicabilidade de motores Stirling para geração de energia elétrica em pequena escala (residência unifamiliar em uma região isolada).

Adicionalmente, mostram-se as quantidades, por hora, de lenha e biogás (apenas para fins comparativos) necessárias para fornecer o calor adicionado ao motor para cada família, bem como o calor retirado pelo *cooler* e, mais uma vez, é possível visualizar a aplicabilidade deste estudo.

6.3 OPORTUNIDADES PARA COMPONENTES COMERCIAIS

Como visto anteriormente, o foco deste estudo é permitir a redução do custo de produção do motor Stirling pela utilização de componentes comerciais já produzidos em larga escala. Com isso, é pertinente que se descreva como pode ser feita a utilização de tais peças.

A princípio, o conjunto biela-manivela completo dos motores de combustão interna pode ser utilizado na construção do motor. Desta forma, bloco, virabrequim, bielas, pistões e camisas serviriam como arranjos físicos para o mecanismo cinemático e para as câmaras de compressão e expansão.

A parte superior do motor não seria utilizada, pois não há necessidade de válvulas em um motor Stirling. Assim, seria necessária a construção de um componente semelhante ao cabeçote do motor de combustão interna para ligar as câmaras aos trocadores de calor.

Diversos são os dissipadores de calor disponíveis comercialmente bem como há queimadores de diversos tipos e tamanhos. Estes dispositivos podem com facilidade serem utilizados como *cooler* e aquecedor no motor idealizado.

No quesito de substituição por componentes comerciais, o regenerador apresenta o maior desafio. Por se tratar de um componente utilizado quase que exclusivamente em motores Stirling, não há artigo de função idêntica e produzido em escala que possa atender de forma eficiente este projeto. No entanto, Timoumi *et al.* (2008) avaliaram a eficiência de regeneradores constituídos por matrizes metálicas porosas semelhantes aos filtros sinterizados comumente encontrados na indústria de óleo e gás.

Mostra-se, com isso, que apenas alguns componentes precisariam ser fabricados, pois a maior parte das peças constituintes do motor já são produzidas para outras aplicações e passíveis de serem utilizadas na construção do motor.

7 ESTUDO PARAMÉTRICO DO SISTEMA

As simulações preliminares apresentadas no Capítulo 6 servem como indicativo da viabilidade de aplicação dos componentes comerciais, mas entender qual o comportamento do motor quando este não possui as características vinculadas a tais componentes pode ser útil para construir-se uma versão mais eficiente do motor com gastos eventualmente acessíveis.

Para verificar qual o efeito de cada parâmetro sobre a potência e eficiência do motor, um estudo foi feito com cada variável isoladamente, ou seja, enquanto mantinham-se todas as demais constantes. Além disso, estudou-se a utilização de outros gases como o Argônio, Hélio e Hidrogênio.

Os parâmetros de análise foram os mesmos mostrados na Tabela 6 com exceção da variável em estudo. As faixas de valores assumidos por cada parâmetro neste estudo são mostradas na Tabela 8.

Tabela 8. Faixa de variação para os parâmetros.

Parâmetro	Unidade	Faixa de estudo	
T_k	°C	17	300
T_h	°C	500	1500
ε_{reg}	%	0	100
$V_{c_{morto}} + V_{e_{morto}}$	ml	10	1000
$V_k + V_r + V_h$	ml	10	1000
n	rpm	1000	3600
$p_{montagem}$	bar	1	100
α	rad	0	2π

Fonte: Autoria própria.

7.1 TEMPERATURA DOS TROCADORES

Os resultados para as variações das temperaturas do aquecedor e do *cooler* podem ser vistos nas Figuras 28 e 29. Observa-se que tanto a eficiência quanto a

potência aumentam para maiores temperaturas do aquecedor, o que já era esperado uma vez que se aumenta a diferença de temperaturas $T_h - T_k$ do motor. De modo análogo, o aumento da temperatura do cooler provocou a redução da potência e eficiência do motor.

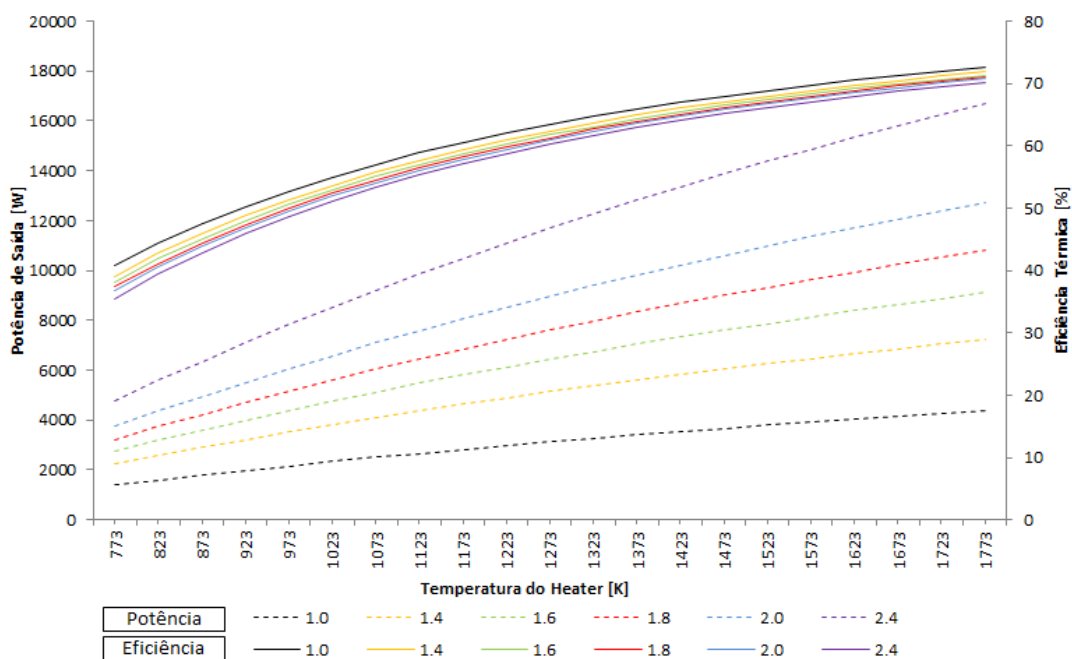


Figura 28. Efeito da temperatura do aquecedor na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

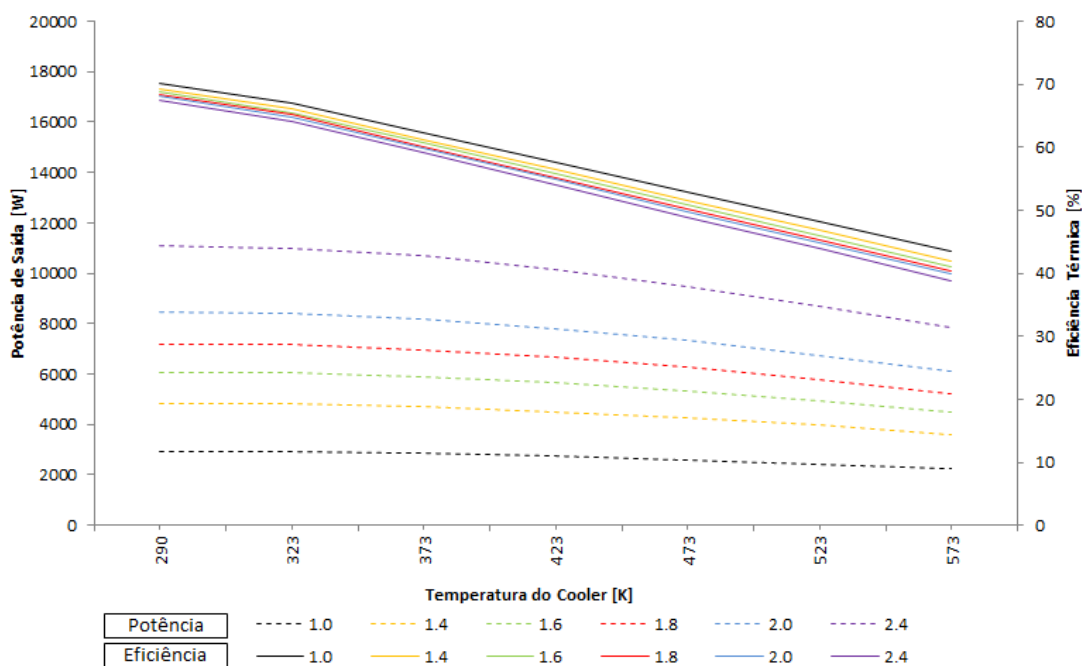


Figura 29. Efeito da temperatura do cooler na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

7.2 EFICIÊNCIA DO REGENERADOR

A Figura 30 apresenta como a eficiência do motor é afetada pela eficiência do regenerador, enquanto esta não provoca alterações na potência. Esse comportamento é resultante da maneira como foi considerada a eficiência do regenerador na formulação matemática. A imperfeição do regenerador reflete diretamente na quantidade de calor trocado no aquecedor e no *cooler*, mas a análise considera que os trocadores são suficientemente eficientes para compensar essa diferença. Assim, não há quaisquer mudanças para as câmaras de compressão e expansão, nas quais são avaliados o trabalho do ciclo e a potência do motor.

A eficiência do motor aumenta, então, com a redução do calor adicionado provocada pelo aumento da eficiência do regenerador.

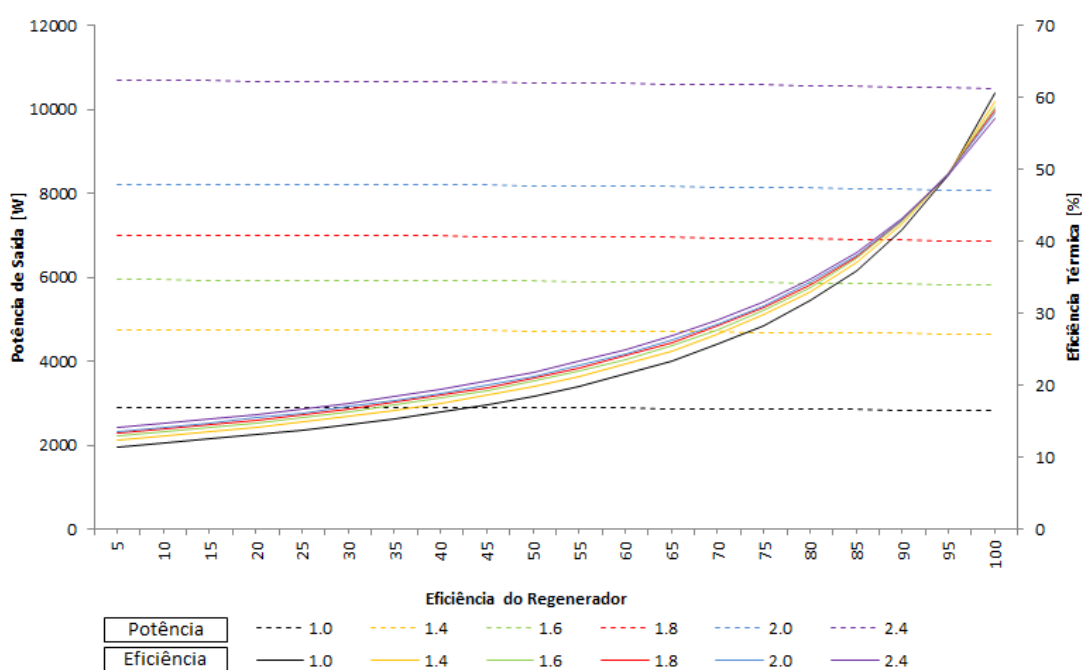


Figura 30. Efeito da eficiência do regenerador na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

7.3 VOLUME MORTO

O estudo da influência do volume morto sobre o motor está resumido pelas Figuras 31, 32 e 33, as quais mostram o efeito das variações dos volumes mortos dos trocadores de calor, cilindros e total, respectivamente.

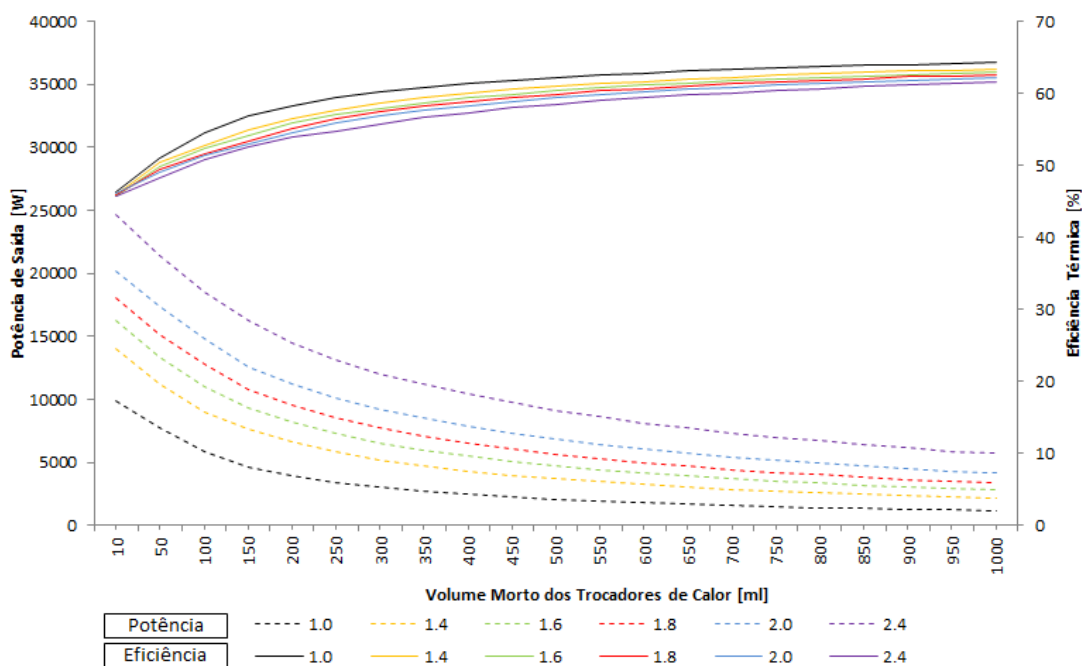


Figura 31. Efeito do volume morto dos trocadores de calor na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

O aumento do volume morto mostrou-se, de modo geral, destrutivo para a potência do motor, já que reduz a pressão média do ciclo. É evidente que o aumento do volume morto faz com que seja necessário um maior volume varrido para comprimir o gás até a mesma pressão de antes. Já as pequenas diferenças entre a redução de potência para os aumentos de volume morto dos trocadores e cilindros são resultantes da localização do excesso de gás no interior do motor, o qual pode ocorrer em regiões de temperaturas diferentes e impactar a pressão média do ciclo de forma distinta.

Ao contrário do que se imaginou durante as análises das famílias de motores apresentada no Capítulo 6, a eficiência do motor aumenta com o aumento do volume morto de modo generalizado. Na análise feita por Timoumi *et al.* (2008, p. 2141-2142), a eficiência do motor aumenta com o aumento do volume morto dos

trocadores até um valor máximo devido à melhora da troca térmica e diminui na sequencia devido à redução da pressão média.

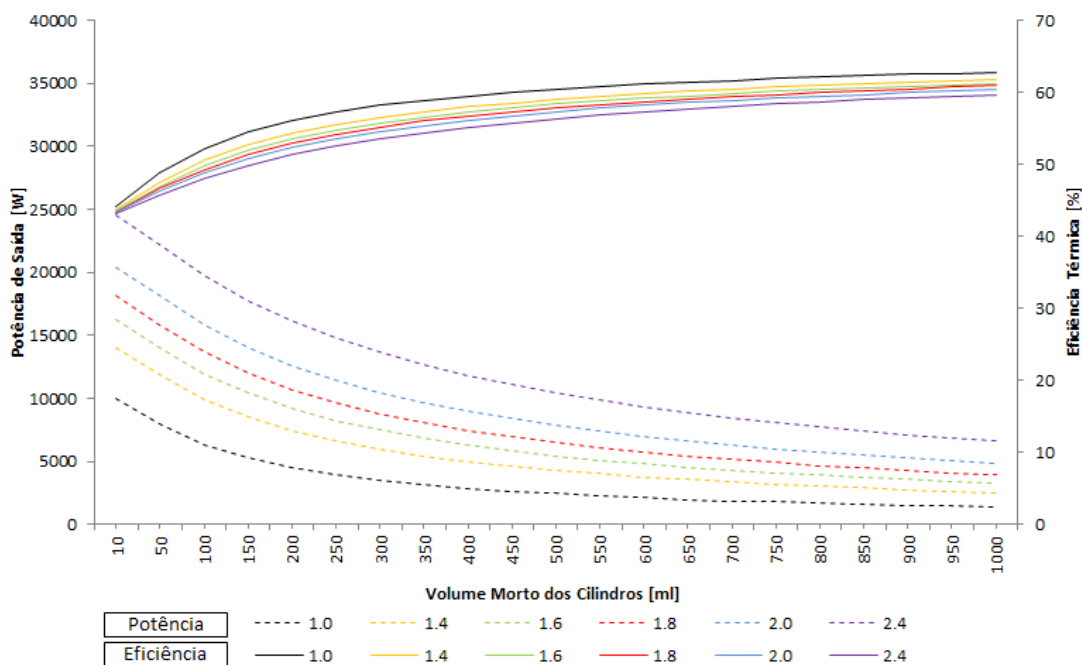


Figura 32. Efeito do volume morto dos cilindros na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

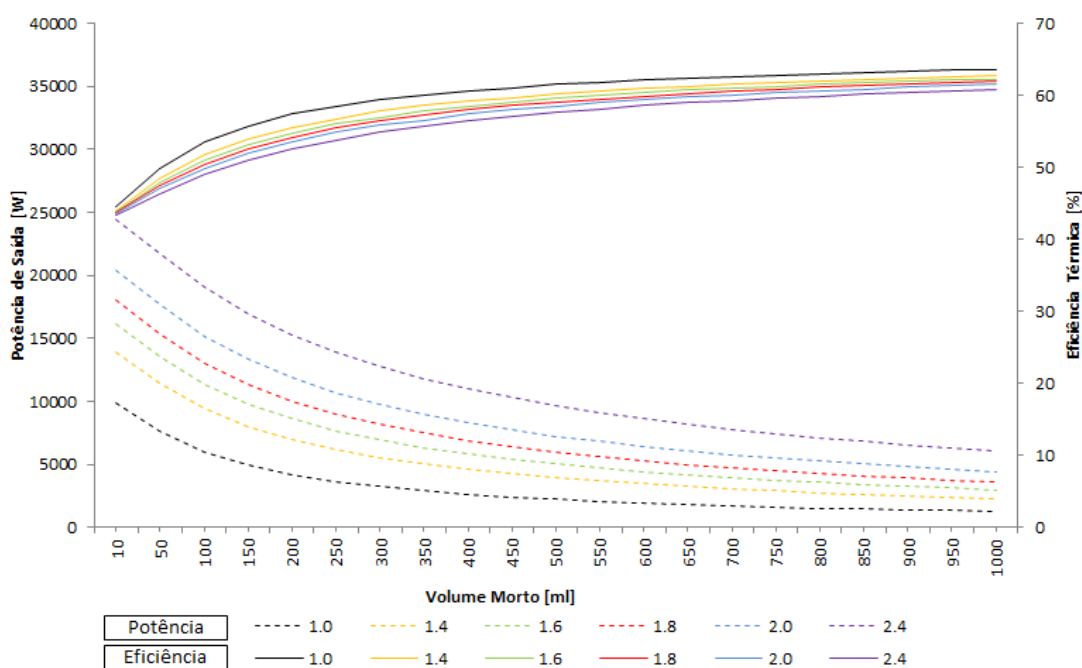


Figura 33. Efeito do volume morto total na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

Entretanto, o modelo matemático utilizado neste estudo não prevê a troca térmica como função do volume dos trocadores, de modo que não é possível

visualizar tal comportamento na curva de eficiência em função do volume morto. Ainda, a influência do volume morto sobre a formulação adotada é demasiadamente complexa para se determinar o porquê do aumento de eficiência, de modo que este resultado não pôde ser compreendido apenas com os estudos realizados.

Sendo assim, tal resultado pode levar à conclusão errada de que se pode aumentar a eficiência térmica por meio da ampliação do volume morto do motor, mas resultados experimentais, tais como os apresentados por Timoumi *et al.* (2008) ou Walker (1980), mostram que o resultado do aumento do volume morto é, na maioria dos casos, a redução da eficiência, salvo para as faixas de aumento da transferência de calor nos trocadores.

7.4 ROTAÇÃO DO MOTOR

A Figura 34 apresenta a evolução da potência e da eficiência do motor de acordo com a rotação.

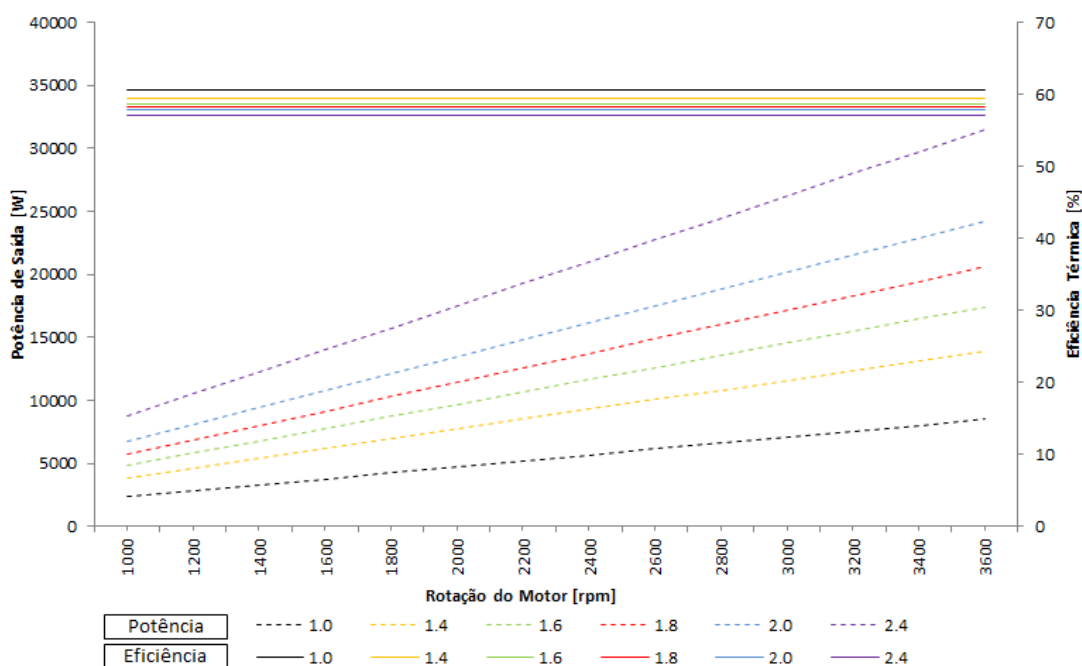


Figura 34. Efeito da rotação na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

Mostra-se que a potência é diretamente proporcional a rotação, uma vez que aquela é calculada pela multiplicação do trabalho líquido do ciclo por esta. Pela mesma razão, de acordo com o modelo, a eficiência do motor não se altera com a rotação. Sabe-se, no entanto, que esse comportamento não representa fielmente a realidade, pois a transferência de calor nos trocadores é prejudicada com o aumento da rotação do motor, de forma que a potência aumenta até certo valor máximo e depois diminui devido à redução da eficiência dos trocadores. Além disso, uma vez que a eficiência dos trocadores se reduz, espera-se que a eficiência do motor seja afetada, sem que esta apresente um valor constante com a variação da rotação.

É preciso considerar, ainda, que a rotação foi considerada um dado de entrada deste estudo, mas este parâmetro é definido pelas condições de funcionamento do motor, principalmente das quantidades de calor que são adicionadas e extraídas do sistema.

7.5 PRESSÃO DE MONTAGEM

Na formulação construída para a simulação do motor, a pressão de montagem do motor tem influência direta sobre a massa de fluido de trabalho. A massa, por sua vez, acrescenta considerável valor na pressão média do ciclo, o que provoca aumento proporcional na potência de saída do motor.

Ainda, o aumento da massa provoca um aumento, também proporcional, na quantidade de calor necessário para aquecer ou resfriar o fluido e, como consequência, a eficiência do motor permanece inalterada. Esse comportamento é ilustrado pela Figura 35, a qual apresenta o efeito da pressão de montagem sobre a potência e eficiência para cada família de motores.

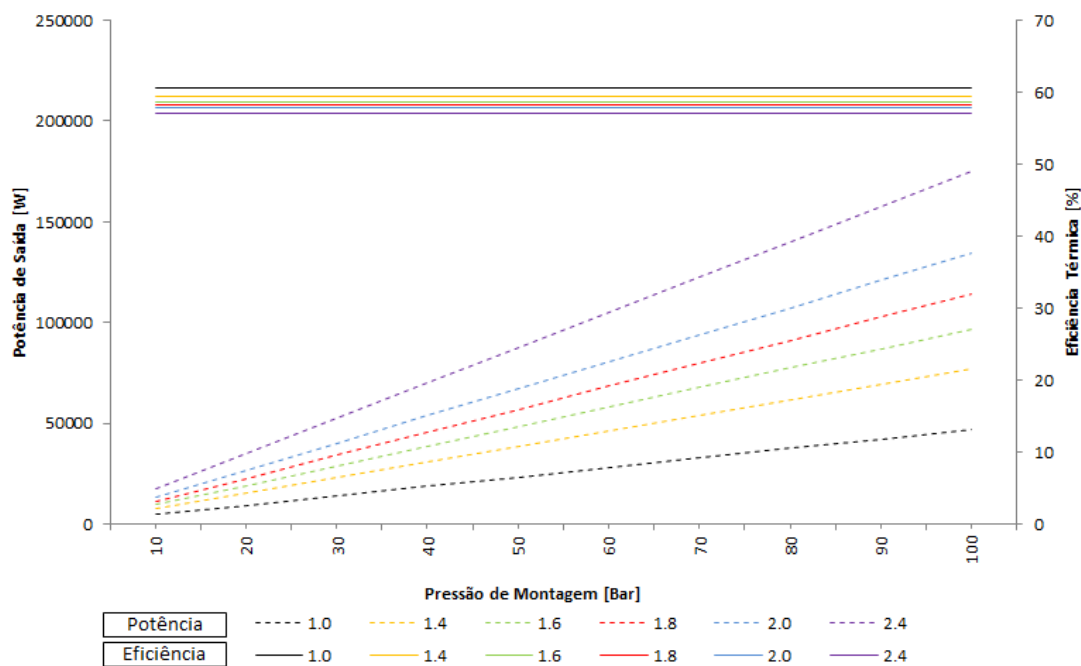


Figura 35. Efeito da pressão de montagem na potência e eficiência do motor.

Fonte: Autoria própria.

7.6 ÂNGULO DE FASE

O impacto da variação do ângulo de fase pode ser visualizado na Figura 36. A respeito da eficiência, observa-se que seu comportamento é descontínuo próximo aos ângulos 0° e 180° , ou seja, para os ângulos nos quais os pistões deslocam-se sempre na mesma direção ou em direção oposta. A potência, no entanto, revela que o motor funciona na faixa de 0° a 180° e para ângulos de fase maiores que 180° o ciclo Stirling passa a operar como uma bomba de calor ou refrigerador.

Para simplificar o estudo da influência do ângulo de fase, a Figura 37 apresenta apenas os ângulos para os quais o ciclo funciona como um motor.

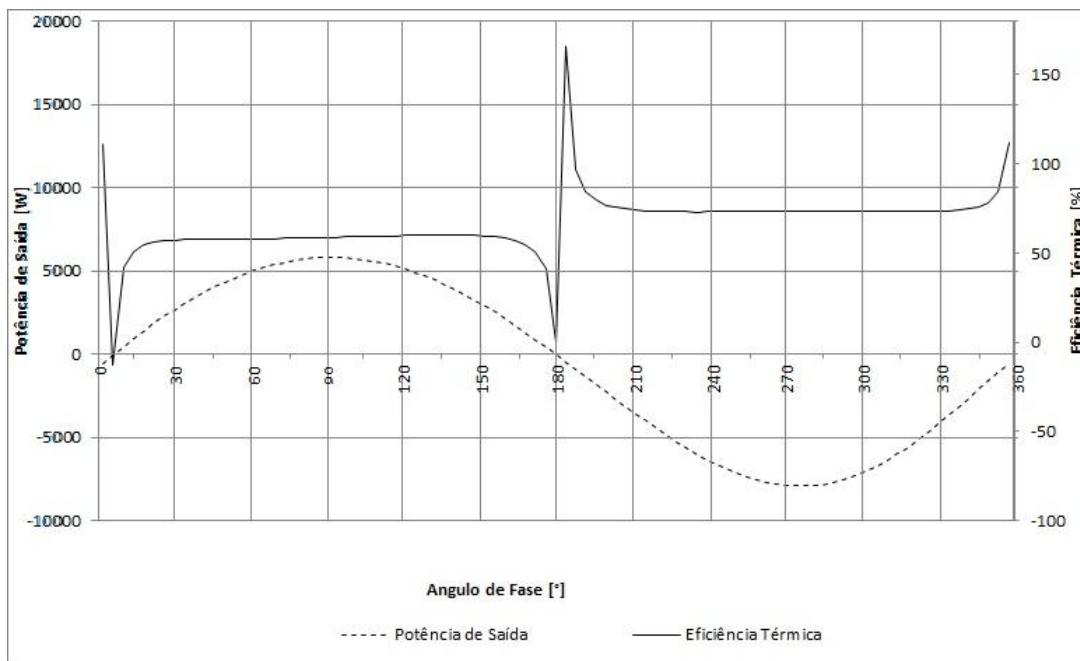


Figura 36. Variação da potência e eficiência do motor com o ângulo de fase.
Fonte: Autoria própria.

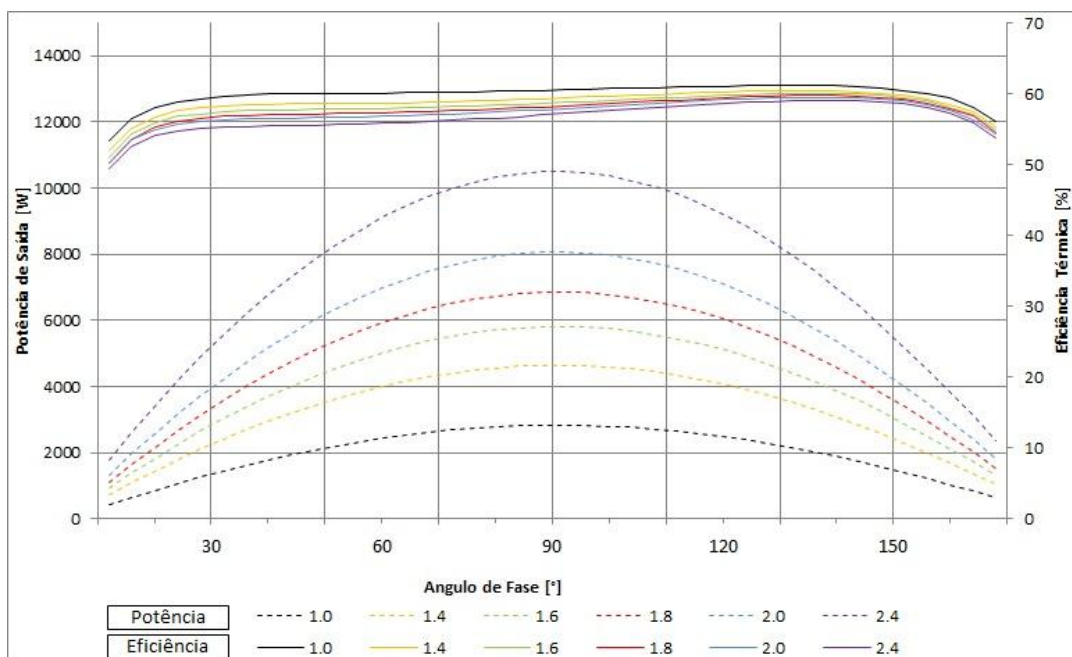


Figura 37. Efeito do ângulo de fase na potência e eficiência do motor.
Fonte: Autoria própria.

Observa-se que a potência é máxima para $\alpha = 90^\circ$ conforme previsto pela análise de Schmidt (MARTINI, 2004, p. 74) e que a eficiência é estável para uma grande faixa de valores. Isso é explicado pela formulação do volume, a qual indica que a máxima razão de compressão ocorre para o ângulo de 90° , provocando, para esse caso, a maior pressão média do ciclo.

7.7 FLUIDO DE TRABALHO

O efeito do fluido de trabalho na eficiência do motor está apresentado na Figura 38 enquanto a Figura 39 mostra o efeito sobre a potência de saída. Observa-se que o ar apresentou melhores resultados tanto para a eficiência quanto para a potência do motor, seguido pelos gases hidrogênio, argônio e hélio.

Sabe-se, no entanto, que outros fatores não considerados na análise são importantes para a seleção do fluido de trabalho, como a hermeticidade do motor e as perdas viscosas. Gases com menor massa atômica, por exemplo, são contidos com maior dificuldade no interior do motor e exigem vedações mais eficientes.

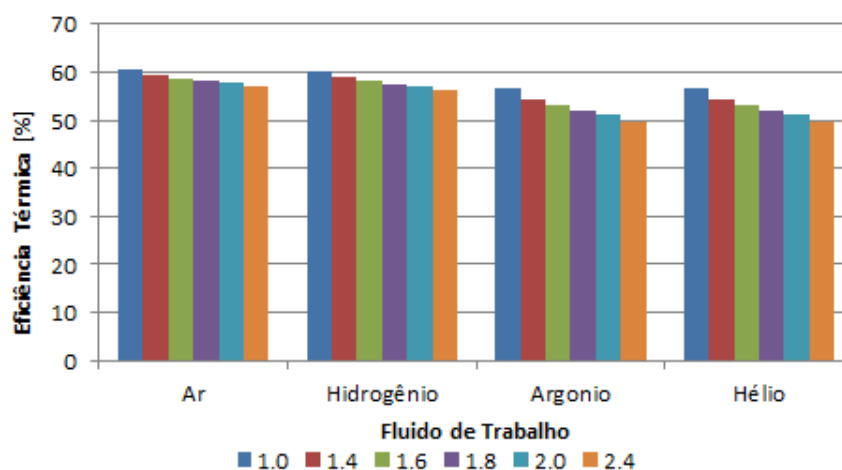


Figura 38. Efeito do fluido de trabalho na eficiência do motor.
Fonte: Autoria própria.

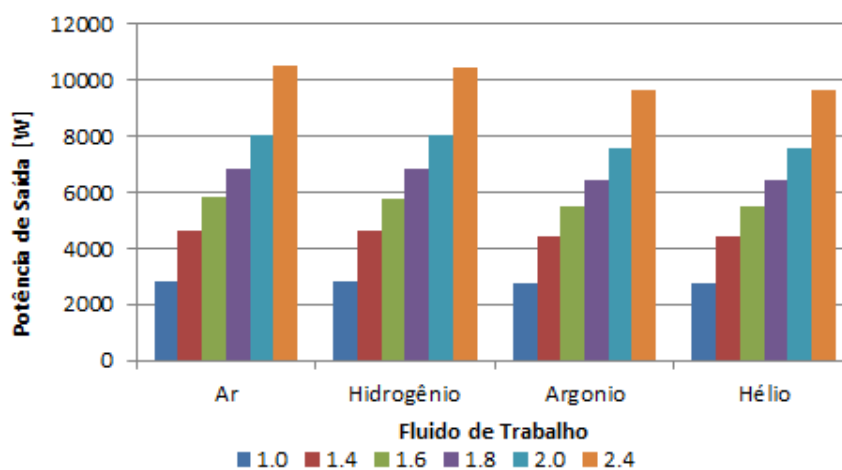


Figura 39. Efeito do fluido de trabalho na potência do motor.
Fonte: Autoria própria.

7.8 VOLUME DAS CÂMARAS DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO

A possibilidade de as características geométricas das câmaras de expansão e compressão serem diferentes motivou, ainda, um estudo relacionando diferentes volumes para os cilindros. Mais uma vez, foram avaliadas a eficiência e a potência do motor e os resultados estão apresentados nas Figuras 40 e 41.

Na Figura 40 evidencia-se que os volumes das câmaras de compressão e de expansão afetam a eficiência de formas diferentes: o aumento do volume de compressão provoca a redução da eficiência enquanto o do volume de expansão, o aumento da eficiência. Isso ocorre por que o cilindro de compressão está associado ao trabalho realizado sobre o fluido de trabalho para comprimi-lo, enquanto o cilindro de expansão está associado ao trabalho realizado pelo fluido de trabalho durante sua expansão.

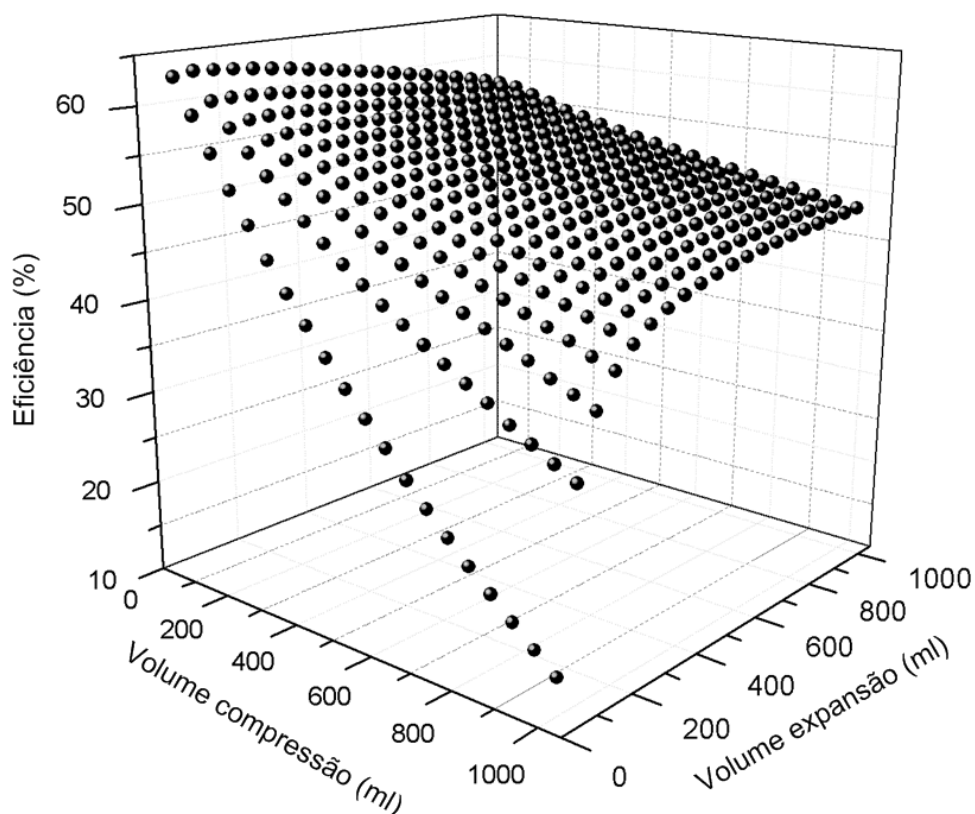


Figura 40. Efeito do volume das câmaras na eficiência do motor.
Fonte: Autoria própria.

Já a potência aumenta à medida que se incrementa o volume de qualquer uma das câmaras, conforme pode ser visto na Figura 41, devido ao aumento da massa do fluido de trabalho no interior do motor.

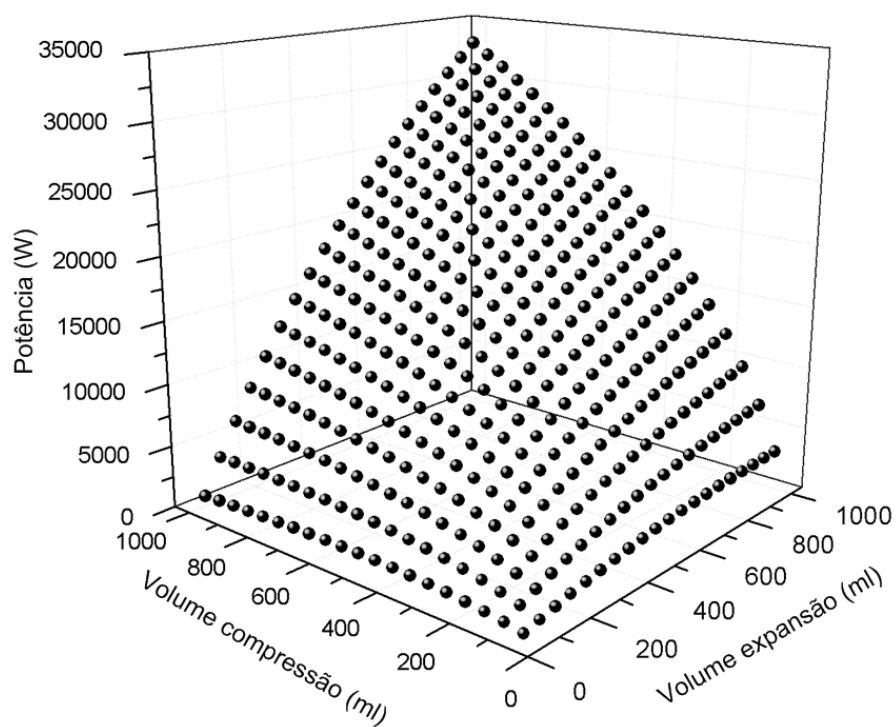


Figura 41. Efeito do volume das câmaras na potência do motor.

Fonte: Autoria própria.

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho apresentado visou à obtenção de um projeto térmico de um motor Stirling construído com peças comerciais, e que possa ser utilizado para gerar energia elétrica em pequena escala, para uma residência unifamiliar isolada (no meio rural). O estudo das famílias de motores de combustão comerciais mostrou, no entanto, que qualquer um dos motores estudados poderia atender a demanda de potência do sistema de geração idealizado e apresentado no Capítulo 4. Desta forma, pode-se considerar que o projeto térmico foi realizado, uma vez que os parâmetros térmicos para todas as famílias foram levantados.

O modelo computacional desenvolvido neste trabalho permite prever o desempenho do motor Stirling e é a maior contribuição deste projeto. Além disso, evidenciou-se o potencial do motor Stirling frente ao necessário desenvolvimento de fontes alternativas de energia e sua aplicabilidade para geração elétrica em pequena escala.

Contudo, limitações do programa foram levantadas durante o estudo paramétrico apresentado no Capítulo 7, de forma que é importante ressaltar a necessidade de melhorar o modelo matemático e computacional para permitir prever-se mais fielmente o comportamento do motor real. Pode-se ainda citar a consideração de propriedades variáveis para o fluido de trabalho e a adição de formulações para cálculo do desempenho e limitação dos trocadores de calor, bem como das perdas viscosas e inerciais como sugestão para iniciar a evolução do modelo proposto neste estudo.

Além do mais, a busca pela compreensão do por que da obtenção de resultados em desacordo com medições experimentais ou outros tipos de análise são pertinentes para a melhora da confiabilidade do modelo. A aplicação do modelo para um maior número de protótipos apresentados na bibliografia mostra-se, da mesma forma, necessária para aumentar a confiabilidade do programa.

Quanto ao projeto do motor, ainda é possível afirmar que, antes da construção de um protótipo, é indispensável elaborar um projeto de dimensionamento dos componentes a serem fabricados, especificar as peças comerciais tomando por base o projeto térmico e verificar os esforços atuantes sobre tais peças. Esta é mais uma recomendação para trabalhos futuros.

Observa-se, ainda, a necessidade de um estudo de viabilidade econômica para a fabricação e eventual comercialização de tais motores ou sistemas de geração de energia elétrica, bem como da execução de experimentos práticos para melhor levantamento dos dados de entrada para a simulação.

Finalmente, visualiza-se este trabalho como uma contribuição ao desenvolvimento de motores Stirling, principalmente no que diz respeito ao cenário brasileiro, onde tal tecnologia é raramente estudada.

REFERÊNCIAS

BANCO MUNDIAL. **Licenciamento ambiental de empreendimentos hidrelétricos no Brasil**: Uma contribuição para o debate. Volume 1: Relatório Síntese (Nº 40995-BR), Mar. 2008. 32 p. Disponível em <http://siteresources.worldbank.org/EXTWAT/Resources/4602122-1214578930250/Relatorio_SINTESE.pdf>. Acesso em: 12 out. 2011.

BATMAZ, Ihsan; ÜSTÜN, Süleyman. **Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters**. Applied Energy, v. 85, p. 1041-1049, Nov. 2008.

BERCHOWITZ, David M.; URIELI, Israel. **Stirling Cycle Engine Analysis**. 1. ed. Bristol: A. Hilger, 1984.

BHOI, P. R.; CHANNIWALA, S. A. **Emission characteristics and axial flame temperature distribution of producer gas fired premixed burner**. Biomass and Bioenergy, v. 33, p. 469-477, Mar. 2009.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco energético nacional 2010**: Ano base 2009. Rio de Janeiro: EPE, 2010.

GARCIA, Roberto. **Combustíveis e Combustão Industrial**. Rio de Janeiro: Interciência, 2002.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Pesquisa nacional por amostra de domicílios 2009**: Síntese dos indicadores. Rio de Janeiro, 2010.

_____. **Sinopse do Censo Demográfico 2010**: Tabela 1.4 - População nos Censos Demográficos, segundo as Grandes Regiões e as Unidades da Federação - 1872/2010. Disponível em <http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/censo2010/tabelas_pdf/Brasil_tab_1_4.pdf>. Acesso em: 02 out. 2011.

_____. **Sinopse do Censo Demográfico 2010**: Tabela 1.18 - Média de moradores em domicílios particulares ocupados, por situação do domicílio e localização da área, segundo as Grandes Regiões e as Unidades da Federação - 2010. Disponível em <http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/censo2010/tabelas_pdf/Brasil_tab_1_18.pdf>. Acesso em: 02 out. 2011.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key World Energy Statistics**. Paris: Soregraph, 2010.

KÖCKLER, Norbert. **Numerical Methods and Scientific Computing: Using Software Libraries for Problem Solving**. Oxford: Clarendon, 1994.

KONGTRAGOOL, Banchara; WONGWISES, Somchai. **Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator**. Renewable Energy, v. 31, p. 345-359, Mar. 2006.

MARTINI, William R. **Stirling Engine Design Manual**. Ed. de 1983. Honolulu: University Press of the Pacific, 2004.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

PARLAK, Nezaket; WAGNER, Andreas; ELSNER, Michael; SOYHAN, Hakan S. **Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions**. Renewable Energy, v. 34, p. 266-273, Jan. 2009.

SRIPAKAGORN, Angkee; SRIKAM, Chana. **Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine**. Renewable Energy, v. 36, p. 1728-1733, Jun. 2011.

THOMBARE, D. G.; VERMA, S. K. **Technological development in the Stirling cycle engines**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 12, p. 1-38, Jan. 2008.

TIMOUMI, Youssef; TLILI, Iskander; NASRALLAH, Sassi B. **Performance optimization of Stirling engines**. Renewable Energy, v. 33, p. 2134-2144, Set. 2008.

URIELI, Israel. **A computer simulation of Stirling cycle machines**. 1977. 282 f. Tese (PhD. em engenharia). University of the Witwatersrand, Joanesburgo, 1977.

VLASSOV, Dmitri. **Combustíveis, Combustão e Câmaras de Combustão**. Curitiba: UFPR, 2001.

WALKER, Graham. **Stirling Engines**. Nova Iorque: Oxford University Press, 1980.

APÊNDICE A: CÓDIGOS DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO MOTOR STIRLING

Neste apêndice estão apresentados todos os códigos referentes ao programa construído para a simulação de motores Stirling. É importante observar que esta seção está dividida de acordo com a estrutura do programa apresentada na Figura 21, ou seja, de acordo com cada arquivo do programa MatLab[®] criado para o modelo computacional.

Outra observação relevante a ser feita é que o texto das funções que se segue é uma exportação direta e sem edições a partir do *software* de forma a possibilitar a cópia das funções e execução do programa.

A Tabela 9 relaciona o nome das funções aos nomes dos arquivos e localização no apêndice.

Tabela 9. Relação de funções e localização no apêndice.

Nome	Arquivo	Apêndice
Simulação	Simulacao.m	A1
Parâmetros	Parametros.m	A2
Análise adiabática	Anadiabatica.m	A3
Runge Kutta 4ª ordem	rk4.m	A4
Set de funções	Funcset.m	A5
Volume	Volume.m	A6
Massa molar	MolarMass.m	A7
Calor específico	Cp.m	A8
Gráfico energia/ θ	plotEt.m	A9
Gráfico pressão/volume	plotpv.m	A10
Distribuição de massa	plotm.m	A11
Gráfico temperatura/ θ	plotTt.m	A12

Fonte: Autoria própria.

É importante, ainda, que se esclareça a notação utilizada na escrita do programa, de forma que a Tabela 10 relaciona as variáveis utilizadas neste trabalho com a notação aceita pelo MatLab ®.

Tabela 10. Relação de variáveis e suas respectivas grafias no programa.

Variável	Notação
η	ciclo.eficiencia
V_C	Vc_max
V_E	Ve_max
θ	Theta
α	Alfa
\dot{m}_{ck}	MFCK
\dot{m}_{kr}	MFKR
\dot{m}_{rh}	MFRH
\dot{m}_{he}	MFHE
c_p	gas.cp
c_v	gas.cv
γ	gas.gama
V_{cmorto}	Vc_morto
V_{emorto}	Ve_morto
\bar{R}	gas.R
\bar{M}	Fluido.M
ε_{reg}	e_reg
T'_h	Th_linha
T'_k	Tk_linha
\overrightarrow{T}_r	Tr_1
\overleftarrow{T}_r	Tr_2
$p_{montagem}$	Pressão_montagem
n	rpm

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE A1: SIMULAÇÃO

```

%Programa principal
clear;
clc;

Parametros;
% Variáveis globais:
global Ve_max Vc_max
global Vk Vr Vh Ve_morto Vc_morto
global gas fluido R
global Tk Th Tamb
global pressao_montagem M
global tipo

%% Propriedades do fluido de trabalho independentes da temperatura:
fluido.M = MolarMass(fluido.type);
gas.R = R / fluido.M; % J/kg-K

if tipo=='Alfa'
    Volume_montagem = Vc_max + Vc_morto + Ve_max/2 + Ve_morto + Vk + Vr +
    Vh;
else
    Volume_montagem = Vc_max + Vc_morto + Ve_max + Ve_morto + Vk + Vr +
    Vh;
end

M = pressao_montagem * Volume_montagem / (gas.R * Tamb);

[mat,dmat,ciclo] = Anadiabatica;

%% Mostra os Resultados
fprintf('==== Resultados da Análise Adiabática Ideal =====\n')
fprintf(' Tk: %.2f[K], Th: %.2f[K]\n', Tk, Th);
fprintf(' Calor transferido pelo Cooler: %.2f[W]\n', ciclo.Qk_calor);
fprintf(' Calor liquido transferido pelo Regenegrador: %.2f[W]\n',
ciclo.Qr_calor);
fprintf(' Calor Transferido pelo Aquecedor: %.2f[W]\n', ciclo.Qh_calor);
fprintf(' Potencia Total de Saída: %.2f[W]\n', ciclo.W_potencia);
fprintf(' Eficiencia Termica : %.1f[%%]\n', ciclo.eficiencia*100);
fprintf('=====\n')

plotpv(mat);
plotEt(mat,dmat);
if tipo=='Alfa'
    plotm;
end

```

APÊNDICE A2: PARÂMETROS

```

function Parametros

% Variáveis globais:
global Pistao Volume_camera Ve_max Vc_max
global Vk Vr Vh Ve_morto Vc_morto
global Tk Th Tamb
global ang_fase pressao_montagem
global freq rpm
global e_reg
global fluido R tipo

R = 8314; % J/kmol-K

%% Tipo do motor
tipo = 'Alfa';

%% Definição do fluido de trabalho
fluido.type = 'ar';

%% Dimensoes características:
Pistao.diametro = 69.40e-3; % mm e-3 m
Pistao.curso = 66.133e-3; % mm e-3 m
Volume_camera = 269.79e-6; % ml e-6 m^3

%% Volumes:
Ve_max = pi * Pistao.diametro^2 / 4 * Pistao.curso; % m^3
Vc_max = Ve_max; % m^3
Ve_morto = Volume_camera - Ve_max; % m^3
Vc_morto = Volume_camera - Vc_max; % m^3

%% Volumes dos trocadores:
Vk = 100e-6; % ml e-6 m^3
Vr = 100e-6; % ml e-6 m^3
Vh = 100e-6; % ml e-6 m^3

%% Temperatura de trabalho:
Tk = 120+273; % K
Th = 900+273; % K
Tamb = 290; % K

%% Eficiencias térmicas:
e_reg = 1;

%% Características gerais:
pressao_montagem = 2e5; % Pa
ang_fase = 90 * pi/180; % rad
rpm = 900; % rpm
freq = rpm / 60; % Hz

```

APÊNDICE A3: ANÁLISE ADIABÁTICA

```

function [mat,dmat,ciclo] = Anadiabatica

%Variáveis globais:
global gas Th_linha Tk_linha Tr e_reg
global Tk Th
global freq

TC = 1; % Temperatura do espaço de compressão (K)
TE = 2; % Temperatura do espaço de expansão (K)
QK = 3; % Calor transferido para o cooler (J)
QR = 4; % Calor transferido para o regenerador (J)
QH = 5; % Calor transferido para o aquecedor (J)
WC = 6; % Trabalho realizado pelo espaço de compressão (J)
WE = 7; % Trabalho realizado pelo espaço de expansão (J)
W = 8; % Trabalho total (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressão (Pa)
VC = 10; % Volume do espaço de compressão (m^3)
VE = 11; % Volume do espaço de expanssão (m^3)
MC = 12; % Massa de gas no espaço de compressão (kg)
MK = 13; % Massa de gas no cooler (kg)
MR = 14; % Massa de gas no regenerador (kg)
MH = 15; % Massa de gas no aquecedor (kg)
ME = 16; % Massa de gas no espaço de expansão (kg)
TCK = 17; % Temperatura da fronteira espaço de compressão / cooler (K)
THE = 18; % Temperatura da fronteira aquecedor / espaço de expansão (K)
MFCK = 19; % Fluxo de massa através da fronteira espaço de compressão /
cooler (kg/rad)
MFKR = 20; % Fluxo de massa através da fronteira cooler / regenerador
(kg/rad)
MFRH = 21; % Fluxo de massa através da fronteira regenerador / aquecedor
(kg/rad)
MFHE = 22; % Fluxo de massa através da fronteira aquecedor / espaço de
expansão (kg/rad)
%=====

% Calculos Preliminares dentro da analise
gas.cp = (cp(Th) + cp(Tk))/ 2; % J/kg-K

% Regeneracao e trocas térmica imperfeitas:
Th_linha = e_reg * (Th - Tk) + Tk;
Tk_linha = Th - e_reg * (Th - Tk);

% Calculos preliminares:
gas.cv = gas.cp - gas.R; % J/kg-K
gas.gama = gas.cp / gas.cv;
Tr_1 = (Th_linha - Tk) / log(Th_linha / Tk); % K
Tr_2 = (Th - Tk_linha) / log(Th / Tk_linha); % K
Tr = (Tr_1 + Tr_2)/2;

% Inicio do algoritimo para calculo iterativo
pontos = 36;
dTheta = 2*pi/pontos;
epsilon = .01;

```

```

%Condições Iniciais
y(TE) = Th;
y(THE) = Th;
y(TC) = Tk;
y(TCK) = Tk;

%% Condições para o laço
iteracao = 0;
erro = 10;
while((iteracao < 20)&(erro >= epsilon))
    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 : pontos)
        [Theta, y, dy] = rk4(Theta,dTheta,y);
    end
    erro = abs(y(TC) - tc0) + abs(y(TE) - te0);
    iteracao = iteracao + 1;
end

% Verifica se programa convergiu.
if(iteracao >= 20)
    fprintf('Programa não convergiu após %d iterações.\n',iteracao)
    return
end

%% Início do ciclo para salvar os dados nas matrizes mat e dmat
Theta = 0;
y(QK) = 0;
y(QR) = 0;
y(QH) = 0;
y(WC) = 0;
y(WE) = 0;
y(W) = 0;
mat = zeros(22,pontos+1);
dmat = zeros(16,pontos+1);

for(j = 1 : 22)
    mat(j , 1) = y(j);
end
for(j = 1 : 16)
    dmat(j , 1) = dy(j);
end
for(i = 2 : 1 : pontos+1)
    [Theta, y, dy] = rk4(Theta,dTheta,y);
    for(j = 1 : 22)
        mat(j , i) = y(j);
    end
    for(j = 1 : 16)
        dmat(j , i) = dy(j);
    end
end
end

```

APÊNDICE A4: RUNGE KUTTA 4ª ORDEM

```
function [x, y, dy] = rk4(x,dx,y)
n=7; % numero de equações diferenciais
x0 = x;
y0 = y;

[y,dy1] = feval('funcset',x0,y);

for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy1(i);
end

xm = x0 + 0.5*dx;
[y,dy2] = feval('funcset',xm,y);

for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy2(i);
end

[y,dy3] = feval('funcset',xm,y);

for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + dx*dy3(i);
end

x = x0 + dx;
[y,dy] = feval('funcset',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
```

APÊNDICE A5: SET DE FUNÇÕES

```

function [y,dy] = funcset(Theta,y)

% Variáveis globais:
global Vk Vr Vh
global gas
global Tk Th Tk_linha Th_linha
global M Tr

% Índices dos vetores:
TC = 1; % Temperatura do espaço de compressão (K)
TE = 2; % Temperatura do espaço de expansão (K)
QK = 3; % Calor transferido para o cooler (J)
QR = 4; % Calor transferido para o regenerador (J)
QH = 5; % Calor transferido para o aquecedor (J)
WC = 6; % Trabalho realizado pelo espaço de compressão (J)
WE = 7; % Trabalho realizado pelo espaço de expansão (J)
W = 8; % Trabalho total (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressão (Pa)
VC = 10; % Volume do espaço de compressão (m^3)
VE = 11; % Volume do espaço de expansão (m^3)
MC = 12; % Massa de gás no espaço de compressão (kg)
MK = 13; % Massa de gás no cooler (kg)
MR = 14; % Massa de gás no regenerador (kg)
MH = 15; % Massa de gás no aquecedor (kg)
ME = 16; % Massa de gás no espaço de expansão (kg)
TCK = 17; % Temperatura da fronteira espaço de compressão / cooler (K)
THE = 18; % Temperatura da fronteira aquecedor / espaço de expansão (K)
MFCK = 19; % Fluxo de massa através da fronteira espaço de compressão /
cooler (kg/rad)
MFKR = 20; % Fluxo de massa através da fronteira cooler / regenerador
(kg/rad)
MFRH = 21; % Fluxo de massa através da fronteira regenerador / aquecedor
(kg/rad)
MFHE = 22; % Fluxo de massa através da fronteira aquecedor / espaço de
expansão (kg/rad)

% Cálculo do volume:
[y(VC),y(VE),dy(VC),dy(VE)] = volume(Theta);

% Pressão:
y(P) = M * gas.R / (y(VC)/y(TC) + Vk/Tk + Vr/Tr + Vh/Th + y(VE)/y(TE));

% Diferencial da pressão:
dy(P) = (-y(P) * (dy(VC)/y(TCK) + dy(VE)/y(THE))) / (y(VC) / (y(TCK)*gas.gama) +
Vk/Tk + Vr/Tr + Vh/Th + y(VE) / (y(THE)*gas.gama));

% Acumulação de massa:
y(MC) = y(P) * y(VC) / (gas.R * y(TC));
y(MK) = y(P) * Vk / (gas.R * Tk);
y(MR) = y(P) * Vr / (gas.R * Tr);
y(MH) = y(P) * Vh / (gas.R * Th);
y(ME) = y(P) * y(VE) / (gas.R * y(TE));

% Diferencial de massa:

```



```

dy(MC) = (y(P) * dy(VC) + y(VC) * dy(P) / gas.gama) / (gas.R * y(TCK));
dy(ME) = (y(P) * dy(VE) + y(VE) * dy(P) / gas.gama) / (gas.R * y(THE));

dy(MK) = y(MK) * dy(P) / y(P);
dy(MR) = y(MR) * dy(P) / y(P);
dy(MH) = y(MH) * dy(P) / y(P);

% Fluxo de massa entre as células:
y(MFCK) = -dy(MC);
y(MFKR) = y(MFCK) - dy(MK);
y(MFHE) = dy(ME);
y(MFRH) = y(MFHE) + dy(MH);

% Temperatura condicional:
y(TCK) = Tk;
if(y(MFCK)>0)
    y(TCK) = y(TC);
end
y(THE) = y(TE);
if(y(MFHE)>0)
    y(THE) = Th;
end

% Temperaturas:
dy(TC) = y(TC) * (dy(P)/y(P) + dy(VC)/y(VC) - dy(MC)/y(MC));
dy(TE) = y(TE) * (dy(P)/y(P) + dy(VE)/y(VE) - dy(ME)/y(ME));

% Calculo do calor do regenerador:
Tkr = Tk;
Trh = Th;
dy(QR) = Vr * dy(P) * gas.cv/gas.R - gas.cp * (Tkr * y(MFKR) - Trh *
y(MFRH));

% Temperatura condicional para calculo dos calores do cooler e heater com
% regenerador não ideal:
if(y(MFKR)<0)
    Tkr = Tk_linha;
end
if(y(MFRH)>0)
    Trh = Th_linha;
end

% Calculo das energias:
dy(QK) = Vk * dy(P) * gas.cv/gas.R - gas.cp * (y(TCK) * y(MFCK) - Tkr *
y(MFKR));
dy(QH) = Vh * dy(P) * gas.cv/gas.R - gas.cp * (Trh * y(MFRH) - y(THE) *
y(MFHE));
dy(WC) = y(P) * dy(VC);
dy(WE) = y(P) * dy(VE);

% Trabalho líquido:
dy(W) = dy(WC) + dy(WE);
y(W) = y(WC) + y(WE);

```

APÊNDICE A6: VOLUME

```

function [vc,ve,dvc,dve] = volume(Theta)

global Ve_max Vc_max Ve_morto Vc_morto % Volumes máximos de compressão e
expansão (m^3)
global ang_fase % angulo de fase entre pistões (rad)
global tipo

if tipo=='Alfa'
    % Volume e diferencial de volume para o caso do tipo construtivo alfa
    vc = Vc_morto + 0.5 * Vc_max * (1 + cos(Theta - ang_fase));
    dvc = -0.5 * Vc_max * sin(Theta - ang_fase);

    ve = Ve_morto + 0.5 * Ve_max * (1 + cos(Theta));
    dve = -0.5 * Ve_max * sin(Theta);
else
    % Volume e diferencial de volume para o caso do tipo construtivo beta
    e gama
    vc = ( Ve_morto/2 + Vc_morto/2 ) + ( 0.5 * Vc_max * (1 + cos(Theta -
ang_fase)) + 0.5 * Ve_max * (1 - cos(Theta)) );
    dvc = -0.5 * Vc_max * sin(Theta - ang_fase) + 0.5 * Ve_max *
sin(Theta);

    ve = Ve_morto/2 + 0.5 * Ve_max * (1 + cos(Theta));
    dve = -0.5 * Ve_max * sin(Theta);
end

```

APÊNDICE A7: MASSA MOLAR

```
function M=MolarMass (gas)

if gas == 'ar' % Ar
    M = 28.96864; % kg/kmol
end

if gas == 'h2' % Hidrogenio
    M = 2.016; % kg/kmol
end

if gas == 'ag' % Argonio
    M = 39.95; % kg/kmol
end

if gas == 'he' % Helio
    M = 4.003; % kg/kmol
end
```

APÊNDICE A8: CALOR ESPECÍFICO

```
function cp=cp(T)

global fluido gas

if fluido.type == 'ar' % Ar
    alfa = 3.653;
    beta = -1.337e-3;
    gama = 3.294e-6;
    delta = -1.913e-9;
    epsilon = 0.2763e-12;
end

if fluido.type == 'h2' % Hidrogenio
    alfa = 3.057;
    beta = 2.677e-3;
    gama = -5.810e-6;
    delta = 5.521e-9;
    epsilon = -1.812e-12;
end

if fluido.type == 'ag' % Argonio
    alfa = 2.5;
    beta = 0;
    gama = 0;
    delta = 0;
    epsilon = 0;
end

if fluido.type == 'he' % Helio
    alfa = 2.5;
    beta = 0;
    gama = 0;
    delta = 0;
    epsilon = 0;
end

cp = (alfa + beta*T + gama*T^2 + delta*T^3 + epsilon*T^4)*gas.R;
```

APÊNDICE A9: GRÁFICO ENERGIA/ θ

```

function plotEt(mat,dmat)

% Índices de linhas:
QK = 3; % Calor transferido para o cooler (J)
QR = 4; % Calor transferido para o regenerador (J)
QH = 5; % Calor transferido para o aquecedor (J)
WC = 6; % Trabalho realizado pelo espaço de compressão (J)
WE = 7; % Trabalho realizado pelo espaço de expansão (J)
W = 8; % Trabalho total (WC + WE) (J)

% Gráfico E-Theta

figure
x = 0:10:360;
Qkol = mat(QK,:); % [J]
Qreg = mat(QR,:); % [J]
Qhot = mat(QH,:); % [J]
Work = mat(W,:); % [J]
dWork = dmat(W,:); % [J/rad]
Wcom = mat(WC,:); % [J]
Wexp = mat(WE,:); % [J]
plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.',x,Wcom,'b--',x,Wexp,'r--',x,dWork,'k-');
xlim([0 360]);
grid on
xlabel('Theta (graus)');
ylabel('Energia [Joules]');
title('Diagrama Energia (Theta)');

```

APÊNDICE A10: GRÁFICO PRESSÃO/VOLUME

```
function plotpv(mat)

% Índices de linhas:
P = 9; % Pressão (Pa)
VC = 10; % Volume do espaço de compressão (m^3)
VE = 11; % Volume do espaço de expanssão (m^3)

global Vk Vr Vh % Volumes (m^3)

% Gráfico p-v

figure
    vol = (mat(VC,:) + Vk + Vr + Vh + mat(VE,:)) * 1e6; % cm^3
    pres = (mat(P,:))*1e-5; % bar
    plot(vol,pres,'k')
    grid on
    xlabel('Volume (cm^3)')
    ylabel('Pressão (bar)')
    title('Diagrama P(v)')
```

APÊNDICE A11: DISTRIBUIÇÃO DE MASSA

```

function plotm

global Vc_max Ve_max % Volumes máximos (m^3)
global Vc_morto Ve_morto %Volumes mortos (m^3)
global ang_fase % Ângulo de fase (radians)
global Vk Vh Vr % Volumes (m^3)

% Domínio:
ang = [0:0.1:2*pi];
n = size(ang);

% Volumes variáveis:
for i = 1:n(2)
    deg(i) = ang(i)*180/pi;
    Ve(i) = 0.5 * Ve_max * (1+cos(ang(i)));
    Vc(i) = 0.5 * Vc_max * (1+cos(ang(i)-ang_fase+pi));
    vt(i) = Ve_max + Ve_morto + Vh + Vr + Vk + Vc_morto + Ve(i);
end

figure
    step = 30;
    for m = 1:step-1
        for i = 1:n(2)
            v(i) = Vc(i) + (m/step)*(vt(i)-Vc(i)); % Segmento de
            volume reduzido
        end
        hold on
        plot(deg,v,'k:')
        end
        hold on
        plot(deg,Vc,'k')
        plot(deg,vt,'k')

% Linhas verticais
L1 = Vc_max;
L2 = L1 + Vc_morto;
L3 = L2 + Vk;
L4 = L3 + Vr;
L5 = L4 + Vh;
L6 = min(vt);
point1 = [L1;L1];
point2 = [L2;L2];
point3 = [L3;L3];
point4 = [L4;L4];
point5 = [L5;L5];
point6 = [L6;L6];
point = [deg(n(2));0];
plot(point,point1,'b--',point,point2,'b--',point,point3,'k--')
plot(point,point4,'k--',point,point5,'r--',point,point6,'r--')
axis([0 deg(n(2)) 0 max(vt)])
xlabel('Theta (graus)')
ylabel('Volume (m^3)')
title('Diagrama de distribuicao de particulas')
hold off

```

APÊNDICE A12: GRÁFICO TEMPERATURA/ θ

```
function plotTt(mat)

% Índices de linhas:
TC = 1; % Temperatura do espaço de compressão (K)
TE = 2; % Temperatura do espaço de expansão (K)

global Tk Tr Th % Temperaturas (K)

% Gráfico T-theta
figure
    x = 0:360;
    Tcomp = mat(TC, :);
    Texp = mat(TE, :);
    plot(x, Tcomp, 'b-', x, Texp, 'r-');
    hold on
    x = [0, 360];
    y = [Tk, Tk];
    plot(x, y, 'b-')
    y = [Tr, Tr];
    plot(x, y, 'g-')
    y = [Th, Th];
    plot(x, y, 'r-')
    hold off
    grid on
    xlabel('Theta (graus)');
    ylabel('Temperatura (K)');
    title('Temperatura (Theta)');
```


ANEXO A: CARACTERIZAÇÃO TECNOLÓGICA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM MOTORES STIRLING

Esta seção anexa apresenta um documento disponível em <<http://www.dleg.state.mi.us/mpsc/electric/capacity/energyplan/alttech/Stirling%20engine%20characterizations.pdf>>. Neste arquivo, estão reunidas informações sobre o panorama da geração de energia elétrica utilizando-se motores Stirling nos Estados Unidos da América.

É importante esclarecer-se, ainda, que este documento é parte integrante do planejamento de energia para o século XXI, mais especificamente do subgrupo de tecnologias alternativas.

TECHNOLOGY CHARACTERIZATIONS
FOR ELECTRICAL GENERATION TECHNOLOGIES

Table 1: Technology Characterization Matrix

Technology	Stirling Engine	Stirling Engine
Basic Description	<p>The Stirling engine is a heat engine of the external combustion piston engine type whose heat-exchange process allows for near-ideal efficiency in conversion of heat into mechanical movement by following the Carnot cycle as closely as is practically possible with given materials. Coupled with an electric generator, can convert heat into electrical power. Intended for use with renewable fuels to serve distributed stationary power generation applications.</p> <p>Any temperature difference will power a Stirling engine and the term "external combustion engine" often applied to it is misleading. A heat source may be the result of combustion but can also be solar, geothermal, or nuclear or even biological. Likewise a "cold source" below the ambient temperature can be used as the temperature difference. A cold source may be the result of a cryogenic fluid or feed water. Since small differential temperatures require large mass flows, parasitic losses in pumping the heating or cooling fluids rise and tend to reduce the efficiency of the cycle.</p> <p>Because a heat exchanger separates the working gas from the heat source, a wide range of combustion fuels can be used, or the engine can be adapted to run on waste heat from some other process. Since the combustion products do not contact the internal moving parts of the engine, a Stirling engine can run on landfill gas containing siloxanes without the accumulation of silica that damages internal combustion engines running on this fuel. The life of lubricating oil is longer than for internal-combustion engines.</p> <p>The U.S. Department of Energy in Washington, NASA Glenn Research Center in Cleveland, and Stirling Technology Co. of Kennewick, Wash., are developing a free-piston Stirling converter for a Stirling Radioisotope Generator. This device would use a plutonium source to supply heat.</p> <p>There is a potential for nuclear powered Stirling engines in electric power generation plants. Replacing the steam turbines of nuclear power plants with Stirling engines would greatly simplify the plant, yield greater efficiency, and provide above all, a much greater margin of safety, while reducing radioactive by-products.</p>	<p>Stirling Engine</p>
Fuel Type(s) ¹	Natural Gas	Bio-gas
Unit Electrical Capacity (kW, or range of sizes in kW)	55	55

¹ Depending on operating characteristics, it may be necessary to completely separate Technology Type characterizations for at least some of the indicated categories, for the same basic technology using different types of fuel.

**TECHNOLOGY CHARACTERIZATIONS
FOR ELECTRICAL GENERATION TECHNOLOGIES**

DRAFT

8/9/2006

Technology	Stirling Engine	Stirling Engine
Installed Cost (\$/kW) ²	\$1218/kW (NOTE: DTE questions whether this is a fully installed cost)	\$1218/kW (NOTE: DTE questions whether this is a fully installed cost)
Electrical Efficiency (in %, HHV/LHV)	29% (LHV)	29% (LHV)
Heat Rate (BTU/kWh)	11,800	12,200
Net Efficiency (in %, Electrical + Thermal)	80	78
Waste Heat Temperature (degrees Centigrade)	58 deg C	58 deg C
Quantity/Quality of Waste Heat (e.g., lbs./hr steam, at what temperature)	330,000 BTU/hr	330,000 BTU/hr
Reactive Power ³ (Y/N)	Y	Y
Annual Availability (%) ⁴	95%	95%
Annual Forced Outage Rate (%) ⁵	5%	5%
Capacity Factor (annual average %) ⁶	NA	NA
Load Following Capability (Y/N) ⁷	N	N
In-Rush Capability (Y/N) ⁸	Y	Y
Fuel Cost (\$/kWh) ⁹	Dependent on installation and project, region of globe.	If renewable, fuel is usually "free."
CURRENT		
CURRENT		

² Installed Cost assumes no financing cost.
³ Does the technology provide Reactive Power.
⁴ For dispatchable technologies, % of time unit is available, not considering planned outages.
⁵ For dispatchable technologies, % of time unit is unavailable due to unplanned outages.
⁶ For non-dispatchable technologies, % of time units is available due to resource limitations (wind, solar)
⁷ Can these units follow load increases/decreases. If yes, provide the rate of change in kW per minute up or down. Describe operating characteristics under "Applications," below.
⁸ Does the technology provide In-Rush Capability.
⁹ Include ample description of assumptions regarding fuel type and price. Use a range of fuel cost, if necessary, based on variable fuel units.

TECHNOLOGY CHARACTERIZATIONS
FOR ELECTRICAL GENERATION TECHNOLOGIES

8/9/2006

DRAFT

Technology	Stirling Engine	Stirling Engine
Fixed O&M Cost (\$/kWh)	\$0.008/kWh	\$0.008/kWh
Variable O&M Cost (\$/kWh)	None	None
Levelized Cost (\$/kWh)		
Lead Time - order to install (Months) ¹⁰	3	3
Longevity/Durability (Months)	With regular maintenance and repair, no known limit	With regular maintenance and repair, no known limit
Footprint (ft ² /kW)	0.435	0.435
Criteria Emissions (lb/MWh) ¹¹	NOX - 1.0 CO - 6.0	NOX - 1.5 CO - 1.9
Toxic Emissions (lb/MWh) ¹²	None	None
Solid Waste, Water Quality Effects ¹³	NA	NA
Employment Effects ¹⁴		
Economic Multiplier Effects ¹⁵		
Accidents/Vulnerabilities ¹⁶		
Installed Cost (\$/kW)	\$1000/kW	\$1000/kW
Electrical Efficiency (LHV)	35%	35%
Availability (%)	97%	97%
Levelized Cost (\$/kWh)		

PROJECTED - 2010

¹⁰ Provide ample description of issues such as permitting requirements, interconnection process, manufacturing backlog for equipment, etc.

¹¹ Air emissions of CO, NOx, SOx, PM, PM10, PM2.5, Pb and VOCs.

¹² Air emissions Hg and other HAPs.

¹³ Qualitative description of solid wastes and water quality effects.

¹⁴ Employment effects are being estimated for a research project currently underway by Michigan DEQ and NextEnergy.

¹⁵ Economic multiplier information is expected to be available from the analysis being completed by MDEQ/Next Energy.

¹⁶ Include in qualitative discussion at end, under technical/marketing/etc. issues. The purpose of this proposed variable is to capture additional qualitative information about potential accidents or hazards due to natural disaster, human error, terrorist action, etc.

**TECHNOLOGY CHARACTERIZATIONS
FOR ELECTRICAL GENERATION TECHNOLOGIES**

DRAFT

8/9/2006

Technology	Stirling Engine	Stirling Engine
Installed Cost (\$/kW)	\$900/kW	\$900/kW
Electrical Efficiency (LHV)	45%	45%
Availability (%)	98%	98%
Levelized Cost (\$/kWh)	-	-
Applications ¹⁷	Any area where natural gas is present; rural or urban, if spark spread is agreeable.	Any source of methane, to include WWTPs, landfills, industrial and agricultural digesters, gasifiers, flare gas and coal bed methane. Any source of gaseous energy that meets minimal criteria.
Technology and Market Challenges	<p>Technical Challenges</p> <p>Some Stirling engine designs require both input and output heat exchangers, which must contain the pressure of the working fluid, and which must resist any corrosive effects due to the heat source. These increase the cost of the engine, especially when they are designed to the high level of "effectiveness" (heat exchanger efficiency) needed for optimizing fuel economy. Fuel economy may not be an issue with the advantages of using unlimited but unusual fuel sources that a Stirling engine can make use of.</p> <p>Stirling engines that run on small temperature differentials are quite large for the amount of power that they produce, due to the heat exchangers. Increasing the temperature differential allows for smaller Stirling engines that produce more power.</p> <p>Dissipation of waste heat is especially complicated because the coolant temperature is kept as low as possible to maximize thermal efficiency. This drives up the size of the radiators markedly, which can make packaging difficult. This has been one of the factors limiting the adoption of Stirling engines as automotive prime movers. (Conversely, it is convenient for domestic or business heating systems where combined heat and power (CHP) systems show promise.</p> <p>A "pure" Stirling engine cannot start instantly; it literally needs to "warm up". This is true of all external combustion engines, but the warm up time may be shorter for Stirlings than for others of this type such as steam engines. Stirling engines are best used as constant run, constant speed engines.</p> <p>Power output of a Stirling is constant and hard to change rapidly from one level to another. Typically, changes in output are achieved by varying the displacement of the engine (often through use of a washplate crankshaft arrangement) or by changing the mass of entrained working fluid (generally helium or hydrogen). This property is less of a drawback in hybrid electric propulsion or base load utility generation where a</p>	

¹⁷ Qualitative discussion of current and potential applications of the technology.

**TECHNOLOGY CHARACTERIZATIONS
FOR ELECTRICAL GENERATION TECHNOLOGIES**

DRAFT

8/9/2006

Technology	Stirling Engine	Stirling Engine
	<p>constant power output is actually desirable.</p> <p>Hydrogen's lowest molecular weight makes it the best working gas to use in a Stirling engine, but as a tiny molecule, it is very hard to keep it inside the engine and auxiliary systems need to be typically added to maintain the proper quantity of working fluid. These systems can be as simple as a gas storage bottle or as complicated as a gas generator. In any event, they add weight, increase cost, and introduce some undesirable complications. Some engines use air as the working fluid which is less thermodynamically efficient but avoids loss problems. Most technically advanced Stirling engines like those developed for United States government labs use helium as the working gas, because it functions close to the efficiency of hydrogen with fewer of the material containment issues.</p> <p>Market Challenges:</p> <p>Spark spread (i.e. cost of natural gas relative to cost of grid electricity).</p> <p>Market acceptance of new product.</p>	<p>Stirling Engine</p>
<p>Commercial Status / # Units in the Field</p>	<p>STM – 20-30 units total</p> <p>Whisper Gen and Sunpower – NA</p> <p>Stirling Energy Systems – 500 MW “SolarOne” project with Southern California Edison will be completed by 2009.</p>	
<p>Leading Manufacturers</p>	<p>STM Power</p> <p>Whisper Gen</p> <p>Sunpower</p> <p>Stirling Energy Systems</p>	
<p>Manufacturing Locations</p>	<p>Ann Arbor, MI</p> <p>New Zealand</p> <p>United Kingdom</p> <p>Athens, OH</p>	
<p>Comments</p>	<p>Boxes shaded in gray reflect ONLY data from STM Power</p>	

Sources:

Dave Miklosi, STM Power, 7/26/06

<http://www.stmpower.com/>

<http://www.whispergen.com/main/acwhispergen/>

<http://www.sunpower.com/>

<http://www.stirlingenergy.com/>

http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine

ANEXO B: CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS ELETRODOMÉSTICOS UTILIZADOS NO SISTEMA DE CONSUMO DA RESIDÊNCIA

Nesta seção estão reunidas fichas técnicas que subsidiaram a escolha das potências de acionamento dos equipamentos eletrodomésticos utilizados para o dimensionamento da demanda de energia da residência isolada.

Estas informações foram buscadas em sítios da internet, cujos *links* estão referenciados para cada material na tabela.

Tabela 11. Links de referência para fichas técnicas apresentadas nesta seção anexa.

Equipamento	Referência
Lâmpadas	http://www.avantsp.com.br/pt/catalogo-de-produtos/compactas-fluorescentes-integradas/linha-baixa-tensao-12vdc
Geladeira	http://www.consul.com.br/Home/Geladeiras/GeladeirasConvencionais/GeladeiraDispenserdeagua241litros
Televisão	http://www.panasonic.com.br/products/compare/print.aspx?id=4560286&cat=116
Bomba d'água	http://www.shurflo.com/marine-products/marine-pumps/fresh-water-pumps/aqua-king-fresh-water-pumps/default.html#tab7

Fonte: Autoria própria.

Lâmpadas Fluorescentes Compactas Integradas

Linha Baixa Tensão 12VDC

Apresentação

A lâmpada eletrônica de baixa tensão 12VDC é ideal em locais que utiliza bateria como gerador de energia elétrica. Por ser uma lâmpada fluorescente compacta tem baixo consumo energético, resultando uma melhor autonomia da bateria.

Características

- Lâmpada fluorescente compacta em 11W com 2U, 13W e 15W em 3U
- Acendimento automático
- Baixa dissipação térmica
- Emissão de cor branca - 6500K
- Vida longa - duram até 6.000 horas



Aplicações

Ideal em locais que utilizam bateria como geradores de energia elétrica

- Residências e locais que utilizam painéis de energia solar
- Barcos
- Lanchas
- lates
- Geradores a combustíveis
- Energia eólica

Informações Comerciais

Código Comercial	Código Barra - EAN 13 Individual	Código Barra - DUN 14 Coletiva	Potência	Tensão	Emb. Coletiva
CFLI-2U-BR-11W-12VDC	7898238930397	57898238930392	11W	12VDC	5 x X 10 un = 50
CFLI-3U-BR-13W-12VDC	7898238930403	57898238930408	13W	12VDC	
CFLI-3U-BR-15W-12VDC	7898238930373	57898238930378	15W	12VDC	



Serviço de Orientação Técnica Avânt
e-mail: sota@avantsp.com.br

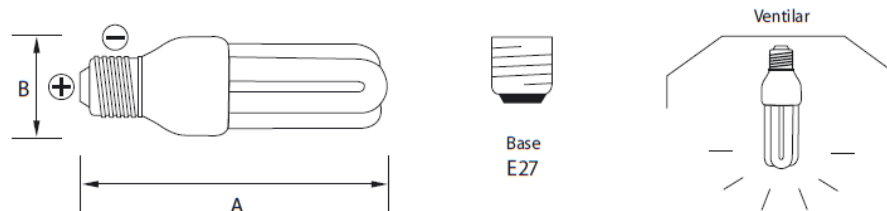
As informações deste catálogo poderão sofrer alterações sem prévio aviso. As fotos são meramente ilustrativas. Em caso de dúvida consulte o SOTA.



Abril/11

Linha Baixa Tensão 12VDC

Informações Técnicas



Atenção: Na instalação da lâmpada 12VDC o terminal do centro da base da rosca é o positivo e o terminal lateral é o negativo. Não inverta essas polaridades pois a lâmpada não funcionará, podendo até mesmo ser danificada.

Modelo	Potência (W)	Base	Tensão (VDC)	Fluxo Luminoso (lm)	Equivale a Incandescente (w)	Temperatura de Cor (K)	Vida Média (h)	IRC	Dimensões (mm)	
									A	B
CFLI-2U-BR-11W-12VDC	11	E27	12	520	40	6500	6.000	80	145	44
CFLI-3U-BR-13W-12VDC	13	E27	12	620	50	6500	6.000	80	128	53
CFLI-3U-BR-15W-12VDC	15	E27	12	725	50	6500	6.000	80	138	53



Serviço de Orientação Técnica Avanti
e-mail: sota@avantsp.com.br

As informações deste catálogo poderão sofrer alterações sem prévio aviso. As fotos são meramente ilustrativas. Em caso de dúvida consulte o SOTA.

Abril/11

Consul - Parte da sua casa. Geladeiras Geladeiras Convencionais **Geladeira Consul Dispenser de água - 241 litros**

Geladeira Consul Dispenser de água - 239 litros (CRP28)



Ampliar 

Geladeira Consul Dispenser de água - 239 litros



Se você tem pouco espaço na cozinha mas não quer abrir mão de uma geladeira com a porta totalmente aproveitável e que ainda ofereça a praticidade do dispenser de água na porta, a Consul CRP28 é ideal para suas necessidades.

Por que comprar uma Geladeira Consul?



Economia de Energia
Produto com Classe A de consumo de energia



Dispenser de água na porta
Água gelada sem abrir a porta

Cores Disponíveis

Branco

[Ir para loja virtual](#)

 [Compartilhar](#)

[Imprimir](#)

Diferenciais	Instalação	Dicas de uso	Limpeza e Manutenção	Especificações Técnicas	Download de Materiais	Ajuda e Suporte
Código		CRP28BBBNA		CRP28BBBANA		
Garantia		1 ano		1 ano		
Cor		Branco		Branco		
Voltagem		220 V		110 V		
Altura		148,6 cm		148,6 cm		
Largura		47,7 cm		47,7 cm		
Profundidade		65,0 cm		65,0 cm		
Peso líquido		40,0 kg		40,0 kg		
Consumo aproximado de energia		22,7 W		22,7 W		
Capacidade do freezer		22 l		22 l		
Compartmento de resfriamento extra		Sim		Sim		
Dispenser de água na porta		Sim		Sim		
Gavetão de legumes		Sim		Sim		
Porta totalmente aproveitável		Sim		Sim		
Prateleiras removíveis e reguláveis		Sim		Sim		
Capacidade total		239 l		239 l		
Classificação energética		A		A		
Gavetas		Legumes		Legumes		
Iluminação interna		Sim		Sim		
Porta-ovos		Sim		Sim		
Sistema de degelo		Manual		Manual		
Controle de Temperatura		Externo		Externo		
Capacidade da geladeira		219 l		219 l		

Ainda com dúvidas

Encontre o produto ideal

Em dúvida sobre o melhor modelo? Não tem problema, a Consul ajuda você. Basta indicar

Entenda as tecnologias

Em dúvida sobre o melhor modelo? Não tem problema, a Consul ajuda você.

LCD TV Viera

**VIERA - TC-L32C5B**

A mais avançada tecnologia de painéis de LCD
 Aprecie Imagens em qualquer ângulo (178 graus)
 Central multimídia com leitor para cartões SD e entrada USB (Foto, Música e Filme)
 Exclusiva Função Easy IPTV com acesso ao Sunday TV, Facebook e ShoutCast
 WiFi Ready
 Certificação DLNA

1- Sintonizador de TV

Sistema de Canais	NTSC/PAL-M/PAL-N/ISDB-T
-------------------	-------------------------

2 - Imagem

Tamanho da tela	32" (80 cm) diagonal
-----------------	----------------------

Painel	IPS LCD
--------	---------

Contraste (Dinâmico)	-
----------------------	---

Resolução TV	1.366 x 768
--------------	-------------

Capacidade de Reprodução HDTV (1080p, 1080i, 720p)	Sim
--	-----

Modo de imagem	Dinâmico/ Normal/ Cinema/ True Cinema/ Game
----------------	---

Ângulo de visão	178 graus
-----------------	-----------

Filtro	Não
--------	-----

Drive do Painel	60 Hz
-----------------	-------

Taxa de Atualização	60 Hz
---------------------	-------

24p Playback/24p Smooth Film	Sim/Não
------------------------------	---------

Sinais de PC Compatíveis	XGA/WXGA/SXGA 60Hz/1920x1080(HDMI)
--------------------------	------------------------------------

Formatos Compatíveis	1125p (50/60 - HDMI)/1125i (50/60)/750p (50/60)/625p (50)/525p (60)/625i (50)/525i (60)
----------------------	---

Smart VIERA Engine Pro	Não
------------------------	-----

3 - 3D

Painel 3D	Não
-----------	-----

Conversor 2D/3D	Não
-----------------	-----

Óculos 3D	Não
-----------	-----

4 - Som

Alto Falantes	2 x 5 watt
---------------	------------

3D Real Sound	Não
Modo de Som	Music/Speech/User
Virtual Surround	V-Audio Surround
Dolby Digital/DTS	Dolby Digital
5 - Entrada/Saída	
Entradas HDMI	2 (traseiro)
Entrada Vídeo Composto	2 (1 traseiro/1 lateral)
Entrada Vídeo Componente dividido com Vídeo Composto	1 (traseiro)
Entrada PC	1 (traseiro)
Saída Áudio Digital (Óptico)	1 (traseiro)
SD Card	Sim
USB	1 (lateral)
Saída Áudio Analógico	1 (traseiro)
Entrada áudio (HDMI, PC, Composto, Componente)	2 (1 traseiro/ 1 lateral)
Entrada de rede (LAN)	1 (traseiro)
Saída Fone de Ouvido	1 (lateral)
6 - Funções	
Media Player	Sim (AVCHD/SDVIDEO/MotionJPEG/MP4/DivX HD/WMV/MKV/AVI/MP3/AAC/WMA/JPEG)
DTVi	Não
VIERA Connect	Não
Easy IPTV	Sim
Internet Browser	Não
Skype	Não
Função Multi-Tarefa	Não
Social TV (Facebook/Twitter)	Não
VIERA Remote	Não
Application	
Adaptador Wireless	WiFi Ready (Requer uso de adaptador USB não incluso na embalagem. Acessório vendido separadamente)
DLNA	Sim
USB HDD / SD Card Recording	Não
VIERA Link	Sim
VIERA Tools	Sim
Navegação Ecológica	Sim
7 - Geral	
Voltagem	AC 110 - 220 V

Dimensões (L x A x P) (sem base)	763 x 478 x 85 mm
Peso (com base)	8.0 kg
Observações	-
Release Completo	-
Consumo de energia (pico máximo)	92 W
Consumo de energia (Stand by)	0.25 W
Peso (sem base)	7.5 kg

[Print](#)

MARINE PRODUCT DATA SHEET

OEM: 2901-0203 (Aqua-King 2.0)
AFTERMARKET: 2901-0213 (Aqua-King 2.0)

APPLICATION

Multi-fixture marine fresh water installations. Other uses may include 12V DC pressurized water systems in cabins. This pump may be used for general fresh water transfer.



PUMP:

Type: 3 Chamber Diaphragm
 Ports: 1/2"-14 NPSM-Male.
 Liquid: 130 °F [54 °C] Max
 Dry-Prime: 6 feet [1.82 M]
 Inlet PSI: 30 PSI [2.1 Bar] Max
 Run Dry: Yes

ELECTRICAL:

Motor: 12VDC Permanent Magnet, Intermittent Duty
 Protection: Thermal Overload, Automatic Restart
 Leads: 16 AWG, 16" [40 cm] Red +, 13" [33 cm] Black -
 Fuse: 7 Amp Recommended
 Control: Adjustable Switch. Shut-Off 30 PSI [2.0 Bar] ± 5 PSI [0.4Bar] Restart 15 PSI [1.0 Bar] ± 5 PSI [0.4 Bar]

MATERIALS:

Housing: Polypro
 Valves: EPDM
 Diaphragm: Santoprene
 Hardware: Stainless Steel

APPROVALS:

Ignition Protection 8846, CE

WARRANTY:

3 Year Limited Warranty.
 Contact SHURflo for details

SHIPPING:

Net Weight: 4 Lbs [1.8 Kg] each
 Carton Quantity: 6
 Carton Weight: 28 Lb [12.7 Kg]
 Carton Size: 23"L x 17"W x 5"H
 [58.4cm x 43.1cm x 12.7cm]

RELATED DOCUMENTS:

Catalog: MS-030-140
 Installation Manual: 911-740
 Applications Spec Guide: MS-020-005

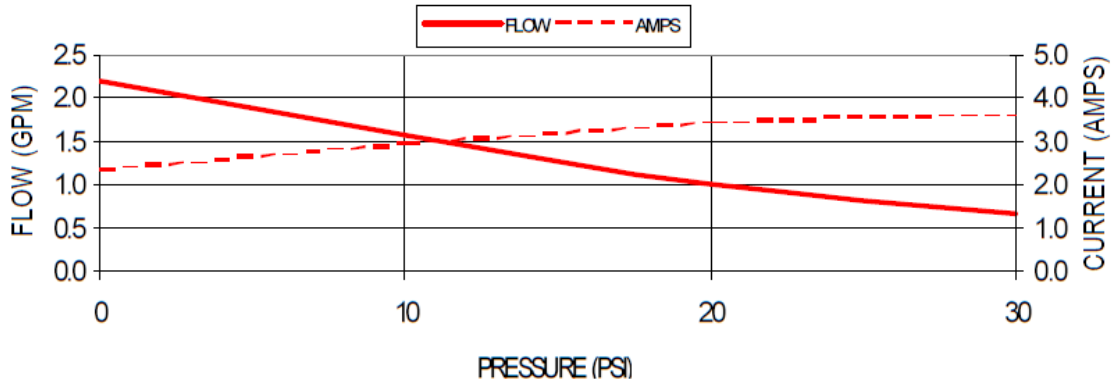


Repair Kits

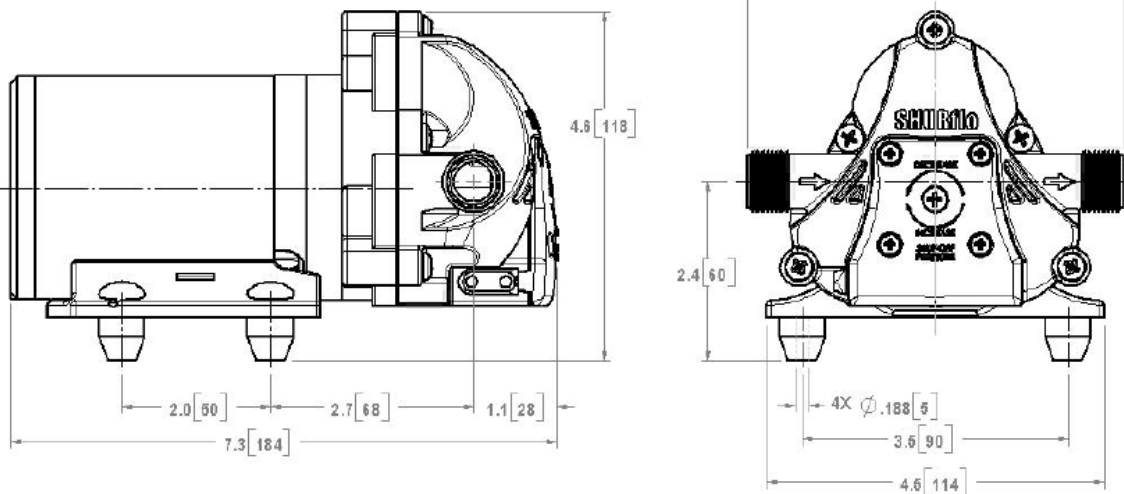
Number	Description	Part Number
1	Switch Assy	94-706-00
2	Upper Hsg	94-706-01
3	Valve Assy	94-706-02
4	Drive Assy	94-706-06
5	Motor	94-77-035-17

TYPICAL PERFORMANCE

PRESSURE		FLOW		CURRENT
BAR	PSI	GPM	LPM	AMPS
0.0	0	2.20	8.32	2.30
0.7	10	1.58	5.98	2.95
1.4	20	1.00	3.78	3.41
2.1	30	0.68	2.57	3.60



DIMENSIONS [mm]



Visit our Web Site at <http://www.shurflo.com>
 Shurflo reserves the right to update specifications,
 change prices, or make substitutions without notice.



SHURflo
 5900 Katella Avenue
 Cypress, CA 90630
 Phone (562) 795-5200
 Toll Free (800) 854-3218
 Fax (562) 795-7564

SHURflo East
 52748 Park Six Court
 Elkhart, IN 46514-5427
 Phone (562) 795-5200
 Toll Free (800) 854-3218
 Fax (574) 264-2169

**SHURflo Europe, Middle East, Africa
 Pentair Water Belgium bvba**
 Industriepark Wolfstee, Toekomstlaan 30
 B-2200 Herentals, Belgium
 Phone +32-14-283500
 Fax +32-14-283505



Pentair Water

FLOW TECHNOLOGIES GROUP
 5900 Katella Ave, Cypress, CA 90630
 Phone (800) 854-3218 • (562) 7956200 • Fax (562) 795-7564
www.shurflo.com