

Laura Vitória Rezende Dias

**Modelagem e Análise Experimental de
um Protótipo Didático de Motor *Stirling***

Goiânia

2016

TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR AS TESES E DISSERTAÇÕES ELETRÔNICAS NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

1. Identificação do material bibliográfico: Dissertação [] Tese

2. Identificação da Tese ou Dissertação

Nome completo do autor: *Laura Vitória Rezende Dias*

Título do trabalho: *Modelagem e Análise Experimental de um Protótipo Didático de Motor Stirling.*

3. Informações de acesso ao documento:

Concorda com a liberação total do documento SIM [] NÃO¹

Havendo concordância com a disponibilização eletrônica, torna-se imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF da tese ou dissertação.

Laura Vitória Rezende Dias
Assinatura do (a) autor (a)

Data: *13 / 01 / 17*

¹ Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à coordenação do curso. Os dados do documento não serão disponibilizados durante o período de embargo.

Laura Vitória Rezende Dias

Modelagem e Análise Experimental de um Protótipo Didático de Motor *Stirling*

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de Computação da Universidade Federal de Goiás, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Área de concentração: Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Antônio César Baleeiro Alves

Universidade Federal de Goiás

Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de Computação

Orientador: Prof. Dr. Antônio César Baleeiro Alves

Goiânia

2016

Laura Vitória Rezende Dias

Modelagem e Análise Experimental de
um Protótipo Didático de Motor *Stirling*/ Laura Vitória Rezende Dias. – Goiânia,
2016

Orientador: Prof. Dr. Antônio César Baleeiro Alves

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Goiás
Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de Computação, 2016.

1. motor *Stirling*. 2. modelo isotérmico de Schmidt. 3. energia renovável. 4.
motor de combustão externa. I. Orientador Prof. Dr. Antônio César Baleeiro Alves.
II. Universidade Federal de Goiás. III. Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de
Computação. IV. Título de Mestre em Engenharia Elétrica



Ata de Dissertação de Mestrado

Ata da sessão de julgamento da Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica e de Computação, área de concentração Engenharia de Computação, do candidato **Laura Vitória Rezende Dias**, realizada em 05 de dezembro de 2016.

Aos cinco dias do mês de dezembro de dois mil e dezesseis, às 08h30min, na sala Caryocar Brasiliensis, bloco "A" da Escola de Engenharia Elétrica e de Computação (EMC), Universidade Federal de Goiás (UFG), reuniram-se os seguintes membros da Comissão Examinadora designada pela Coordenadoria do Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica e de Computação: Os Doutores Antônio César Baleeiro Alves – Orientador (EMC/UFG), Enes Gonçalves Marra – EMC/UFG, Sigeo Kitatani Júnior – EMC/UFG, Geraldo Caixeta Guimarães – FEELT/UFU, para julgar a Dissertação de Mestrado de **Laura Vitória Rezende Dias**, intitulada "**Modelagem e Análise Experimental de um Protótipo Didático de Motor Stirling**", apresentada pelo Candidato como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre, em conformidade com a regulamentação em vigor. O Professor Doutor Antônio César Baleeiro Alves Presidente da Comissão, abriu a sessão e apresentou o candidato que discorreu sobre seu trabalho, após o que, foi argüido pelos membros da Comissão na seguinte ordem: Geraldo Caixeta Guimarães, Enes Gonçalves Marra e Sigeo Kitatani Júnior. A parte pública da sessão foi então encerrada e a Comissão Examinadora reuniu-se em sessão reservada para deliberar. A Comissão julgou então que o candidato, tendo demonstrado conhecimento suficiente, capacidade de sistematização e argumentação sobre o tema de sua Dissertação, foi considerado **aprovado** e deve satisfazer as exigências listadas na Folha de Modificação de Dissertação de Mestrado, em anexo a esta Ata, no prazo máximo de 60 dias, ficando o professor orientador responsável por atestar o cumprimento dessas exigências. Os membros da Comissão Examinadora descreveram as justificativas para tal avaliação em suas respectivas Folhas de Avaliação, anexas a esta Ata. Nada mais havendo a tratar, o presidente da Comissão declarou encerrada a sessão. Nos termos do Regulamento Geral dos Cursos de Pós-graduação desta Universidade, a presente Ata foi lavrada, lida e, julgada conforme, segue assinada pelos membros da Comissão supracitados e pelo candidato. Goiânia, 05 de dezembro de 2016.

Comissão Examinadora Designada:

Antônio César Baleeiro Alves
Antônio César Baleeiro Alves – Orientador (EMC/UFG) (Avaliação: APROVADO.)

Geraldo Caixeta Guimarães
Geraldo Caixeta Guimarães – FEELT/UFU (Avaliação: Aprovado)

Enes Gonçalves Marra
Enes Gonçalves Marra – EMC/UFG (Avaliação: aprovado)

Sigeo Kitatani Júnior
Sigeo Kitatani Júnior – EMC/UFG (Avaliação: aprovada)

Candidato:

Laura Vitória Rezende Dias
Laura Vitória Rezende Dias

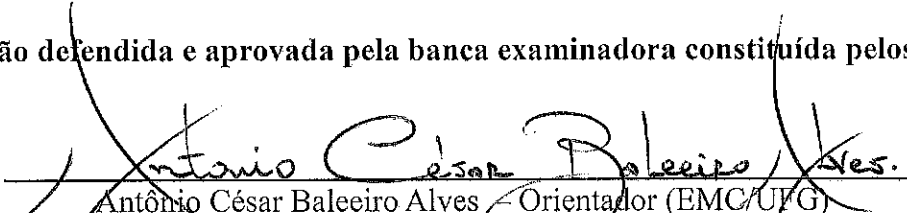


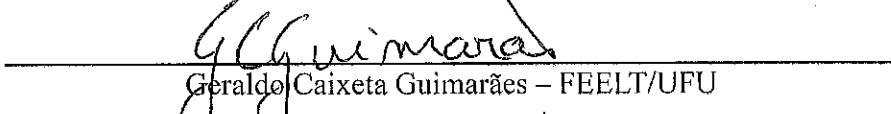
FOLHA DE APROVAÇÃO

"Modelagem e Análise Experimental de um Protótipo Didático de Motor Stirling"

Laura Vitória Rezende Dias

Dissertação defendida e aprovada pela banca examinadora constituída pelos senhores:


Antônio César Baleeiro Alves – Orientador (EMC/UFG)


Geraldo Caixeta Guimarães – FEELT/UFU


Enes Gonçalves Marra – EMC/UFG


Sigeo Kitatani Júnior – EMC/UFG

Goiânia, 05 de dezembro de 2016

*Este trabalho é dedicado com muito carinho a Lilia Leocadia Cabral Rezende, minha mãe,
pela sua resignação e coragem.*

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar a Deus, por direcionar minha vida e pela sua misericórdia e infinita bondade.

Agradeço ao meu orientador prof. Antônio César Baleeiro Alves pela paciência, disposição e prontidão durante esse tempo de orientação.

Agradeço minha família pelo apoio, paciência e acolhimento fraterno. Em especial minha mãe Lilia e minha pequena irmã Lívia.

Agradeço minha amiga Fernanda Soares Santos pela amizade fraterna e por disponibilizar as ferramentas necessárias para o desenvolvimento do protótipo.

*“Não vos amoldeis às estruturas deste mundo,
mas transformai-vos pela renovação da mente,
a fim de distinguir qual é a vontade de Deus:
o que é bom, o que Lhe é agradável, o que é perfeito.
(Bíblia Sagrada, Romanos 12, 2)*

Modelagem e Análise Experimental de um Protótipo Didático de Motor *Stirling*

Resumo

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um protótipo didático de motor *Stirling*, que foi concebido com o intuito de compreender a máquina principalmente em relação as partes componentes, as dificuldades construtivas e os tipos de parâmetros relevantes para o desempenho. Partindo de dados geométricos e termodinâmicos do protótipo, com aplicação da modelagem de Schmidt, elaborou-se um programa digital que permite calcular grandezas como potência de saída e rendimento. Empregando o protótipo, foram também realizados ensaios em bancada de laboratório, para os quais utilizou-se um sistema de aquisição de dados implementado na plataforma eletrônica Arduino Uno. Através do uso de sensores de efeito Hall e de temperatura, seguindo os passos do algoritmo proposto por Conner, foi possível levantar dados como temperatura e revoluções por minuto (rpm) do volante acoplado ao eixo do protótipo, o que permitiu estimar sua potência de saída e as condições operacionais, como a temperatura do gás nos espaços de compressão e expansão, etc. A comparação entre a simulação computacional e os resultados dos ensaios em bancada demonstrou a influência dos dados construtivos do protótipo (volumes, temperatura da fonte, etc.) sobre a potência de saída e o rendimento do protótipo e também o quão distante está o dispositivo construído do modelo ideal proposto por Schmidt. Os resultados obtidos pelos ensaios mostraram que o protótipo alcança velocidade de rotação de até 1.200 rpm a uma temperatura de 159 graus Celsius da fonte térmica externa ao motor, com potência de saída de 100 miliwatt. O protótipo resultante desta pesquisa, apesar de pequeno porte, permitiu a obtenção de informações importantes que podem abrir caminhos para a construção de motores *Stirling* de maiores dimensões e conseqüentemente com valores de potências de saída para utilização prática.

Palavras-chave: motor *Stirling*. modelo isotérmico de Schmidt. energia renovável. motor de combustão externa.

Modeling and Experimental Analysis of a Didactic Prototype *Stirling* Engine

Abstract

This work is the development of a prototype for Stirling engine which was designed with the aim of understanding the machine mainly about the component parts, construction difficulties and type of relevant parameters for its performance. Starting from geometric and thermodynamic data from the prototype, with application of the Schmidt modeling, a digital program was developed to calculate values such as power output and efficiency. The prototype was also used to carry out bench tests using a data acquisition system implemented in electronics platform Arduino Uno. Using Hall-effect and temperature sensors, following the steps of the algorithm proposed by Conner, it was possible to raise data as temperature and revolutions per minute (rpm) for the flywheel coupled to the prototype shaft, these variables made possible to estimate the power output and operational conditions such as the gas temperature in compression and expansion spaces, etc. The comparison between results from simulations and the bench tests demonstrated the great influence of prototype construction data (volumes, source temperature, etc.) on the output power and the performance of the equipment and also how far is the constructed device from the ideal model proposed by Schmidt. The experiments have shown that the prototype can reach a rotation speed up to 1.200 rpm at 159 degrees Celsius of external engine heat source, with output power of 100 milliwatt. The prototype resulting from this research, although small, has allowed the access to important information that can open paths to the construction of larger Stirling engines and consequently with output powers closer to practical use.

Keywords: Stirling engine. isothermal model of Schmidt. renewable energy. external combustion engine.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Tecnologia <i>Stirling</i> para produção de calor e energia a partir de biomassa	29
Figura 2 – Esquema de funcionamento da planta Stirling CHP	30
Figura 3 – Motor <i>Stirling</i> com acionamento a partir de energia solar	31
Figura 4 – Motor <i>Stirling</i> com acionamento a partir de combustível nuclear	32
Figura 5 – Diagrama $p \times V$ do ciclo Carnot	38
Figura 6 – Diagrama da máquina de Carnot	39
Figura 7 – Diagramas $p \times V$ e $T \times s$ do ciclo Otto	40
Figura 8 – Diagramas $p \times V$ e $T \times s$ do ciclo Diesel	42
Figura 9 – Diagramas $p \times V$ e $T \times s$ do ciclo <i>Stirling</i>	43
Figura 10 – Configuração de motor <i>Stirling</i> tipo alfa	50
Figura 11 – Configuração de motor <i>Stirling</i> tipo beta	51
Figura 12 – Configuração de motor <i>Stirling</i> tipo gama	52
Figura 13 – Distribuição espacial da temperatura nos espaços de trabalho da análise de Schmidt	55
Figura 14 – Perfil de temperatura linear do gás no regenerador	56
Figura 15 – Análise do fluxo de energia num espaço	57
Figura 16 – Esquema de um motor <i>Stirling</i> tipo Gama	59
Figura 17 – Desenho dos componentes do protótipo	66
Figura 18 – (a) Bloco do motor, (b) cabeçote	66
Figura 19 – (a) Volante do motor, (b) virabrequim	67
Figura 20 – (a) Deslocador, (b) biela	67
Figura 21 – Cilindros de expansão e compressão	68
Figura 22 – Visão em perspectiva do protótipo	69
Figura 23 – Protótipo construído com peças usinadas	70
Figura 24 – Cilindro de expansão com arrefecimento feito por água	71
Figura 25 – Fotografia do protótipo finalizado	72
Figura 26 – (a) Protótipo de motor Stirling, (b) Detalhes do virabrequim	73
Figura 27 – Detalhes do eixo de manivelas	73
Figura 28 – Dispositivo tipo diafragma	74
Figura 29 – Esquema de ligação do sistema de medição	79
Figura 30 – Gráfico $p \times V$ obtido pela simulação de Schmidt	83
Figura 31 – Comportamento de W_{liq} com a variação de T_e	84
Figura 32 – Comportamento de W_{liq} com a variação de T_c	84
Figura 33 – Comportamento de W_{liq} com a variação de p	85
Figura 34 – Aparato experimental para medições	87
Figura 35 – Temperatura na superfície do permutador de aquecimento	88

Figura 36 – Temperatura na superfície do permutador de arrefecimento	88
Figura 37 – Sensores termopares fixados no interior do cilindro	89
Figura 38 – Evolução da temperatura do gás no espaço de expansão	90
Figura 39 – Evolução da temperatura do gás no espaço de compressão	90
Figura 40 – Comportamento da velocidade e da temperatura com o tempo	91
Figura 41 – Gráfico da energia cinética no tempo	91
Figura 42 – Gráfico da energia cinética em função da velocidade angular	92
Figura 43 – Diagrama de subespaços da máquina para análise de Urieli	103
Figura 44 – Características técnicas do MOD II	115

Lista de tabelas

Tabela 1 – Convenção de sinais no sistema termodinâmico	36
Tabela 2 – Propriedades dos principais fluidos de trabalho	58
Tabela 3 – Propriedades dos principais fluidos de trabalho	63
Tabela 4 – Especificações técnicas do sensor LM35	77
Tabela 5 – Especificações técnicas do módulo MAX6675	78
Tabela 6 – Especificações técnicas do sensor US1881	78
Tabela 7 – Variáveis de entrada da simulação de Schmidt	81
Tabela 8 – Variáveis referentes as condições de operação	81
Tabela 9 – Variação de V e p com relação ao ângulo θ	82
Tabela 10 – Resultados da simulação para o protótipo	82
Tabela 11 – Influência de V_{de} em P	85

Lista de abreviaturas e siglas

AIP	<i>Air Independent Propulsion</i>
ASE	<i>Automotive Stirling Engine</i>
CHP	<i>Combined Heat and Power</i>
GD	Geração Distribuída
GNV	Gás Natural Veicular
IDE	<i>Integrated Development Environment</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
USB	<i>Integrated Development Environment</i>

Lista de símbolos

φ	Ângulo de defase
θ	Posição angular do eixo de manivelas
α	Aceleração angular
κ	Condutividade térmica
ϕ	Diâmetro
ρ	Densidade
η	Rendimento térmico
τ	Torque
ω	Velocidade angular
μ	Viscosidade
c_p	Calor específico do gás a pressão constante
c_v	Calor específico do gás a volume constante
R	Constante universal dos gases
E	Energia
E_c	Energia cinética
U	Energia interna
E_p	Energia potencial
s	Entropia
M	Massa total do sistema
I	Momento de inércia
T	Período
p	Pressão
P	Potência

Q	Quantidade de calor
Q_q	Quantidade de calor fornecido pela fonte quente
Q_f	Quantidade de calor rejeitado para a fonte fria
n	Quantidade de matéria
T_q	Temperatura da fonte quente
T_f	Temperatura da fonte fria
T_e	Temperatura do gás no espaço de expansão
T_c	Temperatura do gás no espaço de compressão
T_r	Temperatura do gás no regenerador
W	Trabalho
V	Volume
V_c	Volume do gás no espaço de compressão
V_f	Volume do gás no permutador arrefecedor
V_r	Volume do gás no regenerador
V_q	Volume do gás no permutador aquecedor
V_e	Volume do gás no espaço de expansão
V_{de}	Volume deslocado do espaço de expansão
V_{dc}	Volume deslocado do espaço de compressão
V_{me}	Volume morto do espaço de expansão
V_{mc}	Volume morto do espaço de compressão
V	Volume total

Sumário

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Considerações Iniciais	27
1.2	Breve Histórico do motor <i>Stirling</i>	27
1.3	Aplicações do motor <i>Stirling</i>	28
1.3.1	Motor <i>Stirling</i> aplicado no setor automotivo	28
1.3.2	Motor <i>Stirling</i> operando com biomassa	29
1.3.3	Concentrador solar acoplado ao motor <i>Stirling</i>	30
1.3.4	Motor <i>Stirling</i> em aplicação de baixa potência	31
1.3.5	Protótipos de motor <i>Stirling</i>	32
1.3.6	Justificativa e objetivos	33
1.3.7	Estrutura da dissertação	33
2	FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA APLICADOS ÀS MÁQUINAS TÉRMICAS	35
2.1	Considerações iniciais	35
2.2	Primeira lei da Termodinâmica	35
2.3	Segunda lei da Termodinâmica	37
2.4	Ciclos termodinâmicos de máquinas térmicas	38
2.4.1	Ciclo Carnot	38
2.4.2	Ciclo Otto	39
2.4.3	Ciclo Diesel	41
2.4.4	Ciclo <i>Stirling</i>	43
2.4.5	Ciclo termodinâmico reversível e irreversível	45
2.5	Considerações finais	46
3	MOTOR STIRLING	47
3.1	Considerações iniciais	47
3.2	Partes componentes do motor <i>Stirling</i>	47
3.2.1	Regenerador	48
3.2.2	Permutadores de calor de aquecimento e arrefecimento	48
3.2.3	Pistão de trabalho	48
3.2.4	Deslocador	48
3.2.5	Virabrequim	49
3.2.6	Biela	49
3.2.7	Volante	49
3.3	Configurações básicas de motores <i>Stirling</i>	49

3.3.1	Motor <i>Stirling</i> tipo alfa	50
3.3.2	Motor <i>Stirling</i> tipo beta	51
3.3.3	Motor <i>Stirling</i> tipo gama	52
3.4	Vantagens e desvantagens do motor <i>Stirling</i>	53
3.5	Modelagem e análise de motor <i>Stirling</i>	54
3.5.1	Análise isotérmica ideal de Gustav Schmidt	54
3.5.2	Análise a partir do fluxo de energia	57
3.5.3	Análise de Schmidt para o motor <i>Stirling</i> tipo gama	59
3.6	Perdas de energia	62
3.7	Considerações finais	63
4	DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO E SISTEMA ELETRÔNICO DE AQUISIÇÃO DE DADOS	65
4.1	Considerações iniciais	65
4.2	Construção do protótipo de motor <i>Stirling</i> tipo gama	65
4.3	Instrumentação do motor	74
4.3.1	Dinâmica do movimento de rotação aplicado ao volante	75
4.3.1.1	Energia cinética de rotação e momento de inércia	76
4.3.1.2	Torque, Trabalho e Potência	76
4.3.2	Sistema de aquisição de dados	77
4.3.2.1	Medição de temperatura	77
4.3.2.2	Medição do período entre as revoluções do volante	78
4.4	Considerações finais	79
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	81
5.1	Simulação computacional do ciclo <i>Stirling</i> do protótipo	81
5.1.1	Influência da variação da temperatura nos espaços de trabalho	83
5.1.2	Influência da variação da pressão de operação	83
5.1.3	Influência da variação do volume de massa deslocado	84
5.2	Resultados de bancada de ensaios	86
5.2.1	Energia cinética e potência	89
5.3	Considerações finais	91
	REFERÊNCIAS	97
	APÊNDICES	101
	APÊNDICE A – MÉTODO DE TERCEIRA ORDEM	103

APÊNDICE B – CÓDIGO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO ELETRÔNICA	107
APÊNDICE C – CÓDIGO DE SIMULAÇÃO DA ANÁLISE DE SCHMIDT	109
ANEXOS	113
ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO MOTOR MOD II	115

1 Introdução

O motor *Stirling* é uma máquina térmica que funciona basicamente com qualquer fonte de calor externa. É constituído basicamente pelo arranjo pistão-cilindro, sendo que no interior do cilindro há um fluido de trabalho confinado. Neste capítulo é apresentado um breve histórico deste motor e suas aplicações destacando o seu potencial para operação em sistemas de geração de energia elétrica com fontes renováveis.

1.1 Considerações Iniciais

Entre os desafios da humanidade, na atualidade, destaca-se a necessidade de desenvolver formas sustentáveis e eficientes de utilização dos recursos energéticos disponíveis na natureza. Para vencer este desafio, as ações passam pelo aprimoramento de tecnologias existentes para redução de emissão de poluentes, criação de sistemas eficazes de tratamento de resíduos industriais e o incremento do uso de fontes renováveis.

Neste panorama, o motor *Stirling* tem conquistado espaço, pois o seu funcionamento precisa basicamente de qualquer fonte de calor, tais como petróleo, biomassa, madeira, energia solar, energia nuclear, dentre outras. A energia térmica não aproveitada pelas indústrias também é útil como uma fonte de calor externa para acionar o motor (CERVANTES, 2006). Assim, no contexto energético global, é pertinente a investigação do motor *Stirling* como mais uma solução alternativa para diversificação energética.

1.2 Breve Histórico do motor *Stirling*

Em 1816, o clérigo escocês Robert Stirling e seu irmão James Stirling criaram uma máquina térmica que converte energia calorífica em energia mecânica. O motor *Stirling* apresentava um mecanismo de operação mais seguro que os motores a vapor de então. Para melhorar o rendimento do motor, Robert propôs o regenerador térmico que se trata de um trocador de calor regenerativo que tem por função armazenar e ceder calor ao fluido de trabalho durante o ciclo (GINGERY, 1990).

Em 1938, o professor Gilles Holst observou a grande diferença entre os resultados teóricos e práticos quanto à eficiência dos motores *Stirling*. Assim, dedicou-se a investigá-los desenvolvendo protótipos experimentais em parceria com a *Philips* (empresa holandesa). Em 1947 foram publicados projetos de motores com pesos e volumes reduzidos, velocidade média de operação de 2.000 *rpm* e potência de saída em torno de 2 *hp* sob pressões de 20 *atm* a 50 *atm* (FINKELSTEIN; ORGAN, 2001).

O motor *Stirling* não se desenvolveu em larga escala desde a sua criação devido a limitações construtivas como a dificuldade de manter a vedação dos cilindros, bem como, a necessidade de obter materiais adequados para permitir a operação do motor sob pressão e temperatura altas. Além disso, o motor a combustão interna superava o motor *Stirling* por apresentar elevada densidade de potência e maior capacidade de resposta.

Nos últimos anos, empresas passaram a investir na fabricação e comercialização deste motor, o que evidencia que parte das limitações construtivas associadas a essa tecnologia foi superada e demonstra sua viabilidade em diversas aplicações. Atualmente, eles têm sido empregados em aplicações como: sistemas de refrigeração, sistemas AIP (*Air Independent Propulsion*) de submarinos, indústria espacial e geração de energia elétrica.

1.3 Aplicações do motor *Stirling*

Nesta seção é apresentada uma breve exposição do motor *Stirling* no setor automotivo e, em seguida, os avanços de sua aplicabilidade em sistemas de micro-geração de energia elétrica.

1.3.1 Motor *Stirling* aplicado no setor automotivo

Em 1971, a *Ford Motor Company* e a *Philips* implementaram o programa *Automotive Stirling Engine* (ASE) com o gerenciamento de projetos sob a responsabilidade do centro de pesquisa *NASA-Lewis*. O programa teve como objetivo investigar o potencial do motor *Stirling* em veículo automotivo (KITZNER, 1977).

O motor Mod II foi construído durante a vigência do projeto para realização de testes e avaliações experimentais. Para realização de testes de desempenho, o Mod II foi instalado no compartimento de motor de um Chevrolet *Celebrity*. Os testes demonstraram que o Mod II apresentou desempenho equivalente ao motor de ignição por faísca do *Celebrity*.

O desenvolvimento da arquitetura do Mod II proporcionou avanços investigativos como: aumento da densidade de potência, operação sob elevadas temperatura e pressão, redução do custo de fabricação, dentre outros. Além disso, comparado ao motor de ignição por faísca, o motor *Stirling* apresentou economia de combustível superior e baixas emissões de gases (ERNEST; SHALTENS, 1997).

Os resultados experimentais mostraram que o Mod II obteve uma eficiência máxima de 38,5% para uma potência indicada de 30,4 kW a 15 MPa. Demais características de desempenho operacional deste motor podem ser verificadas na tabela disponível no anexo A (NIGHTINGALE, 1986). A literatura específica aborda que limitações técnicas como problemas de vedação do gás de trabalho e limitações operativas como controle

de velocidade e partida lenta são ainda fatores que têm restringido a inserção do motor *Stirling* no setor automotivo.

1.3.2 Motor Stirling operando com biomassa

A biomassa é uma fonte com grande potencial energético formada por derivados de matéria orgânica como lenha, bagaço da cana-de-açúcar, serragem, madeira, capins, plantas, esterco, resíduos agrícolas e restos de alimentos. É uma fonte de energia abundante principalmente em regiões isoladas como áreas rurais e agroindustriais (MOURA, 2016). Geralmente é transformada em gases e/ou líquidos e utilizada como combustível em motores de combustão interna, turbinas a gás e motores *Stirling*.

A biomassa também abrange todo tipo de resíduos e efluentes rurais, agroindustriais e urbanos. Neste contexto, o esgoto é um dos resíduos cujo potencial energético pode ser aproveitado para geração de eletricidade (ZILOTTI, 2012).

O processo de fermentação anaeróbica do esgoto produz biogás e o calor liberado pela combustão do biogás em câmaras de combustão pode ser aproveitado para acionar um motor *Stirling*. Em 2010, a empresa alemã WUDAG implantou na estação de tratamento de esgoto de *Niederfrohna* (município no estado da Saxônia, Alemanha) um sistema de produção combinada de calor e energia elétrica utilizando a tecnologia *Stirling* CHP (WUDAG, 2016).

Desenvolvida pela empresa dinamarquesa *Stirling DK*, a tecnologia *Stirling* CHP apresenta capacidade operacional para produção de 35 kW de potência elétrica. Além disso, uma potência térmica de 140 kW é obtida pelo aproveitamento do calor dos gases liberados na saída da câmara de combustão e utilizada para realizar o aquecimento das instalações da própria estação (Fig. 1).

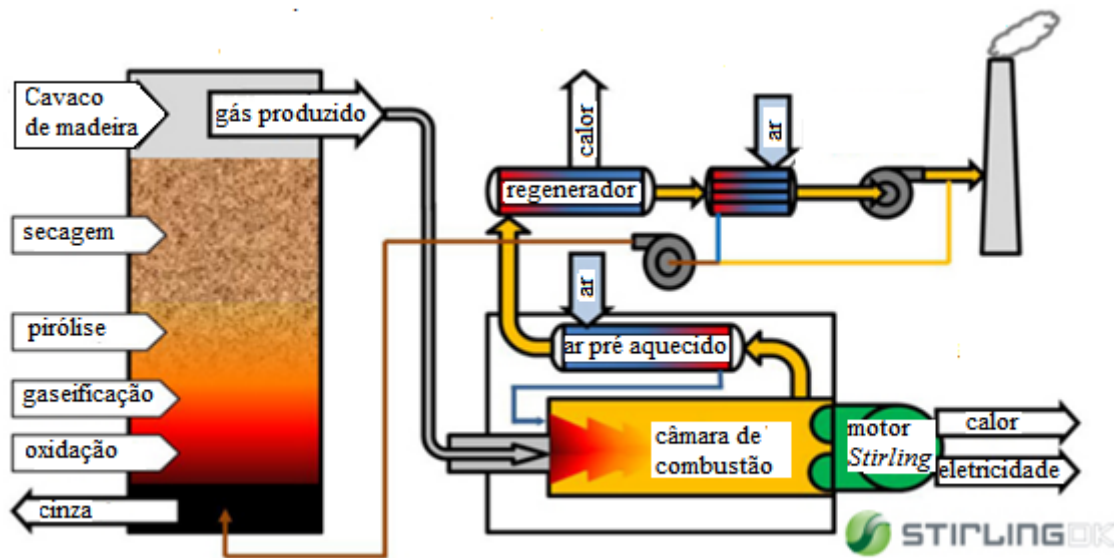
Figura 1 – Tecnologia *Stirling* para produção de calor e energia a partir de biomassa



Fonte: <<http://www.stirling-energie.de/en/reference>>.

A Fig. 2, adaptada da figura original, mostra o esquema de funcionamento da planta *Stirling* CHP. O biogás gerado pela fermentação anaeróbica durante o tratamento do esgoto da estação é queimado na câmara de combustão e o calor extraído é utilizado para acionar o motor.

Figura 2 – Esquema de funcionamento da planta *Stirling* CHP



Fonte: Adaptado de <<http://www.stirling-energie.de/en/reference>>.

A aplicabilidade dessa solução em regiões isoladas, cujo fornecimento de energia pela rede elétrica convencional é limitado, favorece a geração de energia elétrica de forma sustentável pelo aproveitamento de fontes renováveis disponíveis no local (SEPULVEDA et al., 2008).

Essa solução faz parte do contexto da Geração Distribuída (GD), na qual se produz eletricidade em pequena ou média escala, interligando essa produção à rede de distribuição ou destinando-a para atendimento do próprio consumidor produtor. A GD é um sistema viável no que tange a possibilidade de produção de potência de reserva para suprir eventos emergentes, bem como, aliviar picos de carga (CARVALHO et al., 2016).

1.3.3 Concentrador solar acoplado ao motor *Stirling*

O Brasil apresenta grandes áreas apropriadas para fixação de parques geradores de energia elétrica a partir do aproveitamento da radiação solar. Dentre os sistemas passíveis de aplicação, destacam-se os sistemas fotovoltaicos e a geração heliotérmica.

Os sistemas fotovoltaicos consistem em painéis semicondutores, equipamentos eletrônicos e de controle, que são dispostos para receber a radiação solar. Os painéis são formados por células fotovoltaicas que transformam a radiação solar diretamente em energia elétrica.

A geração heliotérmica usa espelhos que refletem e concentram a luz solar em um único ponto do equipamento, de modo a acumular o calor proveniente dos raios solares e aquecer água para geração de vapor. O vapor é utilizado para mover uma turbina e, conseqüentemente, acionar um gerador.

De forma similar, projetos de coletores solares de disco parabólico acoplados ao motor *Stirling* também têm sido aplicados na geração de energia elétrica. É interessante citar a companhia sueca *RiPasso Energy* que implantou essa tecnologia no deserto *Kalahari*, conforme ilustra a Fig. 3 (BARBEE, 2016).

Figura 3 – Motor *Stirling* com acionamento a partir de energia solar



Fonte: <<https://www.theguardian.com/environment/2015/may>>.

De forma geral, o sistema de aproveitamento da energia solar ilustrado na Fig. 3 é composto por pratos solares que compõem um sistema de eixos que se movem durante o dia para captação máxima da luz do sol. Espelhos parabólicos são dispostos de forma que concentram os raios solares incidentes em direção a um ponto focal do espelho, o qual chega a atingir aproximadamente 720°C . Com um rendimento aproximado de 32%, o calor concentrado é aproveitado para acionar um motor *Stirling* que é estrategicamente situado no ponto focal do espelho. Em seguida, o motor aciona um alternador que gera uma potência de saída em torno de $31,5\text{ kW}$ (HILLIG, 2016).

1.3.4 Motor *Stirling* em aplicação de baixa potência

A NASA desenvolveu um sistema de produção de energia elétrica a partir da utilização de um motor *Stirling* acionado por calor proveniente de fonte radioativa, utilizando o radioisótopo plutônio-238 como combustível nuclear (Fig. 4).

Figura 4 – Motor *Stirling* com acionamento a partir de combustível nuclear



Fonte: <<https://tec.grc.nasa.gov/rps/stirling-research-lab/advanced-stirling-converter/>>.

O motor converte a energia proveniente da reação nuclear em energia mecânica que é utilizada para acionar um gerador acoplado na base do motor. Esse conversor *Stirling* apresenta 130 W de potência de saída com uma eficiência de 26%. Foi projetado para ter vida útil de 17 anos e é indicado como mecanismo alternativo para abastecer sondas espaciais principalmente as que operam distantes do sol (CHAN et al., 2015).

1.3.5 Protótipos de motor *Stirling*

Os protótipos facilitam o processo de aprendizagem do pesquisador, permitindo-o validar o conhecimento teórico na aplicação prática por meio da realização de ensaios. Neste contexto, o acesso a protótipos de motor *Stirling* propicia a continuidade investigativa dos potenciais do motor, bem como, a otimização de projetos e o aprimoramento de modelagens computacionais no que tange aos aspectos construtivos, desempenho, dentre outros parâmetros.

Um exemplo de protótipo de motor Stirling é o Ecoboy-SCM81 que foi desenvolvido por mais de dezesseis pesquisadores acadêmicos da *Japan Society of Mechanical Engineers* (IWAMOTO et al., 1997).

O protótipo opera com o gás Hélio sendo que a temperatura no espaço de expansão chega a 490°C. O regenerador feito de lã de aço é instalado dentro do êmbolo deslocador e o sistema de arrefecimento é feito por um circuito de água corrente que passa por múltiplos tubos de pequeno diâmetro. Este protótipo possui uma potência de 100 W com velocidade de 1.100 rpm e uma eficiência térmica de 22% operando a 0,9 MPa.

1.3.6 Justificativa e objetivos

Este trabalho de pesquisa teve seu início pelo interesse de se estudar um tema associado à eficiência energética e que não tratasse de abordagens convencionais, como, por exemplo, substituição de equipamentos em instalações ou análise de viabilidade técnico-econômica. Dessa forma, aliada ao propósito de realizar uma pesquisa com execução de atividade prática, surgiu o interesse de estudar o motor *Stirling* que tem conquistado espaço entre as formas de conversão de energia por apresentar flexibilidade de operação com multicomcombustíveis, tais como biomassa, energia solar, dentre outros.

O desenvolvimento deste trabalho iniciou-se com a investigação dos princípios de funcionamento do motor *Stirling* baseada nas leis da Termodinâmica aplicadas às máquinas térmicas e na construção de um protótipo para realização de ensaios por meio de um sistema eletrônico de aquisição de dados.

1.3.7 Estrutura da dissertação

Este trabalho possui a seguinte estrutura: No capítulo 1 é apresentado um breve histórico do motor *Stirling* e suas aplicações; no capítulo 2 são explanadas as leis da Termodinâmica aplicadas às máquinas térmicas e uma descrição dos ciclos termodinâmicos de motores a combustão interna e do motor *Stirling*; o capítulo 3 descreve as características gerais do motor *Stirling* e expõe o conceito da análise isotérmica ideal utilizada na simulação computacional do ciclo *Stirling*; o capítulo 4 registra o processo de construção do protótipo, bem como, a descrição do sistema de aquisição de dados; o capítulo 5 apresenta os resultados da simulação do ciclo *Stirling* realizada em ambiente de programação MATLAB e a avaliação experimental dos dados coletados pelo sistema de medição eletrônica; e o último capítulo trata das conclusões finais a respeito da pesquisa.

2 Fundamentos da Termodinâmica aplicados às Máquinas Térmicas

Os princípios de funcionamento das máquinas térmicas são caracterizados pelos ciclos termodinâmicos. Assim, neste capítulo são apresentadas as propriedades gerais da Termodinâmica destacando as formas e os processos de transformações de energia e, em seguida, faz-se uma breve exposição dos ciclos termodinâmicos ideais de alguns motores térmicos.

2.1 Considerações iniciais

Na Termodinâmica o objeto de análise é denominado sistema e o que está além da fronteira do sistema é denominado vizinhança. O sistema pode ser aberto, fechado ou isolado. Em um sistema aberto ocorre troca de matéria e energia entre o sistema e a vizinhança. No sistema fechado não há troca de matéria entre o sistema e a vizinhança. E em um sistema isolado não há nenhuma interação entre o sistema e a vizinhança.

O estado de um sistema termodinâmico é definido por variáveis macroscópicas não abrangendo o estudo das variáveis microscópicas. As variáveis macroscópicas, também denominadas variáveis de estado, caracterizam o estado termodinâmico do sistema. Contudo, o estado do sistema só pode ser definido quando o mesmo encontra-se em equilíbrio quase-estático (SAVI; COLUCCI, 2010).

O sistema termodinâmico no motor *Stirling* é o gás que fica confinado na câmara de expansão. Pelas fronteiras entre o sistema e a vizinhança ocorre fluxo de energia na forma de calor e trabalho. O trabalho ocorre pela transferência de energia entre o sistema e a vizinhança como a manifestação de uma força capaz de provocar o movimento da fronteira do sistema, por exemplo, no arranjo cilindro-pistão do motor, o gás durante um processo de expansão realiza trabalho empurrando o pistão. Já o calor ocorre pela transferência de calor devido a diferença de temperatura entre o sistema e a vizinhança.

2.2 Primeira lei da Termodinâmica

A primeira lei da Termodinâmica aborda o princípio da conservação de energia em sistemas físicos. A Eq. 2.1 representa as formas de energia presentes no sistema na forma diferencial, sendo que dE representa o somatório da energia nas formas de energia cinética, dE_c , energia potencial, dE_p , e energia interna, dU (SONNTAG; BORGNACKE; WYLEN, 2003).

$$dE = dU + dE_c + dE_p, \quad (2.1)$$

sendo que a unidade de energia é o joule: $1 J = 1 kg.m^2/s^2$.

Na análise termodinâmica, a energia cinética e a energia potencial não são consideradas. Assim, as outras formas de energia são representadas pela energia interna do sistema, dU , que pode ser definida pela transferência líquida de energia estabelecida na fronteira do sistema na forma de calor, δQ , e/ou trabalho, δW (Eq. 2.2) (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2003).

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (2.2)$$

Do ponto de vista matemático, calor e trabalho são funções de processo, pois dependem dos pontos inicial e final do caminho termodinâmico e da trajetória desse caminho. Dessa forma, essas grandezas são representadas por diferenciais inexatas (símbolo δ). Já a energia interna é uma função de estado e, portanto, é representada por diferencial exata (símbolo d) (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2003).

A Tab. 1 apresenta a convenção de sinais para indicar a direção do fluxo de energia entre o sistema e a vizinhança na forma de calor ou trabalho para a expressão na forma da Eq. 2.2.

Tabela 1 – Convenção de sinais no sistema termodinâmico

Energia	Descrição
$Q > 0$	<i>Sistema recebe calor</i>
$Q < 0$	<i>Sistema perde calor</i>
$W > 0$	<i>Trabalho realizado pelo sistema</i>
$W < 0$	<i>Trabalho realizado sobre o sistema</i>

O estado termodinâmico do gás é caracterizado pelas variáveis de estado como: pressão (p), temperatura (T), volume (V), energia interna (U), entropia (s), dentre outras (SAVI; COLUCCI, 2010).

A Eq. 2.3, proposta por Émile Clapeyron, representa as relações entre as variáveis de estado de um gás ideal e é denominada Equação de Estados dos Gases Perfeitos.

$$pV = nRT, \quad (2.3)$$

onde a pressão, p , é dada em Pa , o volume, V , em m^3 , a quantidade de matéria, n , em mol , a constante universal dos gases, R , em $J/kg.K$ e a temperatura, T , em K . Sendo que Pa é o símbolo de pascal ($1 Pa = 1 N/m^2$) e K é o símbolo de kelvin.

As transformações termodinâmicas ocorrem sob diferentes condições e são definidas como:

1. Transformação isocórica: ocorre a volume constante;
2. Transformação isobárica: ocorre sob pressão constante;
3. Transformação isotérmica: ocorre a temperatura constante;
4. Transformação adiabática: ocorre quando não há transferência de energia na forma de calor entre o sistema e a vizinhança.

2.3 Segunda lei da Termodinâmica

A segunda lei da Termodinâmica estabelece uma condição para a ocorrência espontânea de um processo termodinâmico e aborda o conceito de eficiência de máquinas térmicas. O ciclo Carnot, que descreve o funcionamento de uma máquina térmica ideal, é utilizado como modelo de referência. Este ciclo apresenta um rendimento superior ao de qualquer outra máquina térmica.

Segundo os princípios de Carnot, um sistema somente realiza trabalho se operar de forma cíclica entre dois reservatórios térmicos de temperatura, sendo um reservatório quente (fonte quente) e um reservatório frio (fonte fria). No sentido horário do ciclo Carnot o sistema opera como uma máquina térmica que absorve calor de um reservatório quente e converte parte desse calor em trabalho (MORAN; SHAPIRO, 2013).

No sentido anti-horário do ciclo Carnot, o sistema remove calor do reservatório frio e o transfere para o reservatório quente. Mas, para que isso ocorra, o sistema precisa da ação de um trabalho externo sobre ele.

A segunda lei da Termodinâmica é definida pelas formulações de Clausius e Kelvin-Planck que realizaram análises experimentais sobre o ciclo Carnot. A formulação de Clausius trata sobre a condição necessária para que ocorra fluxo de calor entre corpos. Em seu enunciado ele afirma que o calor não flui de forma espontânea de um corpo de baixa temperatura para um corpo de alta temperatura. Para que isso ocorra, é necessário que haja uma introdução de um trabalho externo no sistema (MORAN; SHAPIRO, 2013).

As análises de Kelvin-Planck foram resumidas em um único enunciado que afirma que não é possível converter totalmente a quantidade de calor que entra no sistema em trabalho, pois parte do calor é liberado para o reservatório frio. Dessa forma, não é possível construir um motor térmico com 100% de eficiência (MORAN; SHAPIRO, 2013).

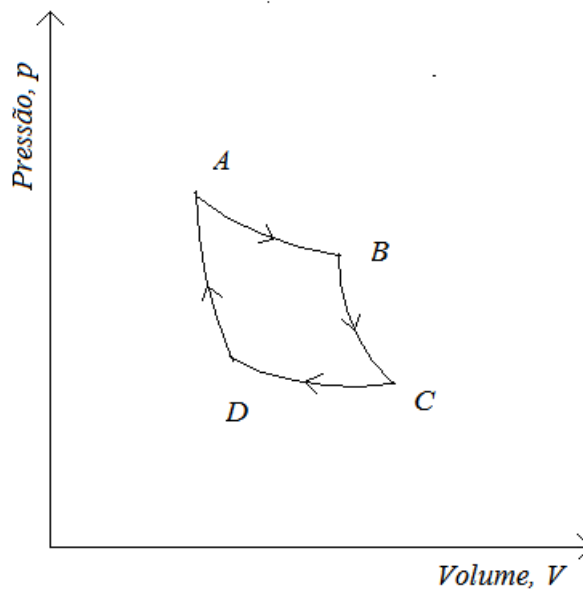
2.4 Ciclos termodinâmicos de máquinas térmicas

Nesta seção são descritos os ciclos termodinâmicos ideais de algumas máquinas térmicas. Em operações reais, as máquinas apresentam fenômenos de irreversibilidades tornando a análise desses ciclos mais complexa.

2.4.1 Ciclo Carnot

O ciclo Carnot apresenta a máxima eficiência térmica que um motor pode ter. Trata-se de um ciclo ideal reversível que funciona na condição de interação entre uma fonte quente e uma fonte fria. Assim, as etapas do ciclo possuem duas transformações isotérmicas e duas adiabáticas que acontecem alternadamente. A Fig. 5 apresenta o diagrama de pressão *versus* volume, $p \times V$, do ciclo (COSTA, 2013).

Figura 5 – Diagrama $p \times V$ do ciclo Carnot



Fonte: Elaborado pela autora.

As fases deste ciclo são:

1. ($A \rightarrow B$) Expansão isotérmica: o gás sofre expansão com recebimento de calor da fonte quente e realiza trabalho sobre o pistão;
2. ($B \rightarrow C$) Expansão adiabática: o gás passa por uma expansão sem que haja troca de calor;
3. ($C \rightarrow D$) Compressão isotérmica: ocorre a compressão do gás rejeitando calor para a fonte fria;
4. ($D \rightarrow A$) Compressão adiabática: ocorre a compressão do gás sem troca de calor.

A Fig. 6 apresenta o diagrama da máquina de Carnot, demonstrando a transferência de calor da fonte quente, Q_e , para a máquina térmica onde parte desse calor transferido é convertida em trabalho, W e, a outra parte Q_c é rejeitada para a fonte fria. A fonte quente apresenta temperatura T_q e, a fonte fria, temperatura T_f .

Figura 6 – Diagrama da máquina de Carnot



Fonte: Elaborado pela autora.

A eficiência da máquina de Carnot (Eq. 2.4) denota quanto do calor fornecido pela fonte quente, Q_e , foi transformado em trabalho, W , podendo ser definida matematicamente pela razão entre as temperaturas da fonte fria e da fonte quente:

$$\eta = \frac{W}{Q_e} = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (2.4)$$

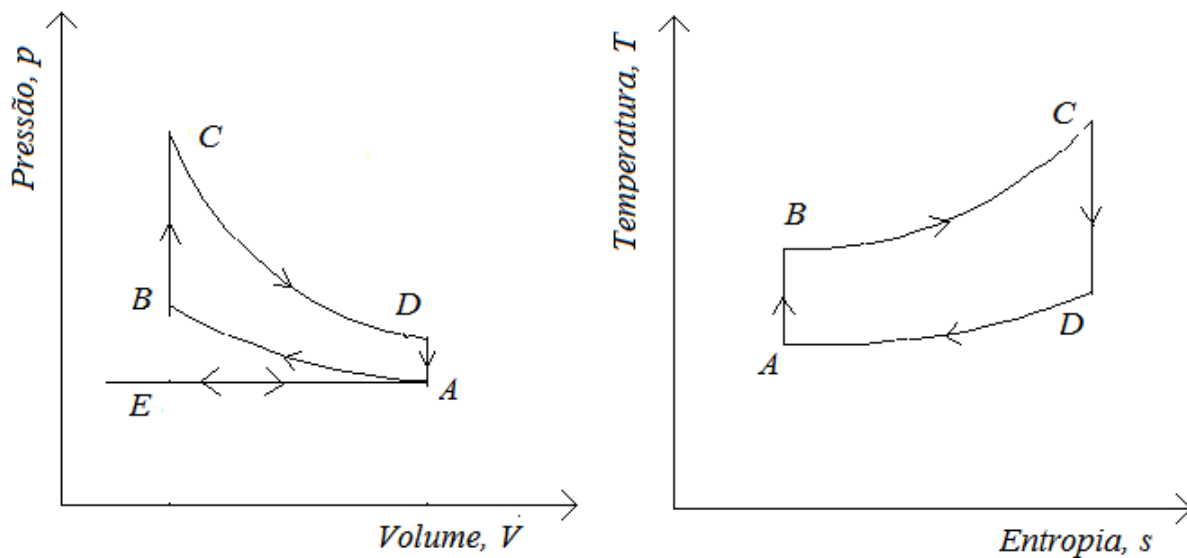
As condições necessárias para desenvolvimento de uma máquina que opere sob esse ciclo são idealizadas, assim, este ciclo é utilizado como referência para indicar se uma máquina térmica possui um bom rendimento.

2.4.2 Ciclo Otto

O ciclo Otto descreve o ciclo termodinâmico de um motor a combustão interna cuja ignição ocorre por meio de faísca. A maioria dos automóveis de passeio possui motores que funcionam sob este ciclo. O motor a combustão interna, de forma similar ao motor *Stirling*, também apresenta mecanismo cilindro-pistão. O cilindro do motor a combustão interna apresenta válvulas para a admissão da mistura combustível e o escape dos gases resultantes da combustão da mistura combustível (JUNIOR, 1997).

Os primeiros protótipos funcionavam a gás. Depois, vieram modelos que operam com gasolina, álcool e Gás Natural Veicular (GNV). Os gases resultantes da combustão são utilizados para realização do trabalho mecânico e depois são rejeitados para o ambiente. A Fig. 7 apresenta os diagramas de pressão *versus* volume, $p \times V$, e temperatura *versus* entropia, $T \times s$, sendo que entropia é a parcela de energia que não pode ser convertida em trabalho em processos termodinâmicos a uma dada temperatura. Assim, a expressão matemática $ds = \delta Q/T$ define a variação de entropia do sistema cuja unidade de medida é J/K .

Figura 7 – Diagramas $p \times V$ e $T \times s$ do ciclo Otto



Fonte: Elaborado pela autora.

O ciclo ideal consiste nos seguintes processos de transformação (JUNIOR, 1997):

1. ($E \rightarrow A$) Admissão isobárica: ocorre admissão de mistura combustível com a abertura da válvula de admissão;
2. ($A \rightarrow B$) Compressão adiabática: ocorre compressão da mistura através do pistão sem que haja troca de calor com a vizinhança;
3. ($B \rightarrow C$) Combustão isocórica: etapa em que a mistura quando no estado de máxima compressão sofre combustão pela centelha da vela de ignição;
4. ($C \rightarrow D$) Expansão adiabática: o gás se expande realizando trabalho sobre o pistão sem troca de calor com a vizinhança;
5. ($D \rightarrow A$) Rejeição isocórica: a válvula de escape abre para liberação dos gases a volume constante;

6. ($A \rightarrow E$) Exaustão isobárica: o pistão se move para o esvaziamento completo dos gases resultantes dentro do cilindro, a pressão constante.

Existem motores que funcionam a quatro tempos e motores que operam a dois tempos. O motor a quatro tempos apresenta as seguintes etapas de funcionamento (TILLMANN, 2013):

1. Primeiro tempo: a válvula de admissão é aberta para injeção da mistura ar e combustível. A dosagem da mistura é realizada pela injeção eletrônica ou pelo carburador (mecanismo mais antigo) caracterizando o sistema de alimentação do motor;
2. Segundo tempo: ocorre o fechamento da válvula de admissão e a compressão da mistura pelo pistão;
3. Terceiro tempo: no final do processo de compressão, a mistura é inflamada (ignição por faísca) e ocorre a explosão da mistura impulsionando a expansão dos gases produzidos. Dessa forma, o aumento de pressão empurra o pistão que transfere essa força linear às manivelas para movimentação rotacional do eixo do motor;
4. Quarto tempo: ocorre a abertura da válvula de escape para expulsão dos gases.

O trabalho é produzido somente no terceiro tempo. Nos outros tempos, indispensáveis para fechamento do ciclo, ocorrem o consumo de energia (TILLMANN, 2013). Essa energia é retirada da energia acumulada pelo volante que com sua rotação dá continuidade ao movimento dos pistões. Este motor possui uma eficiência térmica de operação maior que o motor de dois tempos, pois apresenta melhores mecanismos para efetivação de cada etapa no ciclo.

O motor de dois tempos apresenta um ciclo com etapas mais simples. Geralmente são de pequeno porte e não possuem válvulas. No primeiro tempo, ocorre compressão da mistura inflamável e admissão de ar através da janela de admissão. Em seguida, no segundo tempo, ocorre a ignição, a combustão da mistura, a realização de trabalho, o escape dos gases e a transferência de calor.

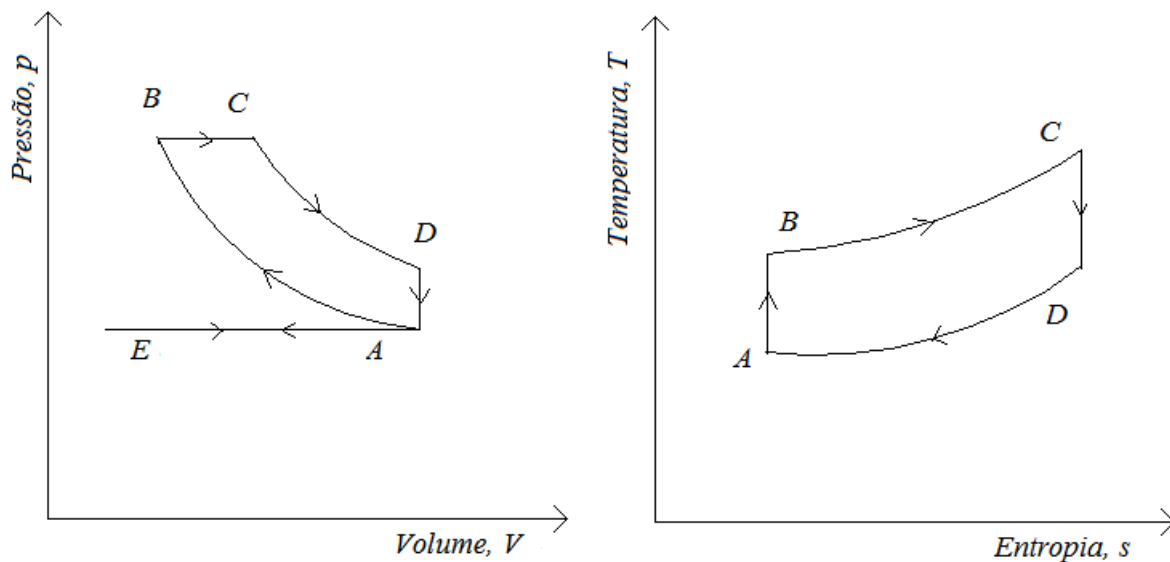
2.4.3 Ciclo Diesel

O ciclo Diesel descreve o ciclo termodinâmico de um motor a combustão interna cuja ignição não ocorre por centelha, como nos motores a gasolina, mas, pelo aquecimento causado pela compressão da mistura inflamável (JUNIOR, 1997). O que atribui essa ignição sem faísca é a alta temperatura dentro câmara de combustão.

O motor deste ciclo pode operar com biodiesel puro ou parcialmente misturado ao diesel. Essa é uma vantagem dado que o biodiesel é um combustível renovável. Além disso, apresenta taxas de compressão superiores aos motores do ciclo Otto, bem como, uma maior densidade energética.

A primeira etapa do ciclo ocorre com abertura da válvula para admissão do ar. Em seguida, o pistão comprime o ar para depois ocorrer a injeção do combustível que é pulverizado na massa de ar já em altas temperatura e pressão, dando início a explosão da mistura. Os gases resultantes expandem-se e realizam trabalho. Por fim, a válvula de escape libera os gases residuais (TILLMANN, 2013). A Fig. 8 apresenta os diagramas de pressão *versus* volume, $p \times V$, e temperatura *versus* entropia, $T \times s$.

Figura 8 – Diagramas $p \times V$ e $T \times s$ do ciclo Diesel



Fonte: Elaborado pela autora.

O ciclo Diesel ideal é formado pelos seguintes processos (JUNIOR, 1997):

1. ($E \rightarrow A$) Admissão isobárica: ocorre admissão de ar com a abertura da válvula de admissão;
2. ($A \rightarrow B$) Compressão adiabática: ocorre compressão do ar sem que haja troca de calor com a vizinhança;
3. ($B \rightarrow C$) Combustão isobárica: etapa em que há a injeção de combustível dentro da câmara com o ar comprimido. Sendo que a combustão ocorre sem a necessidade de centelha de vela de ignição;
4. ($C \rightarrow D$) Expansão adiabática: o gás se expande realizando trabalho sobre o pistão sem troca de calor com a vizinhança;

5. ($D \rightarrow A$) Rejeição isocórica: a válvula de escape abre para liberação dos gases a volume constante;
6. ($A \rightarrow E$) Exaustão isobárica: o pistão se move para o esvaziamento completo dos gases resultantes dentro do cilindro, a pressão constante.

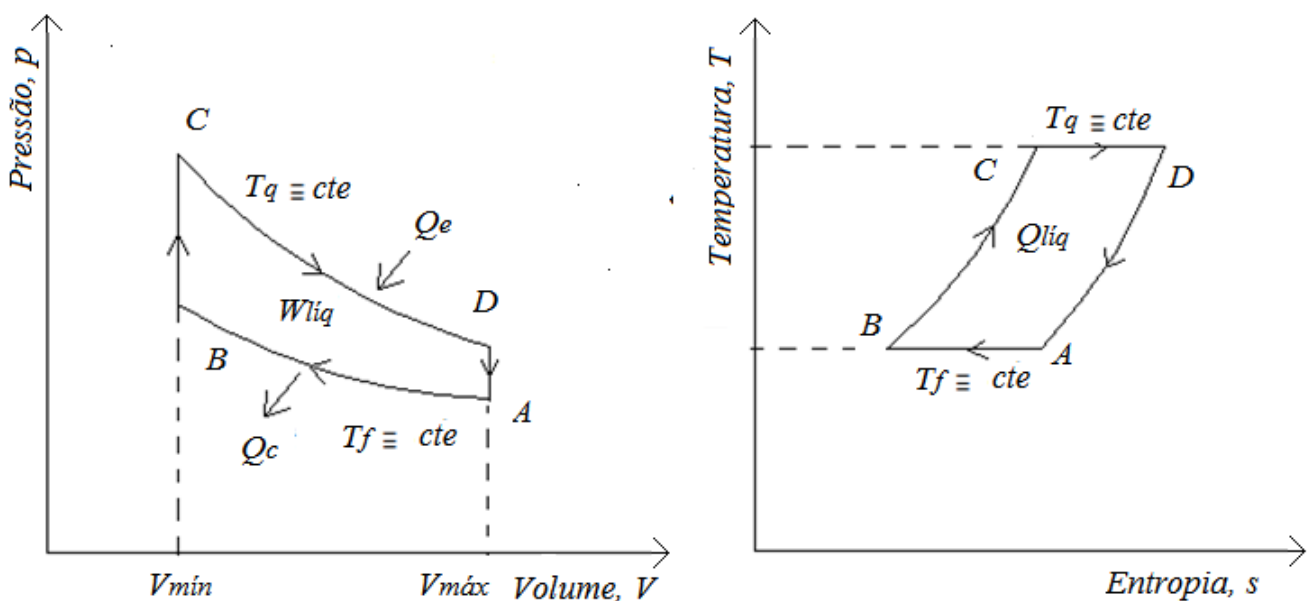
Os veículos que executam torques elevados, como os que transportam cargas pesadas, geralmente possuem motores diesel.

2.4.4 Ciclo *Stirling*

O ciclo *Stirling* ideal caracteriza uma máquina térmica de ciclo fechado e regenerativo, ou seja, o gás de trabalho permanece confinado em um espaço hermeticamente fechado (cilindro) e o sistema de regeneração absorve e cede calor ao gás durante o ciclo evitando demais perdas de energia. No ciclo ocorre absorção e rejeição de calor com o deslocamento do gás pelos permutadores de calor de aquecimento e de arrefecimento que representam, respectivamente, os reservatórios de fontes quente e fria como na máquina térmica de Carnot (PETTINGILL, 1977).

O gás de trabalho confinado no cilindro do motor passa por processos cíclicos de expansão, resfriamento, compressão e aquecimento a partir da energia calorífica proveniente da fonte de calor externa. A Fig. 9 apresenta o diagrama de pressão *versus* volume, $p \times V$, e o diagrama da temperatura *versus* entropia, $T \times s$.

Figura 9 – Diagramas $p \times V$ e $T \times s$ do ciclo *Stirling*



Fonte: Elaborado pela autora.

A área do diagrama $p \times V$ representa o trabalho líquido do ciclo, enquanto a área do diagrama $T \times s$ representa a quantidade líquida de energia transferida para o sistema sob a forma de calor a uma dada faixa de temperatura.

As etapas do ciclo termodinâmico do motor *Stirling* resumem-se em quatro processos (HOEGEL, 2014):

1. ($A \rightarrow B$) Compressão isotérmica: o gás já pré-resfriado passa por compressão sob temperatura constante onde há rejeição de calor, Q_c , para a fonte fria. A área sob o diagrama $p \times V$, entre os pontos A e B, representa a quantidade de trabalho realizado pelo pistão para comprimir o gás e a área sob o diagrama $T \times s$, entre os pontos A e B, representa a quantidade de calor rejeitado para a fonte fria, sendo, $Q < 0$ e $W < 0$ pela convenção dos sinais;
2. ($B \rightarrow C$) Aquecimento isocórico: o gás é deslocado para o permutador regenerador sendo pré-aquecido pela absorção do calor que fora armazenado no regenerador durante o processo de resfriamento. Como a temperatura do gás aumenta, a energia interna do sistema também aumenta. A área sob o diagrama $T \times s$, entre os pontos B e C, representa a quantidade de calor adicionado ao gás pelo regenerador;
3. ($C \rightarrow D$) Expansão isotérmica: ocorre expansão do gás com o recebimento de calor, Q_e , da fonte de calor externa. Sendo que, sob temperatura constante, T_q , o volume do gás dentro da câmara aumenta e a pressão diminui. A energia transferida da vizinhança para o sistema na forma de calor é convertida em trabalho sobre o pistão. Sendo que pela convenção de sinais do fluxo de energia pela fronteira do sistema, tem-se que $Q > 0$ e $W > 0$, onde a área sob o diagrama $p \times V$, entre os pontos C e D, representa a quantidade de trabalho realizado pelo gás sobre o pistão e a área sob o diagrama $T \times s$, entre os pontos C e D, representa a quantidade de calor adicionado ao gás pela fonte de calor;
4. ($D \rightarrow A$) Resfriamento isocórico: durante este processo, o gás é deslocado para o permutador regenerador onde passa por um pré-resfriamento ao ceder parte de seu calor para o regenerador de modo que o volume do gás permanece constante. Com a diminuição da temperatura, a energia interna do sistema também diminui. A área sob o diagrama $T \times s$, entre os pontos D e A, representa a quantidade de calor absorvido pelo regenerador durante o resfriamento do gás;

O trabalho realizado pelo gás sobre o pistão durante o processo de expansão, W_e , é representado pela área sob o diagrama $p \times V$ entre os pontos C e D, conforme mostra a Eq. 2.5.

$$W_e = \int_{V_C}^{V_D} p \, dV, \quad (2.5)$$

onde a pressão, p , é dada em Pa e o volume, V , em m^3 .

A área sob o diagrama $p \times V$ entre os pontos A e B, representa o trabalho que o pistão realiza sobre o gás, W_c , durante o processo de compressão. Sendo que o trabalho realizado nesta etapa é dado pela Eq. 2.6.

$$W_c = \int_{V_A}^{V_B} p \, dV \quad (2.6)$$

Pela primeira lei da Termodinâmica, a quantidade de calor transferido pela fonte de calor ao gás durante o processo de expansão, Q_e , é igual ao trabalho, W_e , realizado sobre o pistão ($W_e = Q_e$). Bem como, a quantidade de calor rejeitado pelo gás para a fonte fria, Q_c , é igual ao trabalho realizado pelo pistão sobre o gás, W_c , durante o processo de compressão ($W_c = Q_c$) (LLOYD, 2009).

Pelo diagrama $p \times V$, é possível ver que a área sob a curva do processo de expansão é maior que a área sob a curva do processo de compressão. Assim, a quantidade de trabalho realizado pelo pistão para realizar a compressão do gás é inferior ao trabalho realizado pelo gás sobre o pistão durante o processo de expansão. O trabalho líquido, $W_{líq}$, realizado pelo ciclo é dado pela Eq. 2.7. Sendo que pela convenção de sinais W_c é negativo e W_e é positivo.

$$W_{líq} = W_e + W_c \quad (2.7)$$

Considerando o fluido de trabalho como gás ideal e assumindo os processos de compressão e expansão isotérmicos, e que devido aos processos isocóricos, $V_B = V_C = V_{mín}$ e $V_A = V_D = V_{máx}$, a expressão para o trabalho líquido pode ser reescrita pela Eq. 2.8, sendo que $V_{máx}$ e $V_{mín}$ são o volume máximo de expansão do gás e o volume mínimo de compressão do gás, respectivamente.

$$W_{líq} = nR (T_q - T_f) \ln \frac{V_{máx}}{V_{mín}}, \quad (2.8)$$

onde T_q é a temperatura da fonte de calor quente e T_f , a temperatura da fonte fria, dadas em K .

Nos processos isocóricos não há realização de trabalho. A única etapa em que há realização de trabalho útil é durante o processo de expansão do gás quando ele realiza trabalho sobre o pistão.

2.4.5 Ciclo termodinâmico reversível e irreversível

O ciclo reversível, quando ocorrido, apresenta o sentido de inversão, o qual possibilita o retorno ao estado original do sistema sem deixar vestígios no sistema e na vizinhança,

por não haver perdas. É um ciclo improvável de se estabelecer na natureza, mas, podem ser vistos como limites teóricos a título de comparação com processos irreversíveis.

O processo irreversível são os que de fato ocorrem na natureza devido a atritos, resistência elétrica, deformação inelástica, ou seja, representa as perdas do sistema. Assim, pela segunda lei da Termodinâmica, o trabalho líquido em um ciclo irreversível é menor que o trabalho líquido em um ciclo reversível ($W_{irrev} < W_{rev}$).

2.5 Considerações finais

Os ciclos são constituídos por uma sequência de processos termodinâmicos. Para cada tipo de motor há um ciclo termodinâmico que descreve de forma idealizada as transformações que o fluido de trabalho do motor sofre no decorrer do processo cíclico. Pela análise dos ciclos termodinâmicos é possível estimar a eficiência e o trabalho realizado pelo motor.

O ciclo Carnot baseia-se em processos reversíveis e representa a máxima eficiência de uma máquina térmica. Os motores de ciclo Otto e de ciclo Diesel são caracterizados como motores de combustão interna. Ambos apresentam ciclo termodinâmico aberto. Porém, apresentam diferenças quanto aos processos termodinâmicos, a forma de ignição de combustível, a taxa de compressão, dentre outras.

Os motores de ciclo *Stirling* são caracterizados como motores de combustão externa e apresentam ciclo termodinâmico fechado. Dentre as suas vantagens destaca-se a flexibilidade de operação com diversos tipos de combustíveis.

Os ciclos termodinâmicos reais não possuem etapas tão bem delimitadas conforme mostradas nos diagramas dos ciclos ideais, devido a limitações tecnológicas e aos fenômenos de irreversibilidades.

3 Motor *Stirling*

Este capítulo aborda as características construtivas de motores Stirling. Nele são descritas as partes componentes dessa categoria de motor e a forma como os componentes são interligados. Também é tratada neste capítulo a modelagem isotérmica ideal atribuída a Schmidt. Esse modelo possibilita, por exemplo, determinar a partir de características construtivas a potência de saída do motor e o rendimento.

3.1 Considerações iniciais

O motor Stirling é uma máquina cujo calor, para seu funcionamento, é fornecido por uma fonte térmica externa ao motor, ao contrário de motores de combustão interna. Por esta razão, tem a vantagem de funcionar com variadas fontes de energia e não só aquelas fontes que têm por princípio a combustão.

O motor é constituído por um arranjo entre componentes que, em operação, convertem a energia térmica da fonte de calor em energia mecânica. Assim, as principais partes componentes desse motor são:

1. Regenerador;
2. Permutadores de calor de aquecimento e arrefecimento;
3. Pistão de trabalho;
4. Deslocador;
5. Virabrequim;
6. Biela;
7. Volante.

Na seção seguinte são descritas as características de cada uma dessas partes.

3.2 Partes componentes do motor *Stirling*

O motor *Stirling* é constituído basicamente por duas câmaras e dois pistões. Dentro das câmaras confina-se um gás de trabalho que passa por processos cíclicos de expansão, resfriamento, compressão e aquecimento a partir da energia calorífica proveniente da fonte de calor externa. O deslocamento do gás confere movimento alternado entre os pistões que

transmitem um momento de força para o virabrequim. Dessa forma, a energia térmica é convertida em energia mecânica.

3.2.1 Regenerador

É o componente que armazena o calor durante parte do ciclo e, durante o restante do ciclo, o devolve ao gás confinado nas câmaras. Em outras palavras, na primeira parte do ciclo, a matriz do regenerador absorve calor do fluido de trabalho (aquecido) antes dele se deslocar para a zona fria e, na segunda parte, antes do fluido (resfriado) retornar para a zona quente, o regenerador entrega calor ao fluido (VELAZQUEZ, 2007).

O regenerador deve ser constituído por um material com alta capacidade térmica e baixa condutividade térmica. Alguns projetos de regenerador utilizam matriz com placas ou tubos arrançados ou lã de aço inoxidável. Ele pode ser estático ou móvel. Se for estático pode ser construído dentro ou fora do cilindro, enquanto se for móvel estará localizado dentro do pistão deslocador.

3.2.2 Permutadores de calor de aquecimento e arrefecimento

O arrefecedor é o permutador de calor que dissipa o calor do fluido durante a compressão. A refrigeração geralmente é feita por ar, através de aletas, ou por água corrente. Sendo que pode ser realizada por meio de convecção livre ou forçada. Já, o aquecedor tem por função transferir calor da fonte externa para o fluido de trabalho durante a expansão (LLOYD, 2009).

Para uma maior troca de calor, os permutadores de calor devem apresentar uma maior relação entre superfície e volume, com vistas a ampliar o contato do fluido com a superfície do permutador. Uma maior relação entre superfície e volume faz com que as seções dos permutadores tenham diâmetros menores podendo acarretar em queda de pressão dentro dos trocadores devido a fricção do fluido. Esse fenômeno é conhecido como perda de bombeamento.

3.2.3 Pistão de trabalho

O pistão de trabalho utiliza a energia proveniente da expansão para realizar a compressão do fluido. É localizado na zona fria do motor e geralmente apresenta anéis de vedação ao seu redor para evitar fuga de gás.

3.2.4 Deslocador

Tem por função deslocar o fluido de trabalho da zona quente para a zona fria. No espaço de deslocamento é estabelecido um gradiente de temperatura devido a presença

dos permutadores. Como a função do deslocador é atuar como um êmbolo, é interessante que seja leve.

3.2.5 Virabrequim

O virabrequim ou eixo de manivelas é o eixo central do motor que recebe a força gerada pelo movimento dos pistões e a converte em torque, e conseqüentemente, ocorre a rotação do eixo. Como o eixo recebe diversas solicitações, ele está sujeito a sofrer torções e flexões causando vibração em seu movimento.

O virabrequim é apoiado sobre mancais. Esse componente mecânico, cuja base de apoio pode ser deslizante ou de rolamento, apresenta baixo nível de atrito para o eixo.

3.2.6 Biela

A biela é um elemento responsável por transformar o movimento linear do pistão e do deslocador em movimento rotacional ao virabrequim.

O pistão e o deslocador, quando estão interligados ao virabrequim por meio da biela, apresentam geralmente uma defasagem de aproximadamente 90° entre si. De acordo com Lloyd (2009), a potência de saída não apresenta valor máximo para o ângulo de defasagem fixado em 90° .

3.2.7 Volante

O volante é um componente mecânico que armazena energia cinética de rotação e amortece os impulsos provocados pelos pistões sobre o virabrequim.

Durante o processo de expansão, o volante acumula energia e depois a libera para execução dos outros intervalos de tempo em que não se produz energia no motor. O acúmulo de energia ocasiona o aumento da velocidade angular. Quando uma carga é conectada, o volante libera parte dessa energia à carga, tendo sua velocidade reduzida.

3.3 Configurações básicas de motores *Stirling*

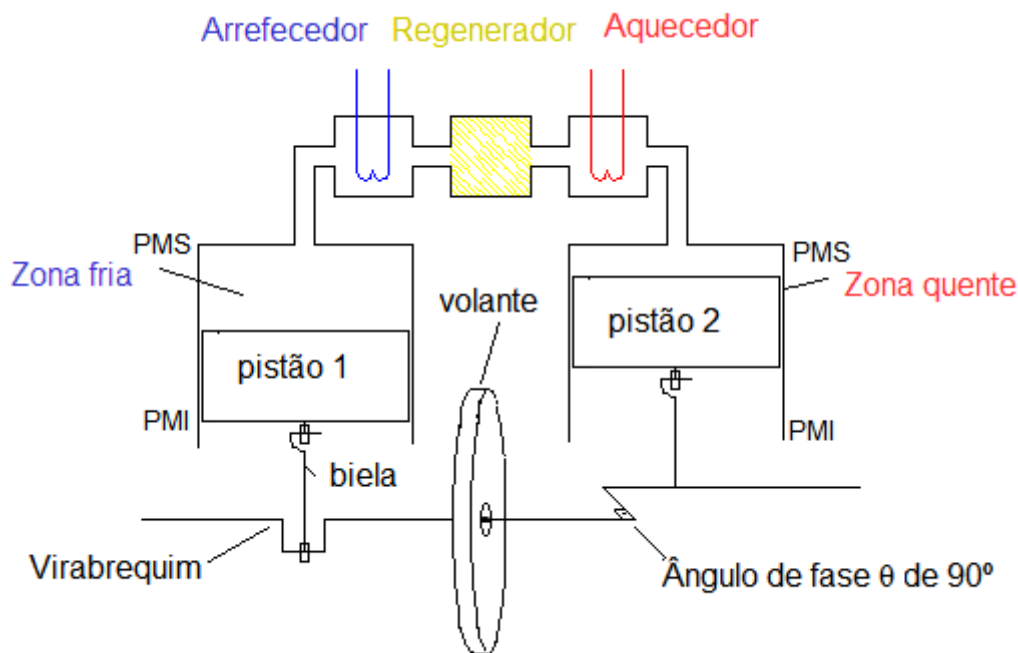
Em linhas gerais, motores *Stirling* apresentam o arranjo cilindro-pistão como nos motores a combustão interna. Conforme exposto na subseção 2.4.4, o ciclo *Stirling* é um ciclo termodinâmico fechado, dessa forma, os cilindros não possuem válvulas, pois deve-se assegurar a vedação perfeita desses cilindros para que não haja fuga de fluido de trabalho. Além disso, a presença do regenerador neste motor o diferencia das outras máquinas térmicas devido aos efeitos que o regenerador confere ao motor com relação a melhoria de desempenho.

Motores *Stirling* apresentam três principais configurações conhecidas pelos seguintes tipos: alfa, beta e gama. Mesmo tendo configurações diferentes, todos os tipos de configurações são regidos pelo mesmo ciclo termodinâmico (BARROS, 2005).

3.3.1 Motor *Stirling* tipo alfa

A configuração alfa apresenta dois pistões e dois cilindros, sendo que um pistão é posicionado dentro de um cilindro cuja extremidade se mantém aquecida pelo permutador de aquecimento e o outro pistão é posicionado dentro do outro cilindro que é mantido resfriado pelo permutador de arrefecimento (Fig. 10). Assim, o espaço de expansão é localizado na zona quente do cilindro aquecido, e o espaço de compressão, na zona fria do cilindro resfriado (CACHUTE, 2006).

Figura 10 – Configuração de motor *Stirling* tipo alfa



Fonte: Adaptado de Hirata (1997).

Os cilindros são interligados entre si pelo regenerador e os pistões são interligados ao virabrequim com um desvio de fase de cerca de 90° de modo que um pistão gira com uma diferença de um quarto ($1/4$) de revolução com relação ao outro.

O funcionamento do motor *Stirling* tipo alfa conforme as etapas do ciclo *Stirling* (Fig. 9) é da seguinte forma (CACHUTE, 2006):

1. ($A \rightarrow B$) Compressão isotérmica: A medida que o pistão 2 chega ao ponto morto superior (PMS) do cilindro quente, praticamente todo o gás é deslocado para o cilindro frio. O pistão 1 comprime o gás e calor é rejeitado para a fonte fria;

2. ($B \rightarrow C$) Aquecimento isocórico: O gás é deslocado pelo pistão 1 para o cilindro quente, sendo pré-aquecido ao passar pelo regenerador;

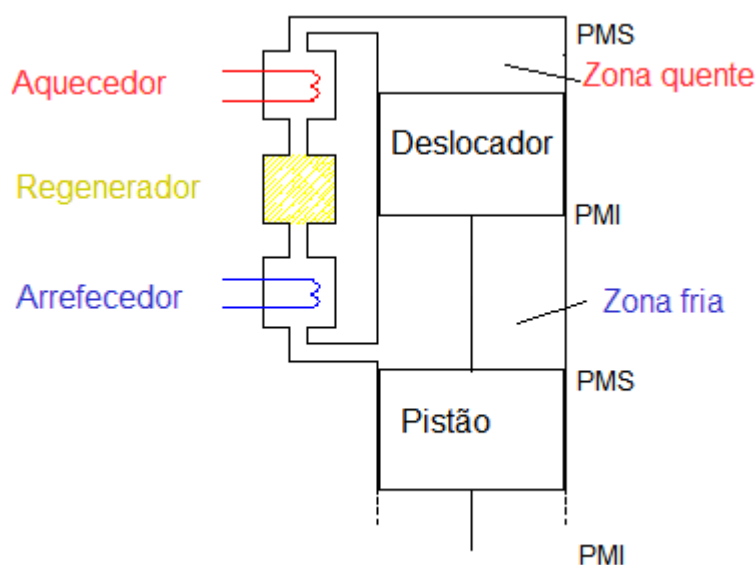
3. ($C \rightarrow D$) Expansão isotérmica: O gás recebe calor da fonte externa e se expande empurrando o pistão 2 em direção ao ponto morto inferior (PMI) do cilindro quente. Nesta etapa, a pressão do gás diminui e o volume aumenta. Dessa forma, o gás realiza trabalho sobre o pistão 2. O pistão 1 se move em direção ao ponto morto inferior do cilindro frio;

4. ($D \rightarrow A$) Resfriamento isocórico: A inércia do volante no virabrequim empurra o pistão 2 em direção ao ponto morto superior do cilindro quente de modo a deslocar o gás para o cilindro frio, sendo que o gás passa pelo regenerador onde é pre-arrefecido e empurra o pistão 1 para o ponto morto inferior do cilindro frio.

3.3.2 Motor *Stirling* tipo beta

O motor *Stirling* tipo beta possui um deslocador e um pistão de trabalho dispostos em um único cilindro (Fig. 11) que apresenta em sua extremidade superior e inferior, o permutador aquecedor e o permutador arrefecedor, respectivamente. O deslocador realiza o movimento do fluido de trabalho pela zona quente e a zona fria do cilindro e o pistão é responsável por realizar a compressão e a expansão do fluido (LLOYD, 2009).

Figura 11 – Configuração de motor *Stirling* tipo beta



Fonte: Adaptado de Hirata (1997).

As hastes do pistão de trabalho e do deslocador são coaxiais. Dessa forma, essa configuração apresenta um mecanismo complexo para a interligação das hastes ao virabrequim.

O funcionamento deste motor durante as etapas do ciclo *Stirling* (Fig. 9) pode ser descrito da seguinte forma:

1. ($A \rightarrow B$) Compressão isotérmica: O pistão de trabalho se move em direção ao ponto morto superior comprimindo o gás. Nesta etapa, o volume do gás reduz, a pressão aumenta e parte do calor do gás é rejeitado para a fonte fria;

2. ($B \rightarrow C$) Aquecimento isocórico: O pistão de trabalho encontra-se no ponto máximo do ponto morto superior e o deslocador se move em direção ao ponto morto inferior deslocando o gás pelo regenerador onde ele é pré-aquecido ao absorver o calor armazenado pelo regenerador;

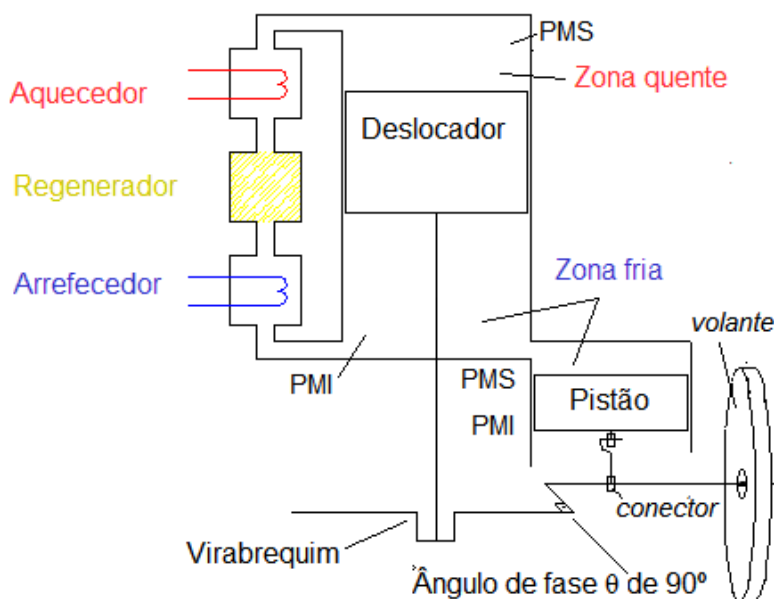
3. ($C \rightarrow D$) Expansão isotérmica: O pistão se move em direção ao ponto morto inferior devido a expansão do gás que, ao receber calor da fonte externa, realiza trabalho sobre o pistão;

4. ($D \rightarrow A$) Resfriamento isocórico: O pistão de trabalho atinge o ponto máximo do ponto morto inferior e o deslocador se move em direção ao ponto morto superior deslocando o gás pelo regenerador onde ele é pré-arrefecido ao ter seu calor absorvido pelo regenerador.

3.3.3 Motor *Stirling* tipo gama

O motor *Stirling* tipo gama possui dois cilindros, um pistão de trabalho e um deslocador (Fig. 12). O deslocador é instalado no cilindro que possui em sua extremidade superior e extremidade inferior, os permutadores de calor de aquecimento e arrefecimento, respectivamente. Esse cilindro é interligado ao outro cilindro, onde o pistão de trabalho é instalado (CACHUTE, 2006).

Figura 12 – Configuração de motor *Stirling* tipo gama



Fonte: Adaptado de Hirata (1997).

Em comparação com as outras configurações, a configuração tipo gama possui aspectos construtivos mais simples, pois na configuração tipo alfa é necessário garantir a vedação de dois cilindros e na configuração tipo beta o mecanismo de ligação entre as hastes dos pistões e o virabrequim é complexo.

O funcionamento do motor tipo gama durante as etapas do ciclo *Stirling* (Fig. 9) é descrito da seguinte forma (CACHUTE, 2006):

1. ($A \rightarrow B$): O deslocador se move em direção ao ponto morto superior deslocando o fluido para o cilindro frio. O pistão de trabalho se move em direção ao ponto morto superior comprimindo o fluido que rejeita calor para a fonte fria;
2. ($B \rightarrow C$): O pistão de trabalho chega ao máximo do ponto morto superior de modo que o fluido é deslocado para ser pré-aquecido no regenerador antes de entrar no espaço de expansão;
3. ($C \rightarrow D$): O gás se expande recebendo calor da fonte externa de calor e realiza trabalho sobre o pistão que é movido em direção ao ponto morto inferior;
4. ($D \rightarrow A$): O deslocador se movimenta em direção ao ponto morto superior forçando a passagem do fluido pelo regenerador onde é pré-arrefecido, cedendo calor para o regenerador.

3.4 Vantagens e desvantagens do motor *Stirling*

A máquina *Stirling* apresenta vantagens competitivas se comparado aos motores térmicos convencionais, a saber (LIZAMA, 2012):

1. Operação silenciosa: por não ocorrer explosões em seu interior;
2. Baixa manutenção: por apresentar menor número de componentes móveis e não necessitar de troca de óleos;
3. Versatilidade de combustível: por operar com fontes combustíveis convencionais gasosos e sólidos, bem como, fontes renováveis;
4. Pouco poluente: pois a operação sob combustão contínua proporciona economia de combustível e baixa emissão de gases poluentes.

Muitos trabalhos de pesquisa, realizados sobre o motor *Stirling*, acentuam as desvantagens do motor com relação a partida e variação de velocidade lenta. Além disso, devido a eficiência aumentar com o motor operando sob pressão e temperatura altas, os projetos apresentam desafios técnicos no que tange a garantia de vedação do fluido de

trabalho, a fabricação de permutadores de calor eficientes e a necessidade de materiais de elevada resistência e durabilidade.

Estes motores ainda apresentam um custo elevado de fabricação e baixa densidade de potência. A densidade de potência é a relação da quantidade de potência gerada por unidade de volume. Neste aspecto, a densidade de potência é importante quando o tamanho de espaço é relevante. Assim, para certas aplicações é indispensável o uso de um motor que forneça uma potência de saída alta e que tenha um tamanho reduzido.

3.5 Modelagem e análise de motor *Stirling*

Métodos de análise termodinâmica do ciclo *Stirling* têm sido desenvolvidos para modelagem do funcionamento do motor. Estes métodos são organizados conforme a ordem de complexidade da análise. Em linhas gerais, classificam-se em: métodos de primeira, segunda e terceira ordem (CHEN; GRIFFIN, 1983).

Neste capítulo é apresentado a análise isotérmica de Gustav Schmidt que é considerada um método de primeira ordem. No apêndice A é apresentado uma breve descrição de um método de terceira ordem.

3.5.1 Análise isotérmica ideal de Gustav Schmidt

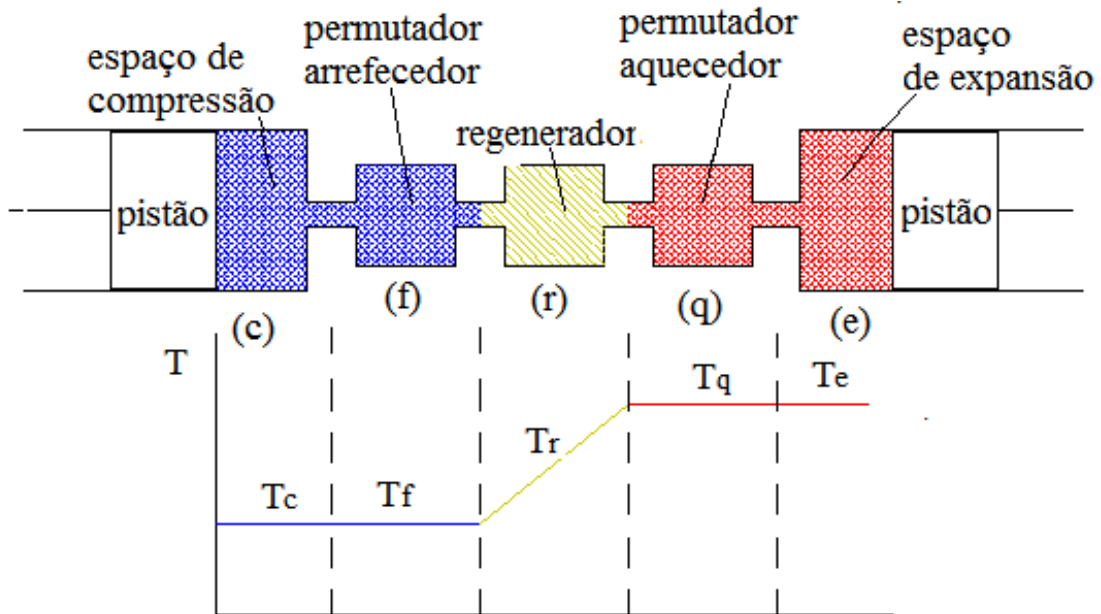
Gustav Schmidt desenvolveu uma análise do ciclo termodinâmico do motor *Stirling* baseada em soluções analíticas e condições ideais. As equações de Schmidt permitem estimar grandezas como o trabalho líquido do ciclo e a potência do motor.

Pelo princípio de conservação de massa, assume-se que a massa total do sistema é equivalente a soma das massas parciais em cada espaço (Eq. 3.1). Sendo que m_c é a massa do gás no espaço de compressão, m_f , a massa do gás no espaço do permutador arrefecedor, m_r , a massa do gás no espaço do regenerador, m_q , a massa do gás no espaço do permutador aquecedor e, m_e , a massa do gás no espaço de expansão.

$$M = m_c + m_f + m_r + m_q + m_e, \quad (3.1)$$

A Fig. 13 demonstra que a análise isotérmica de Schmidt pressupõe que as temperaturas do espaço de expansão, T_e , e do espaço do permutador aquecedor, T_q , encontram-se sob a mesma temperatura, bem como, as temperaturas do espaço de compressão, T_c , e do espaço do permutador arrefecedor, T_f . Além disso, considera-se que os volumes nos espaços de compressão e expansão variam de forma senoidal e que os permutadores de calor são componentes perfeitos (URIELI, 1997).

Figura 13 – Distribuição espacial da temperatura nos espaços de trabalho da análise de Schmidt



Fonte: Adaptado de Urieli (1997).

O motor é visto como um componente dividido em espaços de compressão (c), permutador de arrefecimento (f), regeneração (r), permutador de aquecimento (q) e expansão (e). Separados pelas interfaces: cf , fr , rq e qe (URIELI, 1997).

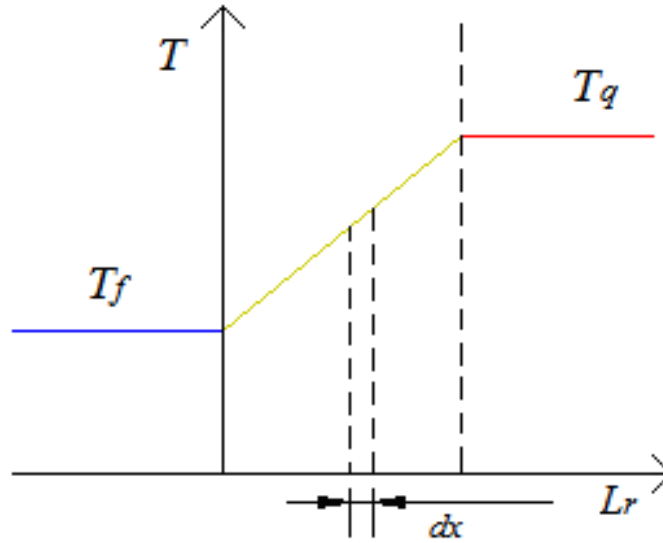
A Eq. 3.1 aplicada a Equação de Estados dos Gases Perfeitos (Eq. 2.3) resulta na relação de pressão, volume e temperatura para cada espaço do motor (Eq. 3.2).

$$M = \frac{p}{R} \left(\frac{V_c}{T_f} + \frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_q}{T_q} + \frac{V_e}{T_q} \right), \quad (3.2)$$

onde V_c , V_f , V_r , V_q e V_e representam os volumes dos espaços de compressão, do permutador arrefecedor, do regenerador, do permutador aquecedor e do espaço de expansão, respectivamente e, T_f , T_q , T_r , T_e e T_c são as temperaturas nos espaços do permutador arrefecedor, do permutador aquecedor, do regenerador, do espaço de expansão e do espaço de compressão, respectivamente. Sendo que os volumes são dados em m^3 e as temperaturas, em K .

A Fig. 14 mostra um gráfico referente a temperatura do regenerador, T_r , assumindo-o como um elemento ideal. Nessa condição, assume-se T_r como um perfil de temperatura linear da massa de gás no regenerador de comprimento L_r . Sendo que um dos extremos está sob a temperatura da fonte fria, T_f , e o outro extremo, sob a temperatura da fonte quente, T_q .

Figura 14 – Perfil de temperatura linear do gás no regenerador



Fonte: Adaptado de Urieli (1997).

Pode-se escrever uma equação matemática da temperatura no regenerador em função do comprimento do regenerador, dx , e obter a temperatura média efetiva, T_r , como a média logarítmica da diferença de temperatura das zonas quente e fria (Eq. 3.3) (URIELI, 1997).

$$T_r = \frac{T_q - T_f}{\ln \frac{T_q}{T_f}} \quad (3.3)$$

Assim, a Eq. 3.2 resulta na relação da pressão para o gás, p , em função dos coeficientes entre os volumes e as temperaturas dos espaços do motor (Eq. 3.4). Sendo que, na modelagem, a pressão é a mesma em todos os espaços do motor. Dessa forma, considera-se que não ocorre queda de pressão dentro dos permutadores de calor.

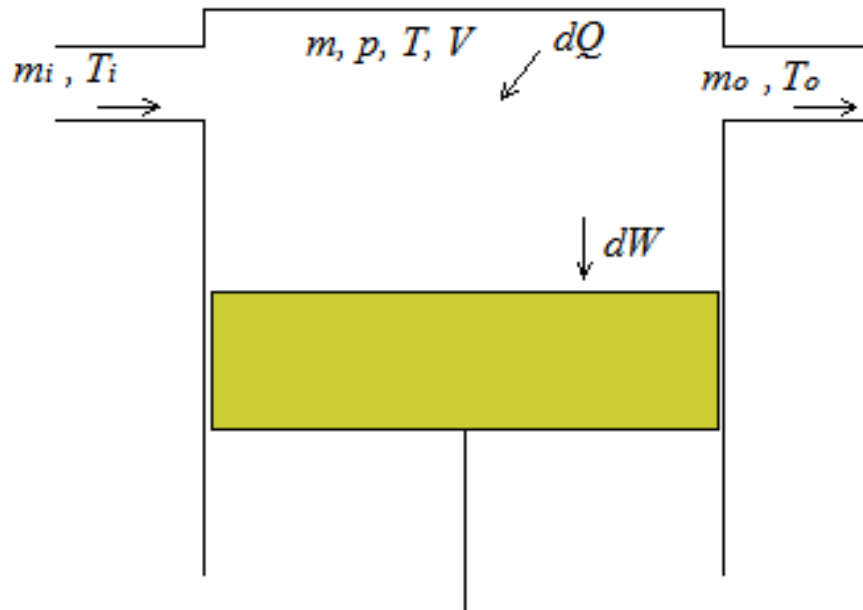
$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_f} + \frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_q}{T_f}\right)}{T_q - T_f} + \frac{V_q}{T_q} + \frac{V_e}{T_q}\right)}, \quad (3.4)$$

onde V_c , V_f , V_r , V_q e V_e são os volumes dos espaços de compressão, do permutador arrefecedor, do regenerador, do permutador aquecedor e do espaço de expansão, respectivamente e, T_f , T_q , T_e e T_c são as temperaturas nos espaços do permutador arrefecedor, do permutador aquecedor, do espaço de expansão e do espaço de compressão, respectivamente. Sendo que os volumes são dados em m^3 e as temperaturas, em K .

3.5.2 Análise a partir do fluxo de energia

Analisando o fluxo de energia em um espaço, a Fig. 15 denota a entrada, m_i , e saída, m_o , de fluxo de massa do fluido de trabalho, sob as temperaturas de entrada, T_i , e de saída, T_o .

Figura 15 – Análise do fluxo de energia num espaço



Fonte: Adaptado de Urieli (1997).

A Eq. 3.5 expressa a conservação da energia dentro de um espaço para um fluxo não constante. O operador diferencial, d , relaciona a variação da massa do fluido em função do ângulo de giro do virabrequim, θ , durante o ciclo: $\frac{dm}{d\theta}$ (URIELI, 1997):

$$dQ_1 + (c_p T_i m_i - c_p T_o m_o)_2 = dW_3 + c_v d(mT)_4, \quad (3.5)$$

onde os termos enumerados com os subíndices 1, 2, 3 e 4 representam, respectivamente:

1. taxa de transferência de calor dentro do espaço;
2. convecção de entalpia líquida no espaço;
3. taxa de trabalho realizado sobre o ambiente;
4. taxa de aumento de energia interna dentro do espaço.

Na Eq. 3.5, c_p e c_v são os calores específicos do gás ideal a pressão e volume constante, respectivamente. A Tab. 2 apresenta os valores dos calores específicos para os principais fluidos de trabalho a 300 K e 100 kPa.

Tabela 2 – Propriedades dos principais fluidos de trabalho

<i>Substância</i>	c_p (kJ/kg.K)	c_v (kJ/kg.K)
<i>ar</i>	1,005	0,718
<i>Hélio</i>	5,1926	3,1156
<i>Hidrogênio</i>	14,307	10,183

Fonte: Adaptado de Sonntag (2003).

Da análise isotérmica, $T_i = T_o = T$, $dm = m_i - m_o$ e $R = c_p - c_v$. Sendo que R é a constante dos gases ideais. Posto isso, pode-se simplificar a Eq. 3.5 na forma:

$$dQ = dW - RTdm \quad (3.6)$$

Pela conservação de massa no sistema, temos dm nulo. Assim, a Eq. 3.6 passa a expressar que a quantidade de calor que entra no sistema é convertida em trabalho. Posto isso, o calor liberado pelo gás durante a compressão, Q_c , e o calor adicionado ao gás durante a expansão, Q_e , são definidos pelas Eq. 3.7 e 3.8, respectivamente:

$$Q_c = W_c, \quad (3.7)$$

$$Q_e = W_e. \quad (3.8)$$

A análise isotérmica implica que a transferência de calor ocorre somente nos extremos dos espaços de compressão e expansão (URIELI, 1997). Desta forma, nos espaços dos permutadores não ocorre troca de calor, conforme mostra a Eq. 3.9 e a Eq. 3.10:

$$Q_k = 0, \quad (3.9)$$

$$Q_h = 0. \quad (3.10)$$

Assumindo ainda o regenerador como um permutador ideal tem-se que o calor líquido no regenerador, Q_r , é nulo, por não haver troca de calor entre o regenerador e a vizinhança.

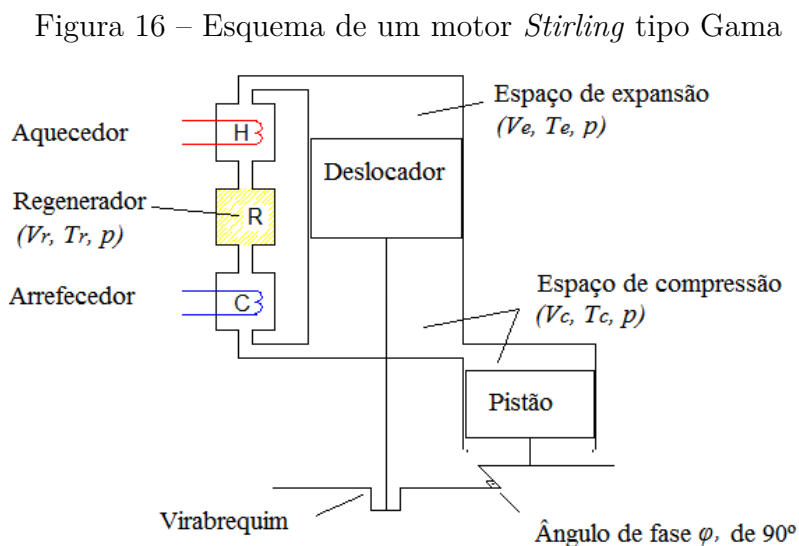
Em máquinas reais, os espaços de trabalho tendem a serem adiabáticos, assumindo que a transferência líquida de calor deve ser realizada nos permutadores de calor (URIELI, 1997). No Apêndice A consta uma descrição de um modelo alternativo para modelagem do ciclo *Stirling* denominada análise ideal adiabática que apresenta uma abordagem mais próxima do ciclo real.

3.5.3 Análise de Schmidt para o motor *Stirling* tipo gama

A análise de Schmidt foi feita considerando as seguintes condições de operação (HIRATA, 1997):

1. Não há perdas durante as trocas de calor nem diferença interna de pressão;
2. Os processos de expansão e compressão são isotérmicos;
3. O gás de trabalho é considerado ideal;
4. O regenerador é considerado perfeito, ou seja, desconsideram-se as perdas;
5. A temperatura do gás no regenerador é uma média da temperatura do gás durante a expansão, T_e , e durante a compressão, T_c ;
6. O volume de expansão, V_e , e o volume de compressão, V_c , variam na forma senoidal;
7. Assume-se que a pressão é a mesma em todos os pontos do motor.

A Fig. 16 apresenta um esquema do motor *Stirling* tipo gama mostrando as principais variáveis da modelagem de Schmidt: os volumes, as temperaturas e a pressão nos espaços de expansão e compressão.



Fonte: Adaptado de Hirata (1997).

A Eq. 3.11 calcula o volume do espaço de expansão, V_e , em função do volume deslocado pelo êmbolo deslocador, V_{de} , o volume morto do espaço de expansão, V_{me} , e o ângulo rotação, θ , do virabrequim.

$$V_e = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + V_{me} \quad (3.11)$$

O volume do espaço de compressão é calculado em função do volume deslocado pelo pistão de trabalho, V_{dc} , o volume morto do espaço de compressão, V_{mc} , o ângulo de giro do virabrequim, θ , e o ângulo de fase, φ , entre o deslocador e o pistão de trabalho, onde φ equivale a 90° .

$$V_c = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{V_{dc}}{2}[1 - \cos(\theta - \varphi)] + V_{mc} \quad (3.12)$$

O volume total é dado pela Eq. 3.13, sendo que V_r é o volume do regenerador.

$$V = V_e + V_r + V_c \quad (3.13)$$

A relação entre as temperaturas do espaço de compressão, T_c , e do espaço de expansão, T_e , é dada pela Eq. 3.14. A eficiência da máquina térmica de Carnot é proporcional a diferença de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria. Dessa forma, quanto menor for o parâmetro t , maior será a eficiência do motor (ZAMORA, 2006).

$$t = \frac{T_c}{T_e} \quad (3.14)$$

A relação entre o volume deslocado pelo êmbolo deslocador no espaço de expansão, V_{de} , e o volume deslocado pelo pistão no espaço de compressão, V_{dc} , é dada pela Eq. 3.15.

$$v = \frac{V_{dc}}{V_{de}} \quad (3.15)$$

As equações de Schmidt consideram os efeitos dos volumes mortos no desempenho do motor. As relações entre os volumes mortos no espaço de compressão, V_{mc} , no espaço de expansão, V_{me} , e no regenerador, V_r , com o volume deslocado pelo êmbolo deslocador no espaço de expansão, V_{de} , são dadas por:

$$X_{de} = \frac{V_{me}}{V_{de}}, \quad (3.16)$$

$$X_{dc} = \frac{V_{md}}{V_{de}}, \quad (3.17)$$

$$X_r = \frac{V_r}{V_{de}}. \quad (3.18)$$

A Eq. 3.19 apresenta a pressão do gás no ciclo que é expressa em função da pressão média do gás, $p_{m\u00e9dia}$. Sendo que a pressão média é definida pelas pressões m\u00e1xima e m\u00ednima do gás no processo de expans\u00e3o e no processo de compress\u00e3o, respectivamente.

$$p = \frac{p_{m\u00e9dia} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cos(\theta - a)}, \quad (3.19)$$

sendo,

$$\frac{p_{m\u00edn}}{p_{m\u00e9dia}} = \sqrt{\frac{1 - c}{1 + c}}, \quad (3.20)$$

$$\frac{p_{max}}{p_{m\u00e9dia}} = \sqrt{\frac{1 + c}{1 - c}}, \quad (3.21)$$

$$c = \frac{B}{S}, \quad (3.22)$$

$$a = \arctan \frac{v \sin \varphi}{t + \cos \varphi + 1}, \quad (3.23)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t - 1)v \cos \varphi + v^2 - 2t + 1}, \quad (3.24)$$

$$S = t + 2t + X_{me} + \frac{4tX_r}{1 + t} + v + 2X_{mc} + 1. \quad (3.25)$$

Os par\u00e2metros c , a , B e S dependem diretamente das rela\u00e7\u00f5es de temperaturas das fontes quente e fria, t , dos volumes deslocados pelo pist\u00e3o e pelo deslocador, v , e dos volumes mortos presentes no motor, X_{de} , X_{dc} e X_r . Sendo que a press\u00e3o do g\u00e1s e o trabalho realizado durante o processo de expans\u00e3o e compress\u00e3o s\u00e3o obtidos por meio desses par\u00e2metros.

O trabalho realizado pelo g\u00e1s durante o processo de expans\u00e3o, W_e , \u00e9 dado pela Eq. 3.26.

$$W_e = \oint p dV_e = \frac{p_{m\u00e9dia} V_{de} \pi c}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (3.26)$$

O trabalho realizado pelo pist\u00e3o para comprimir o g\u00e1s durante o processo de compress\u00e3o, W_c , \u00e9 dado pela Eq. 3.27.

$$W_c = \oint p dV_c = \frac{p_{m\u00e9dia} V_{de} \pi c t}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (3.27)$$

O trabalho l\u00edquido do sistema durante o ciclo \u00e9 resultante da soma alg\u00e9brica do trabalho realizado no espa\u00e7o de compress\u00e3o e no espa\u00e7o de expans\u00e3o, e \u00e9 expresso pela Eq. 3.28:

$$W_{líq} = W_e + W_c. \quad (3.28)$$

A potência é calculada pela Eq. 3.29 em função do trabalho líquido do ciclo e da velocidade angular de rotação do volante, n .

$$P = n W_{líq} \quad (3.29)$$

O rendimento do motor é definido pela Eq. 3.30:

$$\eta = \frac{W_{líq}}{W_e}, \quad (3.30)$$

sendo que o rendimento expressa o quanto da energia fornecida ao sistema foi convertida em trabalho.

3.6 Perdas de energia

A evolução dos métodos em níveis busca simular o ciclo termodinâmico *Stirling* e a operação do motor. Um dos desafios dos métodos é quantificar as perdas que ocorrem durante o ciclo *Stirling*. As perdas ocorrem devido a fugas de fluido, perda de bombeamento, perdas de calor e perdas mecânicas (MARTINI, 1983).

Os volumes mortos presentes no motor também afetam o desempenho do mesmo. Estes volumes são definidos como os espaços ocupados pelo gás que não passa por expansão e compressão: os volumes dos permutadores de calor e dos condutos que interligam os cilindros (PINILLA, 2012).

A matriz do regenerador acarreta atrito ao fluido de trabalho o que implica ao motor a necessidade de fornecer um trabalho adicional para bombear o fluido.

A deposição de cinzas, provenientes de fornalhas ou queimadores, sobre o permutador de calor de aquecimento é outro fator que deve ser observado, pois as incrustações sobre a parede do permutador cria uma camada de cinzas cuja espessura pode dificultar a transferência de calor para o fluido.

A queda de pressão ocorre devido a fricção viscosa do fluido ao passar pelos permutadores de calor. O atrito interno confere ao deslocamento do fluido um fluxo mais oscilante do que uniforme. Assim, no deslocamento do fluido dentro dos permutadores ocorrem colisões entre as partículas do fluido que, em consequência, assumem velocidades diferentes. Esse fenômeno confere uma perda de energia ao motor.

O gás pressurizado confere maior potência de operação ao motor dado que a o trabalho realizado pelo motor é proporcional a pressão. Além disso, a utilização de

gases leves como Hélio e Hidrogênio contribui com a transferência rápida de calor por apresentarem elevada condutividade térmica e baixa viscosidade. A Tab. 3 apresenta algumas propriedades dos principais fluidos de trabalho a 250 K e 100 kPa.

Tabela 3 – Propriedades dos principais fluidos de trabalho

<i>Substância</i>	<i>densidade</i>	<i>viscosidade</i>	<i>condutividade térmica</i>
	ρ (kg/m ³)	$\mu \cdot 10^{-6}$ (kg/ms)	$\kappa \cdot 10^6$ (kW/mK)
<i>ar</i>	1,41	15,99	22,27
<i>Hélio</i>	0,2	18,4	134
<i>Hidrogênio</i>	0,1	7,92	156,1

Fonte: Adaptado de Lizama (2012).

Contudo, a operação do motor em altas pressões também pode ocasionar fuga do fluido de trabalho sendo que essa vazão mássica com o tempo interfere no desempenho do motor.

3.7 Considerações finais

O entendimento das partes constituintes do motor *Stirling* e do seu funcionamento direciona a pesquisa para o aprimoramento de modelagens que visem representar, de forma mais real possível, a influência do *design* e dos aspectos geométricos dos componentes no desempenho do motor. Por exemplo, o *design* dos permutadores feito de múltiplos tubos permite uma melhor transferência de calor ao sistema.

O motor *Sirling* apresenta alguns componentes similares aos componentes do motor a combustão interna, como o volante, o eixo de manivelas e o arranjo cilindro-pistão. No entanto, o motor *Stirling* apresenta a vantagem de não utilizar sistema de válvulas por ser um motor de ciclo fechado.

A modelagem de Gustav Schmidt foi formulada utilizando parâmetros geométricos e as condições de operação do motor. A análise é baseada em condições ideais sem considerar perdas térmicas e mecânicas. Contudo, é interessante citar que os volumes mortos afetam o desempenho do motor e os seus efeitos estão incluídos nas equações de Schmidt.

4 Desenvolvimento de um protótipo e sistema eletrônico de aquisição de dados

Este capítulo apresenta o processo de construção do protótipo de motor *Stirling* e descreve os componentes que formam o sistema de aquisição dados.

Inicialmente são apresentados os desenhos com as dimensões geométricas dos principais componentes do motor. Estes desenhos foram utilizados para a construção do protótipo com peças usinadas. Em seguida, os resultados da montagem do protótipo são mostrados por meio de fotografias.

No final do capítulo apresenta-se o detalhamento do sistema utilizado para realização de ensaios com o protótipo. Por meio deste sistema foi possível obter informações sobre as condições de operação do protótipo como a velocidade angular do volante, energia cinética, potência, bem como, a temperatura nos permutadores de calor de arrefecimento e aquecimento.

4.1 Considerações iniciais

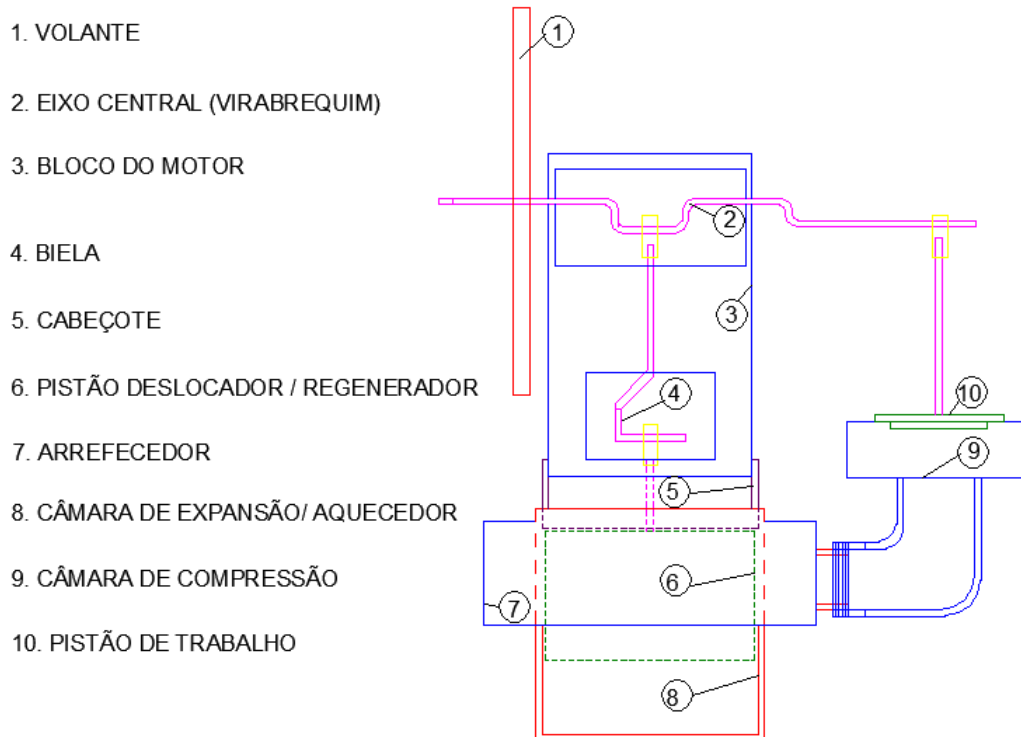
O livro *Eleven Stirling Engine Projects You Can Build* (LARSEN, 2012) apresenta de forma detalhada onze projetos de motores Stirling e foi utilizado como referência para construção do protótipo apresentado no presente trabalho.

Tutoriais de construção de motores Stirling disponíveis na internet também foram utilizados como fonte para o desenvolvimento do protótipo.

4.2 Construção do protótipo de motor *Stirling* tipo gama

Ao longo do desenvolvimento do presente trabalho dois protótipos foram construídos. O primeiro protótipo foi construído com latas de alumínio para investigação inicial do funcionamento do motor. Por meio de um tacômetro digital verificou-se que este protótipo alcançou uma velocidade angular máxima de 1.190 rpm. Contudo, ele apresentou excesso de vibrações e fragilidade estrutural. Mas, partindo da constatação do funcionamento deste protótipo, utilizou-se as dimensões geométricas dele para a construção de um novo protótipo feito com peças usinadas. A Fig. 17 apresenta o esquema construtivo com os componentes que formam o protótipo.

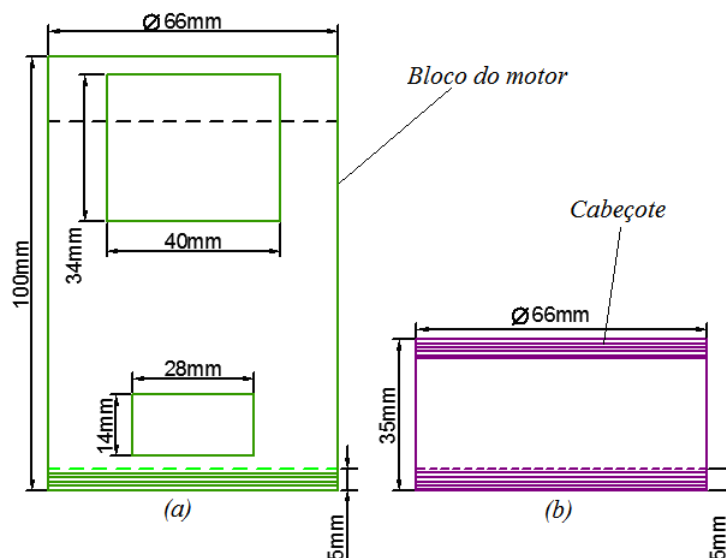
Figura 17 – Desenho dos componentes do protótipo



Fonte: Elaborado pela autora.

A Fig. 18 (a) e (b) apresenta as dimensões do bloco do motor e do cabeçote, respectivamente. Na parte superior do bloco do motor são fixadas duas peças para que sirvam de apoio para o eixo de manivelas girar. Como se fosse uma espécie simples de mancais, essas peças devem apresentar baixo atrito e alinhamento preciso.

Figura 18 – (a) Bloco do motor, (b) cabeçote

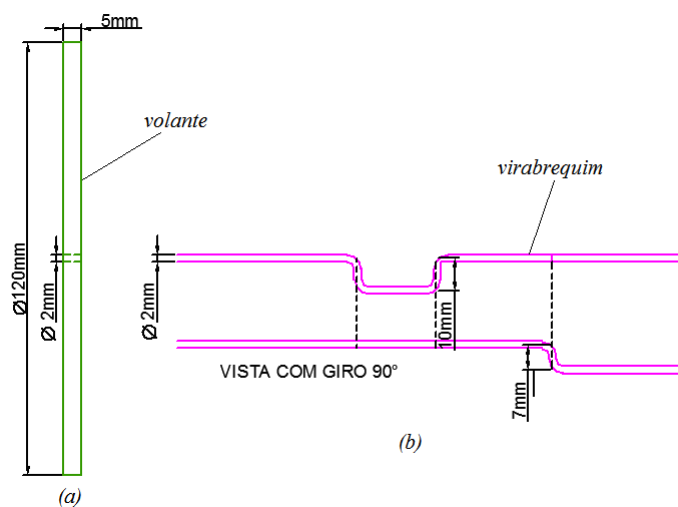


Fonte: Elaborado pela autora.

A base inferior do cabeçote encaixa-se na parte superior da câmara de aquecimento como uma tampa. No entanto, a haste do êmbolo deslocador passa pelo cabeçote para ser ligada a biela. Este é um ponto delicado do motor, pois pode ocorrer fugas do fluido de trabalho (LARSEN, 2012).

A Fig. 19 (a) e (b) mostra as dimensões do volante e do eixo de manivelas, respectivamente. A distância percorrida pelo deslocador e pelo pistão de trabalho é definida pelo raio de manivela. Sendo assim, o curso total do deslocador é de 20 *mm* e do pistão de trabalho, 14 *mm*.

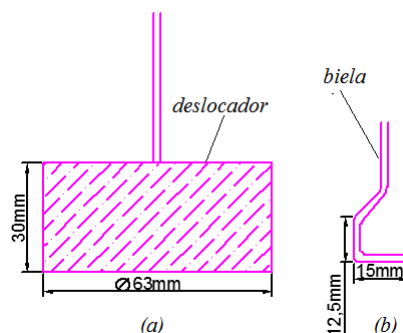
Figura 19 – (a) Volante do motor, (b) virabrequim



Fonte: Elaborado pela autora.

A Fig. 20 (a) e (b) apresenta o deslocador e a biela, respectivamente. O comprimento da biela deve ser maior que o raio de manivela para que o ângulo com que a biela trabalha seja menor e o aproveitamento da força de expansão do gás sobre o pistão seja maior. Posto isso, as forças laterais do deslocador sobre o cilindro tornam-se menores.

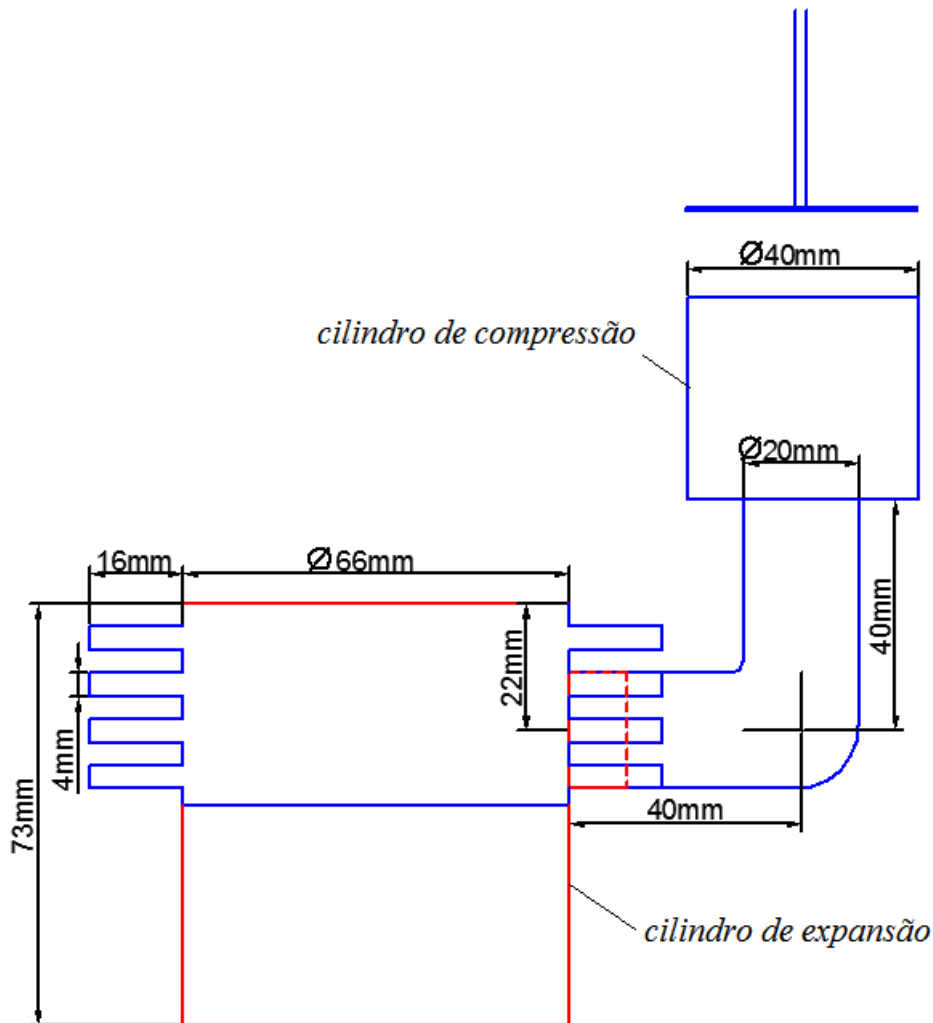
Figura 20 – (a) Deslocador, (b) biela



Fonte: Elaborado pela autora.

A Fig. 21 mostra as dimensões do cilindro de expansão e do cilindro de compressão. O permutador de arrefecimento é constituído por aletas dispostas em torno da superfície externa do cilindro de expansão e o permutador de aquecimento é a própria base do cilindro de expansão.

Figura 21 – Cilindros de expansão e compressão

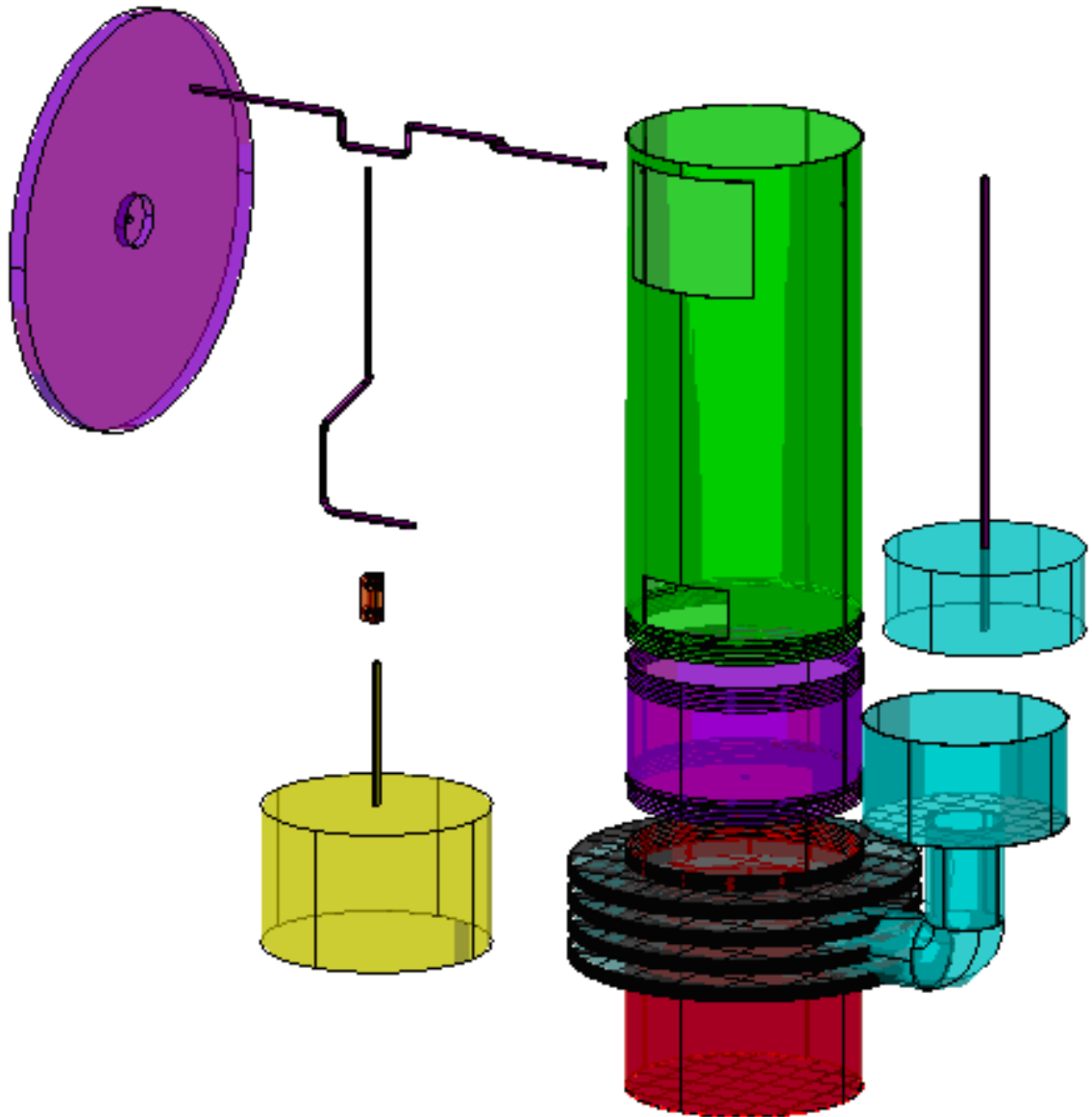


Fonte: Elaborado pela autora.

Na configuração deste protótipo, o deslocador apresenta um diâmetro um pouco menor que o diâmetro do cilindro de expansão para evitar atritos entre o deslocador e a parede do cilindro (LARSEN, 2012).

Os componentes utilizados para construção do protótipo apresentam *design* simples. A Fig. 22 mostra uma visão em perspectiva dos principais componentes do protótipo feito no software AutoCAD.

Figura 22 – Visão em perspectiva do protótipo

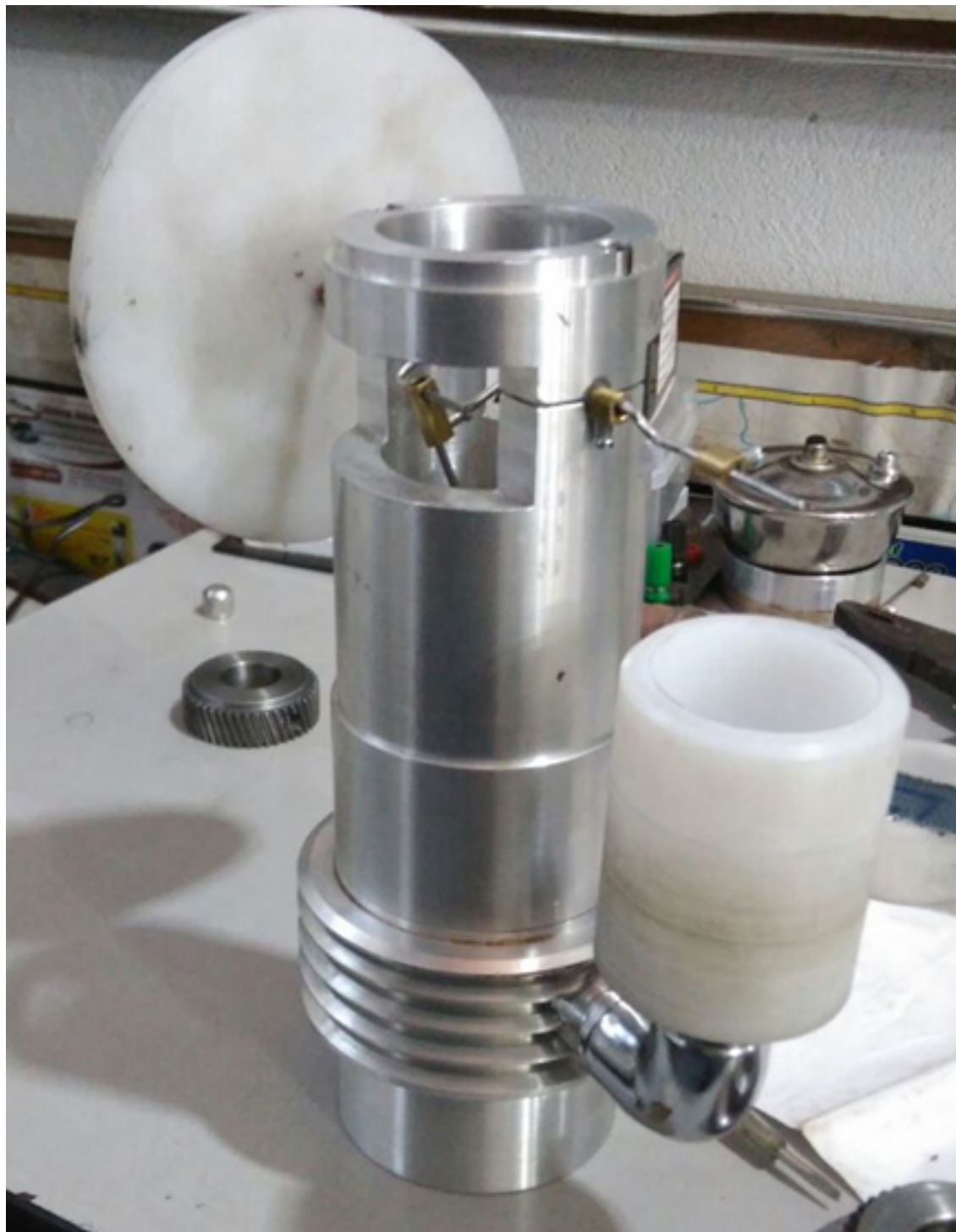


Fonte: Elaborado pela autora.

Com intuito de se avaliar o funcionamento através de instrumentação, o segundo protótipo fora construído utilizando técnicas, processos de fabricação e materiais mais adequados permitindo melhor avaliação do motor. Dessa forma, o cilindro de expansão, o cabeçote e o bloco do motor foram usinados em alumínio (Fig. 23).

O cilindro de compressão foi feito com material tecnyl. No entanto, os testes de operação não tiveram êxito, pois o protótipo não funcionou. Acredita-se que a grande espessura da parede do cilindro de expansão, limitada às condições de operação mínima da máquina de torno, dificultou a transferência de calor.

Figura 23 – Protótipo construído com peças usinadas



Fonte: Elaborado pela autora.

Visando conferir um maior gradiente de temperatura entre a zona quente e fria do cilindro de expansão optou-se por refazê-lo com um novo permutador de arrefecimento constituído de um reservatório para água fria (Fig. 24).

Figura 24 – Cilindro de expansão com arrefecimento feito por água



Fonte: Elaborado pela autora.

Contudo, o protótipo não funcionou. Desta forma, o cilindro de expansão foi refeito utilizando uma lata de aço laminado cujas paredes apresentam menor espessura. Além disso, o permutador de arrefecimento foi reconstruído de modo a permitir o fluxo de água corrente (Fig. 25).

Figura 25 – Fotografia do protótipo finalizado



Fonte: Elaborado pela autora.

Neste protótipo foi aproveitado o bloco do motor usinado, o que possibilitou a redução da vibração demasiada que ocorria com o eixo de manivelas nos primeiros protótipos. A Fig. 26 mostra detalhes do mecanismo de abertura presente na parte superior do bloco para passagem do eixo de manivelas.

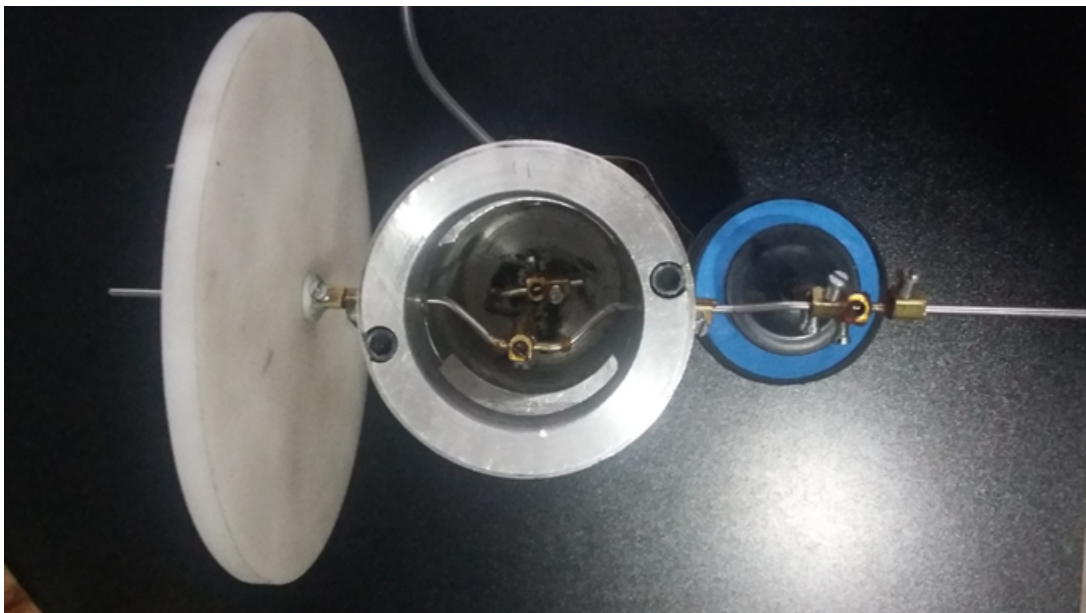
Figura 26 – (a) Protótipo de motor Stirling, (b) Detalhes do virabrequim



Fonte: Elaborado pela autora.

A Fig. 27 mostra detalhes do eixo de manivelas interligado com a biela, o volante e o pistão de trabalho.

Figura 27 – Detalhes do eixo de manivelas



Fonte: Elaborado pela autora.

O eixo de manivelas e a biela são feitos com aço inox. O volante possui o formato de um disco cilíndrico maciço com 75 g de massa e 120 mm de diâmetro.

O deslocador (êmbolo) foi feito com lã de aço. Dessa forma, ele contribui com uma ação regenerativa para armazenamento do calor. O pistão de trabalho é interligado a um

dispositivo tipo diafragma (compressor de membrana de borracha) conforme ilustra a Fig. 28.

Figura 28 – Dispositivo tipo diafragma



Fonte: Elaborado pela autora.

4.3 Instrumentação do motor

A estratégia utilizada para instrumentação do motor consistiu na utilização de sensores para coleta de dados como a velocidade angular de rotação do volante. Proposto por Doug Conner, o método fundamenta-se na dinâmica do movimento de rotação e visa determinar a potência de atrito dos componentes móveis do motor por meio da desaceleração do volante, bem como, proporcionar maior compreensão quanto ao funcionamento do motor *Stirling* (CONNER, 2016).

Os passos do procedimento experimental de medição são descritos conforme o algoritmo:

1. Fixação dos sensores de temperatura LM35 nas superfícies dos permutadores de calor;
2. Fixação de um ímã no volante;
3. Fixação do sensor de efeito Hall próximo ao volante do protótipo;
4. Ligar a fonte de calor, inicializar o *software* Arduino IDE para compilação do código e iniciar contagem de um cronômetro;
5. Deixar o motor aquecer antes de dar a partida (por aproximadamente 30 s) e assegurar a troca da água do permutador de calor de arrefecimento de forma contínua;
6. Dar partida no motor;
7. Monitorar os dados enviados pelo Arduino ao computador. O código efetua leituras das temperaturas a cada 1 s e armazena os dados em um vetor. Simultaneamente à medição de temperatura, ele imprime na tela do computador o tempo entre as revoluções do volante. Quando o sensor de efeito Hall detecta a passagem do ímã com a rotação do volante, o pino de saída do sensor ligado a uma entrada digital do Arduino muda de tensão. Um contador de tempo em microsegundos do Arduino é inicializado junto com a iniciação do código que executa a função *voidloop* (). Essa função cria um ciclo de repetição, onde, neste código, ela sempre chama a função *attachInterrupt* () que verifica se há alguma mudança de sinal na saída do sensor. Se a função *attachInterrupt* () detecta a mudança de sinal no pino do sensor uma interrupção da execução do código ocorre e, a função externa *void medrev* () é executada. Essa função registra o tempo marcado pelo contador quando a execução do código é interrompida e envia essa informação para a tela do computador. Dessa forma, os períodos de interrupções marcam a passagem do ímã pelo sensor. Ao final da execução da função externa *void medrev* (), a execução do código é retomada, de modo que o processo de medição se repete continuamente até que se retire a fonte de calor e o volante cesse seu movimento;

4.3.1 Dinâmica do movimento de rotação aplicado ao volante

O movimento rotacional do volante ocorre em virtude do momento da força (torque) aplicada pelo pistão de trabalho ao eixo de manivelas. Esse torque promove uma aceleração angular ao volante (CORRADI; TARSIA, 2010). Por meio do sistema eletrônico de aquisição de dados, os períodos entre as revoluções do volante foram coletados e utilizados na Eq. 4.1 para determinação da velocidade angular do volante em rotações por segundo.

$$n = \frac{1}{T}, \quad (4.1)$$

onde n é a velocidade angular em rps e T , o período de revolução em s .

4.3.1.1 Energia cinética de rotação e momento de inércia

A energia cinética provém do movimento de rotação do volante que possui uma inércia rotacional (CORRADI; TARSIA, 2010). Essa inércia depende da distribuição de massa com relação ao eixo de rotação. Calcula-se a energia cinética de rotação pela Eq. 4.2.

$$E_c = \frac{I\omega^2}{2}, \quad (4.2)$$

onde E_c é a energia cinética em joule (J), I , o momento de inércia em $kg.m^2$ e ω , a velocidade angular em rad/s .

O cálculo do momento de inércia para um disco cilíndrico maciço é calculado pela Eq. 4.3.

$$I = \frac{MR^2}{2}, \quad (4.3)$$

onde M é a massa do disco em kg e R , o raio do disco em m .

4.3.1.2 Torque, Trabalho e Potência

A Eq. 4.4 define o torque como uma grandeza proporcional a aceleração angular e ao momento de inércia do volante.

$$\tau = I\alpha, \quad (4.4)$$

onde τ é o torque em $N.m$ e α , a aceleração angular em rad/s^2 .

O torque pode ser medido por meio de dinamômetros, torquímetros e freio de Prony. Esses dispositivos quantificam o binário produzido pelo motor.

Pelo Teorema da Energia Cinética, quando o torque realiza trabalho em um corpo, a energia cinética de rotação do corpo muda de forma proporcional ao trabalho feito. Assim, o trabalho pode ser definido como a variação de energia cinética de rotação do corpo (Eq. 4.5).

$$W = \frac{I\omega_f^2}{2} - \frac{I\omega_i^2}{2}, \quad (4.5)$$

onde W é o trabalho em J , ω_i , a velocidade angular inicial e ω_f , a velocidade angular final, em rad/s .

A magnitude da potência transmitida pelo eixo do motor é caracterizada pela relação entre o trabalho e o tempo, conforme mostra a Eq. 4.6.

$$P = \frac{dW}{dt}, \quad (4.6)$$

onde P é a potência instantânea dada em W . Sendo que W é o símbolo para watt ($1 W = 1 J/s$).

4.3.2 Sistema de aquisição de dados

Para medição das grandezas angulares de rotação do volante do protótipo, bem como, as temperaturas médias das zonas quente e fria do espaço de trabalho, foram utilizados sensores e uma placa eletrônica que contém um circuito impresso com um microcontrolador ATmega328 da ATMEL, o Arduino Uno.

O Arduino envia ao computador informações coletadas pelos sensores através de uma porta USB via serial. Além do microcontrolador, a placa do Arduino possui pinos de entrada e saída de dados digitais e analógicos. Para programar o microcontrolador da placa utiliza-se o *software* Arduino IDE que possui uma interface simples para criação de projetos (*sketches*).

4.3.2.1 Medição de temperatura

Sensores de temperatura foram afixados na superfície dos permutadores de calor de aquecimento e de arrefecimento para coleta das temperaturas T_q e T_f .

Para medição da temperatura nos permutadores utilizou-se o sensor LM35, um sensor de precisão. Este sensor apresenta uma saída analógica de tensão que envia um sinal de $10 mV$ para cada grau celsius de temperatura detectada.

A Tab. 4 apresenta especificações técnicas do *datasheet* do sensor. Sendo que este sensor mede temperaturas de até $150^{\circ}C$.

Tabela 4 – Especificações técnicas do sensor LM35

<i>Fator de escala linear</i>	$+10 mV/^{\circ}C$
<i>Faixa de temperatura</i>	-55 à $150^{\circ}C$
<i>Tensão de operação</i>	4 a $30 V$
<i>Precisão</i>	$< \pm 0,5^{\circ}$

As informações enviadas pelo pino de saída do sensor são lidas pelo pino de entrada analógica do Arduino.

O método de Doug Conner não faz medições da temperatura nos espaços de expansão e compressão mas, somente da superfície dos permutadores de calor. Sendo assim,

utilizou-se o sensor termopar tipo K, que realiza leitura de temperaturas até 800°C , para medição da temperatura dentro da câmara de expansão.

O sensor é ligado a um módulo conversor de temperatura denominado MAX6675 que possui um circuito integrado que converte o sinal enviado pelo termopar em sinal digital. A Tab. 5 apresenta as especificações técnicas do *datasheet* do módulo.

Tabela 5 – Especificações técnicas do módulo MAX6675

<i>Tensão de operação</i>	3,0 a 5,5 V
<i>Consumo de Corrente</i>	50 mA
<i>Resolução de Temperatura</i>	0,25°C
<i>Precisão</i>	1,5%

O módulo além de digitalizar o sinal de saída do termopar, também realiza a compensação de junção fria para que não se manifeste qualquer alteração na temperatura de saída devido a formação de novas junções.

4.3.2.2 Medição do período entre as revoluções do volante

Para medição do período entre as revoluções do volante utilizou-se o sensor de efeito Hall US1881. A presença de um campo magnético próximo ao sensor induz uma diferença de potencial em seu pino de saída. Assim, afixou-se um ímã de neodímio no volante de modo que o sensor ao detectar a presença de campo magnético envia um sinal de tensão ao pino de saída.

O pino de saída do sensor é conectado ao pino digital do Arduino. O sensor fornece uma saída de tensão ALTA (1) quando o polo norte do ímã se aproxima e uma saída de tensão BAIXA (0) somente quando o polo sul é aproximado.

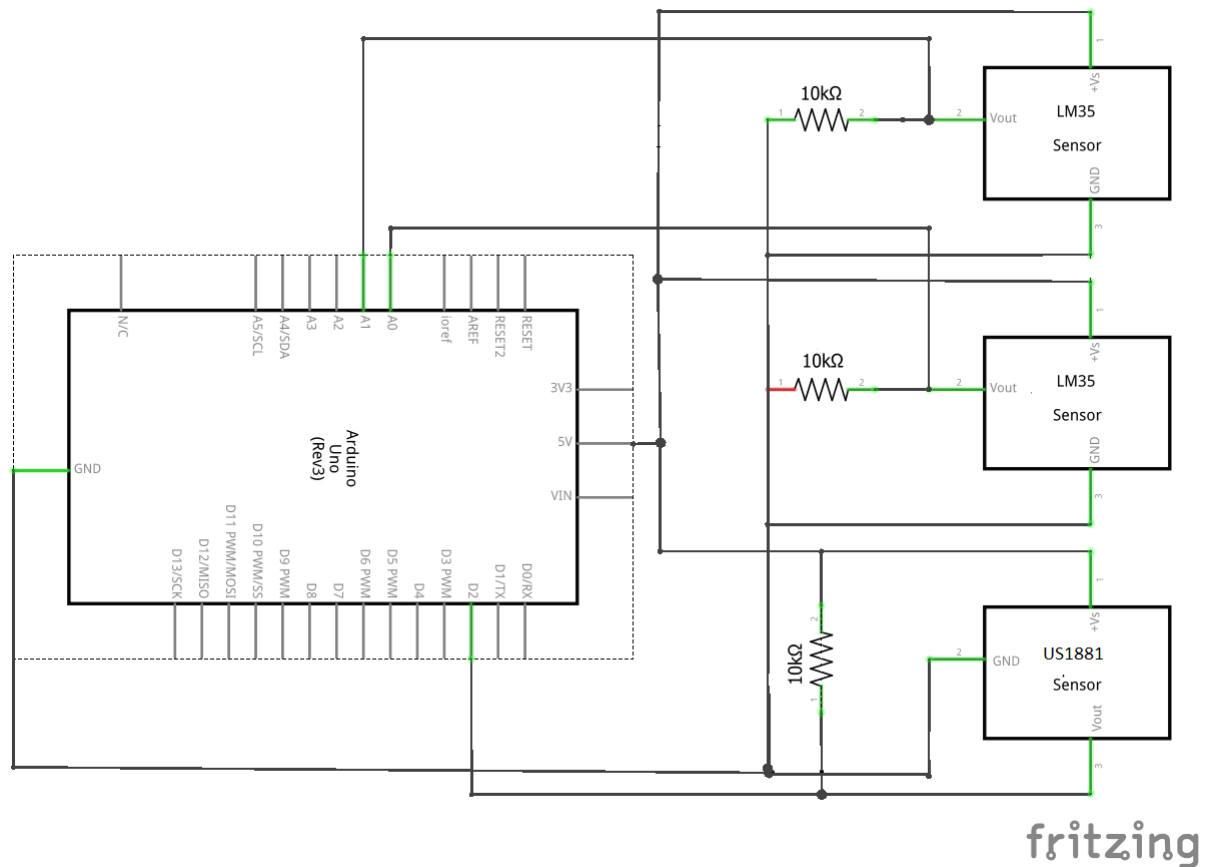
A Tab. 6 apresenta as especificações de operação do sensor presentes no *datasheet*.

Tabela 6 – Especificações técnicas do sensor US1881

<i>Faixa de temperatura</i>	-40 à 85°C
<i>Tensão de operação</i>	3,5 a 24 V
<i>Consumo de corrente</i>	50 mA

A Fig. 29 mostra o esquema de conexão do sensor de efeito Hall e dos sensores de temperatura no Arduino.

Figura 29 – Esquema de ligação do sistema de medição



Fonte: Elaborado pela autora.

Esse esquema foi feito no *software Fritzing*, que é um ambiente gráfico que permite desenhar circuitos eletrônicos nos modos esquemático, *protoboard* e layout de placa de circuito impresso. No apêndice B consta o código, em linguagem Arduino (C/C++), criado para a realização das medições.

4.4 Considerações finais

Mesmo sendo um motor de pequeno porte, o desenvolvimento do protótipo propiciou a oportunidade de experimentar algumas das dificuldades técnicas construtivas como a dificuldade de manter a vedação dos cilindros e a necessidade de atribuir mínimo atrito aos componentes móveis assegurando o alinhamento das hastes dos pistões com o eixo de manivelas.

Os protótipos construídos possuem a configuração tipo gama, pois a configuração tipo alfa requer a vedação de dois cilindros e a configuração tipo beta apresenta um mecanismo de ligação ao virabrequim mais complexo.

O método de medição eletrônica consiste em um algoritmo capaz de estimar a potência de saída do motor e de levantar informações sobre as condições de operação do mesmo.

É interessante citar que o valor da velocidade máxima do protótipo construído com latas de alumínio resultou próxima da velocidade máxima do protótipo aprimorado com peças usinadas. De certo modo, tal resultado podia ser preliminarmente previsto, já que as dimensões geométricas dos protótipos são iguais. Contudo, o protótipo com peças usinadas apresentou menor vibração no eixo de manivelas e a lata do cilindro de expansão permite operações do motor por mais tempo.

5 Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados da simulação computacional das equações de Schmidt aplicadas ao protótipo e a análise das informações coletadas pelo sistema de aquisição de dados durante os testes de operação realizados com o protótipo.

5.1 Simulação computacional do ciclo *Stirling* do protótipo

O método isotérmico de Schmidt possibilita a simulação do ciclo *Stirling* ideal, servindo de ponto de partida para investigação do comportamento do motor com relação às variáveis que regem sua operação. Assim, realizou-se uma simulação das equações de Schmidt em ambiente de programação MATLAB, tendo como dados de entrada as dimensões e as condições de operação do protótipo. No apêndice C consta o código criado para a realização das simulações.

A Tab. 7 apresenta os valores das variáveis de entrada da simulação. Os valores volumétricos apresentados na tabela foram obtidos conforme as dimensões do protótipo.

Tabela 7 – Variáveis de entrada da simulação de Schmidt

V_{de}	62,35 cm^3
V_{dc}	17,59 cm^3
V_{me}	33,26 cm^3
V_{mc}	88,24 cm^3
V_r	93,52 cm^3

As condições de operação do protótipo também são declaradas como dados de entrada na simulação. A Tab. 8 apresenta os valores das temperaturas médias do espaço de expansão e do espaço de compressão e a velocidade angular de rotação do volante. Esses valores foram obtidos por meio do sistema eletrônico de aquisição de dados.

Tabela 8 – Variáveis referentes as condições de operação

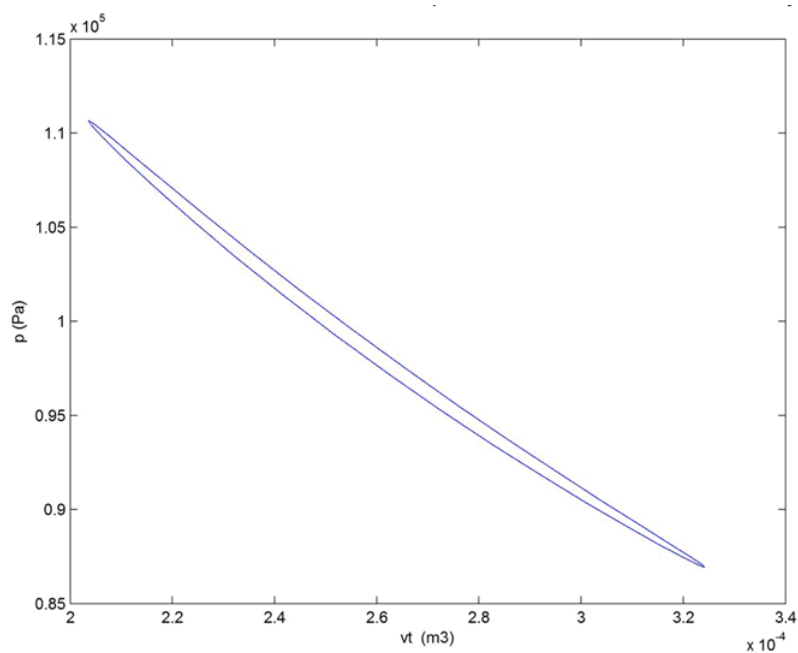
T_e	417,78 K
T_c	340,98 K
n	1.140 rpm

A Tab. 9 apresenta os resultados parciais da variação do volume total, V e, variação da pressão, p , durante a simulação do ciclo *Stirling* de acordo com o ângulo de rotação do eixo de manivelas, sendo que $0 \leq \theta \leq 360^\circ$ para um ciclo completo.

Tabela 9 – Variação de V e p com relação ao ângulo θ

$\theta [^\circ]$	$V_e [cm^3]$	$V_c [cm^3]$	$V [cm^3]$	$p [kPa]$
0	188,62	33,26	61,85	105,17
10	188,04	33,73	60,79	105,22
20	189,37	35,14	60,72	105,13
30	192,48	37,43	61,62	104,93
40	197,55	40,55	63,45	104,61
50	204,15	44,39	66,24	104,17
60	212,18	48,84	69,81	103,68
70	221,38	53,77	74,09	101,10
80	231,48	59,02	78,94	102,47
90	242,17	64,43	84,22	101,81
100	253,13	69,84	89,77	101,14
110	264,02	75,09	95,41	100,49
120	274,52	80,02	100,98	99,87

O gráfico $p \times V$ da Fig. 30 foi gerado pela simulação e se difere do gráfico do ciclo *Stirling* ideal da Fig. 9, pois as variações sinusoidais dos volumes assumidas por Schmidt conferem ao ciclo um gráfico com uma forma quase elíptica.

Figura 30 – Gráfico $p \times V$ obtido pela simulação de Schmidt

Fonte: Elaborado pela autora.

A Tab. 10 mostra os resultados das variáveis de saída obtidos pela simulação: o trabalho líquido, $W_{líq}$, a potência, P , e o rendimento, η , de acordo com o modelo idealizado por Schmidt.

Tabela 10 – Resultados da simulação para o protótipo

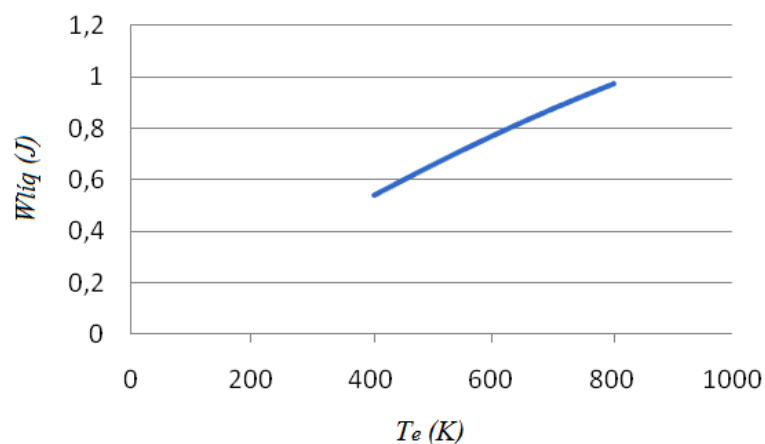
$W_{líq}$	11,10 mJ
P	211,00 mW
η	18,38%

A partir da simulação é possível constatar o quanto as condições de operação influenciam no rendimento e na potência do motor, assim como as características geométricas dos cilindros e dos pistões. Deste modo, as variáveis volumétricas como os volumes dos permutadores podem ser reajustadas de modo a reduzir os volumes mortos, bem como, a quantidade de calor transferida para o gás pode ser incrementada a partir da elevação da temperatura da fonte quente.

5.1.1 Influência da variação da temperatura nos espaços de trabalho

A Fig. 31 mostra a variação do trabalho líquido devido à elevação da temperatura do gás no espaço de expansão.

Figura 31 – Comportamento de $W_{líq}$ com a variação de T_e

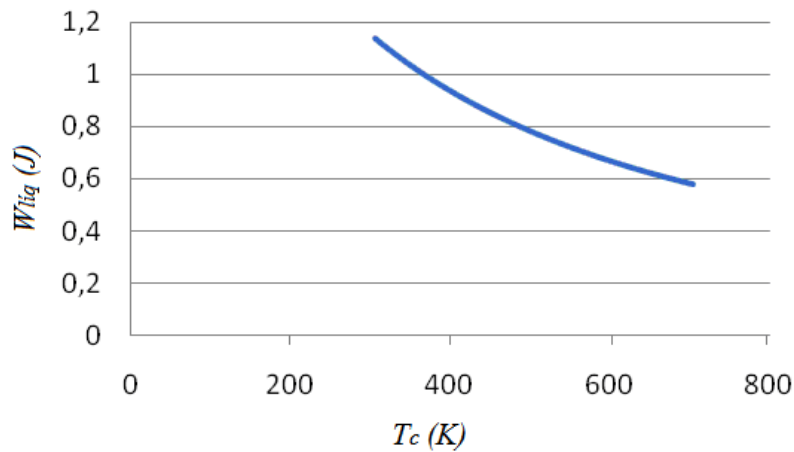


Fonte: Elaborado pela autora.

A simulação permite observar que quanto maior a temperatura da fonte quente maior torna-se o trabalho líquido. É interessante destacar que parte do calor liberado pela combustão da queima do combustível líquido é perdido para o ambiente. A temperatura do permutador de calor de arrefecimento também influencia o rendimento do motor. A

Fig. 32 mostra a variação do trabalho líquido com relação a elevação da temperatura do gás no espaço de compressão.

Figura 32 – Comportamento de W_{liq} com a variação de T_c



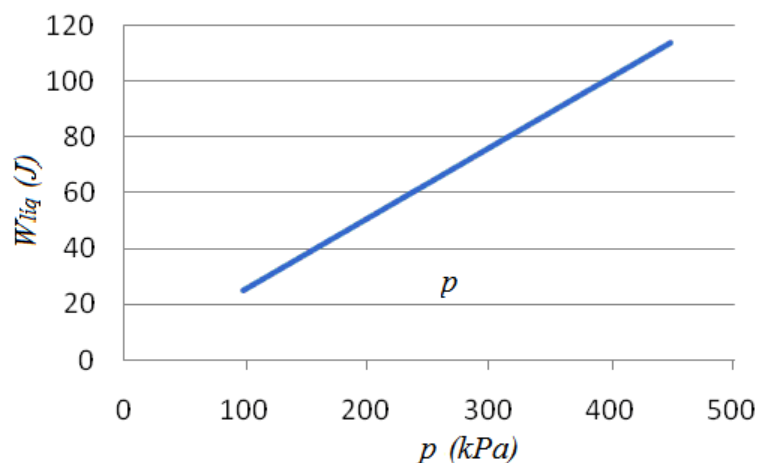
Fonte: Elaborado pela autora.

A falta de um dissipador de calor faz com que as temperaturas dos espaços de trabalho se aproximem afetando o rendimento do motor.

5.1.2 Influência da variação da pressão de operação

A Fig. 33 mostra a variação do trabalho líquido com a elevação da pressão.

Figura 33 – Comportamento de W_{liq} com a variação de p



Fonte: Elaborado pela autora.

A possibilidade de operar o motor sob pressões elevadas, permite ao motor desenvolver maiores potências devido ao aumento da quantidade de massa pressurizada no interior das câmaras. No entanto, esta condição requer câmaras com paredes mais espessas,

o que pode afetar em parte a transferência de calor da fonte externa para o fluido de trabalho, além de um sistema de vedação apropriado.

5.1.3 Influência da variação do volume de massa deslocado

O volume deslocado, V_{de} , é uma variável que influencia praticamente todos os parâmetros de saída na análise de Schmidt. A Tab. 11 mostra uma simulação em que se busca variar apenas V_{de} e prever a variação do diâmetro do pistão e da potência de saída.

Tabela 11 – Influência de V_{de} em P

V_{de} (cm^3)	$\phi_{pistão}$ (m)	P (W)
53	0,06	115,75
103	0,09	320,62
153	0,12	559,91
203	0,13	816,33
253	0,14	1082,58
303	0,16	1354,99
353	0,17	1631,56
403	0,18	1911,03
453	0,19	2192,63
503	0,20	2475,83
553	0,21	2760,28
603	0,22	3045,69

Por meio desta análise estima-se prever qual seria a geometria necessária para se obter uma dada potência de saída. Para esta simulação, duas condições de operação foram alteradas: elevou-se a temperatura da fonte quente para $1000\ K$ e a pressão média para $0,9\ MPa$. Sendo que o símbolo MPa equivale a $10^6 Pa$.

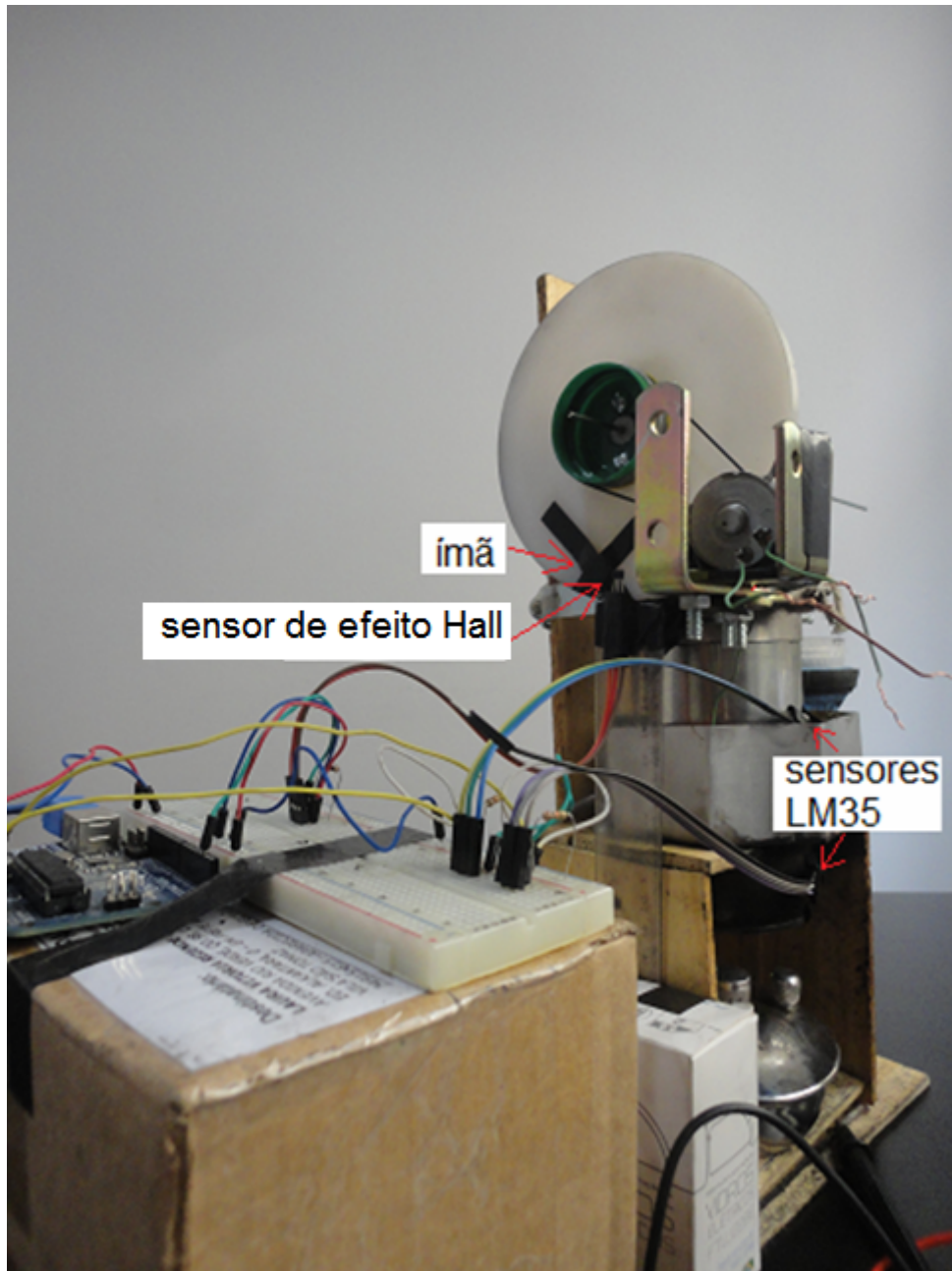
Conforme mostra na Tab. 11, para um volume deslocado de $253\ cm^3$ estima-se que o diâmetro do pistão tenha $14\ cm$ e uma potência de saída de $1.082,6\ W$.

5.2 Resultados de bancada de ensaios

A Fig. 34 mostra o aparato experimental com os sensores de temperatura LM35, o sensor de efeito Hall e um ímã. Os sensores LM35 foram utilizados para medição das temperaturas nas superfícies dos permutadores de calor. Sendo que um sensor foi fixado na superfície do permutador de aquecimento e o outro, na superfície do permutador de arrefecimento.

O sensor de efeito Hall foi instalado próximo ao volante para medição do período entre as revoluções do volante por meio da detecção da passagem do campo magnético do ímã fixado no volante.

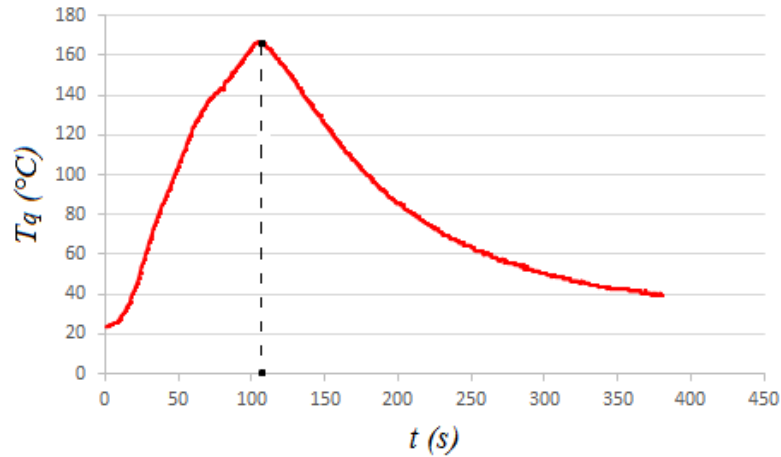
Figura 34 – Aparato experimental para medições



Fonte: Elaborado pela autora.

Foi utilizado querosene como fonte de calor para aquecer a superfície do permutador de aquecimento por meio de uma lamparina. A curva da Fig. 35 apresenta a evolução da temperatura na superfície do permutador aquecedor, T_q .

Figura 35 – Temperatura na superfície do permutador de aquecimento

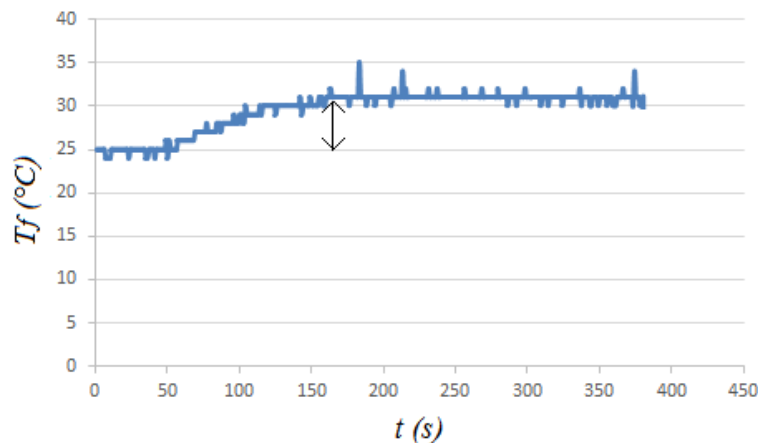


Fonte: Elaborado pela autora.

Conforme mostra a curva da Fig. 35, entre os instantes de 0 s e 105 s a temperatura se elevou até 167°C , e depois dos 105 s, houve uma queda devido a retirada da fonte de calor. É interessante destacar que o calor liberado pela queima do querosene não é totalmente transferido para o permutador, pois uma parte desse calor é perdida para o ambiente na região próxima a chama e na própria superfície do permutador.

A curva da Fig. 36 apresenta a evolução da temperatura na superfície do permutador de arrefecimento, T_f . O gráfico mostra que a temperatura no permutador atingiu aproximadamente 32°C .

Figura 36 – Temperatura na superfície do permutador de arrefecimento



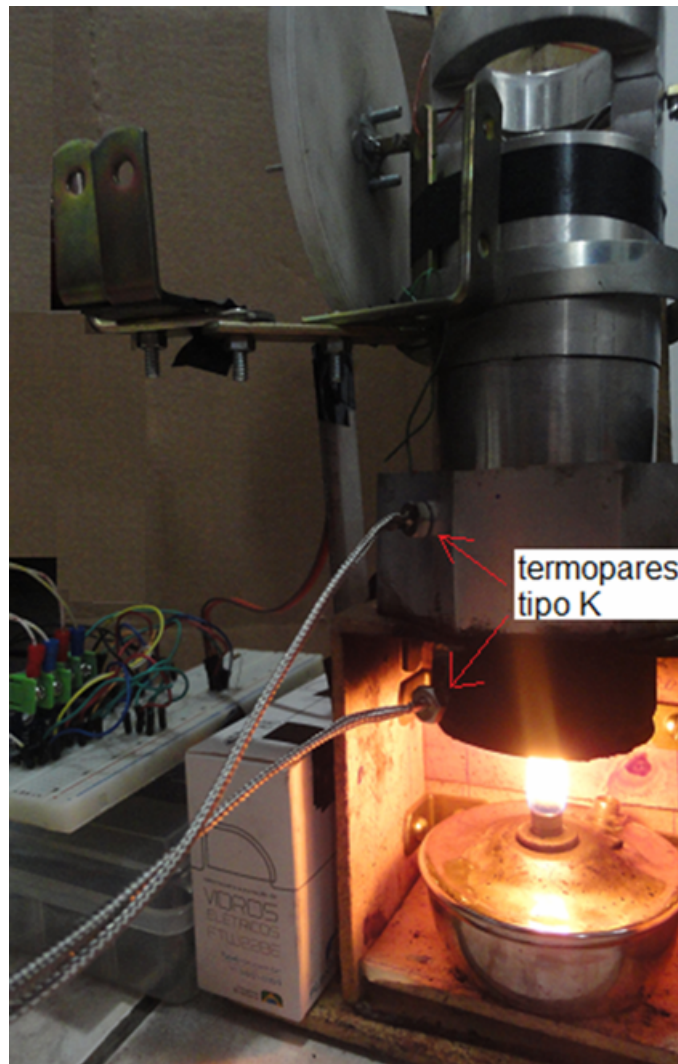
Fonte: Elaborado pela autora.

Pelo gráfico da Fig. 36 verifica-se que houve aproximadamente um aumento de 6°C na parede do permutador de arrefecimento. Como os permutadores de aquecimento e

de arrefecimento foram instalados no mesmo cilindro (ver Fig. 25), ocorre propagação de calor pela superfície do cilindro. Assim, foi necessário instalar um circuito de água corrente no permutador de arrefecimento.

Para realizar a simulação das equações de Schmidt mediu-se a temperatura do gás no espaço de expansão e no espaço de compressão utilizando dois termopares tipo K. A Fig. 37 mostra os sensores fixados no protótipo com as sondas instaladas no interior do cilindro.

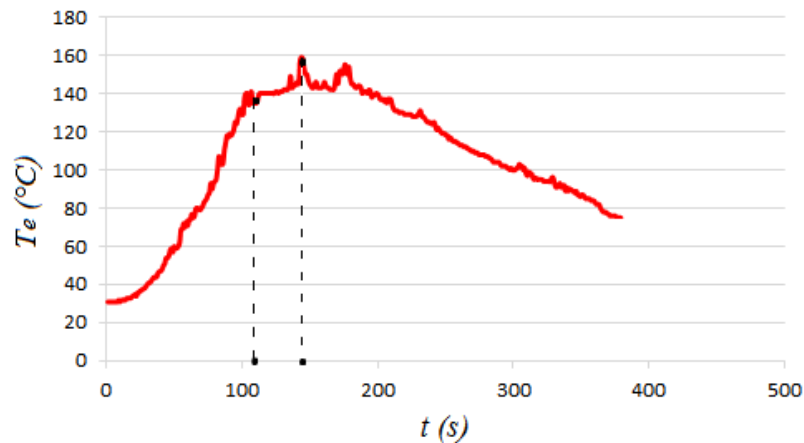
Figura 37 – Sensores termopares fixados no interior do cilindro



Fonte: Elaborado pela autora.

O gráfico da Fig. 38 mostra a temperatura do gás no espaço de expansão, T_e . Sendo que a curva do gráfico demonstra que, entre os instantes de 0 s e 105 s, houve uma elevação da temperatura do gás conforme o aumento da temperatura no permutador de aquecimento (Fig. 35). Depois dos 105 s, mesmo com a retirada da fonte de calor, a temperatura do gás chegou a 159°C e caiu de forma lenta com o tempo.

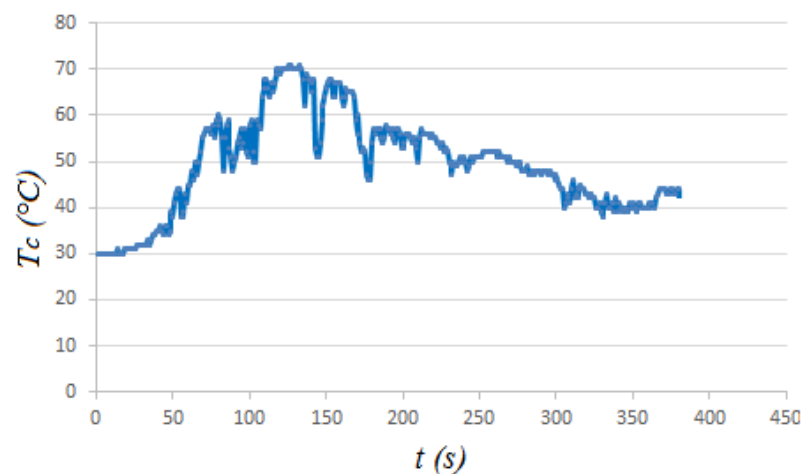
Figura 38 – Evolução da temperatura do gás no espaço de expansão



Fonte: Elaborado pela autora.

A curva do gráfico na Fig. 39 mostra a evolução da temperatura do gás na zona fria da câmara de compressão, T_c .

Figura 39 – Evolução da temperatura do gás no espaço de compressão

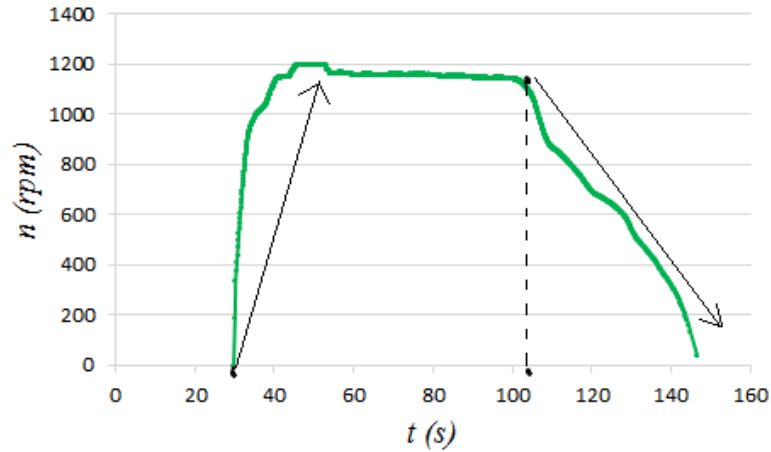


Fonte: Elaborado pela autora.

Pelo gráfico da Fig. 39 observa-se que a temperatura do gás atinge cerca de 71°C . Desta forma, observa-se que, $T_e < T_q$ e $T_c < T_f$. O que demonstra que o projeto de permutadores de calor é substancial para a transferência eficiente de calor, pois se a temperatura do gás na zona fria fosse mais próxima a temperatura da superfície do permutador arrefecedor, 32°C e, quando na zona quente, mais próxima a temperatura do permutador aquecedor, 167°C , o rendimento teórico seria aproximadamente de 30%. Além disso, constata-se que o diagrama de distribuição de temperatura da análise adiabática ideal (Fig. 43) representa melhor a ocorrência das diferenças de temperatura do gás nesses espaços.

A Fig. 40 mostra graficamente a evolução da velocidade angular do volante durante o tempo de operação do motor.

Figura 40 – Comportamento da velocidade e da temperatura com o tempo



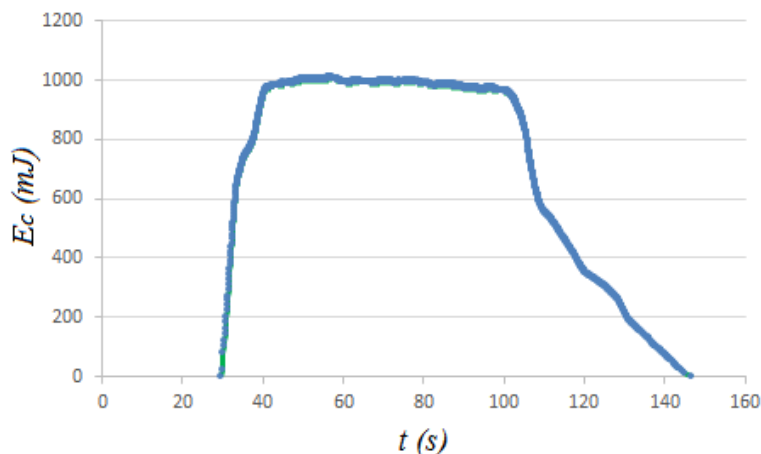
Fonte: Elaborado pela autora.

A partida do motor ocorre aproximadamente 30 s depois de ligada a fonte de calor. A velocidade angular cresce atingindo 1.200 rpm devido a aceleração angular do volante. Em seguida, entre o tempo aproximado de 53 s a 105 s, o volante entra em regime estacionário e passa a girar com velocidade aproximadamente constante de 1.140 rpm. Após esse tempo, a fonte de calor é retirada e o volante continua a girar com o calor residual. Devido as fontes de fricção o volante desacelera até cessar seu movimento.

5.2.1 Energia cinética e potência

A Fig. 41 mostra a curva da energia cinética de rotação do volante durante o tempo em que motor opera.

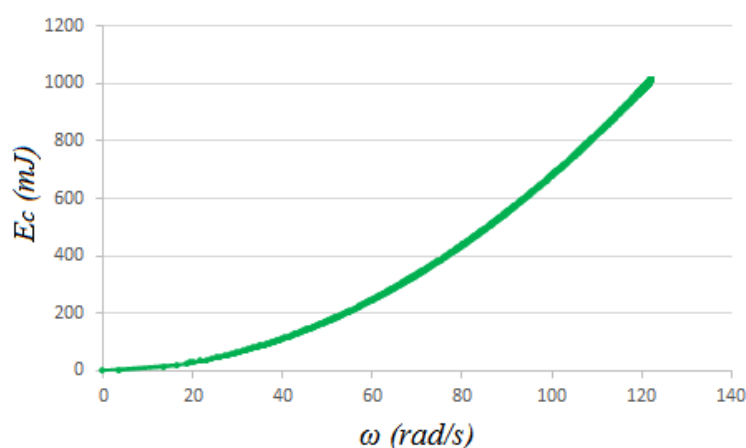
Figura 41 – Gráfico da energia cinética no tempo



Fonte: Elaborado pela autora.

O mesmo comportamento das curvas da Fig. 40 e da Fig. 41 demonstra que a energia cinética varia conforme a alteração da velocidade angular. Sendo que a energia cinética é proporcional ao quadrado da velocidade, conforme demonstra o gráfico na Fig. 42.

Figura 42 – Gráfico da energia cinética em função da velocidade angular



Fonte: Elaborado pela autora.

No tempo aproximado de 40 s, a energia cinética é aproximadamente 1 J. Como a velocidade angular inicial do volante é zero, estima-se a potência média de saída em torno de 100 mW. Esse resultado é duas vezes menor que a potência obtida pela simulação das equações de Schmidt (Tab. 10). Contudo, a análise de Schmidt é embasada sob condições ideais sem a contabilização de perdas mecânicas e térmicas.

5.3 Considerações finais

Pela simulação computacional das equações de Schmidt é possível obter informações importantes sobre o comportamento de grandezas como o trabalho líquido do ciclo com relação a variação das temperaturas nos espaços de trabalho ou a variação da pressão do gás. Assim, mesmo que a análise seja ideal, é possível demonstrar os princípios de funcionamento do motor.

A aplicação do sistema de medição por meio de sensores propiciou o levantamento de informações experimentais a respeito da dinâmica rotacional do volante que está correlacionada as condições de operação do motor. Esse tipo de sistema de medição pode ser utilizado em outras máquinas térmicas também.

Conclusão

O desenvolvimento deste trabalho de pesquisa iniciou-se com a intenção de investigar o potencial do motor *Stirling* em sistemas de geração de energia elétrica. Partindo de um levantamento bibliográfico, surgiu a oportunidade de construção de um protótipo de pequenas dimensões.

O processo de construção do protótipo propiciou a análise prática de dificuldades técnicas construtivas do motor como a necessidade de: garantia de vedação das câmaras, redução de atrito mecânico pelo alinhamento do eixo de manivelas com as hastes do pistão de trabalho e do deslocador, construção de volante com massa bem distribuída, construção de permutador arrefecedor com água corrente para melhorar a dissipação de calor e construção de mancais com baixo atrito para o deslizamento livre do virabrequim.

Dentre as vantagens que o motor *Stirling* apresenta destaca-se sua flexibilidade de operação com diversos tipos de combustíveis enfatizando sua aplicação como mecanismo de acionamento de geradores para produção de eletricidade em pequena ou média escala, podendo operar durante o dia a energia solar e durante a noite com a queima de qualquer outro combustível.

A tentativa de inserir o motor *Stirling* no setor automotivo não obteve avanço devido a dificuldades construtivas e o advento do motor a combustão interna. Contudo, nos últimos anos, o motor *Stirling* tem sido aplicado em sistemas de geração de eletricidade de pequena e média escala utilizando fontes renováveis de energia com destaque para energia solar e biomassa.

O desempenho do motor *Stirling* está relacionado de forma direta com a eficiência dos permutadores de calor que atribuem o gradiente de temperatura necessário para o funcionamento do ciclo. O regenerador é um componente indispensável para melhorar o desempenho do motor, pois ele reduz o tempo de aquecimento e de arrefecimento do gás nos permutadores de calor. Análises computacionais para modelagem destes componentes ainda passam por aperfeiçoamentos visando representá-los na forma mais real possível.

A seção do capítulo 1 (Aplicações de motor *Stirling*) apresenta motores com potências da ordem de quilowatt. Conforme descrito, esses motores de maior potência operam com pressões da ordem de 15 MPa, com fontes quentes sob temperatura de 720°C e utilização de Hélio e Hidrogênio como fluido de trabalho devido as suas propriedades de baixa viscosidade e baixa densidade.

Assim, sob o ponto de vista físico e termodinâmico, quanto maior a pressão de operação do motor, maior é a força de expansão do gás sobre o pistão o que resulta em uma

potência de saída maior. A utilização de gases leves e de baixa viscosidade proporciona melhor escoamento do gás dentro dos cilindros e, portanto, confere menor perda de energia para o motor. Além disso, a operação do motor sob altas temperaturas permite uma entrada maior de calor no sistema.

A simulação do ciclo *Stirling* do protótipo utilizando a análise isotérmica de Schmidt forneceu resultados baseados em condições ideais, pois não contabiliza os efeitos de perdas térmicas e mecânicas. Contudo, apresenta-se como um ponto de partida para investigação termodinâmica do funcionamento do motor.

Através do sistema de medição eletrônica, os sensores de temperatura LM35 registraram as temperaturas de superfície dos permutadores de calor, onde a superfície do permutador aquecedor atingiu cerca de 167°C e, a temperatura da superfície do permutador arrefecedor, 32°C . Através da utilização de termopares foi possível registrar a temperatura na zona quente de expansão, 159°C e, a temperatura na zona fria de compressão, 71°C . Os dados lidos pelos termopares representam as condições reais de operação do gás de trabalho. Desta forma, eles foram utilizados para estimar a eficiência do motor.

O rendimento do motor *Stirling* é obtido pela expressão do rendimento de Carnot. Sendo assim, obteve-se um rendimento em torno de 18% por meio da média das temperaturas do gás coletadas da zona quente e da zona fria do protótipo. Se os permutadores de calor fossem mais eficientes, a eficiência poderia chegar a 30%.

Pela simulação do ciclo *Stirling* do protótipo estimou-se uma potência de 211 mW . Pela análise da dinâmica rotacional do volante (por meio do sistema de medição) estimou-se uma potência média de saída de aproximadamente 100 mW . A potência obtida pela simulação é duas vezes maior que a potência estimada pelo sistema de medição eletrônica devido as considerações ideais assumidas por Schmidt.

O estudo dos motores *Stirling* engloba conhecimentos multidisciplinares. O projeto e construção necessita da contribuição das áreas de Termodinâmica e Mecânica, Engenharia de Materiais, dentre outras.

Este trabalho documenta os resultados da análise experimental de um protótipo de motor *Stirling* que permitiram a constatação prática dos princípios de funcionamento deste motor, a investigação das limitações construtivas e o estudo das principais perdas de energia. As informações reunidas neste trabalho servem como material instrutivo para o público em geral. Além disso, reafirmam as vantagens competitivas deste motor com relação a outras máquinas térmicas, com destaque para sua aplicação em sistemas de geração de energia elétrica.

Dentre as sugestões de temas para aprofundamento investigativo do motor *Stirling*, pode-se citar:

1. Estudo e modelagem de permutadores de calor de aquecimento e arrefecimento;
2. Análise de perdas de energia térmica e mecânica;
3. Análise de rendimento do protótipo com diferentes combustíveis;
4. Otimização dos volumes mortos do motor para melhorar o desempenho do motor;
5. Desenvolvimento de motor *Stirling* híbrido para operação com energia solar e outros combustíveis;
6. Uso do motor *Stirling* para atuar no posicionamento ideal de placas fotovoltaicas.

Referências

- BARBEE, J. *Could this be the world's most efficient solar electricity system?* 2016. Disponível em: <<https://www.theguardian.com/environment/2015/may/13/couldthis-be-the-worlds-most-efficient-solar-electricity-system>>. Citado na página 31.
- BARROS, R. W. *Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis*. 143 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, Curso de Engenharia Mecânica, Instituto de Engenharia Mecânica, Itajubá, 2005. Citado na página 50.
- CACHUTE, L. de O. *Análise Teórica e Apresentação de Metodologia de Projeto de motor Stirling para uso em Sistema de Resfriamento Evaporativo*. 110 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Taubaté, Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Taubaté, 2006. Citado 3 vezes nas páginas 50, 52 e 53.
- CARVALHO, A. M.; SILVA, C. H. F. da; LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R.; VENTURINI, O. J.; ANDRADE, R. V.; COBAS, V. R. M. *Microturbinas a Gás, Motores Stirling e Células a Combustível para Geração Distribuída*. 2016. Disponível em: <<http://www.mfap.com.br/pesquisa/it96.pdf>>. Citado na página 30.
- CERVANTES, J. V. *METODOLOGÍA PARA EL REDISEÑO DE MOTORES DE CICLO STIRLING*. 93 p. Dissertação (Mestrado) — Curso de Ingeniería Mecánica, Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, Instituto Politécnico Nacional, México, 2006. Citado na página 27.
- CHAN, J.; HOYE, T.; SCHULZE, E.; WISER, J. *Advanced Stirling radioisotope generator design overview and future plans*. p. 2, 2015. Citado na página 32.
- CHEN, N. C. J.; GRIFFIN, F. P. *A review of Stirling Engine Mathematical Models*. Virginia: Oak Ridge National Laboratory, 1983. 43 p. Citado 2 vezes nas páginas 54 e 103.
- CONNER, D. *How to measure engine friction using flywheel deceleration?* 2016. Disponível em: <<http://www.solarheatengines.com/2013/02/17/how-to-measure-enginefriction-using-flywheel-deceleration/>>. Citado na página 74.
- CORRADI, W.; TARSIA, R. D. *Fundamentos de Física 1*. [S.l.]: Editora UFMG, 2010. 514 p. Citado 2 vezes nas páginas 75 e 76.
- COSTA, J. M. S. *Metodologia Simplificada para a Análise Termoeconomica de Sistemas de Cogeração como Motor Stirling*. 149 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade do Minho, Escola de Engenharia, 2013. Citado na página 38.
- ERNEST, W.; SHALTENS, R. *Automotive Stirling Engine Development Project*. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration, 1997. 162 p. Citado na página 28.
- FINKELSTEIN, T.; ORGAN, A. J. *Air Engines: The History, Science, and Reality of the Perfect Engine*. 6. ed. New York: Asme Press, 2001. 261 p. Citado na página 27.

- GINGERY, D. J. *Stirling Cycle Engine*. [S.l.]: LLC, 1990. 76 p. Citado na página 27.
- HILLIG, T. *A Hybrid Solution with Concentrated Solar Power (CSP) and Fuel for Baseload Mining Operations*. [S.l.], 2016. 13 p. Citado na página 31.
- HIRATA, K. Schmidt theory for Stirling engines. Sataima, p. 8, 1997. Citado na página 59.
- HOEGEL, B. *Thermodynamics-Based Design of Stirling Engines for Low-Temperature Heat Sources*. 304 p. Tese (Doutorado) — University of Canterbury, Canterbury, 2014. Citado na página 44.
- IWAMOTO, S.; HIRATA, K.; TODA, F.; HAMAGUCHI, K. Performance evaluation for a 100W Stirling engine. Sataima, p. 10, 1997. Citado na página 32.
- JUNIOR, D. P. de O. *Motores de Combustão Interna*. 1. ed. Piracicaba: [s.n.], 1997. 129 p. Citado 4 vezes nas páginas 39, 40, 41 e 42.
- KITZNER, E. *Automotive Stirling Engine Development Program*. Dearborn: Ford Motor Company, 1977. 98 p. Citado na página 28.
- LARSEN, J. *Eleven Stirling Engines Projects You Can Build*. Olympia: [s.n.], 2012. 320 p. Citado 3 vezes nas páginas 65, 67 e 68.
- LIZAMA, J. I. S. *Modelación Numérica, Diseño, Construcción y Análisis Experimental del Desempeño de un Motor Stirling de Baja Entalpia*. 216 p. Dissertação (Mestrado) — Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Santiago, 2012. Citado na página 53.
- LLOYD, C. *A Low Temperature Differential Stirling Engine for Power Generation*. 132 p. Dissertação (Mestrado) — University of Canterbury, Curso de Engenharia, 2009. Citado 3 vezes nas páginas 45, 48 e 51.
- MARTINI, W. R. *Stirling Engine Design Manual*. 2. ed. Cheveland: National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, 1983. 410 p. Citado na página 62.
- MORAN, M.; SHAPIRO, H. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 7. ed. [S.l.]: Editora LTC, 2013. 796 p. Citado na página 37.
- MOURA, J. P. de. *Estudos das rotas tecnológicas para produção de biogás e da influência da composição química de dejetos de matrizes suínas na qualidade do biogás gerada por biodigestor*. 2016. Disponível em: <<http://www.infobibos.com/Artigos/20121/rota/index.htm>>. Citado na página 29.
- NIGHTINGALE, N. *Automotive Stirling Engine: Mod II Design Project*. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration, 1986. 64 p. Citado na página 28.
- PETTINGILL, T. K. O. *Thermodynamics of Stirling Type Engines for the Artificial Heart*. 124 p. Dissertação (Mestrado) — McMaster University, School of Graduate Studies, Ontario, 1977. Citado na página 43.
- PINILLA, A. V. *Diseño de un prototipo bio-Stirling para abastecer la demanda energética de una vivienda rural*. Valparaiso: [s.n.], 2012. 137 p. Citado na página 62.

- SAVI, A. A.; COLUCCI, C. C. *Termodinâmica*. Maringá: Editora da Universidade Estadual de Maringá, 2010. 133 p. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- SEPULVEDA, S.; WILKINSON, J.; TIBURCIO, B.; HERRERA, S. *Agroenergía e Desenvolvimento de Comunidades Rurais Isoladas*. Brasília: [s.n.], 2008. 268 p. Citado na página 30.
- SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. *Fundamentos da Termodinâmica*. 6. ed. [S.l.]: Editora Edgard Blucher Ltda, 2003. 584 p. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- TILLMANN, C. A. da C. *Motores de Combustão Interna e seus Sistemas*. Pelotas: Rede e-Tec Brasil, 2013. 166 p. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 42.
- URIELI, I. *A Computer Simulation of Stirling Cycle Machines*. 313 p. Tese (Doutorado) — University of the Witwatersrand, Faculty of Engineering, Curso de Mechanical Engineering, Johannesburg, 1997. Citado 6 vezes nas páginas 54, 55, 56, 57, 58 e 103.
- VELAZQUEZ, D. O. *Estudio Teórico del Regenerador para un Motor Stirling*. 112 p. Dissertação (Mestrado), Mexico, enero 2007. Citado na página 48.
- WUDAG, S. *Stirling CHP for Sewage Plants*. 2016. Disponível em: <<http://www.stirlingenergie.de/en/reference>>. Citado na página 29.
- ZAMORA, V. R. A. *Diseño y Construcción de un Motor Stirling para la Generación de Energía Eléctrica*. Lima: [s.n.], 2006. 166 p. Citado na página 60.
- ZILOTTI, H. A. R. *Potencial de Produção de Biogás em uma Estação de Tratamento de Esgoto de Cascavel para a Geração de Energia Elétrica*. 52 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Energia na Agricultura, Cascavel, 2012. Citado na página 29.

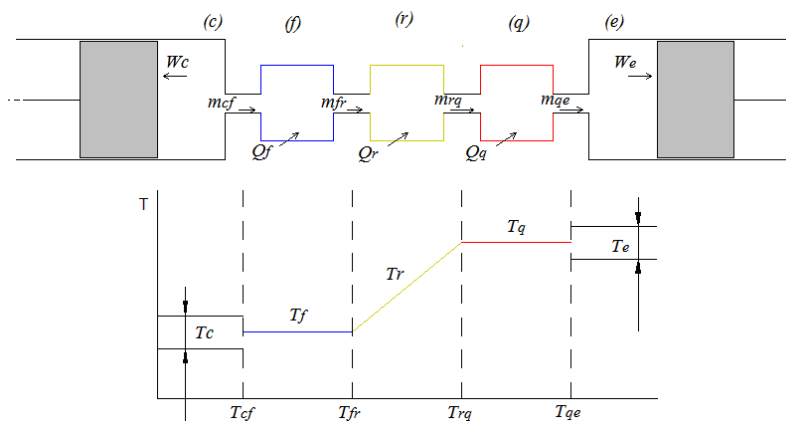
Apêndices

APÊNDICE A – Método de terceira ordem

O método de terceira ordem utiliza equações diferenciais de estado para realizar uma análise mais rigorosa quanto ao funcionamento do motor. A análise ideal adiabática proposta por Dr. Israel Urieli se enquadra no método de terceira ordem (CHEN; GRIFFIN, 1983). Diferentemente da análise isotérmica de Schmidt, o fluido de trabalho nos espaços de compressão e expansão passa por processo adiabático.

No modelo isotérmico, os permutadores de calor não realizam transferência de calor líquida durante o ciclo *Stirling*. Em máquinas reais, a transferência de calor deve ser realizada nos permutadores de calor, por serem construídos para essa finalidade. Neste modelo assume-se que os espaços de compressão e expansão são adiabáticos. O motor é visto como um componente dividido em espaços de: compressão (*c*), permutador arrefecedor (*f*), regenerador (*r*), permutador aquecedor (*q*) e expansão (*e*). Estes espaços são separados pelas interfaces *cf*, *fr*, *rq* e *qe*, conforme mostra a Fig. 43. Assim, definiu-se uma taxa de fluxo de massa entre as interfaces (URIELI, 1997).

Figura 43 – Diagrama de subespaços da máquina para análise de Urieli



Fonte: Adaptado de Urieli (1997).

Conforme o diagrama, as temperaturas não são constantes e variam conforme a compressão e expansão adiabática. As temperaturas nas interfaces são estabelecidas conforme a direção do fluxo do fluido de modo que se define um algoritmo de condição para a transferência de massa entre os subespaços, a saber:

If $m_{cf} > 0$, então $T_{cf} = T_c$. Se não, $T_{cf} = T_f$,

If $m_{qe} > 0$, então $T_{qe} = T_q$. Se não, $T_{qe} = T_e$.

A condição positiva descreve o deslocamento do fluxo de massa do espaço de compressão ao espaço de expansão. A Eq. A.1 apresenta a forma diferencial para a

conservação de massa nos espaços.

$$dm_c + dm_f + dm_r + dm_q + dm_e = 0 \quad (\text{A.1})$$

No espaço de compressão, assume-se processo adiabático, ou seja, dQ_c é nulo. O diferencial de massa, dm_c , é equivalente ao fluxo de massa na interface ck ($-m_{cf}$). Assim, a equação de energia para o gás de trabalho (Eq. 3.5) no espaço de compressão se reduz a Eq. A.2, sendo $g = \frac{c_p}{c_v}$.

$$dm_c = \frac{pdV_c + \frac{V_c dp}{g}}{RT_{cf}} \quad (\text{A.2})$$

De forma similar, tem-se que para o espaço de expansão:

$$dm_e = \frac{pdV_e + \frac{V_e dp}{g}}{RT_{qe}}, \quad (\text{A.3})$$

sendo,

$$dp = \frac{-gp\left(\frac{dV_e}{T_{cf}}\right) + \left(\frac{dV_e}{T_{qe}}\right)}{\frac{V_c}{T_{cf}} + g\left(\frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r}{T_r} \frac{V_q}{T_q}\right) + \frac{V_e}{T_{qe}}}. \quad (\text{A.4})$$

O trabalho realizado durante o processo de compressão é dado pela Eq. A.5.

$$dW_c = pdV_c \quad (\text{A.5})$$

O trabalho realizado durante o processo de expansão é dado pela Eq. A.6.

$$dW_e = pdV_e \quad (\text{A.6})$$

Aplicando a equação de energia (Eq. 3.5) para o gás de trabalho nos permutadores de calor e assumindo esses espaços isotérmicos tem-se que: $T_{fr} = T_f$, $T_{rq} = T_q$, e $dW = 0$. Assim, para os espaços nos permutadores de calor (a temperatura constante), tem-se as seguintes equações diferenciais:

$$dQ_f = \frac{c_v V_f dp}{R} - c_p(T_{cf}m_{cf} - T_{fr}m_{fr}), \quad (\text{A.7})$$

$$dQ_q = \frac{c_v V_q dp}{R} - c_p(T_{rq}m_{rq} - T_{qe}m_{qe}), \quad (\text{A.8})$$

$$dQ_r = \frac{c_v V_r dp}{R} - c_p(T_{fr}m_{fr} - T_{rq}m_{rq}). \quad (\text{A.9})$$

Uma vez que essas equações não são lineares torna-se necessário a utilização de um método de cálculo numérico para a resolução das mesmas, atribuindo-se valores iniciais às variáveis para inicialização da simulação e utilizando-se um critério de convergência de modo a alcançar o estado estacionário cíclico.

APÊNDICE B – Código do sistema de medição eletrônica

```

define arefvoltage 5.0
int pinH = 0;//pino analogico temperatura
int pinC=1;
int tempH[381];//guarda temperatura
int tempC[381];
int pinrpm = 2; // pino digital para o sensor hall
unsigned long ultimotempo = 0; //
unsigned long lastmicros = 0;
int i=0;
int a=0;
void setup()
Serial.begin(9600); //Start the serial connection
pinMode(pinrpm, INPUT);
attachInterrupt(0, medrev, FALLING); // chama função de interrupção
void loop()
ultimotempo=0;
attachInterrupt(0, medrev, FALLING);
if (millis() - lastmicros == 1000) //atualiza a cada 1s
//será igual a frequencia de leitura (Hz).
detachInterrupt(0);
tempH[i]=int(( 5.0 *analogRead(pinH)*100)\1023);
tempC[i]=int(( 5.0 *analogRead(pinC)*100)\1023);
lastmicros = millis(); //
i++;
if(i==380)

```

```
a=imprimir();  
i=0;  
void medrev()  
ultimotempo=micros();  
Serial.println(ultimotempo);  
int imprimir()  
Serial.println("Temperatura QUENTE");  
for (int i=0;i<381;i++)  
Serial.println(tempH[i]);  
Serial.println("Temperatura FRIA");  
for (int i=0;i<381;i++)  
Serial.println(tempC[i]);  
return 1;
```

APÊNDICE C – Código de simulação da análise de Schmidt

```

%Equações de Schmidt segundo Hirata
%variáveis de entrada
%configuração tipo gama
eps=10(-6);
vde=62.3449*eps;%volumedeslocadodeexpansão
vdc=17.5929*eps;%volumedeslocadodecompressão
vme=33.2577*eps;%volumemortodosubespaçodeexpansão
vmc=88.2356*eps;%volumemortodosubespaçodecompressão
vr=93.5174*eps;%volumedoregenerador
fi=90;%ângulo de desfase
n=1140;%velocidade angular de rotação
nhz=n\60;
pmedia=101325;%98082.6; pressão média
te=417.78;%temperatura de aquecimento
tc=340.98;%temperatura de resfriamento
alfa=0;%ângulo de giro
R=287.0530;%constante dos gases
%variáveis de cálculo que dependem da geometria
t=tc\te;
v=vdc\vde;
xde=vme\vde;
xdc=vmc\vde;
xr=vr\vde;
a=atand (v*sind(fi)\(t + cosd(fi) + 1));
s=t+2*t*xde + (4*t*xr\ (1 + t)) + v + 2*xdc + 1;

```

```

b=sqrt(t2 + 2*(t - 1)*v*cosd(fi) + v2 - 2*t + 1);
c=b\s;
rencarnot=1-t;
p=zeros(36,1);
m=zeros(36,1);
pmed=zeros(36,1);
pmin=zeros(36,1);
pmax=zeros(36,1);
vc=zeros(36,1);
ve=zeros(36,1);
vt=zeros(36,1);
for i=1:37
p(i)=(pmedia*(sqrt(1 - c2))\ (1 - c*cosd(alfa - a)));
m(i)=p(i) *vde*(s - b*cosd(alfa - a))\ (2*R*tc);
pmed(i)= 2*m(i)*R*tc\ (vde*sqrt(s2 - b2));
pmin(i)=2*m(i)*R*tc\ (vde*(s + b));
pmax(i)=pmed(i) *sqrt((1 + c)\ (1 - c));
ve(i)=(vde\2)*(1 - cosd(alfa)) + vme;
vc(i)=(vde\2)*(1 - cosd(alfa)) + (vdc\2)*(1 -
cosd(alfa-fi))+(vmc);
vt(i)=ve(i)+vc(i)+vr;
alfa=alfa+10;
end // we=pmedia*vde*pi*c*sind(a)\ (1 + sqrt(1 - c2));
wc= - pmedia*vde*pi*c*t*sind(a)\ (1 + sqrt(1 - c2));
wi= we+wc;
Pi=wi*nhz;
ren=wi\we;
newVt=zeros(36,1);
newP=zeros(36,1);
for i=1:36

```

```
newP(i)=p(i) *9.8692*eps;  
newVt(i)=vt(i) *1000;  
end  
plot(vt,p);  
title('Diagrama p × vt');  
xlabel('vt (m3)');  
ylabel('p (Pa)');
```


Anexos

ANEXO A – Especificações técnicas do motor MOD II

Figura 44 – Características técnicas do MOD II

