

CASSIANO METIER MOURA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM MÓDULO
COMPACTO BASEADO NO CICLO STIRLING PARA
RECUPERAÇÃO DE ENERGIA DOS GASES DE
ESCAPE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2017

CASSIANO METIER MOURA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM MÓDULO COMPACTO
BASEADO NO CICLO STIRLING PARA RECUPERAÇÃO DE
ENERGIA DOS GASES DE ESCAPE DE UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Área de Concentração: Energia e Máquinas Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato

Uberlândia – MG

2017

CASSIANO METIER MOURA

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM MÓDULO COMPACTO BASEADO NO CICLO STIRLING PARA A RECUPERAÇÃO DA ENERGIA DOS GASES DE ESCAPE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Trabalho de conclusão de curso **APROVADO** pela
Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Energia e Máquinas Térmicas

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato – FEMEC - UFU - Orientador

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes – FEMEC - UFU

**Dr. Fernando Costa Malheiros – Pós doutorando do Programa de Pós
Graduação da Engenharia Mecânica - UFU**

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Luciano Heric e Reny por terem me apoiado e me dado forças durante esta jornada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Luciano Heric e Reny por me influenciarem da melhor forma possível durante toda a minha vida e por me incentivarem sempre a estudar e buscar por conhecimento.

A Universidade Federal de Uberlândia e a Faculdade de Engenharia Mecânica por ter me oferecido grandes oportunidades de crescimento pessoal e profissional.

Ao Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato pela orientação, incentivo, grande atenção, suporte e oportunidade de trabalhar neste projeto.

Ao Dr. Fernando Costa Malheiros pelas ótimas ideias, pelos ensinamentos relacionados a operação dos equipamentos do laboratório e a grande ajuda durante todo o desenvolvimento do projeto.

Ao Laboratório de Transferência de Calor e Massa da Universidade Federal de Uberlândia por ter concedido o espaço e os equipamentos necessários para realizar os experimentos presentes neste trabalho.

A todos os amigos que fiz durante a faculdade, em especial a Lurian Souza Vieira da Silva, João Pedro de Campos Badan, Marco Aurélio Matos Júnior, Luiz Gustavo Freitas Pereira, Kioshe Rodrigues Siracava, Arquimedes Almeida Júnior, e a todos os demais amigos da 91ª Turma de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia pelos bons momentos e boa experiência durante os últimos cinco anos.

Este trabalho me permitiu aprofundar os estudos em áreas específicas do meu interesse dentro da Engenharia Mecânica. Tive a oportunidade de aprender a manipular equipamentos e adquirir importante conhecimento técnico durante a fase experimental do trabalho. Pude aprimorar minhas habilidades e técnicas de escrita, pesquisa acadêmica e argumentação, e trabalhar no desenvolvimento de um artigo acadêmico (GUARATO et. al, 2017).

MOURA, C.M.: **Análise termodinâmica de um módulo compacto baseado no ciclo Stirling para a recuperação da energia dos gases de escape de um motor de combustão interna**. 2017, 49 f. Trabalho de conclusão de curso, Universidade Federal de Uberlândia - MG.

Resumo

No processo de gerar trabalho mecânico com o uso de energia térmica proveniente da combustão, os motores de combustão interna liberam os gases de exaustão, os quais se encontram em alta temperatura e possuem poluentes nocivos ao meio ambiente. A recuperação de energia consiste em aproveitar a energia que seria desperdiçada durante o funcionamento de um sistema. No caso dos motores de combustão interna, a energia térmica dos gases de escape, que estão em alta temperatura pode ser recuperada por meio de sistemas térmicos de recuperação de energia. Entre 30% a 40% da energia do combustível é perdida por meio dos gases de exaustão. Vários sistemas podem ser empregados na recuperação da energia dos gases de escape, como o ciclo Rankine, sistemas termoelétrico, termoacústico e termofotovoltaico, ciclo Stirling e outros. Os motores Stirling, por serem motores de combustão externa, podem operar com praticamente qualquer fonte de calor, além de possuírem alta eficiência. Neste sentido, este trabalho visa contribuir com o estudo do ciclo Stirling como opção de recuperação de energia por meio de simulação e experimentos que possibilitaram uma melhor compreensão do comportamento do motor Stirling do tipo alfa. A simulação foi realizada por meio de um modelo matemático de primeira ordem baseado na teoria de Schmidt, implementado com auxílio do software Matlab®. A potência indicada fornecida pelo motor simulado foi 0,689 W, enquanto sua eficiência foi 54,98%, semelhante a eficiência de Carnot. Nos experimentos foram coletadas as temperaturas do cilindro quente, do cilindro frio e dentro da chama de um motor Stirling do tipo alfa, e foi medida a tensão elétrica gerada pelo dínamo acoplado ao motor, considerando-se corrente alternada. Os resultados mostraram que a diferença entre as temperaturas do cilindro quente e do cilindro frio tende a se tornar constante com o tempo de funcionamento. A temperatura dentro da chama apresentou valores acima de 600 °C, e a tensão elétrica gerada pelo dínamo é estável e apresentou valores em torno de 0,36 V.

Palavras Chave: Eficiência Energética, Recuperação de energia, Motores Stirling

MOURA, C. M.: Thermodynamic analysis of a compact module based on the Stirling cycle for the recovery of exhaust gas energy from an internal combustion engine. 2017. 49p. Monograph. Federal University of Uberlândia – MG.

Abstract

In the process of generating mechanical work with the use of thermal energy from combustion, internal combustion engines release the exhaust gases, which have high temperature and contain pollutants harmful to the environment. Energy recovery consists of harnessing the energy that would be wasted during the operation of a system, and in the case of internal combustion engines, the thermal energy of the exhaust gases which are in high temperature can be recovered by means of thermal systems of energy recovery. Between 30% and 40% of the fuel energy is lost through the exhaust gases. Several systems can be used to recover exhaust gas energy, such as the Rankine cycle, thermoelectric, thermoacoustic and thermo-photovoltaic systems, Stirling cycle and others. Stirling engines, are external combustion engines, therefore they can operate with almost any source of heat, and they have high efficiency. In this sense, this work aimed to contribute to the study of the Stirling cycle as an option to recover energy through simulation and experiments to understand the behavior of the alpha type Stirling engine. The simulation was performed by means of a first order mathematical model based on the Schmidt's theory, implemented with the aid of Matlab® software. The indicated power given by the simulated motor was 0.689 W, while its efficiency was 54.98%, similar to the efficiency of Carnot. In the experiments the temperatures of the hot cylinder, the cold cylinder and inside the flame of an alpha type Stirling were collected, and the electric voltage generated by the dynamo coupled to the motor was measured, considering alternating current. The results showed that the difference between the temperatures of the hot cylinder and the cold cylinder tends to become constant after some time, the temperature inside the flame has values above 600 °C and the electric voltage generated by the dynamo is stable and presented values around 0.36 V.

Keywords: Energy Efficiency, Energy Recovery, Stirling Engines

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Uso total da energia em um motor de combustão interna (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).	16
Figura 2.2 – Perdas de energia de um motor de combustão interna (Adaptado de ALADAYLEH; ALAHMER, 2015).	17
Figura 2.3 – Recuperação de energia por meio de dispositivos piezoelétricos (Adaptado de MCWILLIAM; POPOV, 2014).	18
Figura 2.4 – Representação esquemática do sistema termofotovoltaico (Adaptado de PARTON et al., 2010).	19
Figura 2.5 – Ciclo Rankine Orgânico (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).	19
Figura 2.6 – Esquema de um motor Stirling para recuperação da energia térmica dos gases de escape (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).	20
Figura 2.7 – Locomotiva Kitson-Still (SELF, 2011).	21
Figura 2.8 – Diagrama esquemático de um gerador termoelétrico usado para recuperar energia dos gases de escape (Adaptado de CHANGXIN et al., 2015).	21
Figura 2.9 – Sistema Turbo Compound Scania (CAMERON, 2015).	22
Figura 2.10 – Diagrama esquemático de um expensor scroll (Adaptado de GUANGBIN et al., 2010).	23
Figura 2.11 – Unidade de recuperação da energia dos gases de exaustão (ALADAYLEH; ALAHMER, 2015).	24
Figura 2.12 – Componentes básicos de um motor Stirling (Adaptado de CHAUGAONKAR; GEHLOT; PARASHAR, 2014).	25
Figura 2.13 – As quatro fases de funcionamento de um motor Stirling (Adaptado de CHAUGAONKAR; GEHLOT; PARASHAR, 2014).	25
Figura 2.14 – Motor original de 1816 feito por Robert Stirling (EROL; YAMAN; DOĞAN, 2017).	26
Figura 2.15 – Equipamentos comerciais baseados no ciclo Stirling.	27
Figura 2.16 – Os três tipos de motor Stirling (Adaptado de BHAGAT et al., 2016).	28
Figura 3.1 – Volumes e ângulos dos cilindros de expansão e compressão.	30
Figura 3.2 – Equipamentos utilizados nos procedimentos experimentais.	34
Figura 3.3 – Motor Stirling com o dínamo acoplado usado nos experimentos.	35
Figura 4.1 – Variação dos volumes de expansão e compressão de acordo com a variação do ângulo de manivela.	38
Figura 4.2 – Variação da pressão de acordo com o ângulo de manivela.	38
Figura 4.3 – Volume total em função do ângulo de manivela.	39

Figura 4.4 – Diagrama Pressão x Volume.....	39
Figura 4.5 – Temperaturas experimentais do cilindro quente e do cilindro frio.....	40
Figura 4.6 – Variação da temperatura dentro da chama em função do tempo.....	41
Figura 4.7 – Variação da tensão elétrica gerada pelo dínamo em função do tempo.....	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Alguns motores e suas potências de saída (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).	16
Tabela 3.1 – Dados de entrada usados no modelo matemático de primeira ordem.	33

LISTA DE ABREVIACOES E SÍMBOLOS

P_{med} (Pa)	Pressão média
P (Pa)	Pressão instantânea
V_{de} (m ³)	Volume de deslocamento do pistão de expansão
V_{dc} (m ³)	Volume de deslocamento do pistão de compressão
V_{me} (m ³)	Volume morto de expansão
V_{mc} (m ³)	Volume morto de compressão
V_r (m ³)	Volume do regenerador
V_e (m ³)	Volume instantâneo de expansão
V_c (m ³)	Volume instantâneo de compressão
V (m ³)	Volume instantâneo total
R (J/kg·K)	Constante do gás
T_e (K)	Temperatura de expansão (fonte quente)
T_c (K)	Temperatura de compressão (fonte fria)
T_r (K)	Temperatura do regenerador
$d\theta$ (graus)	ngulo de fase
θ (graus)	ngulo de manivela
T_{ra}	Razão de temperatura
V_{ra}	Razão do volume de deslocamento
V_{rar}	Razão do volume do regenerador
V_{mrae}	Razão do volume morto de expansão
V_{mrac}	Razão do volume morto de compressão
N (Hz)	Velocidade de rotao do motor
E_e (J)	Energia de expansão indicada
E_c (J)	Energia de compressão indicada
E_i (J)	Energia indicada
η_t (%)	Eficiência térmica

SUMÁRIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	13
CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 Motor de combustão interna.....	15
2.1.1 Energia perdida através dos gases de escape	15
2.1.2 As diversas formas de recuperar a energia dos gases de escape.....	17
2.1.3 Histórico dos sistemas de recuperação da energia dos gases de escape	20
2.2 Motor Stirling.....	24
2.2.1 Histórico do motor Stirling	26
2.2.2 Tipos de motor Stirling	27
CAPÍTULO III - METODOLOGIA	29
3.1 Modelo matemático de primeira ordem	29
3.2 Arranjo experimental.....	34
CAPÍTULO IV - RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	37
4.1 Simulação	37
4.2 Experimentos	40
CAPÍTULO V - CONCLUSÕES.....	43
Sugestões para trabalhos futuros	44
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45
ANEXO	48

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Uma das invenções com maior impacto na vida das pessoas, na economia mundial e na relação da sociedade com o meio ambiente foi o motor de combustão interna. Vários pesquisadores foram responsáveis por desenvolver os motores de combustão interna ao longo do tempo, porém foram Nicolaus Otto, que em 1876 apresentou um inovador motor de ignição por centelha, e Rudolf Diesel, que em 1892 mostrou o primeiro motor funcional de ignição por compressão, os responsáveis por popularizar os motores de combustão interna ao redor do mundo com a praticidade e funcionalidade de suas criações. Assim, desde muito tempo as suas invenções são usadas, principalmente pela indústria automotiva (ALAGUMALAI, 2014).

Devido a questões ambientais e econômicas, hoje em dia existe uma demanda por desenvolver motores de combustão interna mais avançados, os quais maximizem a eficiência energética e emitam menos poluentes para o ambiente (ALAGUMALAI, 2014).

Nos dias atuais, a economia de energia e a preservação do meio ambiente são muito discutidas devido aos problemas de escassez de recursos, como o petróleo, e a poluição do meio ambiente causada pela emissão de gases. Os motores de combustão interna, amplamente usados em veículos automotores, são os principais consumidores de combustíveis fósseis, assim, os motores de combustão interna são os principais objetivos de estudos relacionados a conservação de energia e redução da emissão de gases poluentes. Dentro destas circunstâncias, a maior eficiência energética e a menor quantidade de emissão de gases poluentes são os maiores objetivos quando se trata do desenvolvimento de motores de combustão interna. Existem várias maneiras de melhorar a eficiência energética de um motor de combustão interna, dentre elas está a recuperação da energia dos gases de escape (FU et al., 2014).

Dispositivos elétricos e eletrônicos, como a direção elétrica, os vidros elétricos, os dispositivos de navegação por satélite, entre outros, estão sendo cada vez mais usados em

veículos automotores. Usualmente, estes dispositivos, usam a bateria do veículo, que é continuamente carregada pelo alternador, como fonte de energia, portanto, a energia usada por estes dispositivos é retirada do eixo do motor de combustão interna que usa combustíveis fósseis. Assim, a potência disponível para promover a propulsão do veículo é reduzida, de forma que uma maior velocidade do motor ou maior aceleração são necessárias para alcançar o desempenho desejado. Em outras palavras, estes dispositivos acoplados ao veículo fazem com que mais combustível seja usado, acarretando em uma maior quantidade de gases poluentes lançados à atmosfera. Outro impacto negativo do maior consumo de combustível é a redução da autonomia do veículo. Desta forma, visando uma diminuição no consumo de combustível, se o alternador fosse desacoplado do motor, o veículo teria menos emissão de gases poluentes, melhor desempenho e maior autonomia. Uma forma de diminuir a quantidade de energia retirada do motor pelo alternador ou mesmo acabar com a necessidade de retirar energia do motor, consiste em fazer o uso de um motor Stirling para recuperar a energia dos gases de escape (ALFARAWI et al., 2014).

O motor Stirling é um motor de combustão externa, portanto, não há troca de combustível ou gases entre o interior e o exterior do motor. O fato do motor Stirling ser de combustão externa, faz com que seja possível fazer o motor funcionar com qualquer fonte de calor, como os gases de exaustão de um motor de combustão interna (ALFARAWI et al., 2014).

Este trabalho apresenta um modelo matemático de primeira ordem que é usado para prever o comportamento de um motor Stirling do tipo alfa de acordo com os parâmetros de entrada. Além do modelo matemático, experimentos mostram como se dá o funcionamento de um motor Stirling compacto. Estes estudos são realizados com o objetivo de compreender o comportamento de um motor Stirling para futuramente avaliar a viabilidade de se usar um motor Stirling para recuperar a energia dos gases de escape de um motor de combustão interna.

Cinco capítulos compõem este trabalho. Neste primeiro capítulo foi mostrada a introdução. No segundo capítulo são abordados diversas definições e estudos relacionados a motores de combustão interna, energia dos gases de escape, recuperação de energia, ciclo Stirling e as configurações possíveis dos motores Stirling. O terceiro capítulo contém a metodologia, o equacionamento do modelo matemático de primeira ordem, os critérios e como foram realizados os experimentos do motor Stirling do tipo alfa. No quarto capítulo estão os resultados obtidos através do modelo matemático de primeira ordem e através dos experimentos, e a discussão referente aos resultados obtidos. As conclusões e as sugestões para trabalhos futuros estão contidas no quinto capítulo.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados alguns estudos realizados em diversos artigos e trabalhos relacionados a motores de combustão interna, energia perdida através dos gases de escape, métodos de reaproveitamento da energia dos gases de escape, história e teoria sobre o ciclo Stirling, e aplicação do ciclo Stirling para recuperação da energia dos gases de escape.

2.1 Motor de combustão interna

O motor de combustão interna é uma máquina térmica, ou seja, é uma máquina capaz utilizar a energia em forma de calor para gerar trabalho. Em se tratando de motores de combustão interna, o calor necessário para gerar trabalho é obtido através da queima de combustíveis que ocorre dentro das câmaras de combustão do motor. Assim, o fluido ativo, mistura de ar e combustível, participa diretamente da combustão (BRUNETTI, 2012).

2.1.1 Energia perdida através dos gases de escape

Durante a combustão, ao converter o calor em trabalho, entre 30% e 40% do calor é de fato convertido em trabalho mecânico útil. O restante da energia é consumido no sistema de arrefecimento do motor (em torno de 30%), perdida por meio dos gases de escape (entre 30 e 40%) e desperdiçada de outras formas, como por radiação, conforme mostrado na Fig. 2.1 e na Tab. 2.1. A quantidade de energia perdida na exaustão depende da vazão mássica e da temperatura dos gases de escape. Os gases de exaustão que saem do motor logo após a combustão possuem temperaturas entre 450 e 600°C. Portanto esses gases carregam uma grande quantidade de energia em forma de calor e toda esta energia é normalmente lançada para a atmosfera e perdida (JADHAO; THOMBARE, 2013).

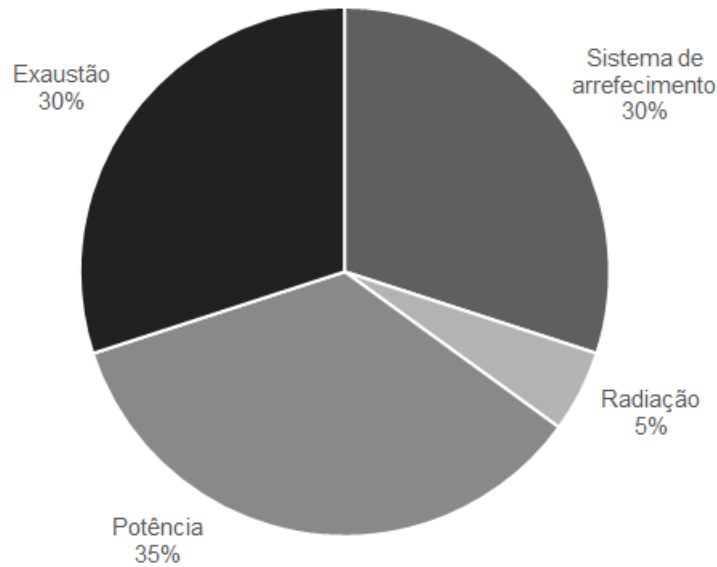


Figura 2.1 – Uso total da energia em um motor de combustão interna (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).

Tabela 2.1 – Alguns motores e suas potências de saída (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).

Tipo de motor	Potência de saída [kW]	Desperdício de calor
Motor Diesel pequeno refrigerado a ar	35	Entre 30% e 40% de energia em forma de calor perdida
Máquinas para construção e pequenos tratores agrícolas	150	
Motor refrigerado a água	35 - 120	
Máquinas para movimentar terra	520 - 720	
Aplicações marítimas	150 - 220	
Caminhões e motores para rodar na estrada	220	

O total de energia perdida em um motor de combustão interna (Fig. 2.2) representa em torno de dois terços de toda a energia da combustão. Os gases de exaustão que saem da combustão podem prover uma importante fonte de calor que pode ser usada de várias formas para gerar energia adicional e aumentar a eficiência global dos motores de combustão interna (JADHAO; THOMBARE, 2008).

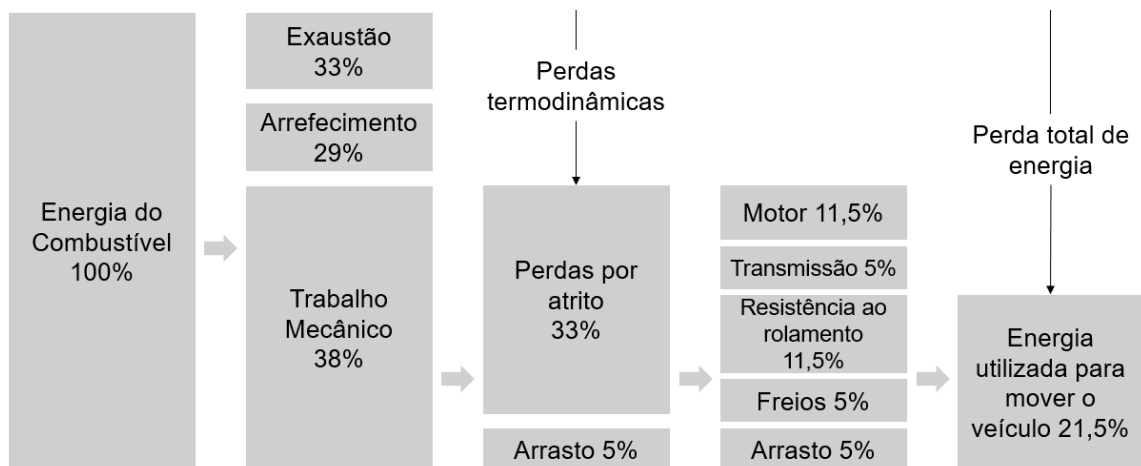


Figura 2.2 – Perdas de energia de um motor de combustão interna (Adaptado de ALADAYLEH; ALAHMER, 2015).

Em outro trabalho (ALADAYLEH; ALAHMER, 2015) o total de perdas é ainda maior. Como mostra a Fig. 2.2, apenas 21,5% da energia total do combustível é utilizada para movimentar o veículo e a energia restante é perdida de diversas formas. Observa-se também, na Fig. 2.2, que 33% da energia total do combustível é perdida através dos gases de escape. Portanto, se esta energia puder ser recuperada, a eficiência do motor de combustão interna pode aumentar significativamente.

Em um trabalho sobre geradores termoelétricos baseados em recuperação de energia dos gases de escape (VÁZQUEZ; SANZ-BOBI; PALACIOS; ARENAS, 2002), é dito que se aproximadamente 6% da energia desperdiçada puder ser recuperada e transformada em energia elétrica, mais ou menos a mesma quantidade de energia usada para produzir energia elétrica seria economizada e isto reduziria o consumo de combustível em torno de 10%, uma economia de combustível significativa que aumentaria a eficiência do sistema. Portanto, fica bem claro o potencial da recuperação de energia dos gases de escape. O estudo aprofundado de formas de recuperar a energia dos gases de exaustão pode trazer futuramente um aumento expressivo na eficiência dos motores de combustão interna.

2.1.2 As diversas formas de recuperar a energia dos gases de escape

A energia em forma de calor desperdiçada através da linha de exaustão em motores de combustão interna pode ser recuperada de diversas formas. Uma turbina similar as turbinas dos turbocompressores utilizados nos veículos atualmente, por exemplo, pode ser usada acoplada em uma máquina elétrica ou acoplada a linha de transmissão do veículo. Outra alternativa é a recuperação de energia por meio de sistemas termoelétricos nos quais o calor pode ser diretamente convertido em eletricidade. Existem ainda outras maneiras de

recuperar a energia dos gases de escape, como por meio da termoacústica ou um sistema termofotovoltaico (ARNAUD et al., 2014).

Pode-se separar os diversos métodos de recuperar a energia dos gases de escape em dois grandes grupos: os métodos diretos e os métodos indiretos de recuperação de energia. Nos métodos diretos, o calor dos gases de escape é convertido diretamente em energia elétrica para uso em outros sistemas do veículo. Já nos métodos indiretos para recuperação de energia dos gases de escape, o calor dos gases é usado para produzir trabalho mecânico que é posteriormente convertido em energia elétrica ou usado de outra maneira. Todos os métodos são de alguma forma limitados termodinamicamente por dependerem de uma diferença de temperatura. A eficiência com a qual a energia dos gases de escape se recupera depende da temperatura e da vazão mássica dos gases (JADHAO; THOMBARE, 2013).

No método termoelétrico, a linha de exaustão é equipada com um bloco de materiais que geram uma corrente direta. Há também dois semicondutores, sendo que um deles é a fonte de calor, e o outro é um dissipador de calor. Dessa maneira, uma tensão elétrica é gerada. O método piezoelétrico é usado para temperaturas entre 100 e 150°C, onde dispositivos piezoelétricos, como o mostrado na Fig. 2.3, convertem energia mecânica em forma de vibração em energia elétrica por meio de um fino filme piezoelétrico que pode gerar energia elétrica a partir da expansão oscilatória dos gases de escape. Usando o método termofotovoltaico, ilustrado na Fig. 2.4, a energia da radiação é transformada em energia elétrica. No geral, pode-se dizer que todos os métodos diretos de recuperar a energia dos gases de escape possuem baixa eficiência e alto custo (JADHAO; THOMBARE, 2013).

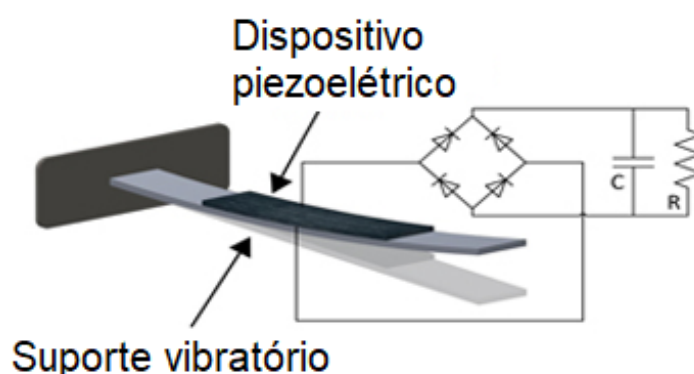


Figura 2.3 – Recuperação de energia por meio de dispositivos piezoelétricos (Adaptado de MCWILLIAM; POPOV, 2014).

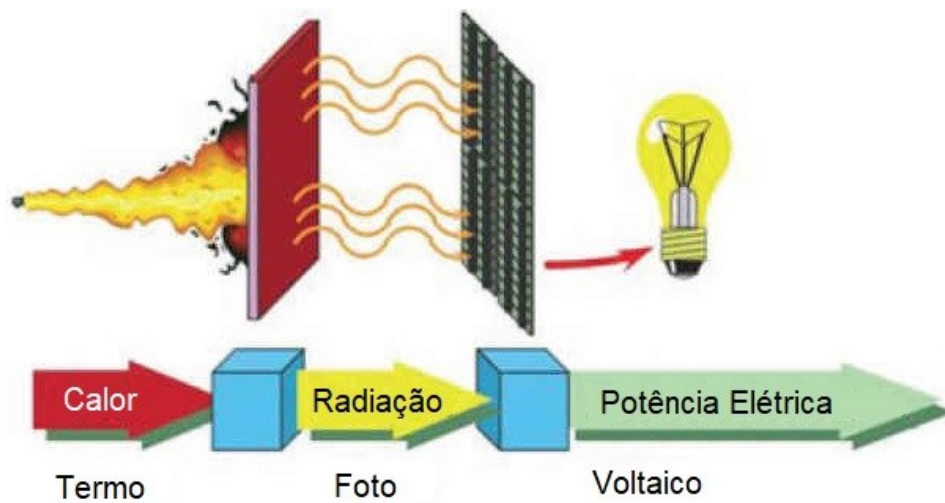


Figura 2.4 – Representação esquemática do sistema termofotovoltaico (Adaptado de PARTON et al., 2010).

O ciclo Rankine, utilizado como um dos métodos indiretos de recuperação de energia, é um sistema baseado na geração de vapor em um circuito secundário usando a energia térmica dos gases de exaustão para produzir energia adicional por meio de um expensor de vapor, e existe também um caso especial onde energia é gerada em baixa temperatura usando determinados fluidos orgânicos no lugar de água, estes sistemas são chamados de Ciclo Rankine Orgânico como mostrado na Fig. 2.5 (JADHAO; THOMBARE, 2013).

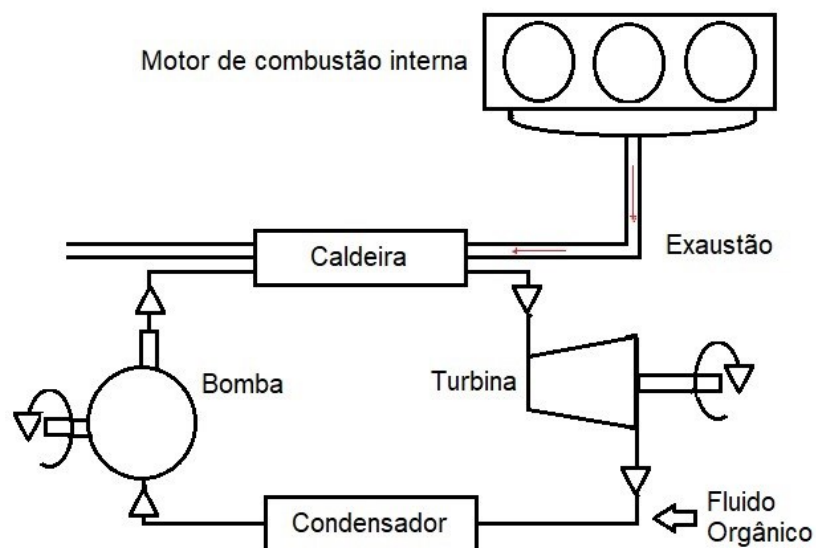


Figura 2.5 – Ciclo Rankine Orgânico (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).

Assim como a utilização do ciclo Rankine, outro método indireto de recuperação de energia pode ser realizado por meio do uso do motor Stirling, o qual se trata de uma

máquina térmica que opera por meio de compressão e expansão cíclicas do ar ou outro fluido de trabalho, onde a diferença de temperatura na compressão e na expansão promove a conversão do calor em trabalho mecânico (JADHAO; THOMBARE, 2013). É mostrado na Figura 2.6 um esquema de um motor Stirling utilizado para recuperação da energia térmica dos gases de escape.

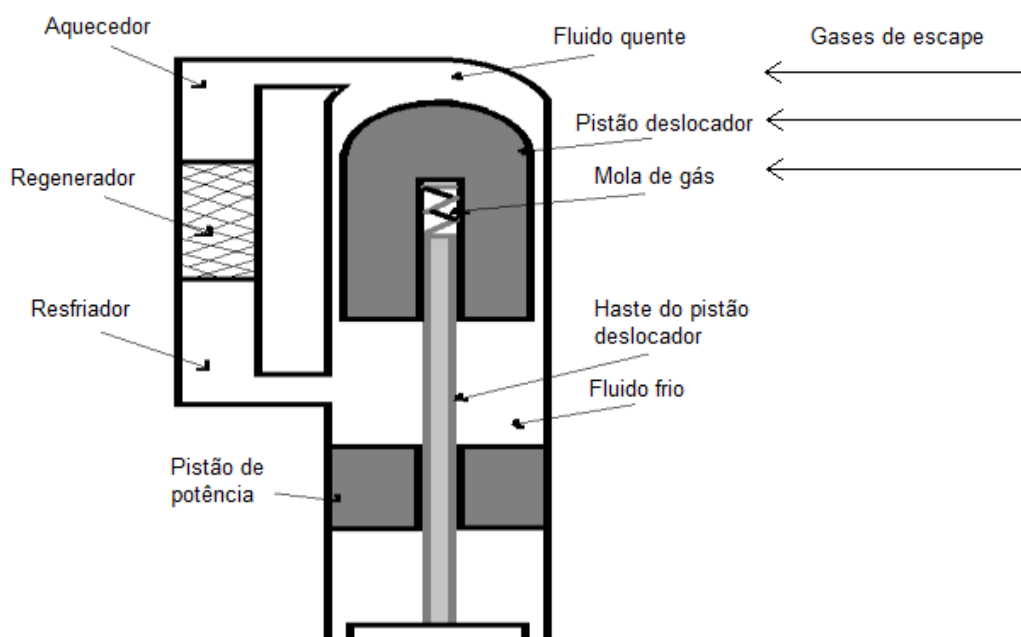


Figura 2.6 – Esquema de um motor Stirling para recuperação da energia térmica dos gases de escape (Adaptado de JADHAO; THOMBARE, 2013).

2.1.3 Histórico dos sistemas de recuperação da energia dos gases de escape

A primeira adaptação de um motor de combustão interna para recuperar a energia dos gases de escape foi realizada nos anos de 1920. Com o objetivo de tirar vantagem do baixo preço do diesel comparado ao carvão naquela época, foi criada uma locomotiva a vapor que possuía também um motor a Diesel, o qual a linha de exaustão foi modificada para recuperar o calor dos gases de escape e usar este calor para vaporizar a água, dando mais potência a locomotiva por meio do ciclo Rankine. Estima-se que o sistema de recuperação de energia dos gases de escape poderia produzir entre 15% e 30% de potência adicional. A locomotiva em questão é a locomotiva a Diesel e vapor Kitson-Still (Fig. 2.7) e seu desenvolvimento foi interrompido devido à diminuição da diferença entre os preços do óleo Diesel e do carvão (ARNAUD et al., 2014).

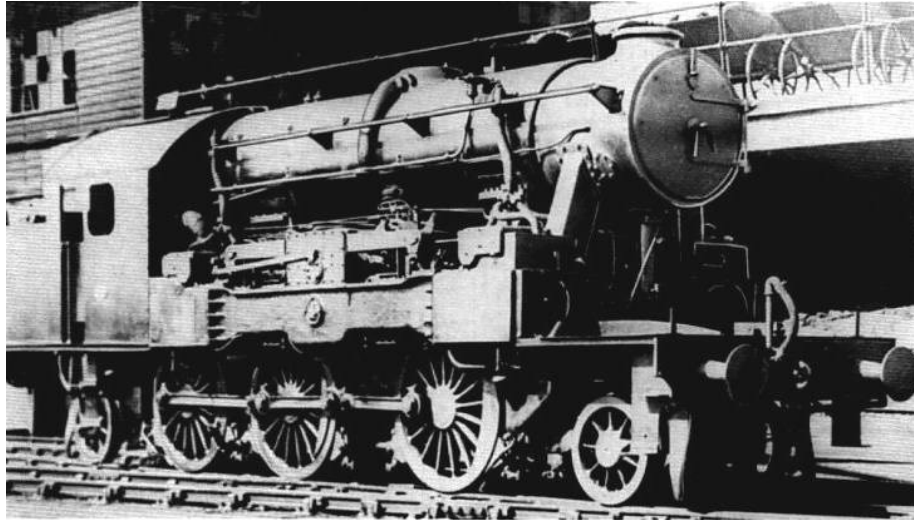


Figura 2.7 – Locomotiva Kitson-Still (SELF, 2011).

Arnaud et al. (2014) dizem que foram realizados vários estudos e tentativas de recuperar a energia dos gases de escape de forma viável e eficiente, e citam algumas delas. Entre as tentativas de reaproveitar a energia dos gases de escape, surgiu no final da década de 1980 um gerador termoelétrico, semelhante ao da Fig. 2.8, que reaproveitava o calor dos gases de escape para produzir energia elétrica, e nas condições de pico ele era capaz de produzir 58 W de potência.

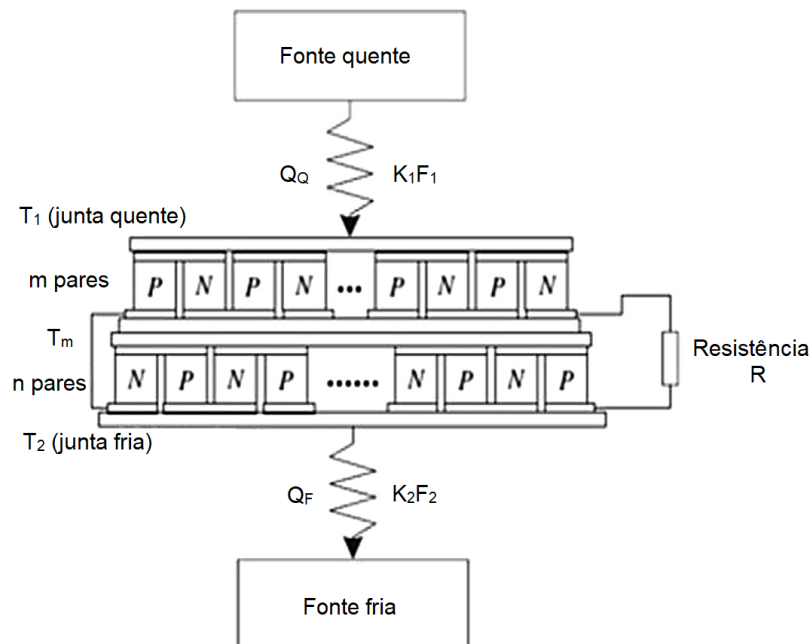


Figura 2.8 – Diagrama esquemático de um gerador termoelétrico usado para recuperar energia dos gases de escape (Adaptado de CHANGXIN et al., 2015).

Na década de 1980, alguns pesquisadores começaram a estudar os geradores termoacústicos, porém estes geradores têm a desvantagem de ocuparem grande volume, tornando difícil aplicá-los na recuperação da energia dos gases de escape. Posteriormente, na década de 1990, alguns fabricantes de caminhões passaram colocar em seus veículos o sistema Turbo Compound, ilustrado na Fig. 2.9, que além de aproveitar os gases para acionar uma turbina, utiliza também o calor dos gases de escape para acionar uma turbina adicional, gerando potência suplementar para o veículo (ARNAUD et al., 2014).

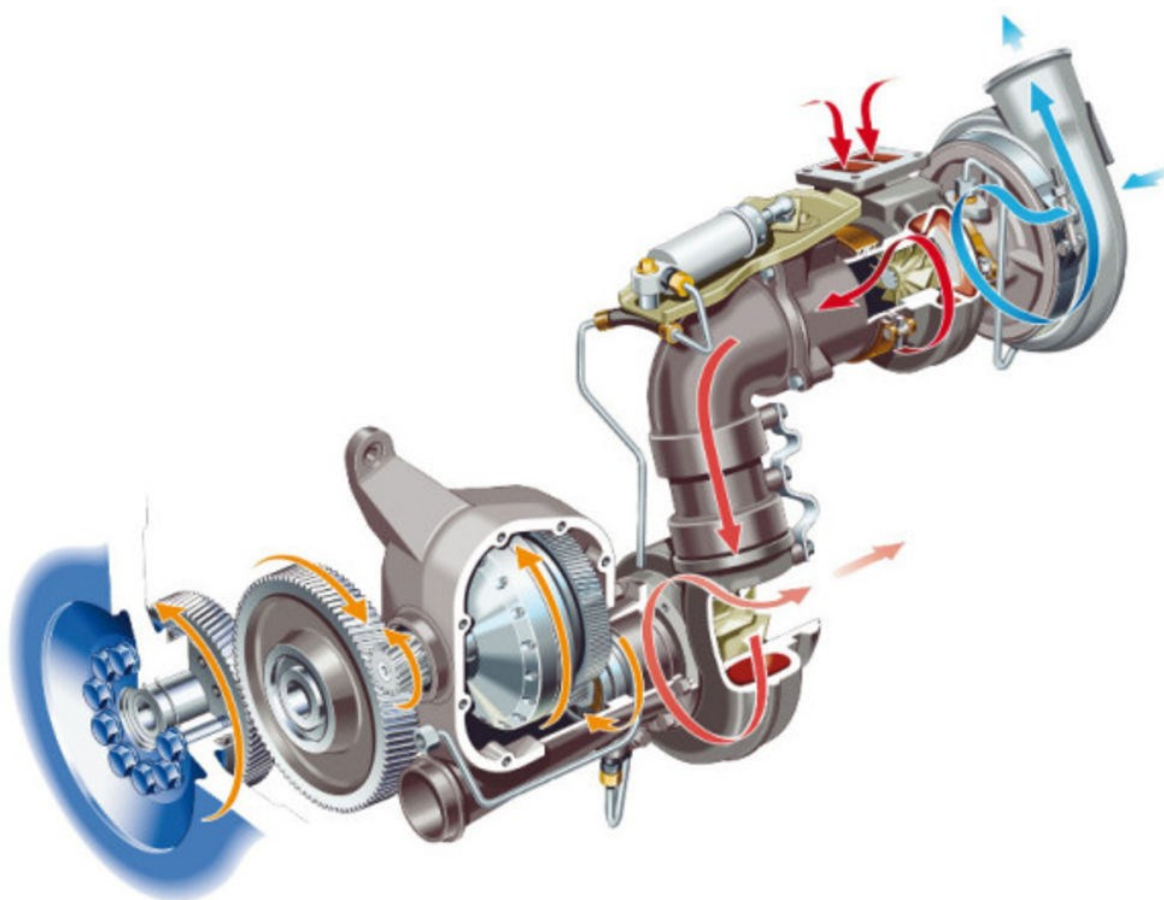


Figura 2.9 – Sistema Turbo Compound Scania (CAMERON, 2015).

Ainda nos anos de 1990, a primeira pesquisa encontrada sobre veículos automotores destinados ao transporte de passageiros combinava o sistema de arrefecimento com um expansor scroll, ilustrado na Fig. 2.10. O fluido de trabalho utilizado no sistema era o R123 e foi observada uma redução de 3% no consumo de combustível do veículo. Entretanto, deve-se salientar que o desempenho deste sistema era amplamente dependente da temperatura do ambiente (ARNAUD et al., 2014).

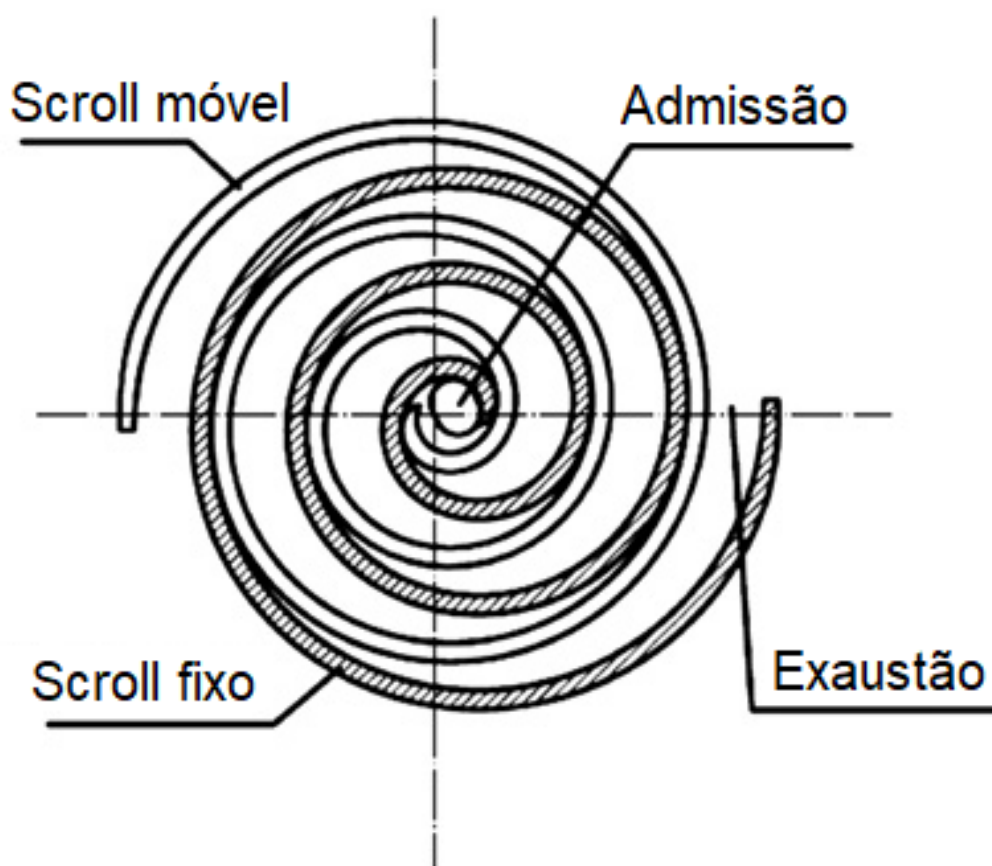


Figura 2.10 – Diagrama esquemático de um expensor scroll (Adaptado de GUANGBIN et al., 2010).

Em um trabalho mais recente, Aladayleh e Alahmer (2015) apresentam uma maneira de utilizar a energia térmica dos gases de escape usando um dispositivo mecânico integrado ao motor de combustão interna de veículos automotores com o objetivo de aumentar a economia de combustível, aumentar a potência útil e diminuir a emissão de poluentes. Dado que os gases de escape saem do motor de combustão interna em temperaturas entre 200 e 700 °C e o motor Stirling necessita apenas de uma fonte de calor para funcionar, o motor Stirling funciona efetivamente nesta aplicação. Portanto, o dispositivo mecânico escolhido por Aladayleh e Alahmer (2015) para integrar o motor de combustão interna é um motor Stirling do tipo Beta. Os autores não expõem a motivação por optarem pelo tipo Beta. Utilizando este sistema, estima-se que há uma economia de 15% no consumo de combustível do veículo. Os componentes mostrados na Fig. 2.11 são: (1) saída dos gases de escape; (2) entrada dos gases de escape; (3) trocador de calor quente; (4) cilindro do pistão deslocador; (5) casca de resfriamento; (6) espaço da manivela; (7) deslocador; (8) pistão de potência; (9) eixo de manivelas e volante de inércia.

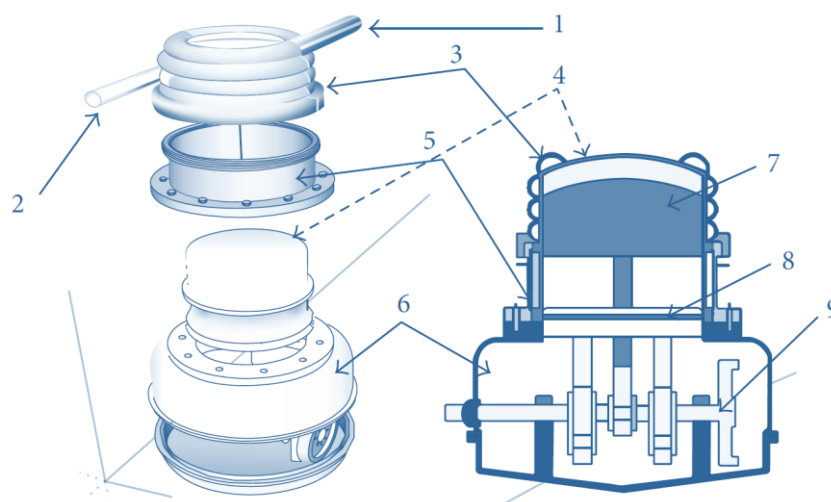


Figura 2.11 – Unidade de recuperação da energia dos gases de exaustão (ALADAYLEH; ALAHMER, 2015).

Dentro dos diversos métodos citados anteriormente para recuperar a energia dos gases de escape, o método estudado com maior profundidade neste trabalho é a recuperação da energia térmica dos gases de escape por meio do uso de um motor Stirling, uma vez que este pode operar com praticamente qualquer fonte de calor, além de possuir alta eficiência. A seguir serão apresentadas diversas propriedades e aspectos relacionados ao funcionamento do motor Stirling.

2.2 Motor Stirling

Os motores Stirling operam em um ciclo termodinâmico regenerativo fechado, o qual possui, teoricamente, a mesma eficiência térmica do ciclo de Carnot. Com o intuito de converter energia térmica em trabalho mecânico, o fluido de trabalho compressível confinado no interior do motor Stirling sofre compressão e expansão periódicas em diferentes níveis de temperatura. Entre os fluidos de trabalho usados em motores Stirling, estão o ar, hélio, hidrogênio, nitrogênio e outros. A ausência de válvulas e de combustão faz com que os motores Stirling operem de forma mais silenciosa que motores de combustão interna. A energia térmica necessária para o funcionamento de um motor Stirling é obtida de uma fonte externa de calor através de trocadores de calor regenerativos, portanto, os motores Stirling possuem uma grande flexibilidade quanto à fonte de calor e ao nível de temperatura (WANG et al., 2016). As Figuras 2.12 e 2.13 ilustram, respectivamente, os componentes básicos de um motor Stirling e as suas quatro fases de funcionamento.

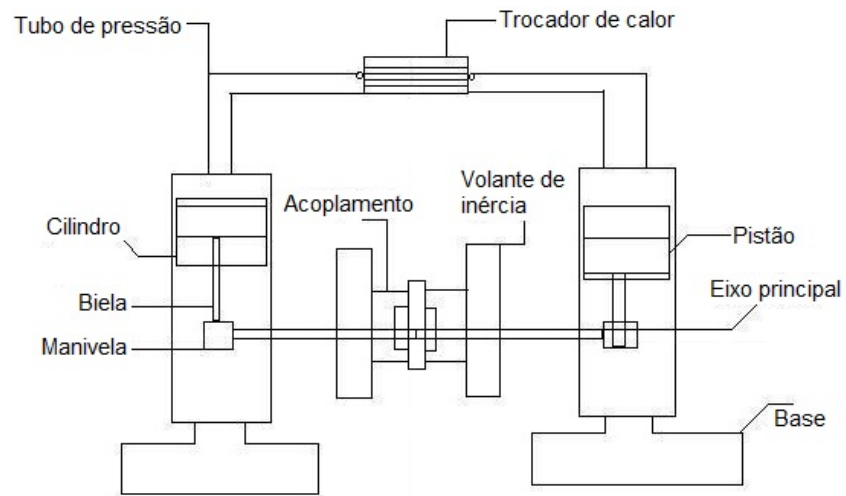


Figura 2.12 – Componentes básicos de um motor Stirling (Adaptado de CHAUGAONKAR; GEHLOT; PARASHAR, 2014).

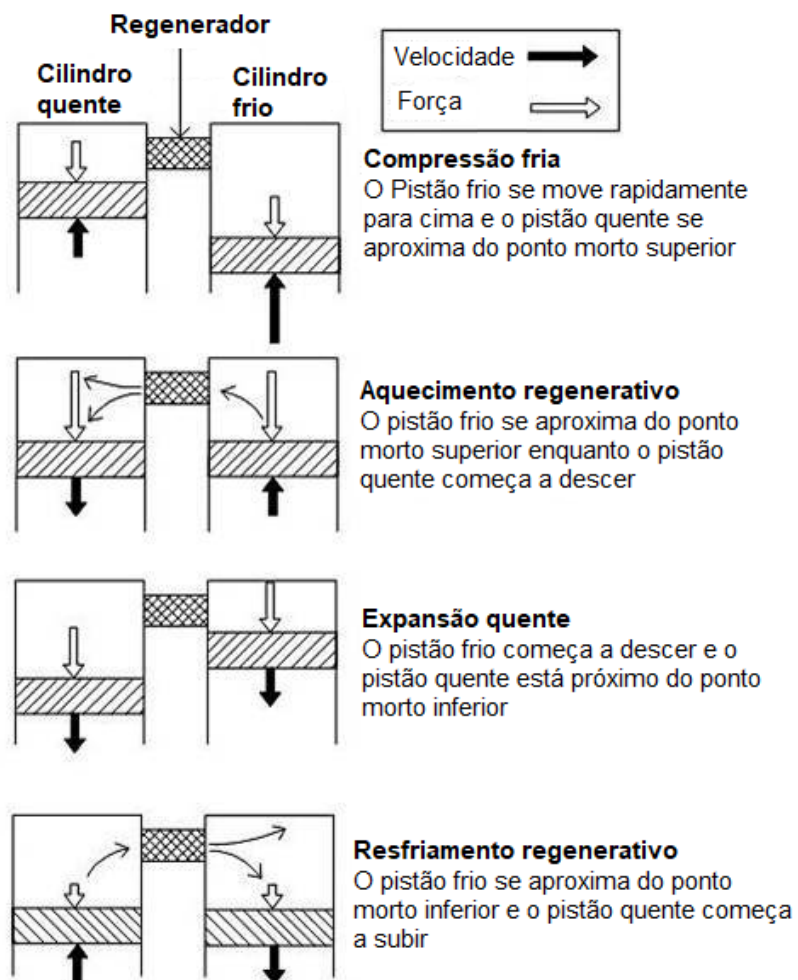


Figura 2.13 – As quatro fases de funcionamento de um motor Stirling (Adaptado de CHAUGAONKAR; GEHLOT; PARASHAR, 2014).

2.2.1 Histórico do motor Stirling

Por volta de 200 anos atrás, Robert Stirling, um pastor escocês, projetou e construiu o “Economizador”, o primeiro motor Stirling, mostrado na Fig. 2.14, que funcionava com o princípio do aquecimento externo. Em 1816, a patente de número 4081 foi registrada por Robert Stirling, tratava-se da patente original do motor Stirling. O surgimento desta patente desencadeou uma nova tendência de pesquisas por fontes seguras de energia que se estendeu por vários anos. Os motores Stirling, que são mais eficientes e seguros que os motores a vapor da época, foram usados em bombas hidráulicas para bombear água em pedreiras e minas de carvão em 1818 (EROL; YAMAN; DOĞAN, 2017).

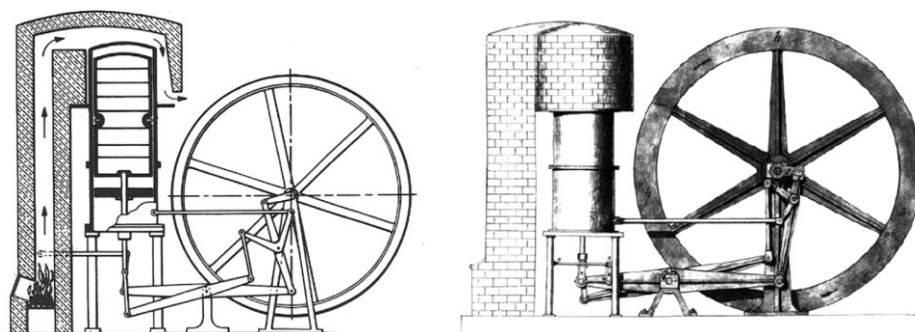


Figura 2.14 – Motor original de 1816 feito por Robert Stirling (EROL; YAMAN; DOĞAN, 2017).

Inicialmente, referiam-se aos motores Stirling como motor a ar ou motor a ar quente, pois se usava o ar como fluido de trabalho. Então, foram desenvolvidos motores nomeados de acordo com os nomes de seus inventores, como o motor a ar de Heinrici, o motor a ar de Robinson e o motor a ar de Rankine-Napier. Posteriormente, hélio, hidrogênio e nitrogênio passaram a serem usados como fluido de trabalho nos motores Stirling. Nos anos de 1950 o Doutor Roelf Jan Meijer inseriu na literatura o “motor Stirling”, nome escolhido como menção ao seu criador, Robert Stirling (EROL; YAMAN; DOĞAN, 2017).

No fim do século de 19, a invenção do motor de combustão interna provocou uma diminuição do interesse nos motores Stirling. Já em 1937, os laboratórios de pesquisa Philips desenvolveram pesquisas sobre o motor Stirling com o objetivo de se obter geradores elétricos pequenos, silenciosos e econômicos. Nos anos seguintes diversas companhias promoveram grandes pesquisas sobre os motores Stirling, entre estas companhias estão a General Motors, DAF, United Stirling, MAN-MWM Group, Ford Motors Company, Siemens, Cummins, Perkins e NASA (EROL; YAMAN; DOĞAN, 2017). Na Figura 2.15 são mostrados alguns exemplos de equipamentos comerciais que utilizam um motor Stirling.

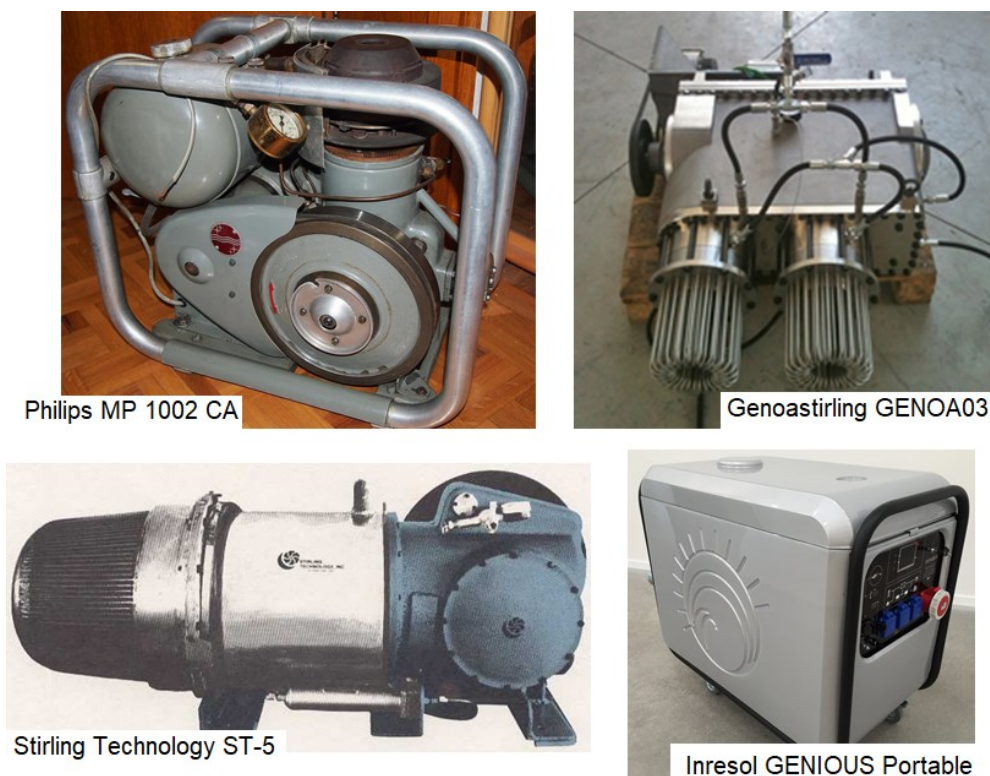


Figura 2.15 – Equipamentos comerciais baseados no ciclo Stirling.

O desenvolvimento dos motores Stirling continua sendo realizado nos dias atuais por várias empresas e universidades em diversos países. Os objetivos das pesquisas atuais são a redução do volume morto, a diminuição dos custos de fabricação e de manutenção, e o aumento da eficiência térmica dos motores Stirling (EROL; YAMAN; DOĞAN, 2017).

2.2.2 Tipos de motor Stirling

Existem atualmente três configurações possíveis para o motor Stirling, chamadas Alfa, Beta e Gama (BHAGAT et al., 2016), como mostrado na Fig. 2.16.

No motor Stirling do tipo alfa não há a presença de um deslocador. Dois pistões, chamados de pistão quente e pistão frio, são usados um próximo a fonte quente e outro próximo a fonte fria com um regenerador entre eles. Estes pistões movem-se uniformemente na mesma direção para promover processos de aquecimento e resfriamento a volume constante do fluido de trabalho. Quando todo o fluido de trabalho for transferido para um dos cilindros, um pistão ficará parado enquanto o outro pistão se move para expandir ou comprimir o fluido de trabalho. O trabalho de expansão é realizado pelo pistão quente e o trabalho de compressão é realizado pelo pistão frio (BHAGAT et al., 2016).

Já no motor Stirling do tipo beta, um pistão deslocador e um pistão de potência são incorporados dentro do mesmo cilindro. O pistão deslocador movimenta o fluido de trabalho entre o espaço quente e o espaço frio do cilindro passando pelo aquecedor, regenerador e resfriador. O pistão de potência, localizado no espaço frio do cilindro, comprime o fluido de trabalho quando o este está localizado no espaço frio e expande o fluido de trabalho quando este é deslocado para o espaço quente (BHAGAT et al., 2016).

Por fim, o motor Stirling do tipo gama usa cilindros separados para o pistão deslocador e para o pistão de potência, com o cilindro de potência conectado ao cilindro deslocador. O pistão deslocador movimenta o fluido de trabalho entre o espaço quente e o espaço frio do cilindro deslocador passando pelo aquecedor, regenerador e resfriador. Neste tipo de motor Stirling, o pistão de potência comprime e expande o fluido de trabalho. O motor Stirling do tipo gama com um pistão de dupla ação possui teoricamente a maior possibilidade de eficiência mecânica e apresenta também uma boa auto pressurização (BHAGAT et al., 2016).

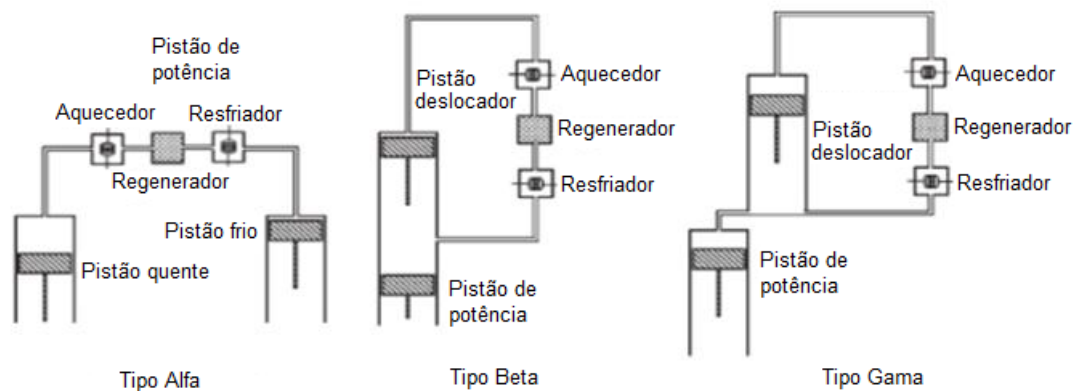


Figura 2.16 – Os três tipos de motor Stirling (Adaptado de BHAGAT et al., 2016).

Considerando todas as informações presentes nesta revisão bibliográfica, principalmente sobre o funcionamento do motor Stirling, o próximo capítulo mostra como foram preparados a simulação por meio de um modelo matemático de primeira ordem de um motor Stirling e os experimentos em um motor Stirling real. O intuito da simulação e dos experimentos é compreender o comportamento do motor Stirling para futuramente usá-lo com o objetivo de recuperar energia dos gases de escape de um motor de combustão interna.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA

Neste capítulo será abordada toda a metodologia adotada no desenvolvimento do modelo matemático de primeira ordem, usado para simular um motor Stirling do tipo alfa, e no desenvolvimento dos experimentos com um motor Stirling real.

3.1 Modelo matemático de primeira ordem

O primeiro modelo matemático de primeira ordem foi desenvolvido por Schmidt assumindo que o volume do fluido de trabalho dentro do motor Stirling varia de acordo com uma onda sinusoidal e os volumes de trabalho do motor Stirling são isotérmicos. Schmidt criou uma maneira analítica de calcular a potência e estimar a eficiência do motor Stirling. No geral, a análise de Schmidt fornece potência e eficiência 30% maiores que na realidade devido às simplificações existentes no modelo (ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD, 2016).

O modelo matemático de primeira ordem desenvolvido neste trabalho é fundamentado no trabalho de Hirata (1995), o qual é construído de acordo com a teoria de Schmidt. A teoria de Schmidt é fundamentada na expansão e compressão isotérmicas de um gás ideal e Hirata (1995) faz uso destes métodos isotérmicos de cálculo do ciclo Stirling para desenvolver seu modelo matemático de primeira ordem, o qual tem o objetivo de prever o comportamento de um motor Stirling. Este trabalho apresenta a implementação do modelo matemático de Hirata (1995) para simular um motor Stirling do tipo alfa.

Para viabilizar o modelo, algumas considerações são feitas e devem ser levadas em conta quando forem analisados os resultados:

- Não há perda de pressão nos trocadores de calor e não há diferença de pressão internamente no sistema;
- O fluido de trabalho se comporta como um gás ideal;
- A compressão e a expansão são isotérmicas;

- Há uma regeneração perfeita;
- Durante o ciclo, o volume morto de expansão mantém sua temperatura igual à temperatura de expansão, e o volume morto de compressão mantém sua temperatura igual à temperatura de compressão;
- A temperatura dentro do regenerador é uma média entre a temperatura de expansão e a temperatura de compressão do fluido de trabalho;
- O volume de expansão e o volume de compressão variam de acordo com uma onda sinusoidal.

Para calcular as variáveis do motor Stirling, primeiramente são calculados os Volumes de expansão e de compressão instantâneos de acordo com o ângulo de manivela, ilustrados na Fig. 3.1. Neste caso, o ângulo de manivela foi adotado como $\theta = 0^\circ$ quando o pistão de expansão está localizado no ponto morto superior.

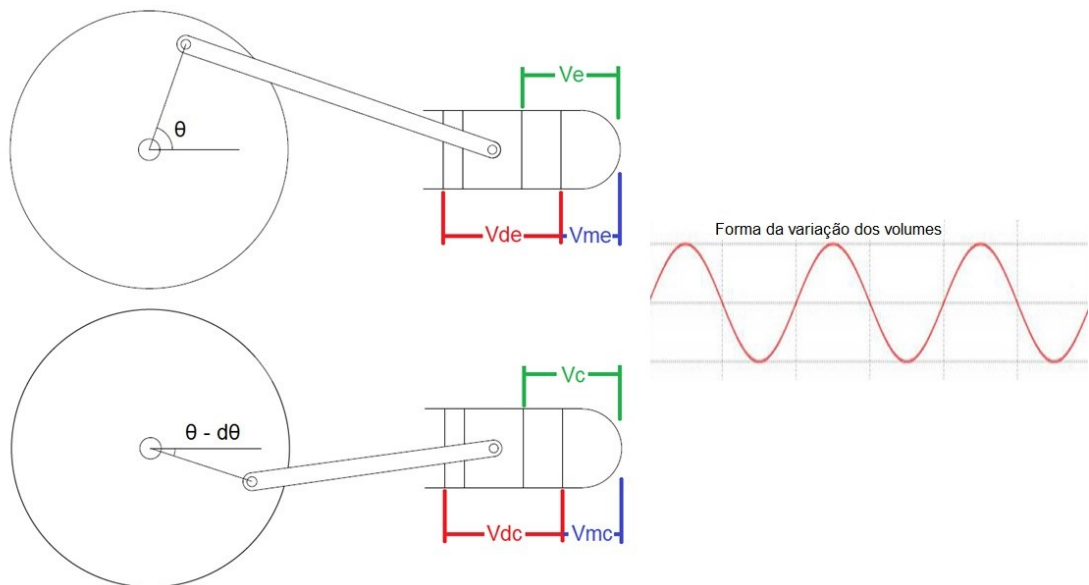


Figura 3.1 – Volumes e ângulos dos cilindros de expansão e compressão.

Assumindo que o volume de expansão instantâneo V_e muda de acordo com uma onda sinusoidal, usando o volume de deslocamento do pistão de expansão V_{de} e o volume morto de expansão V_{me} , pode-se escrever a expressão do volume de expansão instantâneo como na Eq.(3.1):

$$V_e = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + V_{me} \quad (3.1)$$

Analogamente, para o volume de compressão instantâneo V_c , assumindo sua variação de acordo com uma onda sinusoidal, usando o volume de deslocamento do pistão de compressão V_{dc} , o volume morto de compressão V_{mc} e o ângulo de fase $d\theta$, o volume de compressão instantâneo pode ser calculado de acordo com a Eq.(3.2):

$$V_c = \frac{V_{dc}}{2} [1 - \cos(\theta - d\theta)] + V_{mc} \quad (3.2)$$

O volume total instantâneo V é calculado somando-se os volumes instantâneos de expansão V_e , de compressão V_c e o volume do regenerador V_r como mostra a Eq.(3.3):

$$V = V_e + V_r + V_c \quad (3.3)$$

A razão de temperatura T_{ra} , é calculada pela razão entre a temperatura de compressão T_c e a temperatura de expansão T_e , resultando na Eq.(3.4):

$$T_{ra} = \frac{T_c}{T_e} \quad (3.4)$$

Semelhante a razão de temperatura, a razão do volume de deslocamento V_{ra} é calculada pela razão entre o volume de deslocamento do pistão de compressão V_{dc} e o volume de deslocamento do pistão de expansão V_{de} como na Eq.(3.5):

$$V_{ra} = \frac{V_{dc}}{V_{de}} \quad (3.5)$$

Usando o volume do regenerador V_r e o volume de deslocamento do pistão de expansão, tem-se a expressão para a razão de volume do regenerador como mostra a Eq.(3.6):

$$V_{rar} = \frac{V_r}{V_{de}} \quad (3.6)$$

As razões de volume morto de expansão e de compressão são calculadas usando os volumes mortos de expansão V_{me} e compressão V_{mc} , e os volumes de deslocamento do pistão de expansão V_{de} e compressão V_{dc} . A Eq.(3.7) e Eq.(3.8) são obtidas:

$$V_{mrae} = \frac{V_{me}}{V_{de}} \quad (3.7)$$

$$V_{mrac} = \frac{V_{mc}}{V_{dc}} \quad (3.8)$$

Assumindo que a temperatura do regenerador T_r é igual à média entre as temperaturas de expansão T_e e de compressão T_c , tem-se a Eq.(3.9):

$$T_r = \frac{T_e + T_c}{2} \quad (3.9)$$

A Equação (3.10), Eq.(3.11), Eq.(3.12) e Eq.(3.13) definem algumas variáveis auxiliares:

$$a = \tan^{-1} \frac{V_{ra} \cdot \sin d\theta}{T_{ra} + \cos d\theta} \quad (3.10)$$

$$S = T_{ra} + 2T_{ra}V_{mrae} + \frac{4T_{ra}V_{rar}}{1+T_{ra}} + V_{ra} + 2V_{mrac} \quad (3.11)$$

$$B = \sqrt{T_{ra}^2 + 2T_{ra}V_{ra} \cos d\theta + V_{ra}^2} \quad (3.12)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (3.13)$$

Usando a pressão média P_{med} , o ângulo de manivela θ e as variáveis auxiliares definidas acima, pode-se definir a expressão para a pressão instantânea como na Eq.(3.14):

$$P = \frac{P_{med} \sqrt{1-c^2}}{1-c \cdot \cos(\theta-a)} \quad (3.14)$$

Por meio da pressão média P_{med} e o volume de deslocamento do pistão de expansão V_{de} , pode-se calcular as expressões da energia de expansão indicada E_e , energia de compressão indicada E_c e energia indicada E_i como na Eq.(3.15), Eq.(3.16) e Eq.(3.17):

$$E_e = \frac{P_{med} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1-c^2}} \quad (3.15)$$

$$E_c = -\frac{P_{med} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot T_{ra} \cdot \text{sen } a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (3.16)$$

$$E_i = \frac{P_{med} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - T_{ra}) \cdot \text{sen } a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (3.17)$$

Assim, para obter-se a eficiência térmica do ciclo Stirling para a montagem tipo alfa, deve-se dividir a energia indicada E_i pela energia de expansão indicada E_e como mostra a Eq.(3.18):

$$\eta_t = \frac{E_i}{E_e} \quad (3.18)$$

A potência indicada pode ser calculada multiplicando-se a energia indicada pela rotação do motor como na Eq.(3.19):

$$H_i = E_i \cdot n \quad (3.19)$$

Por meio destas equações, foram calculadas as variáveis de um motor Stirling usando o software Matlab®. Os dados de entrada para realizar os cálculos são semelhantes aos usados por Hirata (1995) e estão presentes na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Dados de entrada usados no modelo matemático de primeira ordem.

Dado de entrada	Valor
Pressão média	1,01 x 10 ⁵ Pa
Volume de deslocamento do pistão de expansão	6,28 x 10 ⁻⁷ m ³
Volume de deslocamento do pistão de compressão	6,28 x 10 ⁻⁷ m ³
Volume morto de expansão	2,00 x 10 ⁻⁷ m ³
Volume morto de compressão	2,00 x 10 ⁻⁷ m ³
Volume do regenerador	2,00 x 10 ⁻⁷ m ³
Constante do gás	286,9 J/kg·K
Temperatura de expansão (fonte quente)	673 K
Temperatura de compressão (fonte fria)	303 K
Ângulo de fase	90°
Velocidade de rotação do motor	33,33 Hz

3.2 Arranjo experimental

Os seguintes equipamentos foram utilizados para realizar os procedimentos experimentais (Fig. 3.2):

- Um motor Stirling do tipo alfa (Fig. 3.3);
- Dois termopares do tipo T;
- Um termopar do tipo K;
- Um fio elétrico;
- Um dínamo acoplado ao motor Stirling (Fig. 3.3);
- Um módulo de aquisição de sinais modelo Agilent 34972A;
- Um computador.



Figura 3.2 – Equipamentos utilizados nos procedimentos experimentais.

Solução à base de acetona, a mesma usada como cosmético na remoção de esmaltes de unha, foi utilizada como combustível do motor Stirling para realizar os experimentos. A escolha pela solução à base de acetona se deu pela facilidade de comprar, baixo custo e sua temperatura de chama é suficiente para o correto funcionamento do motor Stirling usado nos experimentos (Fig. 3.3).

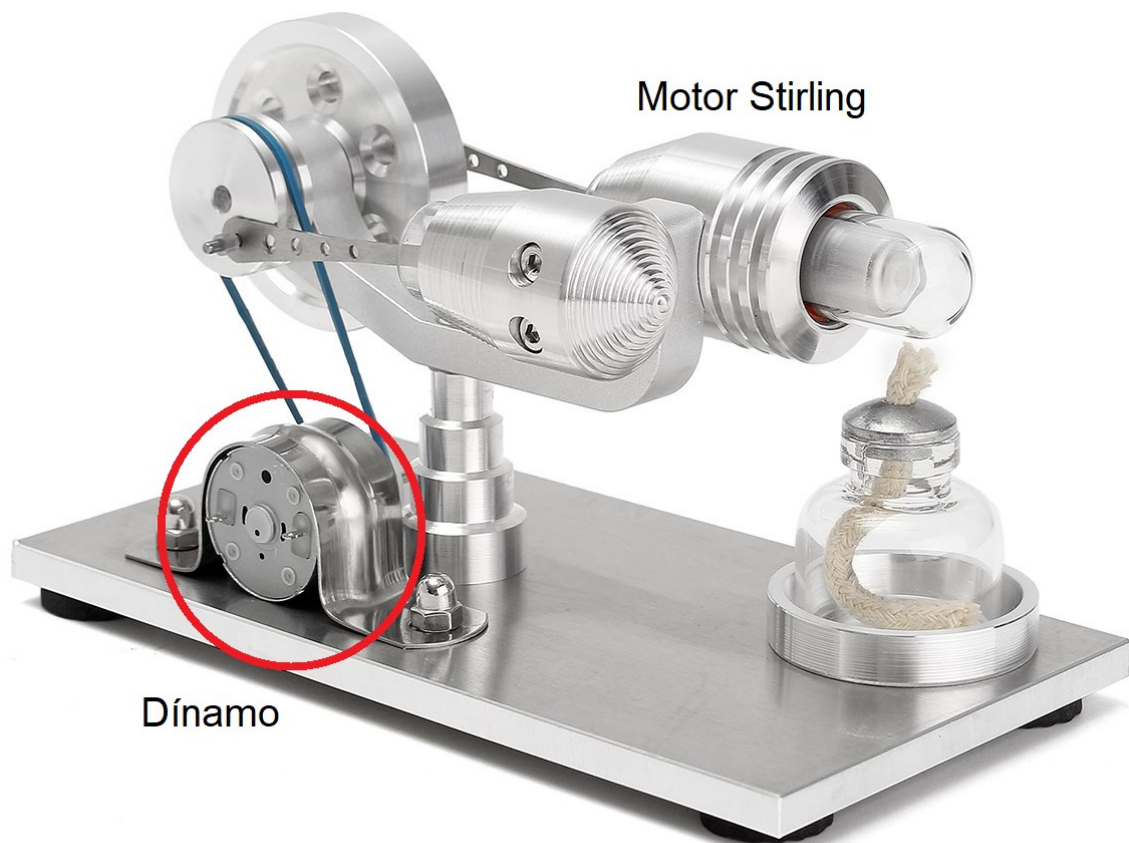


Figura 3.3 – Motor Stirling com o dínamo acoplado usado nos experimentos

Um dos termopares tipo T está conectado ao cilindro quente, enquanto o outro termopar do tipo T está conectado ao cilindro frio do motor Stirling. Os termopares do tipo T foram acoplados aos cilindros por meio de solda elétrica para componentes eletrônicos. O termopar do tipo K é usado para medir a temperatura dentro da chama. O fio elétrico é conectado ao dínamo para medir a tensão elétrica gerada pelo mesmo.

Todos os termopares e o fio elétrico estão conectados ao módulo de aquisição de sinais, o qual está ligado em um computador que realiza a interface com o módulo de aquisição de sinais. Usando o computador, todos os dados experimentais podem ser salvos e analisados.

Para minimizar os erros e padronizar os experimentos, uma lista de tarefas temporizadas foi usada durante a fase experimental. A sequência de tarefas adotada foi a seguinte:

- Iniciar a aquisição de dados do módulo de aquisição de sinais;
- Esperar por 40 segundos;
- Iniciar a combustão da solução à base de acetona sob o cilindro de expansão;
- Esperar por 30 segundos;

- Dar partida no motor girando o seu volante de inércia;
- Esperar por 11 minutos;
- Remover a fonte de calor para interromper o funcionamento do motor;
- Esperar por 10 minutos;
- Finalizar a aquisição de dados.

O módulo de aquisição de sinais está configurado para adquirir uma medição por segundo e o tempo de espera entre cada experimento completo é o tempo necessário para que as temperaturas dos cilindros de compressão e expansão diminuam até 29°C.

Ao todo foram realizados dez experimentos completos, respeitando a sequência de tarefas e seus respectivos tempos de espera.

Os resultados e discussões referentes ao modelo matemático de primeira ordem e aos experimentos são mostrados no próximo capítulo.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo contém todos os resultados e discussão referentes a simulação no modelo matemático de primeira ordem e aos experimentos realizados com o motor Stirling do tipo alfa. São apresentados neste capítulo cálculos e gráficos obtidos com o auxílio do software Matlab®.

4.1 Simulação

Todas as equações apresentadas na metodologia foram implementadas no software Matlab® (código fonte em anexo) para realizar os cálculos e obter os resultados usando os dados de entrada mostrados na Tab. 3.1.

A Figura 4.1 mostra a variação dos volumes de compressão e expansão de acordo com a variação do ângulo de manivela. É possível observar que a variação dos volumes de compressão e expansão ocorre de acordo com uma onda sinusoidal, ou seja, a variação obedece as considerações feitas para o modelo matemático de primeira ordem. Nota-se ainda que ocorre uma defasagem de 90° entre os volumes de compressão e de expansão. Esta defasagem obedece o ângulo de fase, que representa a diferença de posicionamento do pistão de compressão em relação ao pistão de expansão e é um dos parâmetros de entrada do modelo matemático de primeira ordem. A Figura 4.4 confirma a variação sinusoidal dos volumes, pois a variação do volume total, que é a soma dos volumes de compressão, expansão e regeneração, também se apresenta em forma de onda sinusoidal.

Apesar de apresentar uma forma semelhante, a variação da pressão (Fig. 4.2) não possui a forma sinusoidal, pois pode-se observar que existe um pico agudo e logo em seguida um vale mais aberto, descaracterizando a onda sinusoidal.

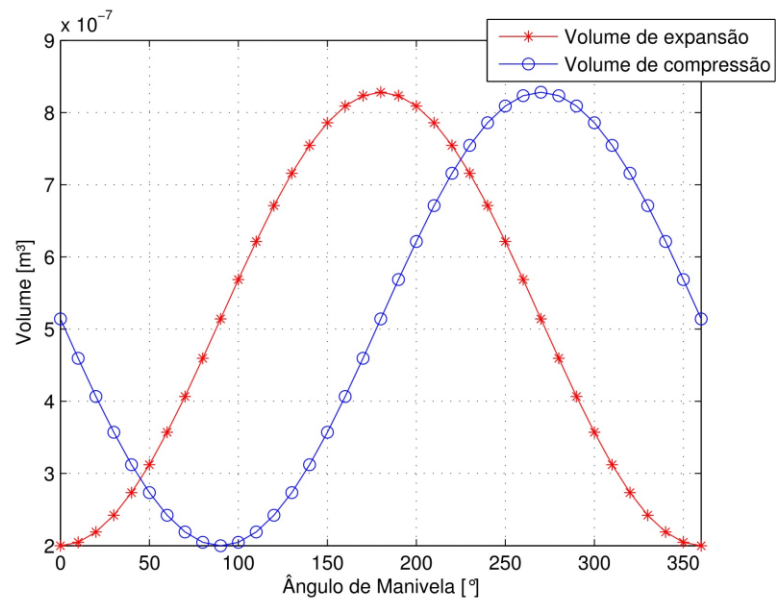


Figura 4.1 – Variação dos volumes de expansão e compressão de acordo com a variação do ângulo de manivela.

A variação da pressão dentro do motor Stirling de acordo com a variação do ângulo de manivela é mostrada na Fig. 4.2.

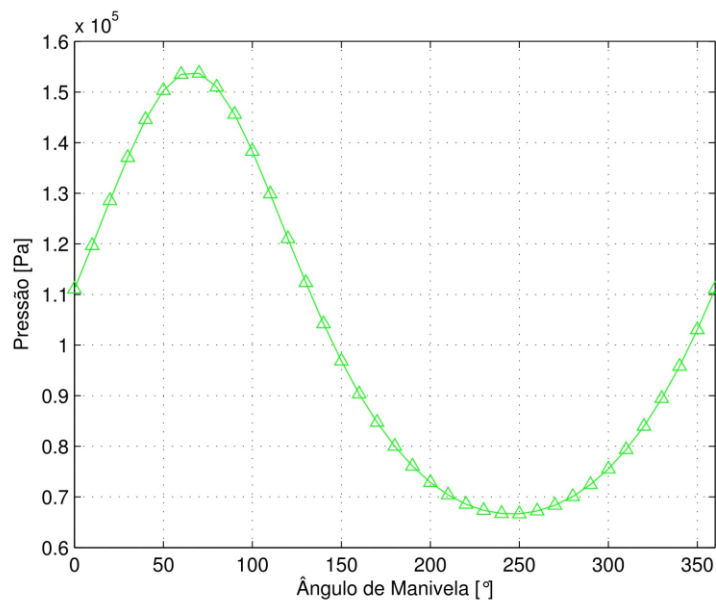


Figura 4.2 – Variação da pressão de acordo com o ângulo de manivela.

A Figura 4.3 contém a curva que representa a variação do volume total dentro do motor Stirling em função da variação do ângulo de manivela.

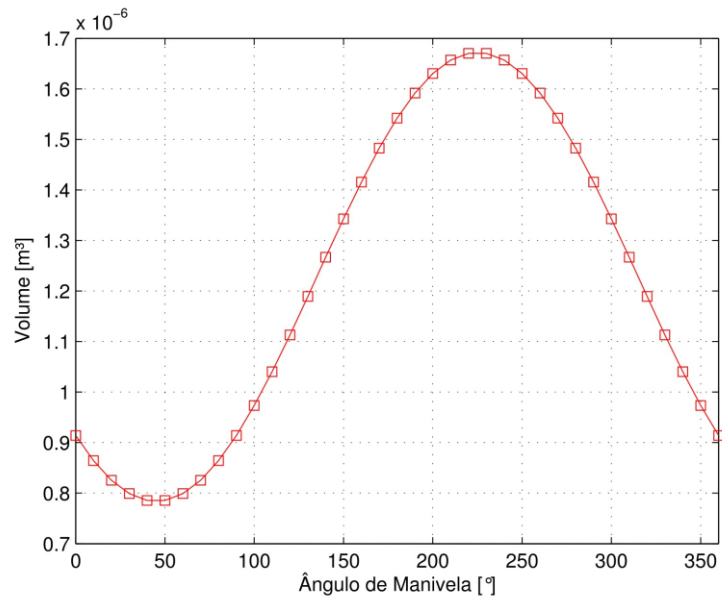


Figura 4.3 – Volume total em função do ângulo de manivela.

O diagrama Pressão x Volume do motor Stirling simulado por meio do modelo matemático de primeira ordem é apresentado na Fig. 4.4.

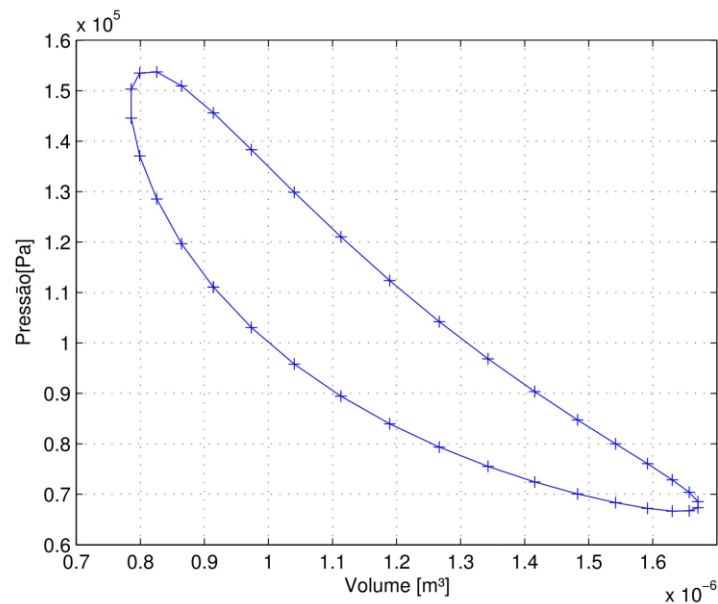


Figura 4.4 – Diagrama Pressão x Volume.

Os resultados referentes a potência indicada e a eficiência térmica do motor Stirling simulado são, respectivamente, 0,689 W e 54,98%.

Usando o modelo matemático de primeira ordem com os dados de entrada mostrados na Tab. 3.1, os resultados obtidos são semelhantes aos resultados encontrados por

Hirata (1995) por meio da teoria de Schmidt. A eficiência obtida através do modelo matemático de primeira ordem é a mesma que a eficiência de Carnot, portanto, trata-se da eficiência teórica como dito por Wang et al. (2016). O modelo matemático de primeira ordem não leva em conta as perdas por atrito entre as partes móveis do motor e se baseia em algumas simplificações que não são equivalentes as condições reais de trabalho de um motor Stirling real. Assim, pode-se dizer que o valor de eficiência obtido é apenas uma estimativa inicial para auxiliar em estudos posteriores.

4.2 Experimentos

Os experimentos foram realizados usando os equipamentos e respeitando a sequência de tarefas propostas na metodologia. Os dados foram obtidos e salvos em forma de tabela e posteriormente estes dados foram usados para criar os gráficos presentes neste trabalho.

A Figura 4.5 mostra as temperaturas experimentais medidas sobre o cilindro de expansão (T alta) e sobre o cilindro de compressão (T baixa). Pode-se observar que ambas as temperaturas aumentam, enquanto a diferença entre elas também aumenta, porém com a tendência de se tornar constante, apresentando uma diferença em torno de 8 °C. Quando a fonte de calor é removida e o motor para de rodar, ambas as temperaturas decrescem tendendo a assumirem valores iguais.

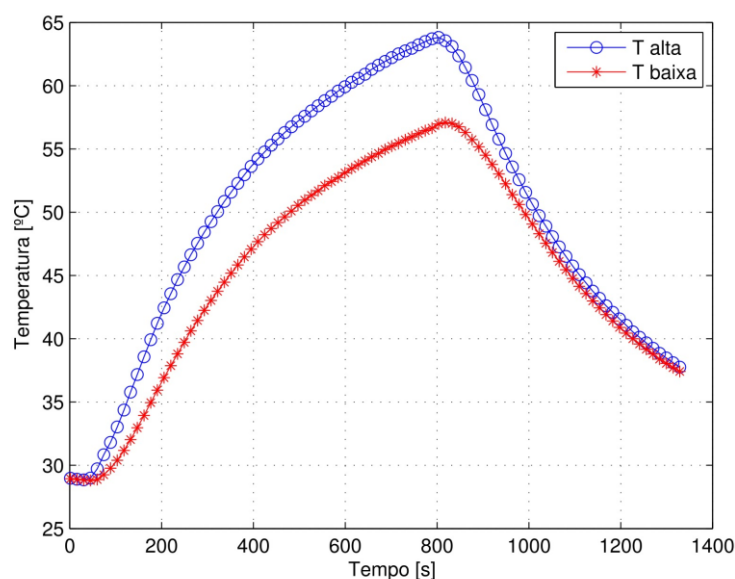


Figura 4.5 – Temperaturas experimentais do cilindro quente e do cilindro frio.

A temperatura medida dentro da chama se encontra sempre acima dos 600 °C como mostra a Fig. 4.6. Quando a temperatura dentro da chama decresce drasticamente, indica que a fonte de calor foi removida. A temperatura medida neste caso não se trata da temperatura de chama e sim a temperatura dentro da chama, obtida por meio de um termopar tipo K. Medir a temperatura de chama necessitaria de procedimentos experimentais mais complexos e alguns cálculos adicionais.

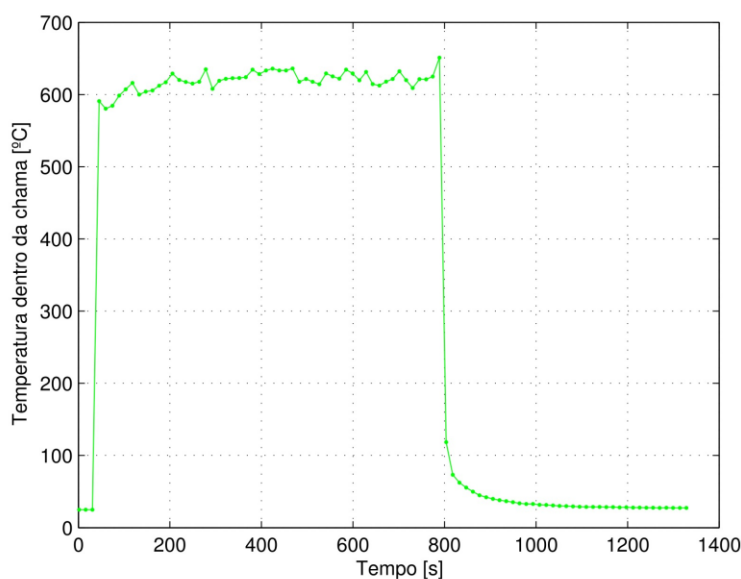


Figura 4.6 – Variação da temperatura dentro da chama em função do tempo.

A Figura 4.7 mostra a tensão elétrica obtida através do dínamo acoplado ao motor Stirling. A tensão elétrica é medida considerando-se corrente alternada. No início, ao dar partida no motor, a tensão elétrica atinge o seu pico e então decresce até alcançar um valor em torno de 0,36 V enquanto o motor está em funcionamento.

É possível notar as diferentes etapas realizadas nos experimentos através dos gráficos presentes na Fig. 4.5, Fig 4.6 e Fig 4.7. Na Figura 4.5, por exemplo, as temperaturas dos cilindros começam a subir a partir do momento em que se inicia o fornecimento de calor ao motor. Um comportamento semelhante pode ser observado na variação da temperatura dentro da chama (Fig 4.6), onde a temperatura sobe bruscamente quando se inicia a combustão. Por fim, na Fig. 4.7, pode-se observar que a tensão elétrica sobe apenas quando é dada a partida no motor. Em todos os gráficos, o comportamento varia bruscamente com a remoção da fonte de calor.

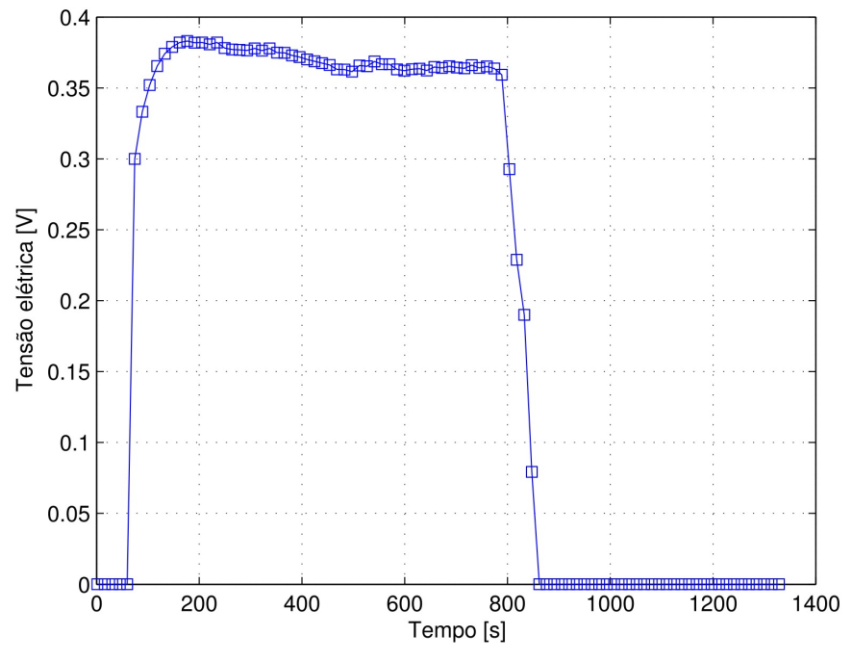


Figura 4.7 – Variação da tensão elétrica gerada pelo dínamo em função do tempo.

Os resultados obtidos através dos experimentos mostram que a tensão elétrica gerada é estável, indicando que a velocidade de rotação do motor também é estável, ou seja, sem grandes mudanças enquanto o motor está em funcionamento. Já a diferença entre as temperaturas do cilindro de expansão e do cilindro de compressão torna-se constante após certo tempo de funcionamento do motor e apresenta valores em torno de 8 °C.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES

Neste capítulo estão presentes as conclusões tomadas a partir da realização da simulação e dos experimentos deste trabalho. Além de apresentar também uma conclusão pessoal e sugestões para trabalhos futuros.

Usando os dados de entrada mostrados na Tab. 3.1, as variações de volume e pressão são similares as variações obtidas por Hirata (1995). A potência indicada obtida foi 0.689 W e este valor é coerente ao tamanho do motor Stirling simulado. A eficiência térmica do motor Stirling simulado é de 54,98%. Os valores obtidos por meio do modelo matemático de primeira ordem são uma estimativa inicial, pois em um motor Stirling real, estes valores serão diferentes devido as simplificações do modelo matemático e as perdas de energia devido ao atrito entre as partes móveis do motor Stirling que não são levadas em conta no modelo matemático.

As temperaturas medidas durante o funcionamento de um motor Stirling do tipo alfa mostram resultados interessantes. Ambas as temperaturas do cilindro de expansão e do cilindro e compressão aumentam enquanto o motor está em funcionamento, porém a diferença entre estas temperaturas tende a ser tornar constante após algum tempo de funcionamento do motor. A temperatura dentro da chama se mostra acima dos 600 °C usando solução à base de acetona como combustível. Por fim, a tensão elétrica gerada pelo dínamo é estável e apresenta valores em torno de 0,36 V quando medida considerando-se corrente alternada.

Sugestões para trabalhos futuros

Referente ao modelo matemático, a sugestão para trabalhos posteriores é desenvolver um modelo matemático de segunda ordem para que resultados mais detalhados e mais próximos dos valores esperados para um motor Stirling real sejam obtidos.

As sugestões para trabalhos futuros relacionadas aos estudos experimentais são:

- Medir a potência gerada pelo dínamo adicionando um circuito resistivo ao arranjo experimental. Ao medir a corrente e a tensão elétrica, se torna possível mensurar a potência gerada;
- Implementar um sistema de aquecimento com resistência elétrica, tornando possível controlar com maior precisão o calor fornecido ao motor Stirling. Assim, é possível estimar a eficiência do dínamo por meio do calor da fonte e da potência gerada.

As simulações e experimentos possuem o objetivo de validar o uso de motores Stirling na recuperação de energia dos gases de escape de motores de combustão interna. Portanto, trabalhos futuros podem continuar este estudo, criando modelos e bancadas experimentais relacionadas diretamente a aplicação dos motores Stirling na recuperação dos gases de escape de motores de combustão interna.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALADAYLEH, W.; ALAHMER, A. Recovery of Exhaust Waste Heat for ICE Using the Beta Type Stirling Engine. **Journal of Energy**. v. 2015, 2015.

ALAGUMALAI, A. Internal combustion engines: Progress and prospects. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v.38, p. 561–571, 2014.

ALFARAWI, S.; AL-DADAH, R. K.; MAHMOUD, S. Enhanced thermodynamic modelling of a gamma-type Stirling engine. **Applied Thermal Engineering**. v. 106, p. 1380-1390, 2016.

ALFARAWI, S.; WEBB-MARTIN, W.; MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R. K. Thermal analysis of Stirling engine to power automotive alternator using heat from exhaust gases. **Energy Procedia**. v. 61, p. 2395-2398, 2014.

ARNAUD, L.; LUDOVIC, G.; MOUAD, D.; HAMID, Z.; VINCENT, L. Comparison and Impact of Waste Heat Recovery Technologies on Passenger Car Fuel Consumption in a Normalized Driving Cycle. **Energies**. v. 7, n. 8, p. 5273–5290, 2014.

BHAGAT, A.; MODI, A.; HINGANIKAR, P.; TAMBEKAR, P.; KAKADE, N. U.; KALE, B N. Design of Alpha Stirling Engine in Conjunction with Solar Concentrator. **International Research Journal of Engineering and Technology**. v. 3, n. 4, p. 261–266, 2016.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna: volume 1**. 3. ed. São Paulo, Blücher, 2012.

CAMERON, Kevin. **Turbo-Compounding - Is it “the next Big Thing” in energy recovery?**. 2015. Disponível em: <<http://www.cycleworld.com/2015/10/26/turbo-compounding-explained-tech-editor-kevin-cameron-insights>>. Acesso em: 16 de jul. de 2017.

CHAUGAONKAR, S.; GEHLOT, V.; PARASHAR, V. Design and fabrication of regenerative heat exchanger for alpha Stirling engine. **International Journal of Advanced Mechanical Engineering**. v. 4, n. 7, p. 829–837, 2014.

CHANGXIN, L.; XINXIANG, P.; XIAOFENG, Z.; YUYING, Y.; WEIZHONG, L. An experimental study of a novel prototype for two-stage thermoelectric generator from vehicle exhaust. **Journal of the Energy Institute**. v. 89, n. 2, p. 271–281, 2015.

EROL, D.; YAMAN, H.; DOĞAN, B. A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 78, p. 1044–1067, 2017.

FU, J.; LIU, J.; WANG, Y.; DENG B.; YANG, Y.; FENG, R.; YANG, H. A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery. **Applied Energy**. v. 113, p. 248–257, 2014.

GUANGBIN, L.; YUANYANG, Z.; LIANSHENG, L.; PENGCHENG, S. Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air. **Applied Thermal Engineering**. v. 30, n. 14–15, p. 2073–2079, 2010.

GUARATO, A.Z.; MOURA, C.M.; BERNARDES, M.S.; MALHEIROS, F.C. An experimental thermal analysis of an engine based on Stirling cycle model alpha. Submitted in 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, Curitiba, Brazil, December 3-8, 2017.

HIRATA, K. Schmidt theory for Stirling engines. National Maritime Research Institute, Tokyo, 1995.

JADHAO, J. S.; THOMBARE, D. G. Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I.C. Engine. **Certified International Journal of Engineering and Innovative Technology**. v. 2, n. 12, p. 2277–3754, 2013.

MCWILLIAM, S.; POPOV, A. **Piezoelectric Energy Harvesting (PEH)**. 2014. Disponível em: <<http://www.nottingham.ac.uk/research/groups/etri/themes/renewableenergy/windenergy/piezoelectric-energy-harvesting.aspx>>. Acesso em: 25 de nov. de 2017.

PARTON, E.; HEIDE, J.; FLAMAND, G.; POORTMANS, J. **How to Make Thermophotovoltaic Cost-affordable**. 2010. Disponível em: <http://www.interpv.net/market/market_view.asp?idx=323&part_code=02>. Acesso em: 25 de nov. de 2017.

SELF, D. **The Kitson-Still Steam-Diesel Locomotive**. 2011. Disponível em: <<http://www.douglas-self.com/MUSEUM/LOCOLOCO/kitson/kitsonst.htm>>. Acesso em: 25 de nov. de 2017.

VÁZQUEZ, J.; SANZ-BOBI, M. A.; PALACIOS, R.; ARENAS, A. State of the Art of Thermoelectric Generators Based on Heat Recovered from the Exhaust Gases of Automobiles. In: European Workshop on Thermoelectrics, 7, 2002, Pamplona, Espanha.

WANG, K.; SANDERS, S. R.; DUBEY, S.; CHOO, F. H.; DUAN, F. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 62, p. 89–108, 2016.

ANEXO

Abaixo está o código fonte do modelo matemático de primeira ordem utilizado para simular o funcionamento de um motor Stirling do tipo alfa.

```
%Simulação do desempenho de um motor Stirling por meio da análise de
%Schmidt
%Data: 18/11/2017
%Autor: Cassiano Metier Moura

clear all;
close all;
clc;

%Variáveis de entrada

pmed = 101300; %Pressão média do motor Pa
R = 286.9; %Constante do ar j/kg.K
Te = 673; %Temperatura de expansão K
Tc = 303; %Temperatura de compressão K
Dx = 90; %Ângulo de fase °
n = 2000/60; %Rotação do motor Hz
alfa = 0; %Ângulo de giro °
Vse = 6.28E-7; %Volume percorrido pelo pistão de expansão m³
Vsc = 6.28E-7; %Volume percorrido pelo pistão de compressão m³
Vde = 2.0E-7; %Volume morto do espaço de expansão m³
Vdc = 2.0E-7; %Volume morto do espaço de compressão m³
Vr = 2.0E-7 ; %Volume do regenerador m³ (0 significa sem regenerador)

%Vetor que varia o ângulo do eixo do motor
x = 0:10:360; % x = 0 quando o pistão de expansão está localizado no
% ponto morto superior

%Cálculos para simular o funcionamento do motor Stirling
Ve = (Vse/2).*(1-cosd(x)) + Vde; %Volume instantâneo de expansão m³
Vc = (Vsc/2).*(1-cosd(x-Dx)) + Vdc; %Volume instantâneo de compressão m³
V = Ve + Vr + Vc; %Volume total instantâneo m³

Tr = (Te + Tc)/2; %Temperatura do regenerador K

t = Tc/Te; %Temperatura relativa
v = Vsc/Vse; %Volume percorrido relativo
Xde = Vde/Vse; %Volume morto de expansão relativo
Xdc = Vdc/Vse; %Volume morto de compressão relativo
Xr = Vr/Vse; %Volume do regenerador relativo

%Variáveis=====
a = atand((v*sind(Dx))/(t+cosd(Dx)));

S = t + 2*t*Xde + (4*t*Xr)/(1+t) + v + 2*Xdc;

B = sqrt((t^2) + 2*t*v*cosd(Dx) + (v^2));
```

```

c = B/S;
%=====

p = pmed*sqrt(1-c^2) ./ (1-c*cosd(x-a)); %Pressão do motor Pa

Ee = (pmed*Vse*pi*c*sind(a))/(1+sqrt(1-c^2)); %Energia indicada para a
expansão J
Ec = -(pmed*Vse*pi*c*t*sind(a))/(1+sqrt(1-c^2)); %Energia indicada para a
compressão J
Ei = (pmed*Vse*pi*c*(1-t)*sind(a))/(1+sqrt(1-c^2)); %Energia indicada de um
ciclo do motor J

He = Ee*n; %Potência indicada de expansão W
Hc = Ec*n; %Potência indicada de compressão W
Hi = Ei*n %Potência indicada do motor w

Eft = Ei/Ee %Eficiência térmica do motor

figure
plot(x,Ve,'r*-',x,Vc,'bo-');
ylabel('Volume [m³]');
xlabel('Ângulo de Manivela [°]');
legend('Volume de expansão','Volume de compressão');
xlim([0 360]);
grid on

figure
plot(x,p,'g^-');
ylabel('Pressão [Pa]');
xlabel('Ângulo de Manivela [°]');
xlim([0 360]);
grid on

figure
plot(x,V,'rs-');
ylabel('Volume [m³]');
xlabel('Ângulo de Manivela [°]');
xlim([0 360]);
grid on

figure
plot(V,p,'b+-');
ylabel('Pressão[Pa]');
xlabel('Volume [m³]');
grid on

```