



INSTITUTO FEDERAL
Minas Gerais
Campus Avançado Arcos

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS
GERAIS - *CAMPUS* ARCOS
ENGENHARIA MECÂNICA

André Luís dos Santos Brito
Gabriel Sander Pereira de Oliveira
Jhonata Igor Carvalho Ferreira
Vinícius Fonseca da Silva
Wesley José de Oliveira

ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DA PRODUÇÃO DE ENERGIA UTILIZANDO O MOTOR STIRLING

Arcos - MG

14 de dezembro de 2019



INSTITUTO FEDERAL
Minas Gerais
Campus Avançado Arcos

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS
GERAIS - *CAMPUS* ARCOS
ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DA PRODUÇÃO DE ENERGIA UTILIZANDO O MOTOR STIRLING

Relatório apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais (IFMG), referente ao Trabalho Acadêmico Integrador, como requisito parcial para aprovação em todas as disciplinas ministradas no 6º período do Curso de Engenharia Mecânica.

Instituto Federal de Minas Gerais

Campus Arcos

Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Me. André César Martins de Miranda

Arcos - MG

14 de dezembro de 2019

RESUMO

O motor Stirling, inventado em 1816 na Escócia por Robert Stirling, tem a finalidade de converter energia térmica em trabalho. Este possui grande flexibilidade em relação a sua fonte de energia e trabalho, trabalha com o calor proveniente de uma fonte externa de combustível, como o biogás. A partir dos estudos realizados sobre ciclo, fluido de trabalho, classificações dos motores Stirling e trocadores de calor, foi idealizado o protótipo, motor Stirling tipo Alfa, com o ar como fluido de trabalho devido a sua fácil obtenção e baixo custo. Para a conversão de movimentos de translação retilínea em movimentos de rotação foram realizados estudos sobre a cinemática do mecanismo biela-manivela, que possibilitaram encontrar a velocidade linear máxima teórica e o torque máximo. Foram especificado tecnicamente todos os materiais necessários para montagem do protótipo e elaborado um manual de utilização do projeto. O teorema de Schmidt foi útil para obtenção da desempenho do motor Stirling, assim como conhecimento das perdas ao longo do ciclo. A temperatura interna e a taxa de transferência de calor teóricos foram obtidos utilizando conceitos de transferência de calor. Os resultados obtidos foram teóricos, afim de constatar a viabilidade da implementação de motor Stirling para geração de energia será necessário comparar os dados obtidos com os resultados dos experimentos que serão realizados na próxima etapa do projeto.

Palavras-chave: Motor Stirling; Trocador de Calor; Teorema de Schmidt.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	Modelo 3D de um motor Stirling em escala reduzida	6
2	Ciclo Stirling	10
3	Tipos de Motores Stirling	11
4	Divisão dos cilindros do motor	15
5	Convecção natural	17
6	Rede de Resistência térmica	18
7	Análise por barras do mecanismo biela-manivela	20
8	Mecanismo biela-manivela	20
9	Representação esquemática do mecanismo biela-manivela	21
10	Gráfico Pressão x Volume total do motor	25
11	Gráficos Pressão x Volume em cada cilindro do motor	25
12	Gráficos da posição e velocidade em relação ao tempo	26
13	Gráficos da aceleração e torque em relação ao tempo	27
14	Dimensões em <i>mm</i> do sistema de escoamento do ar	28
15	Protótipo	33

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	6
1.1	Justificativa	7
1.2	Objetivos	7
1.2.1	Objetivo Geral	7
1.2.2	Objetivos Específicos	7
2	REFERENCIAL TEÓRICO	8
2.1	Fluido de trabalho	8
2.2	Ciclo termodinâmico	8
2.3	Ciclo Stirling	9
2.4	Motor Stirling e Classificação	11
2.5	Trocadores de calor	12
3	MATERIAIS E MÉTODOS	13
3.1	Materiais	13
3.2	Métodos	13
3.3	Teorema de Schmidt para desempenho do motor Stirling	13
3.3.1	Considerações para o teorema e cálculos a serem efetuados	14
3.4	Taxas de transferência de calor	17
3.5	Perdas ao Longo do Ciclo	19
3.5.1	Perda de Carga	19
3.6	Cinemática do mecanismo biela-manivela	19
3.6.1	Força e torque	22
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	23
4.1	Taxa de transferência de calor	23
4.1.1	Entre a fonte quente e o cilindro de expansão do motor	23
4.1.2	Trocador de calor	23
4.2	Resultados termodinâmicos do motor Stirling	24
4.3	Cinemática	26
4.4	Perda de carga	27
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	29
	REFERÊNCIAS	30

APÊNDICE A – MANUAL DE UTILIZAÇÃO	32
---	----

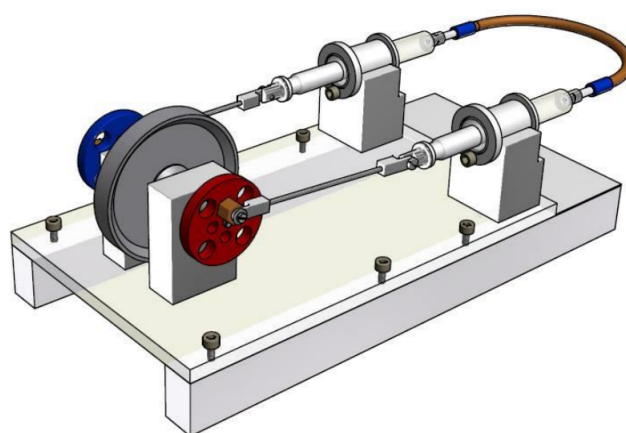
1 INTRODUÇÃO

O motor Stirling foi inventado por Robert Stirling em 1816, na Escócia, com a vantagem de ser um motor mais seguro comparado com os motores a vapor utilizados até aquele momento, principalmente por funcionar em níveis de pressão inferiores aos utilizados pelos motores da época (BARROS et al., 2004). Os motores possuem grande flexibilidade em relação a sua fonte de energia, podendo trabalhar com o calor proveniente de uma fonte externa de combustível sustentável e de fácil obtenção, como o biogás (CRESTANI, 2016, p. 25).

A pecuária tem elevada importância para o país, sendo um importante propulsor para a economia brasileira. Porém, muitos aspectos negativos gerados por esta atividade, como a degradação e a poluição dos solos e das águas, através da produção de metanos, prejudicam o meio ambiente como um todo. Como forma de mitigar os impactos ambientais provocados pelo descarte incorreto de resíduos animais, podem ser utilizados sistemas de reaproveitamento da matéria orgânica para a produção de biogás, que é um gás orgânico proveniente da decomposição da matéria orgânica e que pode ser utilizado para produção de energia elétrica ou aquecimento. (WÜST; TAGLIANI; CONCATO, 2015, p. 02) (SANTOS et al., 2018a, p. 03).

Para transformar a energia térmica proveniente do biogás em energia mecânica, foi selecionado o Motor Stirling. Posteriormente, será analisada a viabilidade técnica da implantação do motor para produção de energia elétrica em propriedades rurais.

Figura 1 – Modelo 3D de um motor Stirling em escala reduzida



Fonte: Adaptado de Furtado e Noventa (2014)

Em um motor Stirling movido a biogás, ocorre a queima externa do mesmo,

aquecendo o ar contido em um cilindro, cujo pistão desloca-se linearmente. Esse movimento retilíneo é então transformado em movimento rotacional por meio de um sistema biela-manivela. O ciclo está demonstrado no Item 2.3 (PAUTZ, 2013, p. 12) (LEITE, 2018, p. 12).

1.1 Justificativa

Uma das principais causas de contaminação dos solos e aquíferos ocorre devido ao descarte incorreto dos resíduos de animais (fezes) em propriedades rurais. O reaproveitamento desses resíduos, ricos em matéria orgânica, nutrientes e alguns agentes patógenos, apresenta pontos atrativos, como acesso a matéria orgânica. Com o devido tratamento da matéria orgânica, obtém-se como produto o biogás e como subproduto o biofertilizante (OLIVEIRA, 2014, p. 03).

Fontes sustentáveis de energia limpa, segura e com baixo custo têm apresentado crescente procura, por seus atrativos comercial e ecológico. O motor Stirling, utilizado no início do século passado para a produção de energia, foi deixado de lado devido ao baixo torque, dificuldade de trabalho em diferentes rotações, dificuldade de conseguir uma vedação adequada do pistão com o cilindro e altas temperaturas de trabalho (FURTADO; NOVENTA, 2014, p. 50).

O presente trabalho se justifica pelo potencial de redução do impacto ambiental e na possibilidade de criação de condições sustentáveis nas atividades rurais, através da transformação da matéria orgânica em energia através do motor Stirling.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Projetar e construir um motor Stirling, em escala reduzida, com o intuito de verificar a possibilidade da produção de energia a partir da queima do biogás.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Descrever especificações do motor Stirling, ciclo de trabalho, principais componentes e sistema de transmissão;
- Estudar a possibilidade de obtenção de energia a partir de um motor Stirling;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Fluido de trabalho

Vários fluidos podem ser usados em motores Stirling e a sua seleção é uma etapa importante no desenvolvimento do projeto, pois suas propriedades irão influenciar o desempenho do motor. Essa escolha impacta igualmente na construção do motor, sendo que os diferentes fluidos possuem características diferentes, influenciando os parâmetros de funcionamento, as dimensões do motor, os tipos de vedação e outros fatores (RODRIGUES, 2017).

A seleção do fluido de trabalho parte da análise de propriedades termodinâmicas, de transferência de calor e da dinâmica dos gases, tais como possuir elevada condutividade térmica, alto calor específico, baixa viscosidade e baixa densidade. As propriedades dos fluidos variam bastante entre si, como pode ser observado na Tabela 1 (RODRIGUES, 2017) (FURTADO; NOVENTA, 2014). O hidrogênio é o fluido de trabalho ideal para ser usado em motores Stirling devido a sua elevada condutividade térmica, alto calor específico, baixa viscosidade e baixa densidade, porém seu elevado custo dificulta seu uso em aplicações mais simples, como em protótipos, onde o ar costuma ser utilizado como fluido de trabalho, devido a fácil obtenção e baixo custo.

Tabela 1 – Propriedades dos principais fluidos de trabalho a 500 K

Fluido	Densidade $\rho(kg/m^3)$	Calor específico $C_p(kJ/mK)$	Condutividade térmica $k \times 10^6$ (kW/mK)	Viscosidade $\mu \times 10^6$ (kg/ms)
Ar	0,706	1,029	40,41	26,70
Hélio	0,097	5,19	201,6	29,30
Hidrogênio	0,049	14,51	271,8	12,64
Dióxido de carbono	1,073	1,014	32,74	23,67

Fonte: Adaptado de (RODRIGUES, 2017)

2.2 Ciclo termodinâmico

Ao analisar ciclos termodinâmicos, é necessário diminuir a complexidade, partindo de algumas premissas, removendo todas as irreversibilidades até que chegue a um ciclo que se assemelhe com o ciclo real, com uma eficiência menor (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 488).

Com a finalidade de converter energia térmica em trabalho, foram desenvolvidas máquinas térmicas, cujo desempenho é dado pela eficiência térmica, η_t que é a razão entre o trabalho produzido pela máquina e o calor total fornecido a ela (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 488).

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{Q_{ent}} \quad (2.1)$$

Ao operar uma máquina térmica que trabalha segundo um ciclo totalmente reversível, como o ciclo de Carnot, tem-se a eficiência térmica máxima obtida entre as máquinas que operam entre os mesmos níveis de temperatura. Os ciclos ideais são internamente reversíveis, no entanto apresentam irreversibilidades externas como transferência de calor com uma diferença de temperatura finita (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 488).

Premissas e simplificações para os ciclos ideais de potência:

- i) O ciclo não envolve qualquer atrito, portanto não ocorre nenhuma queda de pressão no escoamento do fluido de trabalho;
- ii) Os processos de expansão e compressão ocorrem de forma quase estática;
- iii) Todos os componentes são bem isolados e a transferência de calor é desprezível;
- iv) Não há variação de energia cinética e potencial.

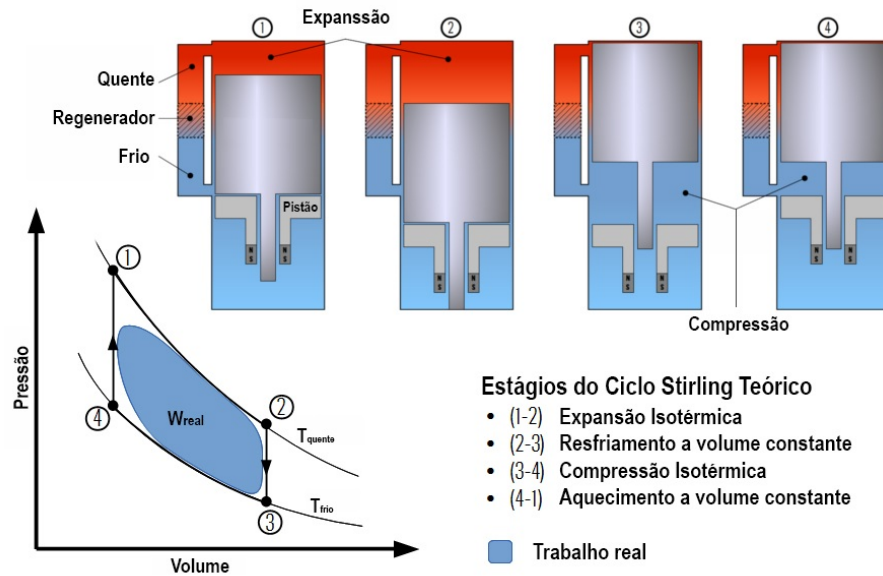
O ciclo de Carnot (Figura 2) tem quatro processos totalmente reversíveis: primeiro um fornecimento de calor Q_H de forma isotérmica T_H , segundo uma expansão isentrópica, terceiro uma rejeição de calor Q_L de forma isotérmica T_L e quarto uma compressão isentrópica. (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2014, p. 146)

2.3 Ciclo Stirling

O ciclo Stirling ideal é um ciclo termodinâmico reversível e fechado, que converte calor em trabalho. Ao adicionar calor ao processo, ocorre uma expansão do fluido de trabalho enquanto que com o resfriamento do fluido ocorre a compressão e a alternância entre esse gradiente gera trabalho térmico. O ciclo Stirling se difere do ciclo de Carnot, pois os processos isentrópicos são substituídos por processos de regeneração isocóricos (Figura 2). A regeneração é um processo no qual o calor é transferido para um dispositivo que armazena energia térmica durante uma parte do ciclo e retorna para o fluido de trabalho durante a outra parte do ciclo (PAULA, 2007, p. 27) (RODRIGUES, 2017, p. 26).

De acordo com a Figura 2, temos:

Figura 2 – Ciclo Stirling



Fonte: Adaptado de Rodrigues (2017)

- 1 – 2 Expansão a T constante (fornecimento de calor da fonte externa);
- 2 – 3 Regeneração a v constante (transferência de calor do fluido de trabalho para o regenerador);
- 3 – 4 Compressão a T constante (rejeição de calor para o sumidouro);
- 4 – 1 Regeneração a v constante (transferência de calor do regenerador de volta para o fluido de trabalho).

Os motores Stirling iniciam seu funcionamento no processo de compressão 1 – 2, transferindo calor a uma temperatura alta T_H de uma fonte quente a T_H . Conforme o fluido de trabalho se expande isotermicamente, o pistão 1 se move, realizando trabalho e com isso o fluido diminui sua pressão. Durante o processo a volume constante 2 – 3 os dois pistões se movem para fora, de forma a manter o volume constante, até que o fluido seja forçado a se mover para o pistão 2. Conforme o fluido atravessa o regenerador, calor é absorvido por ele e a temperatura do fluido cai para T_L . Para que não ocorram irreversibilidades, é preciso que o fluido de trabalho e o regenerador não tenham um diferencial de temperatura dT em nenhum ponto, com isso o regenerador terá uma temperatura T_H na entrada e T_L na saída quando atingir o estado 3. Ao iniciar o processo de expansão 3 – 4, o pistão 2 movimenta-se diminuindo seu volume e comprimindo o fluido de trabalho, transferindo calor para o sumidouro, de forma que esse processo seja isotérmico, enquanto a pressão interna do pistão aumenta. O processo 4 – 1 inicia com os dois pistões se movimentando à mesma velocidade para manter o volume constante, de forma a forçar todo o fluido de

trabalho para o pistão 1, onde a temperatura é elevada de T_L para T_H , aproveitando a energia térmica que foi armazenada no regenerador durante o processo 2 – 3. (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 505)

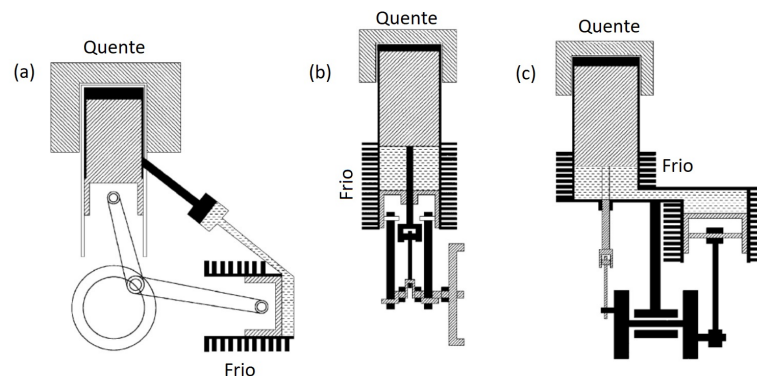
2.4 Motor Stirling e Classificação

O motor Stirling foi bastante utilizado por volta de 1920, quando os motores de combustão interna e os motores elétricos o tornaram-no dispensável. O motor Otto foi inventado em 1877 e o motor diesel em 1893, e estes apresentavam maior potência em comparação aos motores Stirling da época. Além disso, os motores Stirling necessitavam de maior atenção em sua manufatura, em comparação aos motores de combustão externa. A combinação de menores custos de manufatura e maiores potências geradas pelos motores de combustão interna levaram ao desuso comercial do motor Stirling (BARROS et al., 2004) (HIRATA, 1995).

Classificação dos Motores Stirling

Os motores Stirling são divididos em três grupos: Alfa, Beta e Gama, conforme mostrado na Figura 3.

Figura 3 – Tipos de Motores Stirling



Fonte: Furtado e Noventa (2014)

O motor Stirling tipo Alfa apresenta uma configuração com dois pistões, sendo um de compressão e um de expansão, defasados em 90° ou 180° . Há um lado quente (espaço de expansão) e um lado frio (espaço de compressão), unidos entre si. Os dois pistões fazem o gás fluir entre ambos os espaços, além de gerar a potência de saída requerida (BARROS et al., 2004).

Na configuração Beta, os pistões de deslocamento e trabalho estão alinhados em um único cilindro. A partir da sobreposição de cada movimento de ambos os pistões, obtêm-se maiores taxas de compressão, e pode-se obter maior potência que o motor Stirling tipo

Gama, porém o alinhamento das hastes de ambos os pistões torna sua fabricação mais cara e complexa (BARROS et al., 2004, p. 50).

A configuração Gama é semelhante à Beta, porém seus pistões estão dispostos em cilindros diferentes. Comparado ao tipo Beta, seus ajustes da taxa de compressão e incremento da área de transferência de calor são facilmente obtidos, além da configuração mais simples. Entretanto, apresenta volumes mortos maiores que o tipo Beta e parte de sua expansão ocorre no espaço da compressão reduzindo assim a potência de saída (MELLO, 2001).

2.5 Trocadores de calor

Trocadores de calor são dispositivos que auxiliam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas. São amplamente utilizados, na prática, desde sistemas de aquecimento e ar condicionado domésticos a processos químicos e produção de potência em grandes usinas (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

A transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através das paredes que os separam. A taxa de transferência de calor entre os fluidos depende da diferença de temperatura no local e do material das paredes que separam os fluidos, que varia ao longo do componente (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Para o funcionamento de um motor Stirling, a potência gerada não se dá pela queima de combustível no cilindro, mas pelo resfriamento e o aquecimento do fluido pelo lado externo. O fluido de trabalho é mantido comprimido dentro do cilindro e a transferência de calor ocorre por meio de trocadores de calor, cuja desempenho impacta diretamente no desenvolvimento do motor. Sendo assim, superfícies desenvolvidas de troca de calor devem ser adicionadas.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nessa sessão serão abordados os métodos e materiais utilizados para o desenvolvimento do presente trabalho.

3.1 Materiais

Para construção do protótipo, foram necessários os seguintes materiais:

Tabela 2 – Lista de Materiais para construção do protótipo

Quantidade	Materiais	Dimensões/Capacidade
02	Seringas de vidro	10 <i>ml</i>
01	Tubo de cobre	-
02	Volantes de inércia	-
02	Conjuntos biela-manivela	-
02	Hastes de alumínio	8 e 10 <i>mm</i>
-	Rolamentos de esfera padrão	8 <i>mm</i>
-	Parafusos com arruela	3 <i>mm</i>
-	Parafusos com porca	4 <i>mm</i>
01	Placa de MDF	2 <i>m</i> ²

Fonte – Próprios autores

3.2 Métodos

Com base nos estudos realizados sobre a utilização do biogás e sobre o dimensionamento e viabilidade de um biodigestor tubular (SANTOS et al., 2018a) e (SANTOS et al., 2018b), surge a oportunidade do aproveitamento energético do biogás gerado. Para tanto, foi realizado uma pesquisa exploratória, através das principais obras, trabalhos e artigos científicos, que tratam da geração de energia elétrica a partir da queima do biogás.

3.3 Teorema de Schmidt para desempenho do motor Stirling

A teoria de Schmidt evidencia uma variação senoidal do espaço de trabalho do motor e mantém os principais pressupostos de compressão e expansão isotérmica e de regeneração perfeita (FURTADO; NOVENTA, 2014).

3.3.1 Considerações para o teorema e cálculos a serem efetuados

A desempenho do motor pode ser calculada a partir do diagrama $P - V$, onde o volume pode ser definido com facilidade a partir da análise das seringas que simulam os pistões. Ao analisar o volume, a massa do gás de trabalho e a temperatura de trabalho no motor, e considerando o biogás como um gás ideal, a pressão interna pode ser calculada a partir da equação dos gases ideais, onde P é a pressão; V é o volume; m é a massa do gás em gramas; R é a constante dos gases ideais; e T é a temperatura:

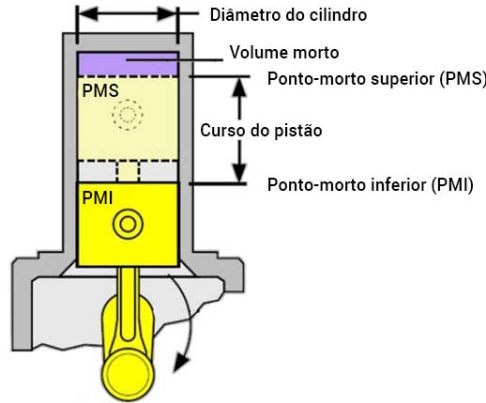
$$PV = mRT \quad (3.1)$$

Para a análise de Schmidt, algumas considerações prévias devem ser feitas (FURTADO; NOVENTA, 2014):

- (i) Não há perda de pressão durante as trocas de calor, também não há pressões internas diferentes;
- (ii) O processo de expansão e compressão acontecem isotermicamente;
- (iii) O gás de trabalho deve ser considerado ideal;
- (iv) Há um regenerador perfeito;
- (v) O volume morto de expansão mantém a temperatura do gás de expansão (T_e), o volume morto de compressão mantém a temperatura de compressão do gás (T_c);
- (vi) A temperatura do regenerador é uma média aritmética das temperaturas dos cilindros de expansão (T_e) e de compressão (T_c);
- (vii) O volume de expansão (V_e) e de compressão (V_c) variam de acordo com uma curva senoidal.

O volume morto, ou volume vago do pistão, refere-se ao volume do fluido de trabalho contido no espaço morto do motor, incluindo o regenerador. Ele é inevitável e pode representar aproximadamente 58% do volume total em um modelo prático do motor Stirling (MARTINI, 1979).

Figura 4 – Divisão dos cilindros do motor



Fonte: (HOFFMANN, 2016)

Os volumes momentâneos de expansão (V_e) e compressão (V_c) serão calculados em função do ângulo de manivela x , que é zero quando o pistão de expansão está em sua posição superior (ponto morto superior) (MARTINI, 1979).

O volume de expansão é definido em função do volume percorrido pelo pistão no cilindro de expansão (V_{se}) e do volume morto do cilindro de expansão (V_{de}), de acordo com a condição do Item (vi) (MARTINI, 1979).

$$V_e = \frac{V_{se}}{2}(1 - \cos(x)) + V_{de} \quad (3.2)$$

O volume de compressão momentâneo (V_c) é definido em função do volume percorrido pelo pistão no cilindro de compressão (V_{sc}), do volume morto de compressão (V_{dc}) e do ângulo de fase (α) de acordo com a condição do Item (vi) (MARTINI, 1979).

$$V_c = \frac{V_{sc}}{2}(1 - \cos(x - \alpha)) + V_{dc} \quad (3.3)$$

O volume total momentâneo é dado pela soma dos volumes de expansão, compressão e volume do regenerador:

$$V = V_e + V_c + V_r \quad (3.4)$$

A partir das suposições dos itens (i), (ii) e (iii), a massa de gás existente no motor pode ser calculada em função da pressão (P), temperaturas de expansão T_e de compressão T_c e de regeneração T_r , que é definida como a temperatura obtida no regenerador e dos volumes anteriormente demonstrados (V_e , V_c , V_r) (MARTINI, 1979):

$$m = \frac{PV_e}{RT_e} + \frac{PV_r}{RT_r} + \frac{PV_c}{RT_c} \quad (3.5)$$

A temperatura relativa (T) calculada a partir da divisão das temperaturas da câmara de compressão (T_c) pela de expansão (T_e), o volume percorrido relativo (v), e os volumes mortos relativos de expansão (V_{de}), compressão (V_{dc}) e do regenerador (T_r), além das constantes a, S, c, B são calculados conforme Furtado e Noventa (2014).

A pressão recorrente no motor pode ser definida a partir da equação 3.6:

$$P = \frac{2mRT_c}{V_{se}(S - B) \cos(x - a)} \quad (3.6)$$

A partir da definição da pressão do motor, equação 3.6, é possível a definição da pressão média (P_{med}):

$$P_{med} = \frac{1}{2\pi} \int P dx = \frac{2mRT_c}{V_{se}\sqrt{S^2 - B^2}} \quad (3.7)$$

Quando $\cos(x - a) = 1$ na equação 3.6, encontra-se a pressão mínima do motor:

$$P_{min} = \frac{2mRT_c}{V_{se}(S + B)} \quad (3.8)$$

A partir das equações anteriormente apresentadas, é possível a obtenção do gráfico P-V do ciclo Stirling.

Para o cálculo dos trabalhos em expansão e compressão, é necessária primeiramente a definição de relações entre as pressões (P_{med}), (P_{max}) e (P_{min}) (FURTADO; NOVENTA, 2014). A partir disso os trabalhos executados pelo motor em expansão (W_e) e compressão (W_c) podem ser definidos em função dessas pressões.

Os trabalhos de expansão e compressão e o trabalho total podem então ser expressos por:

$$W_e = \frac{P_{max} V_{se} \pi c \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \frac{P_{min}}{P_{med}} \quad (3.9)$$

$$W_c = -\frac{P_{max} V_{se} \pi c t \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \frac{P_{min}}{P_{med}} \quad (3.10)$$

$$W_t = W_e + W_c \quad (3.11)$$

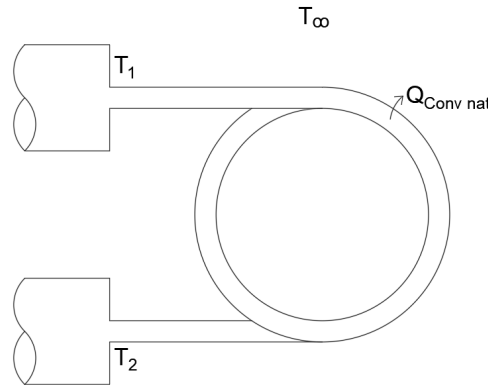
As potências em compressão ($\dot{W}_c$), expansão ($\dot{W}_e$) e do motor ($\dot{W}_t$) são obtidas pela multiplicação da rotação do motor pelo trabalho em compressão e expansão total; e a eficiência térmica do motor Stirling pode ser descrita como (MARTINI, 1979):

$$\eta = \frac{W_t}{W_e} \quad (3.12)$$

3.4 Taxas de transferência de calor

Para promover uma maior troca de calor entre a câmara quente e a câmara fria, para aumentar a diferença de temperatura entre elas aumentando assim a eficiência do motor foi necessário colocar um trocador de calor interligando-as, de modo que a perda de calor para a vizinhança se dê por convecção natural (Figura 5).

Figura 5 – Convecção natural



Fonte: Próprios autores

A geometria da superfície e sua orientação são fatores relevantes para a transferência de calor por convecção natural, dependendo ainda das propriedades termofísicas do fluido envolvido e da variação da temperatura na superfície do objeto. Correlações empíricas foram propostas, como o número de Rayleigh, que é visto como a razão entre as forças de flutuação e o produto das difusividades térmicas e de quantidade de movimento (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Este parâmetro é calculado pela equação (3.13), e as suas incógnitas são apresentadas na Tabela 3.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} Pr \quad (3.13)$$

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), a relação empírica para o número de Nusselt para a geometria do trocador de calor, que é um tubo de cobre, é dada pela Equação 3.14.

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387Ra_d^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad (3.14)$$

Com a relação empírica de Nusselt, encontra-se o valor do coeficiente de transferência de calor determinado pela Equação 3.15.

$$h = \frac{kNu}{D} \quad (3.15)$$

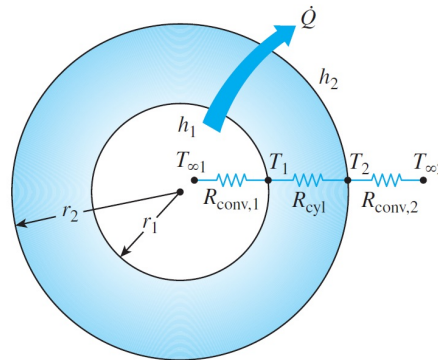
Tabela 3 – Significados das incógnitas nas equações

Representação	Incógnitas	Unidade
Nu	Número de Nusselt	-
Ra_D	Número de Rayleigh	-
Pr	Número de Prandtl	-
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	W/m^2K
k	Difusividade térmica	$W/m \cdot K$
L_c	Comprimento característico	m
r_1	Raio interno	m
r_2	Raio externo	m
L	Comprimento da seringa	m
T_f	Temperatura termodinâmica	K
$1/T_f$	Beta	$1/K$
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s

Fonte – Próprios autores

Para efetuar os cálculos de transferência de calor, é necessário obter as resistências térmicas por condução e convecção. Para efeitos de estudo, foram desprezados os efeitos da transferência de calor por radiação. De acordo com Çengel e Ghajar (2012) e conforme observado na Figura 6, as resistências são calculadas de acordo com a Equação (3.16):

Figura 6 – Rede de Resistência térmica



Fonte: (ÇENGEL; GHAJAR, 2012)

$$R_{total} = \frac{1}{(2\pi r_1 L)h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{(2\pi r_2 L)h_2} \quad (3.16)$$

Então, para obtenção da taxa de transferência de calor $\dot{Q}$, de acordo com Çengel e Ghajar (2012) e conforme observado na Figura 6:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (3.17)$$

3.5 Perdas ao Longo do Ciclo

Para determinar a eficiência do motor, é preciso conhecer suas perdas ao longo do ciclo. Portanto, tornou-se necessário mensurar alguns destes processos irreversíveis a fim de quantificar sua importância no rendimento do motor.

3.5.1 Perda de Carga

Pelo o fato de o fluido de trabalho ficar contido em regime permanente dentro dos cilindros e através dos movimentos dos pistões ocorrer um fluxo contínuo do gás a uma velocidade V , o mesmo estará sujeito a perdas de carga durante seu escoamento de um cilindro ao outro, passando também por uma conexão em "U" até que seu sentido seja invertido.

Para mensurar esta grandeza foi utilizada a Equação 3.18, que trata da perda de carga total (h_l) em um escoamento em tubos, através do somatório das perdas grandes, que levam em consideração propriedades do tubo em questão, como fator de atrito f e dimensões do tubo, e por último as perdas menores que tratam do escoamento do fluido, considerando os coeficientes de perda K_l durante o trajeto (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$h_l = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_j K_{lj} \frac{V_j^2}{2g} \quad (3.18)$$

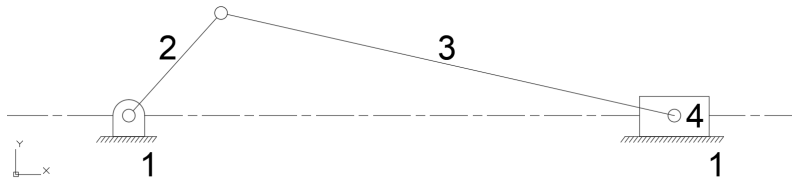
O material a ser utilizado nas seringas será o vidro, que pode ser considerado um tubo liso, devido à rugosidade (ε) ser desprezível. A conexão tubular de cobre que apresenta $\varepsilon = 0,0015 \text{ mm}$.

As perdas menores encontradas durante o escoamento serão: reduções de área com arestas viva e reentrante, entre a seringa e o tubo de conexão dos cilindros, e o formato em "U" do tubo onde o somatório deste é igual a K_l .

3.6 Cinemática do mecanismo biela-manivela

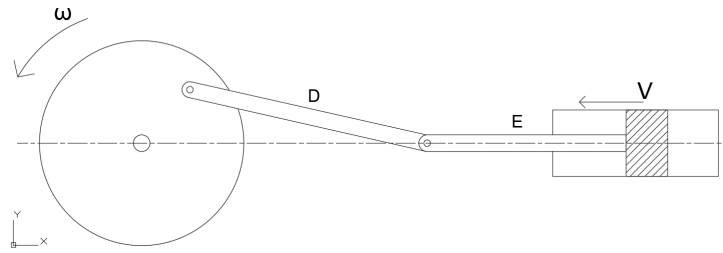
Um dos mais utilizados e simples mecanismos de transformação de movimento é o mecanismo biela-manivela (Figura 8). Onde o pistão (4) tem movimento de translação retilínea, a manivela (2) descreve somente movimento de rotação e a biela (3) tem movimento geral ou misto (Figura 7) (NORTON, 2010).

Figura 7 – Análise por barras do mecanismo biela-manivela



Fonte: Próprios Autores

Figura 8 – Mecanismo biela-manivela



Fonte: Próprios Autores

O mecanismo biela-manivela é extensivamente utilizado em sistemas mecânicos na conversão de movimentos de rotação em movimentos de translação retilínea ou vice-versa. Para o motor Stirling há dois sistemas de biela-manivela, onde um dos sistemas está defasado 45° do outro de modo a aproveitar o torque gerado pela câmara fria do sistema térmico (NORTON, 2010).

Para a análise cinemática do movimento do conjunto biela-manivela foram feitas algumas hipóteses e simplificações:

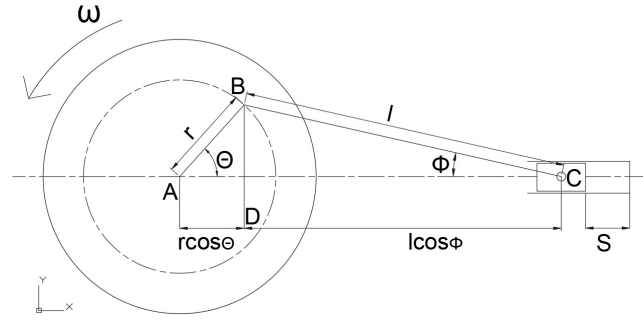
- (i) Todos os componentes são tratados como corpos rígidos;
- (ii) As folgas são desconsideradas, somente os valores nominais ou médio são considerados;
- (iii) A análise do movimento é feita considerando uma velocidade de rotação constante;
- (iv) A barra E, (Figura 8), foi retirada da análise, pois sua velocidade é constante ao longo de seu comprimento.

Para analisar o conjunto biela-manivela é comum relacionar a posição linear do pistão como a posição angular da manivela (conforme visto na Figura 9) de onde pode-se escrever a seguinte expressão para a posição do pistão:

$$x = AC = AD + DC = r \cos \theta + l \cos \phi \quad (3.19)$$

Onde r e l são os comprimentos da manivela e da biela, respectivamente, $\theta = \omega t$ é ângulo da manivela e ϕ é a posição angular da biela.

Figura 9 – Representação esquemática do mecanismo biela-manivela



Fonte: Próprios Autores

Na equação (3.19) a posição do pistão depende de duas variáveis, θ e ϕ , contudo o mecanismo biela-manivela tem apenas um grau de liberdade, assim sendo, uma das variáveis pode ser escrita em função da outra. Para eliminar uma das variáveis, aplica-se a lei dos senos para o triângulo ABC , o que resulta na seguinte expressão:

$$\frac{r}{\sin \phi} = \frac{l}{\sin \omega t} \quad (3.20)$$

Ao deixar a equação (3.20) em função de $\sin \phi$ e substituindo o resultado na equação fundamental da trigonometria tem-se:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} \quad (3.21)$$

Substituindo a equação (3.21) em (3.19), obtém-se a expressão que descreve a posição do pistão em função da posição angular da manivela.

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2} \quad (3.22)$$

Ao derivar uma e duas vezes a equação (3.22) tem-se, respectivamente, a velocidade e a aceleração:

$$\dot{x} = -r\omega \left[\sin \omega t + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2}} \right] \quad (3.23)$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left[\cos \omega t - \frac{r [l^2(1 - 2 \cos^2 \omega t) - r^2 \sin^4 \omega t]}{[l^2 - (r \sin \omega t)^2]^{3/2}} \right] \quad (3.24)$$

3.6.1 Força e torque

A pressão do gás (ao se expandir dentro do cilindro) faz com que ocorra uma força no topo da superfície do pistão, que pode ser representada pela equação 3.25 onde P é a pressão do gás, A_p é a área do pistão e B o diâmetro do cilindro.

$$F = PA_p \quad \Rightarrow \quad F = \frac{\pi}{4}PB^2 \quad (3.25)$$

A força atuante na biela realiza um braço de momento em relação ao centro da manivela, variando de zero a máximo, dependendo do ângulo de rotação da manivela, gerando assim um torque. O torque do motor é resultado do produto da força exercida na conexão da biela com a manivela e o raio da conexão até o centro da manivela.

$$T = r \cdot F \quad (3.26)$$

A equação 3.26 nos dá uma expressão em função do raio r , contudo ela pode ser escrita em função do deslocamento do pistão x :

$$T = F \tan \phi \left[r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2} \right] \quad (3.27)$$

Rearranjando a Equação (3.27) deixando-a em função de ωt tem-se:

$$\tan \phi = \frac{r \sin \omega t}{l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2}} \quad (3.28)$$

Substituindo a equação (3.28) em (3.27) tem-se:

$$T = F \left[\frac{r \sin \omega t}{l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2}} \right] \left[r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2} \right] \quad (3.29)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Taxa de transferência de calor

4.1.1 Entre a fonte quente e o cilindro de expansão do motor

A partir das equações demonstradas no tópico 3.4, referentes a taxa de transferência de calor, a temperatura interna teórica do cilindro e a taxa de transferência de calor teórica, foram obtidos os valores conforme mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Resultados transferência de calor

Incógnitas	Valor obtido	Unidade
h_1	1,69	$W/m^2 K$
h_2	0,29	$W/m^2 K$
R_{total}	417,78	K/W
$\dot{Q}$	1,02	W
$T_{interna}$	620,17	K

Fonte – Próprios autores

Conforme o esperado, a temperatura da superfície externa do cilindro ($673 K$) é diferente da temperatura interna do cilindro ($620,17 K$), ou seja, diferença aproximada de $52,83 K$. Essa redução de temperatura afeta diretamente a eficiência do ciclo. Parte das perdas de eficiência ocorre pelas perdas de calor por convecção e condução, devido as resistências térmicas ao material e ao fluido de trabalho utilizado. É necessário que a temperatura interna do cilindro seja conhecida, para que possam ser efetuados os cálculos de trabalho, potência e eficiência do motor.

4.1.2 Trocador de calor

Considerando que a temperatura T_1 no interior do trocador de calor é igual à temperatura na câmara quente e que a temperatura T_∞ , da vizinhança, é $298 K$, foram encontrados os resultados referentes a taxa de transferência de calor para a vizinhança, do trocador de calor para o meio.

Tabela 5 – Resultados transferência de calor no trocador de calor

Incógnitas	Valor obtido	Unidade
$h_{interno}$	43,00	W/m^2K
$h_{externo}$	13,92	W/m^2K
R_{total}	17,36	K/W
$\dot{Q}$	18,55	W

Fonte – Próprios autores

4.2 Resultados termodinâmicos do motor Stirling

Com a temperatura interna do cilindro quente calculada e a partir do teorema de Schmidt, a desempenho termodinâmica teórica do ciclo Stirling pôde ser encontrada, bem como os trabalhos executados por cada pistão e pelo motor, além da eficiência e da potência gerada pelo motor e por cada pistão separadamente, conforme Tabela 6.

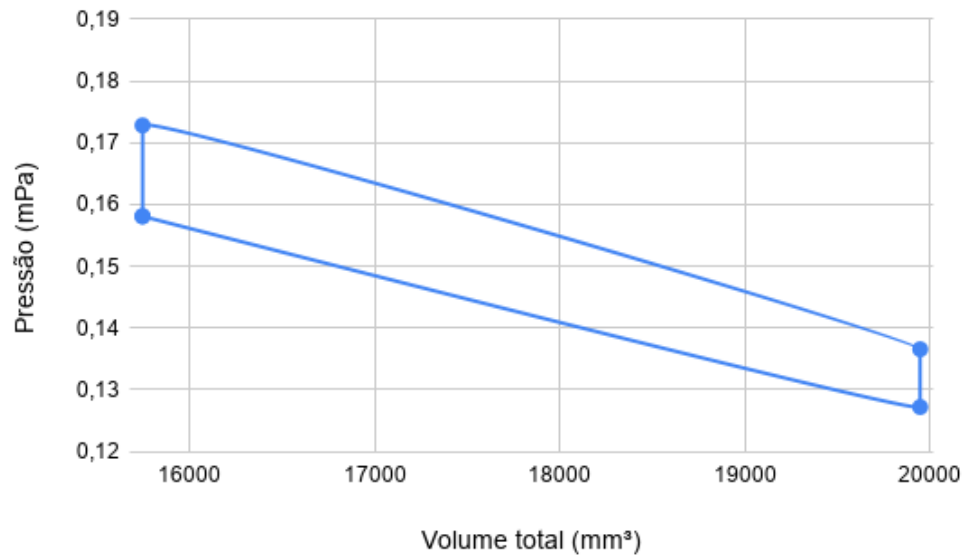
Tabela 6 – Resultados Termodinâmicos

Incógnitas	Valor obtido	Unidade
Massa total	0,0245	g
Trabalho em expansão	0,1553	J
Potência em expansão	0,9578	W
Trabalho em compressão	-0,0746	J
Potência em compressão	-0,4602	W
Trabalho total	0,08069	J
Potência total	0,4976	W
Pressão máxima	$2,921 \times 10^{-4}$	Pa
Pressão média	$1,538 \times 10^{-4}$	Pa
Pressão mínima	$1,297 \times 10^{-4}$	Pa
Eficiência do ciclo	51,9	%

Fonte – Próprios autores

As pressões ao longo do ciclo estão representadas no gráfico da Figura 10.

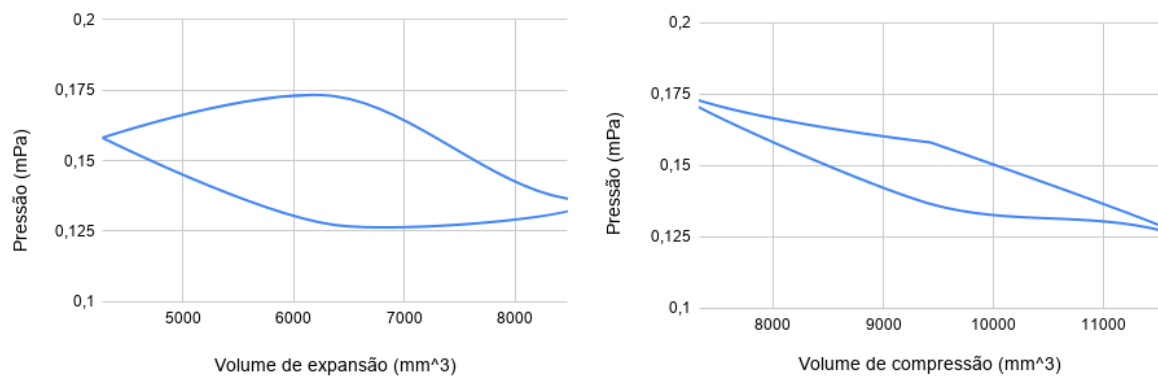
Figura 10 – Gráfico Pressão x Volume total do motor



Fonte: Próprios autores

As pressões relativas a cada pistão separadamente estão representadas nos gráficos da Figura 11.

Figura 11 – Gráficos Pressão x Volume em cada cilindro do motor



Fonte: Próprios autores

Os valores obtidos são baixos, porém esperados por se tratar de um protótipo. O ciclo demonstrado na Figura 10 representa um ciclo ideal por se tratarem de dados teóricos, não testados no protótipo. A eficiência térmica obtida condiz com as encontradas em ciclos Stirling por se tratarem de eficiências próximas da eficiência de Carnot conforme mensurado em Furtado e Noventa (2014), se caracterizando como uma eficiência relativamente alta para máquinas térmicas.

4.3 Cinemática

A partir das equações demonstradas no tópico 3.6, foi possível encontrar a velocidade linear máxima teórica e o torque máximo, para uma rotação de 340 *rpm*.

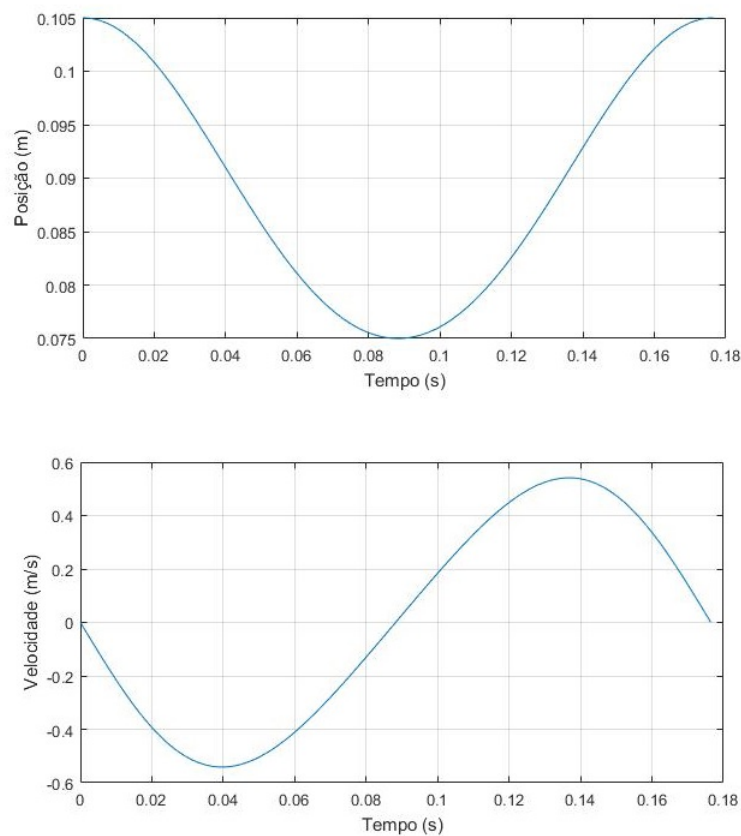
Tabela 7 – Resultados da desempenho cinemática

Incógnitas	Valor obtido	Unidade
V_{max}	0,54	m/s
$T_{máx}$	$4,03 \times 10^{-10}$	$N \cdot m$

Fonte – Próprios autores

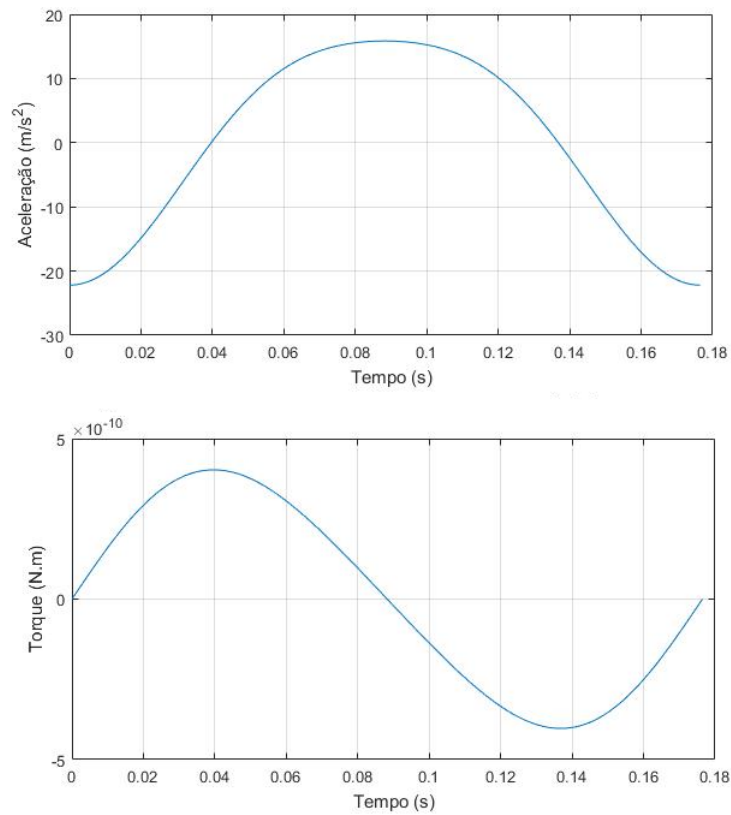
Com as funções da posição, velocidade, aceleração e torque obtive-se os gráficos da Figura 13.

Figura 12 – Gráficos da posição e velocidade em relação ao tempo



Fonte: Próprios Autores

Figura 13 – Gráficos da aceleração e torque em relação ao tempo

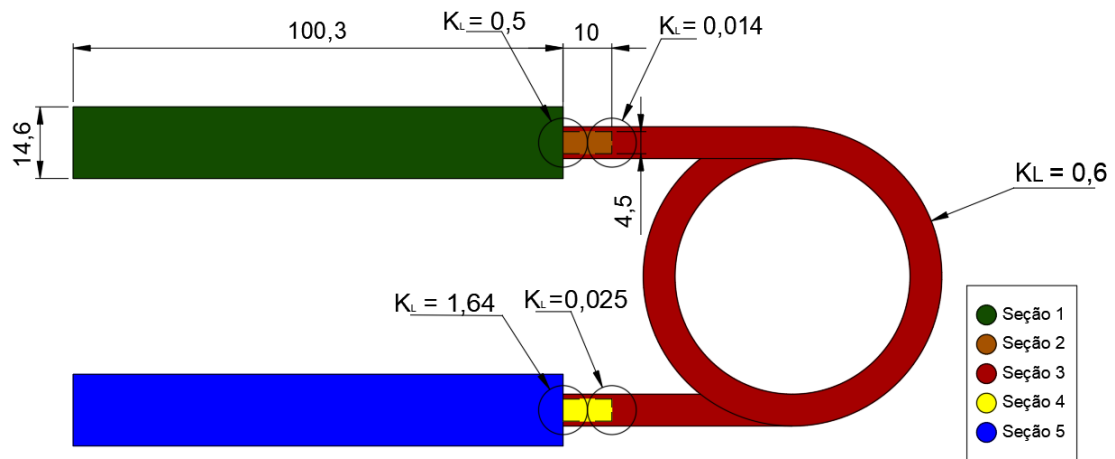


Fonte: Próprios Autores

4.4 Perda de carga

Após a definição do método para cálculo da perda de carga (h_l) no sistema, e o regime de operação do mesmo, foi possível determinar quantitativamente seu valor. Como o motor possui 2 cilindros, um quente e outro frio, para fins de cálculo foi considerado que o cilindro frio está a temperatura ambiente $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e o cilindro quente trabalha a uma temperatura constante de $347,02\text{ }^{\circ}\text{C}$. Foi considerado também que a temperatura ao longo do trocador de calor será a temperatura do cilindro quente, visto que as temperaturas maiores, com uma pressão igual à 1 atm, a densidade do fluido (ρ) é menor, sendo assim proporcionando uma velocidade maior, que impacta diretamente no valor final de perda por carga, fornecendo o maior valor teórico de perda do sistema, nessas condições.

A Figura 14 mostra as dimensões do sistema em milímetros e seus respectivos coeficientes de perda (K_L).

Figura 14 – Dimensões em *mm* do sistema de escoamento do ar

Fonte: Próprios Autores

A Tabela 8 apresenta as perdas de carga (h_l) do sistema. Os resultados encontrados considera as perdas de carga de cada variação de seção transversal durante o escoamento de um cilindro até o outro.

Tabela 8 – Valores do escoamento

Seção transversal	Re	V (m/s)	f	h_l (m)
1	145,9	0,54	0,0119	0,0087
2	474,7	5,72	0,0119	0,0674
3	454,6	5,25	0,135	12,95
4	10,7	2,75	0,0119	0,0198
5	3,3	0,26	0,0119	0,0059

Fonte – Próprios autores

Logo, por meio da soma dos valores, define-se a perda teórica, como $h_l = 13,05 \text{ m}$.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Através do teorema de Schmidt, considerando o ar dentro dos pistões como gás ideal, foi possível executar uma análise termodinâmica do motor e calcular o trabalho teórico gerado, a potência teórica e a eficiência teórica do sistema, além das pressões máximas, médias e mínimas dentro dos pistões. Os valores obtidos foram pequenos em função da escala do modelo analisado, contudo condizem com o esperado. Ao se comparar a eficiência do ciclo Stirling com a eficiência de Carnot calculada para esse sistema em específico, foi observada a igualdade entre os valores das duas, pois as considerações feitas admitiam o ciclo como ideal, conforme dito em Furtado e Noventa (2014) com valor de 51,9 %.

Ao analisar as perdas do motor, foi necessária a definição da perda de carga gerada entre o fluido e os componentes do motor. O valor de aproximadamente 13 *m* representa a perda de potência devido às variações das dimensões em cada seção analisada, ou seja, O motor deve exercer trabalho suficiente para suprir essa perda de carga.

A taxa de transferência de calor do trocador para o meio foi encontrada mediante o uso da lei de resfriamento de Newton. A taxa encontrada foi de 18,55 *W*. Através da análise cinemática do mecanismo biela-manivela foram obtidos resultados da velocidade e torque máximos do cilindro, sendo 0,54 *m/s* e $4,03 \times 10^{-10} \text{ N} \cdot \text{m}$, respectivamente. Os resultados encontrados são razoáveis para a escala do motor.

Vale ressaltar que os dados teóricos não foram comparados com os dados experimentais neste trabalho, uma vez que o protótipo não foi finalizado em tempo hábil.

Próximas etapas

Para este trabalho, foram analisados os dados teóricos a respeito da desempenho de um motor Stirling idealizado. As próximas etapas para este trabalho serão:

- Concluir o protótipo do motor;
- Realizar os testes e comparar com os dados teóricos obtidos nesse trabalho;
- Analisar o potencial do motor Stirling quando em funcionamento a partir do biogás.

REFERÊNCIAS

- BARROS, R. W. et al. Uso de biomassa como combustível para acionamento de motores stirling. *Proceedings of the 5th Encontro de Energia no Meio Rural*, SciELO Brasil, 2004. Citado 3 vezes nas páginas 6, 11 e 12.
- ÇENGEL, Y.; CIMBALA, J. *Mecânica dos Fluidos*. 3. ed. [S.l.]: McGraw Hill–Artmed, 2015. Citado na página 19.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. 7. ed. [S.l.]: McGraw-Hill São Paulo, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 8, 9 e 11.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. *Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*. 4. ed. [S.l.]: McGraw Hill–Artmed, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 12, 17 e 18.
- CRESTANI, M. H. *Projeto e construção de um motor stirling do tipo gama com elementos mecânicos mutáveis*. [S.l.]: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2016. Citado na página 6.
- FURTADO, G. N.; NOVENTA, M. M. *Projeto de um motor stirling didático e análise de resultados*. [S.l.]: Universidade Federal do Espírito Santo, 2014. Citado 9 vezes nas páginas 6, 7, 8, 11, 13, 14, 16, 25 e 29.
- HIRATA. *Stirling Engine*. 1995. Disponível em: <<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/>>. Acesso em: 13 set. 2019. Citado na página 11.
- HOFFMANN, F. *Ciclo Atkinson: maior eficiência, mas menor potência*. 2016. Disponível em: <<https://bestcars.uol.com.br/bc/mais/cons-tecnico/ciclo-atkinson-maior-eficiencia-mas-menor-potencia/>>. Acesso em: 09 nov. 2019. Citado na página 15.
- LEITE, V. F. *Construção de um motor stirling tipo beta com acionamento rômbico*. [S.l.]: Universidade Federal do Rio Grande do Norte – UFRN, 2018. Citado na página 7.
- MARTINI, W. R. *Stirling engine design manual*. [S.l.]: US Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications . . . , 1979. Citado 3 vezes nas páginas 14, 15 e 16.
- MELLO, M. G. *Biomassa: energia dos trópicos em Minas Gerais*. [S.l.]: Labmídia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2001. Citado na página 12.
- NORTON, R. L. *Cinemática e dinâmica dos mecanismos*. [S.l.]: AMGH Editora, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 20.
- OLIVEIRA, F. A. de J. *Manual de construção do biodigestor rural*. [S.l.], 2014. Citado na página 7.
- PAULA, R. B. e. *Projeto e avaliação teórica e experimental de sistemas de geração de eletricidade a partir da biomassa utilizando Motores Stirling*. Dissertação (Mestrado) — UNIFEI - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007. Citado na página 9.

- PAUTZ, E. R. *Estudo e projeto de um motor stirling*. [S.l.]: Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – UNIJUÍ, 2013. Citado na página 7.
- RODRIGUES, N. D. R. P. *Sistema de microgeração de energia com base num motor stirling*. Lisboa: [s.n.], 2017. Citado 3 vezes nas páginas 8, 9 e 10.
- SANTOS, D. M. et al. *Aprimoramento de projeto de um biodigestor tubular através de lógica Fuzzy, balanço de energia e método de flexão e cisalhamento transversal*. [S.l.]: IFMG-Campus avançado Arcos, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 13.
- SANTOS, D. M. et al. *Dimensionamento e análise da viabilidade técnica e econômica de um biodigestor tubular*. [S.l.]: IFMG-Campus avançado Arcos, 2018. Citado na página 13.
- WÜST, C.; TAGLIANI, N.; CONCATO, A. C. A pecuária e sua influência impactante ao meio ambiente. *VI Congresso Brasileiro de Gestão Ambiental Porto Alegre/RS*, p. 5, 2015. Citado na página 6.
- WYLEN, G. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 10. ed. [S.l.]: Editora Edgard Blüncher LTDA, São Paulo, SP, 2014. Citado na página 9.

APÊNDICE A – MANUAL DE UTILIZAÇÃO

O objetivo do projeto é a elaboração de um motor Stirling que opere a partir da queima externa do biogás. Por se tratar de um equipamento onde há a queima de um combustível, e com seu funcionamento dependente de uma série de precauções devido ao atrito gerado entre os componentes, o seguinte manual de utilização foi elaborado para atender ao critério que se propõe e para que sejam obtidos resultados satisfatórios, com a garantia de segurança do operador.

Procedimentos iniciais

- Verificar a lubrificação dos rolamentos dos volantes;
- Observar se as hastes que ligam os volantes às seringas estão devidamente alinhadas;
- Verificar se as áreas interna e externa das seringas estejam limpas e secas, para que nenhuma impureza gere atrito entre os componentes, e conseqüentemente, perda de eficiência;
- Garantir que o equipamento esteja devidamente apoiado sobre uma superfície apropriada e livre de deslizamento ou escorregamento;
- Verificar se não há risco de incêndio ao iniciar a queima do gás.

Procedimentos para a inicialização do equipamento

- Posicionar o equipamento em uma superfície apropriada;
- Posicionar o bocal de fonte de calor sob a seringa da câmara quente;
- Acender a chama e aguardar por volta de 1 minuto para o aquecimento da câmara quente;
- Após o tempo de espera, girar manualmente o volante de inércia para iniciar o funcionamento do motor, a velocidade de rotação irá aumentar gradualmente até que se estabilize;

- Com a velocidade estabilizada, pode-se utilizar da energia gerada pelo equipamento para alimentar os dispositivos elétricos apropriados à corrente e tensão elétrica fornecidas.

Procedimentos para o desligamento do equipamento

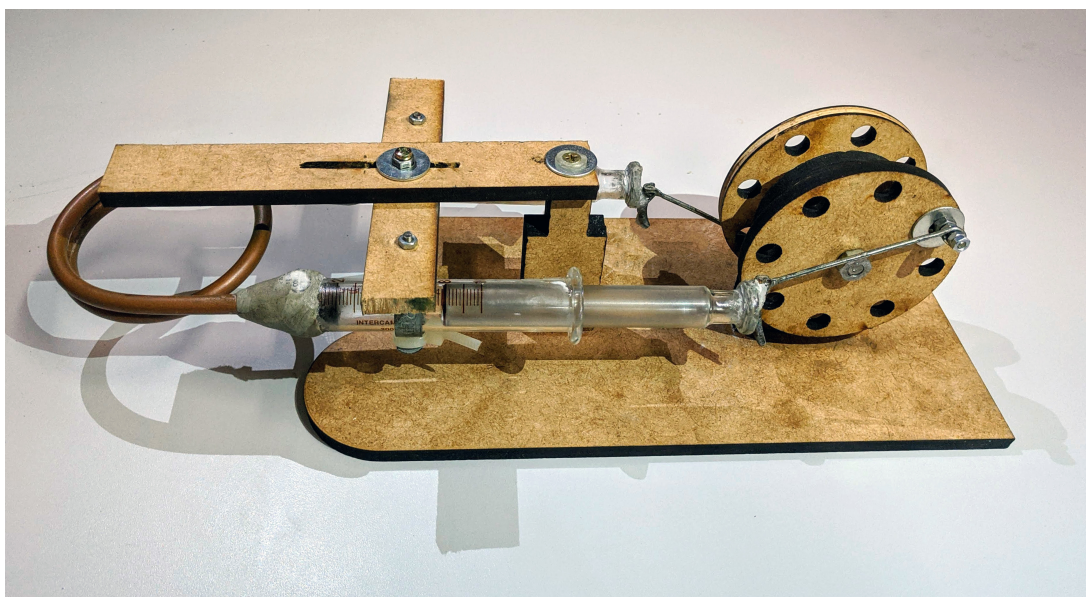
- Desligar os dispositivos elétricos ligados à fonte de energia do equipamento;
- Cortar a fonte de calor da câmara quente apagando a chama;
- Esperar até que as hastes, seringas e o volante de inércia finalizem seus movimentos.

Procedimentos de segurança

- Verificar se as conexões entre o tubo e as duas seringas estão vedadas corretamente;
- Conferir se não há vazamentos de fluido, esta etapa pode ser realizada pela aplicação de uma mistura de água e detergente sobre as conexões;
- Manter uma distância razoável do equipamento e evitar o contato direto com as seringas e o tubo, para evitar queimaduras;
- Cautela ao acender e desligar a fonte de calor.

A figura 15 exhibe o protótipo inacabado que foi iniciado no princípio dos trabalhos.

Figura 15 – Protótipo



Fonte: Próprios autores