

**LUCAS DA SILVA RIGOBELLO**

**Projeto e dimensionamento de um motor de  
pistão livre para operação em associação com um  
gerador elétrico linear**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2020**



**Lucas da Silva Rigobello**

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM MOTOR DE PISTÃO  
LIVRE PARA OPERAÇÃO EM ASSOCIAÇÃO COM UM GERADOR  
ELÉTRICO LINEAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Vibração e Resistência dos Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos

Coorientador: Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges

**Uberlândia – MG**

**2020**

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

R572 Rigobello, Lucas da Silva, 1992-  
2020 Projeto e dimensionamento de um motor de pistão livre para  
operação em associação com um gerador elétrico linear [recurso  
eletrônico] / Lucas da Silva Rigobello. - 2020.

Orientador: Marcelo Braga dos Santos.  
Coorientador: José Antônio Ferreira Borges.  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.  
Modo de acesso: Internet.  
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2020.567>  
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica. I. Santos, Marcelo Braga dos, 1974-, (Orient.). II. Borges, José Antônio Ferreira, 1968-, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:  
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902  
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posgrad.mecanica.ufu.br - secposmec@mecanica.ufu.br



### ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 567, COPEM				
Data:	14/08/2020	Hora de início:	09:00	Hora de encerramento:	12:00
Matrícula do Discente:	11822EMC005				
Nome do Discente:	Lucas da Silva Rigobello				
Título do Trabalho:	Projeto e dimensionamento de um motor de pistão livre para operação em associação com um gerador elétrico linear				
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Vibrações				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: José Antônio Ferreira Borges (co-orientador) - FEMEC/UFU; Solidônio Rodrigues de Carvalho - FEMEC/UFU; Sebastião Simões Cunha Júnior - IEM/UNIFEI; Marcelo Braga dos Santos - FEMEC/UFU, orientador do candidato. Ressalta-se que os Prof. Marcelo Braga dos Santos, José Antônio Ferreira Borges, Solidônio Rodrigues de Carvalho e o Discente participaram da defesa por meio de videoconferência desde a cidade de Uberlândia/MG, e o Prof. Sebastião Simões Cunha Júnior desde a cidade de Itajubá/MG, em atendimento a Portaria nº 36, de 19 de março de 2020, da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Marcelo Braga dos Santos, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(as) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Marcelo Braga dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 14/08/2020, às 12:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Sebastiao Simoes da Cunha Jr, Usuário Externo**, em 14/08/2020, às 12:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 14/08/2020, às 12:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **José Antonio Ferreira Borges, Professor(a) do Magistério Superior**, em 14/08/2020, às 12:07, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site  
[https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **2188812** e o código CRC **9BE26BEA**.

## **Agradecimentos**

Ao meu orientador, Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos, apresento meus sinceros agradecimentos, não apenas pela orientação para o desenvolvimento deste meu trabalho de mestrado, mas também pelos sua atenção e apoio ao longo desta etapa. Também agradeço ao Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges, coorientador deste trabalho, pelos seus suportes prestados.

Especialmente, agradeço aos meus pais, Antonio Rigobello Filho e Dulcelene da Silva Rigobello, por estarem sempre ao meu lado, me oferecendo um suporte familiar e encorajando para seguir em frente em busca dos meus sonhos. Reconheço todo o esforço de vocês para proporcionar o melhor futuro aos seus filhos; a isso sou eternamente grato. O suporte familiar se completa com meus irmãos, Lívia e Luís Augusto, pelas brincadeiras compartilhadas e felicidades que me proporcionam.

Agradeço, a minha namorada, Ana Luiza, pelo incentivo, apoio e carinho durante essa jornada. Também, a todos meus amigos que foram muito importantes, me proporcionando momentos de distrações.

À UFU e à Faculdade de Engenharia Mecânica agradeço pela oportunidade de concretizar mais uma etapa da minha formação em uma instituição de excelência; e por todo o suporte de estrutura física e organizacional oferecido.

Ao órgão de fomento FAPEMIG pelo fornecimento de uma bolsa, sendo um importante apoio financeiro.

## Resumo

Tendo como princípio a ideia de que os atuais combustíveis fósseis não condizem com o conceito de sustentabilidade, surge então a necessidade de se repensar a maneira como a energia é produzida e utilizada. Para isso, observa-se duas vertentes: uma que apresenta o conceito de energia renovável e a segunda que propõe maior eficiência energética. Assim o presente trabalho é de certa forma motivado por ambas as vertentes.

No âmbito de eficiência energética é proposto o desenvolvimento de um sistema composto por um motor linear de pistão livre em conjunto com um gerador elétrico linear que promete uma melhor eficiência quando comparado com motores convencionais. Já na vertente de energia renováveis, este apresenta a proposta de utilizar como combustível um gás decorrente da síntese de resíduos sólidos urbanos. Um motor de dois tempos, de pistão duplo e com sistema de limpeza Uniflow, define a configuração aplicada neste projeto de *free piston engine generator*. O modelo matemático empregado é aprimorado de forma a contabilizar os fluxos de massa durante as trocas gasosas, e as geometrias de portas e válvulas. A análise de sensibilidade dos parâmetros, da geometria do motor, dos tempos de admissão e exaustão, do sistema dinâmico e massa de combustível, é realizada para se observar as influências sobre o comportamento do motor. Um problema de otimização é estruturado com objetivo de encontrar a melhor configuração que resulte na máxima eficiência do conjunto motor-gerador. A partir da configuração otimizada, estima-se às condições de pico e médias, da operação do motor de pistão livre. Estas informações são utilizadas na especificação de material e dimensionamento do cilindro, cabeçote, parafusos, pistão, anéis e pino do pistão.

**Palavras-chave:** Motor de pistão livre, otimização, especificação de material, dimensionamento.

## Abstract

Following the idea that the current fossil fuels do not follow the sustainability concept, it comes to light the need to reevaluate the way energy is produced and used. So, there are two aspects: one that presents the concept of renewable energy and the second that seeks higher energy efficiency. The present work is somewhat motivated by both aspects. In terms of energy efficiency, it is proposed the development of a free-piston linear motor combined with a linear electric generator that promises better efficiency in comparison to conventional motors. On the other hand, in terms of renewable energy, it proposes to use as fuel, a gas from synthesis of urban solid waste. A two-stroke, double-piston engine with Uniflow scavenging, defines the configuration used in this free piston engine generator project. The mathematical model adopted is improved in order to account for mass flows during gas changes, and the geometries of ports and valves. The sensitivity analysis of the parameters, as geometry of the engine, the intake and exhaust times, the dynamic system and the fuel mixture, is performed to note the influences on the engine behavior. An optimization problem is structured in order to find the best configuration that results in the maximum efficiency of the generator set. Further, from the optimized configuration, the peak and average operation conditions of the free piston engine are estimated. This information is used in the material specification and designing of the cylinder, cylinder head, screws, piston, rings and piston pin.

**Keywords:** Free piston engine, optimization, material specification, design.

## Lista de figuras

Figura 2.1 - (a) Configuração de limpeza em <i>Loop</i> ; (b) Disposição das portas para <i>Loop</i>	24
Figura 2.2 - Limpeza reversa.....	25
Figura 2.3 - Limpeza de fluxo cruzado.....	25
Figura 2.4 - Limpeza em configuração <i>Uniflow</i> .....	26
Figura 2.5 - Limpeza <i>Uniflow</i> de pistões opostos .....	27
Figura 2.6 - Configuração motor linear de pistão único.....	28
Figura 2.7 - Configuração de motor linear de pistão duplo .....	29
Figura 2.8 - Configuração de motor linear de pistões opostos .....	29
Figura 2.9 - Perfis de carga para motor de pistão livre .....	32
Figura 2.10 - Princípio da modulação da frequência por pausa de pulso.....	33
Figura 2.11 - Esquema do protótipo da Toyota.....	38
Figura 2.12 - Protótipo montado da universidade de Newcastle .....	40
Figura 2.13 - Conjunto anéis e pistão .....	47
Figura 3.1 - (a) Topologia do gerador linear. (b) Dimensões de um trecho ativo .....	50
Figura 3.2 - Esquematização do cilindro e os principais parâmetros .....	52
Figura 3.3 - Adiantamento e atraso do fator de abertura e fechamento .....	53
Figura 3.4 - Sistema massa-mola e amortecedor.....	54
Figura 3.5 – Estrutura do modelo de base .....	57
Figura 3.6 – Parta para fluxo de limpeza em <i>Uniflow</i> .....	60
Figura 3.7 - Esquema de válvula de assento .....	62
Figura 3.8 - Etapas de elevação da válvula .....	62
Figura 3.9 - Dimensões típicas para a exaustão .....	64
Figura 3.10 - Disposição de válvulas .....	65
Figura 3.11 - Configuração de porta de exaustão proposta .....	65
Figura 3.12 - Comparação de massa do cilindro no ciclo médio.....	68

Figura 3.13 - Comparaçao de pressão no ciclo médio.....	69
Figura 3.14 - Comparaçao da temperatura no ciclo médio .....	70
Figura 3.15 - Coeficiente de amortecimento equivalente com a variaçao de carga e circuito e elétrico e frequênci a natural.....	71
Figura 3.16 - Projeto do pistão .....	73
Figura 3.17 - a) espaçamentos dos anéis; b) espessuras laterais .....	75
Figura 3.18 - Dimensões do anel e gap ( $G$ ) dos pontas do anel.....	75
Figura 3.19 - Montagem e esforços impostos ao pino do pistão .....	76
Figura 4.1 - Curso máximo do pistão com variação de $D_p$ e $S$ .....	78
Figura 4.2 - Potência estimada do gerador com variação de $D_p$ e $S$ .....	79
Figura 4.3 - Frequênci a, taxa de compressão e eficiênci a estimada com variação de $D_p$ e $S$ .....	79
Figura 4.4 - Curso máximo do pistão com variação do fator de abertura da admissão....	82
Figura 4.5 - Potência estimada do gerador, eficiênci a, frequênci a e taxa de compressão com variação do fator de abertura da admissão.....	83
Figura 4.6 - Curso máximo do pistão com variação do fator de: a) abertura da exaustão e b) fechamento da exaustão .....	84
Figura 4.7 - Potência estimada do gerador, eficiênci a, frequênci a e taxa de compressão com variação do fator de abertura da exaustão .....	85
Figura 4.8 - Potência estimada do gerador, eficiênci a, frequênci a e taxa de compressão com variação do fator de abertura da exaustão .....	85
Figura 4.9 - Análise da variação da rigidez.....	87
Figura 4.10 - a) influênci a da rigidez sobre o curso máximo; b) influênci a da rigidez sobre a taxa de compressão .....	87
Figura 4.11 - Curso máximo (fixado) e eficiênci a.....	89
Figura 4.12 - Combinaçao rigidez e coeficiente de amortecimento equivalente do gerador e respectivas potências estimada do gerador .....	89
Figura 4.13 - Análise da variação da massa de combustível.....	90
Figura 4.14 - a) influênci a da massa de combustível sobre o curso máximo; b) influênci a da massa de combustível sobre a taxa de compressão.....	90
Figura 5.1 - <i>Box plot</i> dos melhores valores dos parâmetros encontrados .....	94

Figura 5.2 - Pressão ao longo do curso do pistão .....	96
Figura 5.3 - Temperatura do gás ao longo do curso do pistão.....	97
Figura 5.4 - Massa dentro do cilindro ao longo do curso do pistão.....	98
Figura 5.5 - Potências instantâneas do motor e gerador .....	99
Figura 5.6 - Comportamento do FPE com variação da energia de combustível e amortecimento equivalente ao gerador .....	100
Figura 6.1 - Desenho representativo do modelo FPE proposto e dimensionado .....	107
Figura 10.1 - Condições de operação do motor com resultados da otimização .....	116

## Lista de tabelas

Tabela 2.1 - Resumo das características dos sistemas de limpeza .....	22
Tabela 3.1 - Levantamento de configuração de motor de pistão livre, segunda cada grupo de estudo.....	51
Tabela 3.2 - Definição de parâmetro do cilindro e pistão .....	52
Tabela 3.3 - Propriedades do combustível.....	55
Tabela 3.4 - Parâmetros térmicos e eficiência de combustão assumidos .....	55
Tabela 3.5 - Propriedades de combustão e ignição .....	55
Tabela 3.6 - Outros parâmetros do sistema.....	55
Tabela 3.7 - Parâmetros de porta <i>Uniflow</i> .....	61
Tabela 3.8 - Valores de amortecimento .....	72
Tabela 5.1 - Parâmetros da otimização GA.....	92
Tabela 5.2 - Configuração escolhida .....	95
Tabela 5.3 - Condições de operação do ponto com a configuração escolhida.....	95
Tabela 5.4 - Parâmetros comparativos com e sem gerador .....	96
Tabela 5.5 - Características do funcionamento do motor e gerador.....	98
Tabela 5.6 - Resumo das condições de operação do motor.....	99
Tabela 6.1 - Dados do motor, condições de funcionamento e materiais como entrada do dimensionamento.....	104
Tabela 6.2 - Tensões permissíveis.....	105
Tabela 6.3 - Resultado do dimensionamento do cilindro, pistão, anéis e pino .....	105
Tabela 9.1 - Dimensões e parâmetros utilizados para validação do método proposto.	115
Tabela 10.1 - Condições de operação em valores médios, obtidos pela otimização .....	116

## Lista de símbolos

<b><i>ARF</i></b>	Razão da massa de ar/combustível
$A_v$	Área de abertura de porta. Unidade: [ $mm^2$ ]
$b$	Base do anel. Unidade: [ $mm$ ]
$\beta$	Ângulo do assento da válvula. Unidade: [ $^\circ$ ]
<b><i>CR</i></b>	Taxa de compressão do motor.
$c$	Amortecimento total do sistema dinâmico. Unidade: [ $Ns/m$ ]
$c_{atr}$	Amortecimento do atrito viscoso. Unidade: [ $Ns/m$ ]
$c_{ger}$	Amortecimento do equivalente do gerador. Unidade: [ $Ns/m$ ]
$C_d$	Coeficiente de descarga.
$d_c$	Diâmetro calculado do parafuso. Unidade: [ $mm$ ]
$d$	Diâmetro nominal do parafuso. Unidade: [ $mm$ ]
$D_b$	Diâmetro da porta. Unidade: [ $mm$ ]
$d_i$	Diâmetro interno do pino. Unidade: [ $mm$ ]
$d_o$	Diâmetro externo do pino. Unidade: [ $mm$ ]
$D_p$	Diâmetro do cilindro. Unidade: [ $mm$ ]
$D_{pistão}$	Diâmetro do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$D_{pitch}$	Diâmetro de passo. Unidade: [ $mm$ ]
$D_s$	Diâmetro da haste da válvula. Unidade: [ $mm$ ]
$D_v$	Diâmetro da válvula de assento. Unidade: [ $mm$ ]
$D_w$	Diâmetro interno do assento. Unidade: [ $mm$ ]
$f$	Frequência de operação do motor. Unidade [ $Hz$ ]
$f_s$	Fator de segurança.
$\Phi_{ex,1}$	Fator de abertura da exaustão.
$\Phi_{ex,2}$	Fator de fechamento da exaustão.
$\Phi_{adm}$	Fator de abertura e fechamento da admissão.
$\phi_p$	Ângulo de rotação da porta <i>Uniflow</i> . Unidade: [rad]
$G_1$	Folga das extremidades livres antes da montagem. Unidade: [ $mm$ ]
$G_2$	Folga das extremidades livres depois da montagem. Unidade: [ $mm$ ]
$H$	Quantidade de calor conduzida através do cilindro. Unidade: [ $kW$ ]
$h$	Altura do anel. Unidade: [ $mm$ ]
$h_1$	Distância do primeiro anel ao topo do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$h_2$	Distância entre cada anel. Unidade: [ $mm$ ]

$k_m$	Rigidez da mola mecânica associada ao FPE. Unidade: [ $kN/m$ ]
$K_{t,Al}$	Condutividade térmica do material do alumínio. Unidade: [ $W/m K$ ]
$L$	Comprimento total do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$l_s$	Comprimento da saia do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$L_s$	Posição do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$Ls_{max}$	Curso máximo do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$L_v$	Altura de elevação da válvula. Unidade: [ $mm$ ]
$\dot{m}$	Fluxo de massa. Unidade: [ $kg/s$ ]
$m_{ar}$	Massa de ar dentro do cilindro. Unidade: [ $mg$ ]
$N$	Número de portas da configuração <i>Uniflow</i> .
$\eta_1$	Eficiência
$\eta_{T/E}$	Eficiência de conversão termoelétrica
$p_{cil}$	Pressão dentro do cilindro. Unidade: [ $bar$ ]
$P_{Ger}$	Potência do gerador. Unidade: [ $kW$ ]
$P_{comb}$	Potência de térmica do combustível. Unidade: [ $kW$ ]
$p_{adm}$	Pressão da admissão. Unidade: [ $bar$ ]
$p_{esc}$	Pressão da exaustão. Unidade: [ $bar$ ]
$p_{max}$	Pressão máxima dentro do cilindro. Unidade: [ $MPa$ ]
$Q_t$	Quantidade de parafusos
$r_{cy}$	Raio do cilindro. Unidade: [ $mm^2$ ]
$R_c$	Resistência do circuito do gerador. Unidade: [ $\Omega$ ]
$r_p$	raio de rotação. Unidade: [ $mm$ ]
$S$	Comprimento do cilindro. Unidade: [ $mm$ ]
$\sigma$	Tensão permitível do material. Unidade: [ $MPa$ ]
$S_{ut}$	Limite de resistência à tração do material. Unidade: [ $MPa$ ]
$\sigma_b$	Tensão por consideração de falha de flexão. Unidade: [ $MPa$ ]
$T_{amb}$	Temperatura ambiente da admissão. Unidade: [ $^{\circ}C$ ]
$T_{cil}$	Temperatura do gás dentro do cilindro. Unidade: [ $^{\circ}C$ ]
$t$	Espessura da parede do cilindro. Unidade: [ $mm$ ]
$t_3$	Espessura do pistão na extremidade superior. Unidade: [ $mm$ ]
$t_4$	Espessura da extremidade aberta do pistão. Unidade: [ $mm$ ]
$t_{h,1}$	Espessura do topo do pistão critério da resistência. Unidade: [ $mm$ ]
$t_{h,2}$	Espessura do topo do pistão critério transferência de calor. Unidade: [ $mm$ ]

- $t_R$  Espessura da nervura. Unidade: [mm]  
 $t_c$  Espessura do cabeçote. Unidade: [mm]  
 $\theta_p$  Ângulo da porta *Uniflow*. Unidade: [rad]  
 $w$  Largura do assento. Unidade: [mm]  
 $z_r$  Quantidade de nervuras  
 $z_{anéis}$  Quantidade de anéis do pistão.

# Sumário

<b>CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>19</b>
1.1    CONTEXTUALIZAÇÃO .....	19
1.2    MOTIVAÇÃO .....	19
1.3    OBJETIVOS.....	20
<b>CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>22</b>
2.1    PROCESSO DE LIMPEZA DO CILINDRO.....	22
2.2    CONFIGURAÇÃO DE MOTOR DE PISTÃO LIVRE.....	27
2.2.1    Único Pistão.....	27
2.2.2    Pistão Duplo.....	28
2.2.3    Pistões Opostos.....	29
2.3    CONCEITO SOBRE MOTOR DE PISTÃO LIVRE.....	30
2.4    PROTÓTIPOS DE FPEG.....	36
2.5    SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA MOTORES.....	45
<b>CAPÍTULO 3. METODOLOGIA E DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>48</b>
3.1    APRESENTAÇÃO DA PROPOSTA DE PROJETO .....	48
3.2    MÁQUINA ELÉTRICA .....	49
3.3    ESCOLHA DE CONFIGURAÇÃO DE LIMPEZA.....	50
3.4    DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS E PROPRIEDADES.....	52
3.5    MODELO MATEMÁTICO.....	56
3.5.1    Fluxo de Massa .....	58
3.5.2    Projeto de Portas e Válvulas.....	60
3.5.3    Balanço de Massa e Energia.....	65
3.5.4    Análise Comparativa.....	67
3.5.5    Equivalência ao Gerador.....	70
3.6    DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO MOTOR.....	72
<b>CAPÍTULO 4. ANÁLISE DE INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS .....</b>	<b>77</b>

4.1	DIÂMETRO E COMPRIMENTO DO CILINDRO.....	77
4.2	TEMPOS DE VÁLVULA.....	80
4.3	ANÁLISE DO SISTEMA DINÂMICO .....	86
4.4	ANÁLISE DA MASSA DE COMBUSTÍVEL.....	89
<b>CAPÍTULO 5. OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS.....</b>		<b>92</b>
5.1	OTIMIZAÇÃO.....	92
5.2	SIMULAÇÃO COM GERADOR ELÉTRICO.....	95
5.3	RESULTADOS DE CONDIÇÃO DE FUNCIONAMENTO .....	99
5.4	INFLUÊNCIA DO COMBUSTÍVEL.....	99
<b>CAPÍTULO 6. SELEÇÃO DE MATERIAIS E DIMENSIONAMENTO .....</b>		<b>102</b>
6.1	SELEÇÃO DE MATERIAIS.....	102
6.2	DIMENSIONAMENTO DO MOTOR .....	104
<b>CAPÍTULO 7. CONCLUSÃO.....</b>		<b>108</b>
7.1	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	110
<b>CAPÍTULO 8. REFERÊNCIAS.....</b>		<b>112</b>
<b>ANEXO A .....</b>		<b>115</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>		<b>116</b>
<b>APÊNDICE B .....</b>		<b>117</b>

# Capítulo 1. Introdução

## 1.1 Contextualização

A busca por sustentabilidade se faz essencial para o futuro do planeta, nesse conceito o desenvolvimento deve satisfazer as necessidades presentes, sem comprometer a capacidade das gerações futuras de suprir suas próprias necessidades (BRUNDTLAND, 1985). Com vistas as estas necessidades, o consumo de combustíveis fósseis na geração de energia é claramente uma fonte não sustentável.

O conceito de energia "renovável" surge visando garantir o bem-estar e a saúde de gerações futuras ao mesmo tempo que visa preservar o meio ambiente. No entanto, conciliar tais exigências não é uma tarefa fácil dado que a queima de matéria vegetal, mesmo sendo renovada, produz gases do efeito estufa que afetam o meio ambiente. A consideração de todas as exigências conduz ao conceito de sustentabilidade, isto é, o atendimento às necessidades energéticas da população deve satisfazer também a recuperação dos danos já causados ao meio ambiente assim como evitar a ocorrência de novos danos. (BRUNDTLAND, 1985)

Neste âmbito, a eficiência energética das máquinas e equipamentos torna-se, portanto, imperativa, dado que, o aumento da eficiência energética corresponde a execução de uma mesma tarefa ou a conversão entre dois estados de energia em condições ótimas reduzindo, portanto, a poluição e a geração de rejeitos.

## 1.2 Motivação

Na busca por se obter e desenvolver máquinas e equipamentos que atendam a proposta de melhoria em eficiência energética, esse trabalho adota a proposta de um

sistema composto por um motor linear a pistão livre em conjunto com um gerador elétrico linear que promete uma melhor eficiência quando comparado com motores convencionais na conversão de energia termoquímica de gás decorrente da síntese de resíduos sólidos urbanos. A síntese de resíduos sólidos tem como objetivo principal o tratamento destes reduzindo a poluição decorrentes do descarte feito pelos cidadãos e atividades comerciais. Adicionalmente, há geração de um gás combustível com baixo poder calorífico cuja a geração de energia elétrica é uma das destinações possíveis, no entanto, dado o baixo poder calorífico a geração de energia se deve dar com a maior eficiência possível para que seja economicamente atraente.

O motor a pistão livre, ou no inglês *free piston engine* (FPE), é um motor linear com o movimento dos pistões não restritos pelos elementos de uma cadeia cinemática, como em motores convencionais, as restrições existem pela interação com gás e as forças e carga atuantes (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007). A ausência do mecanismo de quatro barras (pistão, biela, manivela e bloco do motor), presentes em motores convencionais, significa uma redução do número de partes móveis e proporciona uma redução nas perdas por atrito.

Outra característica importante do motor a pistão livre é a possibilidade de otimizar a operação do motor usando taxa de compressão variável. Essa é uma vantagem desse tipo de motor que proporciona flexibilidade na operação com uma diversidade de combustível. Ainda, possibilitando melhoria na eficiência térmica, como em casos em que é apresentado valor de eficiência de até 56% (VAN BLARIGAN *et al.*, 1998).

### 1.3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é projetar um motor de pistão livre para ser utilizado na geração de energia elétrica, prevendo uma potência aproximada de 10 kW

na saída do gerador ao mesmo tempo que maximiza o rendimento do gerador linear. Já como, objetivos secundários e necessários no desenvolvimento da dissertação tem-se:

- Seleção e projeto do sistema de admissão e exaustão do motor.  
Partindo da análise das diversas configurações de sistemas de admissão e exaustão para limpeza do cilindro;
- Adaptações ao modelo matemático desenvolvido anteriormente na simulação do conjunto moto gerador considerando-se o fluxo de massa nas aberturas dos cilindros;
- Analisar as influências dos parâmetros de projeto sobre as condições de funcionamento do motor;
- Obter, via otimização, valores dos seguintes parâmetros de projetos: fatores de abertura e fechamento da admissão e exaustão, diâmetro do cilindro, comprimento do cilindro e rigidez da mola associada;
- Obter valores médios e de picos das condições de operação do motor projetado;
- Especificação e seleção de materiais;
- Dimensionamento dos componentes do motor (cilindro, pistão, anéis e pino).

## Capítulo 2. Revisão Bibliográfica

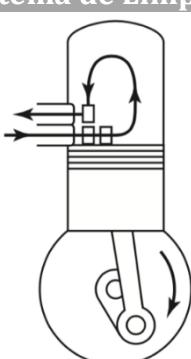
### 2.1 Processo de Limpeza do Cilindro

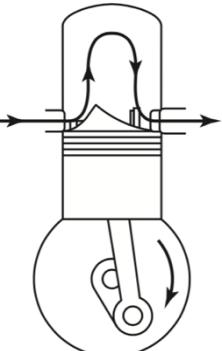
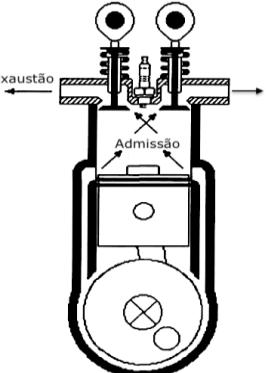
Em um processo de limpeza ideal, a mistura fresca empurra os gases residuais antes de se misturarem ou trocarem calor, até que todo volume de gás queimado seja eliminado e o cilindro seja preenchido somente com mistura fresca (TAYLOR, 1985).

Pode-se considerar que a limpeza dos gases é muito mais eficiente em motores a quatro tempos dada as fases de admissão e exaustão. No entanto, em motores a dois tempos, a realidade é diferente. Devido à falta das fases de exaustão e admissão, ocorre um grande período de sobreposição das aberturas, tornando o processo de eliminação incompleto, com gases residuais na câmara de combustão.

No desenvolvimento de um motor de combustão interna, a configuração do processo de limpeza do cilindro apresenta uma influência sobre seu desempenho e eficiência (HEYWOOD, 1988). Sendo assim, para a escolha da configuração de limpeza a ser empregada, é fundamental o conhecimento das diversas opções atualmente utilizadas, a saber: limpeza em *Loop*, limpeza de fluxo reverso, limpeza de fluxo cruzado e limpeza *Uniflow*. Na Tabela 2.1 são resumidas as principais características de cada uma desses tipos de limpeza, que são melhor comentadas no decorrer deste capítulo.

Tabela 2.1 - Resumo das características dos sistemas de limpeza

Sistema de Limpeza	Características
 Limpeza em <i>Loop</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>↑ Configuração compacta e simples</li> <li>↑ Combustão rápida e eficiente</li> <li>↑ Sem válvula de assento</li> <li>↓ Não possibilita aberturas assimétricas</li> <li>↓ Carga térmica assimétrica</li> <li>↓ Dificuldade de gerar turbulência</li> <li>↓ Desgaste dos anéis</li> </ul>

 <p><b>Limpeza Cruzada</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>↓ Configuração não é compacta</li> <li>↓ Defletor no topo do pistão</li> </ul> <p>Motores pequenos Baixa potência Pequenas aberturas</p> <p>Para utilização aberturas maiores, tem-se:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>↓ Admissão segue direto para exaustão</li> <li>↓ Perda de desempenho</li> </ul>
 <p><b>Limpeza Uniflow</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>↑ Considerada a mais eficiente para motores a 2 tempos</li> <li>↑ Eliminação eficaz</li> <li>↑ Baixo consumo de ar</li> <li>↑ Indução de turbulência</li> <li>↑ Possibilita temporização assimétrica</li> </ul> <ul style="list-style-type: none"> <li>↓ Não muito compacto</li> <li>↓ Necessidade de um controle otimizado</li> </ul>

A configuração de limpeza em *Loop* apresenta, em geral, de duas a seis portas de admissão simetricamente espelhadas, com direções de entrada opostas a porta de escape, como apresentado na Figura 2.1. De forma que o fluxo de entrada se alinhe e seja direcionado para o topo do cilindro, este é forçado a realizar uma inversão em direção a porta de exaustão. Como vantagens, esta configuração apresenta um design compacto e simples, sem válvula de assento, altas velocidades de funcionamento e câmara de combustão compacta devido ao pistão de topo plano que permite um processo de combustão rápido e eficiente. No entanto, como desvantagens surgem impossibilidade de

tempos de aberturas assimétricos, carga térmica assimétrica no pistão, desgaste dos anéis do pistão devido ao contato com as aberturas de admissão e exaustão e dificuldade para gerar fluxo turbulento dentro do cilindro. (SCHAFFER e BASSHUYSEN, 2004; BLAIR, 1996).

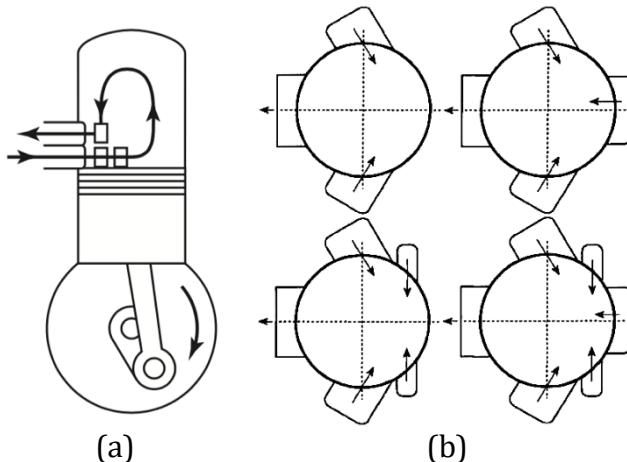


Figura 2.1 - (a) Configuração de limpeza em *Loop*; (b) Disposição das portas para *Loop*  
Fonte: a) (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2015); b) (BLAIR, 1996)

A limpeza de fluxo reverso apresenta as aberturas de admissão e exaustão no cabeçote, não entrando em contato com os anéis do pistão, indicando melhor vida útil dos mesmos. Esta configuração traz uma vantagem em termos de versatilidade, por possibilitar intercambialidade entre modos de operação a quatro tempos e dois tempos. Em motores a quatro tempos, a abertura da admissão ocorre em uma etapa do ciclo diferente da exaustão. No entanto, para motores a dois tempos, a abertura da admissão e exaustão ocorrem simultaneamente, resultando em uma inversão da direção do fluxo no topo do pistão, como na Figura 2.2, que resulta em baixo efeito de limpeza com grande gasto de ar, maior trabalho de carga e consumo em velocidades mais altas devido a restrição da área de abertura em relação ao tempo (SCHAFFER e BASSHUYSEN, 2004).

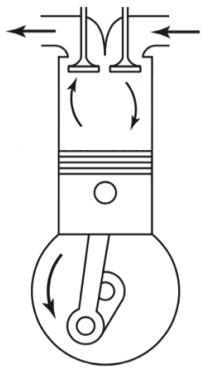


Figura 2.2 - Limpeza reversa

Fonte: adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2015)

A limpeza de fluxo cruzado é ineficiente para grandes aberturas de janela (porta de admissão e exaustão), sendo ideal para motores pequenos, com baixa velocidade e baixa potência, quando apresenta relativamente boas características de limpeza, já para grandes aberturas há o risco da mistura limpa não ser direcionada ao fundo do cilindro o que ocasiona perda de desempenho. Esta configuração, representada na Figura 2.3, apresenta geometria de câmara de combustão não compacta, devido ao defletor no pistão, que por apresentar bordas quentes, exige a utilização de menores taxas de compressão para evitar pré-ignição. Isso resulta em um motor com baixa potência específica e economia de combustível (BLAIR, 1996).

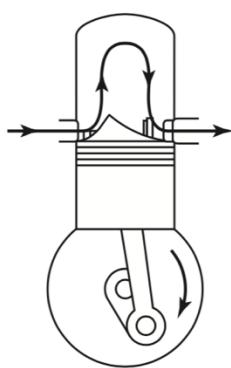


Figura 2.3 - Limpeza de fluxo cruzado

Fonte: (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2015)

Na limpeza *Uniflow*, ou limpeza de fluxo único, como mostrado na Figura 2.4, o ar entra através das aberturas de admissão na parede do cilindro e desloca o gás queimado

através das válvulas de escape no cabeçote, sendo possível induzir turbulência no fluxo através da inclinação tangencial dos canais de admissão. Por muito tempo, esta configuração tem sido considerada a mais eficiente para motores dois tempos, apresentando eliminação eficaz e com baixo consumo de ar, facilidade na geração de turbulência, possibilidade de adaptação para combustão em quatro tempos e possibilidade de temporização assimétrica de abertura. No entanto algumas de suas desvantagens são: um motor não muito compacto, por apresentar uma altura maior devido ao cabeçote com válvulas, quando comparado com a configuração em Loop; necessidade de um controle otimizado da válvula para se obter um baixo consumo de combustível e um melhor curso efetivo do pistão. (BLAIR, 1996; SCHAFER e BASSHUYSEN, 2004).

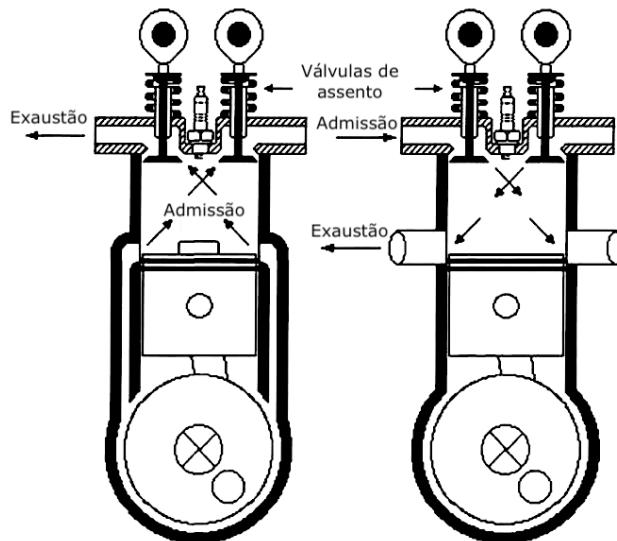


Figura 2.4 - Limpeza em configuração *Uniflow*  
Fonte: adaptado de Blair (1996)

A limpeza *Uniflow* de pistões opostos é uma variação na qual dois pistões se movem com direções opostas em um mesmo cilindro, sendo a câmara de combustão o espaço entre os dois pistões. Já a abertura das portas de admissão e exaustão ocorrem próximo aos pontos morto inferior (posição mais distante do cabeçote que o pistão atinge) de ambos os pistões, como mostra a Figura 2.5, em seu momento máximo de

expansão. Esta variação apresenta menor superfície aquecida na câmara de combustão, possibilidade de temporização assimétrica (com o controle da posição do pistão) e limpeza do cilindro eficiente com baixo consumo de ar. Já as desvantagens são: construção mais complexa, carga térmica extrema no pistão que controla as portas de exaustão e não possibilidade de aplicar um método de combustão convencional devido à disposição da vela de ignição.

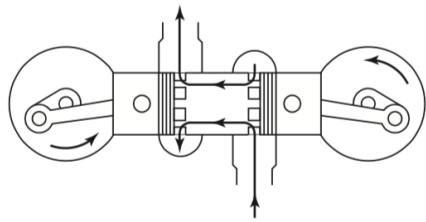


Figura 2.5 - Limpeza *Uniflow* de pistões opostos  
Fonte: (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2015)

## 2.2 Configuração de Motor de Pistão Livre

Normalmente, as configurações de motor de pistão livre podem apresentar um único pistão em uma câmara de combustão ou mais pistões em uma ou mais câmaras de combustão. Ou seja, as configurações podem ser divididas em três tipos: de único pistão, de pistão duplo e de pistões opostos. A escolha adequada do tipo de configuração a ser empregada pode ser considerada a primeira e a mais importante decisão dentro do projeto (ACHTEN, 1994).

### 2.2.1 Único Pistão

Um motor de pistão livre de um único pistão, representado na Figura 2.6, é composto essencialmente por três partes: uma câmara de combustão, a carga e uma câmara de retorno (ou dispositivo de rebote) com função de armazenar energia para o retorno do cilindro. É caracterizado por possuir design simples, compacto e com controlabilidade melhor do que as outras configurações de motores de pistão livre. A

câmara de retorno pode ser controlada com precisão, assim proporcionando regulagem da taxa de compressão e comprimento do curso do pistão (RAIDE *et al.*, 2017; MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

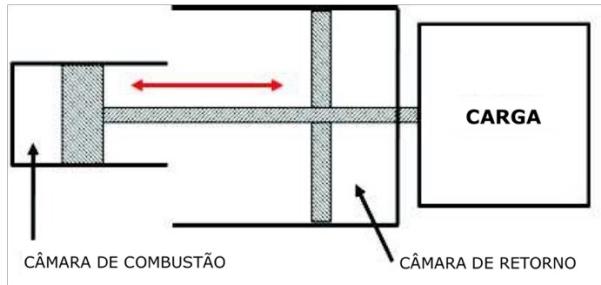


Figura 2.6 - Configuração motor linear de pistão único  
Fonte: adaptado de Raide *et al.* (2017)

### 2.2.2 Pistão Duplo

O motor de pistão duplo, como representado na Figura 2.7, se tornou presente em várias pesquisas, inclusive em desenvolvimento de protótipos. Essa configuração possibilita a não utilização da câmara de retorno, pois o pistão oposto irá sempre fornecer trabalho para completar processo de compressão, tornando essa configuração mais compacta e com maior densidade de potência, resultando em maior relação de potência específica (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

No entanto foram relatadas algumas dificuldades dessa configuração, como o controle do movimento do pistão e do comprimento do curso, bem como a taxa de compressão. Isso se deve ao efeito cascata que pequenas variações na combustão podem causar nos ciclos seguintes, pois a combustão de um cilindro comanda a compressão do cilindro oposto, impondo o grande desafio para o controle (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

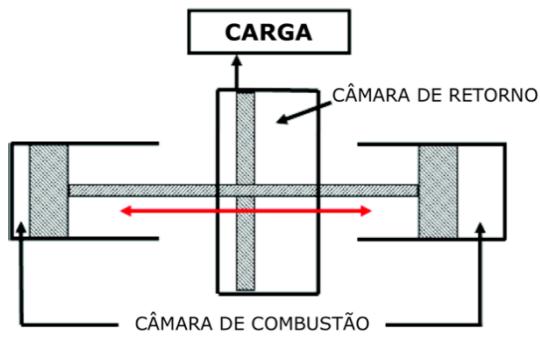


Figura 2.7 - Configuração de motor linear de pistão duplo

Fonte: adaptado de Raide *et al.* (2017)

### 2.2.3 Pistões Opostos

Um motor de pistão livre de pistão oposto, representado na Figura 2.8, é composto por dois pistões contrapostos em uma câmara de combustão comum, tornando a limpeza *Uniflow* de pistões opostos a mais adequada para essa configuração, proporcionando alta eficiência de limpeza. Para cada pistão há uma câmara de retorno e a carga é acoplada em um ou em ambos os pistões. Há ainda a possibilidade de utilizar ligação mecânica entre os dois pistões para garantir o movimento simétrico (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Essa configuração apresenta níveis de vibração reduzidos, devido ao design equilibrado, e pela ausência do cabeçote, também apresenta perda térmica reduzida. Já a necessidade de duplicidade de componentes e mecanismo de sincronização tornam essa configuração desvantajosa (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

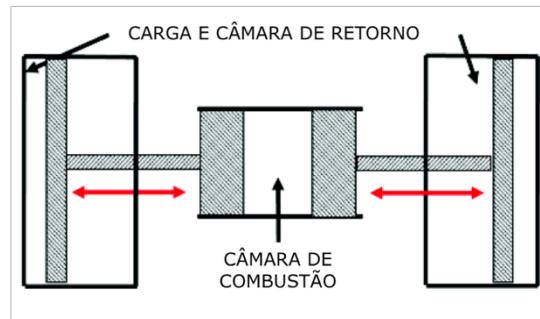


Figura 2.8 - Configuração de motor linear de pistões opostos

Fonte: adaptado de Raide, *et al.* (2017)

## 2.3 Conceito sobre Motor de Pistão Livre

Nessa seção descreve-se o porquê do termo pistão livre com a definição do conceito que distingue esse grupo de motores dos convencionais. Para isso são abordadas características únicas deste tipo de motor: simplicidade, dinâmica do pistão, cargas atuantes, controle de frequência, combustíveis, processo de combustão, falha de combustão e partida.

No motor tradicional o movimento linear do pistão é convertido em rotação através de uma cadeia cinemática composta pela biela, o eixo virabrequim e o cilindro. Esse conjunto de componentes formam uma geometria que impõe uma restrição cinemática ao movimento do pistão que garante uma taxa de compressão fixa ao motor, por manter sempre a mesma posição de ponto morto superior (TDC) (HUNG e LIM, 2016; MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Comparando os motores de pistão livre com os tradicionais, tem-se a eliminação da cadeia cinemática o que determina a simplicidade do mecanismo deste grupo de motores. A ausência das restrições cinemáticas, antes impostas pelo mecanismo de quatro barras, define o termo “livre” referente ao pistão, que nesta classe de motores não possui um curso definido pelo mecanismo e sim pelo equilíbrio de forças que atuam sobre o pistão. Essas características reduzem significativamente o número de peças e a complexidade do motor, trazendo algumas vantagens tais como: redução de perdas de atrito, redução de custo de fabricação, maior capacidade de potência específica (motor mais compacto) e aumento de vida útil do motor associado a baixo custo de manutenção (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Com essa simplicidade, a restrição mecânica deixa de existir para os motores de pistão livre, assim a garantia de deslocamento fixo do pistão não ocorre. Por

consequência, a posição do TDC e a taxa de compressão podem apresentar variações. Assim, o movimento do pistão é resultado do equilíbrio de forças de carga, de inércia e forças do gás que atuam sobre o pistão. Alguns dos parâmetros que podem influenciar diretamente na dinâmica do pistão são: a corrente induzida no gerador associado, a força de empuxo, a pressão de entrada, as massas móveis, a posição de ignição e as cargas de resistência (HUNG e LIM, 2016; MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Um outro parâmetro que pode controlar a dinâmica do pistão é a rigidez ao movimento, através da associação de uma mola mecânica ao FPE. A influência de uma mola mecânica no comportamento do motor pode se traduzir em alterações da amplitude do deslocamento do pistão, velocidade, frequência de operação e, consequentemente, influenciar a taxa de compressão, a eficiência da combustão e a pressão máxima como é apresentado no trabalho experimental de Lee *et al.* (2014) que concordam com o estudo numérico de Hung e Lim (2014).

O comportamento dinâmico do FPE, em parte, também é governado pela associação das máquinas que consomem o trabalho gerado pelo motor. Nestes motores devem ser aplicadas apenas cargas de movimentos lineares, ou seja, cargas capazes de equilibrar dinamicamente o sistema e que não apresentem restrições cinemáticas ao movimento do pistão. As cargas mais comuns encontradas para serem utilizadas com motor de pistão livre são: geradores elétricos, bombas hidráulicas e compressores de ar. A Figura 2.9 apresenta o perfil de cada tipo de carga e o perfil da força resultante da combustão em um FPE. O fato de os dispositivos de cargas serem diretamente acopladas ao motor faz com que a carga seja submetida a altas aceleração e transferência de calor dos cilindros, gerando assim alguns desafios aos requisitos mecânicos. Dentre alguns fatores de maior influência no comportamento dinâmico deste tipo de motor, e que

podem determinar a viabilidade do mesmo, estão: massa móvel, tamanho físico, eficiência e perfil de força da carga (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

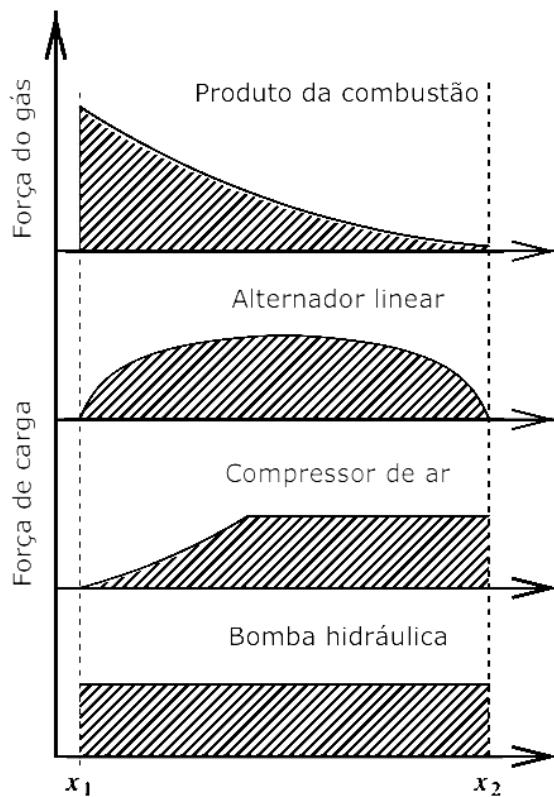


Figura 2.9 - Perfis de carga para motor de pistão livre  
Fonte: adaptado de Mikalsen e Roskilly (2007)

O sistema dinâmico de um FPE pode ser representado por massa associada a uma mola, pois a câmara de retorno comporta-se como um acumulador de energia potencial elástica. A sincronia da sequência de ignição permite ao sistema operar em sua frequência natural, que pode variar em uma faixa limitada, pois esta sofre influência direta pelo comprimento do curso do pistão. Por sua vez, o curso do pistão é limitado pelas necessidades de taxa de compressão e características adequadas de limpeza do cilindro. Portanto, provavelmente haverá limitações nas possibilidades de controle da frequência, e consequentemente, na faixa de potência do motor (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

No que cabe ao controle de frequência, tem-se o método de modulação por pausa de pulso em motores hidráulicos que utiliza, como câmara de retorno, um cilindro hidráulico controlável. Esse método atua interrompendo o movimento do pistão no ponto

morto inferior (BDC) e o movimento de retorno apenas se inicia quando o dispositivo libera a energia armazenada. Com isso, o controle da frequência se torna possível e sem um limite mínimo, pois o perfil de movimento não é dependente da frequência de operação (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007). Na Figura 2.10 está ilustrado esse princípio de modulação por pausa de pulso, sendo possível perceber a independência entre o perfil do movimento do pistão e a frequência de operação.

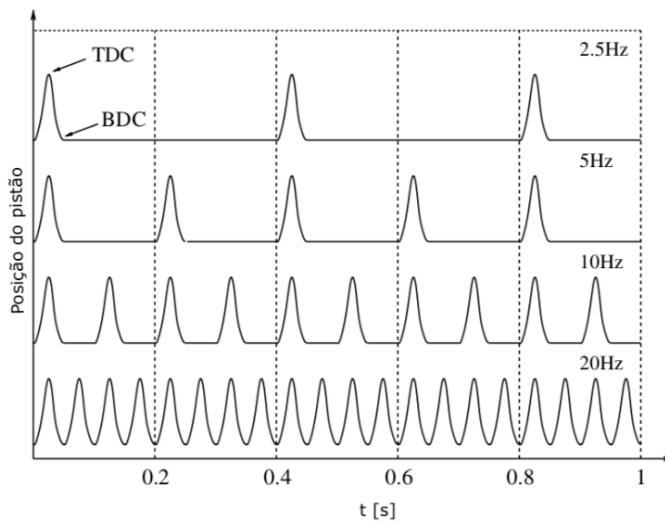


Figura 2.10 - Princípio da modulação da frequência por pausa de pulso  
Fonte: (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007)

Ainda devido a característica dinâmica do FPE, há a possibilidade de trabalhar com uma taxa de compressão variável, permitindo assim a utilização de diversos combustíveis. A aplicação de tecnologias modernas de injeção de combustível e tempo de válvula variáveis tornam a intercambialidade de combustíveis ainda mais viável e eficiente. É encontrado na literatura relatos de operação bem-sucedida com gasolina, diesel e petróleo bruto, óleos vegetais e animais, entre outros, sendo apenas percebida variação de potência do motor devido ao teor de calor de cada combustível (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Já as características do processo de combustão em motor de pistão livre são particulares. Devido às características de acoplamento direto do pistão com a máquina

movida e um rápido processo de combustão com a elevação da pressão, obtém-se uma rápida expansão, diferenciando-se dos motores convencionais, o qual a velocidade do motor é mantida constante devido a inércia do sistema manivela e volante. Assim, as altas velocidades do pistão, do FPE, perto do ponto morto superior (TDC) induz turbulência e elevação da velocidade do ar dentro do cilindro, melhorando a mistura de ar e combustível, resultando em maior taxa de reação e velocidade de chama. Ainda também, a rápida expansão após TDC, associando ao tempo de reações químicas, provoca reduções nos níveis de emissão de NOx (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

A rápida expansão do cilindro também provoca influência na transferência de calor no cilindro, pois isso implica em menor tempo para transferência de calor dos gases para a parede do cilindro. No entanto, a elevação da movimentação dos gases internos pode, por sua vez, apresentar um efeito oposto e aumentar a taxa de transferência de calor (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Dentro dos processos de combustão, a Ignição por compressão de carga homogênea (*homogeneous charge compression ignition - HCCI*) é o processo de combustão o qual ocorre a partir da compressão de uma pré-mistura (ar-combustível) até que se auto inflame, obtendo-se uma combustão rápida e com pouco controle do tempo de ignição. O motor de pistão livre, por apresentar característica de um baixo nível de exigência do controle do tempo de ignição, resultado da simplicidade, torna essa característica compatível com o emprego deste tipo de combustão. O HCCI apresenta vantagem potencial de obter altas eficiências por apresentar as características de combustão de volume constante e possibilidade de utilização de misturas pobres, alta relação ar/combustível, que reduzem a temperatura dos gases e algumas emissões (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Mesmo com toda a diversidade de combustíveis e características de processo de combustão, pode ainda ocorrer falhas na ignição que tem como consequência levar o motor a sua parada, por não conseguir energia suficiente para completar a compressão adequadamente no ciclo seguinte. As causas que podem levar a esse tipo de falha são diversas, como por exemplo problemas na injeção de combustível, tempo de ignição inadequado e processo de combustão ineficiente ou incompleto (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

A simplicidade por sua vez também traz alguns desafios como a realização da partida, pois a prática de acionamento por várias rotações forçadas, como em motores convencionais, não se aplica ao FPE. Nestes a partida pode ser alcançada de duas maneiras: através de impulso até o ponto morto superior, ou movimentos cíclicos até atingir a compressão suficiente (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Na primeira estratégia é importante que a partida ocorra logo no primeiro curso e o sistema de controle seja capaz de dar continuidade ao funcionamento do motor. Essa prática utiliza ar comprimido na câmara de retorno para dar o primeiro impulso. Mas, alguns relatos indicam que devido a câmara de retorno permanecer cheia e com alta pressão, não ocorrendo a eliminação suficiente desse ar, resulta em problemas para a partida, tornando, assim, um desafio para o controle e continuidade do golpe seguinte (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Já a segunda estratégia é comum em aplicação de gerador linear, onde a máquina elétrica é utilizada em modo motor para dar partida ao motor de combustão interna, através de indução dos movimentos cíclicos iniciais. Também, em aplicação onde a câmara de retorno é um pistão hidráulico, ocorre a utilização da energia hidráulica armazenada para dar partida no motor, sendo possível já que não haverá diferença entre o primeiro curso e os seguintes (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

Portanto, motores de pistão livre são motores lineares, que não apresentam restrição ao movimento do pistão por não apresentarem biela e eixo virabrequim, como em motores convencionais rotativos. Assim, o resultado do equilíbrio de forças de carga, de inércia e forças do gás que atuam sobre o pistão, governam o seu movimento. Dessa forma, as características de variação de comprimento de curso e necessidade de controle ativo são implicações dessa configuração. Ainda, outras implicações são: a redução de perdas por atrito, com a eliminação das peças rotativas; a otimização da combustão e operação com taxa de compressão variável (MIKALSEN e ROSKILLY, 2007).

## 2.4 Protótipos de FPEG

Na bibliografia de gerador de motor de pistão livre, do inglês *free piston engine generator* (FPEG), se encontra um grande volume de trabalhos que investigam o comportamento do FPEG através de simulações numéricas simplificadas, sendo poucos grupos que apresentam verificações experimentais. Depara-se também com a escassez de informações e detalhes de componentes do motor e especificações, como de sistema de refrigeração e lubrificação (KOSAKA *et al.*, 2014).

A seguir é exposta uma breve descrição das propostas de desenvolvimento ou construção de protótipos de FPEG encontrada na literatura, trazendo detalhes de configuração, componentes, entre outras contribuições.

O Centro Aeroespacial Alemão (DLR) desenvolveu, inicialmente em 2013, seu protótipo. Este caracterizava-se por ser um motor de 2 tempos de único pistão com sistema de limpeza de fluxo reverso, com duas válvulas de entrada e uma válvula de saída de acionamento eletromagnético, utilizando ainda, injeção direta de gasolina com bico injetor central e ignição por faísca. Um gerador linear e uma mola a gás foram acoplados ao motor, o qual fornecia energia elétrica de até 10,0 kW a uma frequência de

aproximadamente 20 Hz (SCHNEIDER *et al.*, 2014). Como continuação, em 2015, DLR apresentou a proposta de mudança de configuração para pistões opostos com sistema de limpeza através de portas longitudinais (limpeza *Uniflow*). Kock *et al.* (2013) afirmam que a limpeza de fluxo reverso fornece bons resultados até a frequência de operação de 20 Hz, quando a frequência de funcionamento é aumentada até 50 Hz, aproximadamente, a eliminação por limpeza *Uniflow* é considerada vantajosa.

O DLR também investigou uma solução baseada na substituição do óleo do motor por lubrificantes sólidos. Isso evitaria que os lubrificantes entrassem em contato com a câmara de combustão e o escapamento. Lubrificantes sólidos podem ser instalados no pistão, tornando obsoleto um complexo sistema de lubrificação a óleo. Uma abordagem com anéis de materiais compostos de carbono tiveram algumas falhas, no entanto acreditam que podem ser corrigidas e a lubrificação sólida possa ser capaz de suportar as condições decorrentes da combustão (VIRSIK *et al.*, 2016).

O grupo ainda realizou simulações em CFD 3D, utilizando a ferramenta QuickSim, envolvendo os processos de limpeza e combustão com representação dos fenômenos termodinâmicos. Os resultados da simulação foram utilizados para analisar e otimizar geometrias das portas de admissão e exaustão, formato do pistão, tipo e localização do injetor e da vela de ignição, e estratégias operacionais como trajetórias, injeção e tempos do pistão (SCHNEIDER *et al.*, 2016).

Haag *et al.* (2012) em simulação de CFD 3D e comparando com resultados obtidos experimentalmente, investigou, em detalhes, o processo de troca de gases quanto às distribuições das velocidades e desenvolvimento temporal do fluxo dentro do cilindro. Com isso pôde constatar que é possível prever o movimento do fluxo com o modelamento CFD, mesmo com a previsão dos valores absolutos de velocidade incorretos.

A Toyota Central R&D Labs, Inc. propôs uma configuração de FPEG compacta, como mostra a Figura 2.11, com um sistema de refrigeração e lubrificação que permite operação contínua, com o objetivo de obter uma potência de 10kW e uma eficiência térmica prevista de 42%. Foram realizadas simulações numéricas e experimentais para investigações do comportamento do motor e gerador. Kosaka *et al.* (2014) apresentou o protótipo de um motor a gasolina de dois tempos de único pistão com limpeza *Uniflow*, com válvulas de assento no cabeçote acionadas por trens de válvulas hidráulicos, utilizando injeção direta e uso de vela de ignição (com um transdutor de pressão) no centro do cabeçote. Dentre outros detalhes, é relatado o uso de: revestimento de cerâmica nos anéis do pistão e um sistema de refrigeração a água.

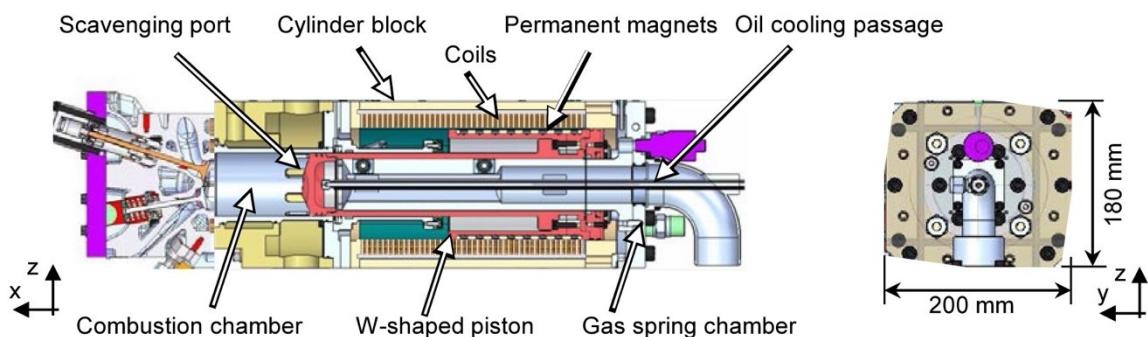


Figura 2.11 - Esquema do protótipo da Toyota  
Fonte: (KOSAKA *et al.*, 2014)

Segundo Kosaka *et al.* (2014) devido a forma de pistão escalonado, chamada "W-Shape", que pode ser observada na Figura 2.11, foi possível obter uma pressão mais baixa na câmara de retorno, devido à maior área de superfície que proporciona temperaturas reduzidas e menor perda de calor. Esta geometria do pistão por ser vazada possibilitou uma passagem de óleo de resfriamento para as costas do pistão e um maior distanciamento dos ímãs ao topo do pistão, evitando assim que o ímã se desmagnetiza por aquecimento quando a temperatura supera a temperatura de Curie. Além disso, a utilização da geometria do pistão como superfície deslizante, permite uma pequena folga entre o ímã e a bobina.

Goto *et al.* (2014) tratou do controle para o sistema FPEG, concluindo ser capaz de garantir que a corrente da bobina fosse mantida dentro do limite aceitável, limitada pelo tamanho do gerador. A lógica aplicada foi robusta e suficiente para controlar situação de combustão anormal, pré-ignição, operando por mais de quatro horas. Ainda, uma melhora na capacidade de geração foi alcançada devido a não utilização do gerador linear com motor de acionamento.

Moriya *et al.* (2016) apresentou uma nova abordagem para controle do FPEG, utilizando dessa vez um método de controle do tipo pêndulo, princípio baseado no controle de velocidade e com objetivo de ajustar as posições do ponto morto superior (TDC) ou ponto morto inferior (BDC). Também apresentou um método para melhorar a eficiência de geração, manipulando a pressão da câmara de retorno.

Mikalsen (2008), na Universidade de Newcastle, propôs um FPEG destinado a aplicações de médio a grande porte, um motor de pistão livre dois tempos de único pistão e sistema de limpeza *Uniflow*, com válvulas de assento controladas eletronicamente, ainda empregando um sistema de injeção *common rail*. O tipo de motor de único pistão foi justificado pela simplicidade e vantagens em relação ao controle, visando obter resultados satisfatórios. O autor considerou a possibilidade de uma investigação futura com a substituição da câmara de retorno por uma câmara de combustão, transformando o motor em um do tipo de pistão duplo.

Em seu trabalho, Mikalsen (2008) desenvolveu um modelamento para simulação de desempenho, analisou efeitos de alguns parâmetros de operação e estratégias de controle para o motor linear. Também utilizou de simulação CFD, em OpenFOAM, para investigar o movimento do gás dentro do cilindro, o processo de combustão e formação de óxidos de nitrogênio, o perfil de movimento do pistão e comparou os resultados com um motor convencional.

Hanipah (2015) na fase de projeto buscou parâmetros ótimos operacionais, utilizando um modelo unidimensional. Em seguida, com o protótipo, avaliou e investigou o desempenho do FPEG e através do modelo de simulação validado fez um estudo paramétrico. O protótipo desenvolvido foi um motor de dois tempos do tipo pistão duplo, apresentado na Figura 2.12, dada a escolha pela maximização da potência e um design compacto, utilizando como câmara de retorno a parte inferior do pistão e a compressão do cilindro oposto. Neste protótipo foi utilizado sistema de limpeza de fluxo reverso, com válvulas acionadas por sistema pneumático e considerando futura substituição por atuadores de solenóide. Este design foi pensado para evitar uso de portas no cilindro, desvinculando o controle das aberturas do movimento do pistão, evitando que o curso variável do pistão cause abertura imparcial da admissão.

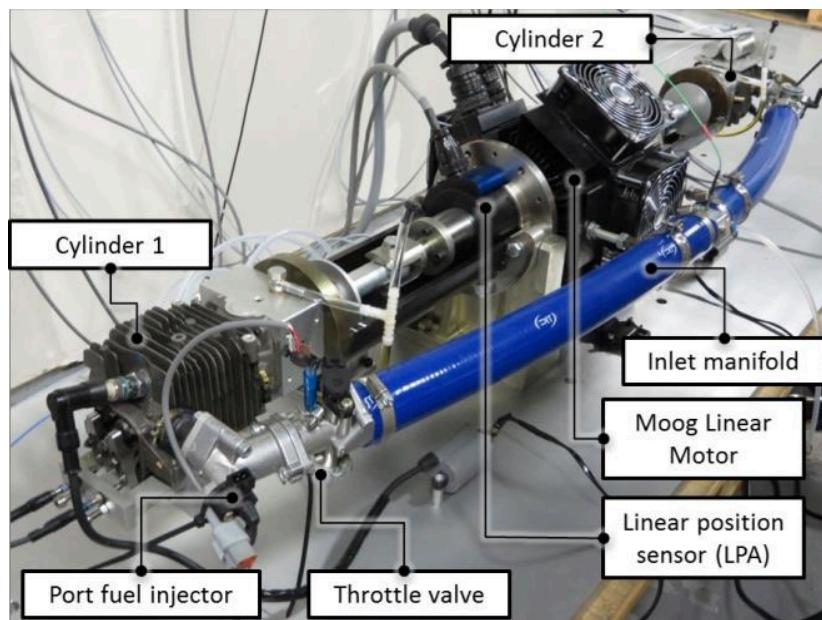


Figura 2.12 - Protótipo montado da universidade de Newcastle  
Fonte: (HANIPAH, 2015)

Hanipah (2015) escolheu o sistema de ignição por centelha devido à dificuldade para atingir a taxa de compressão necessária na partida e obter um melhor controle do ponto de ignição durante a operação, assim julgando ser mais vantajoso do que a ignição por compressão (CI) ou ignição por compressão de carga homogênea (HCCI). Com isso,

visou obter baixos valores pressão e temperatura na compressão, evitando possíveis danos na fase de testes.

Jia (2016) propôs um estudo de um FPEG para aplicação em um sistema para veículo híbrido, com a mesma configuração apresentada por Hanipah (2015), com os objetivos de: desenvolver um modelo numérico; calibrar e validar o modelo através de testes com protótipo; investigar a viabilidade dos ciclos de dois e quatro tempos; prever o desempenho e identificar influências nas características de operação, analisar os possíveis distúrbios; desenvolver uma estratégia e um modelo numérico para a aplicação no sistema de controle. Como resultado, foi estimado uma eficiência efetiva de pelo menos 46% apresentando uma potência de 23 kW.

Foi observado, ainda, que no ciclo de trabalho de dois tempos, há uma sequência de etapas complementares, ou seja, enquanto ocorre troca de gás e compressão em uma câmara, na outra acontece a troca de gás e a detonação, de forma que a máquina elétrica sempre opera em modo gerador. Já no ciclo de quatro tempos, as etapas simultâneas do processo não são complementares ao longo do ciclo e o curso sem energia, admissão e exaustão, deve ser acionado pela máquina elétrica linear, operando em modo motor.

Xu e Chang (2010) na Nanjing University of Science and Technology (China), desenvolveram um protótipo, projetado e fabricado, com base em um motor quatro tempos, modificado para operar como pistão livre, do tipo pistão único, com sistema de limpeza de fluxo reverso e atuadores de válvulas eletromagnéticos, utilizando sistema de ignição e injeção de gasolina controlada eletronicamente. Adicionalmente, foi utilizado uma mola conectada ao conjunto do pistão, funcionando como um dispositivo de retorno. Como resultado foi relatado funcionamento estável, com potência de saída elétrica média de 2,2 kW e eficiência de geração de 32%, com frequência de operação de 25 Hz e taxa de compressão de 6,5. Afirmam que o funcionamento do motor a pistão livre em quatro

tempos proporciona melhor desempenho, com economia de energia e se mostra mais ecológico comparado com o ciclo de dois tempos, no entanto com maior desafio técnico.

Dentre as análises realizadas estão: o comportamento do motor após uma falha na ignição, os efeitos do comprimento do curso durante a admissão, os efeitos da pressão de admissão e os efeitos do curso de expansão. A última análise mostrou que com o aumento do comprimento do curso de expansão, mantendo o curso de compressão fixo, é possível atingir melhora na eficiência térmica. Essa foi baseada no ciclo de Atkinson, o qual consiste em realizar um maior curso do pistão durante a expansão até que a pressão interna se iguale a pressão atmosférica (XU e CHANG, 2010).

Ainda para trabalhos futuros Xu e Chang (2010) previram: modificações no protótipo para obterem alta taxa de compressão; estudarem a operação do motor com ignição por compressão de carga homogênea (HCCI), medições de emissões e o comportamento com a utilização de multicompostível.

Nandkumar (1998), na West Virginia University, desenvolveu um modelo numérico com base no ciclo Otto a ar e o desenvolvimento de um protótipo de bancada. Estudo baseado em um motor linear de pistão duplo com admissão e exaustão através de portas na parede do cilindro, sistema de resfriamento por água, ignição por centelha e o sistema de injeção, inicialmente por carburador, substituído por injeção nas portas. Dentre as análises realizadas estão: mudanças de carga, variações de tempo de ignição, do diâmetro, da razão ar-combustível e outros. Dos quais notou-se que adição de carga e o atraso do tempo de ignição seriam altamente benéficos para melhorar a operação do motor. Também, o aumento no diâmetro resulta em aumento de frequência de operação (mantendo massa constante). Já, a análise de razão ar-combustível, para diversas razões (curso/diâmetro), forneceu informações para um correto dimensionamento, visando

máxima velocidade. Ainda, foi realizado um teste acoplando o motor a um gerador linear, o qual resultou em uma potência elétrica máxima de 316 W a 23,1 Hz.

Houdyshell (2000) apresentou uma variação do estudo de Nandkumar (1998), desenvolvendo um modelo de motor linear ideal de dois cilindros, operando em ciclo de dois tempos a Diesel. Com a construção de um protótipo de bancada baseado em modelo comercial, realizou testes com óleo Diesel como combustível.

Petreanu (2001) apresentou um estudo baseado em simulações numéricas e um projeto conceitual de FPEG de quatro tempos e quatro pistões, com potência de 15 kW. Realizou análises paramétricas para ignição por compressão de injeção direta e HCCI, variando os parâmetros de admissão, propriedades de combustível, massa do conjunto, carga externa e de fricção, tempo de injeção e de válvula. Como resultado, foi observado eficiência entre 46% e 49% na operação por ignição por compressão de injeção direta, mesmo apresentando limitação de faixa de operação. Já na operação com HCCI foi observada que a dependência com o movimento do pistão torna a combustão inicial crítica, e o movimento irrestrito do pistão dificulta o seu controle.

Em relação a equipe de pesquisa do Sandia National Laboratory (SNL), foi apresentado o projeto para testes, chamado de máquina de expansão rápida por compressão, que basicamente é um FPEG de pistão duplo, utilizando ignição por compressão de carga homogênea (HCCI). Os testes realizados buscaram analisar diversos combustíveis em misturas pobres, visando uma eficiência de 50% no geral (VAN BLARIGAN *et al.*, 1998). Goldsborough e Van Blarigan (1999) apresentaram um modelamento termodinâmico empírico, com transferência de calor, sistema de eliminação, atrito e limitações do modelo de cinética química. Foram realizadas análises com variação da razão de mistura combustível/ar e variação da eficiência de limpeza do cilindro e temperatura de admissão. Como resultado foi verificado que estes parâmetros

possuem influência sobre a taxa de compressão, acreditando ser possível o seu controle e ainda alcançar uma maximização de eficiência térmica. Também, foi identificado que o processo de combustão sob HCCI é um processo muito rápido que se aproxima quase a um processo de volume constante, e os resultados mostraram-se coerentes aos dados experimentais.

Ainda, Goldsborough e Van Blarigan (1999) concluíram que operação do motor é dependente de um processo de limpeza eficiente e que a dinâmica do pistão pode tanto causar combustão deficiente, devido a sub compressão, quanto reduções significativas das emissões de NOx, comparado a motores convencionais.

Seguindo a mesma ideia, que o sistema de eliminação é fundamental para alcançar alta eficiência no FPEG, Goldsborough e Van Blarigan (2003) estudou a otimização de um sistema de limpeza em FPE, através da uma modelagem CFD utilizando KIVA-3V, prevendo fluxos de combustível e ar, processos de ignição, combustão e formação de poluentes nos motores. Como resultados os métodos loop e loop híbrido não conseguiram atingir um desempenho de eliminação suficiente, enquanto o *Uniflow* produz as características de eliminação mais desejáveis, embora apresente maior complexidade mecânica do motor.

Sandia National Laboratories (SNL) apresentou um protótipo de motor de pistões opostos e câmaras de retornos, a fim de investigar potencial uso em carros elétricos híbridos. Leick e Moses (2015) detalham cada componente do conjunto, incluindo o sistema de aquisição de dados e controles, o sistema de acionamento pneumático, o sistema de fornecimento de combustível e o sistema de análise de escapamento.

## 2.5 Seleção de Materiais para Motores

Para a seleção dos materiais, cada componente deve ser tratado separadamente, assim entendendo as suas configurações, montagens e condições as quais são impostos, para então se realizar a escolha mais adequada do material.

Na seleção de materiais deve se levar em conta tanto as necessidades estruturais quanto as tribológicas, não sendo adequando a seleção de mesmos materiais para dois corpos que apresentam contato relativo, pois estes tenderiam a soldarem (unirem). O aspecto tribológico, de um grupo de materiais, está ligado com o atrito e desgaste dos componentes em contato. Algumas técnicas que visam uma melhora da resistência tribológica são tratamentos, endurecimento e refusão da superfície, ou revestimentos como: metalizados moles (Mb, Pb, etc.), cerâmicas, cromo, DLC (carbono tipo diamante), fosfatos, estanhagem, óxidos, grafite e nitretação (BRUNETTI, 2012).

Taylor (1985) apresenta um levantamento dos valores do limite de resistência à tração, módulo de elasticidade, densidade, condutividade e usinabilidade relativa, que são propriedades essenciais no momento de seleção de material. Dentre os materiais forjados e fundidos mais empregados nos componentes do motor são aço carbono, aço fundido, liga de aço, aço inoxidável, liga de alumínio, titânio, ferro fundido cinzento, maleável e nodular.

Dentre os materiais mais comuns para aplicação nos cilindros tem-se: ligas de alumínio, ferro fundido cinzento, ferro fundido nodular e ligas de aço (BRUNETTI, 2012; YAMAGATA, 2005).

Os materiais mais comuns para aplicação nos pistões, têm-se: ferros fundidos, aço fundido ou forjado, ligas de alumínio fundido ou forjado. As ligas de alumínio apresentam as vantagens de possuir maior condutividade térmica (até três vezes maior que do ferro

fundido) e menor densidade. Estas características resultam em uma menor variação de temperatura ao longo do conjunto, além de leveza e diminuição das forças de inércia. Como desvantagens, por seu maior coeficiente de expansão, surge a necessidade de maiores folgas entre a parede do cilindro e os anéis do pistão. Já, o ferro fundido também tem suas vantagens, como maior resistência mecânica à compressão; maior resistência ao desgaste e menor coeficiente de expansão (BHANDARI, 2010).

Yamagata (2005) apresenta sugestões materiais ou tecnologias a serem empregadas no desenvolvimento de um cilindro, e também do pistão, tendo como base suas funções inerentes, seguida ainda das justificativas, das necessidades ou funções exigidas dos materiais. As funções do cilindro que se destacam no projeto do FPEG são: guiar o pistão em seu movimento alternativo; suportar a pressão e a temperatura do gás de combustão; realizar a maior parte das trocas de calor e trocas gasosas. Já para o pistão, seus objetivos de projeto são a leveza e a durabilidade.

O conjunto do pistão e anéis é composto pelo próprio pistão, por anel de compressão e anel de óleo, e pelo pino do pistão, conforme mostra a Figura 2.13. O pistão tem como característica ser o primeiro a receber a potência gerada pela combustão e transmiti-la através do pino e a haste. A saia do pistão tem a função de suportar as cargas e manter o pistão alinhado dentro do cilindro. Já os anéis controlam a lubrificação entre essas superfícies e o revestimento (HEYWOOD, 1988).

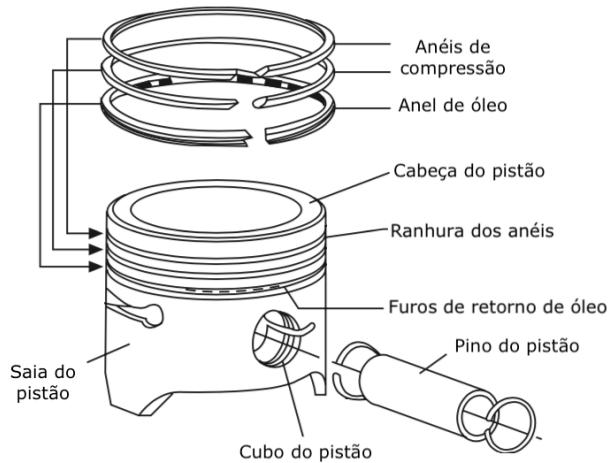


Figura 2.13 - Conjunto anéis e pistão

Fonte: adaptado de Yamagata (2005)

Já os anéis do pistão apresentam as funções de selar a câmara de combustão, transmitir calor para a parede do cilindro e controlar a quantidade de óleo na parede do cilindro. Por estarem em contato direto com a parede do cilindro, são grande fonte de perdas por atrito. A configuração mais comum é a utilização de três anéis, sendo dois de compressão com função de manter os gases em expansão dentro da câmara de combustão; e um anel de controle de óleo com função de suprimento e consumo de óleo do motor. Na escolha da quantidade de anéis deve ser levado em conta o risco da falha de um anel e o efeito de sua perda total de vedação (SCHAFFER e BASSHUYSEN, 2004).

Para a seleção de material empregado nos anéis do pistão é preciso atentar-se para as condições de operação normais e condições extremas (altas rotações ou altas taxas de aumento da pressão de combustão), sendo requisitado em geral boas propriedades elásticas e boa condutividade térmica. Para atender essas características os ferros fundidos e o aço são os mais comuns, segundo Schafer e Basshuysen (2004).

## Capítulo 3. Metodologia e Desenvolvimento

### 3.1 Apresentação da Proposta de Projeto

Conforme descrito, este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um motor linear de pistão livre para ser associado a um gerador linear. Sendo assim, é definido uma potência desejada de 10kW na saída do gerador ( $P_{Ger}$ ). Ainda, o desenvolvimento proposto neste trabalho emprega como mecanismo de conservação de energia uma mola mecânica e, como combustível, a utilização de um gás de síntese derivado de resíduos sólidos urbanos, obtido através de gaseificação.

O gás de síntese, também conhecido como “*syngas*”, em aplicações com motores de combustão interna, apresenta uma vantagem principal, comparando-se com os demais combustíveis, que é a obtenção de um potencial de maior eficiência térmica, sendo atribuída às taxas de compressão permitidas mais elevadas. Em geral, para a utilização de combustível gasoso *syngas*, motores a diesel são adaptados para operar como um sistema de ignição (SI), obtendo-se assim elevadas taxas de compressão. Adicionalmente, como forma de compensar o baixo poder calorífico desse tipo de combustível, são utilizados turbocompressores para elevar o valor de energia da mistura fornecida ao cilindro. (MONTEIRO *et al.*, 2012)

Como ponto de partida foi definido, a priori, a utilização de um motor em 2 tempos, escolha dada pelas observações de que o motor de 2 tempos apresenta simplicidade de funcionamento, simplicidade de construção e menor custo. No entanto, como desvantagem, tem-se uma maior dificuldade de refrigeração, devido a elevada temperatura, causada por uma maior frequência de combustão (PENIDO FILHO, 1991).

A metodologia do desenvolvimento deste trabalho é dada, inicialmente, pela apresentação das características do gerador elétrico a ser associado ao motor e seus

requisitos de operação. Seguinte, é feita uma justificativa para a escolha da configuração de limpeza do cilindro, e, a partir desta escolha, são definidos os parâmetros do motor. Também com a definição da configuração, segue-se as propostas de modificações ao modelo matemático adotado, como a inclusão do cálculo de fluxo de massa de admissão e exaustão, e os respectivos projetos de válvulas e portas. Dada esta modelagem, é possível estimar os tempos de aberturas e fechamentos de admissão e exaustão, e as condições de funcionamento do motor um pouco mais apuradas.

Uma etapa de análise é desenvolvida com a finalidade de compreender a influência de cada um dos parâmetros de projeto. Em seguida, utilizando um algoritmo de otimização são obtidos os valores das dimensões do cilindro, comprimento ( $S$ ) e diâmetro do cilindro ( $D_p$ ); a rigidez da mola associada ( $k_m$ ); e os fatores de posição dos tempos de acionamentos das aberturas do cilindro ( $\Phi's$ ), que melhor atendem aos objetivos, e buscando maximizar a eficiência. Com isso, através das principais condições de funcionamento estimadas para o motor, é realizado a seleção de materiais e dimensionamento dos componentes do mesmo.

### 3.2 Máquina elétrica

A máquina elétrica geradora a ser associada ao FPE (*free piston engine*), base para o desenvolvimento deste projeto, é a mesma apresentada por Rodrigues (2020), conforme ilustra a Figura 3.1, a qual a definição de seus parâmetros se encontram no Anexo A.

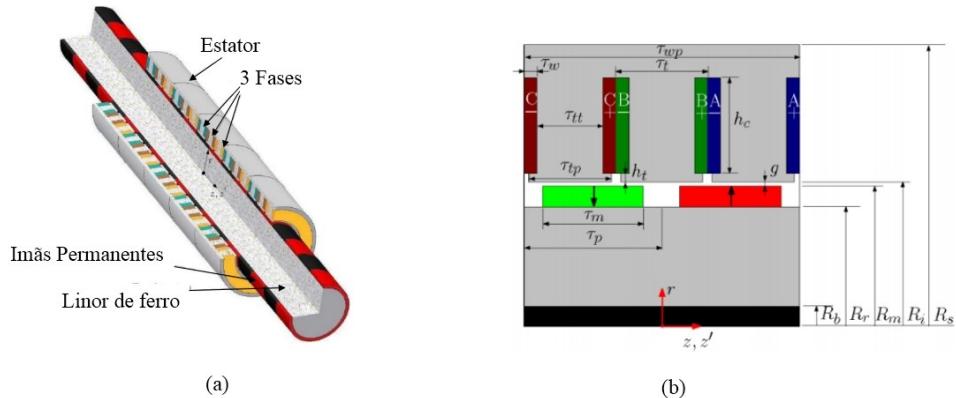


Figura 3.1 - (a) Topologia do gerador linear. (b) Dimensões de um trecho ativo  
Fonte: adaptado Rodrigues (2020)

Como este projeto de FPEG busca atingir uma condição de máxima eficiência termoelétrica, deve-se buscar a condição de funcionamento que resulte em máximo rendimento do gerador elétrico, condição dada quando o curso máximo do pistão ( $2 \times Ls_{max}$ ) é próximo a dois passos magnéticos ( $2 \times \tau_m$ ). Ou seja,  $2 \times Ls_{max} \sim 2 \times 32,3\text{ mm}$  (RODRIGUES, 2020). Dessa forma, o comprimento de cilindro deve possuir uma dimensão maior que dois passos magnéticos, pois deve-se levar em consideração o espaço da câmara de combustão.

Ainda, com as dimensões do gerador elétrico é possível estimar a massa movida, composta pelo linor e os ímãs. Como simplificação é assumido o linor e os imãs com densidade material igual ao aço ( $7860\text{ kg/m}^3$ ). Consultando as dimensões de raio e comprimento do gerador, e quantidade de trechos ativos, acrescidos de 2 passos magnéticos (para manter sempre o mesmo número de trechos ativos durante o movimento), resulta em uma massa estimada de  $10,6132\text{ Kg}$ , usada nas simulações do motor.

### 3.3 Escolha de Configuração de Limpeza

Essa é a primeira etapa do desenvolvimento do motor de pistão livre e base para o desenvolvimento das válvulas ou portas do cilindro.

Um levantamento feito com base na literatura, indicado na Tabela 3.1, mostra que houve uma preferência pela utilização da configuração de limpeza *Uniflow*. Observa-se que as vantagens de implementação física, de rendimento e eficiência de limpeza do cilindro, prevalecem como justificativa da utilização desta configuração, e que por sua vez também sustenta a sua escolha para ser utilizada neste trabalho. Ainda quando comparada com outras configurações, essa apresenta vantagem em eficiência de limpeza e flexibilidade de controle com a válvula de exaustão do tipo válvula de assento.

Tabela 3.1 - Levantamento de configuração de motor de pistão livre, segundo cada grupo de estudo

Limpeza	Instituição	Descrição
<b>Uniflow</b>	Centro Aeroespacial Alemão (DLR) (SCHNEIDER <i>et al.</i> , 2016)	Pistões opostos
	Universidade de Newcastle (MIKALSEN, 2008)	Único pistão
	Sandia National Lab. (VAN BLARIGAN <i>et al.</i> , 1998)	Pistão duplo
	Sandia National Lab. (GOLDSBOROUGH e VAN BLARIGAN, 2003)	Pistões opostos
	Toyota Central R&D Labs, Inc. (KOSAKA <i>et al.</i> , 2014)	Único pistão
<b>Reverso</b>	Centro Aeroespacial Alemão (DLR) (SCHNEIDER <i>et al.</i> , 2014)	Único pistão
	Universidade de Newcastle (HANIPAH, 2015)	Pistão duplo
	Nanjing University of Science and Technology (XU e CHANG, 2010)	Único pistão (4 tempos)
<b>Loop/ Cruzada</b>	West Virginia University (HOUDYSCHELL, 2000)	Pistão duplo
	West Virginia University (PETREANU, 2001)	Pistão duplo

Outra configuração bastante encontrada na literatura é a limpeza reversa. Porém, nesses trabalhos, se observa que é deixada em segundo plano a eficiência de limpeza do cilindro, pois apresentam como foco uma maior liberdade dos tempos de válvula, para obterem independência entre o movimento do pistão e os tempos de abertura, possibilitando maior variação no controle.

Adicionalmente, uma característica das válvulas de assento, presente tanto na limpeza *Uniflow* quanto na limpeza reversa, é a possibilidade de assimetria nos tempos

de abertura e fechamento, o que não ocorre para as portas, dado que, a posição de abertura é dada na etapa de projeto e ocorreram em posições pré-definidas do pistão.

### 3.4 Definição de Parâmetros e Propriedades

Após a definição da configuração do cilindro é possível definir os principais parâmetros para padronização dos termos a serem utilizados a seguir no desenvolvimento do motor, para isso na Figura 3.2 está apresentado um esquema do cilindro e seus respectivos parâmetros, e na Tabela 3.2 estão as definições e os nomes dados a cada um desses parâmetros.

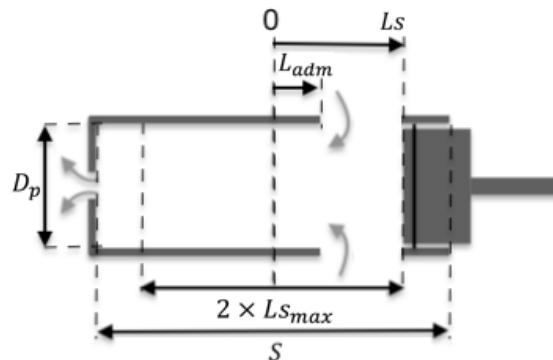


Figura 3.2 - Esquematização do cilindro e os principais parâmetros

Tabela 3.2 - Definição de parâmetro do cilindro e pistão

Parâmetro	Definição
$D_p$	Diâmetro do cilindro
$S$	Comprimento do cilindro
$L_s$	Posição do pistão
$2 \times L_{s_{max}}$	Curso máximo do pistão
$L_{adm}$	Posição de abertura/fechamento admissão
$\Phi_{adm}$	Fator de posição de abertura/fechamento de admissão $\Phi_{adm} = L_{adm}/S$

$\Phi_{adm}$  é definido como o fator de posição de abertura e fechamento da admissão.

Já para a exaustão, o fator é definido por uma relação semelhante ao  $\Phi_{adm}$ , porém, utiliza-

se com base a posição de abertura ( $L_{ex,1}$ ) ou a posição de fechamento da exaustão ( $L_{ex,2}$ ).

Assim, o fator  $\Phi_{ex,1}$  é definido para a abertura e  $\Phi_{ex,2}$  definido para o fechamento.

Definindo-se um fator de posição de referência ( $\Phi^*$ ), que pode assumir qualquer valor entre  $[-1; 1]$ , ou seja, pode ser associado a qualquer posição do pistão ao longo do cilindro. Para o processo de abertura, condição de expansão do cilindro (velocidade do pistão positiva), define-se como adiantamento da abertura um fator  $\Phi < \Phi^*$ . O atraso da abertura é definido como um fator  $\Phi > \Phi^*$ . Essa definição se inverte para o fechamento da exaustão, pois o processo de fechamento ocorre durante a compressão do cilindro (velocidade do pistão negativa). Por sua vez, o adiantamento do fechamento da exaustão é definido como um fator  $\Phi_{ex,2} > \Phi_{ex,2}^*$ , sendo que o atraso do fechamento da exaustão é dado por um fator  $\Phi_{ex,2} < \Phi_{ex,2}^*$ . A Figura 3.3 traz um esquema para um melhor entendimento dessas relações de adiantamento e atraso da abertura e fechamento da admissão e exaustão.

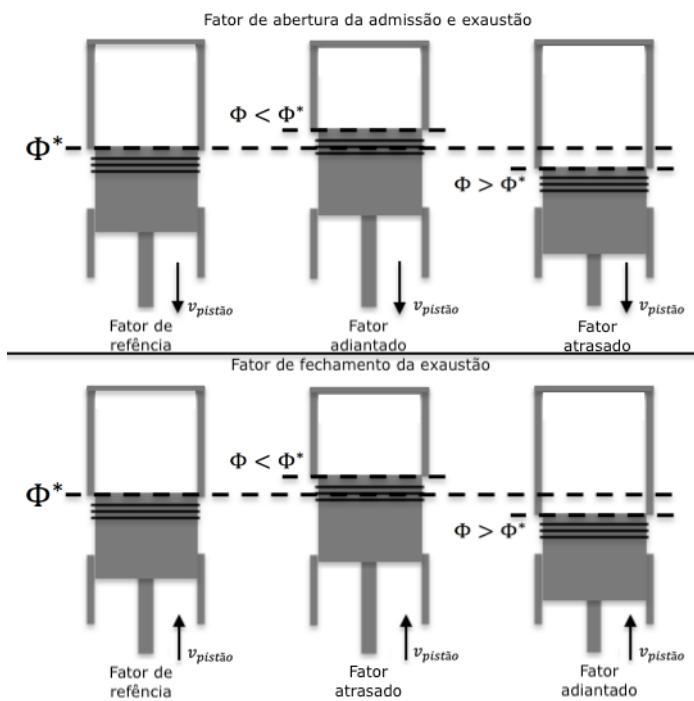


Figura 3.3 - Adiantamento e atraso do fator de abertura e fechamento

Partindo para o sistema dinâmico, o motor de pistão livre, junto com o gerador linear e a mola mecânica, é um conjunto que apresenta um movimento relativo e que pode ser representado por um sistema de massa, mola e amortecedor, conforme a Figura 3.4. Tem-se  $k$  como uma rigidez equivalente, composta pela rigidez da mola mecânica ( $k_m$ ) e a rigidez proveniente da compressão do gás. Já o amortecimento equivalente ( $c$ ) engloba o amortecimento por atrito viscoso ( $c_{at}$ ) e o amortecimento equivalente do gerador ( $c_{ger}$ ) – o coeficiente de amortecimento  $c_{at}$  representa as perdas presentes no motor gerador – quando considerada a simplificação do gerador, explicada na seção 3.5.5.



Figura 3.4 - Sistema massa-mola e amortecedor

A seguir algumas propriedades são definidas, pois representam condições de ponto de partida para as simulações, como:

- Propriedades do combustível governam a energia fornecida ao motor.  
Neste projeto é utilizado como combustível o gás de síntese derivado de resíduos sólidos urbanos, obtido através de gaseificação. As propriedades do gás estão apresentadas na Tabela 3.3, obtidas por cálculos estequiométricos para a combustão completa do gás (MONTEIRO, 2019).
- As propriedades do ar externo devem ser definidas pois são os valores térmicos e termodinâmicos de referência para admissão e exaustão (Tabela 3.4).

- A combustão foi modelada através da função de Wiebe, e os parâmetros relevantes nessa etapa de combustão e ignição são apresentados na Tabela 3.5. (RODRIGUES, 2020)
- Outros parâmetros importantes para o sistema estão na Tabela 3.6.

Tabela 3.3 - Propriedades do combustível

Fonte: (MONTEIRO, 2019)

Parâmetro	Valor	Descrição
$PCI$	4683 kJ/kg	Poder calorífico inferior
$ARF$	1,377	Razão ar/combustível
$\rho_{comb}$	1,157 kg Nm <sup>-3</sup>	Densidade do combustível

Tabela 3.4 - Parâmetros térmicos e eficiência de combustão assumidos

Parâmetro	Valor	Descrição
$p_{ex}$	135 kPa	Pressão de exaustão
$p_{adm}$	1,5 × 135 kPa	Pressão de admissão
$T_{adm}$	25 °C	Temperatura de admissão
$\eta_{comb}$	0,8	Eficiência de combustão

Tabela 3.5 - Propriedades de combustão e ignição

Fonte: adaptado de Rodrigues (2020)

Parâmetro	Valor	Descrição
$WFa$	5	Parâmetro da wiebe function "a"
$WFb$	1,5 × 135 kPa	Parâmetro da wiebe function "b"
$td$	3,85 × 10 <sup>-3</sup>	Tempo de combustão
$\Phi_{ig}$	0,7049	Fator de posição de ignição

Tabela 3.6 - Outros parâmetros do sistema

Parâmetro	Valor	Descrição
$m$	10,6132	Massa do sistema
$T_{wall}$	75 °C	Temperatura da parede do cilindro
$\eta_{comb}$	0,8	Eficiência de combustão

A estimativa de potência térmica fornecida pelo combustível ( $P_{comb}$ ) é dada pela Eq. 3.3, sendo  $f$  a frequência de operação do motor. Já a potência do gerador ( $P_{Ger}$ ) é dada pela Eq. 3.4, obtida em função de  $P_{comb}$  e a eficiência do motor ( $\eta$ ). Por sua vez, as estimativas de potências dependem da massa de combustível ( $m_{fuel}$ ). Considerando

como gás ideal a mistura ar e combustível, e utilizando-se a Lei dos Gases, se obtém a massa de mistura ( $m_{mist}$ ) dentro do cilindro dada pela Eq. 3.1, onde  $R$  é a constante universal dos gases, e a massa de combustível é estimada em função de  $m_{mist}$  e a razão ar/combustível, como na Eq. 3.2.

$$m_{mist} = \frac{p_{adm} \times \left[ \frac{\pi}{4} D_b^2 \right] \times \frac{S}{2} [1 + \Phi_{ex,2}]}{R \times T_{adm}} \quad 3.1$$

$$m_{fuel} = \frac{m_{mist}}{ARF + 1} \quad 3.2$$

$$P_{comb} = 2 \times m_{fuel} \times PCI \times f \times \eta_{comb} \quad 3.3$$

$$P_{Ger} = P_{comb} \times \eta \quad 3.4$$

### 3.5 Modelo Matemático

A definição do modelo matemático é de suma importância no projeto de máquinas, pois a partir dele torna-se possível realizar previsões de condições de funcionamento e análises essenciais ao desenvolvimento do projeto.

Neste trabalho é utilizado o modelo matemático desenvolvido por Rodrigues (2020), o qual é baseado em um conjunto motor gerador linear de pistão livre (FPEG), do tipo pistão duplo. Para a modelagem do gerador foi utilizado o Método dos Subdomínios com aplicação de seus parâmetros elétricos em um circuito elétrico equivalente. Já para o modelamento do motor foi utilizado leis da termodinâmica e propriedades termodinâmicas do ar, considerando uma troca de gás ideal, ou seja, nos processos de admissão e exaustão considerou-se que os valores da pressão e temperatura rapidamente se convergiam para os valores de admissão.

Utilizando-se um programa computacional de engenharia, tem-se a estrutura geral do modelo como apresentada na Figura 3.5, o qual possui parâmetros de entradas como parâmetros do motor, condições ambientais, condições iniciais, parâmetros do

sistema massa mola e coeficiente de atrito. A rotina de subdomínio do gerador fornece os parâmetros elétricos para o circuito elétrico equivalente do gerador. Já as rotinas que são integradas numericamente são acopladas entre si, de tal forma que o modelo dinâmico é codependente dos modelos termodinâmicos e do modelo do gerador elétrico. Finalmente, os resultados são propriedades termodinâmicas, dinâmicas e elétricas do gerador, obtidos em relação ao tempo e valores médios do ciclo, como valores de: pressão, temperatura, coeficiente politrópico do gás no cilindro, deslocamento, velocidade e aceleração, tensão induzida, corrente induzida e força mecânica induzida.

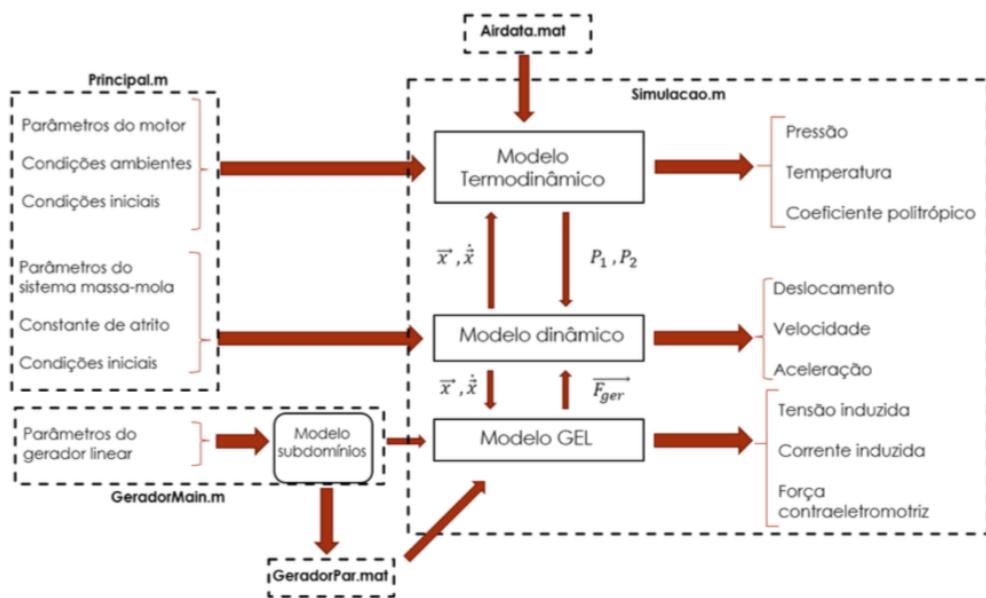


Figura 3.5 – Estrutura do modelo de base

Fonte: (RODRIGUES, 2020)

Neste trabalho, as seguintes complementações são feitas ao modelo matemático citado acima:

- Cálculo das áreas de abertura, através do dimensionamento das portas e válvulas;
- Cálculo de fluxo de massa nos momentos de admissão e exaustão;
- Adaptação da equação da Primeira Lei da Termodinâmica na etapa de admissão e exaustão.

Também, a fim de se obter ganho no tempo de simulação durante as análises, é realizada uma simplificação no modelo, no qual o gerador é substituído por um valor de coeficiente de amortecimento equivalente. Esta simplificação foi feita com intenção de isolar as influências do gerador sobre o estudo e entendimento das variáveis de projeto do motor, uma vez que esse trabalho tem como objetivo o desenvolvimento do motor de pistão livre e não da unidade geradora. No entanto, essa consideração será tratada a frente com maiores detalhes.

### 3.5.1 Fluxo de Massa

O modelamento do fluxo de massa através das válvulas é realizado como fluxo compressível quase estável e unidimensional. Partindo das relações termodinâmicas e transformação isentrópicas, obtém-se a Eq. 3.5 como relação para o fluxo de massa através de uma válvula (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2015).

$$\dot{m} = \rho_o A_f c_o \left[ \frac{2}{\gamma - 1} \left( \left( \frac{p_u}{p_o} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{p_u}{p_o} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \right]^{1/2} \quad 3.5$$

Onde  $p_o$  é a pressão de alta ou pressão de estagnação, a montante da válvula,  $p_u$  é a pressão de baixa, a jusante da válvula, e  $\gamma$  é o coeficiente politrópico do ar.

Já  $\rho_o$  é a densidade de estagnação, dada pela Eq. 3.6.

$$\rho_o = \frac{p_o}{RT_0} \quad 3.6$$

A velocidade de estagnação do som ( $c_o$ ) é dada pela Eq. 3.7.

$$c_o = (\gamma RT_o)^{1/2} \quad 3.7$$

E a área efetiva ( $A_f$ ), dada pela Eq. 3.8, é função da área da válvula ( $A_v$ ) e do coeficiente de descarga ( $C_d$ ).

$$A_f = C_d A_v \quad 3.8$$

Já para o caso de fluxo bloqueado, que é dado pelo número de Mach na garganta da válvula de  $M = 1$ , ocorre quando a razão da pressão a montante e a jusante excedem um valor crítico dado pela Eq. 3.9:

$$\frac{p_o}{p_u} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad 3.9$$

Nesse caso, a vazão mássica deve ser calculada pela equação 3.10.

$$\dot{m}_{cr} = \rho_o A_f c_o \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad 3.10$$

Uma etapa difícil no modelo de fluxo de massa é determinar os valores para os coeficientes de descarga  $C_d$ . Para o caso de válvulas de assento, o coeficiente pode variar com a elevação da válvula e para as portas na parede do cilindro esse coeficiente pode variar ao longo do movimento do pistão, com a abertura das portas, dificultando assim ainda mais a determinação desses parâmetros.

Dessa forma, com base nos valores de coeficiente de descarga apresentados por Heywood (1988), neste trabalho é assumido um valor médio,  $C_d = 0,6$ , admitido como valor aceitável em uma etapa inicial de projeto. Esse valor deve ser medido experimentalmente, após a construção de um protótipo futuramente.

Uma outra consideração importante nessa etapa do cálculo do fluxo de massa, foi assumir que não ocorre fluxo reverso, ou seja, na admissão apenas há entrada de massa e na exaustão apenas ocorre a saída de massa. Isso foi feito através das seguintes condições de comparação da pressão do cilindro ( $p_{cil}$ ) com as pressões de admissão ( $p_{adm}$ ) e exaustão ( $p_{ex}$ ), como dado na Eq.3.11.

$$\begin{cases} p_{cil} > p_{ex} \rightarrow \dot{m}_{ex} \text{ é calculada} \\ p_{cil} \leq p_{ex} \rightarrow \dot{m}_{ex} = 0 \\ p_{cil} < p_{adm} \rightarrow \dot{m}_{adm} \text{ é calculada} \\ p_{cil} \geq p_{adm} \rightarrow \dot{m}_{adm} = 0 \end{cases} \quad 3.11$$

### 3.5.2 Projeto de Portas e Válvulas

A seguir é apresentado os passos para o projeto de portas e válvula de assento, as quais são utilizadas na configuração de limpeza *Uniflow*. Determinando assim a área de abertura que é parâmetro necessário na equação do fluxo de massa.

As portas e válvulas são importantes para o funcionamento do motor, pois comandam os processos de admissão e exaustão, e as suas dimensões possuem influência direta na qualidade do processo de limpeza do cilindro.

A geometria para portas de limpeza do tipo *Uniflow*, conforme mostrada na figura Figura 3.6, são consideradas como uma geometria simples, as quais são projetadas para induzir um fluxo em espiral. Como parâmetros de projeto são sugeridas utilização de doze portas ( $N = 12$ ), configuradas em um ângulo de rotação ( $\phi_p$ ) com valores entre  $10^\circ$  e  $15^\circ$ , e o ângulo de porta ( $\theta_p$ ) deve ser menor do que  $23^\circ$ . A parede de passagem da porta é tangente a um círculo de raio de rotação ( $r_p$ ), o qual assume valores dentro de uma faixa dependente do raio do cilindro ( $r_{cy}$ ) conforme a Eq. 3.12 (BLAIR, 1996).

$$\frac{r_{cy}}{2} < r_p < \frac{r_{cy}}{1.25} \quad 3.12$$

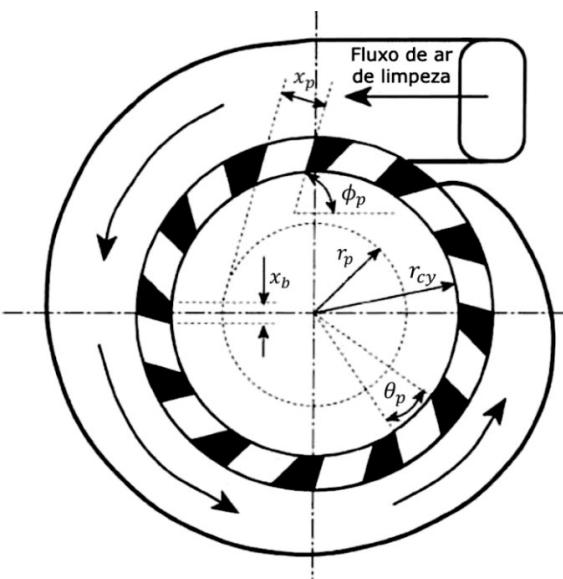


Figura 3.6 – Parta para fluxo de limpeza em *Uniflow*  
Fonte: adaptado de Blair (1996)

A dimensão das larguras das portas ( $x_p$ ), dada pela Eq. 3.13, é restrita pela dimensão das interligações entre as portas ( $x_b$ ), a qual é dependente da resistência mecânica e da rigidez dos anéis do pistão para suportar a flexão nas portas (BLAIR, 1996).

$$x_p = 2r_{cy} \operatorname{sen} \frac{\theta_p}{2} \cos \phi_p \quad 3.13$$

Para efeito de cálculo, o fluxo de massa é feito através da área de cada porta ( $A_v$ ) que é calculada pela Eq. 3.14:

$$A_v = x_p h_s \quad 3.14$$

Onde  $h_s$  é a distância da abertura da porta até o pistão, ou seja, a área irá se alterar com o movimento do pistão.

O parâmetro definido como proporção da largura da porta ( $C_{pb}$ ) relaciona o comprimento das portas com o diâmetro do cilindro, dado pela Eq. 3.15. Uma razão de maior valor significa em possibilidades de menores tempos da abertura da porta para uma desejada taxa de limpeza do cilindro (BLAIR, 1996).

$$C_{pb} = \frac{Nx_p}{2r_{cy}} \quad 3.15$$

Para esse projeto é proposta uma configuração em *Uniflow* composta por 12 portas ( $N = 12$ ), assim cada segmento é de  $30^\circ$ , sendo o ângulo de porta  $\theta_p = 20^\circ$  e os outros  $10^\circ$  compõem as barras que interligam as portas. O ângulo de rotação utilizado é  $\phi_p = 15^\circ$ , resultando assim em um valor de  $C_{pb} = 2,0128$ . Estes parâmetros assumidos estão reunidos na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Parâmetros de porta *Uniflow*

Parâmetros	Valor	Descrição
$N$	12	Número de portas
$\phi_p$	$15^\circ$	Ângulo de rotação
$\theta_p$	$20^\circ$	Ângulo de porta
$r_{cy}$	$D_p/2$	Raio do cilindro

Já as válvulas de assento são usualmente encontradas em motores do tipo 4 tempos. Essas válvulas são posicionadas no cabeçote do motor, podendo assumir configurações que variam em número e posição no cabeçote. A sua geometria, como representada pela Figura 3.7, depende do diâmetro da haste ( $D_s$ ), diâmetro interno do assento ( $D_w$ ), diâmetro da cabeça da válvula ( $D_v$ ), largura do assento ( $w$ ), ângulo do assento ( $\beta$ ) e altura de elevação da válvula ( $L_v$ ).

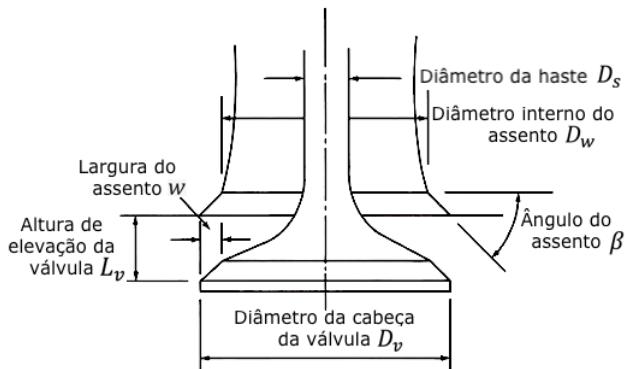


Figura 3.7 - Esquema de válvula de assento

Fonte: adaptado de Heywood (1988)

O perfil de elevação da válvula é determinado pelo sistema de acionamento (cames, vareta, hidráulico etc.), sendo ainda, que esse perfil, por sua vez, apresenta influência direta na área de abertura para as trocas gasosas. Heywood (1988) apresenta o procedimento de cálculo para a área instantânea de fluxo da válvula. Esse cálculo depende da elevação e de detalhes geométricos. São definidos três estágios diferentes que podem ocorrer durante o processo de elevação da válvula. Cada uma dessas etapas é representada pela Figura 3.8.

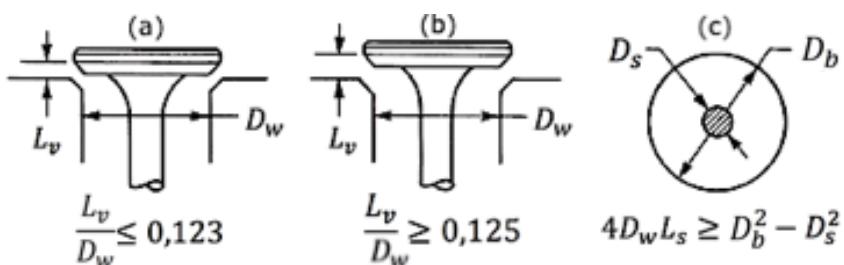


Figura 3.8 - Etapas de elevação da válvula

Fonte: adaptado de Heywood (1988)

A primeira etapa (a), é para elevações baixas empregadas apenas dentro de um intervalo apresentado pela Eq. 3.16, onde a área de fluxo corresponde a um tronco de cone correspondente entre as faces do assento e da válvula.

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} > L_v > 0 \quad 3.16$$

Sendo que nesse caso a área é dada pela Eq. 3.17.

$$A_v = \pi L_v \cos \beta \left( D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad 3.17$$

Na segunda etapa (a), a área de fluxo é dada pelas superfícies inclinada, gerando um tronco de um cone, mas essas superfícies não são perpendiculares à sede da válvula. Nesse caso, o intervalo de elevação é apresentado pela Eq. 3.18, onde  $D_b$  é o diâmetro da porta.

$$\left[ \left( \frac{D_b^2 - D_s^2}{4D_m} \right)^2 - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta} \quad 3.18$$

E a área é dada pela Eq. 3.19, onde o diâmetro médio da sede é:  $D_m = D_v - w$ .

$$A_v = \pi D_m [(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2]^{1/2} \quad 3.19$$

E finalmente, na terceira etapa (c), a restrição não ocorre entre a inclinação da válvula e sua sede. Nesse caso, área de fluxo é entre a seção do duto e a seção da haste da válvula, para a qual o intervalo de elevação é apresentado pela Eq. 3.20.

$$L_v > \left[ \left( \frac{D_b^2 - D_s^2}{4D_m} \right)^2 - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \quad 3.20$$

Sendo a área é dada pela Eq. 3.21.

$$A_v = \frac{\pi}{4} (D_b^2 - D_s^2) \quad 3.21$$

Heywood (1988) apresenta algumas faixas de proporções para projeto das válvulas de assento, tanto para a admissão, quanto para a exaustão, dadas em relação ao diâmetro da válvula ( $D$ ), como mostram as figuras abaixo. Para o escape a válvula é

projetada para se obter um menor comprimento de haste a ser exposta ao gás e buscando um bom resfriamento da guia. Dessa forma, determinado o diâmetro necessário da abertura do escape é possível obter a geometria da válvula de exaustão como mostrado na Figura 3.9.

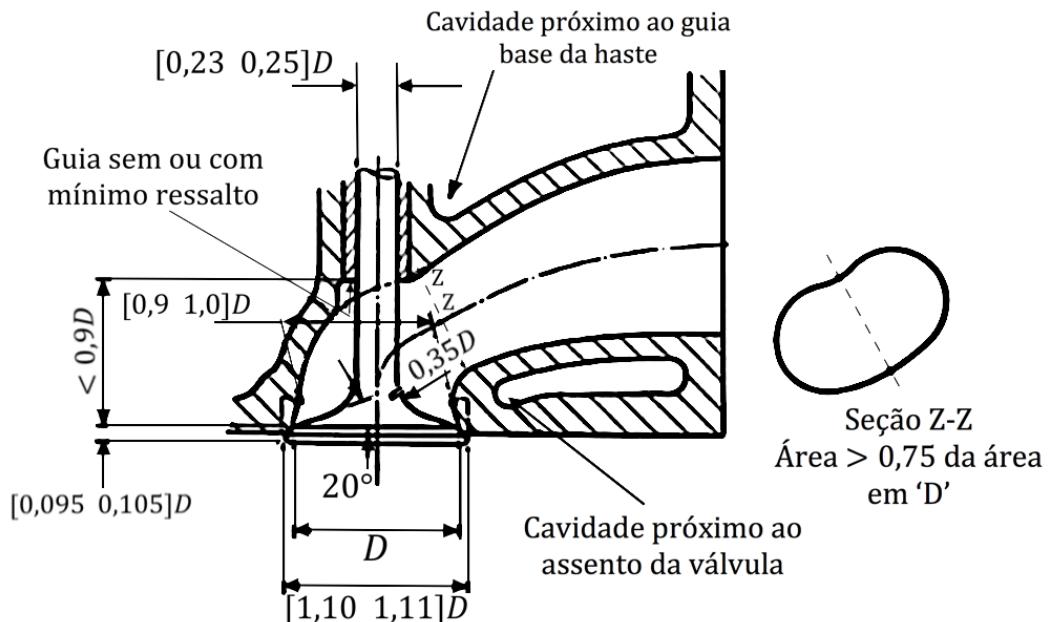


Figura 3.9 - Dimensões típicas para a exaustão  
Fonte: adaptado de Heywood (1988)

As disposições das válvulas no cabeçote, para motores convencionais, estão apresentadas na Figura 3.10, a qual ilustra algumas dessas disposições das válvulas no cabeçote do cilindro e sugere valores entre espaçamentos das válvulas e da borda do cilindro, como configurações de única admissão e única exaustão, ou mesmo dupla admissão e dupla exaustão e outras variações. No entanto, para este projeto de FPE é proposto uma a disposição da válvula de assento, com base no padrão da Figura 3.10 (a), mas a válvula de admissão é substituída por outra de exaustão, como na Figura 3.11. Assim, obtém-se uma área de escape maior, sugerindo melhor eficiência de limpeza do cilindro e assim um efeito positivo na eficiência do motor.

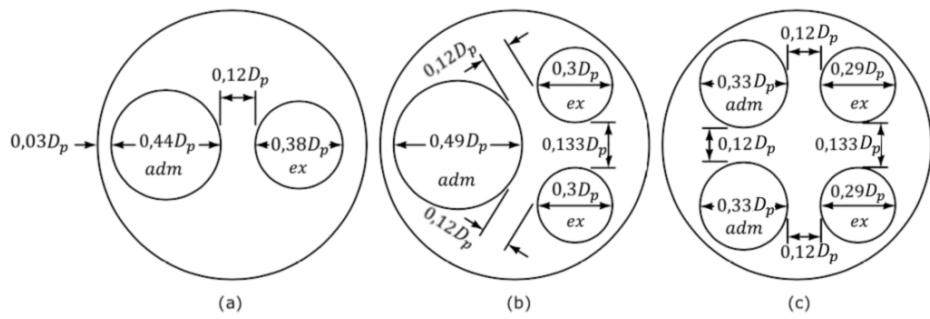


Figura 3.10 - Disposição de válvulas  
Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2015)

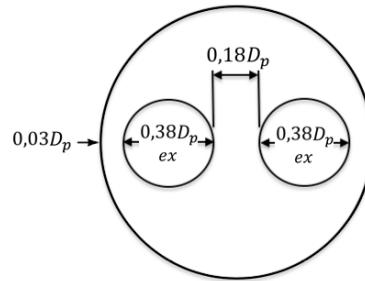


Figura 3.11 - Configuração de porta de exaustão proposta

No modelamento, uma simplificação é feita através da consideração de uma abertura imediata das válvulas, como representada pela terceira etapa (c) da Figura 3.8, pois não é prevista aqui o sistema de acionamento das válvulas e nem o perfil de abertura das mesmas.

### 3.5.3 Balanço de Massa e Energia

Na etapa de trocas de gases ocorre a admissão e exaustão de ar e no modelamento esse processo deve ser considerado um sistema aberto. Nesse caso, a taxa de variação de massa de ar é dada pela soma dos fluxos de entrada e saída de massa do sistema, como apresentado pela Eq. 3.22.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{adm} \dot{m}_{adm} - \sum_{ex} \dot{m}_{ex} \quad 3.22$$

Onde,  $\dot{m}_{adm}$  é a taxa de entrada de massa e  $\dot{m}_{ex}$  é taxa de saída de massa.

Já no balanço de energia, a Primeira Lei da Termodinâmica para um sistema aberto é dada pela Eq. 3.23.

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}h_s \quad 3.23$$

Onde,  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor e  $\dot{W}$  é a taxa de trabalho realizado pelo pistão. Na fórmula acima, a variação de energia  $\dot{E}$  é a própria taxa de variação de energia interna do gás  $\frac{dU}{dt}$ , que por definição é dada pela Eq. 3.24:

$$\frac{dU}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad 3.24$$

Logo, obtém-se a Eq. 3.25:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m c_V} \left[ \frac{dU}{dt} - u \frac{dm}{dt} \right] \quad 3.25$$

Já para a variação do trabalho, utiliza-se da equação dos gases ideais (Eq. 3.26).

$$PV = nRT \quad 3.26$$

Sendo o trabalho definido pela Eq. 3.27.

$$\frac{dw}{dt} = pdv \quad 3.27$$

Dessa forma, na Eq. 3.28 tem-se que:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{nRT}{V} \frac{dV}{dt} \quad 3.28$$

Substituindo então a Primeira Lei da Termodinâmica (Eq. 3.23) na equação da energia interna do gás (Eq. 3.25), tem-se que:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m C_V} \left[ \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum \dot{m}h_s - u \frac{dm}{dt} \right] \quad 3.29$$

De tal forma, obtém-se a variação da temperatura em função da variação do trabalho, das trocas de energia, e variação de massa, como apresentado pela Eq. 3.30.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}}{m_c C_{v,c}} - \frac{RT_c}{V_c C_{v,c}} \frac{dV}{dt} + \frac{dm_{adm}}{dt} \frac{C_{p,adm} T_{adm}}{m_c C_{v,c}} - \frac{dm_{ex}}{dt} \frac{C_{p,c} T_c}{m_c C_{v,c}} - \frac{dm_c}{dt} \frac{T_c}{m_c} \quad 3.30$$

Os subscritos “c” em cada variável se refere às condições internas do cilindro, já aos subscritos “adm” e “ex”, se referem às condições de admissão e exaustão.

Observa-se que para cada um dos casos abaixo, seguintes condições são consideradas:

- Apenas admissão:  $\frac{dm_{ex}}{dt} = 0$ ;
- Apenas exaustão:  $\frac{dm_{adm}}{dt} = 0$ ;
- Admissão e exaustão simultâneos:  $\frac{dm_{adm}}{dt}$  e  $\frac{dm_{ex}}{dt}$  apresentam valores reais.

### 3.5.4 Análise Comparativa

Para se observar a diferença que a implementação do cálculo de fluxo de massa de admissão e exaustão representa, é observada as características do ciclo médio do funcionamento do motor, como a massa interna do cilindro, a pressão e a temperatura adiabática, comparando os resultados entre o modelo inicial (simplificado) e o atual. Para ambas as modelagens utilizou-se dos mesmos tempos de abertura e fechamento de admissão ( $\Phi_{adm} = 0,65$  e  $\Phi_{ex,1} = \Phi_{ex,2} = 0,45$ ), escolha feita na capacidade de destacar e facilitar as características a serem abordadas a seguir.

Como as alterações realizadas no modelo são relacionadas a etapa de troca gasosa, a primeira análise a ser abordada é a comparação entre a variação da massa no interior do cilindro. Na Figura 3.12 apresenta a quantidade de massa retida dentro do cilindro ao longo do ciclo, de tal forma que é observado uma diferença no padrão dessa variação do modelo inicial (simplificado) para o modificado. Na etapa de trocas gasosas do modelo simplificado, a massa do cilindro é resultado da alteração do volume do mesmo, como consequência do deslocamento do pistão. Por isso se observa a alteração linear da massa.

Já no caso do modelo modificado, proposto neste trabalho, a partir do momento de abertura da válvula de exaustão, devido à alta pressão no interior do cilindro, ocorre a saída de massa. Assim, há redução de massa no interior do cilindro, mesmo que ainda ocorra aumento do volume do mesmo, até um ponto em que se inicia simultaneamente a admissão. Com a abertura da porta de admissão ocorre o aumento da massa interna no cilindro, isso dentro de um equilíbrio de pressões entre a  $p_{ex}$  e  $p_{adm}$ , até o fechamento das válvulas ou porta.

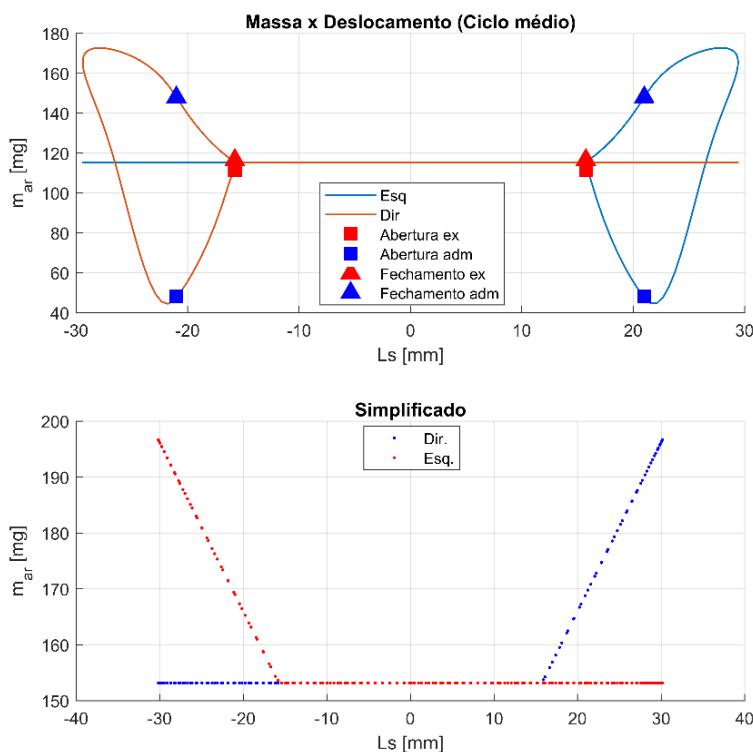


Figura 3.12 - Comparação de massa do cilindro no ciclo médio

Uma segunda análise realizada compara o comportamento da pressão no interior do cilindro. Na Figura 3.13, observa-se o efeito da pressão ser imposta a uma rápida conversão para um valor pré-estabelecido, equivalente a pressão externa, comentado previamente sobre o modelo simplificado. Para o modelo proposto, após as complementações realizadas, a variação da pressão se dá como resultado da variação de massa do cilindro.

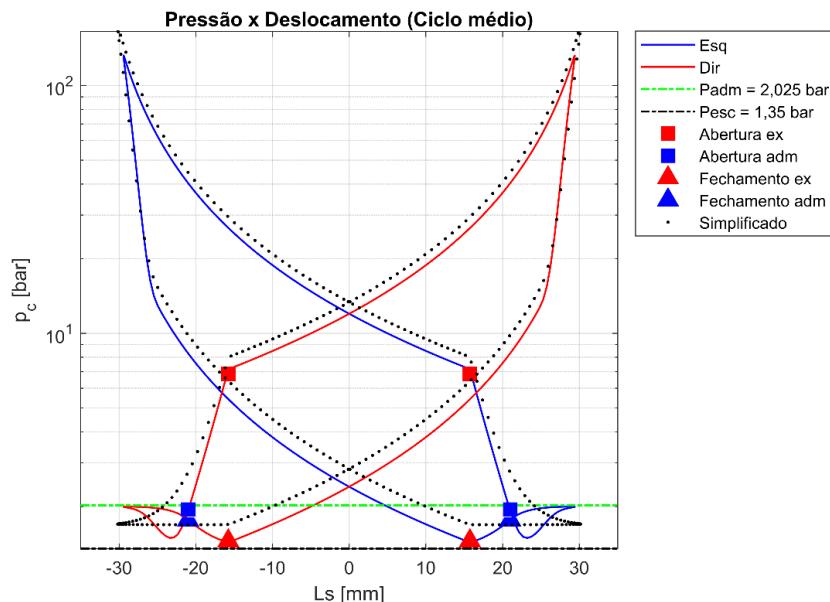


Figura 3.13 - Comparação de pressão no ciclo médio

Através da relação de trabalho ( $Pressão \times Volume$ ) sobre a energia de combustível pode-se calcular uma eficiência do ciclo médio, resultando em valores de 41,06% no modelo simplificado, e de 38,80% no modelo atual.

No entanto, há uma limitação para a eficiência no modelo em que o fluxo de massa é contabilizado, devido à perda por “blowdown”. Este efeito ocorre em todos motores, o qual se consiste na perda de trabalho devido a necessidade de abertura das válvulas de exaustão antes do fim de curso de trabalho. Em motores de dois tempos essa abertura antecipada é necessária, principalmente, para garantir um tempo adequado para limpeza do cilindro (TAYLOR, 1985). No caso simplificado é possível obter melhores resultados de eficiência, por consequência de menores perdas por “blowdown”. Pelo fato da queda de pressão e temperatura serem impostas durante as trocas gasosas, de tal forma a estarem desvinculadas do tempo necessário para o fluxo de massas.

Já no modelo atual, a necessidade de considerar as massas admitidas e de exaustão, isso induz a necessidade de considerar o tempo de abertura da válvula de exaustão, que consequentemente torna a perda por “blowdown” expressiva. Assim, a fim

de se obter um funcionamento com máxima eficiência do motor, os tempos de abertura e fechamentos se mostram bons candidatos para uma análise de influência.

Semelhante ao caso anteriormente, a temperatura adiabática ao longo do ciclo, como ilustrada na Figura 3.14, sofre o mesmo efeito que a pressão. No modelamento atual, a temperatura também é um resultado da variação de massa no cilindro, enquanto no modelo simplificado a temperatura era uma imposição de convergência a um valor pré-estabelecido, equivalente a temperatura externa.

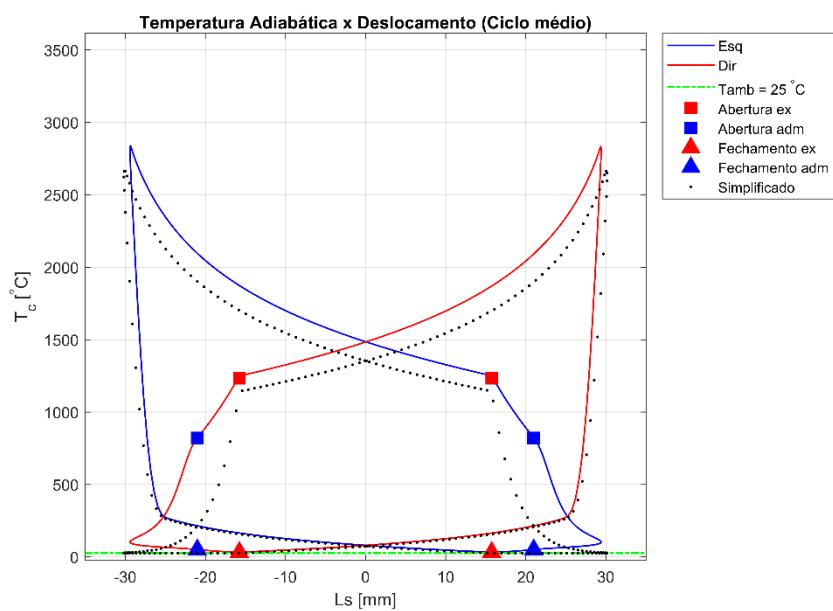


Figura 3.14 - Comparação da temperatura no ciclo médio

### 3.5.5 Equivalência ao Gerador

A simplificação do modelo se fez necessário para facilitar o desenvolvimento do motor de pistão livre. A substituição da influência do gerador por um amortecimento equivalente se faz inteiramente aceitável uma vez que, segundo a força de Lorentz, a força magnética é proporcional a velocidade de deslocamento do campo, assim como um amortecedor viscoso também é proporcional a velocidade.

Outro motivo para essa simplificação é a existência de influência do circuito externo ao gerador sobre a dinâmica do sistema. A Figura 3.15 apresenta o coeficiente de

amortecimento equivalente do gerador ( $c_{ger}$ ) com relação de variação da resistência de carga, da frequência natural e modelo de circuito elétrico.

Essa simplificação, portanto, tem a intenção de reduzir o tempo de processamento e desconsiderar as influências do gerador. Pois, este trabalho possui como objetivo o desenvolvimento do motor de pistão livre e não da unidade geradora.

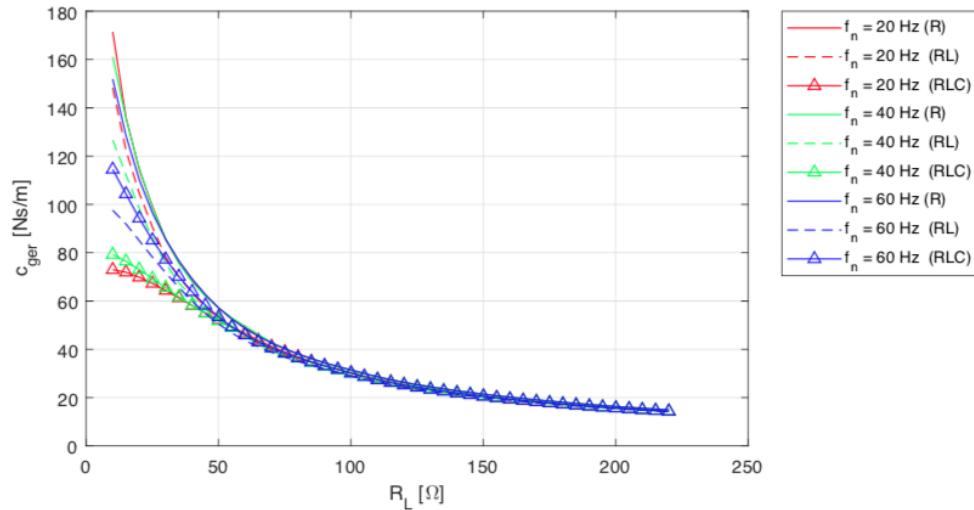


Figura 3.15 - Coeficiente de amortecimento equivalente com a variação de carga e circuito e elétrico e frequência natural

Fonte: (RODRIGUES, 2020)

Assim uma estimativa de coeficiente de amortecimento viscoso é realizada. Tendo como potência do gerador desejada de  $P_{ger} = 10 \text{ kW}$ . Propondo e considerando aceitável assumir uma potência de perda por atrito viscoso de 10% da potência nominal máquina, ou seja  $P_c = 1 \text{ kW}$ . As estimativas para os coeficientes  $c_{ger}$  e  $c_{at}$  são realizadas através do cálculo da potência do amortecimento viscoso, dado pela Eq. 3.31.

$$P = \frac{1}{T} \int_0^\delta c \dot{x} \dot{x} dt \quad 3.31$$

Assumindo que,  $x = x_o \operatorname{sen}(2\pi f t)$ , e  $x_o = 2 \times \tau_m$ .

$$\dot{x} = x_o 2\pi f \operatorname{cos}(2\pi f t) \quad 3.32$$

Com as Eqs. 3.32 e 3.31, obtém-se o coeficiente de amortecimento (Eq. 3.33).

$$c = \frac{1}{T} \frac{P}{2\pi^2 f x_0^2} \quad 3.33$$

A Tabela 3.8 apresenta estimativas de  $c_{at}$  e  $c_{ger}$  para  $f = 30 \text{ Hz}$  e  $x_0 = 32.3 \text{ mm}$ .

Tabela 3.8 - Valores de amortecimento

Parâmetro	Valor	Descrição
$c_{at}$	51,0683 Ns/m	Amortecimento do atrito viscoso
$c_{ger}$	510,6832 Ns/m	Amortecimento equivalente do gerador
$c$	561,7515 Ns/m	Amortecimento total do sistema

### 3.6 Dimensionamento dos Componentes do Motor

Para um motor de pistão livre tem-se os seguintes componentes para serem dimensionados, o cilindro, pistão, anéis e pino. Para o dimensionamento de cada uma dessas partes leva-se em consideração a resistência mecânica de cada componente, através do cálculo da espessura de parede e dos sistemas de fixação. Os cálculos para o dimensionamento deste motor seguem as equações fornecidas por Bhandari (2010).

Para o dimensionamento do cilindro, ou camisa do cilindro, este é considerado como um cilindro fino. Partindo de relações empíricas, a determinação da espessura do cilindro ( $t$ ) é obtida através dos valores de pressão máxima dentro do cilindro ( $p_{max}$ ); diâmetro interno do cilindro ( $D_p$ ); tensão permissível do material ( $\sigma_{cil}$ ) e um fator de permissão de retificação do cilindro ( $C$ ) (BHANDARI, 2010).

A utilização de cabeçote no cilindro, em vez de cobertura fixa, tem o objetivo de facilitar a acomodação de portas e válvulas de admissão e vela de ignição. Devido a configuração desses componentes no cabeçote, seu dimensionamento se torna difícil. Mas para um dimensionamento em estágio preliminar, a estimativa de espessura do cabeçote ( $t_c$ ) é obtida a partir da pressão máxima dentro do cilindro ( $p_{max}$ ); diâmetro interno do cilindro ( $D_p$ ); tensão permissível do material ( $\sigma_{cil}$ ) e uma constante ( $K$ ) (BHANDARI, 2010).

A montagem do cabeçote no cilindro e juntas é feita por parafusos, os quais devem ser dimensionados a partir de três parâmetros: quantidade, diâmetro e posicionamento. A quantidade de parafusos é obtida através de duas relações em função de  $D_p$ . O diâmetro é calculado pela relação da resistência oferecida pelo conjunto de parafusos e da máxima força imposta pelo gás dentro do cilindro. Já o posicionamento dos parafusos é dado em uma circunferência no cabeçote, o qual também é dependente de  $D_p$ . (BHANDARI, 2010)

No dimensionamento do conjunto do pistão é escolhido o tipo de pistão de topo plano, assim a etapa de dimensionamento do copo do pistão não é necessária. A Figura 3.16 ilustra a nomenclatura dada a cada parte do projeto do pistão.

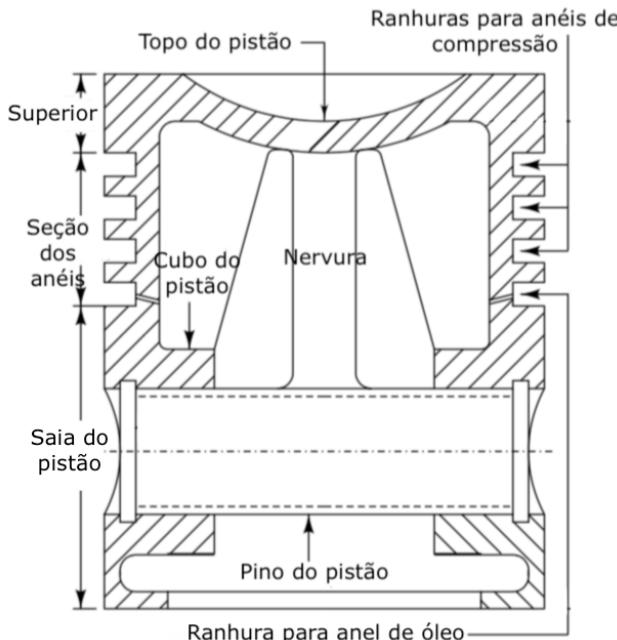


Figura 3.16 - Projeto do pistão

Fonte: adaptado de Bhandari (2010)

Para se determinar o diâmetro do pistão ( $D_{pistão}$ ) é preciso considerar uma folga entre a camisa do cilindro e pistão. Pois surgem efeitos da expansão térmica dos materiais e distorção sob o efeito de carga, durante as condições de operação do motor. Com uma folga insuficiente ocorre a gripagem do pistão, ou seja, a sua adesão ao pistão ao cilindro, já com uma folga excessiva ocorre o batimento, por estar solto dentro do cilindro. Assim, tem-se como recomendação uma folga entre 0,0375 a 0,1875 mm. Ainda outros fatores

que influenciam nesse parâmetro são os materiais e os sistema de refrigeração. Para o pistão de alumínio precisa aplicar uma maior folga, devido ao maior fator de expansão térmica do material. Já para o sistema de refrigeração, quando projetado adequadamente, pode implicar em utilização de menores folgas (BHANDARI, 2010).

A espessura do topo do pistão é dimensionada a partir de dois critérios, o primeiro referente a resistência e o segundo referente a dissipação de calor. No critério da resistência o topo do pistão é assumido como uma placa plana circular que suporte a pressão máxima do cilindro. A qual, a partir da relação da equação de Grashoff, baseada na tensão de cisalhamento, é calculada a espessura do topo do pistão ( $t_{h,1}$ ) levando-se em consideração a pressão máxima dentro do cilindro ( $p_{max}$ ), o diâmetro interno do cilindro ( $D_p$ ) e a tensão permissível do material ( $\sigma_{pistão}$ ) (BHANDARI, 2010).

No critério de transferência de calor é considerado a necessidade de dissipação do calor da combustão para a parede do cilindro, de tal forma que a espessura do topo do pistão seja suficiente para realizá-la. Assim, a espessura do topo do pistão ( $t_{h,1}$ ) é obtida a partir de quantidade de calor conduzida através do cilindro em watt ( $H$ ), condutividade térmica ( $k_t$ ), temperatura do centro e da borda do topo do pistão, respectivamente  $T_c$  e  $T_e$  (BHANDARI, 2010).

Como representado na Figura 3.16, alguns pistões requerem nervuras (*Ribs*) para suportar aos esforços, dependendo das condições e dimensões do motor. Bhandari (2010) descreve recomendação da necessidade ou não para a utilização de nervuras, as quantidades e espessuras das mesmas.

As espessuras das paredes do pistão são apresentadas na Figura 3.17. A espessura do pistão na extremidade superior ( $t_3$ ) e a espessura na extremidade aberta ( $t_4$ ), ambas são dimensionadas com base no diâmetro do cilindro (BHANDARI, 2010).

Na Figura 3.17 também é apresentada a disposição dos assentos dos anéis. Já na Figura 3.18 está apresentada a seção transversal retangular dos anéis, com dimensões de largura radial e altura da seção ( $b \times h$ ). A largura ( $b$ ) é calculada com base no diâmetro interno do cilindro ( $D_p$ ) e tensão permissível do material ( $\sigma_{anel}$ ) e a pressão radial permitida na parede do cilindro ( $p_w$ ). Já, a altura ( $h$ ) e o gap ( $G$ ) do anel são dependentes da largura radial e recomendações. A respeito das disposições dos anéis, distâncias entre anéis consecutivos ( $h_2$ ) e entre o topo do pistão ( $h_1$ ) são dadas pelas relações de proporção com a espessura do topo do pistão e da altura do anel.

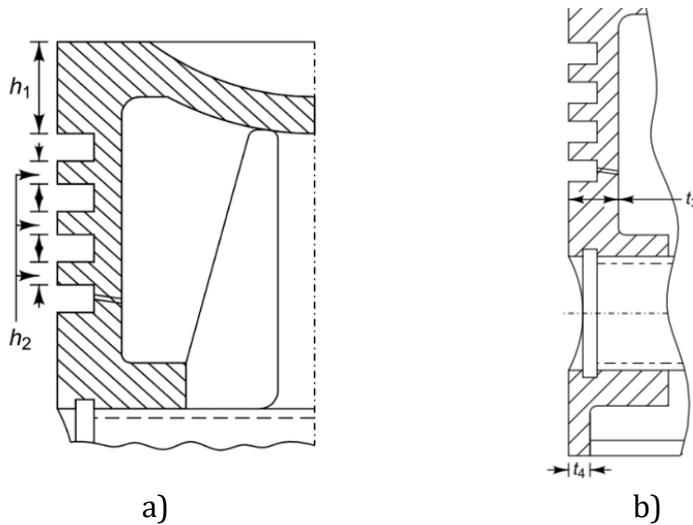


Figura 3.17 - a) espaçamentos dos anéis; b) espessuras laterais  
Fonte: adaptado de Bhandari (2010)

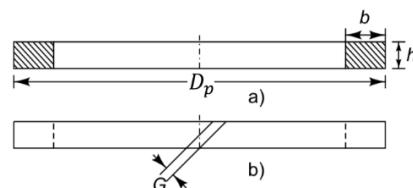


Figura 3.18 - Dimensões do anel e gap ( $G$ ) dos pontas do anel  
Fonte: (BHANDARI, 2010)

A saia do pistão se inicia a partir do último anel até a extremidade aberta do pistão. Essa possui a função de superfície de sustentação à pressão lateral do pistão. A pressão lateral máxima ocorre durante a expansão, resultado da força máxima na cabeça do pistão e o coeficiente de atrito ( $\mu$ ). Assim, pelo equilíbrio de força é considerada uma pressão de sustentação permissível ( $p_b$ ) para o pistão, a partir do qual se calcula o comprimento de

saia do pistão ( $l_s$ ) necessário. Adicionalmente, é fornecida relações empíricas de recomendações para  $l_s$  e para o comprimento do pistão ( $L$ ) (BHANDARI, 2010).

E finalmente, o pino do pistão apresenta a função de conectar o pistão à biela em motores convencionais. Para motores de pistão livre a biela é substituída por uma haste, com função de conectar o pistão ao gerador. A Figura 3.19 apresenta os esforços os quais são impostos ao pino, e sua montagem e fixação ao cubo do pistão. No dimensionamento, é recomendado a utilização de aço carbono ou aço de liga, endurecido e retificado, para reduzir o desgaste em contato com a bucha de bronze de fósforo. Existem dois critérios para realizar o design do pino do pistão: consideração de rolamento e falha de flexão (BHANDARI, 2010).

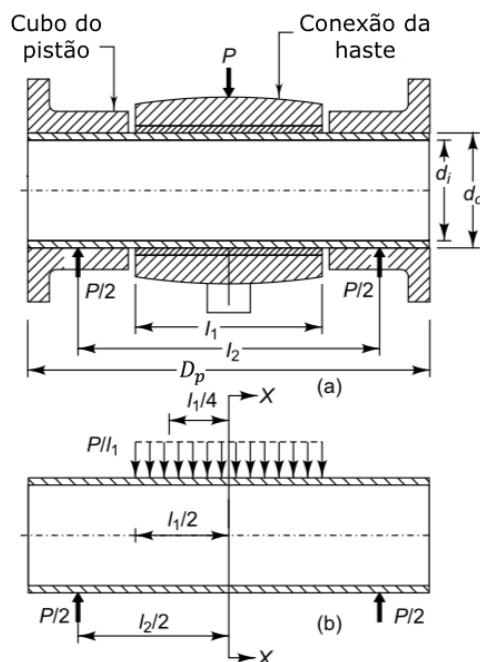


Figura 3.19 - Montagem e esforços impostos ao pino do pistão  
Fonte: adaptado de Bhandari (2010)

## Capítulo 4. Análise de Influência dos Parâmetros

Neste capítulo são apresentadas análise da influência do diâmetro e do comprimento do cilindro, análises dos pontos de abertura e fechamento das portas e válvulas, análise da influência da rigidez da mola mecânica e do amortecimento viscoso equivalente ao gerador, e análise da massa de combustível.

As análises são realizadas com base nas condições de funcionamento do motor: curso máximo do pistão ( $L_{s_{max}}$ ), potência estimada do gerador ( $P_{Ger}$ ), eficiência ( $\eta = \frac{P_{Ger}}{P_{comb}}$ ), frequência de operação ( $f$ ) e taxa de compressão ( $CR$ ). Essas análises são essenciais para se observar o comportamento e condições de operação do motor e principalmente atentando-se para as características de projeto desejadas.

O correto entendimento da análise de sensibilidade dos parâmetros de projeto sobre o resultado final é de suma importância na própria fase de projeto e também durante a análise de resultados em ensaios laboratoriais.

### 4.1 Diâmetro e Comprimento do Cilindro

As grandezas, diâmetro e comprimento do cilindro definem a geometria do motor e o volume do cilindro, assim apresentam influência direta sob a potência obtida pelo mesmo, pois o volume de combustível utilizado em um ciclo é consequência do volume do cilindro. Além disso, esses dois parâmetros influenciam diretamente no dimensionamento das geometrias de aberturas de admissão e exaustão.

A seguir, é apresentada a análise da geometria do cilindro, variando o diâmetro entre  $38\text{ mm} \leq D_p \leq 54\text{ mm}$  e o comprimento do cilindro entre  $68\text{ mm} \leq S \leq 84\text{ mm}$ . Para as análises foram fixados os fatores de aberturas em:  $\phi_{ex,1}, \phi_{ex,2} = 0,5$  e  $\phi_{adm} = 0,7$ . Tais valores foram escolhidos ao notar que estes fatores resultam em condições próximas

aos objetivos do projeto. Além do mais, há necessidade de que a abertura da admissão seja atrasada em relação a abertura da exaustão, ou seja, a abertura da admissão tem que ocorrer depois da abertura da exaustão, para que se evite a ocorrência de fluxo reverso.

A Figura 4.1 apresenta o curso máximo do pistão com a variação de  $D_p$  e  $S$ . A linha tracejada em vermelho representa a condição de máximo rendimento do gerador elétrico, a qual deve ser atendida neste projeto. Dessa forma, todos os pontos dessa linha que se coincidem com as curvas são possíveis soluções do ponto de vista desta condição.

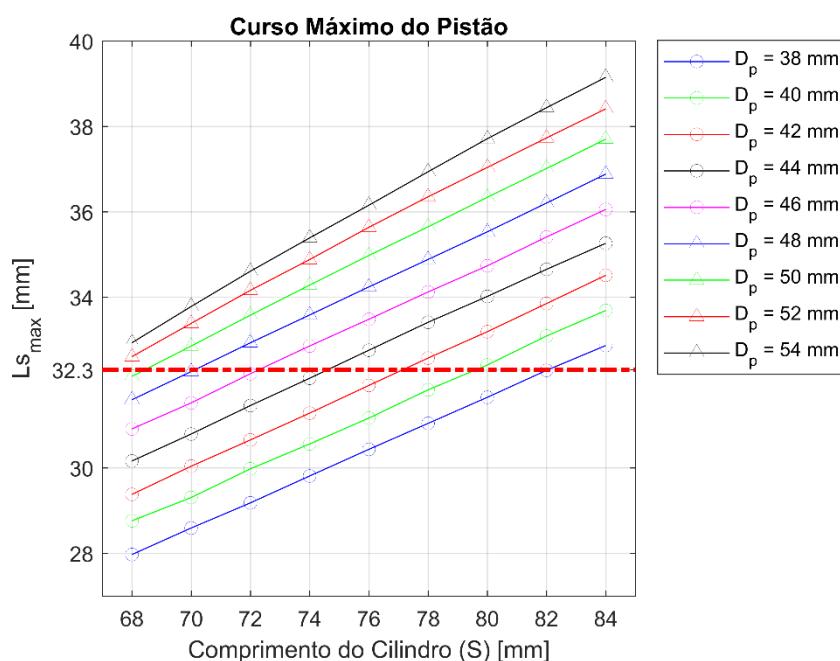


Figura 4.1 - Curso máximo do pistão com variação de  $D_p$  e  $S$

A Figura 4.2 apresenta a potência estimada do gerador com a variação de  $D_p$  e  $S$ . A linha tracejada em vermelho representa a condição de  $10 \text{ kW}$ , potência de projeto. Dessa forma, o ponto dessa linha que se coincide com as curvas são possíveis soluções do ponto de vista de atendimento da potência desejada.

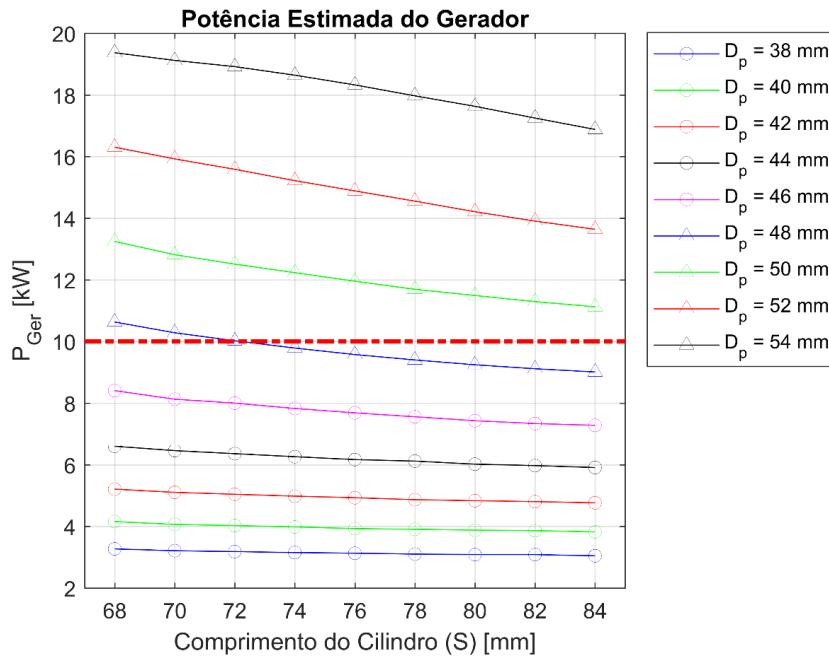


Figura 4.2 - Potência estimada do gerador com variação de  $D_p$  e  $S$

A Figura 4.3 apresenta a frequência de operação, taxa de compressão e eficiência estimada com a variação de  $D_p$  e  $S$ . Com base nos resultados, é observado que a redução do diâmetro do cilindro leva a uma redução dos valores de potência estimada para o gerador ( $P_{Ger}$ ), eficiência ( $\eta$ ), frequência ( $f$ ) e  $Ls_{max}$ , isso se deve a redução de potência fornecida.

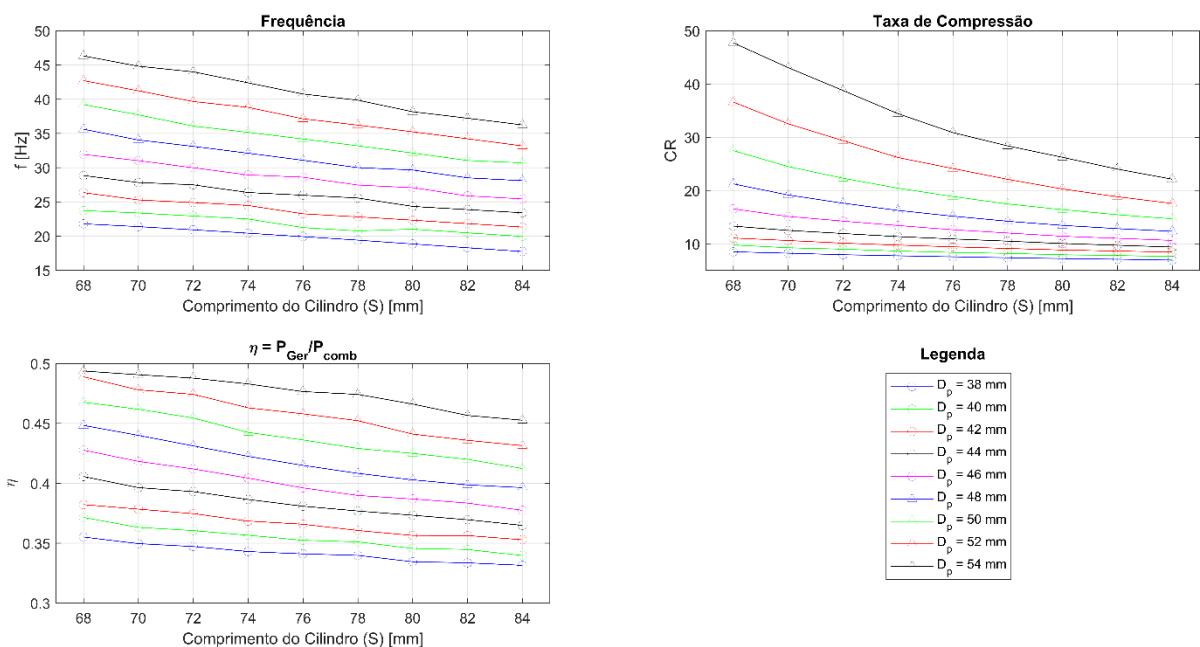


Figura 4.3 - Frequência, taxa de compressão e eficiência estimada com variação de  $D_p$  e  $S$

Os resultados mínimos e máximos encontrados nesta análise são:  $P_{Ger} = [3,047 ; 19,37] \text{ kW}$ ;  $Ls_{max} = [27,97 ; 39,15] \text{ mm}$ ;  $\eta = [0,331 ; 0,494]$ ;  $f = [17,74 ; 46,31] \text{ Hz}$  e  $CR = [6,9 ; 47,72]$ .

Na Figura 4.1 se observa que com o aumento de  $S$  é possível atingir um maior  $Ls_{max}$ . Mas isso não significa vantagem quando a máxima eficiência do gerador elétrico linear é dependente de  $Ls_{max}$ , sendo essa uma restrição adicional de projeto.

Observando-se as Figuras 4.2 e 4.3, percebe-se um padrão semelhante entre valores de  $P_{Ger}$ ,  $\eta$  e  $f$ , pois existe uma dependência entre eles. O aumento no valor de  $S$  resulta em aumento no curso máximo do pistão, que leva a redução nos valores da frequência de operação e, consequentemente, redução da  $P_{Ger}$  e  $\eta$ .

Com base nas Figuras 4.1 e 4.2 se percebe que mesmo que a condição de máximo curso do pistão seja satisfeita, não significa que a condição de potência desejada do gerador será também satisfeita. Outros parâmetros ainda possuem influências significativas sobre o funcionamento do motor e que devem ser estudados, como os tempos de abertura e fechamento das portas e válvulas, que serão estudados a seguir.

Assim, para realizar a análise seguinte é escolhido o ponto  $D_p = 48 \text{ mm}$  e  $S = 70 \text{ mm}$  para definir a geometria do cilindro. A justificativa da escolha desse ponto tem como base o fato deste estar mais próximo dos critérios de projeto de potência de  $10 \text{ kW}$  e máximo curso do pistão equivalente igual a  $32,3 \text{ mm}$ .

## 4.2 Tempos de Válvula

A análise realizada sobre os tempos de válvulas tem sua importância devido às diversas influências que possuem sobre o funcionamento do motor, dentre as quais pode se destacar o fato de as válvulas não serem abertas instantaneamente, por consequência de suas inércias (massas), forças de mola e resistência ao seu movimento.

Resumidamente, uma válvula real não possui um movimento de abertura instantânea. Assim, as válvulas de assento com aberturas e fechamentos instantâneos significa uma consideração de modelo ideal (BLAIR, 1999).

O tempo de abertura das válvulas além de serem importantes para garantir algumas características de funcionamento do motor, também definem a área e tempo necessários para a eliminação dos gases queimados (BLAIR, 1999).

Dentre algumas das características que se deseja evitar no processo de trocas gasosas é o “*back fire*”. Nesse fenômeno ocorre o retorno de gás de exaustão para trecho de admissão, quando é feita a abertura da admissão enquanto a pressão do cilindro ainda se encontra muito alta, podendo inclusive ocorrer queima de combustível. Na sequência, o gás de “*back fire*” é readmitido para dentro do cilindro, ocupando espaço que supostamente seria preenchido pela mistura ar e combustível (BLAIR, 1999).

Outro fenômeno ocorre com o emprego de admissão forçada, ou seja, pressão de admissão maior que pressão de exaustão, forçando um aumento de massa de ar admitido. Sob essa condição surge o efeito “curto circuito”, onde parte do ar admitido com combustível é diretamente direcionado para o escape, ocasionando menor rendimento do motor e excesso de emissões de hidrocarbonetos não queimados (BLAIR, 1999).

A partir dessas recomendações e fenômenos decorrentes dos tempos de aberturas percebe-se a importância da análise dos tempos de admissão e exaustão. A seguir é apresentada a influência dos tempos de abertura e de fechamento das admissões e exaustões, ou seja, será observado o que a alteração desses parâmetros pode acarretar para o funcionamento do motor.

Essa análise é dividida em três etapas, uma para cada fator de abertura ( $\phi_{adm}$ ,  $\phi_{ex,1}$  e  $\phi_{ex,2}$ ), variando uma por vez. Assim, em cada etapa um parâmetro irá

variar e os demais permaneceram constantes conforme os fatores preestabelecidos na análise anterior ( $\phi_{ex,1}, \phi_{ex,2} = 0,5$  e  $\phi_{adm} = 0,7$ ).

Na primeira etapa desta análise  $\phi_{adm}$  varia entre [0,5 ; 0,84], o limite inferior se deve a abertura da admissão não ocorrer antes da exaustão, e o limite superior se deve a dificuldades de convergência na integração do modelo, além de já representar uma posição muito próxima ao ponto morto inferior do pistão, que representa um tempo muito curto para a limpeza do cilindro e assim ineficiência do processo.

Na Figura 4.4 está apresentado o curso máximo do pistão com a variação de  $\phi_{adm}$ , o qual se perceber uma característica da curva com uma região de máximo, que pode ser melhor explorada adiante com a otimização. Ainda, se observa que a linha tracejada está destacando o valor de 32,3 mm, um dos objetivos do projeto, no entanto esse valor não é alcançado com a variação  $\phi_{adm}$ , nesta configuração de parâmetros.

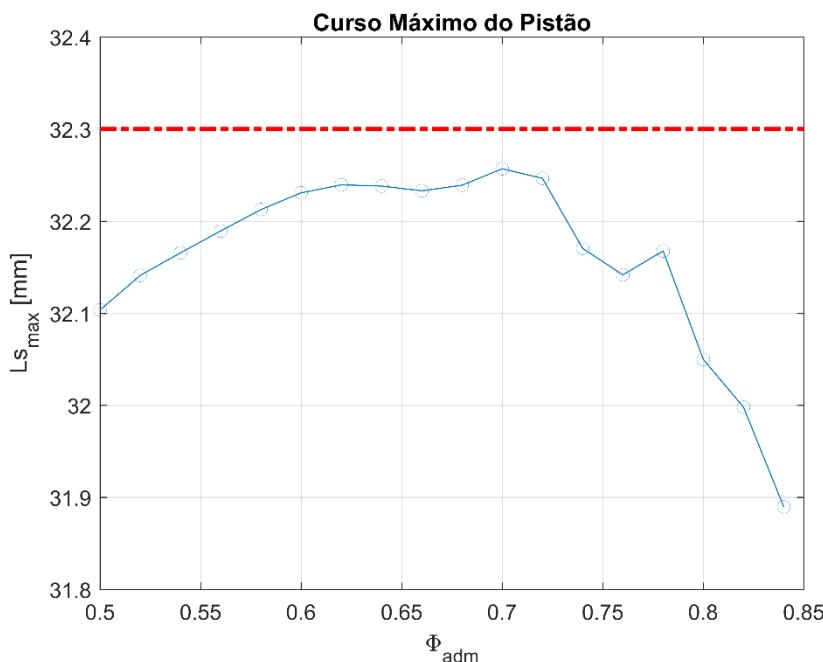


Figura 4.4 - Curso máximo do pistão com variação do fator de abertura da admissão

Na Figura 4.5 estão apresentadas as curvas de potência estimada do gerador ( $P_{Ger}$ ), eficiência ( $\eta$ ), frequência ( $f$ ) e taxa de compressão. Nota-se que mesmo com o valor desejado de  $L_{s_{max}}$  não alcançado, a  $P_{Ger} = 10 \text{ kW}$  é obtida com esta configuração

de parâmetros. Ainda, com estes resultados apresentados, percebe-se que o atrasado da admissão resulta em uma tendência de redução nos valores de  $P_{Ger}$  e  $f$ . A  $\eta$  também apresenta tendência de redução com o atraso de  $\phi_{adm}$ , mas sendo possível encontrar alguns pontos de máximos, e o mesmo é válido para a taxa de compressão.

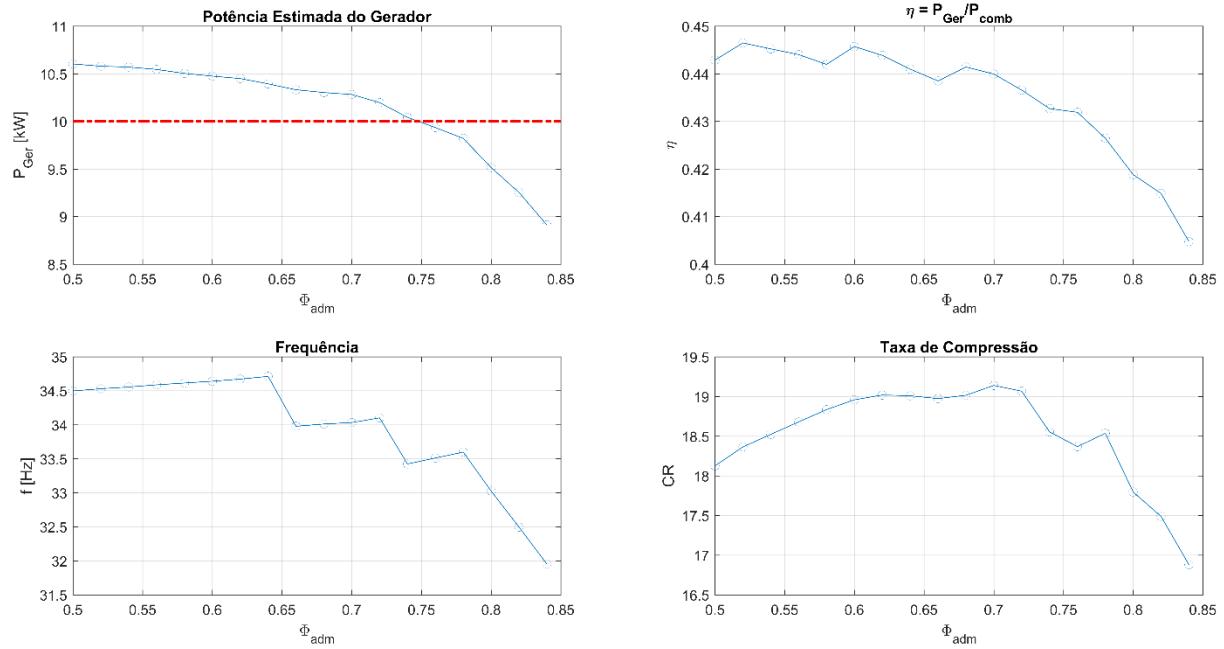


Figura 4.5 - Potência estimada do gerador, eficiência, frequência e taxa de compressão com variação do fator de abertura da admissão

Os resultados mínimos e máximos encontrados nesta primeira etapa da análise são:  $P_{Ger} = [3,047 ; 19,37] \text{ kW}$ ;  $Ls_{max} = [27,9 ; 39,15] \text{ mm}$ ;  $\eta = [0,331 ; 0,494]$ ;  $f = [17,74 ; 46,31] \text{ Hz}$  e  $CR = [6,9 ; 47,72]$ .

Na segunda etapa desta análise é feita a variação de  $\phi_{ex,1}$  entre  $[0 ; 0,7]$ , o limite inferior é escolhido por representar a posição central do cilindro, e o limite superior é determinado por estar no limite com o tempo de abertura da admissão, pois a abertura da válvula de exaustão deve ocorrer antes da abertura da janela de admissão. Já, na terceira e última etapa é feita a variação de  $\phi_{ex,2}$  entre  $[0 ; 0,7]$ , com limites semelhantes ao  $\phi_{ex,1}$  pelos mesmos motivos.

Na Figura 4.6 estão apresentados o curso máximo do pistão com a variação de  $\phi_{ex,1}$  e  $\phi_{ex,2}$ , respectivamente. Ambas apresentam característica crescente de curva, ou seja, o atraso da abertura e o adiantamento do fechamento da exaustão resultam em um aumento do curso máximo. Também, se observa que o objetivo de curso máximo para este projeto, destacado pela linha tracejada no valor de 32,3 mm, pode ser alcançado com a variação de ambos os parâmetros, para esta configuração de geometria do motor.

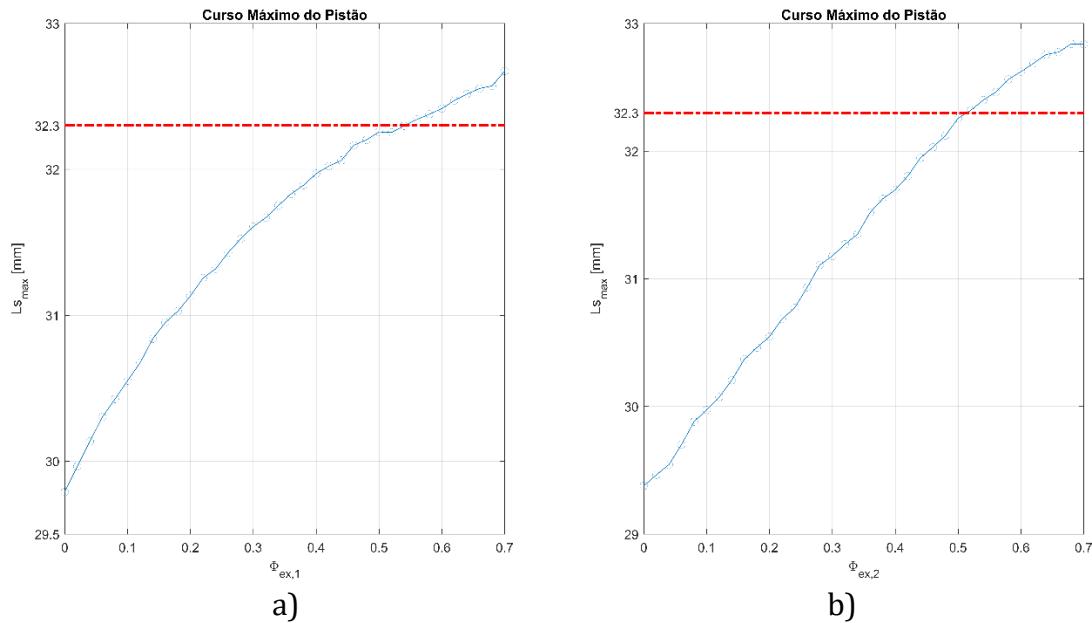


Figura 4.6 - Curso máximo do pistão com variação do fator de: a) abertura da exaustão e b) fechamento da exaustão

Nas Figuras 4.7 e 4.8 estão apresentadas as curvas de potência estimada do gerador ( $P_{Ger}$ ), eficiência ( $\eta$ ), frequência ( $f$ ) e taxa de compressão com a variação de  $\phi_{ex,1}$  e  $\phi_{ex,2}$ , respectivamente. Nesta análise, todas curvas de comportamento do motor apresentam característica crescente, isto quer dizer que o atraso da abertura e o adiantamento do fechamento da exaustão resultam em um aumento  $P_{Ger}$ ,  $\eta$ ,  $f$  e taxa de compressão. Percebe-se que a variação dos fatores de exaustão possibilita atingir, também, o segundo objetivo do projeto,  $P_{Ger} = 10 \text{ kW}$ .

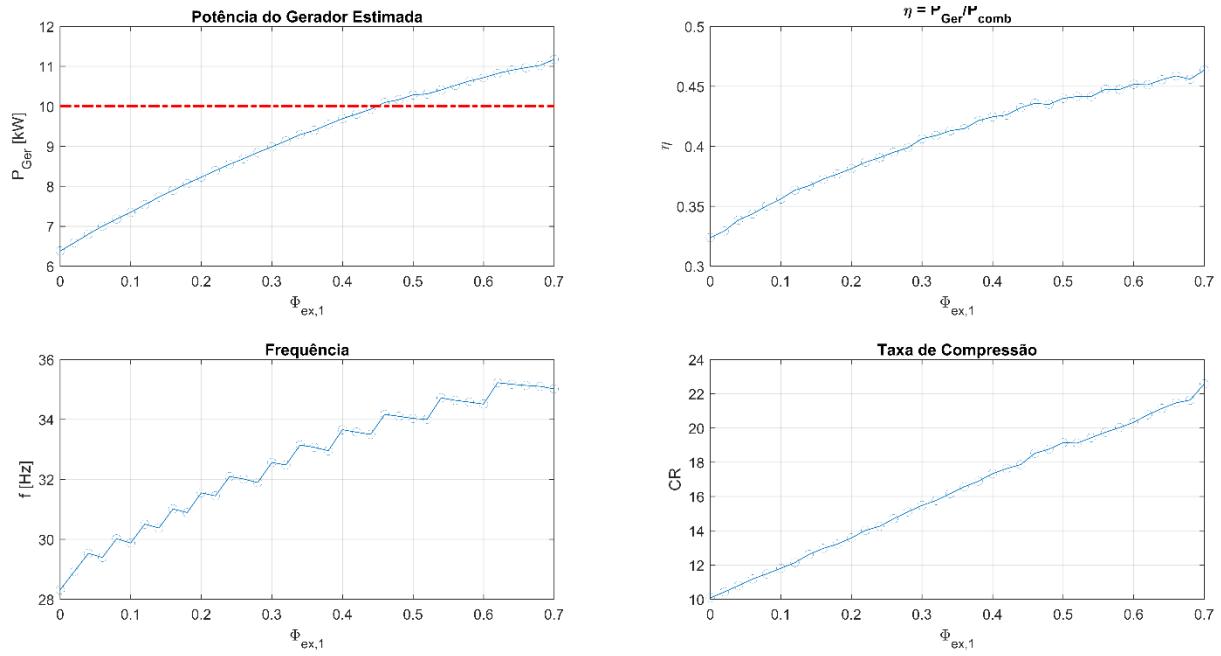


Figura 4.7 - Potência estimada do gerador, eficiência, frequência e taxa de compressão com variação do fator de abertura da exaustão

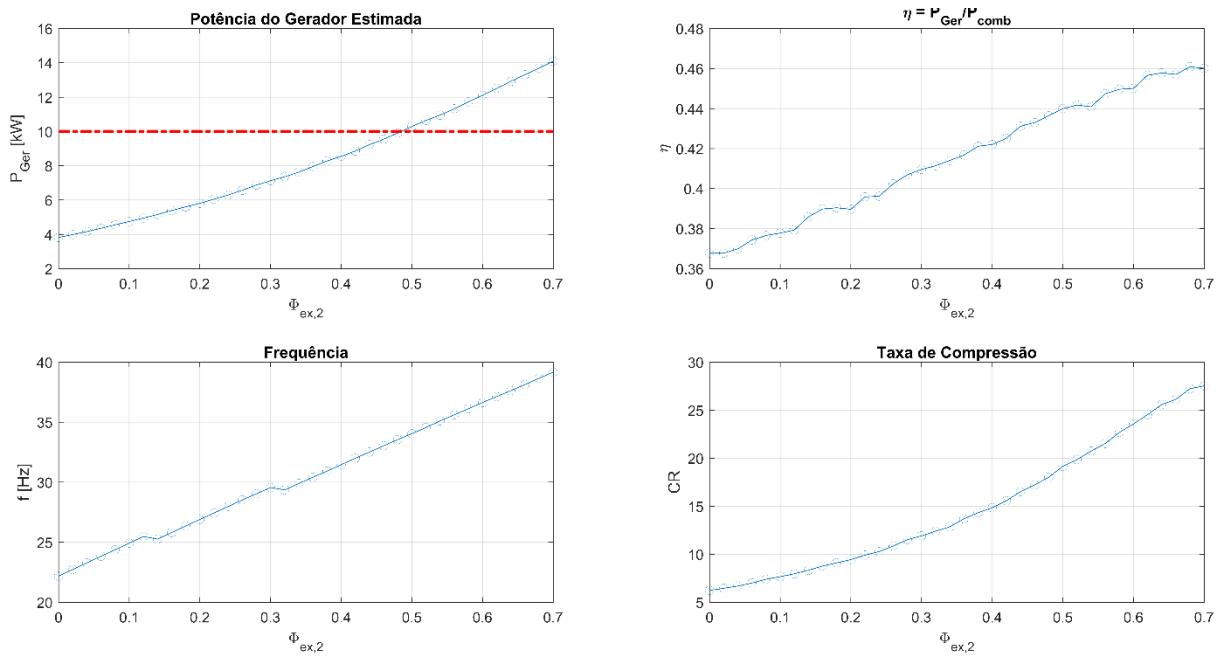


Figura 4.8 - Potência estimada do gerador, eficiência, frequência e taxa de compressão com variação do fator de abertura da exaustão

Os resultados mínimos e máximos encontrados na segunda e terceira etapa da análise são:  $P_{Ger} = [3,047 ; 19,37] \text{ kW}$ ;  $Ls_{max} = [27,97 ; 39,15] \text{ mm}$ ;  $\eta = [0,331 ; 0,494]$ ;  $f = [17,74 ; 46,31] \text{ Hz}$  e  $CR = [6,9 ; 47,72]$ .

Finalizada as três etapas da análise, pode-se concluir que os fatores de exaustão apresentam maior influência sobre o comportamento de funcionamento do motor. Pois, eles influenciam diretamente sobre as condições de pressão e temperatura dentro do cilindro. Mesmo assim, o fator de admissão apresenta sua importância na capacidade de admissão e renovação do gás dentro do cilindro. Assim, estes três parâmetros são potenciais variáveis para uma otimização a seguir.

### 4.3 Análise do Sistema Dinâmico

Uma proposta desse projeto é a utilização de uma mola mecânica como um dispositivo de armazenamento de energia, acoplado ao movimento do motor e gerador. Dessa forma, o sistema pode ser considerado equivalente a um sistema massa-mola-amortecedor, como já foi apresentado na Figura 3.4, no Capítulo 3. Além da rigidez da mola mecânica esta análise também observa a influência da variação do amortecimento equivalente ao gerador.

O valor da rigidez ( $k_m$ ) é variado entre  $1 \text{ kN/m}$  até  $600 \text{ kN/m}$ , o valor do coeficiente de amortecimento ( $c_{ger}$ ), entre  $100 \text{ Ns/m}$  até  $600 \text{ Ns/m}$ . Como resultado são observadas as influências sob a  $P_{Ger}$ ,  $P_{comb}$ ,  $f$ ,  $\eta$ ,  $Ls_{max}$  e  $CR$ ; como apresentado nas Figuras 4.9 e 4.10. As dimensões do motor e fatores de admissão e exaustão são mantidos fixos, assim a quantidade de combustível injetada em cada ciclo se mantém constante ( $m_{fuel} = 94,024 \text{ mg}$ ), de tal forma que a variação da potência térmica de combustível está apenas relacionada com a da frequência de operação.

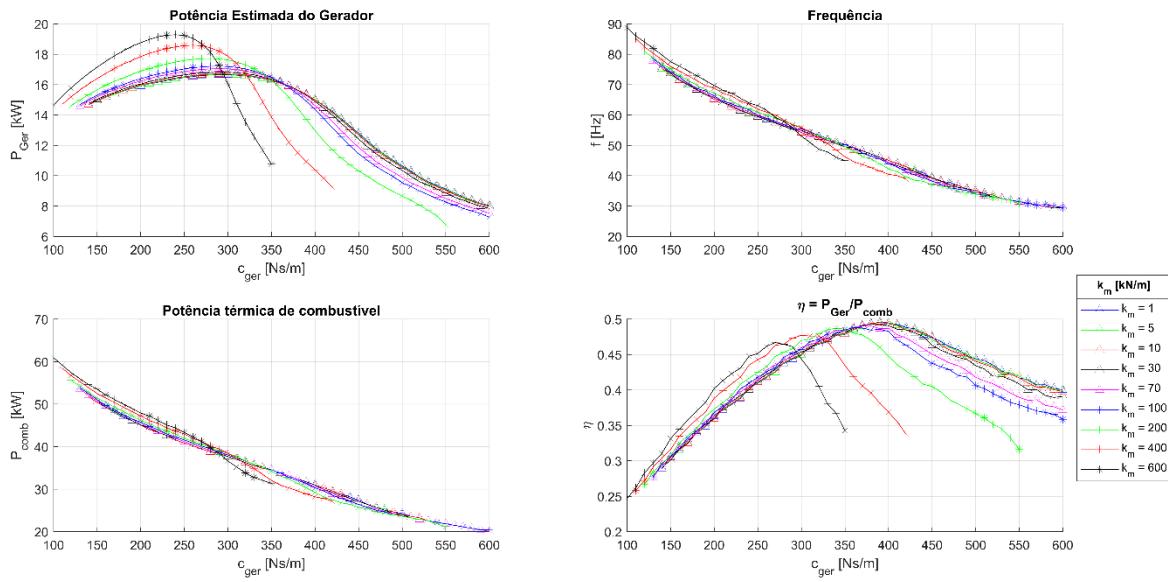


Figura 4.9 - Análise da variação da rigidez

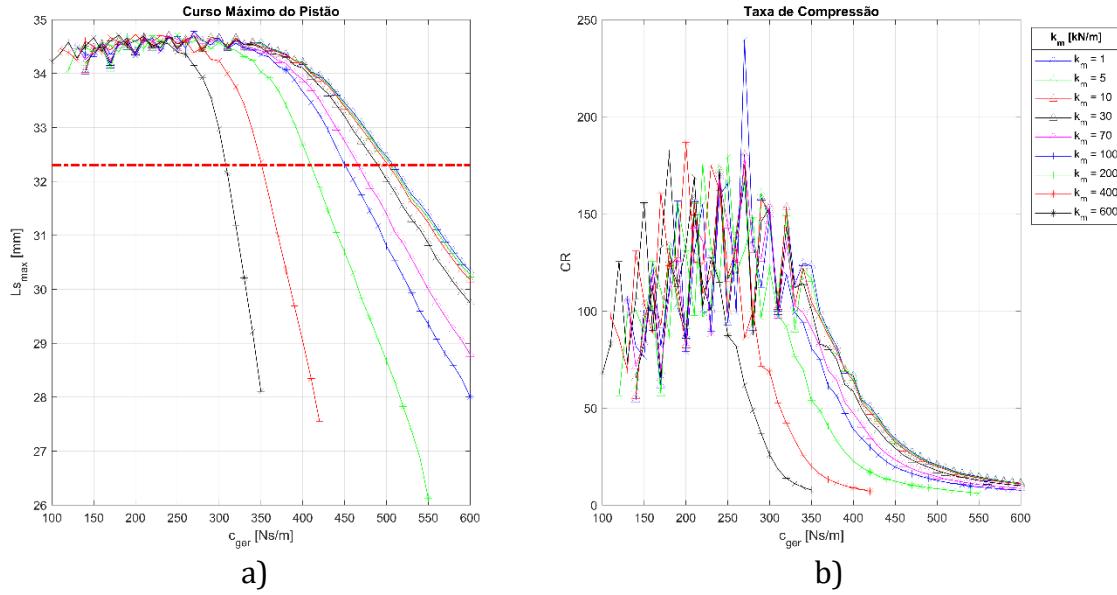


Figura 4.10 - a) influênci da rigidez sobre o curso máximo; b) influênci da rigidez sobre a taxa de compressão

A partir da característica de funcionamento do motor, se observa que o motor tende a uma frequência de funcionamento, a qual pode ser entendida e associada como uma frequência natural amortecida do sistema. Na Figura 4.9, tem-se que o aumento do coeficiente de amortecimento  $c_{ger}$  reduz a frequência de operação. Como já mencionado, a potência de combustível, por sua vez, é dependente da frequência de motor e, consequentemente, reduz com o aumento de  $c_{ger}$ , também.

Estes resultados das condições de operação do motor também indicam uma região de máxima potência estimada para o gerador, e máxima eficiência. Na Figura 4.9, percebe-se que esta região de máximos está entre os valores de  $350 \text{ Ns/m}$  e  $450 \text{ Ns/m}$ , do coeficiente de amortecimento, para esta dimensão de motor.

Já para o efeito da rigidez, quando o curso máximos do pistão estão muito próximos ao topo do cilindro, condições de altas taxas de compressão, nota-se que ao fixar o valor de  $c_{ger}$ , o aumento da rigidez resulta no aumento da potência estimada do gerador e da eficiência. No entanto, analisando-se os resultados em condições de menores taxas de compressão, percebe-se que a rigidez da mola apresenta um efeito inverso, o aumento de  $k_m$  resulta em redução significativa de  $P_{Ger}$  e  $\eta$ , para um mesmo valor de coeficiente amortecimento  $c_{ger}$ . A rigidez da mola impõe ao sistema dinâmico uma resistência ao movimento. Pode-se, então, entender que o aumento da rigidez afeta a cinemática do sistema dinâmico e reduz o curso máximo pistão.

Adicionalmente, ao se analisar a influência da rigidez sob um mesmo curso máximo do pistão, desejado, como  $Ls_{max} = 32,3 \text{ mm}$  indicado pela linha tracejada vermelha na Figura 4.10-a), observa-se que o aumento da rigidez exige um menor coeficiente de amortecimento equivalente do gerador, resultando em uma elevação da frequência de operação e na potência estimada do gerador, sendo que a eficiência se mantém quase constante. Esta interpretação pode ser melhor observada através das Figuras 4.11 e 4.12.

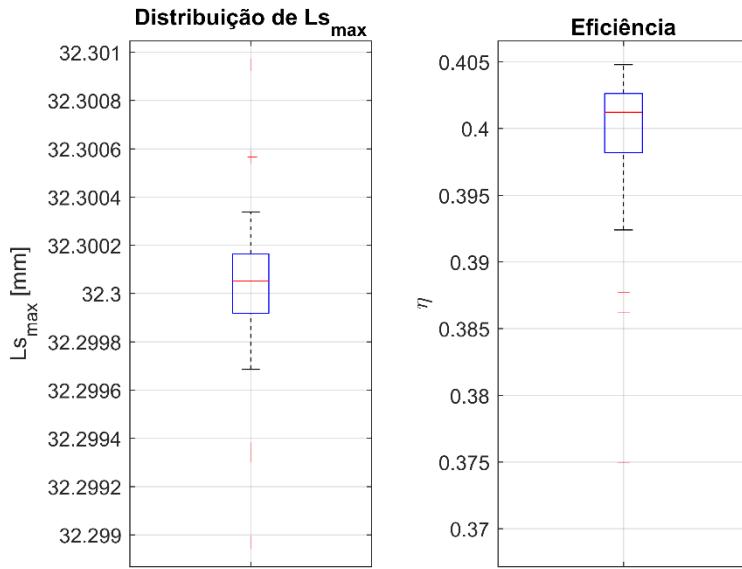


Figura 4.11 - Curso máximo (fixado) e eficiência

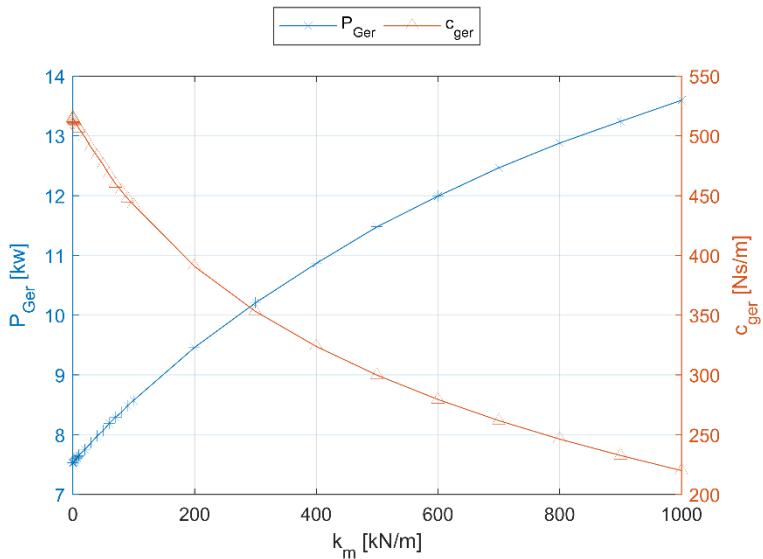


Figura 4.12 - Combinação rigidez e coeficiente de amortecimento equivalente do gerador e respectivas potências estimada do gerador

#### 4.4 Análise da Massa de Combustível

Esta análise tem a intenção de observar qual a influência que a alteração da quantidade de combustível tem sob o comportamento de funcionamento do motor.

Desta forma, a análise é realizada variando-se a massa de combustível por ciclo ( $m_{fuel}/\text{ciclo}$ ), dentro do cilindro. De tal forma, que uma maior quantidade de combustível, representa em um maior fornecimento de energia de combustível. Os

demais parâmetros foram mantidos constantes como na análise anterior, sendo apenas acrescentado uma rigidez da mola mecânica de  $k_m = 10 \text{ kN/m}$ . Os resultados estão apresentados nas Figuras 4.13 e 4.14, podendo ser observadas as influências da massa de combustível sob o comportamento do motor, como o comportamento de  $P_{Ger}$ ,  $P_{comb}$ ,  $f$ ,  $\eta$ ,  $L_{Smax}$  e  $CR$ .

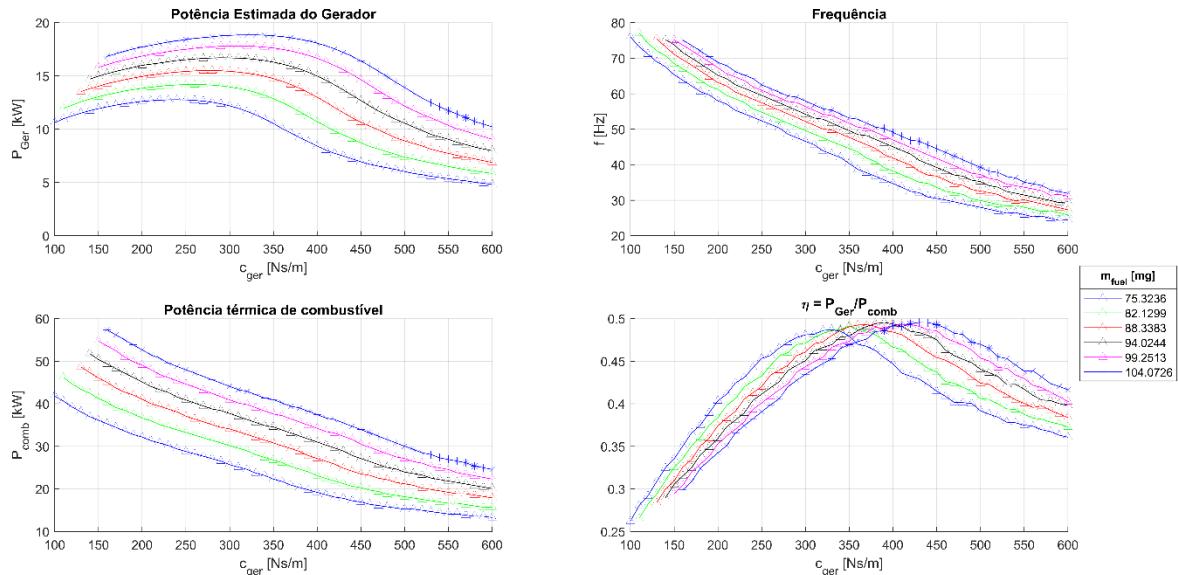


Figura 4.13 - Análise da variação da massa de combustível

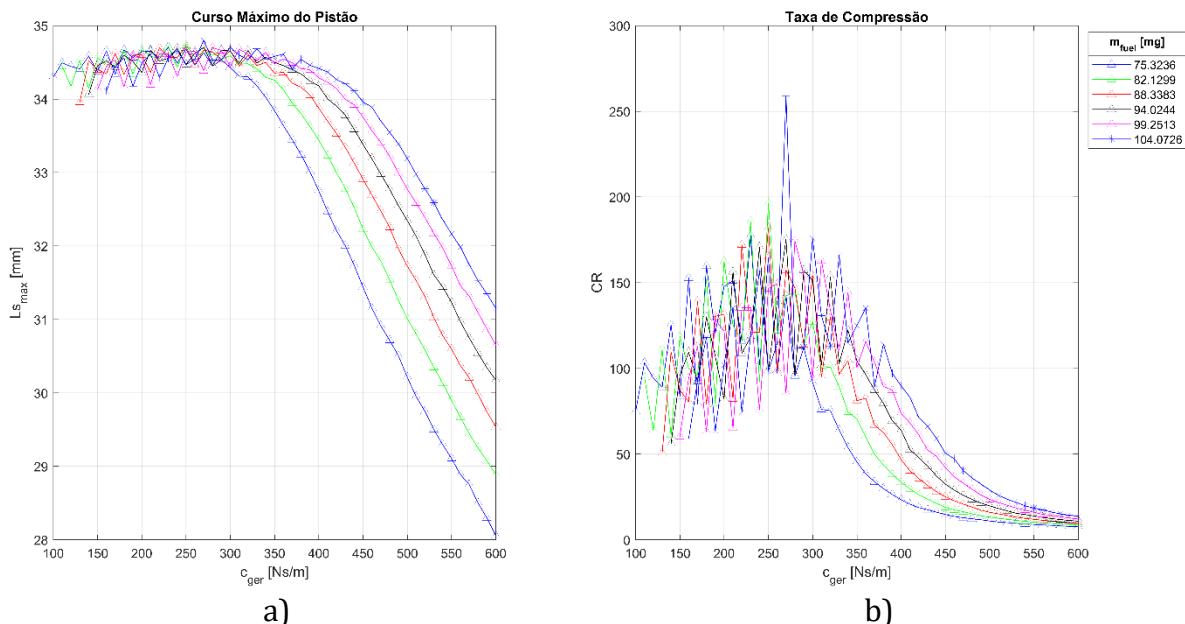


Figura 4.14 - a) influência da massa de combustível sobre o curso máximo; b) influência da massa de combustível sobre a taxa de compressão

O efeito de redução da quantidade de massa de combustível, assemelha-se ao “desacelerar” de um motor, e quando se aumenta a quantidade de massa de combustível, assemelha-se ao “acelerar”. Assim, ao aumentar a massa de combustível resulta em uma elevação da frequência de operação, da potência térmica de combustível e da potência estimada do gerador, como consequência de um maior fornecimento de energia de combustível ao sistema.

Quando o curso máximo do pistão se apresenta com valores muito elevados, com altas taxas de compressão, a eficiência sofre uma redução com enriquecimento da mistura. Nesta condição, o motor já se encontre em elevadas frequências de operação e no limite do deslocamento do pistão, desta forma fornecer mais energia de combustível significa gasto desnecessário, uma vez que não há mais condições de aumentar a frequência ou o curso do pistão.

Já em condições com taxas de compressão menores, o aumento da quantidade de massa de combustível resulta em uma elevação da eficiência. Adicionalmente, há o deslocamento para a direita da curva de eficiência, de tal forma que a máxima eficiência pode ser obtida com uma carga de amortecimento do  $c_{ger}$  maior, implicando na possibilidade de uma retirada de mais energia do sistema.

## Capítulo 5. Otimização de Parâmetros

### 5.1 Otimização

No Capítulo anterior, as análises mostraram que todos os parâmetros possuem influências significativas no comportamento do motor. Para serem otimizados são escolhidos os parâmetros de abertura e fechamento da admissão e exaustão ( $\Phi_{adm}$ ;  $\Phi_{ex,1}$ ;  $\Phi_{ex,2}$ ), os parâmetros diâmetro e comprimento do cilindro ( $D_p; S$ ), e rigidez da mola mecânica ( $k_m$ ). Já, o parâmetro da massa de combustível é fixado, equivalente ao fator estequiométrico, e amortecimento equivalente ao gerador fixado em  $c_{ger} = 510,6832 \text{ Ns/m}$ .

Em seguida, utilizando os parâmetros resultantes da otimização, as condições de funcionamento são comparadas entre a simulação utilizando o modelo do gerador e a simulação com o amortecimento equivalente do gerador. Adicionalmente, é apresentado as influências dos fatores de controle ( $F$  e  $c_{ger}$ ).

A rotina de otimização utilizada é baseada em algoritmo genético (GA), desenvolvida em um programa computacional de engenharia. Os parâmetros utilizados na otimização estão na Tabela 5.1. O problema de otimização é dado pela maximização da eficiência do motor. A função objetivo ( $f_{obj}$ ) é formulada pela Eq. 5.1.

$$f_{obj} = 1 - \frac{P_{Ger}}{P_{comb}} \quad 5.1$$

Tabela 5.1 - Parâmetros da otimização GA

Parâmetros	Valores
<b>População</b>	100
<b>Gerações</b>	30
<b>Taxa de Cruzamento</b>	0,8
<b>Taxa de Migração</b>	0,2
<b>Mutação</b>	Mutação Gaussiana

Já as restrições ao problema de otimização são criadas para atender aos requisitos de projetos inicialmente mencionados. A primeira restrição busca manter o curso máximo equivalente ao máximo rendimento do gerador linear, ou seja,  $Ls_{max} = 32,3 \text{ mm}$ . A segunda restrição busca atender a potência de projeto desejada, ou seja,  $P_{Ger} = 10 \text{ kW}$ . Já a terceira restrição evita o “*back fire*”, a abertura da admissão enquanto as pressões internas do cilindro ainda são mais elevadas que da admissão. Para isto, as funções  $g_1$ ,  $g_2$  e  $g_3$ , indicadas respectivamente pelas Eqs. 5.2 a 5.4, são formuladas para representar o desvio aceitável dessas restrições de projeto e a punição a violação da terceira restrição.

$$g_1 = abs(10 \times 10^3 - P_{Ger}) - 275 \quad 5.2$$

$$g_2 = abs(32,3 - Ls_{max}) - 0,8075 \quad 5.3$$

$$g_3 = \begin{cases} 10 & \text{se ocorrer "back fire"} \\ 0 & \text{sem "back fire"} \end{cases} \quad 5.4$$

Onde para  $g_1$  é escolhida uma variação na faixa de  $\pm 275 \text{ W}$  em torno de  $P_{Ger}$ . Já para  $g_2$  é escolhida uma variação na faixa de  $\pm 0,8075 \text{ mm}$ , que representa uma variação de  $\pm 2,5\%$  de  $Ls_{max}$ . Estas restrições são incorporadas à função objetivo utilizando o método de penalidade exterior, sendo formuladas conforme as Eq. 5.5 a 5.7, e respectivamente acompanhadas pelos pesos  $W_1 = 10^{-3}$ ,  $W_2 = 1$  e  $W_3 = 1$ , escolhidos com objetivo de normalizar a ordem dos valores dos resultados, mantendo-os na ordem das dezenas.

$$pen_1 = max(0 ; g_1) \quad 5.5$$

$$pen_2 = max(0 ; g_2) \quad 5.6$$

$$pen_3 = max(0 ; g_3) \quad 5.7$$

As Eqs. 5.8 a 5.13 definem os intervalos de busca dos parâmetros da otimização.

$$0,5 \leq \Phi_{adm} \leq 0,85 \quad 5.8$$

$$0 \leq \Phi_{ex,1} \leq 0,7 \quad 5.9$$

$$0 \leq \Phi_{ex,2} \leq 0,7 \quad 5.10$$

$$30 \text{ mm} \leq D_p \leq 70 \text{ mm} \quad 5.11$$

$$68 \text{ mm} \leq S \leq 90 \text{ mm} \quad 5.12$$

$$0 \leq k_m \leq 5 \times 10^5 \text{ N/m} \quad 5.13$$

A escolha dos limites para  $\Phi_{adm}$  é justificada pela necessidade deste ser maior que os fatores de exaustão e o valor máximo assumido tem-se por base evitar instabilidade na convergência da integração numérica do modelo. Já os intervalos dos demais parâmetros foram escolhidos com base nas análises de sensibilidades realizadas anteriormente, de tal forma que cada intervalo seja suficiente para abranger uma vasta possibilidade de configurações para o motor.

Utilizando uma amostra de 10 resultados de otimização, foram obtidas as seguintes distribuições de valores dos parâmetros, conforme apresentados em *box plot* (diagrama de caixa) na Figura 5.1. Com essas 10 configurações resultantes da otimização são obtidos os valores médios dos objetivos deste projeto (condição de operação do motor), como um rendimento ( $\eta = 0,397 \pm 0,0188$ ) e uma potência estimada do gerador ( $P_{Ger} = 10257,80 \pm 14,0893$ ) com intervalo de confiança de 95%.

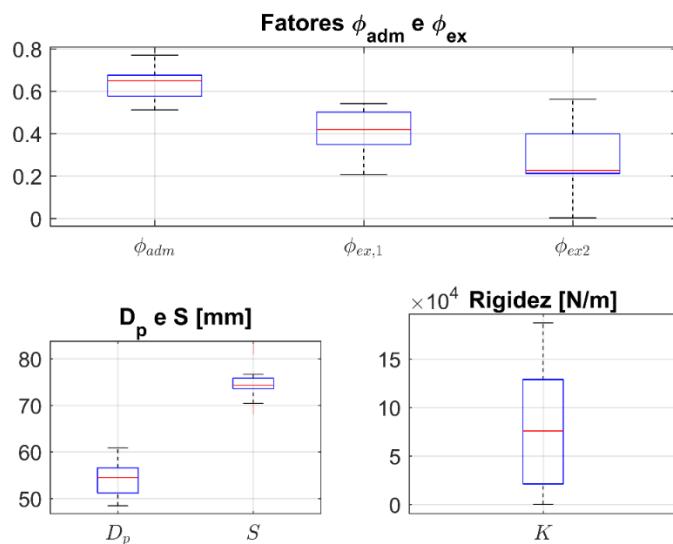


Figura 5.1 - *Box plot* dos melhores valores dos parâmetros encontrados

Encontra-se, no Apêndice A, os valores médios e a distribuição em *box plot* das condições de operação do motor, devidos as configurações obtidas nesta otimização.

Dentre todas as configurações obtidas pela otimização a melhor é a que resulta em maior eficiência. Na Tabela 5.2 estão apresentados os valores de seus parâmetros e na Tabela 5.3 estão as condições de operação do motor com configuração selecionada. Adicionalmente, nota-se que com esta configuração se obteve uma frequência de operação de  $f = 34,58 \text{ Hz}$  e taxa de compressão de  $CR = 17,3$ .

Tabela 5.2 - Configuração escolhida

$\Phi_{adm}$	$\Phi_{ex,1}$	$\Phi_{ex,2}$	$D_p [\text{mm}]$	$S [\text{mm}]$	$k_m [\text{kN/m}]$
0,5761	0,4455	0,4254	49,257	69,28	9,6533

Tabela 5.3 - Condições de operação do ponto com a configuração escolhida

$\eta$	$Ls_{max} [\text{mm}]$	$P_{Ger} [\text{kW}]$
0,4403	31,787	10,268

## 5.2 Simulação com Gerador Elétrico

Com o resultado da otimização obtido utilizando-se o modelo simplificado, é interessante visualizar o comportamento do motor, como os valores do ciclo médio de pressão, temperatura adiabática, massa de ar no cilindro e velocidade do pistão.

Neste momento, o comportamento do motor é apresentado comparando-se os resultados obtidos pelo modelo simplificado e pelo modelo com o gerador, com finalidade de afirmar a equivalência entre ambos os modelos. Para isso, no modelo com o gerador, buscou-se o valor de resistência do circuito ( $R_c$ ), desconsiderando-se a parcela do  $c_{ger}$ , que melhor se aproximasse em resultados obtidos com o modelo simplificado. A Tabela 5.4 apresenta comparativamente os dois casos.

Tabela 5.4 - Parâmetros comparativos com e sem gerador

Parâmetro	Sem Gerador	Com Gerador	Descrição
$R_c [\Omega]$	0	6,2	Resistência do circuito
$c [N.s/m]$	561,7515	51,0683	Amortecimento
$L_{s_{max}} [mm]$	31,787	31,801	Curso máximo
$f [Hz]$	34,6	34,6	Frequência
$CR$	17,3	17,4	Taxa de Compressão

Dessa forma, observando os resultados obtidos entre a simulação sem o gerador e com o gerador, pode-se considerar válida a consideração feita inicialmente em substituir o efeito do gerador por um coeficiente de amortecimento equivalente. Sendo comprovada pela integridade entre as condições dos ciclos médios, sendo elas equivalente quando postos a condições semelhantes, como apresentadas nas figuras a seguir e na tabela acima.

Na Figura 5.2, a respeito dos pontos de abertura e fechamento da admissão e exaustão obtidos pela otimização, se observa que ocorre primeiro a abertura da exaustão, e em seguida a abertura da admissão é apenas realizada quando a pressão interna do cilindro se encontra inferior a pressão de admissão. E o ponto de fechamento de exaustão ocorre em um momento atrasado equivalente ao ponto de abertura, isto é, o fator de posição  $\Phi$  de abertura é maior que o de fechamento.

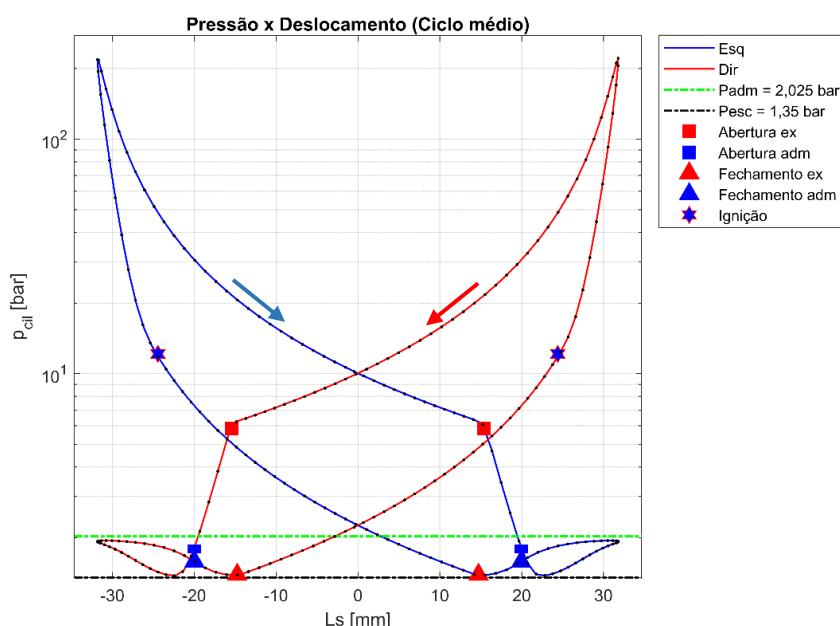


Figura 5.2 - Pressão ao longo do curso do pistão

Semelhante ao que foi comentado sobre o comportamento da pressão, a temperatura adiabática, na Figura 5.3, se observa os pontos de aberturas de válvulas, e aqui se ressaltando o comportamento do gradiente em cada região. A uma aparente diferença significativa de queda de temperatura a partir da abertura da exaustão, devido a saída de gases quentes da queima, e sendo que esse comportamento se altera ainda mais quando ocorre a abertura da admissão, devido a entrada de massa de ar “fria”.

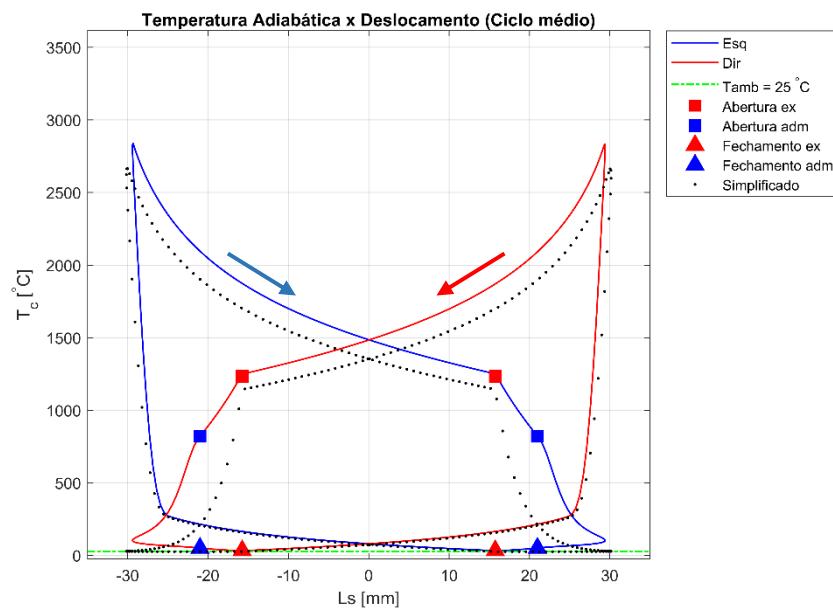


Figura 5.3 - Temperatura do gás ao longo do curso do pistão

Na Figura 5.4, em um primeiro momento mostra uma redução da massa, mesmo com o aumento de volume do cilindro, isso devido a elevada pressão ainda existente e a abertura da exaustão apenas. Já em um segundo momento, ocorre a abertura da admissão, elevando a massa internamente, até um ponto máximo. A partir de então a redução do volume do cilindro predominando no efeito da saída de massa.

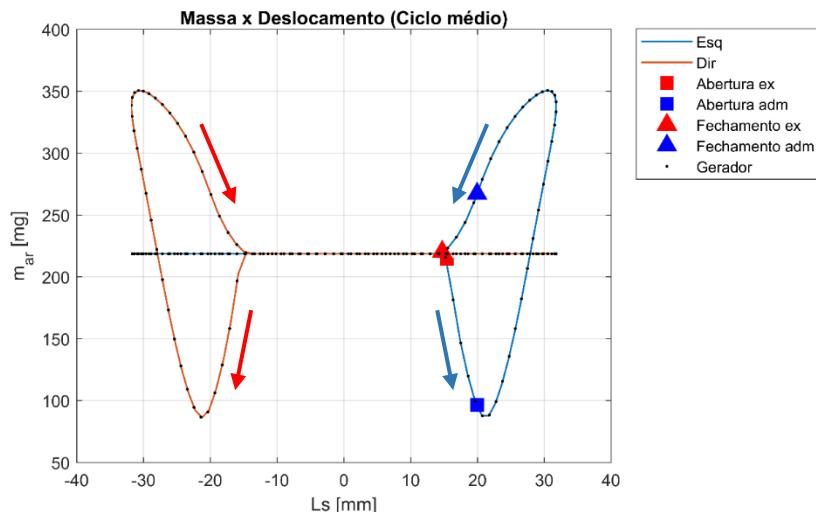


Figura 5.4 - Massa dentro do cilindro ao longo do curso do pistão

Já os resultados de condições de funcionamento relativas ao gerador estão apresentados na Tabela 5.5, indicando a eficiência de conversão termoelétrica, relação entre a potência elétrica do gerador com a potência térmica de combustível. Ainda, na Figura 5.5 é ilustrado o comportamento das potências instantâneas do gerador com a simplificação do amortecimento equivalente e o gerador sendo realmente simulado.

Tabela 5.5 - Características do funcionamento do motor e gerador

Parâmetro	Valor	Descrição
$\eta_{T/E}$	0,4050	Eficiência de conversão termoelétrica
$P_{Ger}$	9,5404 kW	Potência do gerador
$P_{comb}$	23,7231 kW	Potência térmica de combustível

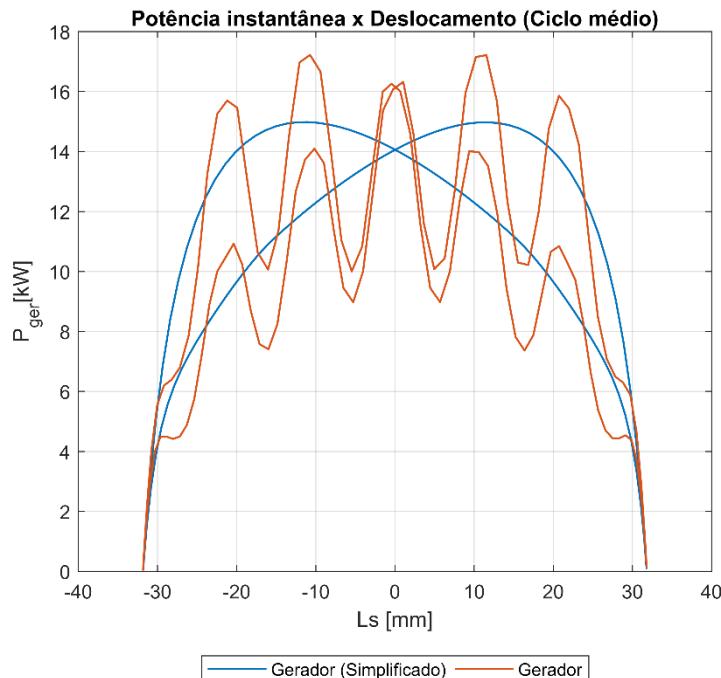


Figura 5.5 - Potências instantâneas do motor e gerador

### 5.3 Resultados de Condição de Funcionamento

A Tabela 5.6 apresenta as condições de funcionamento do ciclo do motor em valores máximos e médios da pressão interna no cilindro, temperatura do gás, troca de calor nas paredes do cilindro e a velocidade do pistão. Estas informações são essenciais para a seleção dos materiais e dimensionamento dos componentes do motor.

Tabela 5.6 - Resumo das condições de operação do motor

Parâmetro	Valor médio	Valor máximo	Unidade
<b>Pressão</b>	22,349	220,99	[bar]
<b>Temperatura do gás</b>	984,12	2780,9	[°C]
<b>Troca de calor</b>	0,9852	3,7964	[kW]
<b>Velocidade</b>	4,3284	5,446	[m/s]

### 5.4 Influência do Combustível

Os parâmetros do coeficiente de amortecimento equivalente ao gerador e o combustível, que não foram otimizados, são parâmetros de controle, ou seja, são parâmetros que podem ser alterados durante o funcionamento do motor, para ajustar ao comportamento desejado.

Dessa forma, a partir dos resultados obtidos na otimização, a Figura 5.6 apresenta o comportamento do FPE com a variação de  $c_{ger}$  e da quantidade da energia de combustível injetada em cada ciclo, sendo fixando o curso máximo do pistão em  $Ls_{max} = 32,3\text{ mm}$ , busca-se os pontos de máximos rendimentos.

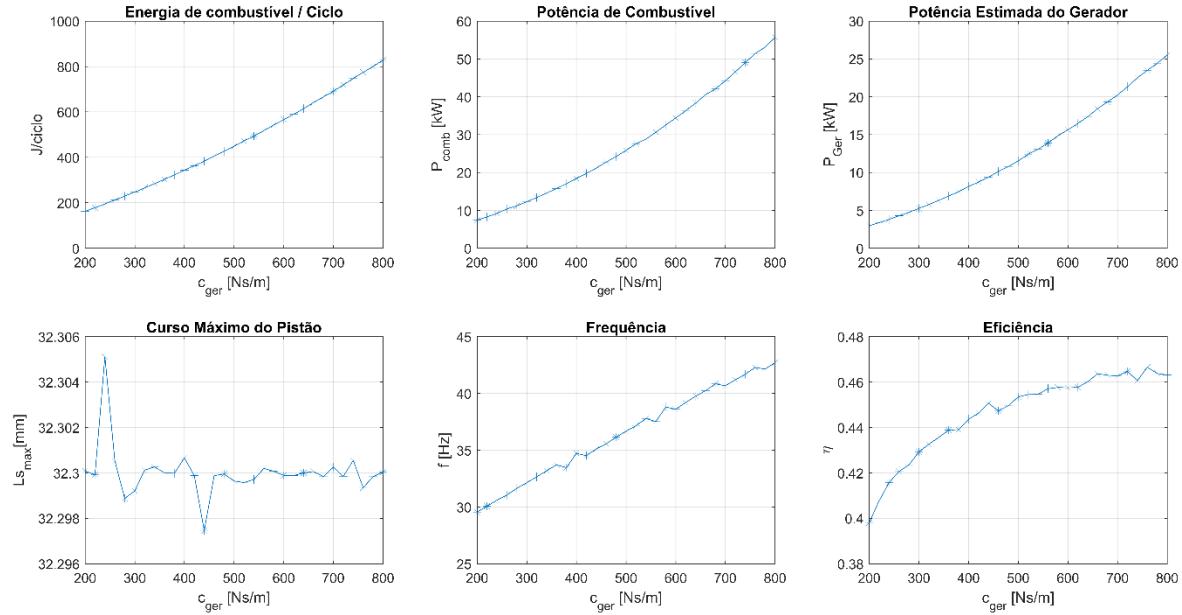


Figura 5.6 - Comportamento do FPE com variação da energia de combustível e amortecimento equivalente ao gerador

A injeção de mais energia de combustível por ciclo pode ser obtida por duas formas. A primeira forma é a alteração de fração de combustível, em relação ao fator estequiométrico, de tal forma a tornar a mistura rica de combustível. A segunda forma é a alteração do combustível utilizado, por um de maior valor de poder calorífico.

Observando-se os resultados apresentados na Figura 5.6, percebe-se que o aumento da enérgica de combustível por ciclo, além de elevar a frequência de operação, também, por consequência eleva os níveis de potência térmica de combustível e de potência estimado do gerador.

Sob uma mesma restrição de máximo deslocamento do pistão e condições de máximos rendimentos, o aumento da energia injetada permite um maior valor de  $c_{ger}$ .

Isso implica em maior nível de energia retida do sistema, através na possibilidade de aumento da carga imposta pelo gerador. A combinação de aumento de  $c_{ger}$  e da energia injetada, resulta em elevação da eficiência. No entanto, quanto maior o valor de  $c_{ger}$  percebe-se que o ganho de eficiência se torna cada vez mais ínfimo, como se observa com achatamento da curva da eficiência.

## **Capítulo 6. Seleção de Materiais e Dimensionamento**

Neste capítulo, é realizada a seleção de materiais com base nas propriedades mecânicas, recomendações literárias e considerações de necessidades de operação, para cada componente do motor de pistão livre, e em seguida, o dimensionamento dos mesmos, seguindo procedimentos da literatura.

O conhecimento das condições de funcionamento do motor, como apresentadas anteriormente, torna possível realizar esta etapa do trabalho, conhecidas as informações de pressões e temperaturas internas do cilindro, tem-se uma estimativa das condições que os componentes do motor serão submetidos, assim a seleção de materiais segundo suas propriedades mecânicas e dimensionamento se tornam mais adequados.

### **6.1 Seleção de Materiais**

A descrição das justificativas da seleção dos materiais são divididas em duas partes, a primeira tratando sobre do material do cilindro e a segunda dos materiais do conjunto do pistão, composto pelo próprio pistão, anéis e pino.

Na primeira parte, seguindo Yamagata (2005) obtém-se um levantamento muito bem detalhado das necessidade e funções de um cilindro, que podem ser devidamente aplicadas no projeto de FPE, auxiliando na escolha do material. Neste projeto, o FPE trabalha como um motor estacionário, assim a leveza do bloco não se mostra como prioridade, mas para prezar por boa durabilidade deve-se atentar para rigidez e resistência adequadas. O cilindro deve apresentar a função de guia do pistão, de tal forma que o material deve apresentar resistência ao desgaste e boa usinabilidade, para facilidade de fabricação, obtenção de tolerâncias dimensionais e rugosidades da parede do cilindro. Ainda, o material selecionado deve suportar condições de trabalho em

elevadas temperaturas e com boa taxa de condutividade térmica, para realizar as trocas de calor.

Com base nessas considerações levantadas acima, o ferro fundido cinzento é o material escolhido para ser empregado no projeto deste cilindro, por satisfaz a maioria das características necessárias. Segundo Taylor (1985), recomenda-se a utilização de ferros fundidos cinzentos da classe SAE G3000, G3500 ou G4500.

Na segunda parte, para o pistão, também se segue Yamagata (2005) que apresenta um levantamento muito bem detalhado das necessidades e funções de um pistão, muitas delas são equivalentes às necessidades de um FPE. Assim, dentre as principais características a serem consideradas para o pistão são: leveza, capacidade de troca de calor e a boa usinabilidade. A leveza é uma necessidade com finalidade de redução de esforços de inércia, uma vez que o pistão livre está sujeito a altas acelerações. A boa capacidade de troca de calor se deve a necessidade dissipar rapidamente o calor para a parede do cilindro e assim manter o pistão sob temperaturas mais baixas. Já a boa usinabilidade se deve a garantir facilidade no processo de fabricação.

Com base nesse levantamento, se observa que o alumínio se torna um bom candidato para ser empregado no desenvolvimento do pistão por satisfaz a maioria das características observadas acima e, principalmente, por apresentar uma elevada relação entre resistência mecânica e densidade, ou seja, elevada resistência mecânica específica. Segundo Taylor (1985), recomenda-se a utilização de pistão de alumínio fabricado por fundição em areia ou por pressão, segunda a classe SAE 34, 39, 309, 314, 321 ou 328; ou pistão forjado de alumínio SAE AA2018.

Ainda na segunda etapa, para seleção do material dos anéis se observa as recomendações apresentadas por Schafer e Basshuysen (2004), sendo selecionado o aço como material para este componente e seguindo Taylor (1985), recomenda-se a

utilização de aço SAE 4140, 4137 ou 4340. Tendo em vista que esse é um material já comumente empregado para essa finalidade e, ainda, com base nos materiais selecionados para o cilindro e pistão, se previne que a ocorrência de movimentos relativos entre componentes com mesmos materiais. Essa última justificativa também explica a escolha do aço para ser empregado no pino do pistão, além de ser um material com boa propriedade mecânica para resistir aos esforços impostos neste componente.

## 6.2 Dimensionamento do Motor

Nesta etapa é realizada o dimensionamento do cilindro e do conjunto do pistão e os demais componentes. O dimensionamento trata da espessura de parede e dimensões de cada parte, garantido que suportem os esforços aos quais serão submetidos durante a operação do motor. Para isso, como dados de entrada são utilizadas as dimensões já estabelecidas, condições de funcionamento e propriedades dos materiais selecionados, como: comprimento ( $S$ ) e diâmetro do cilindro ( $D_p$ ), pressão máxima dentro do cilindro, troca de calor, condutividade térmica e tensão máxima de tração dos materiais.

Como dados de entrada para o dimensionamento são fornecidos os parâmetros apresentados na Tabela 6.1, que foram obtidos através dos dados dos materiais selecionados, do projeto e da simulação da condição de operação do motor. De tal forma que para o cilindro é especificado ferro fundido cinzento, para o pistão o alumínio fundido, os parafusos de aço forjado, os anéis e o pino de aço fundido, e os respectivos valores de limite de resistência à tração encontrados em Taylor (1985).

Tabela 6.1 - Dados do motor, condições de funcionamento e materiais como entrada do dimensionamento

Parâmetro	Valor	Descrição
Dados do Motor		
$p_{max}$	22,09 MPa	Pressão máxima dentro do cilindro
$D_p$	49,257 mm	Diâmetro do cilindro

$H$	379,64 W	Quantidade de calor conduzida através do cilindro
$Z_{anéis}$	3	Quantidade de anéis do pistão
Dados dos Materiais		
$f_s$	2	Fator de segurança
$S_{ut,Fe}$	241,3165 MPa	Límite de resistência à tração do ferro (cilindro)
$S_{ut,Al}$	213,7375 MPa	Límite de resistência à tração do alumínio (pistão)
$S_{ut,aço}$	1292,8 MPa	Límite de resistência à tração do aço (parafuso)
$S_{ut,aço}$	810,1325 MPa	Límite de resistência à tração do aço (anéis)
$S_{ut,aço}$	810,1325 MPa	Límite de resistência à tração do aço (pino)
$K_{t,Al}$	134,0422 W/m K	Condutividade térmica do material do alumínio (pistão)

Aplicando o fator de segurança ( $f_s$ ) proposto, é possível calcular as tensões

permissíveis de cada material a partir o limite de resistência à tração ( $S_{ut}$ ).

Tabela 6.2 - Tensões permissíveis.

Parâmetro	Valor	Descrição
$\sigma_{cil}$	120,658 MPa	Tensão permissível do ferro (cilindro)
$\sigma_{pistão}$	106,867 MPa	Tensão permissível do alumínio (pistão)
$\sigma_{parafuso}$	646,384 MPa	Tensão permissível do aço (parafuso)
$\sigma_{anel}$	405,066 MPa	Tensão permissível do aço (anéis)
$\sigma_{pino}$	405,066 MPa	Tensão permissível do aço (pino)

Seguindo os procedimentos descritos anteriormente, os resultados do dimensionamento estão apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Resultado do dimensionamento do cilindro, pistão, anéis e pino

Parâmetro	Valor	Descrição
<i>Cilindro</i>		
$t$	6,01 mm	Espessura da parede do cilindro
$t_c$	8,49 mm	Espessura do cabeçote
<i>Fixação do cabeçote</i>		
$Q_t$	5	Quantidade de parafusos
$d_c$	4,07 mm	Diâmetro calculado do parafuso
$d$	5,1 mm	Diâmetro nominal do parafuso
$D_{pitch}$	64,53 mm	Diâmetro de passo
<i>Pistão</i>		

$t_{h,1}$	9,7 mm	Espessura do topo do pistão critério da resistência <b>(Espessura escolhida)</b>
$t_{h,2}$	3 mm	Espessura do topo do pistão critério transferência de calor
$z_r$	4	Quantidade de nervuras
$t_R$	4 mm	Espessura da nervura: $3,23 \text{ mm} \leq t_R \leq 4,85 \text{ mm}$
$t_3$	7,25 mm	Espessura do pistão na extremidade superior
$t_4$	2,5 mm	Espessura da extremidade aberta do pistão: $1,8 \text{ mm} \leq t_4 \leq 2,54 \text{ mm}$
$l_s$	68,2 mm	Comprimento da saia do pistão
$L$	70 mm	Comprimento total do pistão (relação empírica) $49,26 \text{ mm} \leq L \leq 73,89 \text{ mm}$
$D_{pistão}$	49 mm	Diâmetro do pistão: $48,88 \text{ mm} \leq D_{pistão} \leq 49,18 \text{ mm}$
<b>Anéis</b>		
$b$	0,87 mm	Base do anel
$h$	1,64 mm	Altura do anel (recomendação mínima)
$G_1$	3,2 mm	Folga das extremidades livres antes da montagem: $3,04 \text{ mm} \leq G_1 \leq 3,47 \text{ mm}$
$G_2$	0,15 mm	Folga das extremidades livres depois da montagem: $0,098 \text{ mm} \leq G_2 \leq 0,197 \text{ mm}$
$h_1$	10 mm	Distância do primeiro anel ao topo do pistão: $9,7 \text{ mm} \leq h_1 \leq 11,64 \text{ mm}$
$h_2$	1,64 mm	Distância entre cada anel: $1,23 \text{ mm} \leq h_2 \leq 1,64 \text{ mm}$
<b>Pino</b>		
$d_o$	21,1 mm	Diâmetro externo do pino
$d_i$	12,7 mm	Diâmetro interno do pino
$\sigma_b$	322,84 MPa	Tensão por consideração de falha de flexão: Aprovado pois $\sigma_b < \sigma_{pino}$

A seguir são explicadas algumas das considerações feitas nesta etapa de dimensionamento dos componentes do motor.

Tendo em vista que o modelo matemático utilizado na simulação não contempla o cálculo específico da troca de calor pelo topo do pistão, mas apenas a troca realizada pelas paredes do cilindro. Para o dimensionamento da espessura do topo do pistão, segundo o critério de transferência de calor, é assumido que 10% da troca de calor, prevista pelo modelo, seja realizada pelo topo do cilindro. Mesmo assim, o dimensionamento da espessura do topo do pistão é feito pelo critério da resistência, pois este resulta em uma

condição mais crítica quando comparado com o outro método, o critério de transferência de calor.

É esperado que o motor de pistão livre apresente menores esforços laterais por não apresentar restrição cinemática imposta pelo conjunto biela, eixo virabrequim e cilindro. Com isso, o dimensionamento do comprimento do pistão pelo critério de sustentação do mesmo, como para motores convencionais, pode não ser adequada para o determinar o comprimento do pistão de um FPE, o qual resultaria em um  $L$  muito elevados, por consequência da elevada pressão dentro do cilindro.

Dessa forma, no dimensionamento do comprimento do pistão é assumido um valor dentro da faixa de relação empírica, sugerida por Bhandari (2010). O comprimento é escolhido de tal forma que este seja suficiente para que a saia do pistão mantenha fechada as janelas de admissão durante as etapas de não trocas gasosas.

No dimensionamento do pino a criticidade se encontra na falha de flexão e não na condição de rolamento deste. Pois, para o PFE não há movimentos rotacionais relativos entre a haste e o pino. Dessa forma, para o dimensionamento é necessário apenas verificar a resistência a flexão do pino segundo os diâmetros externo e interno escolhidos.

Na Figura 6.1 está representado como resultado o modelo FPE proposto e dimensionado neste trabalho; e encontra-se no Apêndice B os desenhos técnicos referentes a cada componente dimensionando neste trabalho e o desenho da montagem.

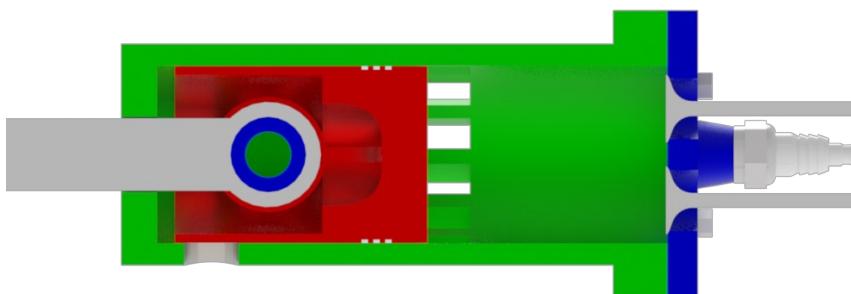


Figura 6.1 - Desenho representativo do modelo FPE proposto e dimensionado

## Capítulo 7. Conclusão

A proposta deste trabalho foi definida como sendo o desenvolvimento de um FPE (*free piston engine*) que utilize como combustível um gás de síntese derivado de resíduos sólidos urbanos. A obtenção de uma potência de saída no gerador de 10 kW foi imposta como um requisito de projeto. Adicionamento, tem-se a utilização de um mecanismo de conservação de energia através da associação de uma mola mecânica.

A configuração de um motor de pistão duplo com um sistema de limpeza *Uniflow* foi empregado neste projeto, escolha justificada com base nas características e vantagens de cada configuração de limpeza do cilindro e histórico de protótipos na literatura. O conjunto do motor de pistão livre e gerador foi definido como um sistema dinâmico composto por massa, mola e amortecedor. Assim, destacando-se a rigidez da mola mecânica e o amortecimento viscoso como, dois parâmetros importantes ao projeto. Outros parâmetros definidos, decorrentes da geometria do cilindro, foram: os fatores de abertura e fechamento das trocas gasosas; diâmetro e comprimento do cilindro.

Ao modelo matemático, que representa as condições de operação do motor, realizou-se um aprimoramento, considerando o efeito do fluxo de massa nas aberturas dos cilindros. Com esta adaptação, as previsões do comportamento do motor se tornaram mais adequada ao seu desenvolvimento e dimensionamento.

Dentre as análises de sensibilidade de parâmetros realizadas, concluiu-se que o aumento do comprimento cilindro resulta em um aumento do curso máximo do pistão, mas reduz a potência estimado do gerador, a eficiência, a frequência de operação e a taxa de compressão. Já o aumento do diâmetro do cilindro resulta em um aumento de todas as condições de funcionamento do motor observadas, resultando em um aumento do

curso máximo do pistão, potência estimado do gerador, eficiência, frequência de operação e taxa de compressão.

Na análise dos fatores de admissão e exaustão, conclui-se que o atraso da abertura da admissão resulta em redução da potência estimada do gerador, da frequência, e da eficiência (com alguns pontos de máximos), sendo ainda que o curso máximo do pistão e a taxa de compressão apresentam regiões de valores máximos. O atraso da abertura da exaustão e o adiantamento do fechamento da exaustão resultam em um aumento de todas as condições de funcionamento do motor observadas, dentro da faixa de parâmetros que foram analisados.

A análise dos parâmetros do sistema dinâmico mostrou que o aumento no coeficiente de amortecimento equivalente ao gerador resulta em redução da frequência de operação por reduzir a frequência amortecida do sistema, também resulta em região de máxima potência estimada pelo gerador e eficiência. Já o aumento da rigidez da mola mecânica mostrou que seu efeito se torna mais significativo sob taxas de compressão menores, sendo que sob uma mesma condição de deslocamento do pistão, resulta em aumento da potência estimada do gerador e da frequência de operação, e a eficiência se mantém quase constante.

A análise da massa de combustível se assemelha com o efeito de alterar a “aceleração” de um motor convencional, alterando o fornecimento de massa de combustível. Assim, o aumento de massa de combustível por ciclo, dentro do cilindro, implica em aumentar o fornecimento de energia de combustível para o sistema, o qual resulta em aumento da frequência e da potência estimada do gerador. Além da obtenção de máximos rendimentos com maiores cargas de amortecimento,  $c_{ger}$ , ou seja, maiores níveis de energia podem ser retirados do sistema.

Uma otimização de parâmetros foi conduzida. O problema de otimização foi definido para maximizar a eficiência, impondo as restrições de projeto conforme as condições pré-estabelecidas. Como resultado, o dimensionamento deste motor de pistão livre foi apresentado como um modelo de diâmetro do cilindro com  $49,257\text{ mm}$  e comprimento de  $69,28\text{ mm}$ . Os fatores de abertura da admissão e da exaustão são de  $0,5761$  e  $0,4455$ , respectivamente; e o fator de fechamento da exaustão de  $0,4254$ . A rigidez mola mecânica associada ao motor apresentou o valor de  $9,6533\text{ kN/m}$ .

Esta configuração otimizada é considerada satisfatória, tendo em vista que atende aos requisitos de projeto de potência do gerador e curso do pistão. Pois, esta configuração apresentou como estimativas de resultados como uma eficiência de  $40,5\%$ , uma potência do gerador de  $9,54\text{ kW}$  e um curso máximo do pistão de  $31,801\text{ mm}$ .

A seleção de materiais e dimensionamento dos componentes foram baseadas nos valores médios e de picos das condições de operação. Os materiais especificados foram: ferro fundido cinzento para o cilindro e cabeçote; alumínio para o pistão; e aço para o pino do pistão, anéis e parafusos. Com as informações dos materiais, foi possível realizar o dimensionamento dos componentes do motor (cilindro, pistão, anéis e pino) e como ilustração um modelo CAD foi apresentado.

## 7.1 Sugestão de Trabalhos Futuros

A partir da observação do comportamento do motor, percebe-se a existência de diversos outros parâmetros e características que também podem ser relevantes para o funcionamento do FPE (*free piston engine*). Assim, como estudos futuros tem-se a possibilidade de análise de sensibilidade do tempo de ignição; a utilização de sistema de

combustão injeção direta de combustível e HCCI (*homogeneous charge compression ignition*); e a utilização de outros combustíveis.

Uma outra de abordagem para simulação numérica é sugerida, com o empregando elementos finitos, podendo observar o comportamento e propriedades do gás dentro o cilindro, além dos esforços impostos ao cilindro. Adicionalmente, possibilita-se a utilização de uma rede neural para relacionar o combustível, como propriedade de poder calorífico e de suas misturas de ar-combustível, com as propriedades e resultados do comportamento de operação do motor. Esse emprego da rede neural é aceitável, por esta ser adequada ao emprego de relações não ser lineares.

Como continuidade deste dimensionamento inicial, o próximo passo é planejar a construção de um protótipo. No entanto, para isso, várias etapas de projeto ainda precisam ser abordadas, como o projeto e seleção de: vedações, sistema de lubrificação, sistema de refrigeração, sistema de acionamento das válvulas e, sistema de fixação e absorção de vibração.

Com a construção de um protótipo novas frentes de estudos se abrem. A realização de testes viabiliza a validação, calibração e aprimoramentos do modelo matemático, de tal forma torná-lo mais previsível e fiel às condições de operação real. De maneira que este se torne mais adequado para utilização em futuros desenvolvimentos de FPE.

Dentre algumas sugestões de adaptação e aprimoramento ao modelo, que serão possíveis com a realização de testes, são: determinar os valores do coeficiente de descarga ( $C_d$ ), tanto para as aberturas em janela quanto para as válvulas de assento; determinar o perfil de abertura das válvulas de assento; e determinar a perda por atrito.

## Capítulo 8. Referências

ACHTEN, P. A. A review of free piston engine concepts. **SAE transactions**, p. 1836-1847, 1994. doi: <https://doi.org/10.4271/941776>

BHANDARI, V. B. **Design of machine elements**. Tata McGraw-Hill Education, 2010.

BLAIR, G. P. **Design and simulation of two-stroke engines**. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, 1996. doi: <https://doi.org/10.4271/R-161>

BLAIR, G. P. **Design and simulation of four-stroke engines**. SAE Technical Paper, 1999. doi: <https://doi.org/10.4271/R-186>

BRUNDTLAND, G. H. World commission on environment and development. **Environmental policy and law**, v. 14, n. 1, p. 26-30, 1985. doi: [https://doi.org/10.1016/S0378-777X\(85\)80040-8](https://doi.org/10.1016/S0378-777X(85)80040-8)

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**: vol. 2. Editora Blucher, 2012.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. John Wiley & Sons, 2015.

GOLDSBOROUGH, S. S.; VAN BLARIGAN, P. A numerical study of a free piston IC engine operating on homogeneous charge compression ignition combustion. **SAE transactions**, p. 959-972, 1999. doi: <https://doi.org/10.4271/1999-01-0619>

GOLDSBOROUGH, S. S.; VAN BLARIGAN, P. Optimizing the scavenging system for a two-stroke cycle, free piston engine for high efficiency and low emissions: a computational approach. **SAE transactions**, p. 1-20, 2003. doi: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0001>

GOTO, S.; MORIYA, K.; KOSAKA, H.; AKITA, T.; HOTTA, Y.; UMENO, T.; NAKAKITA, K. Development of free piston engine linear generator system part 2-investigation of control system for generator. **SAE Technical Paper**, 2014. doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1193>

HAAG, J.; FERRARI, C.; STARCKE, J. H.; STÖHR, M.; RIEDEL, U. Numerical and experimental investigation of in-cylinder flow in a loop-scavenged two-stroke free piston engine. **SAE Technical Paper**, 2012. doi: <https://doi.org/10.4271/2012-32-0114>

HANIPAH, M. R. **Development of a spark ignition free-piston engine generator**. 2015. Tese de Doutorado. Newcastle University, 2015.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, McGraw-Hill, 1988.

HOUDYSCHELL, D. **A diesel two-stroke linear engine**. 2000. Dissertação de Mestrado. West Virginia University, 2000.

HUNG, N. B.; LIM, O. A review of free-piston linear engines. **Applied Energy**, v. 178, p. 78-97, 2016. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.038>

HUNG, N. B.; LIM, O. T. A study of a two-stroke free piston linear engine using numerical analysis. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 28, n. 4, p. 1545-1557, 2014. doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-014-0141-3>

JIA, B. **Analysis and control of a spark ignition free-piston engine generator**. 2016. Tese de Doutorado. Newcastle University, 2016.

KOCK, F.; HERON, A.; RINDERKNECHT, F.; FRIEDRICH, H. E. The free-piston linear generator potentials and challenges. **MTZ worldwide**, v. 74, n. 10, p. 38-43, 2013. doi: <https://doi.org/10.1007/s38313-013-0099-z>

KOSAKA, H.; AKITA, T.; MORIYA, K.; GOTO, S.; HOTTA, Y.; UMENO, T.; NAKAKITA, K. Development of free piston engine linear generator system part 1-investigation of fundamental characteristics. **SAE Technical Paper**, 2014. doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1203>

LEE, J.; LIM, O.; KIM, G. An experimental study on the effects of spring stiffness on the combustion and dynamic characteristics of a linear engine. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 28, n. 5, p. 1945-1950, 2014. doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-014-0342-9>

LEICK, M. T.; MOSES, R. W. **Experimental Evaluation of the Free Piston Engine-Linear Alternator (FPLA)**. Albuquerque, NM, EUA, Sandia National Lab.(SNL-NM), 2015. doi: <https://doi.org/10.2172/1177159>

MIKALSEN, R. **An investigation into the free-piston engine concept and its potential for high efficiency and low emissions power generation**. 2008. Tese de Doutorado - Newcastle University, 2008.

MIKALSEN, R.; ROSKILLY, A. P. A review of free-piston engine history and applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 14-15, p. 2339-2352, 2007. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.03.015>

MONTEIRO, E.; BELLENQUE, M.; SOTTTON, J.; ROUBOA, A. Syngas application to spark ignition engine working simulations by use of rapid compression machine. **Internal Combustion Engine**, p. 51-74, 2012. doi: <https://doi.org/10.5772/48088>

MONTEIRO, V. A. L. **Modelagem termodinâmica de gás de síntese de combustível derivado de resíduos sólidos urbanos com simulações em ciclos de potência a gás e vapor**. 2019. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2019.

MORIYA, K.; GOTO, S.; AKITA, T.; KOSAKA, H.; HOTTA, Y.; NAKAKITA, K. Development of free piston engine linear generator system part3-novel control method of linear generator for to improve efficiency and stability. **SAE Technical Paper**, 2016. doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-0685>

NANDKUMAR, S. **Two-stroke linear engine**. 1998. Dissertação de Mestrado. West Virginia University, 1998.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna**: para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores. Lemi, 1991.

PETREANU, S. **Conceptual analysis of a four-stroke linear engine.** 2001. Tese de Doutorado. West Virginia University, 2001.

RAIDE, V.; ILVES, R.; KÜÜT, A.; KÜÜT, K.; OLT, J. Existing State of Art of free-piston Engines. **Agronomy Research**, v. 15, n. S1, p. 1204-1222, 2017.

RODRIGUES, R. V. **Estudo e desenvolvimento numérico do projeto de um gerador elétrico acionado por motor a pistão livre.** 2020. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2020.

SCHAFER, F.; BASSHUYSEN, V. **Internal combustion engine handbook basics, components, systems, and perspectives.** SAE International, 2004. doi: <https://doi.org/10.4271/R-345>

SCHNEIDER, S.; CHIODI, M.; FRIEDRICH, H.; BARGENDE, M. Development and Experimental Investigation of a Two-Stroke Opposed-Piston Free-Piston Engine. **SAE Technical Paper**, 2016. doi: <https://doi.org/10.4271/2016-32-0046>

SCHNEIDER, S.; RINDERKNECHT, F.; FRIEDRICH, H. E. Design of future concepts and variants of The Free Piston Linear Generator. In: **2014 Ninth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)**, IIE, 2014. p. 1-8. doi: <https://doi.org/10.1109/EVER.2014.6844029>

TAYLOR, C. F. **The Internal-combustion Engine in Theory and Practice [Vols 1-2].** MIT press, 1985. doi: <https://doi.org/10.7551/mitpress/3851.001.0001>

VAN BLARIGAN, P.; GOLDSBOROUGH, S.; PARADISE, N.; WU, J. Homogeneous Charge Compression Ignition Free Piston Linear Alternator. **Sandia National Laboratories**, Livermore, CA, 1998.

VIRSIK, R.; RINDERKNECHT, F.; FRIEDRICH, H. E. Free-Piston Linear Generator and the Development of a Solid Lubrication System. In: **ASME 2016 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2016. doi: <https://doi.org/10.1115/ICEF2016-9362>

XU, Z.; CHANG, S. Prototype testing and analysis of a novel internal combustion linear generator integrated power system. **Applied Energy**, v. 87, n. 4, p. 1342-1348, 2010. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.027>

YAMAGATA, H. **The science and technology of materials in automotive engines.** Elsevier, 2005. doi: <https://doi.org/10.1533/9781845690854>

## Anexo A

A Tabela 9.1 apresenta as dimensões e parâmetros referentes ao modelo do gerador utilizado como referência para o desenvolvimento neste trabalho.

Tabela 9.1 - Dimensões e parâmetros utilizados para validação do método proposto  
Fonte: (RODRIGUES, 2020)

Dimensões	Valor	Descrição
$h_c$	22,5 mm	Altura das ranhuras
$h_m$	5 mm	Altura dos imãs
$h_t$	2 mm	Altura das extremidades
$g$	1 mm	Entreferro
$N$	50	Número de voltas das bobinas
$N_p$	2	Número de polos magnéticos
$N_{pa}$	5	Número de trechos ativos
$N_{ph}$	3	Número de fases
$N_s$	15	Número de ranhuras
$N_{sp}$	5	Número de ranhuras por fase $N_s/N_{ph}$
$R_{ag}$	33,8 mm	Raio médio do entreferro
$R_b$	5 mm	Raio interno do eixo do linor
$R_i$	34,3 mm	Raio interno do estator
$R_m$	33,3 mm	Raio externo dos imãs
$R_r$	28,3 mm	Raio externo do linor
$R_s$	66,6 mm	Raio externo do estator
$\tau_m$	32,3 mm	Passo magnético
$\tau_p$	32,3 mm	Passo do polo
$\tau_t$	21,46 mm	Passo entre as ranhuras
$\tau_{tt}$	15,53 mm	Distância entre as ranhuras
$\tau_{tp}$	19,1 mm	Largura das extremidades
$\tau_w$	3 mm	Largura das ranhuras
$\tau_{wp}$	64,6 mm	Comprimento do trecho ativo

## Apêndice A

A seguir a Figura 10.1 apresenta a distribuição em *box plot* das condições de operação do motor a partir das diversas configurações obtidas por otimização. Já a Tabela 10.1 apresenta estas condições de operação em valores médios.

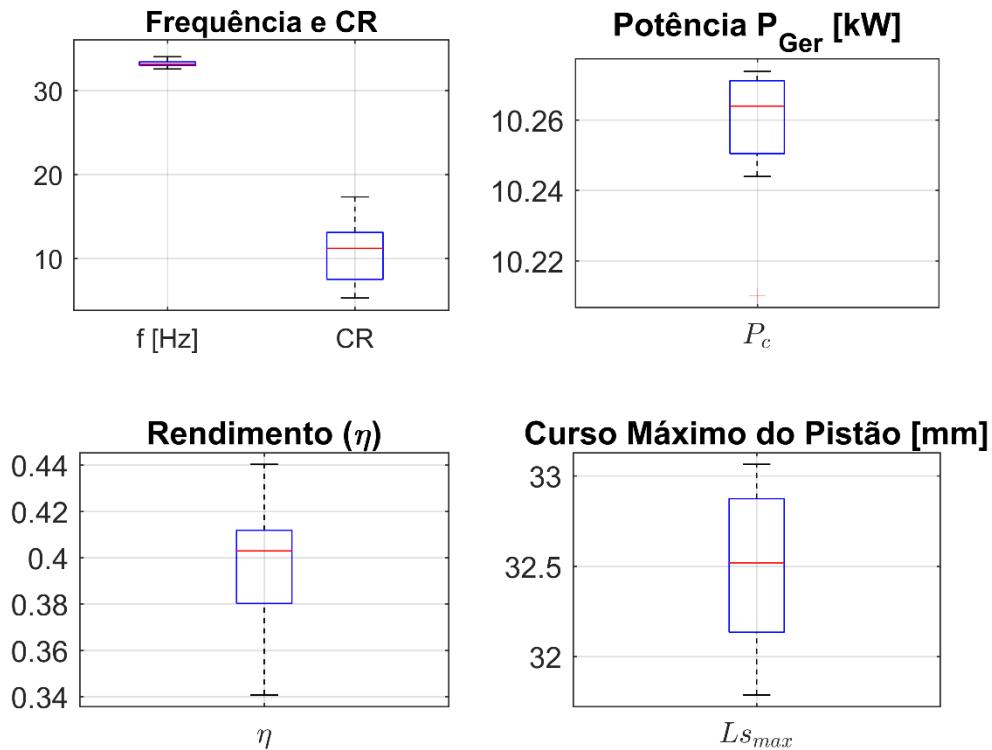


Figura 10.1 - Condições de operação do motor com resultados da otimização

Tabela 10.1 - Condições de operação em valores médios, obtidos pela otimização

Parâmetro	Valor médio	Descrição
f	34,618	Frequência
CR	17,595	Taxa de compressão
P <sub>c</sub>	11,511 kW	Potência de amortecimento
Ls <sub>max</sub>	32,2037 mm	Curso máximo do pistão
$\eta$	48,53 %	Eficiência

## Apêndice B

	4	3	2
F			F
E			E
D			D
C			C
B			B
A			A

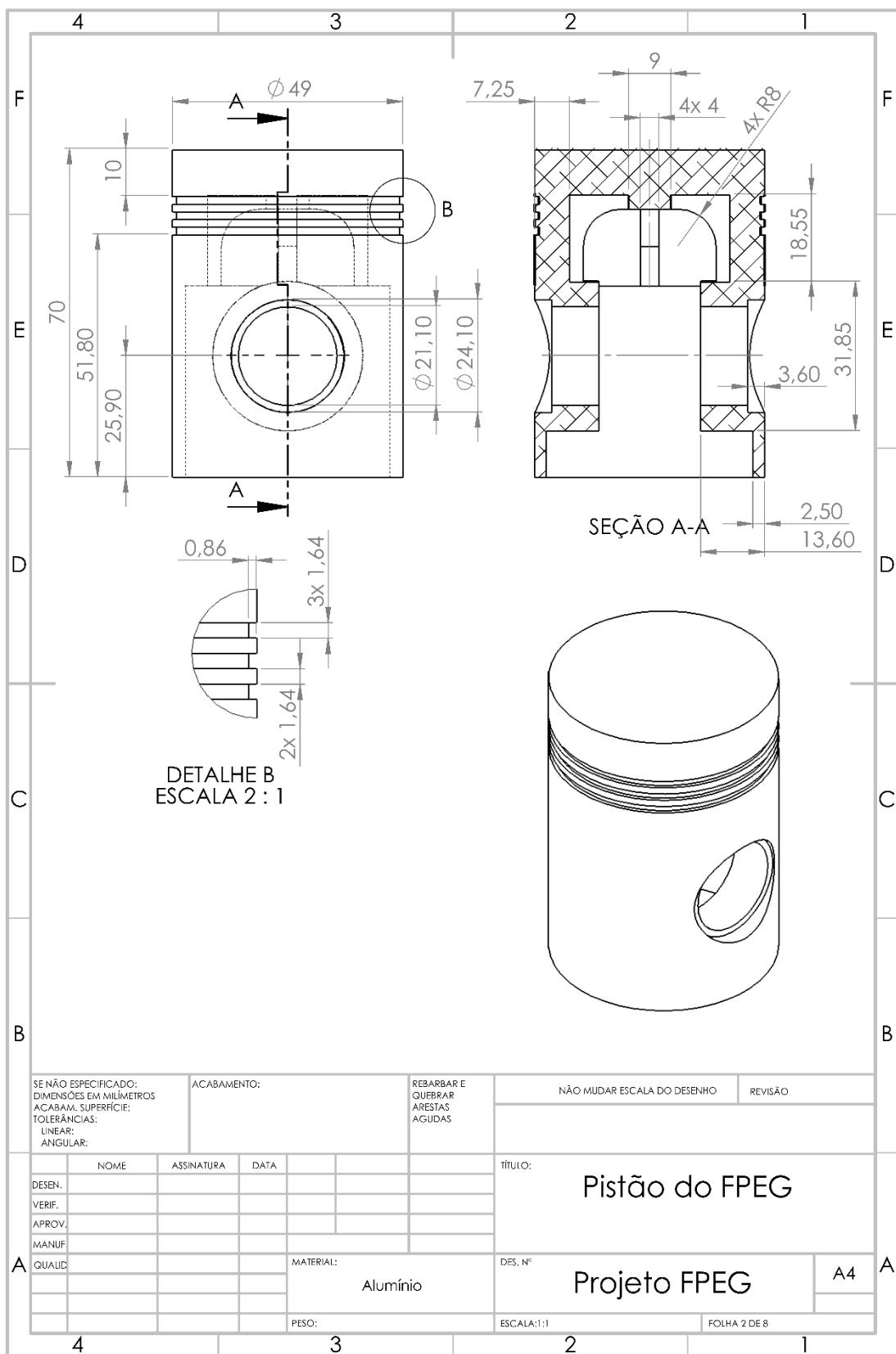
Vista da montagem  
Corte parcial

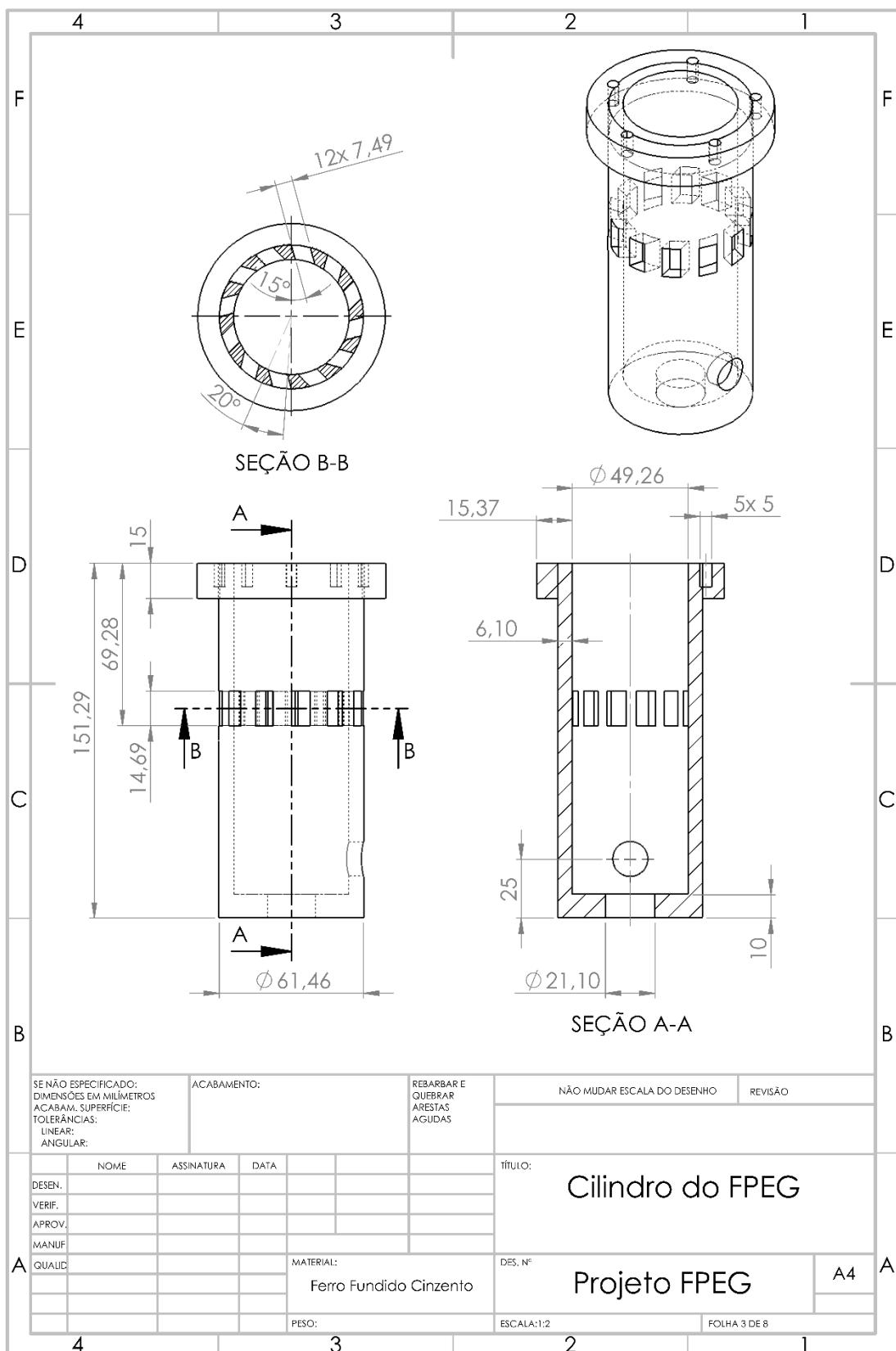
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Pistão	Pistão do FPEG	1
2	Anel de compressão	Anel de Compressão do FPEG	2
3	Anel de óleo	Anel de Oléo do FPEG	1
4	Pino	Pino do Pistão do FPEG	1
5	Cilindro	Cilindro do FPEG	1
6	Cabeçote	Cabeçote do FPEG	1
7	Válvula de Assento	Válvula de Assento da Exaustão	2
8	Vela	Componente Comercial	1
9	Haste	Componente não dimensionado	1
10	Parafuso	Componente Comercial	5

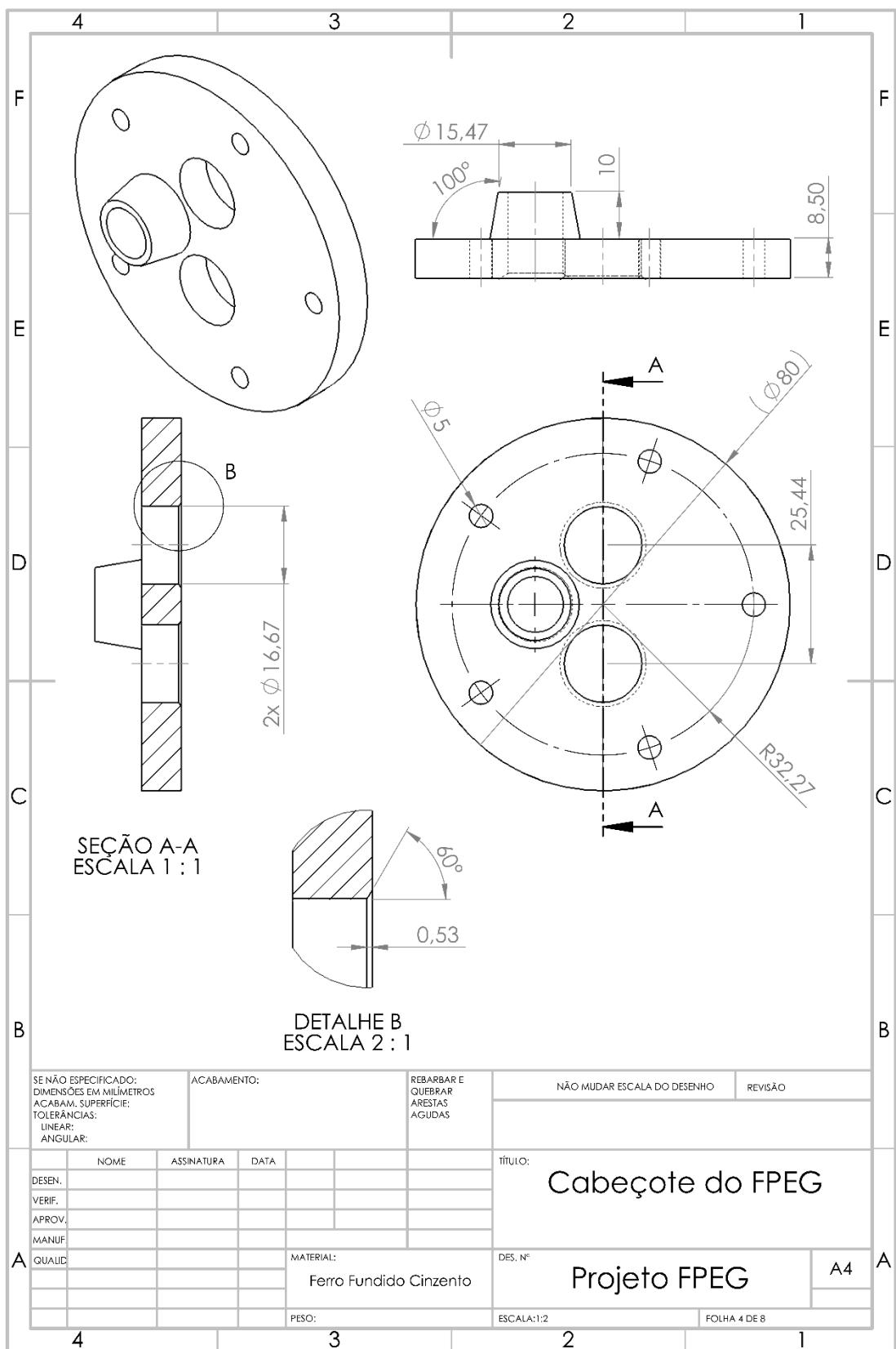
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR; ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO

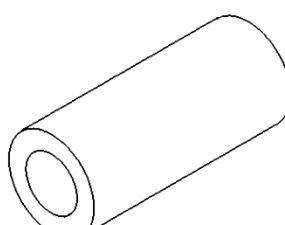
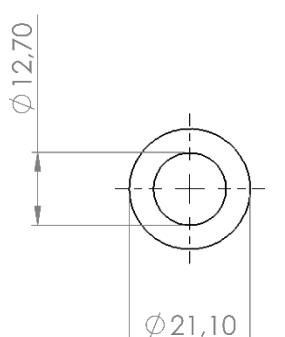
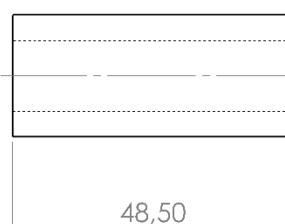
DESEN. VERIF. APROV. MANUF.	NOME ASSINATURA DATA	MATERIAL:	DES. Nº  Projeto FPEG

A QUALID	PESO:	ESCALA: 1:10	FOLHA 1 DE 8







	4		3		2		1	
F							F	
E							E	
D							D	
C							C	
B							B	
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM SUPERFÍCIE; TOLERÂNCIAS: LINEAR; ANGULAR;			ACABAMENTO:			REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO      REVISÃO	
DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA				TÍTULO: <b>Pino do Pistão do FPEG</b>	
VERIF.								
APROV.								
MANUF.								
A	QUALID.			MATERIAL:	Aço		DES. Nº	<b>Projeto FPEG</b>
				PESO:			ESCALA:1:1	FOLHA 7 DE 8
	4			3			2	1

