



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Alteração do regime nominal de um motor a pistão

Carlos Miguel Correia Nóbrega Vieira

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Aeronáutica

(ciclo de estudos integrado)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, Junho de 2014

Dedicatória

Aos meus pais, ao meu irmão e à minha namorada, Marta Jacob.

Agradecimentos

Aos meus pais, por me terem ensinado a importância da aprendizagem, trabalho árduo e persistência e por me terem proporcionado a possibilidade de estudar.

À minha namorada, Marta Jacob, que esteve sempre comigo, a dar-me força e a ajuda para ultrapassar este desafio.

À Universidade da Beira Interior, docentes, colegas e funcionários, pela amizade e formação pessoa e profissional.

Ao meu orientador, Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo, pela sua disponibilidade, sugestões e supervisão deste trabalho.

Ao Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, pela sua disponibilidade e material facultado.

A todos aqueles que estiveram comigo ao longo destes anos e que directa ou indirectamente contribuíram para a realização deste trabalho.

Resumo

O presente trabalho teve como objectivo principal o estudo de um motor de pequena cilindrada, nomeadamente o motor Gx22, de forma a verificar se seria possível a transformação do mesmo para utilização num UAV.

Para o estudo da previsão de desempenho do motor foram efectuadas medições, que posteriormente foram utilizadas nos programas de simulação *Cam Analyzer* e *Engine Analyzer*, que permitiram simular um banco de ensaios, permitindo obter as curvas características do motor antes e após a mudança de vários parâmetros/variáveis, tais como o desenho da árvore de cames, os valores máximos de abertura das válvulas, o seu tempo de abertura e fecho, o diâmetro das válvulas e a massa específica do ar na compressão. Pelos resultados obtidos foi possível verificar que, com base nas simulações efectuadas, a modificação do motor seria possível e traria benefícios a nível do rendimento e consumo.

Palavras-chave

Árvore de cames; binário; cavalagem; eficiência volumétrica; UAV.

Abstract

This w main objective was to study the performance of a small displacement engine, in particular the GX22 engine, in order to verify whether it was possible the transformation of the same for use in a UAV.

To predict the engine performance, measurements were made to be used larin the simulation programs *Cam Analyzer* and *Engine Analyzer*, which allowed us to simulate a dynamometer, allowing to obtain the characteristic curves of the engine before and after the change of several variable parameters, such as the design of the camshaft, the maximum values of valve opening, the opening time and closing, the diameter of the valves and air density in compression stage. From the results obtained we observed that, on the basis of simulations, the modification of the engine would be possible and would bring some benefits to the performance and to the consumption.

Keywords

Camshaft; torque; hp; volumetric efficiency; UAV.

Índice

| | | |
|-------------|--|----|
| 1. | Introdução e objectivos | 1 |
| 1.1 | Objectivos..... | 2 |
| 1.1.1 | Objectivo Geral..... | 2 |
| 1.1.2 | Objectivo Especifico | 2 |
| 2. | Estado da arte..... | 3 |
| 2.1 | UAV..... | 3 |
| 2.1.1 | Primeiro UAV..... | 3 |
| 2.1.2 | História do Uav..... | 4 |
| 2.1.3 | Missão de um UAV | 6 |
| 2.2 | Motor de combustão interna..... | 7 |
| 2.2.1 | Classificação | 7 |
| 2.2.1.1 | O motor a quatro tempos - princípio de funcionamento | 8 |
| 2.2.1.1.1 | Os ciclos termodinâmicos | 8 |
| 2.2.1.1.1.1 | O Ciclo de Otto: ideal e prático | 8 |
| 2.2.1.1.1.2 | O Ciclo de Miller | 11 |
| 2.2.1.1.2 | Componentes básicos de um motor monocilíndrico | 12 |
| 2.2.1.1.2.1 | Árvore de cames..... | 13 |
| 2.2.2 | Parâmetros do motor | 13 |
| 2.2.2.1 | Velocidade média de um pistão..... | 13 |
| 2.2.2.2 | Volume deslocado | 14 |
| 2.2.2.3 | Binário e potência útil | 15 |
| 2.2.2.4 | Relação ar-combustível..... | 16 |
| 2.2.2.5 | Taxa de compressão..... | 17 |
| 2.2.2.6 | Consumo específico de combustível..... | 18 |
| 2.2.2.7 | Rendimento térmico | 18 |
| 2.2.2.8 | Eficiência volumétrica | 19 |
| 2.2.2.9 | Pressão média efectiva (PME)..... | 20 |
| 2.2.3 | Curvas características de um motor..... | 21 |
| 2.2.3.1 | Curva de binário | 21 |
| 2.2.3.2 | Curva de potência | 21 |
| 2.2.3.3 | Curva de consumo específico..... | 22 |
| 2.3 | Os motores aplicados aos UAV | 23 |

| | | |
|---------|--|----|
| 2.3.1 | UAV com motor de combustão interna | 23 |
| 2.3.2 | Dois tempos vs quatro tempos | 24 |
| 2.3.3 | Motores semelhantes ao testado | 24 |
| 2.4 | Programas | 24 |
| 2.4.1 | Programa <i>Cam Analyzer</i> | 25 |
| 2.4.2 | Programa <i>Engine Analyzer</i> | 25 |
| 3. | Motor Honda GX22..... | 26 |
| 3.1 | Dados técnicos do motor | 26 |
| 3.1.1 | Dados da árvore de cames | 26 |
| 3.1.1.1 | Medição da árvore de cames do motor Honda GX22..... | 27 |
| 3.1.1.2 | Deslocamento das válvulas e diagramas de distribuição das válvulas..... | 28 |
| 3.1.1.3 | Suavização das curvas de deslocamento | 31 |
| 3.2 | Curvas características..... | 31 |
| 3.2.1 | Motor Honda Gx22..... | 32 |
| 4. | Influência dos vários parâmetros no desempenho do motor | 35 |
| 4.1 | Dados no Engine Analyzer | 35 |
| 4.2 | Influência da abertura máxima das válvulas | 36 |
| 4.3 | Influência da duração de abertura das válvulas..... | 39 |
| 4.4 | Influência do diâmetro das válvulas..... | 42 |
| 4.4.1 | Aumento do diâmetro de ambas as válvulas | 43 |
| 4.4.2 | Aumento do diâmetro da válvula de admissão mantendo a válvula de escape com as dimensões originais | 45 |
| 4.4.3 | Aumento do diâmetro da válvula de escape mantendo a válvula de admissão com as dimensões originais | 47 |
| 4.5 | Influência da massa específica do ar na compressão | 48 |
| 4.6 | Conversão de ciclo de Otto para ciclo de Miller | 52 |
| 4.6.1 | Curvas teóricas para o deslocamento do seguidor | 52 |
| 5. | Motor original vs motor modificado | 59 |
| 6. | Conclusão | 61 |
| 7. | Referências | 63 |
| | Anexo I - Dados dos Motores Honda Gx22 | 67 |
| | Anexo II- Medição da árvore de cames do motor Honda Gx120 | 69 |
| | Anexo III- Obtenção das curvas Características dos motores Honda Gx22..... | 75 |
| | Anexo IV- Resultados das simulações no <i>Engine Analyzer</i> | 83 |
| | Anexo V- Motor original e motor otimizado | 91 |

Lista de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 2.1- Desenho do balão dos irmãos Montgoldier. | 3 |
| Figura 2.2-Desenho do Aerial Steam Carriage. | 4 |
| Figura 2.3-Fotografia do Katering Bug. | 4 |
| Figura 2.4-Fotografia do Fiesler Fl 103 V1. | 5 |
| Figura 2.5-Fotografia do RQ-4 Global Hawk e do MQ-8 Fire Scout. | 5 |
| Figura 2.6- Ciclo de Otto ideal. | 8 |
| Figura 2.7- Ciclo teórico de um motor a quatro tempos..... | 9 |
| Figura 2.8- Diagrama de distribuição de um motor de combustão interna a quatro tempos (Martins, 2005). | 10 |
| Figura 2.9- Diagrama P-V para o ciclo de Miller..... | 11 |
| Figura 2.10- Esquema de um motor de combustão interna monocilíndrico. | 12 |
| Figura 2.11- Valores médios da taxa de compressão para motores de ignição por faísca em função do ano (Pulkrabek, 2003). | 18 |
| Figura 2.12- Exemplo de curvas características de um motor (Pulkrabek, 2003). | 21 |
| Figura 2.13- MQ-1 Predator | 23 |
| Figura 3.1- Árvore de cames de um motor Honda Gx22. | 27 |
| Figura 3.2- Fotografias da montagem e da medição do deslocamento das válvulas..... | 28 |
| Figura 3.3- Esquema do conjunto da árvore de cames..... | 30 |
| Figura 3.4- Diagrama de distribuição do motor Honda GX22 (medido). | 30 |
| Figura 3.5- Motor Honda Gx22..... | 32 |
| Figura 4.1- Motor Gx22 desmontado. | 35 |
| Figura 4.2- Taxa de compressão. | 49 |
| Figura 4.3- Posicionamento do motor. | 49 |
| Figura 4.4- Exemplo de uma curva teórica, a) ascendente, b) descendente (Rothbart, 2004).53 | |
| Figura B.1 - Fotografia da montagem e da medição do deslocamento das válvulas. | 69 |
| Figura B.2- Diagrama de distribuição do motor Honda Gx22..... | 73 |

Lista de Tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 2.1- Valores da riqueza e do excesso de ar para vários tipos de mistura. | 17 |
| Tabela 2.2- Características gerais e Performance do MQ-1 Predador. | 23 |
| Tabela 2.3- Motores idênticos ao testado. | 24 |
| Tabela 3.1- Dados do fabricante relativamente ao motor Honda GX22. | 26 |
| Tabela 3.2- Dados medidos da árvore de cames. | 30 |
| Tabela 5.1- Simulação no Engine Analyzer para o motor Gx22 original. | 59 |
| Tabela 5.2- Simulação no Engine Analyzer para o motor Gx22 otimizado em regime de voo. | 60 |
| Tabela A.1- Dados do fabricante referente ao motor Honda Gx22 | 67 |
| Tabela B.1- Valores do deslocamento da válvula de admissão por cada grau da cambota. | 70 |
| Tabela B.2- Valores do deslocamento da válvula de escape por cada grau da cambota. | 71 |
| Tabela C.1- Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx22. . | 80 |
| Tabela C.2- Resultados dos cálculos para V_p , Z , m_a , m_f , m_a e m_f para o motor Honda Gx22. | 80 |
| Tabela C.3- Resultados obtidos para We , τ , C_s , η_{te} , $evol$ e PME, para o motor Honda Gx22. | 81 |
| Tabela D.1- Efeito da variação da altura máxima do perfil das árvores de cames. | 83 |
| Tabela D.2- Efeito da variação do tempo da duração de abertura de ambas as válvulas. | 85 |
| Tabela D.3- Efeito da variação do diâmetro de ambas as válvulas. | 86 |
| Tabela D.4- Efeito da variação do diâmetro da válvula de admissão, mantendo a válvula de escape com o diâmetro original. | 87 |
| Tabela D.5- Efeito da variação do diâmetro da válvula de escape, mantendo a válvula de admissão com o diâmetro original. | 88 |
| Tabela D.6- Efeito da variação da densidade do ar na admissão. | 89 |
| Tabela D.7- Efeito do Ciclo de Miller, com redução percentual da curva de fecho do perfil de admissão. | 90 |
| Tabela E.1- Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx22 de origem. | 91 |
| Tabela E.2- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx22 de origem. | 93 |
| Tabela E.3- Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx22 modificado. | 94 |
| Tabela E.4- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx22 modificado. | 96 |

Lista de Gráficos

| | |
|---|----|
| Gráfico 3.1- Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento das válvulas do motor. | 29 |
| Gráfico 3.2- Curvas originais vs curvas suavizadas. | 31 |
| Gráfico 3.3- Curvas características do motor Gx22 (obtidas). | 33 |
| Gráfico 3.4- Curvas características do motor Gx22 (fabricante). | 33 |
| Gráfico 4.1- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes elevações máximas da árvore de cames. | 36 |
| Gráfico 4.2- Hp vs RPM para diferentes elevações máximas da árvore de cames. | 37 |
| Gráfico 4.3- Binário (ft.lb) vs RPM para diferentes elevações máximas da árvore de cames. . | 38 |
| Gráfico 4.4- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs RPM para diferentes elevações máximas da árvore de cames. | 38 |
| Gráfico 4.5- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes durações de abertura de válvula. | 39 |
| Gráfico 4.6- Hp vs RPM para diferentes durações de abertura de válvula. | 40 |
| Gráfico 4.7- Binário (ft.lb) vs RPM para diferentes durações de abertura de válvula. | 41 |
| Gráfico 4.8- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs RPM para diferentes durações de abertura de válvula. | 41 |
| Gráfico 4.9- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes diâmetros de válvulas. | 43 |
| Gráfico 4.10- Potência (Hp) vs RPM para diferentes diâmetros de válvulas. | 43 |
| Gráfico 4.11- Binário (ft.lb) vs RPM para diferentes diâmetros de válvulas. | 44 |
| Gráfico 4.12- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs RPM para diferentes diâmetros de válvulas. | 44 |
| Gráfico 4.13- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de admissão. | 45 |
| Gráfico 4.14- Potência (Hp) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de admissão. | 45 |
| Gráfico 4.15- Binário (ft.lb) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de admissão. | 46 |
| Gráfico 4.16- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de admissão. | 46 |
| Gráfico 4.17- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de escape. | 47 |
| Gráfico 4.18 Potência (Hp) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de escape. | 47 |
| Gráfico 4.19- Binário (ft.lb) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de escape. | 47 |
| Gráfico 4.20- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs RPM para diferentes diâmetros da válvula de escape. | 48 |
| Gráfico 4.21- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes densidades de ar. | 50 |
| Gráfico 4.22- Potência (Hp) (%) vs RPM para diferentes densidades de ar. | 50 |
| Gráfico 4.23- Binário (ft.lb) (%) vs RPM para diferentes densidades de ar. | 51 |
| Gráfico 4.24- Consumo específico (lb/Hp.hr) (%) vs RPM para diferentes densidades de ar. . | 51 |
| Gráfico 4.25- Curvas teóricas para o deslocamento do seguidor (in) vs grau de cambota. ... | 54 |
| Gráfico 4.26 Curva teórica exponencial de quarto grau e curva medida (Deslocamento do seguidor (in) vs grau de cambota). | 55 |
| Gráfico 4.27 Curvas teóricas polinomiais utilizadas na simulação (Deslocamento do seguidor (in) vs grau de cambota). | 55 |
| Gráfico 4.28- Eficiência volumétrica (%) vs RPM para diferentes fechos da admissão. | 56 |
| Gráfico 4.29- Potência (Hp) (%) vs RPM para diferentes fechos da admissão. | 56 |
| Gráfico 4.30- Binário (ft.lb) (%) vs RPM para diferentes fechos da admissão. | 57 |
| Gráfico 4.31- Consumo específico (lb/Hp.hr) (%) vs RPM para diferentes fechos da admissão. | 57 |
| Gráfico B.1- Curvas de deslocamento das válvulas de escape e admissão. | 72 |
| Gráfico C.1 - Eficiência volumétrica base vs velocidade pistão e o índice de Mach: $Z=0.000315 \times v_p$, (Taylor, 1985). | 77 |

| | |
|---|----|
| Gráfico C.2 - Eficiência volumétrica vs razão de ar-combustível, (Taylor, 1985)..... | 77 |
| Gráfico C.3- Efeito do fecho da válvula de admissão na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985). | 78 |
| Gráfico C.4- Efeito do cruzamento das válvulas na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985).... | 78 |
| Gráfico C.5- Curvas características do motor Gx22 | 81 |

Lista de Acrónimos

| | |
|------|---|
| AAA | Avanço da abertura da válvula de admissão |
| AAE | Avanço da abertura da válvula de escape |
| AI | Avanço da ignição |
| CI | Ignição por compressão |
| DOHC | Dupla árvore de cames na cabeça do motor |
| OHC | Árvore de cames na cabeça do motor |
| PMI | Ponto morto inferior |
| PMS | Ponto morto superior |
| RFA | Atraso do fecho da válvula de admissão |
| RFE | Atraso do fecho da válvula de escape |
| rpm | Rotações por minuto |
| SAE | Sociedade de engenheiros de automóveis |
| SI | Ignição por faísca |
| SOHC | Árvore de cames única na cabeça do motor |
| UAV | Veículo aéreo não tripulado |

Lista de Variáveis

| | |
|-------------|--|
| A/F | Relação ar-combustível |
| A_p | Área da superfície do pistão |
| B | Diâmetro do cilindro |
| C_s | Consumo específico |
| e_{vol} | Eficiência volumétrica |
| $e_{vol.b}$ | Eficiência volumétrica base |
| k_f | Correcção para a razão de combustível |
| k_{ic} | Correcção para o tempo de fecho da válvula de admissão |
| k_{ip} | Correcção para colectores de admissão longos |
| k_p | Correcção para a razão entre pressão de escape e a pressão de admissão |
| m_a | Massa do ar |
| \dot{m}_a | Caudal mássico de ar |
| m_f | Massa do combustível |
| \dot{m}_f | Caudal mássico de combustível |
| N | Número de revoluções por segundo |
| NC | Número de Cilindros |
| η_m | Rendimento mecânico |
| η_t | Rendimento térmico indicado |
| η_{te} | Rendimento térmico ao freio |
| η_c | Eficiência da combustão |
| PME | Pressão média efectiva |
| Q_{pi} | Poder calorífico inferior do combustível |
| R | Reserva do motor |
| r_c | Razão de compressão |
| t_m | Numero de tempos do motor |
| T_i | Temperatura de admissão |
| T_c | Temperatura de refrigeração |
| T_{cb} | Temperatura do fluido de refrigeração base |

| | |
|-------------|---|
| V_c | Volume da câmara de combustão |
| V_d | Volume deslocado |
| V_p | Velocidade média de um pistão |
| V_{PMI} | Volume acima do pistão quando este se encontra no PMI |
| V_{PMS} | Volume acima do pistão quando este se encontra no PMS |
| \dot{W}_e | Potência útil |
| τ | Binário Útil |
| ϕ | Riqueza da mistura ar-combustível |
| λ | Excesso de ar na mistura ar - combustível |

Capítulo 1

1. Introdução e objectivos

A evolução tecnológica verificada a partir do século XIX fez surgir várias máquinas que permitem a conversão da energia potencial química em trabalho mecânico.

Estas máquinas podem ser classificadas em dois grandes grupos, dependendo do local onde é dada a combustão e do modo de operação das máquinas, podendo ser classificados como motores de combustão interna ou motores de combustão externa.

Os motores de combustão interna podem ainda ser subclassificados de várias formas de acordo com o tipo de ignição do combustível: motor de ignição por faísca (*SI - Spark Ignition*); e, motor de ignição por compressão (*CI - Compression Ignition*). Neste trabalho iremos centrar-nos apenas nos motores de combustão interna de ignição por faísca; do tipo de configuração mecânicas, que podem ser motores alternativos em que utilizam o sistema biela-manivela, que permite a conversão do movimento alternativo linear de um pistão (êmbolo), num movimento rotativo da cambota, ou podem apresentar-se como motores rotativos *Wankel*, em que o movimento produzido é giratório, não sendo necessário um sistema biela-manivela.

Os motores alternativos, que serão os motores abordados nesta dissertação, podem ser classificados de acordo com o seu funcionamento em motores a quatro tempos ou motores a dois tempos.

Desde a invenção do motor de combustão interna de ignição por faísca, em 1867, estes têm vindo a assumir-se como uma das principais formas de produção de trabalho. Contudo, estes apresentam um rendimento baixo que varia entre os 20 e 50%, fazendo com estes motores sejam ineficientes, em que apenas uma pequena parte da energia contida no combustível é transformada em trabalho útil, sendo o resto perdido sob a forma de calor e de atrito, (Heywood, 1988).

Devido à sua utilização generalizada, têm sido objecto de estudo por parte dos investigadores, apresentando um desenvolvimento contínuo de forma a melhorar o seu desempenho, minimizar o impacto que estes têm no ambiente e reduzir os seus consumos, devido à escassez crescente dos recursos energéticos.

Devido a este impacto, acrescido do aumento dos preços de combustíveis, cada vez mais se tem apostado no desenvolvimento e pesquisa, de forma a criar um motor tendo em conta o tipo de trabalho específico a que será sujeito, o que por sua vez representa um motor projectado com o melhor desempenho possível para esse tipo de trabalho específico.

1.1 Objectivos

1.1.1 Objectivo Geral

O presente trabalho tem como objectivo principal testar a hipótese de transformação de um motor de pequena cilindrada e de alta rotação, projectado para trabalhar em regimes de alta rotação, num motor que opere num regime de rotações indicado para um UAV.

1.1.2 Objectivo Especifico

Pretende-se com a mudança de algumas características físicas do motor reduzir o regime de rotação do mesmo para um envelope de operação entre as 2500 e as 4000 rotações por minuto. Através do programa *Cam Analyzer* será possível criar diferentes árvores de cames que depois serão testadas através do programa *Engine Analyzer*, permitindo averiguar o seu efeito no seu desempenho do motor.

Através do *Engine Analyzer* será também possível testar a possível modificação de algumas características do motor de forma a baixar também o seu regime de rotações por minuto ideal.

A concretização destas mudanças a nível da velocidade angular do motor permitiria a criação de um motor de UAV tendo como base um motor de baixa cilindrada construído com outros propósitos, esta possibilidade proporcionaria então a obtenção de um motor de combustão interna para UAV, a um valor monetário mais baixo do que aquele que é pedido para um motor projectado para UAV.

Capítulo 2

2. Estado da arte

2.1 UAV

O nome UAV é um acrónimo para Unmanned Aerial Vehicle, que traduzido para a língua portuguesa significa Veículo aéreo não tripulado, o que tal como o nome indica consiste numa aeronave sem piloto a bordo.

2.1.1 Primeiro UAV

Os primeiros UAVs surgiram sob a forma de balões, sendo que a primeira experiência datada foi realizada em França no ano 1782 pelos irmãos Montgolfier, os quais utilizavam os UAVs com intuito de testar e preparar o balão para voos tripulados.



Figura 2.1- Desenho do balão dos irmãos Montgolfier.

Durante a Guerra Civil Americana, que ocorreu entre 1861-1865, a União Norte colocou dispositivos incendiários em balões de observação não tripulados e lançou-os com a esperança de iniciar incêndios no lado Sul das linhas de batalha da Confederação.

Já no século 20, o Japão também tentou algo parecido, lançando balões com bombas incendiárias na corrente de vento, com a missão de iniciar incêndios na América do Norte.

No início dos anos cinquenta, os Estados Unidos modificaram balões meteorológicos de alta altitude, no projecto secreto com o nome Gopher. Os balões eram equipados com câmaras automáticas, e foram utilizados para obter vistas aéreas de grande parte da União Soviética.

2.1.2 História do Uav

A maior parte dos construtores aeronáuticos experimentam os seus designs em modelos à escala real. Esta prática ainda é comum nos dias actuais. Em 1848, dois ingleses, John Stringfellow e William Henson juntaram os seus talentos para construir um modelo de uma aeronave de hélice movida a vapor, chamado de Aerial Steam Carriage (Carruagem Aérea a Vapor). Este modelo era capaz de gerar sustentação suficiente e era guiado através de uma corda, acabando por voar com sucesso a distância de 60 pés.

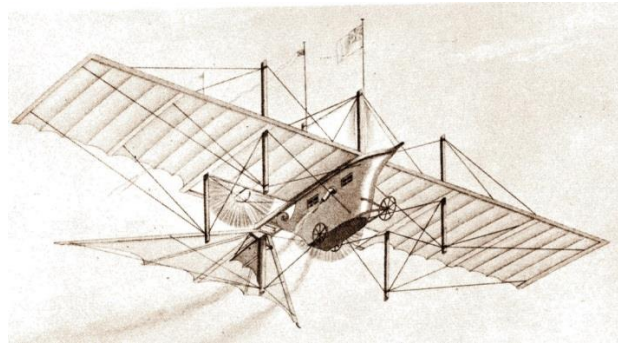


Figura 2.2-Desenho do Aerial Steam Carriage. (Gray, 1998)

O primeiro UAV de renome construído pelos Estados Unidos surgiu no ano 1918 e basicamente consistia num míssil de cruzeiro primitivo. O Charles Kettering Aerial Torpedo, também conhecido como Kettering Bug, consistia num projecto paralelo entre a marinha Americana e o exército Americano, onde participou também Orville Wright como consultor. O modelo era um biplanador a gasolina movido a hélice, e conseguia voar aproximadamente 50 milhas (80Km) no final de 1918, sendo o seu sistema de controlo composto por um giroscópio e um altímetro.

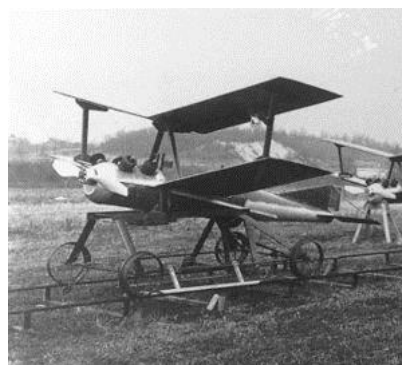


Figura 2.3-Fotografia do Kettering Bug. (Shaw, 2013)

O alemão Fiesler Fl 103 V1, foi o primeiro míssil de cruzeiro bem-sucedido. Esta arma era alimentada por um motor ramjet, o que permitia velocidades de cruzeiro até 400mph (645Km/h), permitindo atacar Londres partir de locais de lançamento em França. Os alemães desenvolveram também o Henschel Hs 293 e o Fritz-X, bombas controladas através de ondas

rádio. Estas bombas eram lançadas a partir de uma aeronave em voo, e guiadas até ao alvo através de direcções fornecidas via rádio por um operador humano.



Figura 2.4-Fotografia do Fiesler Fl 103 V1. (Nick, 2013)

Os Estados Unidos também desenvolveram bombas voadoras durante a Segunda Guerra Mundial, em 1942 surgiu o Interstate BQ-4/TDR(TDN), um UAV controlado através de uma câmara de filmar montada no nariz, e que permitia ao utilizador ver a imagem numa televisão e controlar a bomba até ao alvo.

Entre 1950 e 1970 houve uma forte aposta por parte da Marinha e das Forças Armadas Americanas no desenvolvimento de UAVs, o que resultou num grande avanço nas tecnologias de controlo, de propulsão, aerodinâmicos e estruturais. Criaram-se programas de desenvolvimento que se mantêm no activo até aos dias de hoje com o intuito de desenvolver UAVs com fins militares. Desde a Guerra do Golfo que não existe nenhum conflito militar onde não tenham sido usados UAVs.

Até aos últimos 10 anos, todos os UAVs possuíam configuração de asa fixa, mas o forte interesse e investimento existente na aérea levou ao desenvolvimento de UAV de asa rotativa. Tornando-se assim maior o leque de UAV disponíveis e aumentando o tipo de missões que podem ser realizadas.



Figura 2.5-Fotografia do RQ-4 Global Hawk e do MQ-8 Fire Scout. (Writer 2014)

Existem diversas vantagens na utilização de um UAV em relação a uma aeronave tripulada. Sendo que o principal será o facto de poder operar em ambientes de perigo, sem que exista o risco de perda de vidas.

E em segundo, a sua vantagem na capacidade de adaptação e flexibilidade da fuselagem para diferentes funções. Os prazos para operação de novos projectos já não são necessariamente limitados pela aeronavegabilidade e processos tradicionais. Uma aeronave nova ou modificada pode entrar em serviço num novo cenário de missão, literalmente horas após serem fornecidos os requisitos operacionais específicos para a nova missão.

2.1.3 Missão de um UAV

A natureza dos cenários de missão para um pequeno UAV é extremamente diverso, sendo que os tipos de missões mais comumente realizadas são as seguintes:

- Missões militares- Vigilância e ataques aéreos;
- Missões Policiais- Vigilância, monitorização do tráfego, procura e salvamento, monitorização e controlo de multidões;
- Ambiental/Meteorologia- estudo do clima, monitorização de tempestades, mapeamento de glaciares, obtenção de informação geral;
- Combate aos incêndios- monitorização das florestas e fogos, gestão de risco;
- Agricultura- aplicação de pesticidas, inspecção do campo, monitorização do gado;
- Monitorização de animais selvagens;
- Fotografia Aérea.

2.2 Motor de combustão interna

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que obtém energia mecânica através da energia proveniente de uma combustão. O processo de conversão dá-se através de ciclos termodinâmicos que envolvem expansões, compressões e combustão.

Os motores de combustão interna são motores que utilizam os próprios gases de combustão como fluido de trabalho, ou seja, são sobre estes gases que se realizam os processos de compressão, combustão, expansão e finalmente escape. Assim, este tipo de motor distingue-se dos ciclos de combustão externa, nos quais os processos de combustão ocorrem externamente ao motor.

Os motores de combustão interna surgiram no século XIX, tendo o primeiro motor de combustão interna sido desenvolvido em 1859 pelo francês Etienne Lenoir. Este motor apresentava uma potência e uma eficiência muito reduzidas devido ao facto de não haver compressão da mistura ar-combustível, fazendo com que os gases não queimassem de forma eficiente.

Em 1862, o francês Alphonse Beau de Rochas desenvolveu teoricamente um motor introduzindo o tempo de compressão, inventando assim o motor de quatro tempos, não tendo chegado a implementá-lo. Foi o alemão Nikolaus A. Otto que, em 1876, após ter trabalhado com diversos cientistas, que conseguiu desenvolver e implementar um motor com um ciclo a quatro tempos que viria a ser denominado por Ciclo de Otto. Assim sendo, Otto, no sentido mais amplo, pode ser considerado como sendo o inventor do motor de combustão interna a quatro tempos como o conhecemos hoje, (Heywood, 1988).

2.2.1 Classificação

Os motores de combustão interna podem ser classificados de várias formas, podendo ser classificados de acordo com o tipo de início da combustão do combustível em motores com ignição por faísca (ou ignição comandada) e motores com ignição por compressão (ou ignição não comandada). Estes últimos também são conhecidos por motores diesel.

Motores movidos a gasolina ou a álcool são exemplos de motores com ignição por faísca. Neste caso, a combustão de combustível é iniciada com uma descarga eléctrica, originada pela vela de ignição que produz uma faísca que irá provocar a combustão da mistura ar-combustível.

Nos motores de ignição por compressão, a ignição é conseguida pela injeção de combustível no cilindro através de injectores produzindo-se uma auto-inflamação da mistura ar-combustível originada pela pressão e temperatura elevadas.

Os motores podem também ser classificados quanto ao tipo de ciclo de operação: motores de quatro tempos que usem os Ciclos de Otto, de Diesel, de Miller, de Atkinson, etc; ou, de dois

tempos. Nesta dissertação apenas nos iremos focar nos motores de combustão interna com ignição por faísca de quatro tempos, não sendo feita uma descrição dos motores a dois tempos.

2.2.1.1 O motor a quatro tempos - princípio de funcionamento

Um motor a quatro tempos durante o seu funcionamento admite uma certa quantidade de ar e combustível, comprime e queima a mistura e deixa-a expandir antes de a expulsar do cilindro. O ciclo é assim composto pela admissão, compressão, combustão e escape. Um ciclo completo realiza-se em quatro cursos do pistão (êmbolo), sendo que um curso é a distância percorrida pelo êmbolo dentro do cilindro desde o ponto mais elevado da sua trajectória, PMS (Ponto Morto Superior), ao ponto mais baixo, PMI (Ponto Morto Inferior). Cada ciclo corresponde a duas voltas da cambota, em que a admissão e a compressão ocorrem numa volta e a transferência de calor, ou seja, a combustão e escape na volta consecutiva.

Como as válvulas abrem apenas uma vez por ciclo, requer que seja utilizado um (ou mais) comando de válvulas (árvore de cames) engrenado à cambota, que permita a sua rotação a metade da velocidade desta.

2.2.1.1.1 Os ciclos termodinâmicos

2.2.1.1.1.1 O Ciclo de Otto: ideal e prático

O ciclo de Otto ideal é constituído pelos seguintes processos:

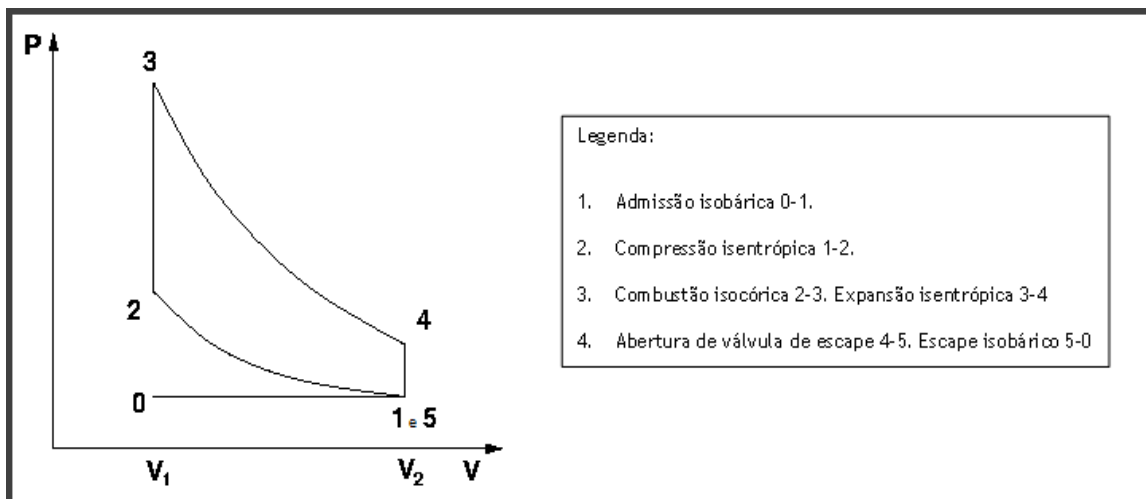


Figura 2.6- Ciclo de Otto ideal.

1) **Admissão:** ocorre quando a válvula de admissão abre e o pistão desce do PMS para o PMI. A depressão originada no cilindro, pelo aumento de espaço que o pistão vai deixando, faz com que a mistura de ar-combustível seja forçada a entrar no cilindro e ocupe esse espaço (0-1). A válvula fecha-se quando o pistão chega ao PMI. E assim a cambota rodou meia volta.

2) **Compressão:** quando a cambota roda a meia volta seguinte, as duas válvulas encontram-se fechadas e o pistão sobe do PMI para o PMS, comprimindo a mistura de ar-combustível até reduzir o seu volume ao espaço formado pela câmara de compressão (1-2).

3) **Combustão:** no momento em que o pistão chega ao fim do curso de compressão (PMS) a vela produz uma descarga eléctrica originando uma faísca na câmara de combustão, incendiando a mistura e provocando a sua combustão e explosão, gerando uma grande quantidade de calor, que aumenta a temperatura do gás e eleva a pressão que havia no final da compressão (2-3). Devido à elevada pressão, o pistão começa a descer, empurrado pela pressão exercida pela expansão dos gases até o PMI (3-4). Este curso descendente do pistão faz a cambota rodar mais meia volta e é o que proporciona a força para o funcionamento do motor.

4) **Escape:** quando o pistão chega ao PMI, a válvula de escape abre permitindo que os gases queimados sejam escoados a grande velocidade para o exterior com a ajuda do pistão que se encontra no seu movimento ascendente (4-5). A válvula de escape fecha com a chegada do pistão ao topo do cilindro PMS, completando assim o ciclo de funcionamento do motor (5-0).

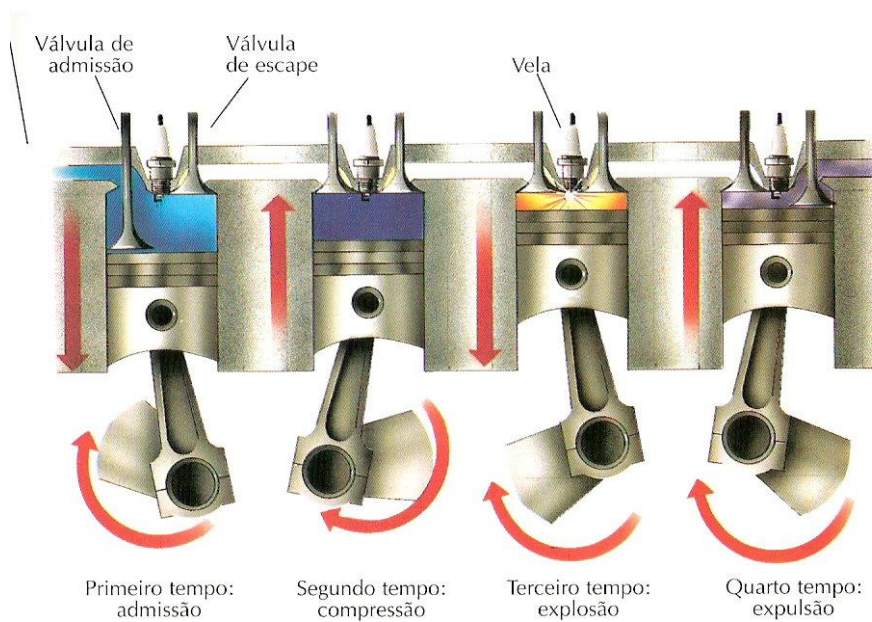


Figura 2.7- Ciclo teórico de um motor a quatro tempos. (Tabuencia, 1996)

No ciclo ideal é assumido que as válvulas têm a sua abertura e fecho no PMI e PMS. Isto ocorreria apenas se tratasse de um motor extremamente lento, mas para que os motores rápidos actuais possam trabalhar com enchimentos elevados, é necessário aproveitar os efeitos inerciais e de ressonância das colunas gasosas à entrada e saída do cilindro. Verifica-se assim que o ciclo de funcionamento de um motor a quatro tempos apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo ideal, como é possível observar na Figura 2.8.

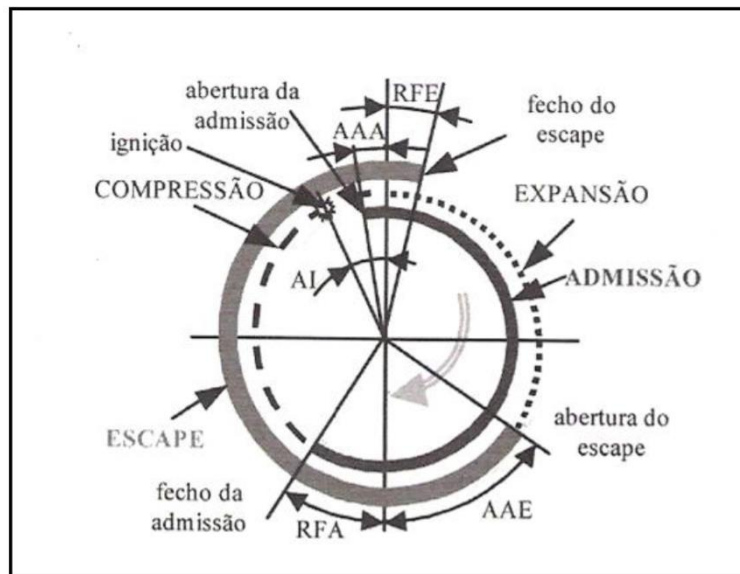


Figura 2.8- Diagrama de distribuição de um motor de combustão interna a quatro tempos (Martins, 2005).

Na admissão, e de forma a que a mistura ar-combustível encha o cilindro, dá-se um avanço na abertura da válvula de admissão (AAA), abrindo um pouco antes do PMS em vez de abrir no PMS, como era previsto teoricamente. Em termos de fecho da válvula de admissão, dá-se um atraso, (RFA), fechando após o PMI.

No tempo de combustão, esta deveria ocorrer a volume constante no PMS mas na prática a ignição ocorre antes do PMS. Este avanço (AI) ocorre para que a combustão da mistura se dê de modo a que a pressão máxima do ciclo ocorra imediatamente após o PMS, de forma a aumentar a componente de pressão útil.

Na abertura da válvula de escape dá-se um avanço (AAE), ou seja, em vez de abrir no PMI abre um pouco antes de forma a escoar mais rapidamente os gases, aliviando assim a pressão no cilindro e facilitando a subida do pistão. O fecho da válvula de escape é atrasado (RFE), ou seja, em vez de fechar no PMS esta fecha após o PMS, já no tempo de admissão, de forma a facilitar a evacuação máxima dos gases queimados.

O cruzamento entre as válvulas, isto é, o tempo em que ambas as válvulas se encontram abertas, em que a válvula de escape está no percurso de fecho e a válvula de admissão se encontra no percurso de abertura, também tem um papel fundamental no motor, principalmente em altas rotações. Este cruzamento permite que os gases novos, provenientes da admissão, ajudem a empurrar os gases queimados para o exterior do cilindro, permitindo um enchimento e uma renovação dos gases mais eficiente a altas rotações, fazendo com que a eficiência volumétrica aumente.

O aumento das rotações do motor permite assim a abertura das válvulas de forma mais rápida, o que implica que o tempo em que estas estão abertas seja mais curto, dificultando assim a renovação dos gases. Por outro lado, um cruzamento longo permite ao motor ter uma potência mais elevada a rotações mais elevadas, mas apresenta um desempenho fraco quando este roda a rotações mais baixas, devido aos gases provenientes da admissão escaparem pelo escape, havendo também a possibilidade de reversão dos gases de escape, em que os gases voltam para o interior do cilindro, não havendo assim uma renovação completa dos gases, o que implica uma redução de combustível e de oxigénio no interior do cilindro, causando uma diminuição da eficiência volumétrica que por sua vez leva a uma perda da potência.

2.2.1.1.1.2 O Ciclo de Miller

Ralph Miller, nos anos 1940's, desenvolveu um ciclo termodinâmico que veio a ser conhecido como ciclo de Miller.

O Ciclo De Miller baseia-se no ciclo de Otto mas apresenta uma expansão mais longa que a compressão, fazendo com que haja uma sobre-expansão dos gases queimados que no ciclo de Otto seriam desperdiçados pelo escape.

O ciclo de Miller é conseguido através de vários métodos:

- 1) Utilização de um sistema biela-manivela ajustável que permita que os tempos de admissão e compressão sejam menores que os de expansão e escape;
- 2) Reduzindo a duração da admissão/compressão através do fecho da válvula de admissão antes do PMI, mantendo a duração da expansão.
- 3) Reduzindo a duração da admissão/compressão através do fecho da válvula muito depois do PMI. Neste caso, parte dos gases voltam para trás, para o colector de admissão.

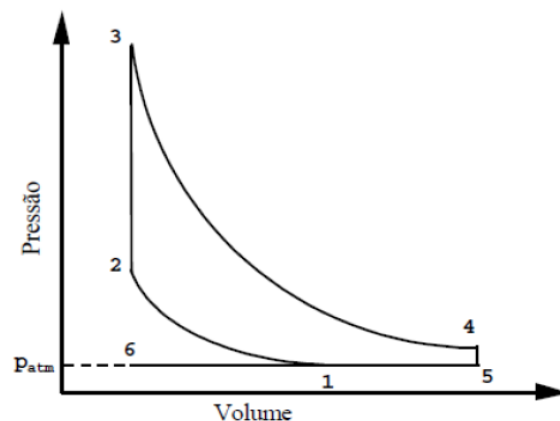


Figura 2.9- Diagrama P-V para o ciclo de Miller.

Assim sendo, o tempo de compressão é mais curto e o de expansão mais longo. Tendo em conta que no tempo de compressão o trabalho é consumido e no tempo de expansão é produzido trabalho, resulta assim num trabalho útil por ciclo maior quando comparado com o que seria obtido com o ciclo de Otto.

2.2.1.1.2 Componentes básicos de um motor monocilíndrico

Os componentes do motor de combustão interna podem ser divididos em duas categorias: os fixos e os móveis. Os principais componentes de um motor de combustão interna com ignição por faísca estão enumerados de seguida e na Figura 2.10:

❖ Órgãos fixos

- Bloco do motor
- Cabeça do motor
- Cárter
- Vela de ignição

❖ Órgãos móveis

- Pistão/êmbolo
- Biela
- Cambota
- Válvulas de admissão e escape
- Árvore de cames

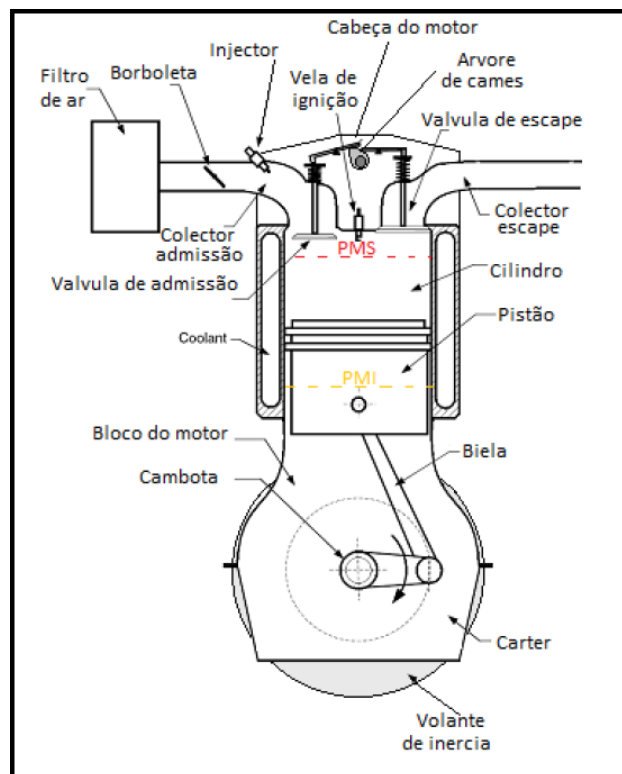


Figura 2.10- Esquema de um motor de combustão interna monocilíndrico.

Devido à importância da árvore de cames nesta dissertação, este será o único componente do motor a ser analisado mais detalhadamente.

2.2.1.1.2.1 Árvore de cames

A árvore de cames ou veio de ressaltos consiste num veio cilíndrico constituído por um conjunto de peças ovalizadas denominadas de cames, estando cada uma das cames atribuída a uma válvula. É um elemento fundamental do motor, pois faz parte do sistema de distribuição destinada a comandar a abertura e o fecho das válvulas de admissão e escape. A rotação das cames provoca de forma directa ou indirecta a abertura das válvulas de admissão e de escape, cada uma no seu tempo. O fecho das válvulas é assegurado pelas cames e pelas molas de retorno das válvulas.

O comando da árvore de cames é feito através da cambota, sendo feita por intermédio de correntes, correias ou por uma cascata de engrenagens. A árvore de cames roda a metade da velocidade da cambota, devido ao facto de que enquanto a cambota realiza um ciclo, ou seja, duas rotações, as válvulas de admissão e de escape abrem apenas uma vez.

Os motores podem apresentar árvores de cames na parte lateral (no bloco) ou árvores de cames na cabeça do motor (OHC - single overhead camshaft). Se a árvore de cames estiver colocada no bloco do motor, devido à distância às válvulas o movimento da came às válvulas é indirecto, sendo necessário impulsores/seguidores para transmitirem o movimento da came às varetas/hastes e estas aos balanceiros que vão accionar as válvulas. Se a árvore de cames estiver na cabeça, as válvulas podem ser accionadas directamente. Actualmente a maioria dos motores automóveis estão equipados com uma árvore de cames à cabeça (SOHC- single overhead camshaft) ou duas (DOHC-Double overhead camshaft) (Martins, 2005).

Os tempos de abertura e fecho das válvulas são extremamente importantes para o correcto funcionamento do motor. Os perfis (forma geométrica) das cames e o ângulo de desfasamento que estas fazem entre si é que estabelecem o momento e a duração que as válvulas vão abrir e fechar.

As cames que comandam as válvulas de admissão e de escape apresentam perfis diferentes, sendo geralmente o tempo de abertura da admissão superior ao de escape, de forma a possibilitar um melhor enchimento do cilindro com gases frescos, principalmente em rotações mais altas do motor. O perfil da came e a forma como esta actua na válvula varia com o tipo de impulsor utilizado, podendo ser de superfície plana, elíptica ou de rolete.

2.2.2 Parâmetros do motor

Para definir os parâmetros de motor, é necessário começar por definir alguns aspectos importantes como a velocidade dos pistões e o volume deslocado.

2.2.2.1 Velocidade média de um pistão

A velocidade média de um pistão de um motor é dada pela seguinte equação:

$$v_p = 2SN \text{ [m/s]} \quad (1)$$

Onde N representa o número de revoluções por segundo (rps) e S representa o curso do pistão, em metros.

Nos motores, a velocidade média de um pistão encontra-se geralmente entre os 5 e os 15 m/s. As razões para que estes operem dentro destes valores são duas: devido a razões de segurança para que não haja risco de danificar nenhum dos componentes do motor; e, pelo escoamento dos gases para dentro e fora dos cilindros. A velocidade dos pistões é que vai definir o caudal de ar-combustível que irá entrar no cilindro ao longo da admissão e o caudal de gases queimados que sairá do cilindro no tempo de escape. Velocidades superiores iriam obrigar à utilização de válvulas de diâmetros maiores, de forma a conseguir manter a entrada e saída dos gases.

2.2.2.2 Volume deslocado

O volume deslocado, V_d , é o volume varrido pelo pistão quando vai do PMI ao PMS e define-se por:

$$v_d = V_{PMI} - V_{PMS} \quad (2)$$

Ou por,

$$V_d = N_c \frac{\pi B^2}{4} S \quad (3)$$

Sendo

B - Diâmetro do cilindro;

S - Curso;

N_c - Numero de cilindros.

O volume deslocado é também usualmente denominado por cilindrada e é representado em cm^3 , sendo mais comumente expresso em litros (l).

Para um dado volume deslocado, um curso maior permite ter um diâmetro do cilindro menor resultando numa menor superfície das paredes do cilindro, havendo assim uma menor perda de calor. Contudo, um curso maior resulta numa velocidade do pistão maior e maiores perdas devido ao atrito. Se o diâmetro for superior ao curso, o motor será super quadrado, fazendo com que as perdas devido ao atrito diminuam mas aumentem as perdas térmicas. Os motores modernos apresentam-se como sendo quadrados ou muito próximos de serem quadrados, havendo assim um equilíbrio entre as perdas por atrito e as perdas térmicas.

No volume deslocado não está contemplado o volume da câmara de combustão, V_c , que consiste no espaço existente entre a cabeça do motor e o pistão, quando este está no PMS:

$$v_c = V_{PMS} \quad (4)$$

$$V_{PMI} = V_c + V_d \quad (5)$$

2.2.2.3 Binário e potência útil

O binário do motor corresponde ao momento que é desenvolvido por um motor, representando o produto da força tangencial resultante da combustão da mistura de ar - combustível pela distância entre o seu ponto de aplicação e o eixo de rotação da cambota. Este está directamente relacionado com o tamanho do motor e com o volume deslocado.

A potência útil é o produto do binário do motor pela velocidade de rotação da cambota e é proporcional à área do topo do pistão e à velocidade do pistão. Quanto maior for um motor, maior será o binário e a potência útil produzida. Outro factor que influencia o binário e a potência é a eficiência volumétrica.

O binário e a potência útil para um motor a quatro tempos podem ser obtidos pelas seguintes equações (Pulkrabek, 2003):

$$\tau = \frac{PME \times V_d}{4\pi} = \frac{\dot{W}_e}{2\pi N} \text{ [N.m]} \quad (6)$$

A potência, por sua vez, pode ser obtida pela expressão:

$$\dot{W}_e = 2\pi\tau N = \frac{PME \times A_p \times v_p}{4} \text{ [Kw ou Cv]} \quad (7)$$

em que A_p representa a área da superfície do pistão e N o número de rotações por segundo.

O regime em que se obtém o binário máximo deve ser aproximadamente 70% do regime correspondente à potência nominal, para que o motor tenha uma reserva de binário suficiente para contrariar as diferenças de carga a que o motor está sujeito:

$$R(\%) = \frac{\text{binario maximo} - \text{binario à potencia maxima}}{\text{binario à potencia maxima}} \times 100 \quad (8)$$

Valores de reserva do motor (R) que se encontrem compreendidos entre 15% e 35% são considerados como bons e valores superiores a 35% como muito bons, (Santos, 1996).

2.2.2.4 Relação ar-combustível

Para que uma reacção de combustão ocorra completamente é necessário que haja uma relação correcta entre as quantidades de ar (oxigénio) e combustível. A relação ou taxa ar-combustível é um parâmetro que descreve a proporção da mistura:

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (9)$$

Onde:

m_a - Massa de ar;

\dot{m}_a - Caudal mássico de ar;

m_f - Massa de combustível

\dot{m}_f - Caudal mássico de combustível

Em que,

$$\dot{m}_a = e_{vol} \rho V_d \quad [\text{Kg/s}] \quad (10)$$

Sendo, e_{vol} - Eficiência volumétrica

Se a relação A/F for quimicamente correcta, a mistura denomina-se por estequiométrica. Para motores a gasolina, esta relação é de 14.5:1.

Neste caso, teoricamente todo o ar é utilizado para queimar todo o combustível. Se for fornecida uma menor quantidade de combustível a mistura é denominada como sendo pobre e o motor apresentará uma menor potência. Se a quantidade de gasolina for maior que o ideal, a mistura denomina-se rica. Neste caso, o excesso não é queimado e faz com que haja um consumo desnecessário de combustível.

Nas misturas pobres, todo o combustível é queimado melhorando o rendimento, enquanto que para misturas ricas todo o ar é consumido aumentando o binário.

Na prática, para obter o valor máximo de potência de um motor é necessário que todo o ar seja utilizado, devendo-se a mistura ser levemente rica (Martins, 2005).

A avaliação da riqueza ou pobreza da mistura é feita da seguinte forma:

$$\text{Riqueza } \phi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}}{\frac{A}{F}} = \frac{\frac{F}{A}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{est}} \quad (11)$$

$$\text{Excesso de ar } \lambda = \frac{\frac{A}{F}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}} = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{est}}{\frac{F}{A}} \quad (12)$$

Tabela 2.1- Valores da riqueza e do excesso de ar para vários tipos de mistura.

| Tipo de Mistura | Parâmetros |
|-------------------------|---------------------------|
| Mistura estequiométrica | $\lambda=1$ e $\varphi=1$ |
| Mistura rica | $\lambda<1$ e $\varphi>1$ |
| Mistura pobres | $\lambda>1$ e $\varphi<1$ |

2.2.2.5 Taxa de compressão

Um dos parâmetros do motor a ter em consideração é a taxa de compressão, que se entende como sendo a razão entre o volume de um cilindro quando o pistão se encontra no ponto morto inferior (PMI) e o volume quando se encontra no ponto morto superior (PMS):

$$r_c = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (13)$$

Uma taxa de compressão elevada permite obter um maior rendimento do motor, contudo esta aumenta o risco de ocorrer uma ignição prematura da mistura de ar/combustível (auto-detonação) que provoca a perda de potência e pode danificar o pistão e o cilindro.

Os motores de ignição por faísca modernos apresentam taxas de compressão entre os 8:1 e os 11:1. Este limite é imposto principalmente pelas propriedades da gasolina e pelas limitações mecânicas do motor (Pulkrabek, 2003).

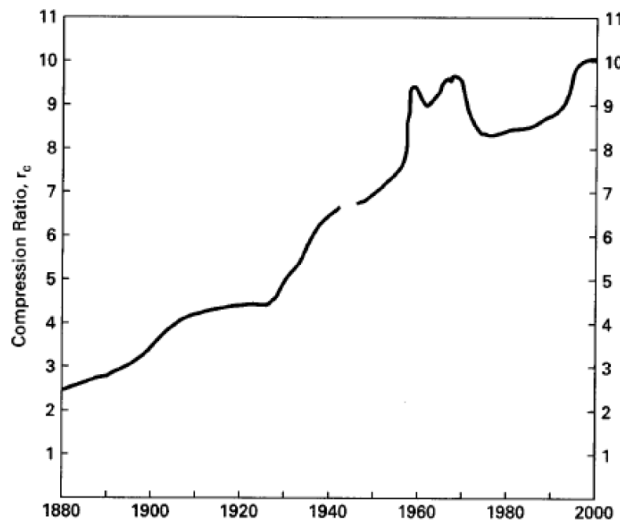


Figura 2.11- Valores médios da taxa de compressão para motores de ignição por faísca em função do ano (Pulkrabek, 2003).

2.2.2.6 Consumo específico de combustível

O consumo específico mede a eficiência do motor na utilização do combustível fornecido para produzir trabalho, ou seja, a eficiência energética. Este permite comparar a eficiência térmica de motores com diferente número de cilindros, diferentes cilindradas e/ou potências.

É obtido pela razão entre o caudal mássico de combustível e a potência produzida pelo motor, ou seja:

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_e} \quad (14)$$

O consumo específico de combustível é geralmente expresso em g/kWh.

2.2.2.7 Rendimento térmico

O trabalho mecânico pode ser convertido em calor, sendo que uma dada quantidade de calor contém a energia equivalente a uma dada quantidade de trabalho mecânico. A razão entre o trabalho (ou potência) produzido pelo motor e a energia térmica fornecida pelo combustível define o rendimento térmico.

É possível comparar dois motores similares que utilizem quantidades iguais de combustível, sendo o melhor o que conseguir converter em trabalho a maior parte da energia do combustível (maior rendimento térmico), obtendo assim uma potência maior.

Um rendimento elevado significa um baixo consumo específico de combustível, ou seja, um menor consumo de combustível a uma determinada potência. Assim sendo, o rendimento

térmico é de grande importância para a avaliação do desempenho de motores. O rendimento térmico para um motor a gasolina é em média de 21 a 25% e pode ser expresso pelas seguintes equações:

- **Rendimento térmico ao freio**

$$\eta_{te} = \frac{W_e}{\dot{m}_f \times Q_{pi} \times \eta_c} \quad (15)$$

Ou,

$$\eta_{te} = \frac{1}{C_s \times Q_{pi}} \quad (16)$$

Onde,

\dot{m}_f - Caudal mássico de combustível [Kg/s].

Q_{pi} - Poder calorífico inferior de um combustível - 44 MJ/kg.

η_c - Eficiência da combustão.

C_s - Consumo específico.

W_e - Potência útil.

- **Rendimento térmico indicado**

$$\eta_t = \frac{\eta_{te}}{\eta_m} \quad (17)$$

Onde:

η_m - rendimento mecânico.

2.2.2.8 Eficiência volumétrica

Um dos processos mais importantes e que comanda o valor da potência e o desempenho que pode ser obtido de um motor é o que permite inserir a maior quantidade de ar dentro do cilindro do motor a cada ciclo. Maior quantidade de ar significa que é possível queimar uma maior quantidade de combustível e conseqüentemente mais energia convertida. Devido ao curto espaço de tempo de cada ciclo e às perdas de carga no circuito de admissão (filtro de ar, colector de admissão e válvula de admissão), o ar que entra no cilindro é inferior ao ideal.

A eficiência volumétrica é então a capacidade de enchimento do cilindro com a mistura ar-combustível e define-se como a razão entre o valor real admitido e o valor teórico possível de ser admitido para uma dada rotação do motor:

$$e_{vol} = \frac{m_a t_m}{\rho V_d N 2} \quad (18)$$

Sendo,

t_m - Número de tempos do motor.

A eficiência volumétrica apresenta usualmente valores na ordem dos 75% aos 90% com a borboleta totalmente aberta, decrescendo com o fecho da borboleta (Pulkrabek, 2003).

Também é possível estimar a eficiência volumétrica através de um valor base e recorrendo a vários parâmetros de correcção, tal como é possível observar na seguinte equação:

$$e_{vol} = \sqrt{\left(\frac{T_i}{T_B}\right) \times \frac{T_{cb} + 2000}{T_c + 2000}} \times k_p \times k_f \times k_{ic} \times k_{ip} \times e_{vol.b} \quad (19)$$

Onde:

T_i - Temperatura de admissão.

T_c - Temperatura de refrigeração

T_{cb} - Temperatura de refrigeração, 82.4°C (Taylor, 1985)

$e_{vol.b}$ - Eficiência volumétrica base

k_f - Correcção para a razão de combustível

k_{ic} - Correcção para o tempo de fecho da válvula de admissão

k_{ip} - Correcção para colectores de admissão longos

k_p - Correcção para a razão entre pressão de escape e a pressão de admissão

A eficiência volumétrica base, e_{vb} , é obtida através da leitura de gráficos que relacionam o Índice de Mach da válvula de admissão, Z , com a velocidade do pistão. Os restantes parâmetros de correcção são obtidos através de diversos gráficos, como os que se encontram no Anexo III.

2.2.2.9 Pressão média efectiva (PME)

Este é um parâmetro importante que pode ser utilizado para comparar motores e é definido como sendo o trabalho produzido por unidade de volume varrido do motor.

A PME pode ser calculada em termos do binário (τ) e da potência efectiva (\dot{W}_e):

2.2.3 Curvas características de um motor

As curvas características de um motor permitem avaliar a variação de potência, binário e consumo específico com a variação da velocidade do motor.

Estas curvas são geralmente obtidas com ensaios a carga constante, num banco de ensaios, com a borboleta completamente aberta.

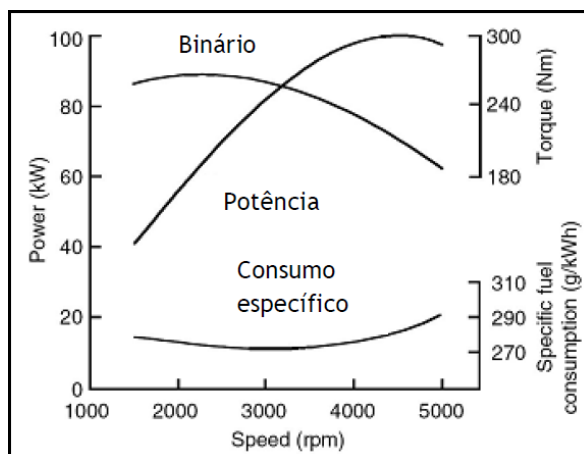


Figura 2.12- Exemplo de curvas características de um motor (Pulkrabek, 2003).

2.2.3.1 Curva de binário

A curva de binário é directamente proporcional à quantidade de ar que é aspirada pelo motor em cada ciclo.

A baixas rotações, devido aos atrasos e avanços nas aberturas e fechos das válvulas de admissão e escape, os valores do binário são baixos dada a possível perda dos gases frescos no regresso ao colector de admissão e pelo recuo dos gases queimados do colector de escape para o cilindro. O aumento da velocidade permite que com o efeito dinâmico das colunas gasosas haja uma melhor e mais eficiente renovação dos gases, fazendo aumentar o binário até ao seu valor máximo. Com o aumento das rotações do motor o binário diminuirá, devido a perdas de carga nos colectores e válvulas e devido ao aumento das perdas mecânicas. Assim sendo, a curva de binário terá a forma apresentada na Figura 2.12.

2.2.3.2 Curva de potência

A forma da curva de potência deriva da sua relação com o binário e a velocidade.

Com o aumento do binário e com o aumento das rotações, a curva da potência aumenta rapidamente até o binário atingir o seu valor máximo. A partir deste valor a potência aumenta somente devido à velocidade pois a binário diminui. Após ter atingido a potência máxima, esta começa a diminuir devido à redução da curva do binário ser superior ao aumento de velocidade, Figura 2.12.

2.2.3.3 Curva de consumo específico

A curva do consumo específico não apresenta nenhuma relação directa com as curvas de binário e de potência, pois está relacionada com o rendimento térmico. O seu valor mínimo encontra-se geralmente para uma velocidade de rotação intermédia entre os valores máximos das curvas de binário e de potência.

O consumo específico decresce com o aumento da velocidade de rotação do motor, atingindo um mínimo e de seguida volta a aumentar a velocidades elevadas.

Considera-se um bom consumo específico quando atinge valores na ordem dos 250-270 g/kWh.

Os factores que podem influenciar a variação do consumo específico nos regimes baixos são as elevadas perdas térmicas e as oscilações da pressão nas condutas de admissão. Nos regimes elevados, o consumo aumenta principalmente devido à diminuição do rendimento térmico e ao aumento das perdas mecânicas.

A taxa de compressão dos motores também é um dos factores que influencia o consumo, sendo que quanto maior for o seu valor maior será o rendimento térmico e portanto menor o consumo.

O consumo específico em valores médios apresenta um valor máximo próximo dos 400 g/kWh para a potência máxima e um valor mínimo de aproximadamente 205 g/kWh para valores próximos do regime de binário máximo. O consumo específico mínimo corresponde ao ponto de maior rendimento térmico do motor, que se encontra próximo do ponto de máximo binário. O seu valor é mínimo para uma faixa de valores entre os 75% e 85% da potência máxima, sendo esta a faixa óptima de funcionamento para um motor. Para valores abaixo dos 50% da potência máxima, o consumo específico é elevado, não sendo aconselhável usar o motor nestes regimes por períodos de tempo muito curto, (Santos, 1996).

2.3 Os motores aplicados aos UAV

Os UAV existentes podem ser propulsionados por diferentes tipos de motores, sendo eles:

- Motor turbina a gás;
- Motor de combustão interna - dois tempos ou quatro tempos;
- Motor Eléctrico - Bateria e ou Energia Solar;
- Motor a energia térmica nuclear;

A selecção do tipo de motor será feita de acordo com o tipo de aeronave e do tipo de missão que irá realizar.

Devido à importância dos motores de combustão interna nesta dissertação, este será o único tipo de motor a ser analisado mais detalhadamente.

2.3.1 UAV com motor de combustão interna

A melhor tecnologia disponível para UAV em relação a motores de CI está aplicada no MQ-1 Predator, usado pelo exército dos Estados Unidos.



Figura 2.13- MQ-1 Predator. (Shaw, 2013)

O 'Predator' possui um motor de quatro cilindros, equipado com turbo, que debita cerca de 115 cavalos de potência (Rotax 914F), e trata-se de uma aeronave totalmente equipada para combate, estando equipada com dois mísseis guiados a laser, mas cuja principal missão é de reconhecimento, havendo então a hipótese ser de equipada com vários tipos de câmaras e de sensores, dependendo da sua missão.

Tabela 2.2- Características gerais e Desempenho do MQ-1 Predator.

| | | | |
|-------------------------|---------------------|------------------------|--------------|
| Comprimento | 8.22 m | Velocidade máxima | 217 Km/h |
| Envergadura | 14.8 m | Velocidade de cruzeiro | 130-165 Km/h |
| Altura | 2.1 m | Velocidade de perda | 100 Km/h |
| Area das Asas | 11.5 m ² | Alcance | 741 Km |
| Peso vazio | 512 Kg | Duração máxima de voo | 24 H |
| Peso máximo à decolagem | 1020 Kg | Tecto de voo | 7200 m |

2.3.2 Dois tempos vs quatro tempos

Os motores de CI a quatro tempos possuem melhor eficiência e nível de consumos em comparação aos de dois tempos, produzem menos vibração e fazem menos barulho. São também motores com um maior nível de fiabilidade, uma vez que possuem um reservatório próprio de óleo para a lubrificação do mesmo, o que por outro lado faz com que tenham um menor razão de potência/peso.

O facto de os motores a dois tempos não possuem reservatório de óleo, faz com que o mesmo tenha que ser adicionado ao combustível de forma a lubrificar as peças móveis do motor, a razão óleo/combustível fornecida ao motor é muito específica e qualquer variação poderá levar a uma má lubrificação do motor e consequentemente a uma avaria do mesmo.

Visto que os motores a dois tempos possuem uma maior probabilidade de avaria, o espaço de tempo de manutenção ao motor será muito menor que o de um motor a quatro tempos.

O que por sua vez faz com que a escolha por um motor a quatro tempos seja a mais segura e acertada para o sucesso de um voo.

2.3.3 Motores semelhantes ao testado

Uma vez que o motor que iremos trabalhar é HondaGX22, um motor monocilíndrico de quatro tempos com 22cc e com arrefecimento a ar, era necessário uma pesquisa sobre motores idênticos, existentes no mercado. Os valores recolhidos poderão permitir criar uma base de comparação entre as características do motor testado e as dos motores existentes.

Tabela 2.3- Motores idênticos ao testado.

| Motor | cc | Peso [Kg] | Potencia [hp] | Potencia/peso [hp/Kg] | Min RPM | Max RPM |
|----------|-------|-----------|---------------|-----------------------|---------|---------|
| FA-120S | 20 | 0.9 | 2.2 | 2.44 | 1900 | 10500 |
| FA-125a | 20.52 | 0.7 | 2.2 | 3.14 | 1800 | 10500 |
| FS-130s | 21.88 | 0.76 | 2.2 | 2.89 | 2000 | 11000 |
| 150B AAC | 24.58 | 0.85 | 2.5 | 2.94 | 2000 | 10500 |
| FS-155a | 25.36 | 0.81 | 2.56 | 3.16 | 2000 | 10000 |
| FS-200U | 32.4 | 0.83 | 2.9 | 3.49 | | |

2.4 Programas

Os programas utilizados para testes e simulações foram o *Cam Analyzer* e o *Engine analyzer*, ambos produtos pertencentes à Performance Trends.

A Performance Trends é um dos principais desenvolvedores de programas computacionais para construtores de motores, corredores e entusiastas de desempenho. Iniciou-se em 1986 com o lançamento de um programa computacional destinado a analisar corridas chamado de Drag Racing Analyzer. Desde então tem desenvolvido programas de simulação para a indústria automóvel, que permitem testar tanto os motores mais comuns como os motores de alto desempenho, e programas mais destinados à competição para melhorias de eficiência a nível de preparação de carros para a competição.

2.4.1 Programa *Cam Analyzer*

O *Cam Analyzer* é um programa computacional que permite desenhar vários perfis de uma árvore de cames, para depois a poder testar num certo motor utilizado o *Engine Analyzer*.

O *Cam Analyzer* só corre na plataforma Windows, sendo um software gratuito que está em constante melhoramento.

2.4.2 Programa *Engine Analyzer*

O *Engine Analyzer* é um programa computacional que permite simular um banco de ensaios no computador, partindo de vários valores fornecidos pelo utilizador, permite simular um motor e ver a influência de várias características do motor, tais como a árvore de cames, a cabeça do motor, as dimensões das válvulas, a taxa de compressão, o turbo, etc.

O *Engine Analyzer* permite testar qualquer tipo de motor a quatro tempos, seja de uma moto, carro, barco ou avião. Possui uma interface 'user friendly' que em conjunto com o manual descreve e explica tudo o que é necessário ao utilizador.

O *Engine Analyzer* é um programa de alto nível que só corre na plataforma do Windows, é um software pago, que também está em constante melhoramento devido à sua grande procura e interesse.

Capítulo 3

3. Motor Honda GX22

Durante este trabalho teremos como base o motor Honda GX22 e todos os testes e simulações que são apresentados provêm deste mesmo motor. Sendo que todas as simulações efectuadas podem ser efectuadas no motor original, uma vez que apenas nas simulações penas são alteradas características físicas que não alteram as dimensões do bloco de motor ou o esquema de funcionamento.

3.1 Dados técnicos do motor

Os dados técnicos do motor foram retirados do manual do fabricante e obtidos através de medições efectuadas no próprio motor.

Tabela 3.1- Dados do fabricante relativamente ao motor Honda GX22.

| HONDA GX22 | |
|------------------------------|--------------------------|
| Tipo de motor | 4 Tempos, monocilindrico |
| Cilindrada [cc] | 22 |
| Diametro x Curso [mm] | 33 x 26 |
| Potência máxima [Hp] | 1 (7000rpm) |
| Binário [N.m] | 1.09 (4500rpm) |
| Razão de compressão | 08:01 |
| Cosumo [l/h] | 0.25 (7000) |
| Peso [Kg] | 3.3 |

De modo a obter-se o maior número de dados relativos ao motor em estudo, o motor Honda GX22, foi efectuada uma medição sobre na sua árvore de cames para obter os dados reais referentes aos tempos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, permitindo utilizar estes dados de forma a obter a melhor estimativa das curvas características possível.

3.1.1 Dados da árvore de cames

A arvore de cames é um órgão muito importante, podendo ser comparado como o coração do motor devido a este ser o elemento que determina quando, quanto e como o motor irá “respirar”, pois este é o órgão da distribuição que comanda as válvulas de admissão e as válvulas de escape do motor, através das suas cames (ressaltos).

As cames, com a sua geometria e posicionamento na árvore de cames, conjuntamente com os balanceiros, estabelecem a duração e o deslocamento que estas produzem nas válvulas. Entende-se por duração o tempo que cada válvula se mantém aberta, sendo medida em graus da cambota.

A duração e os tempos em que as válvulas abrem e fecham têm grande influência no desempenho de um motor. São estes que permitem que o motor respire melhor ou pior, ou seja, são estes que determinam quando e por quanto tempo a válvula de admissão permite a entrada de gases novos e a válvula de escape permite a saída de gases queimados, de forma permitir a renovação dos gases no interior do cilindro. Quanto maior for a eficiência do enchimento do cilindro, ou seja, quanto maior for a eficiência volumétrica, maior será o rendimento, e por sua vez, a potência do motor.

3.1.1.1 Medição da árvore de cames do motor Honda GX22

A medição que foi efectuada sobre a árvore de cames teve como objectivo obter os valores de deslocamento que cada came provoca nas suas respectivas válvulas, podendo com esses valores saber quando cada válvula abre e fecha e por quanto tempo estas se mantêm abertas, de modo a poder-se elaborar um gráfico que demonstra o deslocamento que as válvulas têm para cada grau de rotação da cambota e elaborar um diagrama de distribuição do motor.

Para efectuar a medição do perfil das cames, foi necessário montar no eixo de saída do motor um disco graduado de 0° a 360°, de forma a que este rode juntamente com o motor. Foi montado também um ponteiro fixo que irá indicar os graus que a cambota irá rodar. Após se ter retirado a tampa das válvulas, foi colocado um comparador no topo de cada haste do balanceiro das válvulas de escape e admissão, estando cada comparador seguro por um suporte fixado ao suporte do motor. A vela de ignição do motor também foi removida para se ter acesso ao interior do cilindro, para com a ajuda de um comparador verificar a posição do pistão.



Figura 3.1- Árvore de cames de um motor Honda Gx22.

A medição iniciou-se pela válvula de escape, determinou-se o PMS do motor, que corresponde ao ponto de altura máxima do pistão, e colocou-se o comparador a zero. As medições foram feitas a partir do PMS de forma a ter um ponto de referência para a posterior elaboração do gráfico e diagrama de distribuição.

Em seguida, rodou-se de dois em dois graus o eixo do motor no sentido da rotação do motor, sendo anotado o valor de deslocamento da válvula assim sucessivamente até perfazer duas voltas completas do eixo.

O mesmo foi efectuado para a válvula de admissão.

Após as medições e do tratamento dos resultados, Anexo I, foi possível obter as curvas de deslocamento das válvulas de escape e de admissão e do diagrama de distribuição.



Figura 3.2- Fotografias da montagem e da medição do deslocamento das válvulas.

3.1.1.2 Deslocamento das válvulas e diagramas de distribuição das válvulas

A SAE (Society of Automotive Engineers) normalizou que as medições deveriam realizar-se acima de 0.15 mm (0.006 polegadas) de abertura da válvula, mas com o decorrer do tempo os fabricantes começaram por usar outros valores, tornando-se assim a comparação entre cames complicada devido a não se saber que valores foram usados como valores do limite das medições.

Actualmente, a maioria dos fabricantes consideram apenas os valores acima de 1 mm (0.05 polegadas) ou acima de 0.5 mm (0.02 polegadas), de forma a normalizar os dados disponibilizados pelos fabricantes. Desta forma, para além de facilitar a comparação entre cames, esta medida permite que os valores obtidos tenham uma reduzida interferência das variações das rampas das cames.

No caso do motor em estudo, devido a este ter um deslocamento/abertura das válvulas extremamente pequeno, e pelo facto de não ter sido encontrada a duração publicitada (*advertised duration*) que corresponde à duração indicada pelos fabricantes, foram considerados todos os valores acima de 0mm.

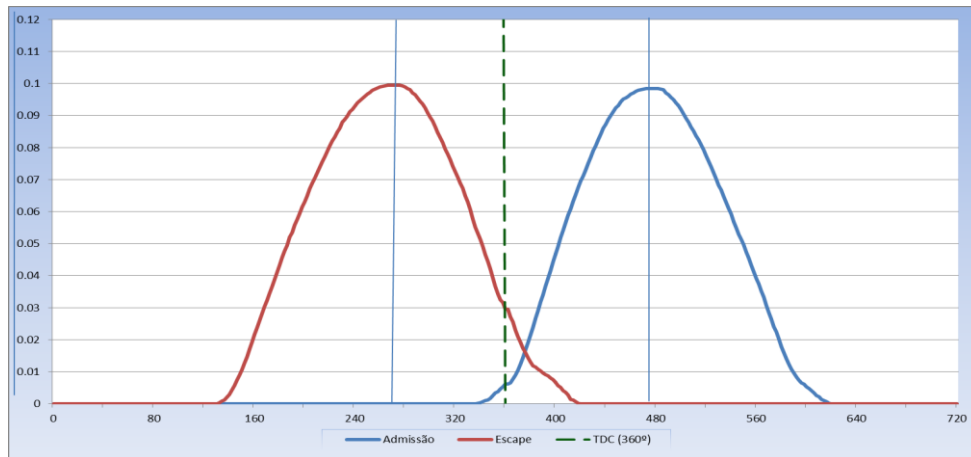


Gráfico 3.1- Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento das válvulas do motor.

Ao analisar os valores medidos, é possível verificar que a válvula de escape inicia a sua abertura aos 131°, após o PMI do motor, atingindo o valor máximo de abertura/deslocamento de 2.5mm (0.09843in) aos 271° e fecha completamente aos 419°, tendo uma duração de 288°.

A válvula de admissão, inicia a sua abertura aos 337°, sendo a sua abertura máxima de 2.52mm (0.0994in) aos 475° e fecha aos 619°, tendo uma duração de 282°, sendo muito semelhante à de escape, tal como seria de esperar, visto que a árvore de cames possui apenas um excêntrico, existindo apenas diferenças nos braços que fazem mover os martelos das válvulas. Isto significa então que a árvore de cames possui apenas um excêntrico, mas que devido aos braços existentes consegue simular dois excêntricos diferentes, um para a válvula de admissão e outro para a válvula de escape.

A diferença entre a abertura máxima da válvula de admissão e da válvula de escape é de 0.01in, e surge devido à diferença nas folgas das válvulas. Sendo que válvula de admissão possui uma folga de 0.005in, e a válvula de escape 0.006in. O que dará origem à diferença existente no deslocamento máximo respectivo.

O gráfico permite-nos ainda retirar uma importante informação como a duração do cruzamento entre as válvulas, ou seja, o tempo em que ambas as válvulas estão abertas, sendo neste caso de 82°.

É possível também retirar o desfasamento entre os excêntricos simulados, sabendo o ângulo a que corresponde o PMS de cada excêntrico, e calculando a diferença de graus entre ambos, obtemos um desfasamento de 204°.

A partir do gráfico, podemos também verificar que as curvas possuem uma forma simétrica em relação aos 375° de cambota. Sendo a abertura do escape muito parecido ao fecho da admissão, e o fecho do escape parecido à abertura da admissão. Isto seria de esperar devido

ao posicionamento dos braços em relação à árvore de cames como é possível verificar na Figura 3.3.

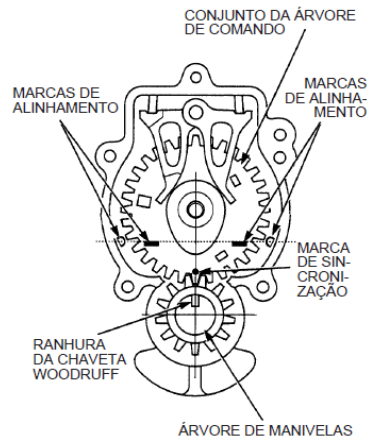


Figura 3.3- Esquema do conjunto da árvore de cames. (Honda 2003)

Tabela 3.2- Dados medidos da árvore de cames.

| | Eixo do motor [°] | | Árvore de cames [°] | |
|--------------|-------------------|--------|---------------------|--------|
| | Admissão | Escape | Admissão | Escape |
| Abre | 337 | 131 | 168.5 | 65.5 |
| PMS | 475 | 271 | 237.5 | 135.5 |
| Fecha | 619 | 419 | 309.5 | 209.5 |
| Duração | 282 | 288 | 141 | 144 |
| Cruzamento | 82 | | 41 | |
| Desfasamento | 204 | | 102 | |

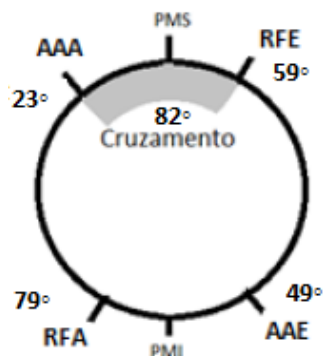


Figura 3.4- Diagrama de distribuição do motor Honda GX22 (medido).

3.1.1.3 Suavização das curvas de deslocamento

Como pode ser visto no gráfico 3.1, as curvas de deslocamento das válvulas possuem alguns altos, o que é normal visto que o material utilizado apesar de preciso não possuía a precisão necessária para obter curvas perfeitas. Durante a medição qualquer pequeno movimento ou toque no motor durante a rotação do prato descalibrava o comparador, daí o aparecimento de pequenas falhas nas curvas.

De forma a poder inserir o desenho da árvore de cames no programa *Engine Analyzer*, foi necessário suavizar as curvas. Pois caso contrário o programa detecta essas pequenas falhas e alerta para possíveis erros.

O processo de “data smooth” foi realizado em Excell com recurso a um suplemento chamado “Data Curve Fit Creator”, e à função “PolyFit()”.

Os valores das curvas obtidas após a suavização estão no Anexo I.

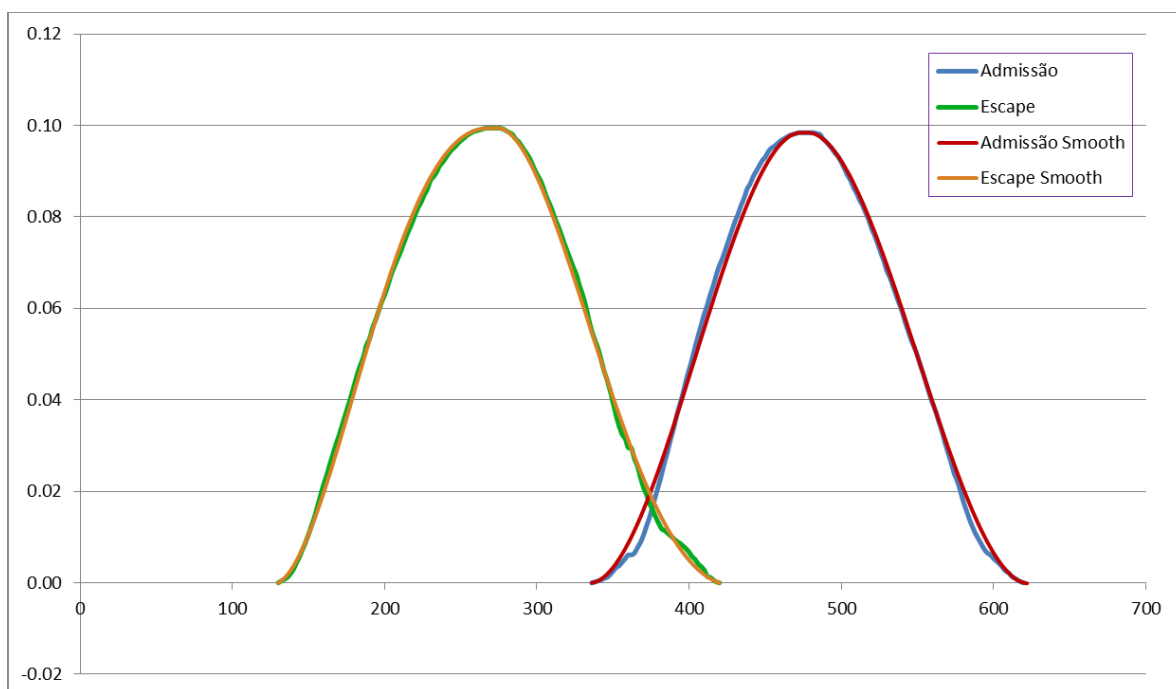


Gráfico 3.2- Curvas originais vs curvas suavizadas.

3.2 Curvas características

Um dos aspectos principais a ter em consideração num motor são as suas curvas características, que nos dão a conhecer os valores de potência, binário e consumo específico para os vários regimes de velocidade de rotação do motor.

As curvas características de um motor permitem saber para que regime de velocidade de rotação os valores são óptimos, ou seja, valores próximos do binário máximo e do consumo

específico mínimo. Consideramos como regime óptimo, a gama de velocidades de rotação do motor que permite que haja um enchimento dos cilindros com mistura ar-combustível mais eficiente, onde a pressão média efectiva e o rendimento térmico atingem os seus valores máximos, possibilitando assim uma combustão mais eficiente e faz com que o binário apresente valores próximos do máximo e o consumo de combustível é mínimo.

Tendo em conta a potência, binário e consumo específico pretendido, as curvas características de um motor permitem verificar se o motor é de facto o mais indicado, e também verificar o efeito das alterações realizadas na optimização do mesmo.

No entanto, é necessário ter em atenção que as curvas características são obtidas em bancos de ensaios, em condições ideais e que irão diferir das condições nas quais os motores irão funcionar na realidade.

De seguida, serão apresentadas as curvas características do motor Honda Gx22. Para a elaboração das curvas foram efectuados cálculos e simulações com base nos dados da Tabela 3.1. Para os cálculos do binário, consumo específico, rendimento térmico, eficiência volumétrica e pressão media efectiva, foram utilizadas as equações (6), (14), (17), (19) e (20), respectivamente. A curva de potência não foi calculada, sendo obtida pelo programa *Engine Analyzer*. Os resultados dos cálculos e simulações encontram-se com mais pormenor no Anexo III.

3.2.1 Motor Honda Gx22



Figura 3.5- Motor Honda Gx22.

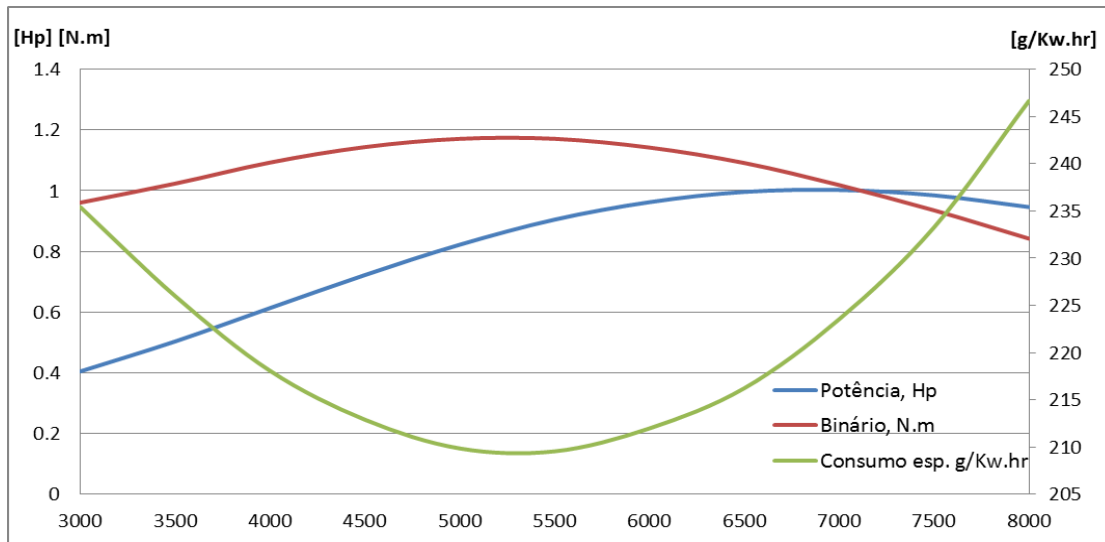


Gráfico 3.3- Curvas características do motor Gx22 (obtidas).

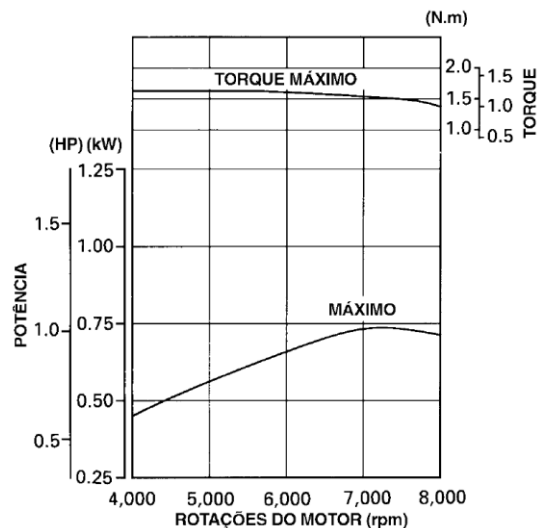


Gráfico 3.4- Curvas características do motor Gx22 (fabricante).

Dos dados recolhidos para a potência, foi possível verificar que este é um motor muito rotativo que pode chegar às 8000 rotações por minuto, atingindo a sua potência máxima de aproximadamente 0.74Kw (1Cv) às 7000 rpm, (Honda, 2003).

Das curvas obtidas, Gráfico 3.2, constata-se que o motor Honda Gx22 atinge o seu binário máximo às 5250 rpm, alcançando os 1.18 Nm e diferindo assim dos dados do fabricante que indica que o binário máximo acontece aos 4500 rpm. O binário máximo verifica-se aos 5250 rpm, devido a este ser o regime onde o motor tem o seu funcionamento óptimo, dado o motor conseguir realizar o enchimento do cilindro de forma mais eficiente, permitindo obter um PME máximo de 799.8 kPa e um rendimento térmico máximo de 23.55%. É também neste ponto onde o consumo específico atinge o seu valor mínimo, correspondendo como seria de prever ao ponto onde o rendimento térmico do motor atinge o seu valor máximo.

Podemos ainda verificar pelos resultados obtidos, que o binário e a pressão média efectiva são inversos ao consumo específico, em que o aumento do binário corresponde a uma diminuição do consumo específico e a diminuição do binário provoca um aumento do consumo específico.

Tendo em conta que o valor de consumo específico mínimo teoricamente tem de estar compreendido entre os 75% e os 85% da potência máxima (Santos, 1996), o que faz com que a faixa óptima de funcionamento deste motor esteja compreendida entre os 4750 e os 5250 rpm, estando os 8000 rpm atingidos pelo motor Gx22 muito acima do regime óptimo, como podemos observar no Gráfico 3.2.

É ainda possível observar que o valor mínimo de consumo específico é de 209.5 g/kWh e encontra-se muito abaixo dos valores considerados óptimos que se encontram entre os 250-270 g/kWh (Pulkrabek, 2003).

Capítulo 4

4. Influência dos vários parâmetros no desempenho do motor

Os parâmetros abertura máxima de válvula, duração de abertura de válvula, densidade do ar na admissão e diâmetro das válvulas influenciam o desempenho do motor, pelo que é fundamental o estudo de alterações em cada um destes parâmetros e verificar o impacto causado no desempenho do motor.

Para alcançar este objectivo tivemos por base as potencialidades do *Engine Analyzer*, tendo sido realizadas várias simulações no mesmo. Para determinarmos a influência de cada um dos parâmetros, procedeu-se a alterações isoladas de cada parâmetro, sendo essa a única variável em estudo. As várias simulações e os seus resultados obtidos serão apresentados a seguir.

4.1 Dados no Engine Analyzer

De forma a poder simular o motor foi necessário tirar todas as medidas pedidas pelo programa, o motor teve de ser desmontado e as medidas foram retiradas em polegadas através de um paquímetro. As medidas foram retiradas em polegadas pois o programa trabalha apenas com medidas imperiais. Os valores medidos podem ser consultados no Anexo II.



Figura 4.1- Motor Gx22 desmontado.

O tamanho do motor Gx22 gera alguns problemas na introdução dos seus dados no programa *Engine Analyzer*, as dimensões são muito reduzidas e o programa apresenta diversos erros nos resultados.

Para combater este problema, as simulações efectuadas no *Engine Analyzer* serão à escala de 2 para 1, ou seja todas as dimensões do motor serão introduzidas a dobrar.

Isto significa que o volume do motor aumentará de 22cc para 176cc, ficando oito vezes maior. O que significa que para obter os resultados para o Gx22 em relação aos testes terá que ser feita uma divisão consoante a significância em escala de cada um deles.

Os principais valores a ter em conta nas simulações são a potência, o binário, o consumo específico e a eficiência mecânica.

O motor simulado apresentará oito vezes a potência e o binário do Gx22, duas vezes o consumo específico e a eficiência mecânica será idêntica uma vez que está em unidades percentuais.

Todos os valores apresentados foram já transformados à escala correspondente à do motor original (Gx22).

Todos os gráficos apresentados têm como base as tabelas de resultados que podem ser consultadas no Anexo IV.

4.2 Influência da abertura máxima das válvulas

A abertura de válvulas é um factor determinante no desempenho do motor, pois determina o volume máximo que entra na câmara de combustão através da válvula de admissão, e a eficácia com que são retirados os produtos de combustão da câmara de combustão pela válvula de escape.

Para analisar a influência deste valor, foram feitas várias simulações tendo em conta uma percentagem da altura original da árvore de cames. Foram feitas análise com um passo percentual de 5, desde uma altura de 100% até 50%. (100%, 95%, 90%, 85%, 80%, 75%, 70%, 65%, 60%, 55%, 50%).

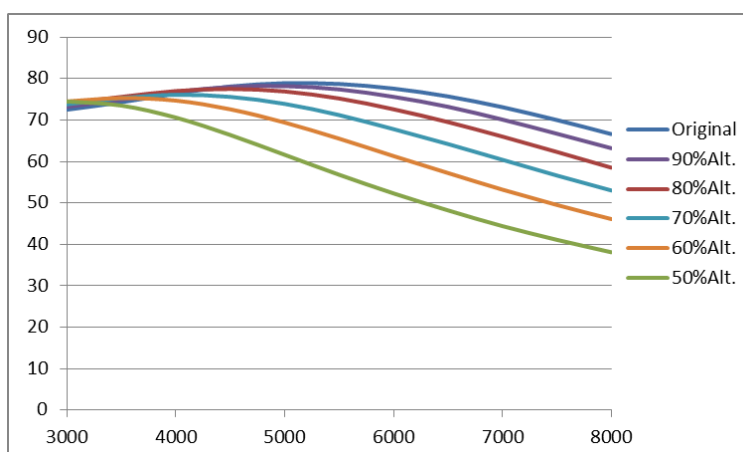


Gráfico 4.1- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes elevações máximas da árvore de cames.

O objectivo principal das simulações era confirmar ou não possibilidade de aumentar a eficiência volumétrica a baixas rotações, e ver que efeitos teriam nos outros parâmetros do motor.

Pelo gráfico 4.1 podemos ver que ao reduzirmos a elevação da árvore de cames diminuimos muito a eficiência volumétrica a partir das 3500 rpm, no entanto existe uma pequena melhoria abaixo desse ponto, sendo que às 3000 rpm a eficiência da árvore de cames original é de 72.5%, enquanto uma árvore de cames com 50% de altura em relação à original possui 74.5%.

Podemos então concluir que baixar a altura máxima do perfil da árvore de cames resultará numa melhoria da eficiência volumétrica a baixas rotações, mas num decréscimo exponencial quanto maior forem as rotações.

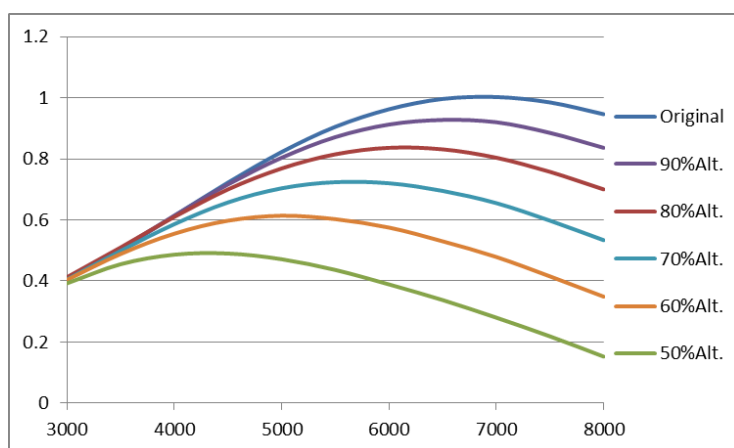


Gráfico 4.2- Potência (hp) vs velocidade angular (rpm) para diferentes elevações máximas da árvore de cames.

Apesar de ocorrer uma melhoria a nível da eficiência volumétrica a baixas rotações, podemos ver no gráfico 4.2 que essa melhoria não se traduz num aumento de potência nesse regime.

Podemos ver que a potência diminui com a diminuição da altura máxima das árvores de cames, e que esta diferença de potência é tanto maior quanto maior forem as rotações do motor.

Às 3000 rpm a potência do motor com a árvore de cames original é de 0.405 hp, enquanto que com a árvore de cames de 50% de altura máxima original, é de 0.3925. Já nas 8000 rpm, a diferença aumenta e a potência é de 0.94625Hp e 0.1525Hp, respectivamente.

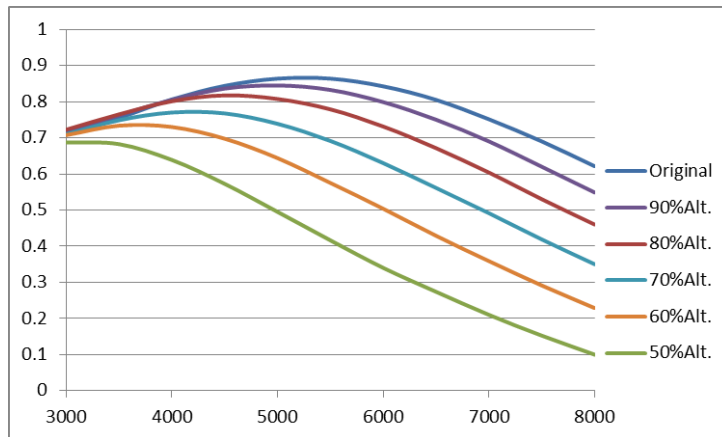


Gráfico 4.1- Binário (ft.lb) vs velocidade angular (rpm) para diferentes elevações máximas da árvore de cames.

Tal como na potência, o binário também sofre um decréscimo com a diminuição da altura máxima da árvore de cames, esta diferença será igualmente mais significativa quanto maior for a velocidade angular do motor.

Às 3000 rpm o binário do motor com a árvore de cames original é de 0.70875 ft.lb, enquanto que com a árvore de cames de 50% de altura máxima original, é de 0.6875 ft.lb. Já nas 8000 rpm, a diferença aumenta e o binário é de 0.62125 ft.lb e 0.1 ft.lb, respectivamente.

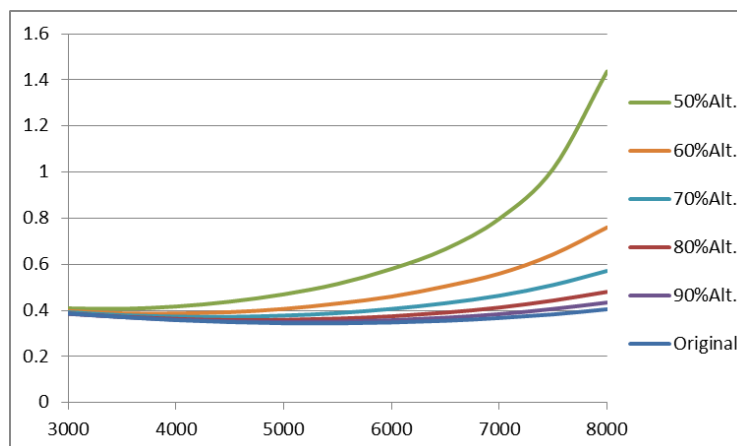


Gráfico 4.2- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs velocidade angular (rpm) para diferentes elevações máximas da árvore de cames.

Quanto ao consumo específico podemos ver que não existe praticamente diferença a baixas rotações pois todos os perfis apresentam um consumo específico na ordem dos 0.4 lb/hp.hr, mas que a elevadas rotações existe um aumento exponencial do consumo tanto maior quanto menor for o valor máximo da árvore de cames.

Podemos ver também quanto menor o valor máximo das cames, a um nível mais baixo de rotações corresponderá o valor inferior de consumo específico da mesma.

Podemos então concluir que a diminuição do perfil da árvore de cames não trará benefícios no desempenho do motor, visto que apesar de existir um ligeiro aumento da eficiência volumétrica a baixas rotações, existe um decréscimo na potência e no binário a esse nível de operação do motor. O que torna inviável a hipótese de redução do perfil máximo da árvore de cames.

Os resultados obtidos seriam os esperados, uma vez que ao diminuirmos a abertura máxima das válvulas de admissão e escape estaremos a limitar a quantidade de ar que entra para o motor.

4.3 Influência da duração de abertura das válvulas

A duração de abertura das válvulas é outro dos factores determinantes no desempenho do motor, pois determina também o volume máximo que entra na câmara de combustão através da válvula de admissão, e a eficácia com que são retirados os produtos de combustão da câmara de combustão pela válvula de escape.

Para analisar a influência deste valor, foram feitas várias simulações tendo em conta uma percentagem da duração da abertura de válvulas original. Uma vez que foram retiradas medidas com um passo de dois graus, e que o programa *Cam Analyzer* onde são desenhadas as árvores de cames, só permite introduzir com passos de 2, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15 e 20 graus, o que limita um pouco o número de testes possíveis para este caso. Sendo que foram feitas simulações com árvores de cames com 80%, 75%, 60% e 50% da duração da árvore de cames original.

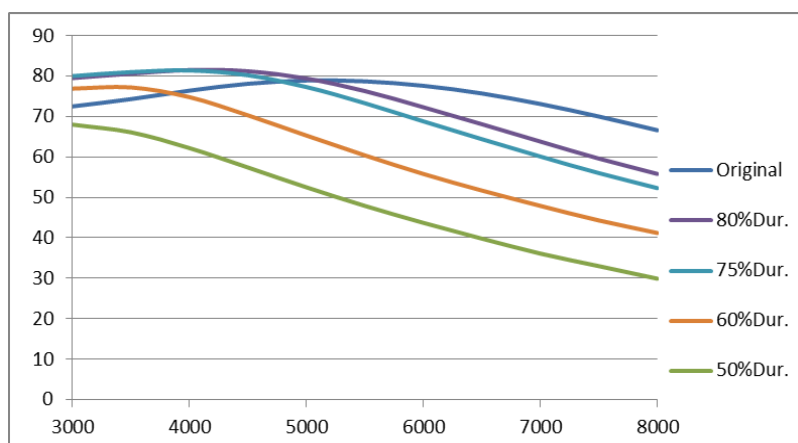


Gráfico 4.5- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes durações de abertura de válvula.

Podemos verificar através do gráfico 4.5 que ao diminuirmos um pouco o tempo de abertura é possível aumentar a eficiência volumétrica a rotações mais baixas, inclusive é possível obter eficiências superiores à eficiência máxima original do motor. Caso a diminuição seja muita em

relação ao tempo original, o sentido irá inverter, e começará a baixar a eficiência ao baixarmos o tempo de duração.

A eficiência máxima com a árvore de cames inicial ocorria às 5000 rpm com uma eficiência de 78.9%, com uma árvore de cames com 80% da duração, a eficiência máxima do motor será de 81.5% às 4000 rpm. Caso fosse utilizada esta árvore de cames teríamos então um ganho de 2.6% na eficiência volumétrica a menos 1000 rpm.

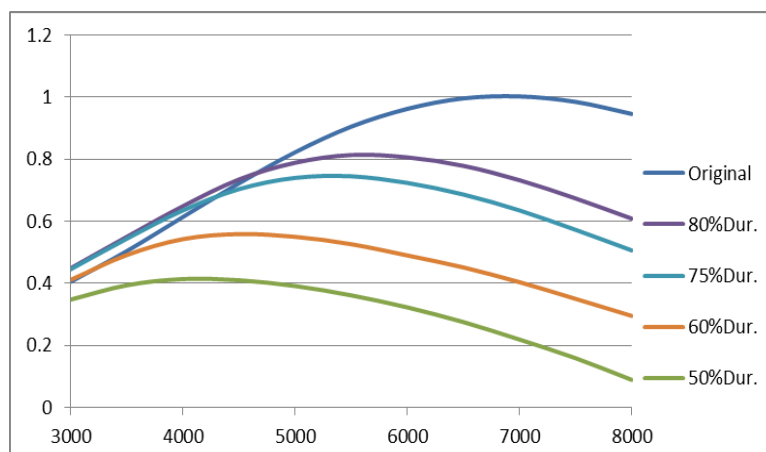


Gráfico 4.6- Potência (hp) vs velocidade angular (rpm) para diferentes durações de abertura de válvula.

Através do gráfico 4.6 podemos ver que existe uma diminuição da potência máxima do motor ao diminuirmos o tempo de abertura das válvulas, no entanto a rotações inferiores a 4750RPM a potência produzida pelo motor utilizando a árvore de cames com 75% e 80% do tempo de abertura original, é superior à produzida pela árvore de cames original.

A potência máxima do motor com a árvore de cames original é de 1.0025 hp às 7000 rpm. A simulação do motor que apresenta as melhorias mais significativa está a utilizar a árvore de cames com 80% da duração original, e debita 0.81 hp às 5500 rpm. Havendo então uma perda de 0.1925 hp, mas havendo também a diminuição de 1500 rpm em relação aos pontos de potência máxima.

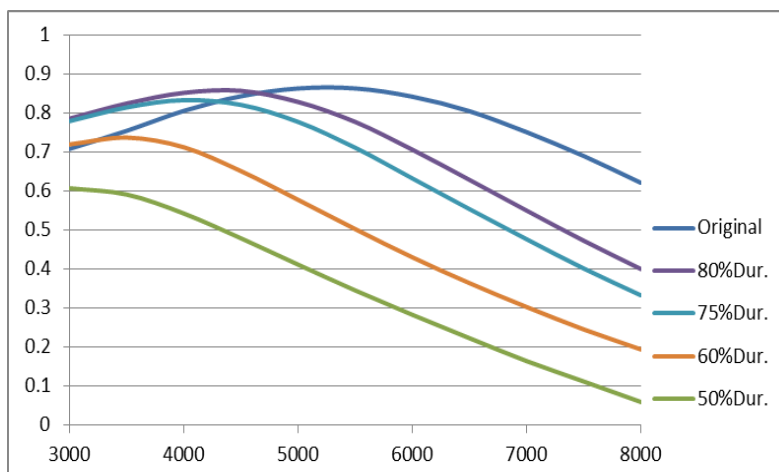


Gráfico 4.7- Binário (ft.lb) vs velocidade angular (rpm) para diferentes durações de abertura de válvula.

Tal como é possível ver no gráfico do binário, as curvas referentes ao motor com a árvore de cames original e ao motor com a árvore de cames com 80% da duração original, tem um perfil muito parecido, e um valor máximo semelhante, 0.86 ft.lb às 5500 rpm e 0.86 ft.lb às 4500 rpm, respectivamente. Sendo então a principal diferença o facto de ter baixado em 1000 rpm o ponto de potência máxima do motor.

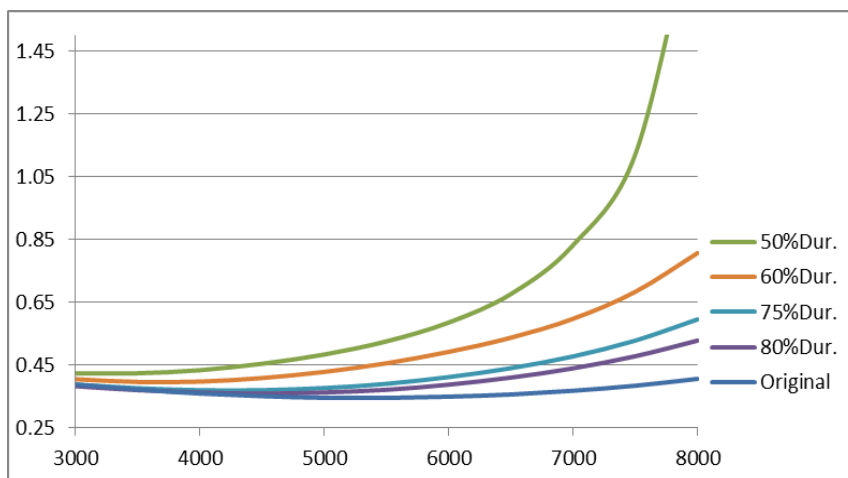


Gráfico 4.8- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs velocidade angular (rpm) para diferentes durações de abertura de válvula.

Em relação ao consumo específico, podemos ver que a diferença entre o motor com a árvore de cames original e o motor com a árvore de cames com 80% da duração original, é praticamente nula desde as 3000 rpm e as 4750 rpm, o que corresponde ao regime onde trabalharia o motor optimizado.

Através da análise dos gráficos 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8, podemos ver que ao diminuirmos a duração de abertura de válvulas em 20% traria melhorias no desempenho do motor caso este seja prospectado para operar num regime de rotações entre 3000 e 5000 rpm.

O motor a operar com a árvore de cames otimizada apresenta melhorias a nível da potência, binário e eficiência volumétrica dentro das 3000 e 5000 rpm, mantendo o mesmo consumo específico.

4.4 Influência do diâmetro das válvulas

Válvulas muito grandes não significam necessariamente que haja um grande fluxo. Um canal com elevado volume (canal aberto) pode indicar um alto fluxo, porém nem sempre é desejável, pois pode haver uma diminuição na velocidade e na turbulência dos gases, a ponto de prejudicar o desempenho do motor por não permitir que o combustível se misture correctamente com o ar de forma a haver uma queima eficiente na câmara de combustão.

Este efeito é menos pronunciado nos motores equipados com injeção electrónica devido aos bicos injectores pulverizarem o combustível no ar. No entanto, visto que o motor que está a ser testado é de injeção mecânica através de um carburador, deverá apresentar efeitos perceptíveis nas simulações.

Existem vários modelos matemáticos para se determinar as dimensões das válvulas e o fluxo necessário para uma determinada potência desejada. No entanto, visto que não iremos criar um novo motor, mas sim trabalhar com um já existentes, estes modelos matemáticos não podem ser usados devido a certas restrições como a configuração da câmara de combustão, diâmetro dos cilindros, desenho dos canais, etc.

O aumento do diâmetro das válvulas é normalmente feito em motores que tenham sofrido uma exposição a elevadas temperaturas devido a refrigeração deficiente, essas temperaturas elevadas podem levar ao empeno da cabeça do motor. A única maneira de reparar a cabeça será através de uma rectificação, de fora a tirar o empeno é retirada uma camada de material na parte inferior que encaixa ao bloco do motor. Dependendo do tipo de cabeça ao retirar o material, poderá ser aumentado o diâmetro do canal das válvulas, o que faz com que seja necessário a colocação de umas novas válvulas com um diâmetro maior de forma a selar com sucesso o canal.

Serão então feitas simulações no *Engine Analyzer*, utilizando como base o motor equipado com a árvore de cames com 80% do tempo de abertura original, visto que foi o motor que apresentou o melhor desempenho a baixo regime de rotação.

As simulações serão feitas até um aumento máximo de 3mm, aproximadamente 0.12in com um passo de 0.04in. Numa primeira fase procedemos ao aumento de ambas as válvulas de admissão e escape, sendo que depois numa segunda fase é feito um aumento de apenas uma das válvulas mantendo a outra com a dimensão de origem fixa.

4.4.1 Aumento do diâmetro de ambas as válvulas

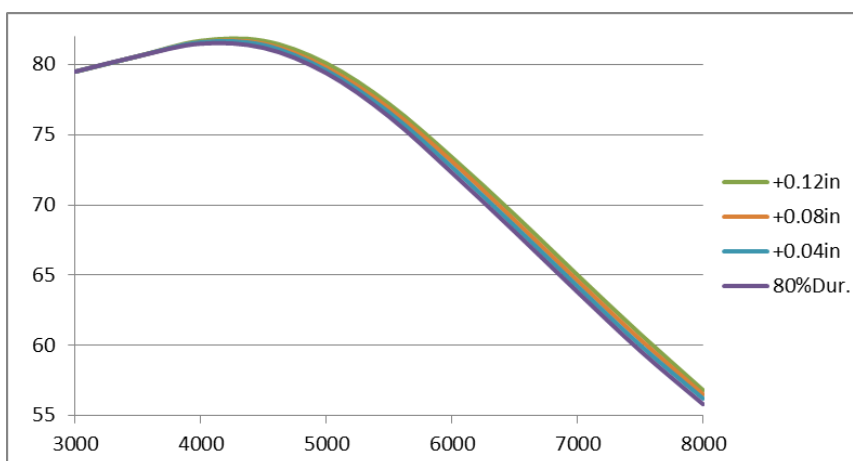


Gráfico 4.9- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros de válvulas.

Tal como é possível ver no gráfico 4.9, ao aumentar o diâmetro das válvulas de admissão e escape em conjunto, sofreremos um aumento a nível da eficiência volumétrica, este aumento é mais significativo desde as 4000 rpm do motor, sendo mais visível ao longo do aumento de rotações. O motor original apresenta uma eficiência volumétrica máxima de 81.5% às 4000 rpm, enquanto que o motor com válvulas 0.12in maiores apresenta uma eficiência máxima de 81.9% às 4250. Esta diferença é mais significativa às 8000 rpm onde existe uma eficiência volumétrica de 55.8 e 56.8 respectivamente.

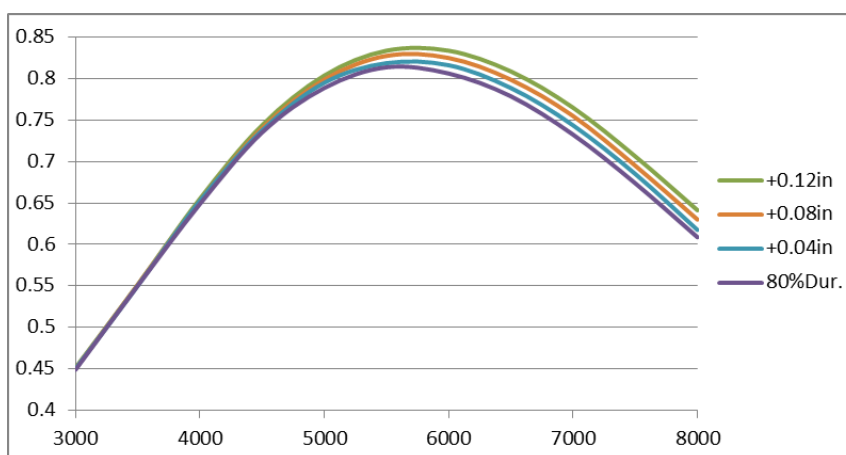


Gráfico 4.10- Potência (Hp) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros de válvulas.

Tal como seria de esperar o aumento da eficiência traduz-se também num aumento da potência máxima do motor, podemos verificar no gráfico 4.10 que apesar de não haver diferenças a nível de potência a baixas rotações, a partir das 4500 rpm surge uma diferença que sofre um aumento exponencial até às 5500 rpm e que depois se mantém constante até às 8000 rpm.

A potência máxima do motor original era de 0.81375 hp às 5500 rpm, enquanto que o motor com um aumento de diâmetro das válvulas em 0.12in apresenta uma potência máxima de 0.84 hp às 5750 rpm.

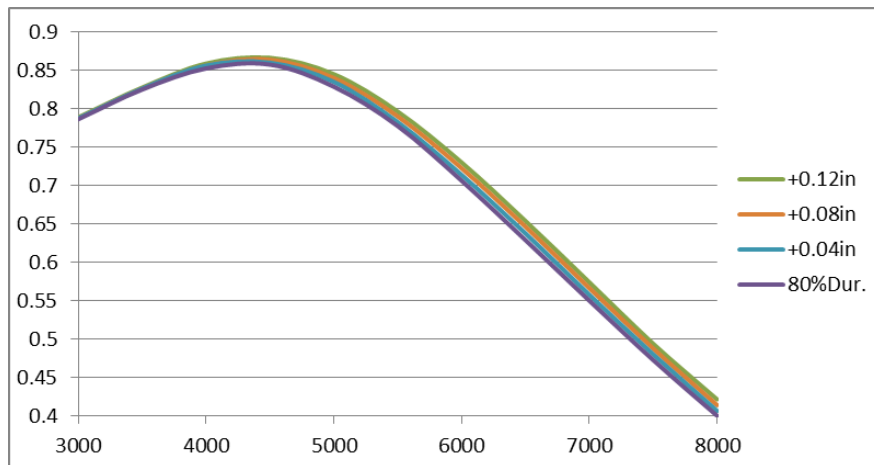


Gráfico 4.11- Binário (ft.lb) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros de válvulas.

O gráfico 4.11 e 4.12 mostra-nos que as diferenças sofridas a nível do binário e do consumo são muito semelhantes às diferenças sofridas a nível de potência no gráfico 4.10. Surge uma diferença às 4000 rpm, essa diferença aumenta até às 5000 rpm e depois mantém-se constante. Sendo que a nível da potência existe um ligeiro aumento, e a nível do consumo específico houve uma ligeira descida do consumo por energia produzida.

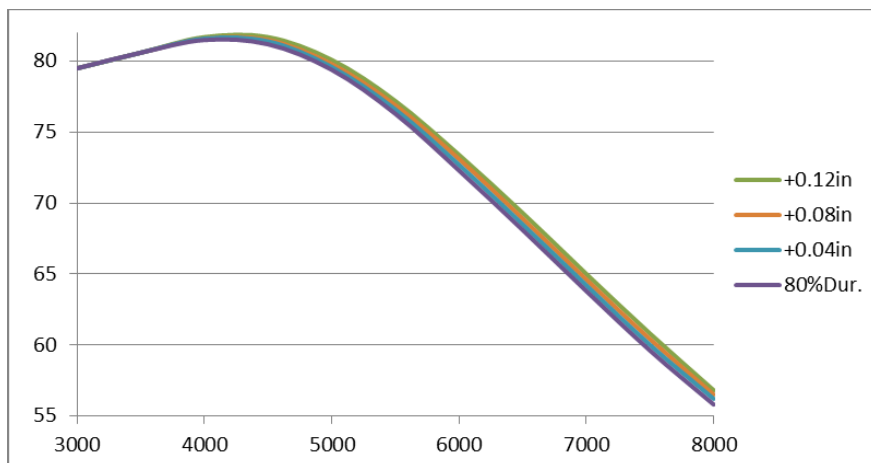


Gráfico 4.12- Consumo específico (lb/Hp.hr) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros de válvulas.

O aumento de potência e binário são muito mais significativos desde as 4500-5000 rpm, abaixo desse ponto a diferença entre o motor original e o motor com maiores válvulas é praticamente nula. Não apresentando então melhorias no nível de rotações pretendidas originalmente.

4.4.2 Aumento do diâmetro da válvula de admissão mantendo a válvula de escape com as dimensões originais

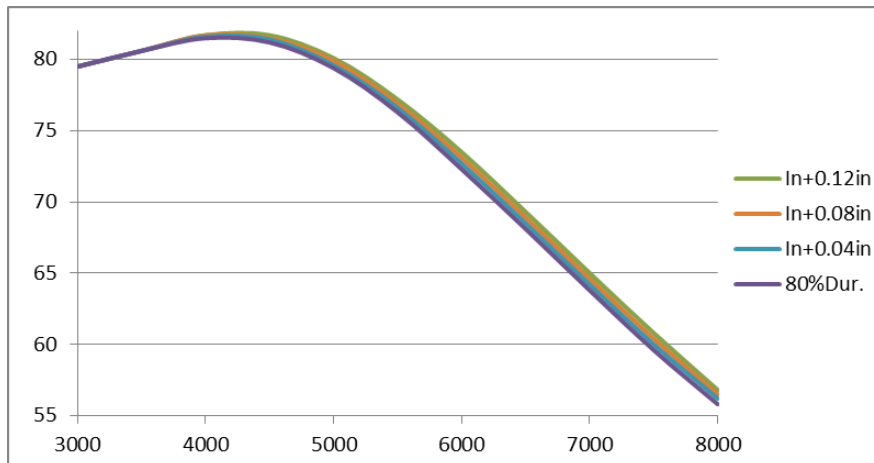


Gráfico 4.13- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de admissão.

Através do gráfico 4.13 podemos ver o efeito do aumento da válvula de admissão em relação à eficiência volumétrica do motor. Podemos verificar também que o gráfico é praticamente igual ao gráfico 4.9, o que significa que todos os efeitos vistos anteriormente devido ao aumento do diâmetro de ambas as válvulas, serão iguais aos que iremos ver nestas simulações.

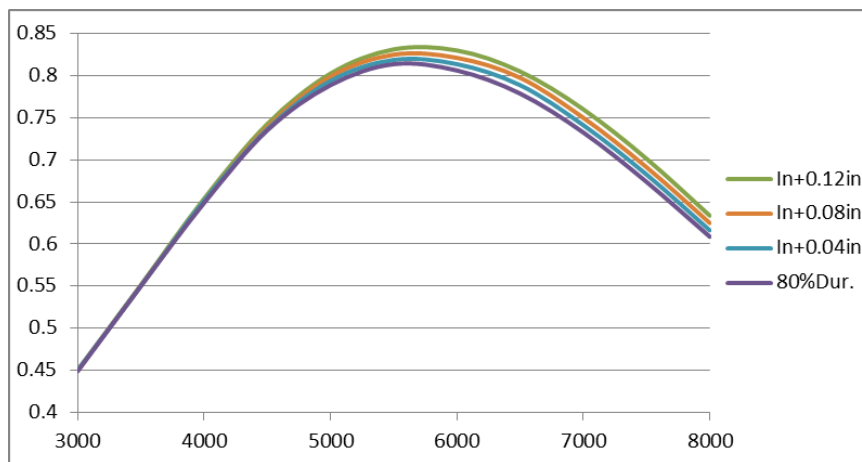


Gráfico 4.14- Potência (hp) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de admissão.

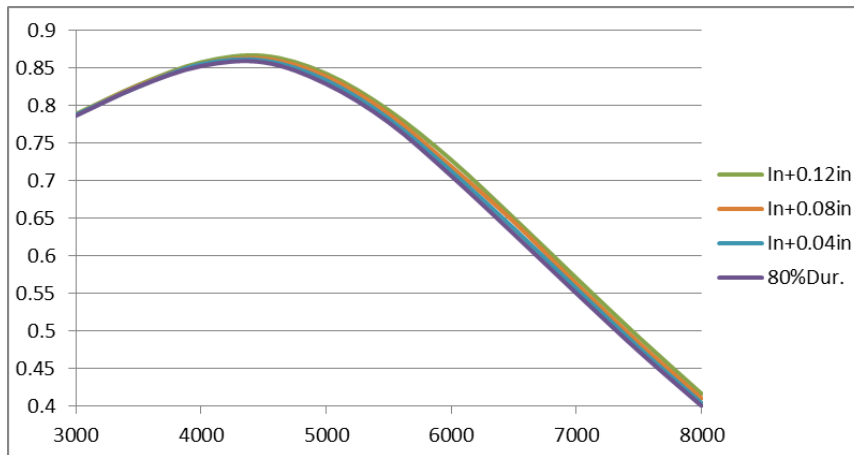


Gráfico 4.15- Binário (ft.lb) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de admissão.

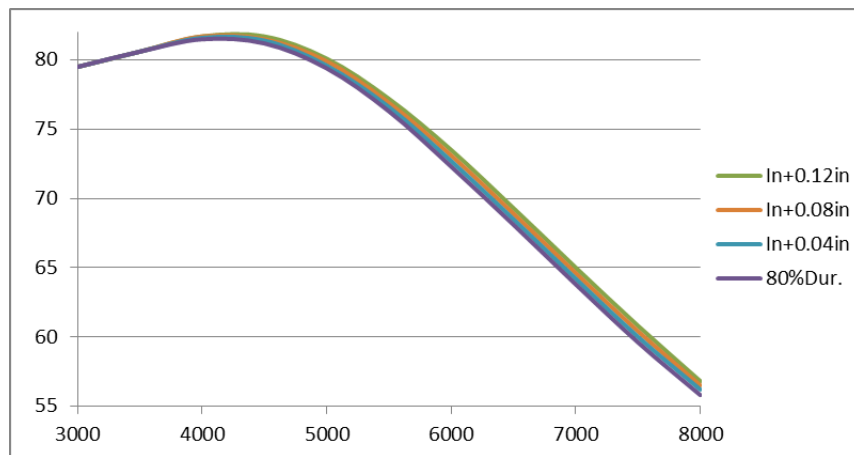


Gráfico 4.16- Consumo específico (lb/ph.hr) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de admissão.

Tal como esperado todos os gráficos apresentam valores iguais ou extremamente semelhantes aos gráficos do subcapítulo anterior, o que significa que o aumento de eficácia visto no motor dependerá totalmente das válvulas da admissão, e que o aumento da válvula de escape não traria qualquer benefício.

4.4.3 Aumento do diâmetro da válvula de escape mantendo a válvula de admissão com as dimensões originais

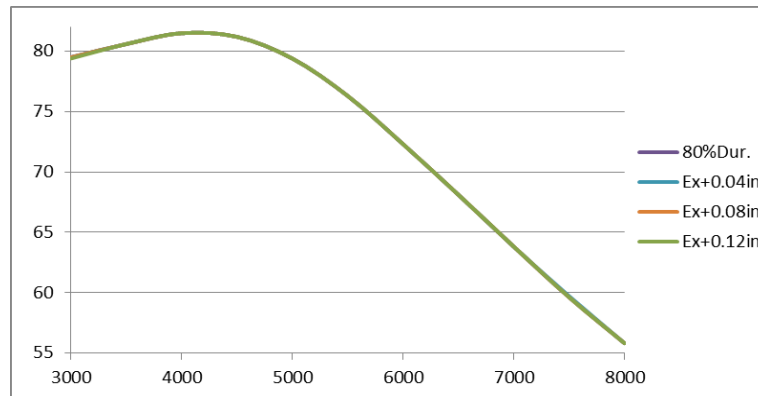


Gráfico 4.17- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de escape.

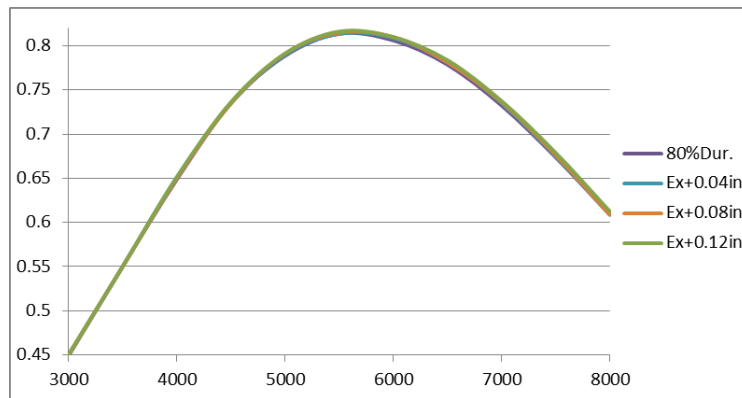


Gráfico 4.18 Potência (hp) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de escape.

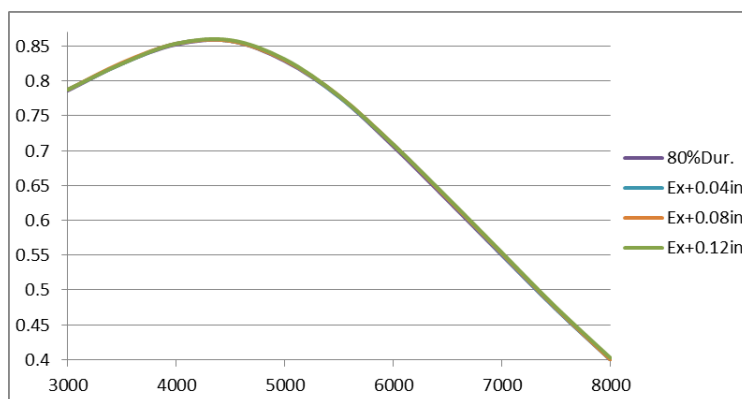


Gráfico 4.19- Binário (ft.lb) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de escape.

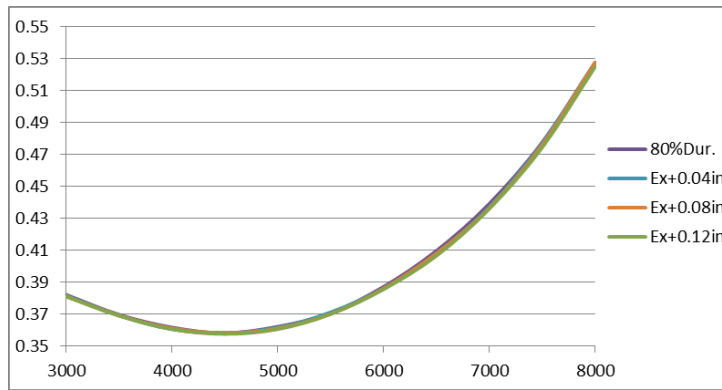


Gráfico 4.20- Consumo específico (lb/hp.hr) vs velocidade angular (rpm) para diferentes diâmetros da válvula de escape.

Tal como seria de esperar, a variação do diâmetro da válvula de escape não se traduz em nenhum efeito no motor, o motor continua possuir exactamente a mesma potência, binário, eficiência volumétrica e consumo específico.

Tal acontece pois a quantidade de ar que é retirada da câmara de combustão está limitada pela quantidade de ar que é admitida. O facto de aumentar a válvula de escape não irá aumentar a quantidade de ar que é retirado pois a válvula original já possui uma dimensão suficiente para retirar todo o ar queimado com eficácia.

4.5 Influência da massa específica do ar na compressão

Um motor de combustão interna com ciclo Otto absorve durante a admissão uma certa quantidade de ar, a essa quantidade de ar é adicionado uma certa quantidade de combustível sobre a forma de partículas de vapor, esta mistura ar-combustível representa o volume total admitido pelo motor. Sendo que este volume é determinado pelo diâmetro do cilindro vezes o curso do pistão mais o volume da camara de combustão (2, 3, 4 e 5).

A taxa de compressão será depois obtida através da razão entre o volume total admitido e o volume da câmara de combustão (13).

Esta taxa de compressão é constante durante todo regime de rotações do motor, no entanto durante a admissão poderá haver ar com diferentes densidades, o que provocará uma admissão de uma maior quantidade de ar a cada ciclo do motor. O que poderá então representar um aumento de potência.

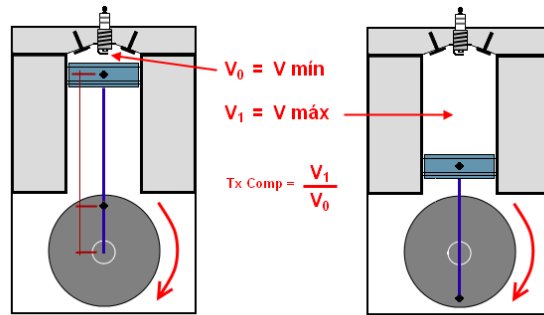


Figura 4.2- Taxa de compressão. (Peterson)

O motor Gx22 foi construído com o objectivo de operar num espaço estático, tendo como aérea alvo a construção civil ou indústria. Pode ser utilizado para vários fins, tais como fornecer energia a um gerador, a uma bomba de água, a um compressor, ser utilizado para mover um tapete, etc.

No entanto estamos a melhorá-lo com o intuito de operar num UAV, o que significa que a densidade de ar fornecida ao motor deverá ser maior. O motor seria colocado à frente como no exemplo da imagem seguinte.



Figura 4.3- Posicionamento do motor.

A admissão deverá estar virada para a hélice, o que iria permitir aumentar a massa específica de ar que entra no motor, uma vez que o ar estaria a ser comprimido pela hélice contra o canal de admissão do motor.

É difícil de saber ao certo que aumento de massa específica existiria ao certo, pois existem várias incógnitas, tais como a dimensão da hélice, a rotação da hélice, a velocidade de voo, a altura de voo, etc. Pelo que será assumido que poderá existir no máximo um aumento de 10% da massa específica do ar antes de entrar para o motor.

Esta simulação permitirá então testar o desempenho do motor numa aeronave, e será realizada utilizando um passo de 2% até perfazer um total de 10% da densidade de ar original, utilizando como base o motor com 80% da duração de abertura de válvulas original.

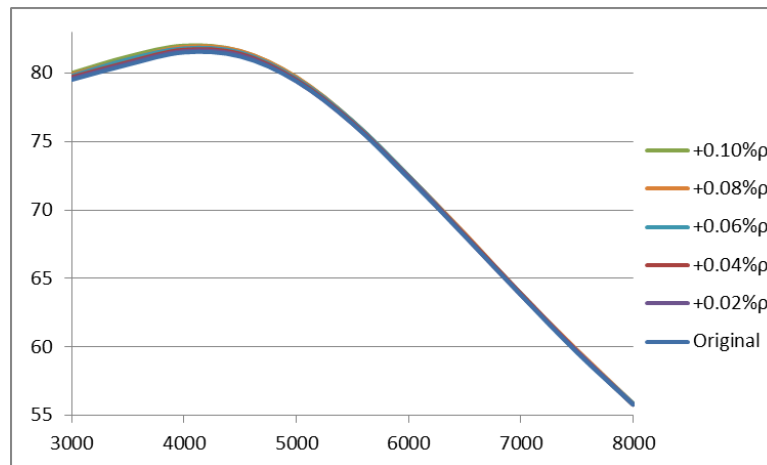


Gráfico 4.21- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes densidades de ar.

Através do gráfico acima é possível verificar que não existe praticamente diferenças em relação à eficiência volumétrica do motor ao variarmos a densidade de ar na admissão. O que significa que existe ar suficiente na câmara de combustão para queimar o combustível com a mesma eficiência em todos os casos.

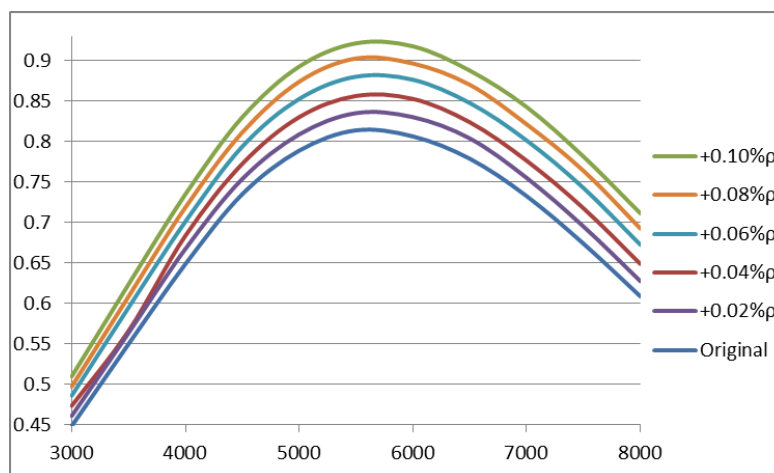


Gráfico 4.22- Potência (hp) (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes massas específicas de ar.

Apesar de manter a mesma eficiência volumétrica, ao aumentar a massa específica do ar, o motor obtém uma potência mais elevada. Isto deve-se ao facto de haver mais massa de ar na câmara de combustão no momento da explosão, permitindo queimar mais combustível, o que representa um aumento da pressão dentro da mesma. Havendo então mais ar e combustível dentro do mesmo espaço, este aumento de ar e combustível no momento da explosão traduz-

se no aumento da força exercida sobre o pistão, o que representará um aumento do binário como é possível verificar no gráfico seguinte bem como no da potência.

Este aumento será maior quanto maior for a massa específica do ar na conduta de admissão do motor.

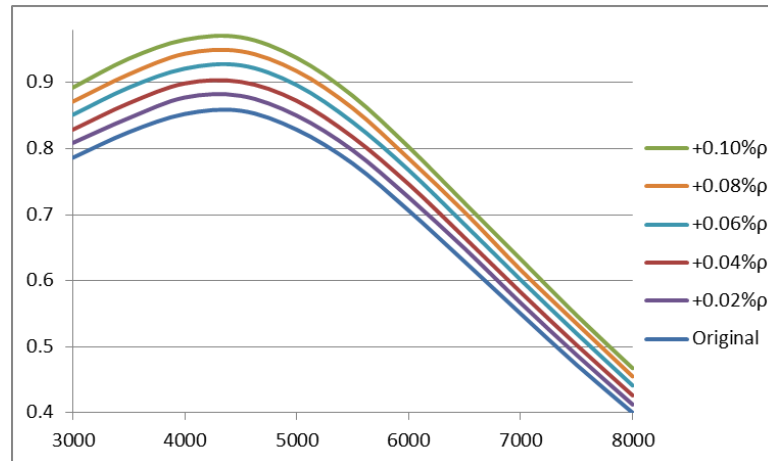


Gráfico 4.23- Binário (ft.lb) (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes densidades de ar.

O aumento de binário significa que o motor terá mais força para fazer rodar a hélice, o que permitirá utilizar hélice com um maior diâmetro ou passo.

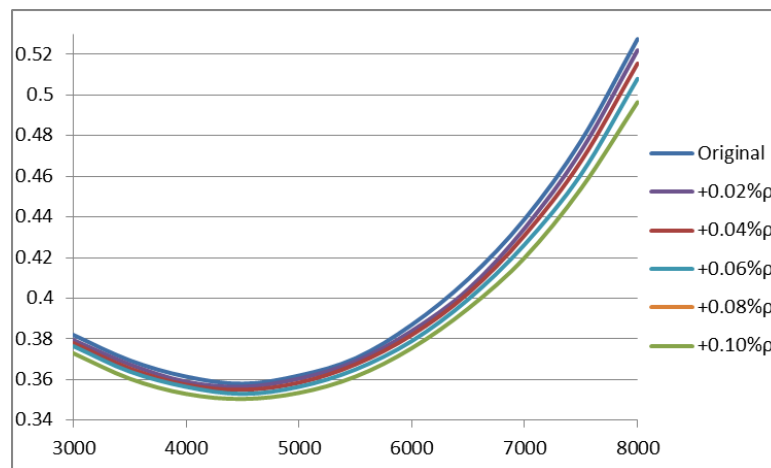


Gráfico 4.24- Consumo específico (lb/hp.hr) (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes densidades de ar.

Em relação ao consumo específico podemos ver no gráfico 4.24 que existe um decréscimo ao longo de todas as velocidades de rotação. Isto acontece também devido ao aumento de pressão no interior da câmara de combustão, como a pressão é maior, uma pequena quantidade de combustível chega para criar uma grande pressão no pistão durante a expansão. Quanto maior a pressão no interior do cilindro, menor será a quantidade de combustível necessária.

É também de realçar que a potência máxima e o binário máximo ocorrem sempre na mesma rotação original, 5750 rpm e 4400 rpm respectivamente. Bem como o mínimo consumo específico, que ocorre sempre também às 4400 rpm.

4.6 Conversão de ciclo de Otto para ciclo de Miller

Por fim, pretende-se modificar o perfil da came de admissão, de forma a alterar o ciclo termodinâmico do motor convertendo o ciclo Otto no ciclo de Miller de forma a ver o seu efeito no desempenho do motor.

Para esta conversão há dois métodos possíveis, atrasar a abertura da válvula de admissão, diminuindo o tempo em que se encontra aberta, fazendo com que abrir-se após o PMS, e ou antecipar o fecho da válvula de forma a que a válvula de admissão feche antes do Pistão chegar ao PMI.

Uma vez que o cruzamento entre o tempo de abertura é importante na renovação de gases na câmara, visto que os gases que entram pela válvula de admissão ajudam a eliminar o resto dos gases queimados pela válvula de escape, empurrando-os. Pelo que irá então ser apenas alterado o perfil de fecho da válvula de admissão.

O motor ao trabalhar com o ciclo de Miller, com a válvula de admissão a abrir antes do PMI, e a fechar antes do PMS, faz com que o tempo de compressão seja mais curto que o de expansão maior, resultando num trabalho útil por ciclo maior quando comparado com o que seria obtido com o ciclo de Otto.

Uma vez que apenas será necessário modificar a segunda parte do perfil, foi necessário encontrar uma curva teórica para o deslocamento que a came provoca no seguidor, semelhante à curva obtida com a came original, de forma a poder adaptá-la à curva da came original.

4.6.1 Curvas teóricas para o deslocamento do seguidor

As curvas teóricas para o deslocamento do seguidor que foram estudadas foram a curva polinomial de oitavo grau, curva harmónica simples e a curva cicloidal, sendo expressas pelas seguintes equações:

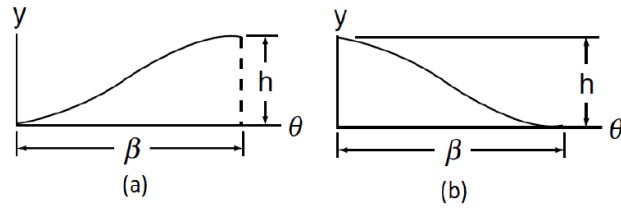


Figura 4.4- Exemplo de uma curva teórica, a) ascendente, b) descendente (Rothbart, 2004).

- **Curva Polinomial**

Ascendente

$$y = h \left[6.09755 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20.78040 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26.73155 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13.60965 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2.56095 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad (20)$$

Descendente

$$y = h \left[1 - 2.63415 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 2.78055 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3.17060 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6.87795 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2.56095 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad (21)$$

- **Curva harmónica simples**

Ascendente

$$y = \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (22)$$

Descendente

$$y = \frac{h}{2} \left[1 + \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (23)$$

- **Curva cicloidal**

Ascendente

$$y = \frac{h}{2} \left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (24)$$

Descendente

$$y = \frac{h}{2} \left[1 - \frac{\theta}{\beta} + \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (25)$$

Onde,

θ - Ângulo de rotação da cambota;

h - Deslocamento máximo;

β - Ângulo para qual se atinge o deslocamento máximo.

De forma a escolher a curva teórica que mais se assemelhe à curva do deslocamento do seguidor com os dados obtidos da medição da árvore de cames, foi elaborado o Gráfico 6.3, com os dados da came de admissão e com as equações (21), (23) e (25).

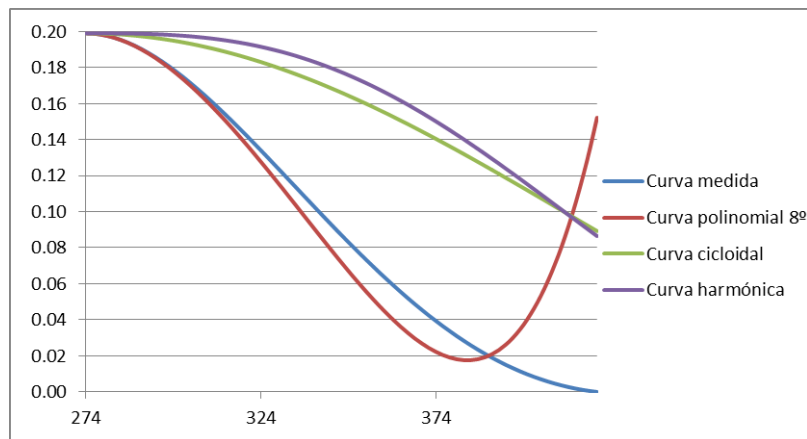


Gráfico 4.25- Curvas teóricas para o deslocamento do seguidor (in) vs graus de cambota.

No gráfico 4.25 é possível verificar que as curvas teóricas não são próximas à curva medida, a mais próxima seria a curva polinomial, no entanto sofre um aumento antes do previsto, pelo que não pode ser utilizada.

A curva teórica, quanto mais próxima e semelhante da curva da árvore de cames melhor, pois torna-se mais fácil a adaptação desta à curva original da came, pelo que foram feitas outras comparações com outros tipos de curvas, nomeadamente curvas exponenciais de forma a encontrar uma curva teórica mais adequada.

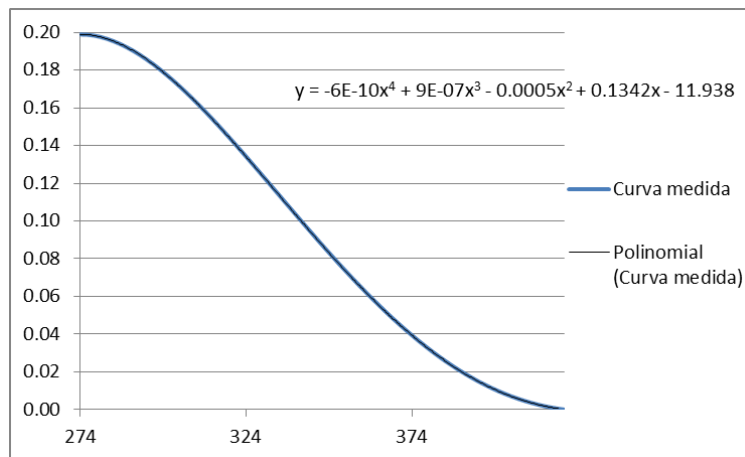


Gráfico 4.26 Curva teórica exponencial de quarto grau e curva medida (Deslocamento do seguidor (in) vs graus de cambota).

Após várias tentativas, foi obtida a curva polinomial de quarto grau, que aparenta ser extremamente semelhante à curva medida, pelo que será a curva utilizada para a modificação do perfil de descida do excêntrico pertencente à admissão.

Para a modificação da árvore de cames da admissão foi mantida a curva ascendente já existente e foi apenas modificada a curva descendente, utilizando a curva teórica.

Partindo da curva teórica, foi retirado 25% e 50% da duração de escape, de forma a obter os seguintes perfis.

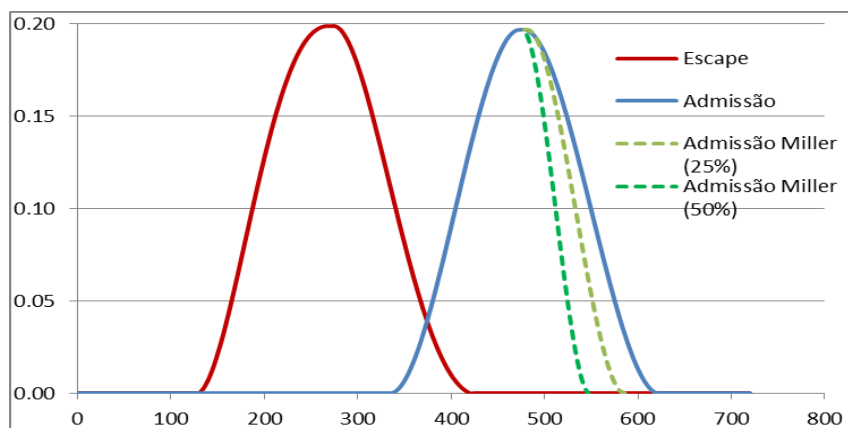


Gráfico 4.27 Curvas teóricas polinomiais utilizadas na simulação (Deslocamento do seguidor (in) vs graus de cambota).

A válvula de admissão passou então a fechar nos 548 graus de cambota para a redução de 50% da duração de fecho, e nos 588 graus de cambota para a redução de fecho. Havendo então um deslocamento do ponto de fecho em 72° e em 32° respectivamente, tendo como base o ponto de fecho original aos 620 graus da cambota.

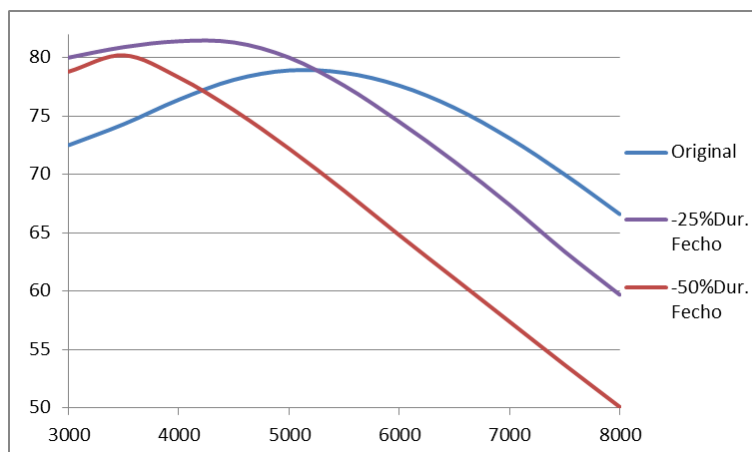


Gráfico 4.28- Eficiência volumétrica (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes fechos da admissão.

Tal como nos é possível verificar, o perfil de fecho que produz um melhor desempenho a nível da eficiência volumétrica no motor corresponde a 25% da duração de fecho original. Através deste perfil foi possível obter uma eficiência volumétrica máxima maior, e obtê-la a um regime de rotações mais baixo.

O motor com a árvore de cames original possuía uma eficiência volumétrica máxima de 78.9% às 5000 rpm, enquanto que o motor equipado com um fecho 25% mais rápido da admissão aumenta a eficiência para 81.4% às 4000 rpm.

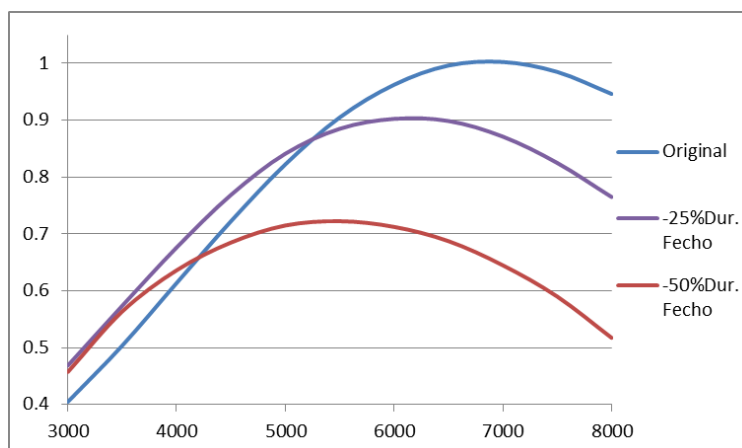


Gráfico 4.29- Potência (hp) (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes fechos da admissão.

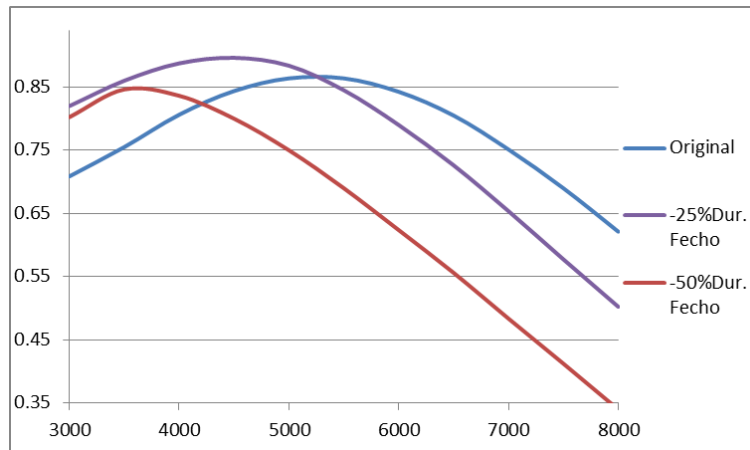


Gráfico 4.30- Binário (ft.lb) (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes fechos da admissão.

Em relação à potência, podemos ver no gráfico 4.28 que teve um decréscimo da potência máxima de aproximadamente 0.1 hp, no entanto houve também um aumento da potência a rotações mais baixas, nomeadamente a baixo das 5000 rpm.

O binário por outro lado sofreu um aumento considerável a baixo das 5000 rpm. Um factor importante a ter em conta, é o facto de querermos um motor otimizado na ordem da 3000/4000 rpm, pelo que o facto de aumentar a potência bem como o binário nesse regime é algo positivo para o estudo.

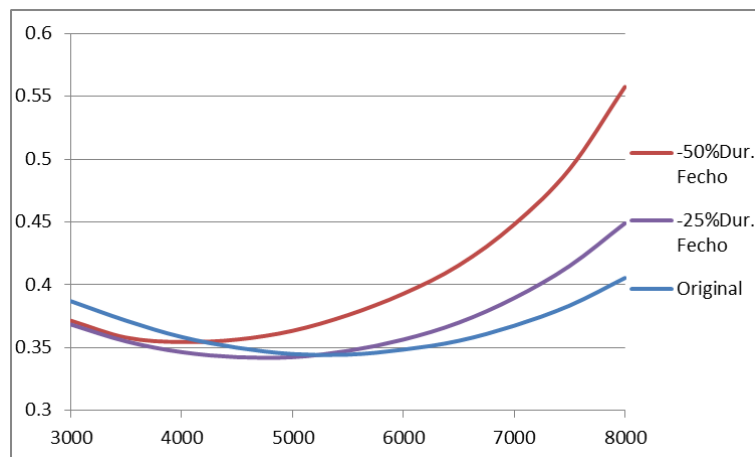


Gráfico 4.31- Consumo específico (lb/hp.hr) (%) vs velocidade angular (rpm) para diferentes fechos da admissão.

O consumo específico é melhor também abaixo das 5000 rpm tal como desejado, sendo superior ao original acima das 5000, no entanto o motor seria utilizado na num regime 2500-5000, pelo que o facto de consumir mais a elevadas rotações não representa um facto negativo.

Com esta simulação demonstramos que é possível melhorar o desempenho do motor a baixas rotações, modificando apenas o perfil da árvore de cames na curva descendente do perfil de admissão.

Isto facilitaria a construção da nova came, uma vez que os dados relativos ao perfil de escape manter-se-iam inalterados, e que apenas teríamos que retirar material ao perfil de escape, não seria então necessário produzir uma árvore de cames de origem, visto que seria possível retirar parte do perfil existente na árvore de cames original de forma a corresponder ao perfil simulado.

Capítulo 5

5. Motor original vs motor modificado

Tal como nos foi possível ver no capítulo anterior, existe de facto a possibilidade de alterar o motor e de melhorar os seus desempenhos.

Foram conseguidas melhorias no motor através do aumento do diâmetro da válvula de admissão, ao utilizarmos o motor posicionado atrás da hélice de forma a aumentar a massa específica do ar admitido. Em relação à árvore de cames que apresenta o melhor desempenho foi obtida através do ciclo de Miller.

De forma a demonstrar as melhorias obtidas em relação ao motor de origem, foi simulado um novo motor, a operar com o ciclo de Miller, com diâmetro da válvula de admissão 0.12in maior, e a operar atrás da hélice, assumindo um aumento de 5% da densidade do ar.

Esta nova simulação permite combinar todas as melhorias que foram demonstradas neste trabalho e compara-las com as características originais através do desempenho do motor.

É possível consultar os resultados destas duas simulações na sua íntegra através das tabelas que se encontram disponíveis no Anexo V.

Tabela 5.1- Simulação no Engine Analyzer para o motor Gx22 original.

| RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Brake Torque, ft lb | 0.709 | 0.755 | 0.806 | 0.844 | 0.864 | 0.864 | 0.843 | 0.805 | 0.751 | 0.690 | 0.621 |
| Brake Hp | 0.405 | 0.504 | 0.614 | 0.723 | 0.823 | 0.905 | 0.963 | 0.996 | 1.003 | 0.985 | 0.946 |
| Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.387 | 0.372 | 0.359 | 0.350 | 0.345 | 0.345 | 0.349 | 0.356 | 0.368 | 0.384 | 0.406 |
| Volume Efficiency, % | 72.5 | 74.3 | 76.4 | 78.1 | 78.9 | 78.7 | 77.6 | 75.7 | 73.1 | 70 | 66.6 |

Tabela 5.2- Simulação no Engine Analyzer para o motor Gx22 otimizado em regime de voo.

| RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Brake Torque, ft lb | 0.878 | 0.921 | 0.953 | 0.968 | 0.956 | 0.920 | 0.865 | 0.799 | 0.724 | 0.644 | 0.565 |
| Brake Hp | 0.501 | 0.614 | 0.726 | 0.829 | 0.910 | 0.964 | 0.989 | 0.988 | 0.965 | 0.920 | 0.860 |
| Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.364 | 0.350 | 0.341 | 0.337 | 0.336 | 0.340 | 0.348 | 0.360 | 0.376 | 0.399 | 0.428 |
| Volume Efficiency, % | 80.3 | 81.2 | 81.9 | 82 | 80.9 | 78.7 | 75.7 | 72.3 | 68.6 | 64.7 | 60.9 |

Através das simulações acima podemos verificar que com as modificações efectuadas, o regime óptimo de funcionamento do motor foi reduzido das 5250 rpm, onde apresenta o binário máximo de 0.864 ft.lb, para as 4500 rpm onde apresenta um binário máximo de 0.968 ft.lb.

Podemos ver também que o motor apresenta um binário muito maior às 3000 rpm, pois passa a conseguir obter 0.878 ft.lb de binário, o que representa um binário maior que o binário máximo original. Isto significa então que o motor conseguirá operar abaixo das 3000 rpm, uma vez apresenta valores de binário suficientemente elevados nesta rotação.

Em relação à potência máxima manteve-se muito parecida, havendo apenas uma diferença de 0.014 hp entre as potências máximas, sendo a principal diferença o facto desse ponto de potência máxima ocorrer a 1000 rpm abaixo em relação ao motor original.

Quanto à eficiência volumétrica, houve um aumento de 3 pontos percentuais em relação ao motor original, e foi também possível aumentar a eficiência a rotações mais baixas, uma vez que o ponto de eficiência máximo baixou das 5000 rpm para as 4000 rpm.

O consumo específico foi melhorado, passando a ter um consumo específico mínimo às 4500/5000 rpm de 0.336, face ao consumo mínimo específico do motor original de 0.345 às 5000/5500 rpm.

Podemos então concluir que foi conseguido obter um motor que não só apresenta melhores desempenhos para a gama de rotações pretendida como apresenta um melhor consumo.

Capítulo 6

6. Conclusão

Ao longo deste estudo foi possível concluir que para a melhoria do desempenho de um motor a certo um regime pretendido, é necessário tem em conta diversos factores que podem influenciar imenso o desempenho do mesmo.

As simulações e resultados obtidos permitiram-nos confirmar que, para o caso específico do motor Honda Gx22, é possível melhorar o seu desempenho a baixas rotações, obtendo não só maior potencia e binário, mas também um consumo específico inferior.

Tal como foi visto, é de extrema importância projectar o motor tendo em conta o tipo de trabalho que vai efectuar, e as condições de operação, pois conhecendo o tipo de operação é possível saber o regime de operação a que o motor irá normalmente trabalhar, e o tipo de condições como altitude, velocidade de operação, se está numa posição favorável para a admissão, permitiram otimizar outras características do motor como o seu desenho e dimensões, de forma a obter o máximo rendimento possível pelo mínimo gasto energético possível.

Podemos então concluir que o objectivo geral deste estudo foi alcançado, os resultados obtidos com as simulações permitiu-nos concluir que a realização das modificações simuladas seria beneficiário para o caso específico do motor Honda Gx22.

Relativamente aos motores de UAV existentes no mercado, estes apresentam uma relação potência/peso na ordem dos 2.4-3.4 hp/kg, sendo muito superior à relação peso potência do motor modificado que fica por uns meros 0.33 hp/kg. Pelo que apesar de todas as melhorias efectuadas, o motor continua a não ter as características necessárias para concorrer com os motores existentes no mercado.

Para futuros estudos, seria recomendado construir a árvore de cames e aumentar o diâmetro da válvula de admissão, de forma a poder testar o motor num banco de ensaios e se possível num UAV, de forma a obter as curvas características reais, minimizando assim os erros que possam existir na elaboração das curvas teóricas.

Seria também recomendado a realização de simulações em outros motores que apresentem uma melhor relação potência/peso, de forma a verificar se seria possível obter um motor com as relações iguais às existentes nos motores no mercado, através de um valor económico mais baixo.

7.Referências

- Rothbart, H. A.; *Cam Design Handbook*. McGraw-Hill. (2004).
- Arias-Paz, M.; Manual de automoveis. JOU. (1970).
- Guzella, L., & Sciarretta, A.; *Vehicle propulsion systems: Introduction to modeling and optimization* (Vol. 10). Springer, (2007).
- Heywood, J. B.; *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-HILL. (1988).
- Martins, J.; Motores de combustão interna. Publindustria. (2005).
- Pulkrabek, W.; *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice hall. (2003).
- Taylor, C. F.; *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice* (Vol. 1). The MIT press. (1985).
- Honda Motor Co.; *Owner's -manuel Gx22*. (2003)
- Wilson, Cary W. ,Captain; Thesis: *Performance of a small internal combustion engine using n-heptane and isso-octane*. USAF. (2010)
- Honda engines; *Engine application Manual*. (2003)
- Manual de serviços Gx22. Honda (1999)
- Junior, Durval Piza de Oliveira; *Motores de Combustão interna* (Vol.1). (1997)
- Menon, Shyam Kumar; Thesis: *Performance measurement and scaling in small internal combustion engines*. (2006)
- Sifton, John; Aticle: *A brieft History of Drones* (2012)
- Strong A.& Israel K.; *Remote Piloted Aerial Vehicles : An Anthology* (1999)
- Heiler, H.; *Vehicle and engine technology* (2ªEdição). SAE International (1999)
- Performance Trends, Inc; *Engine Analyzer Pro: User's Manual* (2009)
- Performance Trends, Inc; *Cam Analyzer v.4.0 for Windows: User's Manual* (2000)
- Gray, C.; <http://www.flyingmachines.org/> (1998)

Shaw I.G.R.; *The Rise of the Predator Empire: Tracing the History of U.S. Drones*;
<http://understandingempire.wordpress.com/2-0-a-brief-history-of-u-s-drones/> (2013)

Nick; *Launch of the V-1 Flying Bomb Series*;
<http://recklesshistorians.wordpress.com/2013/04/13/launch-of-the-v-1-flying-bomb-series/>
(2013)

Writer, S. ;*Unmanned Aerial Vehicles (UAVs) and Drone Aircraft*;
<http://www.militaryfactory.com/aircraft/unmanned-aerial-vehicle-uav.asp> (2014)


Tabuenca; T. B. *Ciência e tecnologia* (1996)

Peterson, J.; *Como o atraso na ignição prejudica a potência do motor*;
<http://foradefocus.blogspot.pt/p/como-o-atraso-na-ignicao-prejudica.html>

ANEXOS

Anexo I - Dados dos Motores Honda Gx22

Tabela A.1- Dados do fabricante referente ao motor Honda Gx22

| | |
|---|--|
| Especificações principais |  |
| Tipo de motor | 4 Tempos, monocilíndrico |
| Diâmetro x Curso [mm] | 33 x 26 |
| Volume deslocado [cm³] | 22 |
| Potência [Kw] | 0.74 (7000rpm) |
| Binário [N.m] | 1.09(N.m) |
| Taxa de compressão | 08:01 |
| Combustível | 96 Octanas |
| Sistema de distribuição de combustível | Carborador |
| Consumo [g/Kw.hr] | 0.34 |
| Peso[kg] | 3.3 |

Anexo II- Medição da árvore de cames do motor Honda Gx120

A. Material

- 2 Comparadores;
- 1 Suporte magnético para comparador;
- 1 Disco graduado 360°;
- 1 Motor Honda Gx22;
- 1 Ponteiro;
- 1 Torno;
- 1 Adaptador;

B. Montagem



Figura B.1 - Fotografia da montagem e da medição do deslocamento das válvulas.

C. Valores obtidos nas medições

Tabela B.1- Valores do deslocamento da válvula de admissão por cada grau da cambota.

| Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y |
|-------|---|-------|---|-------|---|-------|---|-------|----------|-------|----------|-------|----------|-------|----------|-------|---|
| 0 | 0 | 82 | 0 | 164 | 0 | 246 | 0 | 328 | 0 | 410 | 0.058858 | 492 | 0.095669 | 574 | 0.024016 | 658 | 0 |
| 2 | 0 | 84 | 0 | 166 | 0 | 248 | 0 | 330 | 0 | 412 | 0.060827 | 494 | 0.094882 | 576 | 0.022441 | 660 | 0 |
| 4 | 0 | 86 | 0 | 168 | 0 | 250 | 0 | 332 | 0 | 414 | 0.063189 | 496 | 0.093898 | 578 | 0.020276 | 662 | 0 |
| 6 | 0 | 88 | 0 | 170 | 0 | 252 | 0 | 334 | 0 | 416 | 0.065157 | 498 | 0.09311 | 580 | 0.017913 | 664 | 0 |
| 8 | 0 | 90 | 0 | 172 | 0 | 254 | 0 | 336 | 0 | 418 | 0.06752 | 500 | 0.091929 | 582 | 0.015945 | 666 | 0 |
| 10 | 0 | 92 | 0 | 174 | 0 | 256 | 0 | 338 | 0.000197 | 420 | 0.069488 | 502 | 0.090551 | 584 | 0.013976 | 668 | 0 |
| 12 | 0 | 94 | 0 | 176 | 0 | 258 | 0 | 340 | 0.000394 | 422 | 0.071063 | 504 | 0.089173 | 586 | 0.012402 | 670 | 0 |
| 14 | 0 | 96 | 0 | 178 | 0 | 260 | 0 | 342 | 0.000591 | 424 | 0.073031 | 506 | 0.087992 | 588 | 0.010827 | 672 | 0 |
| 16 | 0 | 98 | 0 | 180 | 0 | 262 | 0 | 344 | 0.000984 | 426 | 0.075 | 508 | 0.086417 | 590 | 0.009646 | 674 | 0 |
| 18 | 0 | 100 | 0 | 182 | 0 | 264 | 0 | 346 | 0.001181 | 428 | 0.076969 | 510 | 0.085236 | 592 | 0.008465 | 676 | 0 |
| 20 | 0 | 102 | 0 | 184 | 0 | 266 | 0 | 348 | 0.001772 | 430 | 0.078937 | 512 | 0.083661 | 594 | 0.007283 | 678 | 0 |
| 22 | 0 | 104 | 0 | 186 | 0 | 268 | 0 | 350 | 0.002559 | 432 | 0.080512 | 514 | 0.08248 | 596 | 0.006496 | 680 | 0 |
| 24 | 0 | 106 | 0 | 188 | 0 | 270 | 0 | 352 | 0.003346 | 434 | 0.08248 | 516 | 0.080906 | 598 | 0.006102 | 682 | 0 |
| 26 | 0 | 108 | 0 | 190 | 0 | 272 | 0 | 354 | 0.00374 | 436 | 0.084055 | 518 | 0.079331 | 600 | 0.005315 | 684 | 0 |
| 28 | 0 | 110 | 0 | 192 | 0 | 274 | 0 | 356 | 0.004528 | 438 | 0.086024 | 520 | 0.077362 | 602 | 0.004724 | 686 | 0 |
| 30 | 0 | 112 | 0 | 194 | 0 | 276 | 0 | 358 | 0.005315 | 440 | 0.087205 | 522 | 0.075787 | 604 | 0.004134 | 688 | 0 |
| 32 | 0 | 114 | 0 | 196 | 0 | 278 | 0 | 360 | 0.006102 | 442 | 0.08878 | 524 | 0.074016 | 606 | 0.003346 | 690 | 0 |
| 34 | 0 | 116 | 0 | 198 | 0 | 280 | 0 | 362 | 0.006102 | 444 | 0.089961 | 526 | 0.072047 | 608 | 0.002559 | 692 | 0 |
| 36 | 0 | 118 | 0 | 200 | 0 | 282 | 0 | 364 | 0.006496 | 446 | 0.091142 | 528 | 0.070276 | 610 | 0.002165 | 694 | 0 |
| 38 | 0 | 120 | 0 | 202 | 0 | 284 | 0 | 366 | 0.007677 | 448 | 0.092323 | 530 | 0.06811 | 612 | 0.001378 | 696 | 0 |
| 40 | 0 | 122 | 0 | 204 | 0 | 286 | 0 | 368 | 0.008858 | 450 | 0.09311 | 532 | 0.066732 | 614 | 0.000984 | 698 | 0 |
| 42 | 0 | 124 | 0 | 206 | 0 | 288 | 0 | 370 | 0.010433 | 452 | 0.094291 | 534 | 0.064764 | 616 | 0.000591 | 700 | 0 |
| 44 | 0 | 126 | 0 | 208 | 0 | 290 | 0 | 372 | 0.012402 | 454 | 0.095079 | 536 | 0.062795 | 618 | 0.000197 | 702 | 0 |
| 46 | 0 | 128 | 0 | 210 | 0 | 292 | 0 | 374 | 0.01437 | 456 | 0.095472 | 538 | 0.061024 | 620 | 0 | 704 | 0 |
| 48 | 0 | 130 | 0 | 212 | 0 | 294 | 0 | 376 | 0.016732 | 458 | 0.096063 | 540 | 0.059252 | 622 | 0 | 706 | 0 |
| 50 | 0 | 132 | 0 | 214 | 0 | 296 | 0 | 378 | 0.019094 | 460 | 0.096654 | 542 | 0.05689 | 624 | 0 | 708 | 0 |
| 52 | 0 | 134 | 0 | 216 | 0 | 298 | 0 | 380 | 0.021457 | 462 | 0.097047 | 544 | 0.054921 | 626 | 0 | 710 | 0 |
| 54 | 0 | 136 | 0 | 218 | 0 | 300 | 0 | 382 | 0.023819 | 464 | 0.097441 | 546 | 0.052953 | 628 | 0 | 712 | 0 |
| 56 | 0 | 138 | 0 | 220 | 0 | 302 | 0 | 384 | 0.026575 | 466 | 0.097835 | 548 | 0.051378 | 630 | 0 | 714 | 0 |
| 58 | 0 | 140 | 0 | 222 | 0 | 304 | 0 | 386 | 0.028937 | 468 | 0.098031 | 550 | 0.049606 | 632 | 0 | 716 | 0 |
| 60 | 0 | 142 | 0 | 224 | 0 | 306 | 0 | 388 | 0.031693 | 470 | 0.098228 | 552 | 0.047441 | 634 | 0 | 718 | 0 |
| 62 | 0 | 144 | 0 | 226 | 0 | 308 | 0 | 390 | 0.034055 | 472 | 0.098425 | 554 | 0.045472 | 636 | 0 | 720 | 0 |
| 64 | 0 | 146 | 0 | 228 | 0 | 310 | 0 | 392 | 0.036811 | 474 | 0.098425 | 556 | 0.043307 | 638 | 0 | | |
| 66 | 0 | 148 | 0 | 230 | 0 | 312 | 0 | 394 | 0.039173 | 476 | 0.098425 | 558 | 0.041142 | 640 | 0 | | |
| 68 | 0 | 150 | 0 | 232 | 0 | 314 | 0 | 396 | 0.041535 | 478 | 0.098425 | 560 | 0.039173 | 642 | 0 | | |
| 70 | 0 | 152 | 0 | 234 | 0 | 316 | 0 | 398 | 0.044291 | 480 | 0.098425 | 562 | 0.037402 | 644 | 0 | | |
| 72 | 0 | 154 | 0 | 236 | 0 | 318 | 0 | 400 | 0.046654 | 482 | 0.098425 | 564 | 0.035236 | 646 | 0 | | |
| 74 | 0 | 156 | 0 | 238 | 0 | 320 | 0 | 402 | 0.049016 | 484 | 0.098228 | 566 | 0.033268 | 648 | 0 | | |
| 76 | 0 | 158 | 0 | 240 | 0 | 322 | 0 | 404 | 0.051772 | 486 | 0.098031 | 568 | 0.030709 | 650 | 0 | | |
| 78 | 0 | 160 | 0 | 242 | 0 | 324 | 0 | 406 | 0.054134 | 488 | 0.097047 | 570 | 0.028543 | 652 | 0 | | |
| 80 | 0 | 162 | 0 | 244 | 0 | 326 | 0 | 408 | 0.056496 | 490 | 0.096457 | 572 | 0.026378 | 654 | 0 | | |

Tabela B.2- Valores do deslocamento da válvula de escape por cada grau da cambota.

| Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y | Graus | Y |
|-------|---|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|---|-------|---|-------|---|
| 0 | 0 | 82 | 0 | 164 | 0.026 | 246 | 0.0953 | 328 | 0.065 | 410 | 0.0028 | 492 | 0 | 574 | 0 | 658 | 0 |
| 2 | 0 | 84 | 0 | 166 | 0.0281 | 248 | 0.0961 | 330 | 0.063 | 412 | 0.0014 | 494 | 0 | 576 | 0 | 660 | 0 |
| 4 | 0 | 86 | 0 | 168 | 0.0303 | 250 | 0.0967 | 332 | 0.0606 | 414 | 0.0012 | 496 | 0 | 578 | 0 | 662 | 0 |
| 6 | 0 | 88 | 0 | 170 | 0.0323 | 252 | 0.0972 | 334 | 0.0577 | 416 | 0.0006 | 498 | 0 | 580 | 0 | 664 | 0 |
| 8 | 0 | 90 | 0 | 172 | 0.0344 | 254 | 0.0978 | 336 | 0.0551 | 418 | 0.0002 | 500 | 0 | 582 | 0 | 666 | 0 |
| 10 | 0 | 92 | 0 | 174 | 0.0366 | 256 | 0.0982 | 338 | 0.0531 | 420 | 0 | 502 | 0 | 584 | 0 | 668 | 0 |
| 12 | 0 | 94 | 0 | 176 | 0.0388 | 258 | 0.0986 | 340 | 0.0514 | 422 | 0 | 504 | 0 | 586 | 0 | 670 | 0 |
| 14 | 0 | 96 | 0 | 178 | 0.0409 | 260 | 0.0988 | 342 | 0.049 | 424 | 0 | 506 | 0 | 588 | 0 | 672 | 0 |
| 16 | 0 | 98 | 0 | 180 | 0.0433 | 262 | 0.099 | 344 | 0.0465 | 426 | 0 | 508 | 0 | 590 | 0 | 674 | 0 |
| 18 | 0 | 100 | 0 | 182 | 0.0457 | 264 | 0.0992 | 346 | 0.0445 | 428 | 0 | 510 | 0 | 592 | 0 | 676 | 0 |
| 20 | 0 | 102 | 0 | 184 | 0.0476 | 266 | 0.0994 | 348 | 0.0421 | 430 | 0 | 512 | 0 | 594 | 0 | 678 | 0 |
| 22 | 0 | 104 | 0 | 186 | 0.0494 | 268 | 0.0994 | 350 | 0.0394 | 432 | 0 | 514 | 0 | 596 | 0 | 680 | 0 |
| 24 | 0 | 106 | 0 | 188 | 0.052 | 270 | 0.0994 | 352 | 0.0366 | 434 | 0 | 516 | 0 | 598 | 0 | 682 | 0 |
| 26 | 0 | 108 | 0 | 190 | 0.0533 | 272 | 0.0994 | 354 | 0.0343 | 436 | 0 | 518 | 0 | 600 | 0 | 684 | 0 |
| 28 | 0 | 110 | 0 | 192 | 0.0557 | 274 | 0.0994 | 356 | 0.0325 | 438 | 0 | 520 | 0 | 602 | 0 | 686 | 0 |
| 30 | 0 | 112 | 0 | 194 | 0.0575 | 276 | 0.0994 | 358 | 0.0315 | 440 | 0 | 522 | 0 | 604 | 0 | 688 | 0 |
| 32 | 0 | 114 | 0 | 196 | 0.0594 | 278 | 0.0992 | 360 | 0.0295 | 442 | 0 | 524 | 0 | 606 | 0 | 690 | 0 |
| 34 | 0 | 116 | 0 | 198 | 0.0614 | 280 | 0.0988 | 362 | 0.0295 | 444 | 0 | 526 | 0 | 608 | 0 | 692 | 0 |
| 36 | 0 | 118 | 0 | 200 | 0.063 | 282 | 0.0984 | 364 | 0.0272 | 446 | 0 | 528 | 0 | 610 | 0 | 694 | 0 |
| 38 | 0 | 120 | 0 | 202 | 0.065 | 284 | 0.098 | 366 | 0.0256 | 448 | 0 | 530 | 0 | 612 | 0 | 696 | 0 |
| 40 | 0 | 122 | 0 | 204 | 0.0671 | 286 | 0.097 | 368 | 0.023 | 450 | 0 | 532 | 0 | 614 | 0 | 698 | 0 |
| 42 | 0 | 124 | 0 | 206 | 0.0689 | 288 | 0.0965 | 370 | 0.0209 | 452 | 0 | 534 | 0 | 616 | 0 | 700 | 0 |
| 44 | 0 | 126 | 0 | 208 | 0.0705 | 290 | 0.0955 | 372 | 0.0193 | 454 | 0 | 536 | 0 | 618 | 0 | 702 | 0 |
| 46 | 0 | 128 | 0 | 210 | 0.072 | 292 | 0.0945 | 374 | 0.0173 | 456 | 0 | 538 | 0 | 620 | 0 | 704 | 0 |
| 48 | 0 | 130 | 0 | 212 | 0.0738 | 294 | 0.0935 | 376 | 0.0159 | 458 | 0 | 540 | 0 | 622 | 0 | 706 | 0 |
| 50 | 0 | 132 | 0.0004 | 214 | 0.0756 | 296 | 0.0923 | 378 | 0.0144 | 460 | 0 | 542 | 0 | 624 | 0 | 708 | 0 |
| 52 | 0 | 134 | 0.0008 | 216 | 0.0772 | 298 | 0.0907 | 380 | 0.013 | 462 | 0 | 544 | 0 | 626 | 0 | 710 | 0 |
| 54 | 0 | 136 | 0.0012 | 218 | 0.0787 | 300 | 0.0894 | 382 | 0.0118 | 464 | 0 | 546 | 0 | 628 | 0 | 712 | 0 |
| 56 | 0 | 138 | 0.002 | 220 | 0.0805 | 302 | 0.0882 | 384 | 0.0114 | 466 | 0 | 548 | 0 | 630 | 0 | 714 | 0 |
| 58 | 0 | 140 | 0.003 | 222 | 0.0821 | 304 | 0.0866 | 386 | 0.0108 | 468 | 0 | 550 | 0 | 632 | 0 | 716 | 0 |
| 60 | 0 | 142 | 0.0043 | 224 | 0.0833 | 306 | 0.0846 | 388 | 0.0102 | 470 | 0 | 552 | 0 | 634 | 0 | 718 | 0 |
| 62 | 0 | 144 | 0.0057 | 226 | 0.0848 | 308 | 0.0831 | 390 | 0.0096 | 472 | 0 | 554 | 0 | 636 | 0 | 720 | 0 |
| 64 | 0 | 146 | 0.0073 | 228 | 0.086 | 310 | 0.0815 | 392 | 0.0091 | 474 | 0 | 556 | 0 | 638 | 0 | | |
| 66 | 0 | 148 | 0.0089 | 230 | 0.088 | 312 | 0.0795 | 394 | 0.0087 | 476 | 0 | 558 | 0 | 640 | 0 | | |
| 68 | 0 | 150 | 0.0106 | 232 | 0.0888 | 314 | 0.078 | 396 | 0.0081 | 478 | 0 | 560 | 0 | 642 | 0 | | |
| 70 | 0 | 152 | 0.0126 | 234 | 0.0898 | 316 | 0.0762 | 398 | 0.0075 | 480 | 0 | 562 | 0 | 644 | 0 | | |
| 72 | 0 | 154 | 0.0146 | 236 | 0.0911 | 318 | 0.0742 | 400 | 0.0067 | 482 | 0 | 564 | 0 | 646 | 0 | | |
| 74 | 0 | 156 | 0.0169 | 238 | 0.0919 | 320 | 0.0724 | 402 | 0.0057 | 484 | 0 | 566 | 0 | 648 | 0 | | |
| 76 | 0 | 158 | 0.0193 | 240 | 0.0929 | 322 | 0.0707 | 404 | 0.0051 | 486 | 0 | 568 | 0 | 650 | 0 | | |
| 78 | 0 | 160 | 0.0217 | 242 | 0.0939 | 324 | 0.0689 | 406 | 0.0041 | 488 | 0 | 570 | 0 | 652 | 0 | | |
| 80 | 0 | 162 | 0.0236 | 244 | 0.0947 | 326 | 0.0673 | 408 | 0.0035 | 490 | 0 | 572 | 0 | 654 | 0 | | |

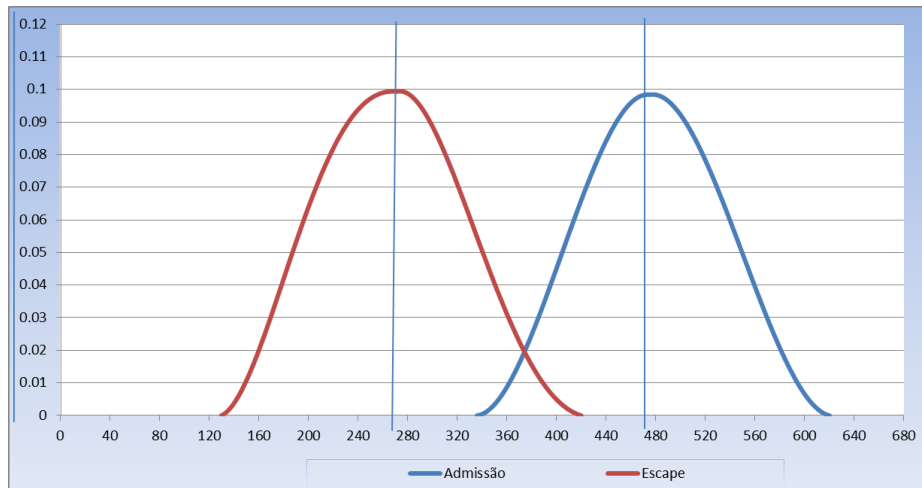


Gráfico B.1- Curvas de deslocamento das válvulas de escape e admissão.

Válvula de escape:

- Abre aos 131° após o PMI.
- A abertura máxima da válvula de escape (topo do excêntrico) é aos 271°, 89° antes do PMS, atingindo os 0.0994616490in.
- Fecha aos 419°, 59° após o PMS.

Válvula de admissão:

- Abre aos 337°, 23° antes do PMS.
- A abertura máxima da válvula de admissão (topo do excêntrico) é aos 475°, 115° após o PMS, atingindo os 0.0984616974in.
- Fecha aos 619°, 101° antes do PMI.
- O ângulo de separação das cames (topo a topo) é de 204° na cambota e 102° na árvore de cames.
- O cruzamento das válvulas é de 82°.

A medição foi efectuada para os graus de rotação da cambota. Para relacionar a medição com os graus de rotação da árvore de cames é necessário ter em conta que a cambota roda duas vezes mais rápido que a árvore de cames, logo cada grau da árvore de cames equivale a dois da cambota.

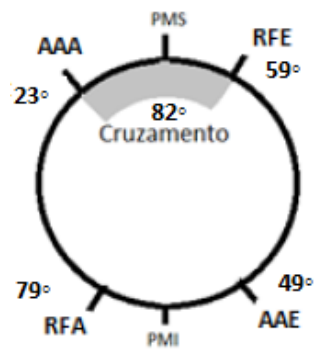


Figura B.2- Diagrama de distribuição do motor Honda Gx22.

Anexo III- Obtenção das curvas Características dos motores Honda Gx22

Para a obtenção das curvas características (potência, binário, consumo específico) e mais algumas curvas que caracterizam os motores como a eficiência volumétrica, pressão média efectiva, rendimento térmico, foi necessário realizar vários cálculos.

De seguida serão apresentadas as equações utilizadas e a tabela com os resultados obtidos para o motor Honda Gx22.

A. Equações

- **Volume varrido**

$$V_d = \frac{\pi}{4} \times B^2 \times S \quad (\text{A-1})$$

Onde:

B - Diâmetro do cilindro [m]

S - Curso [m]

- **Taxa de compressão**

$$r_c = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (\text{A-2})$$

Onde:

V_d - Volume varrido [m³]

V_c - Volume da câmara de compressão [m³]

- **Velocidade média de um pistão**

$$v_p = 2SN \text{ [m/s]} \quad (\text{A-3})$$

Onde:

S - Curso [m]

N - Velocidade de rotação do motor [rot/s]

- Binário e potência útil

$$\tau = \frac{PME \times V_d}{4\pi} = \frac{\dot{W}_e}{2\pi N} \text{ [N.m]} \quad (\text{A-4})$$

Onde,

\dot{W}_e - Potência útil [kW]

N - Velocidade de rotação do motor [rot/s]

- Relação ar-combustível

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (\text{A-5})$$

Onde,

\dot{m}_a - Caudal mássico de ar

$$\dot{m}_a = e_{vol} \times \rho \times V_d \text{ [Kg]} \quad (\text{A-6})$$

Onde:

e_{vol} - Eficiência volumétrica

V_d - Volume varrido

$$m_f = \frac{m_a}{A/F} \text{ [Kg]} \quad (\text{A-7})$$

$$\dot{m}_f = m_f \times \left(\frac{rev}{60}\right) \times 0.5 \text{ [kg/s]} \quad (\text{A-8})$$

- Consumo específico de combustível

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_e} \times 3600000 \text{ [g/KWh]} \quad (\text{A-9})$$

- Eficiência volumétrica

$$e_{vol} = \sqrt{\left(\frac{T_i}{T_B}\right) \times \frac{T_{cb}+2000}{T_c+2000}} \times k_p \times k_f \times k_{ic} \times k_{ip} \times e_{vol.b} \quad (\text{A-10})$$

Onde:

T_i - Temperatura de admissão.

T_c - Temperatura de refrigeração

T_{cb} - Temperatura de refrigeração, 82.4°C (Taylor, 1985)

$e_{vol.b}$ - Eficiência volumétrica base (Gráfico A3.1)

k_f - Correção para a razão de combustível (Gráfico A3.2)

k_{ic} - Correção para o tempo de fecho da válvula de admissão (Gráfico A3.3)

k_{ip} - Correção para colectores de admissão longos

k_p - Correção para a razão entre pressão de escape e a pressão de admissão (Gráfico A3.4)

Os valores típicos para a eficiência volumétrica estão na ordem dos 75% aos 90% (Pulkrabek, 2003).

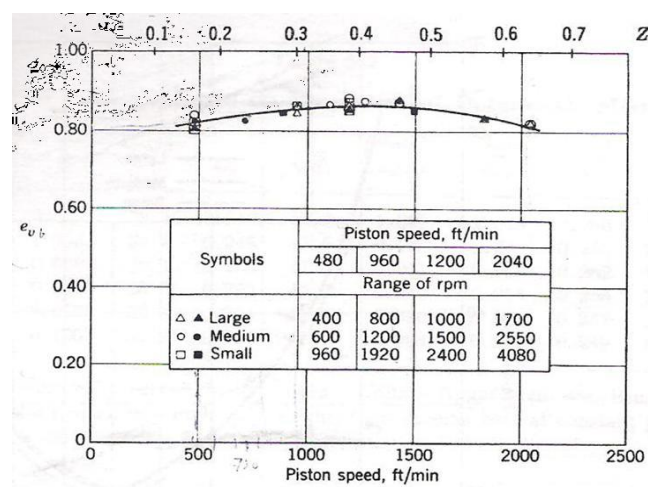


Gráfico C.1 - Eficiência volumétrica base vs velocidade pistão e o índice de Mach: $Z=0.000315 \times v_p$, (Taylor, 1985).

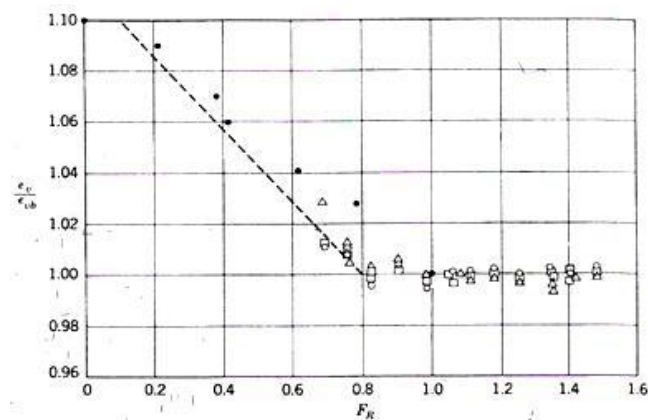


Gráfico C.2 - Eficiência volumétrica vs razão de ar-combustível, (Taylor, 1985).

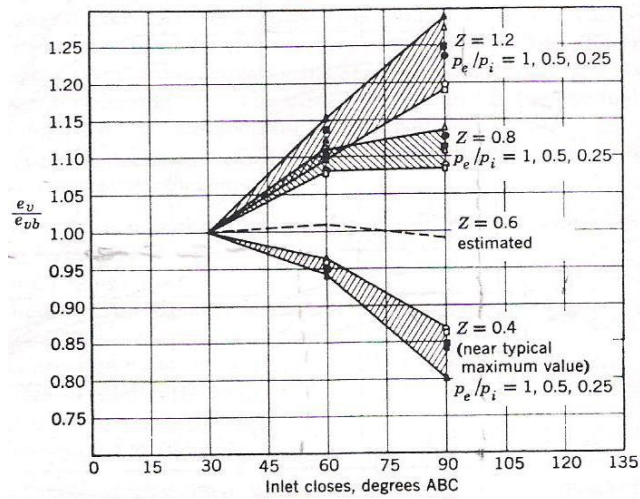


Gráfico C.3- Efeito do fecho da válvula de admissão na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985).

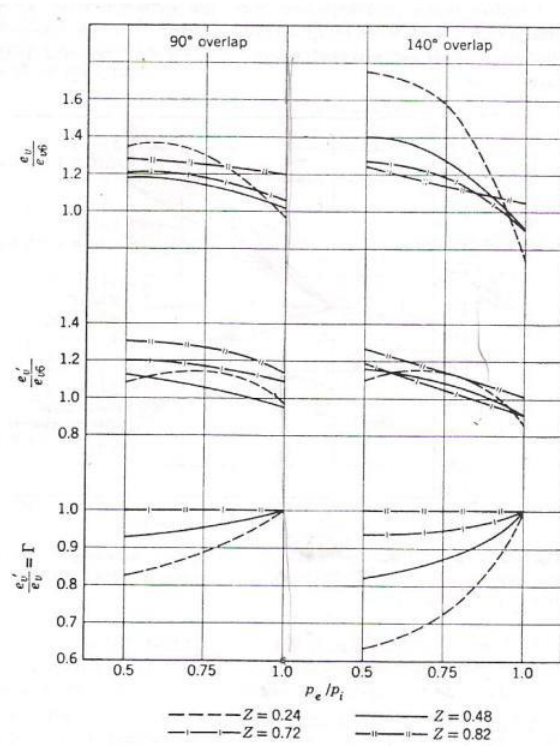


Gráfico C.4- Efeito do cruzamento das válvulas na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985).

- **Rendimento térmico**

- **Rendimento térmico ao freio**

$$\eta_{te} = \frac{W_e}{\dot{m}_f \times Q_{pi} \times \eta_c} \quad (\text{A-11})$$

Onde:

Q_{pi} - Poder calorífico de um combustível - 44 MJ/kg

η_c - Eficiência da combustão. Não havendo valores para a eficiência de combustão foi admitido o valor de 0.95 que se encontra dentro do intervalo de valores típicos 0.95-0.98 (Pulkrabek, 2003).

- **Rendimento térmico**

$$\eta_t = \frac{\eta_{te}}{\eta_m} \quad (\text{A-12})$$

Onde η_m representa o rendimento mecânico. Não havendo valores para a eficiência de combustão foi admitido o valor de 0.85 que se encontra dentro do intervalo de valores típicos 0.75-0.95 (Pulkrabek, 2003).

- **Pressão média efectiva - PME**

$$PME = \frac{4 \times \pi \times \tau}{V_d} \quad (\text{A-13})$$

Os valores máximos típicos para motores de ignição por faísca naturalmente aspirados, estão entre os valores 850 a 1050kPa (Heywood, 1988).

B. Resultados

Motor Gx22

Tabela C.1- Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx22.

| Dados Utilizados | | Factores de correcção | |
|-------------------------------|-------------|-----------------------|------|
| Diâmetro do cilindro [m] | 0.033 | Kp | 1 |
| Curso [m] | 0.026 | Kf | 1 |
| Razão de Compressão | 8 | Kic | 0.97 |
| Volume Varrido [m³] | 0.000022238 | Kip | 0.9 |
| Volume da câmara de combustão | 2.77972E-06 | | |
| Temperatura [°C] | 21 | | |

Tabela C.2-Resultados dos cálculos para V_p , Z , m_a , m_f , \dot{m}_a e \dot{m}_f para o motor Honda Gx22.

| RPM | N [Rot/s] | V pistão [m/s] | V pistão [ft/m] | Z | \dot{m}_a [Kg] | m_a [Kg] | m_f [Kg] | \dot{m}_f [Kg/s] |
|------|--------------|-------------------|--------------------|-------|---------------------|---------------|---------------|-----------------------|
| 3000 | 50.0 | 2.60 | 511.84 | 0.161 | 2.172E-05 | 1.034E-06 | 1.499E-07 | 1.499E-05 |
| 3200 | 53.3 | 2.77 | 545.96 | 0.172 | 2.181E-05 | 9.733E-07 | 1.411E-07 | 1.505E-05 |
| 3400 | 56.7 | 2.95 | 580.08 | 0.183 | 2.189E-05 | 9.194E-07 | 1.332E-07 | 1.510E-05 |
| 3600 | 60.0 | 3.12 | 614.20 | 0.193 | 2.196E-05 | 8.713E-07 | 1.263E-07 | 1.515E-05 |
| 3800 | 63.3 | 3.29 | 648.33 | 0.204 | 2.203E-05 | 8.281E-07 | 1.200E-07 | 1.520E-05 |
| 4000 | 66.7 | 3.47 | 682.45 | 0.215 | 2.210E-05 | 7.891E-07 | 1.144E-07 | 1.525E-05 |
| 4200 | 70.0 | 3.64 | 716.57 | 0.226 | 2.216E-05 | 7.537E-07 | 1.092E-07 | 1.529E-05 |
| 4400 | 73.3 | 3.81 | 750.69 | 0.236 | 2.223E-05 | 7.215E-07 | 1.046E-07 | 1.534E-05 |
| 4600 | 76.7 | 3.99 | 784.82 | 0.247 | 2.228E-05 | 6.919E-07 | 1.003E-07 | 1.538E-05 |
| 4800 | 80.0 | 4.16 | 818.94 | 0.258 | 2.234E-05 | 6.647E-07 | 9.633E-08 | 1.541E-05 |
| 5000 | 83.3 | 4.33 | 853.06 | 0.269 | 2.239E-05 | 6.395E-07 | 9.269E-08 | 1.545E-05 |
| 5200 | 86.7 | 4.51 | 887.18 | 0.279 | 2.244E-05 | 6.162E-07 | 8.931E-08 | 1.548E-05 |
| 5400 | 90.0 | 4.68 | 921.30 | 0.290 | 2.248E-05 | 5.946E-07 | 8.617E-08 | 1.551E-05 |
| 5600 | 93.3 | 4.85 | 955.43 | 0.301 | 2.252E-05 | 5.744E-07 | 8.324E-08 | 1.554E-05 |
| 5800 | 96.7 | 5.03 | 989.55 | 0.312 | 2.256E-05 | 5.555E-07 | 8.050E-08 | 1.556E-05 |
| 6000 | 100.0 | 5.20 | 1023.67 | 0.322 | 2.259E-05 | 5.377E-07 | 7.793E-08 | 1.559E-05 |
| 6200 | 103.3 | 5.37 | 1057.79 | 0.333 | 2.262E-05 | 5.211E-07 | 7.552E-08 | 1.561E-05 |
| 6400 | 106.7 | 5.55 | 1091.92 | 0.344 | 2.265E-05 | 5.054E-07 | 7.325E-08 | 1.563E-05 |
| 6600 | 110.0 | 5.72 | 1126.04 | 0.355 | 2.267E-05 | 4.906E-07 | 7.110E-08 | 1.564E-05 |
| 6800 | 113.3 | 5.89 | 1160.16 | 0.365 | 2.269E-05 | 4.766E-07 | 6.907E-08 | 1.565E-05 |
| 7000 | 116.7 | 6.07 | 1194.28 | 0.376 | 2.270E-05 | 4.633E-07 | 6.714E-08 | 1.567E-05 |
| 7200 | 120.0 | 6.24 | 1228.41 | 0.387 | 2.272E-05 | 4.506E-07 | 6.531E-08 | 1.567E-05 |
| 7400 | 123.3 | 6.41 | 1262.53 | 0.398 | 2.273E-05 | 4.386E-07 | 6.357E-08 | 1.568E-05 |
| 7600 | 126.7 | 6.59 | 1296.65 | 0.408 | 2.273E-05 | 4.272E-07 | 6.191E-08 | 1.568E-05 |
| 7800 | 130.0 | 6.76 | 1330.77 | 0.419 | 2.273E-05 | 4.163E-07 | 6.033E-08 | 1.569E-05 |
| 8000 | 133.3 | 6.93 | 1364.90 | 0.430 | 2.273E-05 | 4.059E-07 | 5.882E-08 | 1.569E-05 |

Tabela C.3- Resultados obtidos para \dot{W}_e , τ , C_s , η_{te} , e_{vol} e PME, para o motor Honda Gx22.

| RPM | Potência | Binário | Consumo esp. | Rendimento | Eficiência | Eficiencia | PME |
|------|----------|---------|--------------|------------|------------|------------|--------|
| | [Kw] | [Nm] | [g/Kw h] | Total | Vol Base | Vol | |
| 3000 | 0.302 | 0.961 | 235.40 | 0.015 | 0.827 | 0.719 | 146.41 |
| 3200 | 0.329 | 0.983 | 231.45 | 0.021 | 0.830 | 0.722 | 176.48 |
| 3400 | 0.360 | 1.010 | 227.80 | 0.027 | 0.833 | 0.725 | 203.01 |
| 3600 | 0.392 | 1.041 | 224.15 | 0.034 | 0.836 | 0.727 | 226.59 |
| 3800 | 0.424 | 1.066 | 221.11 | 0.041 | 0.839 | 0.729 | 247.69 |
| 4000 | 0.458 | 1.093 | 217.76 | 0.049 | 0.841 | 0.732 | 266.68 |
| 4200 | 0.489 | 1.113 | 216.24 | 0.057 | 0.844 | 0.734 | 283.86 |
| 4400 | 0.523 | 1.134 | 213.81 | 0.066 | 0.846 | 0.736 | 299.48 |
| 4600 | 0.555 | 1.151 | 211.98 | 0.075 | 0.848 | 0.738 | 313.74 |
| 4800 | 0.584 | 1.164 | 210.77 | 0.085 | 0.851 | 0.740 | 326.81 |
| 5000 | 0.612 | 1.169 | 210.16 | 0.095 | 0.852 | 0.741 | 338.84 |
| 5200 | 0.640 | 1.176 | 209.25 | 0.105 | 0.854 | 0.743 | 346.32 |
| 5400 | 0.663 | 1.173 | 209.55 | 0.115 | 0.856 | 0.744 | 353.24 |
| 5600 | 0.685 | 1.168 | 209.55 | 0.126 | 0.857 | 0.746 | 359.68 |
| 5800 | 0.702 | 1.156 | 210.46 | 0.137 | 0.859 | 0.747 | 365.67 |
| 6000 | 0.718 | 1.142 | 211.68 | 0.149 | 0.860 | 0.748 | 371.25 |
| 6200 | 0.730 | 1.124 | 213.20 | 0.179 | 0.861 | 0.749 | 417.23 |
| 6400 | 0.739 | 1.103 | 215.03 | 0.210 | 0.862 | 0.750 | 460.33 |
| 6600 | 0.747 | 1.080 | 217.16 | 0.242 | 0.863 | 0.751 | 500.82 |
| 6800 | 0.749 | 1.052 | 219.89 | 0.277 | 0.864 | 0.751 | 538.92 |
| 7000 | 0.747 | 1.019 | 223.85 | 0.313 | 0.865 | 0.752 | 574.85 |
| 7200 | 0.743 | 0.985 | 227.50 | 0.297 | 0.865 | 0.752 | 515.96 |
| 7400 | 0.737 | 0.952 | 231.15 | 0.279 | 0.865 | 0.752 | 460.24 |
| 7600 | 0.730 | 0.917 | 236.01 | 0.261 | 0.866 | 0.753 | 407.46 |
| 7800 | 0.719 | 0.880 | 241.18 | 0.241 | 0.866 | 0.753 | 357.39 |
| 8000 | 0.704 | 0.841 | 247.26 | 0.220 | 0.866 | 0.753 | 309.81 |

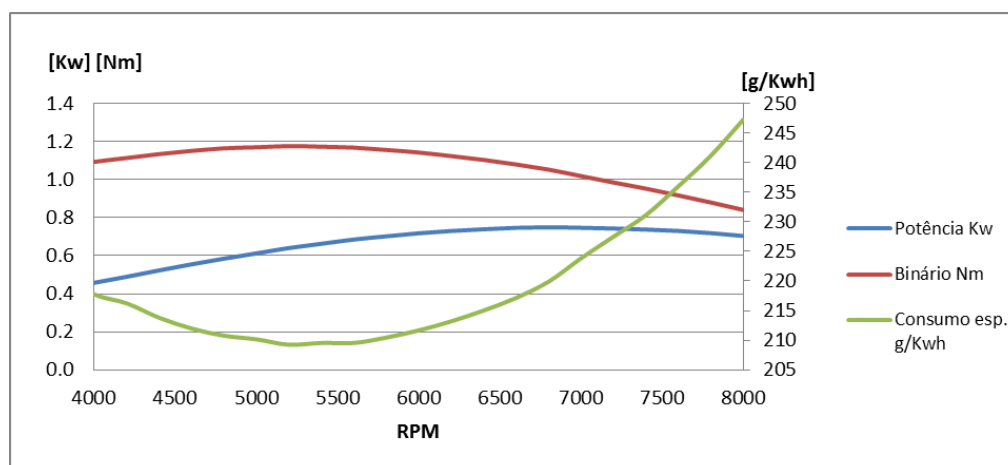


Gráfico C.5- Curvas características do motor Gx22

Anexo IV- Resultados das simulações no *Engine Analyzer*

A. Arvore de cames original vs altura máxima do perfil

Tabela D.1- Efeito da variação da altura máxima do perfil das árvores de cames.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Original | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7088 | 0.755 | 0.8063 | 0.8438 | 0.8638 | 0.8638 | 0.8425 | 0.805 | 0.7513 | 0.69 | 0.6213 |
| | Brake Hp | 0.405 | 0.5038 | 0.6138 | 0.7225 | 0.8225 | 0.905 | 0.9625 | 0.9963 | 1.0025 | 0.985 | 0.9463 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.387 | 0.3715 | 0.3585 | 0.35 | 0.345 | 0.3445 | 0.3485 | 0.3555 | 0.3675 | 0.3835 | 0.4055 |
| | Volume Efficiency, % | 72.5 | 74.3 | 76.4 | 78.1 | 78.9 | 78.7 | 77.6 | 75.7 | 73.1 | 70 | 66.6 |
| 95% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7038 | 0.7488 | 0.7963 | 0.8325 | 0.8475 | 0.8438 | 0.8188 | 0.7775 | 0.7225 | 0.6563 | 0.5888 |
| | Brake Hp | 0.4013 | 0.4988 | 0.6063 | 0.7138 | 0.8075 | 0.8838 | 0.935 | 0.9625 | 0.9625 | 0.9375 | 0.8963 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.388 | 0.373 | 0.361 | 0.352 | 0.349 | 0.3485 | 0.353 | 0.362 | 0.375 | 0.3945 | 0.4185 |
| | Volume Efficiency, % | 72.2 | 73.9 | 76 | 77.6 | 78.2 | 77.8 | 76.5 | 74.4 | 71.7 | 68.5 | 65.1 |
| 90% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7175 | 0.7625 | 0.805 | 0.8363 | 0.845 | 0.8325 | 0.7988 | 0.75 | 0.69 | 0.62 | 0.5488 |
| | Brake Hp | 0.41 | 0.5075 | 0.6138 | 0.7163 | 0.8038 | 0.8713 | 0.9125 | 0.9275 | 0.92 | 0.885 | 0.8363 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3855 | 0.3715 | 0.3605 | 0.353 | 0.35 | 0.3515 | 0.358 | 0.369 | 0.3845 | 0.407 | 0.4345 |
| | Volume Efficiency, % | 73.2 | 74.9 | 76.8 | 78 | 78.2 | 77.4 | 75.6 | 73.2 | 70.1 | 66.7 | 63.2 |
| 85% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7025 | 0.7488 | 0.79 | 0.815 | 0.8175 | 0.7963 | 0.7588 | 0.7063 | 0.645 | 0.575 | 0.505 |
| | Brake Hp | 0.4013 | 0.4988 | 0.6025 | 0.6975 | 0.7775 | 0.8338 | 0.8663 | 0.8738 | 0.8588 | 0.82 | 0.77 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.39 | 0.375 | 0.364 | 0.358 | 0.3565 | 0.36 | 0.368 | 0.3815 | 0.399 | 0.425 | 0.457 |
| | Volume Efficiency, % | 72.5 | 74.3 | 76.1 | 77.1 | 77 | 75.9 | 73.9 | 71.2 | 68.1 | 64.6 | 61.1 |
| 80% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7225 | 0.765 | 0.8013 | 0.8175 | 0.8075 | 0.7788 | 0.7313 | 0.6713 | 0.6038 | 0.53 | 0.46 |
| | Brake Hp | 0.4125 | 0.51 | 0.61 | 0.7 | 0.7688 | 0.815 | 0.8363 | 0.8313 | 0.8038 | 0.7575 | 0.7 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.387 | 0.373 | 0.3635 | 0.3585 | 0.3595 | 0.365 | 0.375 | 0.391 | 0.413 | 0.4435 | 0.481 |
| | Volume Efficiency, % | 74 | 75.6 | 77 | 77.5 | 76.9 | 75.2 | 72.6 | 69.5 | 66 | 62.3 | 58.5 |

| | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 75% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.72 | 0.7613 | 0.7888 | 0.795 | 0.7763 | 0.7388 | 0.6838 | 0.62 | 0.5488 | 0.4775 | 0.4038 |
| | Brake Hp | 0.4113 | 0.5075 | 0.6013 | 0.6813 | 0.7388 | 0.7738 | 0.7813 | 0.7663 | 0.7313 | 0.6825 | 0.615 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.389 | 0.3755 | 0.3675 | 0.3645 | 0.3675 | 0.375 | 0.3895 | 0.409 | 0.436 | 0.4715 | 0.523 |
| | Volume Efficiency, % | 74 | 75.6 | 76.7 | 76.7 | 75.5 | 73.3 | 70.4 | 67 | 63.3 | 59.6 | 55.8 |
| 70% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.71 | 0.7488 | 0.77 | 0.7675 | 0.7388 | 0.6913 | 0.63 | 0.5613 | 0.4913 | 0.4188 | 0.35 |
| | Brake Hp | 0.405 | 0.4988 | 0.5863 | 0.6575 | 0.7038 | 0.7238 | 0.72 | 0.695 | 0.655 | 0.5975 | 0.5338 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.393 | 0.38 | 0.3735 | 0.3725 | 0.378 | 0.389 | 0.407 | 0.432 | 0.4645 | 0.511 | 0.572 |
| | Volume Efficiency, % | 73.8 | 75.3 | 76.1 | 75.6 | 73.9 | 71.2 | 67.8 | 64.2 | 60.4 | 56.6 | 53 |
| 65% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.725 | 0.7575 | 0.7675 | 0.7488 | 0.705 | 0.6463 | 0.575 | 0.5 | 0.4263 | 0.355 | 0.2888 |
| | Brake Hp | 0.4138 | 0.505 | 0.5838 | 0.6413 | 0.6713 | 0.6763 | 0.6575 | 0.6188 | 0.5675 | 0.5075 | 0.44 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.391 | 0.38 | 0.3755 | 0.378 | 0.3875 | 0.403 | 0.427 | 0.4605 | 0.504 | 0.563 | 0.645 |
| | Volume Efficiency, % | 75 | 76.1 | 76.2 | 74.8 | 72.3 | 68.9 | 65 | 60.9 | 56.8 | 52.9 | 49.3 |
| 60% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7075 | 0.7338 | 0.73 | 0.6975 | 0.6438 | 0.575 | 0.5038 | 0.4288 | 0.3588 | 0.2913 | 0.2288 |
| | Brake Hp | 0.4038 | 0.4888 | 0.555 | 0.5975 | 0.6138 | 0.6025 | 0.575 | 0.53 | 0.4788 | 0.415 | 0.3488 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.398 | 0.388 | 0.387 | 0.393 | 0.407 | 0.4305 | 0.4605 | 0.505 | 0.56 | 0.6435 | 0.7605 |
| | Volume Efficiency, % | 74.5 | 75.3 | 74.7 | 72.6 | 69.4 | 65.5 | 61.3 | 57.2 | 53.2 | 49.5 | 46.1 |
| 55% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.715 | 0.7238 | 0.7013 | 0.6513 | 0.5825 | 0.5025 | 0.425 | 0.3513 | 0.2825 | 0.22 | 0.1613 |
| | Brake Hp | 0.4088 | 0.4825 | 0.5338 | 0.5575 | 0.5538 | 0.5263 | 0.4863 | 0.435 | 0.3763 | 0.3138 | 0.2463 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.399 | 0.393 | 0.3965 | 0.408 | 0.4295 | 0.4625 | 0.5065 | 0.5655 | 0.6505 | 0.775 | 0.977 |
| | Volume Efficiency, % | 75.4 | 75.3 | 73.5 | 70.3 | 66.1 | 61.5 | 57 | 52.6 | 48.7 | 45 | 41.7 |
| 50% altura | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.6875 | 0.6825 | 0.6388 | 0.5725 | 0.495 | 0.4163 | 0.34 | 0.2738 | 0.21 | 0.1525 | 0.1 |
| | Brake Hp | 0.3925 | 0.455 | 0.4863 | 0.49 | 0.4713 | 0.4363 | 0.3888 | 0.3375 | 0.28 | 0.2188 | 0.1525 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.4095 | 0.407 | 0.4175 | 0.4385 | 0.4705 | 0.5155 | 0.5805 | 0.6665 | 0.798 | 1.015 | 1.437 |
| | Volume Efficiency, % | 74.5 | 73.5 | 70.6 | 66.4 | 61.6 | 56.8 | 52.3 | 48.2 | 44.4 | 41.1 | 38.1 |

B. Árvore de cames original vs duração de abertura de válvula

Tabela D.2- Efeito da variação do tempo da duração de abertura de ambas as válvulas.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|-------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Original | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7088 | 0.755 | 0.8063 | 0.8438 | 0.8638 | 0.8638 | 0.8425 | 0.805 | 0.7513 | 0.69 | 0.6213 |
| | Brake Hp | 0.405 | 0.5038 | 0.6138 | 0.7225 | 0.8225 | 0.905 | 0.9625 | 0.9963 | 1.0025 | 0.985 | 0.9463 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.387 | 0.3715 | 0.3585 | 0.35 | 0.345 | 0.3445 | 0.3485 | 0.3555 | 0.3675 | 0.3835 | 0.4055 |
| | Volume Efficiency, % | 72.5 | 74.3 | 76.4 | 78.1 | 78.9 | 78.7 | 77.6 | 75.7 | 73.1 | 70 | 66.6 |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7863 | 0.825 | 0.8525 | 0.8575 | 0.8288 | 0.7775 | 0.7063 | 0.6288 | 0.55 | 0.4725 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.4488 | 0.55 | 0.6488 | 0.735 | 0.7888 | 0.8138 | 0.8063 | 0.7788 | 0.7325 | 0.6738 | 0.6088 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.3695 | 0.3615 | 0.358 | 0.362 | 0.3705 | 0.387 | 0.4095 | 0.439 | 0.4775 | 0.5275 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |
| 75% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.78 | 0.815 | 0.8338 | 0.8213 | 0.7775 | 0.7113 | 0.6325 | 0.5538 | 0.4763 | 0.4013 | 0.3325 |
| | Brake Hp | 0.445 | 0.5438 | 0.635 | 0.7038 | 0.74 | 0.745 | 0.7238 | 0.6863 | 0.635 | 0.5725 | 0.5063 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3875 | 0.3755 | 0.369 | 0.369 | 0.376 | 0.3895 | 0.411 | 0.4395 | 0.477 | 0.5275 | 0.595 |
| | Volume Efficiency, % | 80 | 81 | 81.4 | 80.2 | 77.3 | 73.3 | 68.8 | 64.4 | 60.1 | 56 | 52.3 |
| 60% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.72 | 0.7375 | 0.7125 | 0.6513 | 0.5775 | 0.5025 | 0.43 | 0.3638 | 0.3025 | 0.245 | 0.1938 |
| | Brake Hp | 0.4113 | 0.4913 | 0.5425 | 0.5588 | 0.55 | 0.5263 | 0.49 | 0.4513 | 0.4038 | 0.35 | 0.295 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.404 | 0.3955 | 0.3965 | 0.408 | 0.4275 | 0.455 | 0.4915 | 0.5365 | 0.597 | 0.683 | 0.8065 |
| | Volume Efficiency, % | 76.9 | 77.2 | 74.8 | 70.3 | 65.3 | 60.4 | 55.8 | 51.7 | 47.9 | 44.3 | 41.2 |
| 50% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.6075 | 0.5913 | 0.5425 | 0.4788 | 0.4113 | 0.345 | 0.2825 | 0.2225 | 0.1638 | 0.1113 | 0.0588 |
| | Brake Hp | 0.3475 | 0.3938 | 0.4138 | 0.41 | 0.3913 | 0.3613 | 0.3225 | 0.275 | 0.2188 | 0.1588 | 0.0888 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.423 | 0.423 | 0.433 | 0.4535 | 0.483 | 0.525 | 0.585 | 0.676 | 0.832 | 1.122 | 1.936 |
| | Volume Efficiency, % | 68 | 66.1 | 62.2 | 57.4 | 52.5 | 47.9 | 43.7 | 39.8 | 36.1 | 33 | 29.9 |

C. Efeito da variação do diâmetro das válvulas

Tabela D. 3- Efeito da variação do diâmetro de ambas as válvulas.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|-------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7863 | 0.825 | 0.8525 | 0.8575 | 0.8288 | 0.7775 | 0.7063 | 0.6288 | 0.55 | 0.4725 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.4488 | 0.55 | 0.6488 | 0.735 | 0.7888 | 0.8138 | 0.8063 | 0.7788 | 0.7325 | 0.6738 | 0.6088 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.3695 | 0.3615 | 0.358 | 0.362 | 0.3705 | 0.387 | 0.4095 | 0.439 | 0.4775 | 0.5275 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |
| + 0.04in | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7875 | 0.8263 | 0.8563 | 0.86 | 0.835 | 0.7825 | 0.7138 | 0.6375 | 0.5575 | 0.48 | 0.4063 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.55 | 0.6525 | 0.7375 | 0.795 | 0.8188 | 0.8163 | 0.7888 | 0.7438 | 0.685 | 0.6175 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3815 | 0.369 | 0.3605 | 0.3575 | 0.3605 | 0.37 | 0.3845 | 0.406 | 0.435 | 0.473 | 0.523 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.6 | 81.4 | 79.6 | 76.6 | 72.7 | 68.5 | 64.2 | 60 | 56.2 |
| + 0.08in | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7875 | 0.8263 | 0.8563 | 0.8638 | 0.84 | 0.79 | 0.7225 | 0.6463 | 0.5663 | 0.4875 | 0.4138 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.5513 | 0.6525 | 0.74 | 0.7988 | 0.8275 | 0.825 | 0.7988 | 0.755 | 0.695 | 0.63 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.381 | 0.369 | 0.36 | 0.3565 | 0.3595 | 0.368 | 0.3825 | 0.4035 | 0.4305 | 0.4685 | 0.5165 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.6 | 81.5 | 79.8 | 76.9 | 73.1 | 68.9 | 64.6 | 60.4 | 56.5 |
| + 0.12in | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7888 | 0.8275 | 0.8588 | 0.8663 | 0.845 | 0.7963 | 0.73 | 0.6538 | 0.5738 | 0.4938 | 0.4213 |
| | Brake Hp | 0.4513 | 0.5513 | 0.655 | 0.7438 | 0.8038 | 0.8338 | 0.8338 | 0.8088 | 0.765 | 0.7063 | 0.6413 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3805 | 0.368 | 0.3595 | 0.3565 | 0.3585 | 0.3665 | 0.38 | 0.4005 | 0.428 | 0.465 | 0.5105 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.7 | 81.7 | 80.1 | 77.2 | 73.4 | 69.3 | 65 | 60.8 | 56.8 |

Tabela D.4- Efeito da variação do diâmetro da válvula de admissão, mantendo a válvula de escape com o diâmetro original.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.786 | 0.825 | 0.853 | 0.858 | 0.829 | 0.778 | 0.706 | 0.629 | 0.55 | 0.473 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.449 | 0.55 | 0.649 | 0.735 | 0.789 | 0.814 | 0.806 | 0.779 | 0.733 | 0.674 | 0.609 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.37 | 0.362 | 0.358 | 0.362 | 0.371 | 0.387 | 0.41 | 0.439 | 0.478 | 0.528 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |
| In+0.04in Ex= | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.788 | 0.825 | 0.855 | 0.86 | 0.834 | 0.783 | 0.713 | 0.636 | 0.556 | 0.478 | 0.404 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.55 | 0.651 | 0.736 | 0.794 | 0.819 | 0.814 | 0.789 | 0.741 | 0.683 | 0.616 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.369 | 0.361 | 0.358 | 0.361 | 0.37 | 0.386 | 0.407 | 0.436 | 0.475 | 0.526 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.6 | 81.4 | 79.6 | 76.6 | 72.7 | 68.5 | 64.2 | 60 | 56.2 |
| In+0.08in Ex= | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.788 | 0.826 | 0.855 | 0.863 | 0.839 | 0.789 | 0.719 | 0.645 | 0.563 | 0.484 | 0.41 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.55 | 0.651 | 0.739 | 0.799 | 0.825 | 0.821 | 0.798 | 0.75 | 0.691 | 0.625 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.369 | 0.361 | 0.358 | 0.36 | 0.369 | 0.385 | 0.404 | 0.434 | 0.472 | 0.521 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.7 | 81.5 | 79.9 | 76.9 | 73.1 | 68.9 | 64.6 | 60.4 | 56.5 |
| In+0.12in Ex= | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.789 | 0.828 | 0.858 | 0.866 | 0.843 | 0.794 | 0.728 | 0.65 | 0.57 | 0.491 | 0.416 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.551 | 0.654 | 0.743 | 0.803 | 0.831 | 0.83 | 0.805 | 0.76 | 0.701 | 0.634 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.381 | 0.369 | 0.36 | 0.357 | 0.36 | 0.368 | 0.382 | 0.403 | 0.431 | 0.468 | 0.516 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.7 | 81.7 | 80.1 | 77.2 | 73.5 | 69.3 | 65 | 60.8 | 56.8 |

Tabela D.5- Efeito da variação do diâmetro da válvula de escape, mantendo a válvula de admissão com o diâmetro original.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7863 | 0.825 | 0.8525 | 0.8575 | 0.8288 | 0.7775 | 0.7063 | 0.6288 | 0.55 | 0.4725 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.4488 | 0.55 | 0.6488 | 0.735 | 0.7888 | 0.8138 | 0.8063 | 0.7788 | 0.7325 | 0.6738 | 0.6088 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.3695 | 0.3615 | 0.358 | 0.362 | 0.3705 | 0.387 | 0.4095 | 0.439 | 0.4775 | 0.5275 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |
| In= Ex+0.04in | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7875 | 0.825 | 0.8538 | 0.8575 | 0.83 | 0.7775 | 0.7088 | 0.6313 | 0.5513 | 0.4725 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.55 | 0.6513 | 0.735 | 0.79 | 0.8138 | 0.8088 | 0.7813 | 0.735 | 0.675 | 0.6088 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3815 | 0.369 | 0.3605 | 0.358 | 0.3615 | 0.371 | 0.386 | 0.408 | 0.437 | 0.477 | 0.5275 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.7 | 55.8 |
| In= Ex+0.08in | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7875 | 0.8263 | 0.8538 | 0.8575 | 0.83 | 0.7788 | 0.7088 | 0.6313 | 0.5525 | 0.4738 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.55 | 0.65 | 0.735 | 0.7913 | 0.815 | 0.81 | 0.7813 | 0.7363 | 0.6763 | 0.6088 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.381 | 0.369 | 0.361 | 0.358 | 0.361 | 0.37 | 0.386 | 0.408 | 0.4365 | 0.476 | 0.5275 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |
| In= Ex+0.12in | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7875 | 0.825 | 0.8538 | 0.8588 | 0.8313 | 0.7788 | 0.7088 | 0.6325 | 0.5538 | 0.475 | 0.4025 |
| | Brake Hp | 0.45 | 0.55 | 0.6513 | 0.7363 | 0.7913 | 0.8163 | 0.81 | 0.7838 | 0.7375 | 0.6788 | 0.6125 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.381 | 0.369 | 0.3605 | 0.3575 | 0.3605 | 0.37 | 0.3855 | 0.4065 | 0.436 | 0.4745 | 0.525 |
| | Volume Efficiency, % | 79.4 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |

D. Efeito da variação da densidade do ar na admissão

Tabela D.6- Efeito da variação da densidade do ar na admissão.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|--------------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.7863 | 0.825 | 0.8525 | 0.8575 | 0.8288 | 0.7775 | 0.7063 | 0.6288 | 0.55 | 0.4725 | 0.4 |
| | Brake Hp | 0.4488 | 0.55 | 0.6488 | 0.735 | 0.7888 | 0.8138 | 0.8063 | 0.7788 | 0.7325 | 0.6738 | 0.6088 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.382 | 0.3695 | 0.3615 | 0.358 | 0.362 | 0.3705 | 0.387 | 0.4095 | 0.439 | 0.4775 | 0.5275 |
| | Volume Efficiency, % | 79.5 | 80.6 | 81.5 | 81.2 | 79.4 | 76.3 | 72.3 | 68.1 | 63.8 | 59.6 | 55.8 |
| 30.5184" Hg | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.8088 | 0.8463 | 0.8775 | 0.88 | 0.85 | 0.7975 | 0.7263 | 0.6488 | 0.5663 | 0.4875 | 0.4125 |
| | Brake Hp | 0.4613 | 0.5638 | 0.6675 | 0.7538 | 0.8088 | 0.835 | 0.83 | 0.8038 | 0.755 | 0.695 | 0.6275 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3795 | 0.3675 | 0.359 | 0.3565 | 0.3605 | 0.369 | 0.384 | 0.4045 | 0.4345 | 0.4725 | 0.522 |
| | Volume Efficiency, % | 79.6 | 80.7 | 81.6 | 81.3 | 79.4 | 76.3 | 72.4 | 68.1 | 63.8 | 59.7 | 55.8 |
| 31.1168" Hg | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.8288 | 0.8688 | 0.8988 | 0.9013 | 0.8725 | 0.8175 | 0.7463 | 0.665 | 0.5825 | 0.5025 | 0.4263 |
| | Brake Hp | 0.4738 | 0.5663 | 0.6838 | 0.7725 | 0.83 | 0.8563 | 0.8525 | 0.8238 | 0.7763 | 0.7175 | 0.6488 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.378 | 0.3655 | 0.3575 | 0.355 | 0.3585 | 0.3675 | 0.382 | 0.4025 | 0.431 | 0.4675 | 0.5155 |
| | Volume Efficiency, % | 79.7 | 80.8 | 81.7 | 81.4 | 79.5 | 76.4 | 72.4 | 68.2 | 63.9 | 59.7 | 55.8 |
| 31.7152" Hg | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.8513 | 0.8925 | 0.9213 | 0.9263 | 0.8963 | 0.84 | 0.7675 | 0.685 | 0.6013 | 0.52 | 0.4413 |
| | Brake Hp | 0.4863 | 0.595 | 0.7013 | 0.7938 | 0.8525 | 0.88 | 0.8763 | 0.8475 | 0.8013 | 0.7425 | 0.6725 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3765 | 0.364 | 0.3565 | 0.353 | 0.3565 | 0.365 | 0.379 | 0.3995 | 0.4265 | 0.461 | 0.508 |
| | Volume Efficiency, % | 79.8 | 81 | 81.8 | 81.5 | 79.6 | 76.5 | 72.5 | 68.2 | 63.9 | 59.7 | 55.9 |
| 32.3136" Hg | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.8713 | 0.9125 | 0.9438 | 0.9475 | 0.9175 | 0.8613 | 0.785 | 0.7038 | 0.6163 | 0.535 | 0.455 |
| | Brake Hp | 0.4975 | 0.6088 | 0.7188 | 0.8113 | 0.8738 | 0.9025 | 0.8963 | 0.87 | 0.8213 | 0.7638 | 0.6925 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.3745 | 0.3625 | 0.3545 | 0.352 | 0.3545 | 0.3625 | 0.3775 | 0.3965 | 0.4235 | 0.4565 | 0.502 |
| | Volume Efficiency, % | 79.9 | 81 | 81.9 | 81.6 | 79.7 | 76.5 | 72.5 | 68.3 | 63.9 | 59.8 | 55.9 |
| 32.912" Hg | | | | | | | | | | | | |
| 80% Duração | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.8925 | 0.9363 | 0.965 | 0.9688 | 0.9375 | 0.88 | 0.8025 | 0.7175 | 0.6325 | 0.5475 | 0.4675 |
| | Brake Hp | 0.51 | 0.6238 | 0.735 | 0.83 | 0.8925 | 0.9213 | 0.9175 | 0.8875 | 0.8425 | 0.7813 | 0.7113 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.373 | 0.3605 | 0.353 | 0.3505 | 0.3535 | 0.3615 | 0.3755 | 0.395 | 0.42 | 0.454 | 0.4965 |
| | Volume Efficiency, % | 80 | 81.2 | 82 | 81.6 | 79.7 | 76.5 | 72.5 | 68.2 | 63.9 | 59.7 | 55.8 |

E. Efeito da implementação do Ciclo de Miller

Tabela D.7- Efeito do Ciclo de Miller, com redução percentual da curva de fecho do perfil de admissão.

| Camshaft | | | | | | | | | | | | |
|---|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Original | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.709 | 0.755 | 0.806 | 0.844 | 0.864 | 0.864 | 0.843 | 0.805 | 0.751 | 0.69 | 0.621 |
| | Brake Hp | 0.405 | 0.504 | 0.614 | 0.723 | 0.823 | 0.905 | 0.963 | 0.996 | 1.003 | 0.985 | 0.946 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.387 | 0.372 | 0.359 | 0.35 | 0.345 | 0.345 | 0.349 | 0.356 | 0.368 | 0.384 | 0.406 |
| | Volume Efficiency, % | 72.5 | 74.3 | 76.4 | 78.1 | 78.9 | 78.7 | 77.6 | 75.7 | 73.1 | 70 | 66.6 |
| -25% da duração de fecho da válvula de admissão | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.82 | 0.86 | 0.888 | 0.896 | 0.884 | 0.845 | 0.79 | 0.726 | 0.654 | 0.578 | 0.503 |
| | Brake Hp | 0.469 | 0.574 | 0.676 | 0.769 | 0.841 | 0.885 | 0.903 | 0.899 | 0.871 | 0.825 | 0.765 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.369 | 0.355 | 0.347 | 0.343 | 0.343 | 0.348 | 0.357 | 0.37 | 0.39 | 0.415 | 0.449 |
| | Volume Efficiency, % | 80 | 80.9 | 81.4 | 81.3 | 80 | 77.6 | 74.5 | 71.1 | 67.4 | 63.4 | 59.7 |
| -50% da duração de fecho da válvula de admissão | RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| | Brake Torque, ft lb | 0.803 | 0.846 | 0.836 | 0.8 | 0.75 | 0.69 | 0.624 | 0.556 | 0.484 | 0.413 | 0.34 |
| | Brake Hp | 0.458 | 0.564 | 0.636 | 0.685 | 0.715 | 0.723 | 0.713 | 0.688 | 0.645 | 0.59 | 0.518 |
| | Specific Fuel Consumption, lb/Hp-hr | 0.372 | 0.358 | 0.355 | 0.357 | 0.364 | 0.376 | 0.393 | 0.416 | 0.448 | 0.492 | 0.558 |
| | Volume Efficiency, % | 78.8 | 80.2 | 78.3 | 75.5 | 72.2 | 68.6 | 64.8 | 61.1 | 57.4 | 53.7 | 50.1 |

Anexo V- Motor original e motor otimizado

A. Dados e resultados da simulação com *Engine Analyzer Pro*

Tabela E.1- Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx22 de origem.

| | | | |
|--|------------------------------|-------------------------------|------|
| Engine Analyzer Pro v3.3 | Performance Trends (C) 2004 | Date: 06-15-2014 | |
| Eng: 2 X HONDA 22CC.CK | Your name and phone # can go | Time: 8:01:22 pm | |
| Engine Input Specs | here. Click on Preferences. | Page: 3 | |
| Engine Input Specs | | | |
| Short Block, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | | |
| Block/Pistons/Rods | | Accessories | |
| Bore, in | 2.6 | Fan Type: None | |
| Stroke, in | 2.04725 | Wtr Pump: None | |
| # of Cylinders | 1 | Engine Inertia/Crank Design | |
| Rings: 2 Standard Tension | | Lb x Ft^2 | 35 |
| Rod Length, in | 3.7 | Crank Design: Typical Windage | |
| Pstn Skrt: Typical Skirt | | | |
| Bearing Size | .45 | | |
| Pstn Top: No Coating | | | |
| Cyl Lckg: Typical Leakage | | | |
| Head(s), File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | | |
| Intake Port Specs | | Exhaust Port Specs | |
| Port Layout: 1 valve & 1 port | | Port Layout: 1 valve & 1 port | |
| Valve Diameter, in | .9 | Valve Diameter, in | .9 |
| Avg Port Diameter, in | .915 | Avg Port Diameter, in | .925 |
| Port Length, in | 1 | Port Length, in | 1 |
| Single Flow Coef | .475 | Single Flow Coef | .475 |
| Anti-Reversion, % | 0 | Anti-Reversion, % | 0 |
| Combustion Chamber | | Miscellaneous | |
| Compression Ratio | 8 | Mtrl/Coating: Aluminum | |
| Chamber Design: Hemi | | Burn Rating: Much Faster | |
| Int Valve Primary Angle | | Exh Valve Primary Angle | |
| Int Valve Canted Angle | | Exh Valve Canted Angle | |
| Int Valve-Deck Distance | | Exh Valve-Deck Distance | |
| Deck Ht Clearance | | Head Gasket Thickness | |
| Intake System, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | | |
| Manifold Specs (1 runner /cyl) | | Carburetor(s) | |
| Runner Dia @ Head, in | .925 | Total CFM Rating | 525 |
| Runner Design: Straight Runners, No | | Secondary Throttles | na |
| Runner Length, in | 3 | Air Cleaner CFM Rating | na |
| Runner Flow Coef | 3 | Air Meter CFM Rating | na |
| Runner Taper, deg | 2 | Restrictor CFM Rating | na |
| Type: Single Plane-carb(s) | | Plenum | |
| Int Heat: No Heat | | Plenum Volume, cu in | gues |
| Fuel Delivery, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| Fuel Injection | | Carburetor | |
| Injector Rating, lb/hr | na | # Primary Venturies | 2 |
| Injector Rated Pres, PSI | na | # Secondary Venturies | 2 |
| Operating Fuel Pres, PSI | na | Primary Venturi Diameter, in | 1.69 |
| Pressure Control | na | Secondary Venture Dia, in | 1.69 |
| Total # Injectors on Engine | na | Power Valve: .00 None | |
| Firing Method | na | Venturi Discharge Coef | .7 |
| | | Air Bleed: 40% | |

| | | |
|--|--|---|
| Engine Analyzer Pro v3.3 Eng: 2 X HONDA 22CC.CK Calculated Test Results | Performance Trends (C) 2004 Your name and phone # can go here. Click on Preferences. | Date: 06-15-2014 Time: 8:01:22 pm Page: 2 |
| Special Calculations | | |
| <pre> ----- Valve Flow & Cam Calculations ----- Overlap Area, deg*sq-in 1.7 Vlv Area, deg*sq-in 50.0 52.2 Total Exh/Int % 104.5 Total Avg Flow Coef 0.307 0.313 Lobe Separation, deg 102.0 Lobe Area, inch*deg 13.83 14.56 Overlap, deg 53 Duration, deg 256 262 Overlap @ .050, deg -13 Opening Events, deg 6 36 Closing Events, deg 71 47 ----- Int--- --Exh--- Duration @.200, deg 0 0 Duration @.050, deg 195 202 TDC Tappet Lift, in 0.013 0.070 Opn Evnts @.050, deg -23 12 Gross Valve Lift, in 0.228 0.230 Cls Evnts @.050, deg 38 10 Net Valve Lift, in 0.223 0.224 Lobe Centerlns, deg 117.0 87.0 Grss Tappet Lft, in 0.197 0.199 ----- General Engine Calculations ----- Displacement, ccs 178.2 Displacement, cu in 10.87 Dynamic Comp. Ratio 6.10 Compression Ratio 8.00 Thec. Crank Comprssn, PSI 140 Clearance Volume, ccs 25.5 Px Secondary Tuning RPM na Idle Vacuum, 'Hg 13.3 Px Secondary Tuning RPM na Idle Vacuum, 'Hg 13.3 </pre> | | |

| | | |
|---|--|---|
| Engine Analyzer Pro v3.3 Eng: 2 X HONDA 22CC.CK Engine Input Specs | Performance Trends (C) 2004 Your name and phone # can go here. Click on Preferences. | Date: 06-15-2014 Time: 8:01:22 pm Page: 4 |
| Engine Input Specs | | |
| Exhaust System, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | |
| <pre> Header Primary (1 runner /cyl) Open Exhaust System Straight Primary (no diameter change) CFM Rating na Section 1, Inside Dia, in .95 Collector (Simple) Section 1, Length, in 3 Collector Length, in 6 Section 2, Inside Dia, in na Collector Dia, in na Section 2, Length, in na Collector Taper, deg na Section 3, Inside Dia, in na Section 3, Length, in na Runner Flow Coef 3 </pre> | | |
| Cam/Valve Train, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | |
| <pre> Intake Cam Profile Exhaust Cam Profile Centerline, deg ATDC Cam File C:\Us Duration @ Seat Timing na 87 Opening @ Seat Timing na na Closing @ Seat Timing na na Max Lobe Lift, in na na Actual Valve Lash, in 0.005 Max Lobe Lift, in na Designed Valve Lash, in na Actual Valve Lash, in .006 Rocker Arm Ratio 1.1565 Designed Valve Lash, in na Profile Type: Aggr Solid Flat Rocker Arm Ratio 1.156 Gross Valve Lift, in na Profile Type: Aggr Solid Flat Dwell Over Nose na Gross Valve Lift, in na Use a Cam File Yes Dwell Over Nose na Cam File: ..4\2xCamshaft\2x100%Original.c1 Use a Cam File Yes Cam File: ..4\2xCamshaft\2x100%Orig C:\Users\Miguel Vieira\Desktop\Tes Overall Cam Specs Total Cam Adv: 15. Retard </pre> | | |
| Valve Train Dynamics, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| <pre> Intake Valve Train Exhaust Valve Train Gen Type: Pushrod & Rocker Arm Gen Type: Pushrod & Rocker Arm Eff Valve Mass, gms 205 Eff Valve Mass, gms 201 Eff Rckr Arm Stffnss, lb/in 35000 Eff Rckr Arm Stffnss, lb/in 35000 Eff Lifter Mass, gms 144 Eff Lifter Mass, gms 144 Eff Lifter Stiffness, lb/in guess Eff Lifter Stiffness, lb/in guess Spring Rate, lb/in 586 Spring Rate, lb/in 586 Seated Spring Force, lbs 240 Seated Spring Force, lbs 240 </pre> | | |
| Calculation Conditions, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| <pre> Test Conditions Fuel Specs CorFctr: Std Dyno (60 deg, 29.92") Fuel Type: Gasoline Barometric Pressure, "Hg na Fuel Octane (R+M)/2 Intake Air Temp, deg F na Dew Point, deg F na Use Nitrous Oxide No Elevation, feet na Cooling Sys: Air Cooled, Fins Only Program Sets Spark for Best Power Coolant Temp, deg F 185 Accel Rate: 0 Steady State RPM to Run Starting RPM 3000 Number of RPM Steps 11 RPM Step Size 500 </pre> | | |

Tabela E.2- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx22 de origem.

| Engine Analyzer Pro v3.3 Performance Trends (C) 2004 | | Date: 06-15-2014 | | | | | | | | | |
|--|-------|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Eng: 2 X HONDA 22CC.CK Your name and phone # can go | | Time: 8:01:22 pm | | | | | | | | | |
| Calculated Test Results here. Click on Preferences. | | Page: 1 | | | | | | | | | |
| Engine Comments: 2X specs of Honda 22cc | | | | | | | | | | | |
| Projected Performance | | | | | | | | | | | |
| Engine RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| Brk Tq, ft lb | 5.68 | 6.04 | 6.44 | 6.74 | 6.91 | 6.91 | 6.74 | 6.44 | 6.01 | 5.51 | 4.97 |
| Brake HP | 3.24 | 4.02 | 4.90 | 5.77 | 6.58 | 7.24 | 7.70 | 7.97 | 8.01 | 7.87 | 7.57 |
| Exh Pres, PSI | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Int Vac, "Hg | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Vol Eff, % | 72.5 | 74.3 | 76.4 | 78.1 | 78.9 | 78.7 | 77.6 | 75.7 | 73.1 | 70.0 | 66.7 |
| Actual CFM | 6.84 | 8.17 | 9.61 | 11.05 | 12.41 | 13.62 | 14.64 | 15.47 | 16.09 | 16.51 | 16.77 |
| Fuel Flow, lb/hr | 2.51 | 2.99 | 3.52 | 4.05 | 4.54 | 4.99 | 5.36 | 5.66 | 5.89 | 6.05 | 6.14 |
| Nitrous, lb/hr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| Ntrs Fuel, lb/hr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| BMEP, PSI | 78.8 | 83.8 | 89.3 | 93.5 | 95.9 | 95.9 | 93.5 | 89.4 | 83.4 | 76.5 | 68.9 |
| A/F Mxtr Qlty, % | 36.2 | 40.2 | 44.1 | 47.9 | 51.2 | 54.1 | 56.4 | 58.3 | 59.7 | 60.7 | 61.3 |
| BSFC, lb/HP-hr | 0.773 | 0.744 | 0.718 | 0.701 | 0.690 | 0.689 | 0.696 | 0.711 | 0.735 | 0.768 | 0.811 |
| Thermal Eff, % | 20.27 | 21.17 | 22.03 | 22.69 | 23.22 | 23.56 | 23.70 | 23.73 | 23.59 | 23.37 | 23.08 |
| IMEP, PSI | 92 | 98 | 105 | 111 | 115 | 116 | 115 | 112 | 108 | 102 | 96 |
| Frctn Tq, ft-lbs | 0.95 | 1.05 | 1.15 | 1.25 | 1.35 | 1.45 | 1.55 | 1.65 | 1.76 | 1.86 | 1.97 |
| Frctn HP | 0.54 | 0.70 | 0.87 | 1.07 | 1.28 | 1.52 | 1.77 | 2.05 | 2.34 | 2.66 | 3.00 |
| FMEP, PSI | 13.21 | 14.56 | 15.93 | 17.31 | 18.69 | 20.10 | 21.51 | 22.94 | 24.38 | 25.83 | 27.30 |
| Mech Eff, % | 85.6 | 85.2 | 84.9 | 84.4 | 83.7 | 82.7 | 81.3 | 79.6 | 77.4 | 74.8 | 71.6 |
| Motoring HP | 0.64 | 0.86 | 1.12 | 1.43 | 1.79 | 2.19 | 2.64 | 3.12 | 3.62 | 4.15 | 4.68 |
| Pumpng Work, HP | -0.09 | -0.16 | -0.24 | -0.36 | -0.51 | -0.68 | -0.87 | -1.07 | -1.28 | -1.49 | -1.69 |
| Residual Exh, % | 11.5 | 11.1 | 10.3 | 9.7 | 9.3 | 8.9 | 8.7 | 8.6 | 8.6 | 8.6 | 8.8 |
| Shrt Circuit, % | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Exh Temp, deg F | 837 | 878 | 921 | 960 | 995 | 1023 | 1044 | 1059 | 1068 | 1074 | 1074 |
| Mx Cyl Pres, PSI | 551 | 580 | 613 | 642 | 662 | 670 | 666 | 655 | 634 | 607 | 578 |
| Mx Cyl Tmp, deg F | 3184 | 3313 | 3453 | 3575 | 3680 | 3766 | 3821 | 3869 | 3893 | 3899 | 3910 |
| In Port Tmp, deg F | 98 | 96 | 95 | 94 | 94 | 94 | 93 | 93 | 93 | 94 | 94 |
| Piston Spd, ft/min | 1024 | 1194 | 1365 | 1535 | 1706 | 1877 | 2047 | 2218 | 2388 | 2559 | 2730 |
| Piston Gs @ TDC | 330 | 450 | 590 | 750 | 930 | 1120 | 1340 | 1570 | 1820 | 2090 | 2370 |
| Coolant HP | 2.13 | 2.59 | 3.11 | 3.66 | 4.23 | 4.79 | 5.34 | 5.88 | 6.38 | 6.86 | 7.33 |
| Blow By, CFM | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| In Tun Pres, PSI | 0.1 | 0.1 | 0.2 | 0.4 | 0.5 | 0.6 | 0.9 | 1.1 | 1.2 | 1.3 | 1.4 |
| Avg In Vel, ft/sec | 136 | 158 | 181 | 203 | 226 | 248 | 271 | 294 | 316 | 339 | 361 |
| Avg Ex Vel, ft/sec | 129 | 151 | 173 | 194 | 216 | 237 | 259 | 281 | 302 | 324 | 345 |
| Mach # | 0.322 | 0.376 | 0.430 | 0.484 | 0.537 | 0.591 | 0.645 | 0.698 | 0.752 | 0.806 | 0.860 |
| Act In FlowArea,% | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 |
| Act Ex FlowArea,% | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 |
| Valve Toss | | | | | | | | | | | |
| Knock Index | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.3 | 0.3 |
| Spark Advnc, deg | 11.5 | 12.0 | 12.4 | 12.8 | 13.1 | 13.5 | 13.9 | 14.4 | 14.9 | 15.4 | 16.0 |
| Primary Jet | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 |
| Secondary Jet | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 |
| Calc Error | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| PKTq=6.91@5000 Avg=6.22 | | | | | | | | | | | |
| PkHP=8.01@7000 Avg=6.44 | | | | | | | | | | | |

Tabela E.3- Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx22 modificado.

| | | |
|--|--|---|
| Engine Analyzer Pro v3.3 Eng: 2 X HONDA 22CC.CK Engine Input Specs | Performance Trends (C) 2004 Your name and phone # can go here. Click on Preferences. | Date: 06-15-2014 Time: 8:05:40 pm Page: 3 |
| Engine Input Specs | | |
| Short Block, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | |
| Block/Pistons/Rods | | Accessories |
| Bore, in | 2.6 | Fan Type: None |
| Stroke, in | 2.04725 | Wtr Pump: None |
| # of Cylinders | 1 | Engine Inertia/Crank Design |
| Rings: 2 Standard Tension | | Lb x Ft^2 |
| Rod Length, in | 3.7 | Crank Design: Typical Windage |
| Pstn Skrt: Typical Skirt | | |
| Bearing Size | .45 | |
| Pstn Top: No Coating | | |
| Cyl Lckg: Typical Leakage | | |
| Head(s), File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | |
| Intake Port Specs | | Exhaust Port Specs |
| Port Layout: 1 valve & 1 port | | Port Layout: 1 valve & 1 port |
| Valve Diameter, in | .912 | Valve Diameter, in |
| Avg Port Diameter, in | .915 | Avg Port Diameter, in |
| Port Length, in | 1 | Port Length, in |
| Single Flow Coef | .475 | Single Flow Coef |
| Anti-Reversion, % | 0 | Anti-Reversion, % |
| Combustion Chamber | | Miscellaneous |
| Compression Ratio | 8 | Mtrl/Coating: Aluminum |
| Chamber Design: Hemi | | Burn Rating: Much Faster |
| Int Valve Primary Angle | | Exh Valve Primary Angle |
| Int Valve Canted Angle | | Exh Valve Canted Angle |
| Int Valve-Deck Distance | | Exh Valve-Deck Distance |
| Deck Ht Clearance | | Head Gasket Thickness |
| Intake System, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | |
| Manifold Specs (1 runner /cyl) | | Carburetor(s) |
| Runner Dia @ Head, in | .925 | Total CFM Rating |
| Runner Design: Straight Runners, No | | Secondary Throttles |
| Runner Length, in | 3 | Air Cleaner CFM Rating |
| Runner Flow Coef | 3 | Air Meter CFM Rating |
| Runner Taper, deg | 2 | Restrictor CFM Rating |
| Type: Single Plane-carb(s) | | Plenum |
| Int Heat: No Heat | | Plenum Volume, cu in |
| Fuel Delivery, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | |
| Fuel Injection | | Carburetor |
| Injector Rating, lb/hr | na | # Primary Venturies |
| Injector Rated Pres, PSI | na | # Secondary Venturies |
| Operating Fuel Pres, PSI | na | Primary Venturi Diameter, in |
| Pressure Control | na | Secondary Venture Dia, in |
| Total # Injectors on Engine | na | Power Valve: .00 None |
| Firing Method | na | Venturi Discharge Coef |
| | | Air Bleed: 40% |

| Special Calculations | | | |
|---|-------------|-----------------------|-------------|
| ----- Valve Flow & Cam Calculations ----- | | | |
| Overlap Area, deg*sq-in | 1.9 | Vlv Area, deg*sq-in | 44.9 52.2 |
| Total Exh/Int % | 116.2 | Total Avg Flow Coef | 0.307 0.313 |
| Lobe Separation, deg | 103.0 | Lobe Area, inch*deg | 12.26 14.56 |
| Overlap, deg | 55 | Duration, deg | 224 262 |
| Overlap @ .050, deg | -13 | Opening Events, deg | 8 36 |
| | | Closing Events, deg | 36 47 |
| | | Duration @.050, deg | 171 202 |
| | | Opn Evnts @.050, deg | -22 13 |
| Duration @.200, deg | 0 0 | Cls Evnts @.050, deg | 13 9 |
| TDC Tappet Lift, in | 0.015 0.070 | Lobe Centerlins, deg | 118.0 88.0 |
| Gross Valve Lift, in | 0.228 0.230 | Grss Tappet Lft, in | 0.197 0.199 |
| Net Valve Lift, in | 0.223 0.224 | | |
| ----- General Engine Calculations ----- | | | |
| Displacement, ccs | 178.2 | Displacement, cu in | 10.87 |
| Dynamic Comp. Ratio | 7.50 | Compression Ratio | 8.00 |
| Theo. Crank Comprsn, PSI | 196 | Clearance Volume, ccs | 25.5 |
| Fk Secondary Tuning RPM | na | Idle Vacuum, 'Hg | 12.8 |
| Fk Secondary Tuning RPM | na | Idle Vacuum, 'Hg | 12.8 |

| Engine Input Specs | | | |
|---|--------|-------------------------------------|-------|
| Exhaust System, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | | |
| Header Primary (1 runner /cyl) | | Open Exhaust System | |
| Straight Primary (no diameter change | | CFM Rating | na |
| Section 1, Inside Dia, in | .95 | Collector (Simple) | |
| Section 1, Length, in | 3 | Collector Length, in | 6 |
| Section 2, Inside Dia, in | na | Collector Dia, in | na |
| Section 2, Length, in | na | Collector Taper, deg | na |
| Section 3, Inside Dia, in | na | | |
| Section 3, Length, in | na | | |
| Runner Flow Coef | 3 | | |
| Cam/Valve Train, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| 2X specs of Honda 22cc | | | |
| Intake Cam Profile | | Exhaust Cam Profile | |
| Centerline, deg ATDC | 118 | Cam File | C:\Us |
| Duration @ Seat Timing | na | Centerline, deg BTDC | 88 |
| Opening @ Seat Timing | na | Duration @ Seat Timing | na |
| Closing @ Seat Timing | na | Opening @ Seat Timing | na |
| Max Lobe Lift, in | na | Closing @ Seat Timing | na |
| Actual Valve Lash, in | 0.005 | Max Lobe Lift, in | na |
| Designed Valve Lash, in | na | Actual Valve Lash, in | .006 |
| Rocker Arm Ratio | 1.1565 | Designed Valve Lash, in | na |
| Profile Type: Aggr Solid Flat | | Rocker Arm Ratio | 1.156 |
| Gross Valve Lift, in | na | Profile Type: Aggr Solid Flat | |
| Dwell Over Nose | na | Gross Valve Lift, in | na |
| Use a Cam File | Yes | Dwell Over Nose | na |
| Cam File: ..-2014\2xCamshaft\Miller 25%.cl | | Use a Cam File | Yes |
| | | Cam File: ..-2014\2xCamshaft\Miller | |
| | | C:\Users\Miguel Vieira\Desktop\Tes | |
| | | Overall Cam Specs | |
| | | Total Cam Adv: 15. Retard | |
| Valve Train Dynamics, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| Intake Valve Train | | Exhaust Valve Train | |
| Gen Type: Pushrod & Rocker Arm | | Gen Type: Pushrod & Rocker Arm | |
| Eff Valve Mass, gms | 205 | Eff Valve Mass, gms | 201 |
| Eff Rckr Arm Stffnss, lb/in | 35000 | Eff Rckr Arm Stffnss, lb/in | 35000 |
| Eff Lifter Mass, gms | 144 | Eff Lifter Mass, gms | 144 |
| Eff Lifter Stiffness, lb/in | guess | Eff Lifter Stiffness, lb/in | guess |
| Spring Rate, lb/in | 586 | Spring Rate, lb/in | 586 |
| Seated Spring Force, lbs | 240 | Seated Spring Force, lbs | 240 |
| Calculation Conditions, File: 2 X HONDA 22CC.CK | | | |
| Test Conditions | | Fuel Specs | |
| CorFctr: Use Conds Below | | Fuel Type: Gasoline | |
| Barometric Pressure, "Hg | 31.416 | Fuel Octane (R+M)/2 | |
| Intake Air Temp, deg F | 60 | Use Nitrous Oxide | No |
| Dew Point, deg F | 0 | Program Sets Spark for Best Power | |
| Elevation, feet | 0 | | |
| Cooling Sys: Air Cooled, Fins Only | | | |
| Coolant Temp, deg F | 185 | | |
| Accel Rate: 0 Steady State | | | |
| RPM to Run | | | |
| Starting RPM | 3000 | | |
| Number of RPM Steps | 11 | | |
| RPM Step Size | 500 | | |

Tabela E.4- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx22 modificado.

| Engine Analyzer Pro v3.3 Performance Trends (C) 2004 | | Date: 06-15-2014 | | | | | | | | | |
|--|-------|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Eng: 2 X HONDA 22CC.CK Your name and phone # can go | | Time: 8:05:40 pm | | | | | | | | | |
| Calculated Test Results here. Click on Preferences. | | Page: 1 | | | | | | | | | |
| Engine Comments: 2X specs of Honda 22cc | | | | | | | | | | | |
| Projected Performance | | | | | | | | | | | |
| Engine RPM | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 | 6500 | 7000 | 7500 | 8000 |
| Brk Tq, ft lb | 7.02 | 7.37 | 7.62 | 7.74 | 7.65 | 7.36 | 6.92 | 6.39 | 5.79 | 5.15 | 4.52 |
| Brake HP | 4.01 | 4.91 | 5.81 | 6.63 | 7.28 | 7.71 | 7.91 | 7.90 | 7.72 | 7.36 | 6.88 |
| Exh Pres, PSI | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Int Vac, "Hg | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Vol Eff, % | 80.3 | 81.2 | 81.9 | 82.0 | 80.9 | 78.7 | 75.7 | 72.3 | 68.6 | 64.7 | 60.9 |
| Actual CFM | 7.58 | 8.94 | 10.31 | 11.61 | 12.72 | 13.62 | 14.29 | 14.79 | 15.11 | 15.25 | 15.31 |
| Fuel Flow, lb/hr | 2.91 | 3.44 | 3.96 | 4.46 | 4.89 | 5.23 | 5.49 | 5.69 | 5.81 | 5.86 | 5.89 |
| Nitrous, lb/hr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| Ntrs Fuel, lb/hr | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| BMEP, PSI | 97.4 | 102 | 106 | 107 | 106 | 102 | 96.1 | 88.6 | 80.4 | 71.5 | 62.7 |
| A/F Mxtr Qlty, % | 38.0 | 42.0 | 45.7 | 49.1 | 51.8 | 54.0 | 55.6 | 56.8 | 57.6 | 58.1 | 58.4 |
| BSFC, lb/HP-hr | 0.727 | 0.700 | 0.682 | 0.673 | 0.672 | 0.679 | 0.695 | 0.719 | 0.752 | 0.797 | 0.856 |
| Thermal Eff, % | 20.93 | 21.87 | 22.59 | 23.11 | 23.47 | 23.62 | 23.61 | 23.44 | 23.21 | 22.88 | 22.47 |
| IMEP, PSI | 110 | 117 | 122 | 125 | 125 | 122 | 117 | 111 | 105 | 97 | 90 |
| Frctn Tq, ft-lbs | 0.94 | 1.04 | 1.14 | 1.24 | 1.34 | 1.44 | 1.54 | 1.64 | 1.75 | 1.85 | 1.96 |
| Frctn HP | 0.54 | 0.69 | 0.87 | 1.06 | 1.27 | 1.51 | 1.76 | 2.03 | 2.33 | 2.64 | 2.98 |
| FMEP, PSI | 13.06 | 14.41 | 15.78 | 17.15 | 18.54 | 19.94 | 21.36 | 22.78 | 24.22 | 25.68 | 27.14 |
| Mech Eff, % | 88.2 | 87.6 | 87.0 | 86.2 | 85.1 | 83.7 | 81.8 | 79.5 | 76.8 | 73.6 | 69.8 |
| Motoring HP | 0.64 | 0.86 | 1.13 | 1.45 | 1.81 | 2.20 | 2.63 | 3.08 | 3.56 | 4.05 | 4.56 |
| Pumpng Work, HP | -0.10 | -0.17 | -0.27 | -0.39 | -0.54 | -0.70 | -0.87 | -1.05 | -1.23 | -1.41 | -1.58 |
| Residual Exh, % | 9.3 | 9.4 | 9.3 | 8.9 | 8.8 | 8.7 | 8.7 | 8.8 | 8.9 | 9.2 | 9.5 |
| Shrt Circuit, % | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Exh Temp, deg F | 889 | 930 | 965 | 998 | 1022 | 1041 | 1051 | 1054 | 1058 | 1055 | 1050 |
| Mx Cyl Pres, PSI | 656 | 682 | 705 | 719 | 719 | 705 | 682 | 652 | 618 | 581 | 543 |
| Mx Cyl Tmp, deg F | 3329 | 3444 | 3556 | 3653 | 3732 | 3774 | 3807 | 3825 | 3827 | 3823 | 3805 |
| In Port Tmp, deg F | 105 | 103 | 100 | 99 | 97 | 96 | 96 | 95 | 95 | 96 | 96 |
| Piston Spd, ft/min | 1024 | 1194 | 1365 | 1535 | 1706 | 1877 | 2047 | 2218 | 2388 | 2559 | 2730 |
| Piston Gs @ TDC | 330 | 450 | 590 | 750 | 930 | 1120 | 1340 | 1570 | 1820 | 2090 | 2370 |
| Coolant HP | 2.30 | 2.78 | 3.29 | 3.82 | 4.34 | 4.84 | 5.32 | 5.78 | 6.23 | 6.65 | 7.03 |
| Blow By, CFM | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| In Tun Pres, PSI | 0.0 | 0.1 | 0.3 | 0.6 | 0.9 | 1.2 | 1.5 | 1.8 | 2.1 | 2.4 | 2.7 |
| Avg In Vel, ft/sec | 136 | 158 | 181 | 203 | 226 | 248 | 271 | 294 | 316 | 339 | 361 |
| Avg Ex Vel, ft/sec | 129 | 151 | 173 | 194 | 216 | 237 | 259 | 281 | 302 | 324 | 345 |
| Mach # | 0.359 | 0.419 | 0.479 | 0.539 | 0.599 | 0.659 | 0.719 | 0.779 | 0.839 | 0.899 | 0.959 |
| Act In FlowArea, % | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 |
| Act Ex FlowArea, % | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 | 100.0 |
| Valve Toss | | | | | | | | | | | |
| Knock Index | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.6 | 0.6 | 0.5 | 0.5 | 0.4 | 0.4 | 0.3 | 0.3 |
| Spark Advnc, deg | 10.7 | 11.3 | 11.9 | 12.4 | 12.8 | 13.3 | 13.9 | 14.5 | 15.1 | 15.8 | 16.4 |
| Primary Jet | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 |
| Secondary Jet | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 | .1980 |
| Calc Error | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| PkTq=7.74@4500 Avg=6.68 | | | | | | | | | | | |
| PkHP=7.91@6000 Avg=6.74 | | | | | | | | | | | |