



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR  
Faculdade de Engenharia

# Previsão do desempenho de motores alternativos com ignição por faísca

**Francisco José Pestana Navio**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
**Engenharia Electromecânica**  
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo  
Co-orientador: Prof. Doutor Luís Carlos Carrilho Gonçalves

Covilhã, Outubro de 2011



# Dedicatória

*Aos meus pais e à minha namorada, Patrícia Saraiva.*



# 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, Patrícia Saraiva, 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 meu co-orientador, Professor Doutor Luís Carlos Carrilho Gonçalves pela sua disponibilidade e supervisão, assim como pela cedência do laboratório para a elaboração deste estudo.

Ao Professor Doutor Fernando Manuel Bigares Charrua Santos, por me ter incentivado a participar na prova *Shell Eco Maraton* e por me ter proposto a elaboração desta dissertação, no âmbito da equipa responsável pelo projecto UBICAR.

Aos colegas da equipa UBICAR, em especial ao Nelson Mendes, pelos dados que me facultaram.

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

Ao professor Doutor Pedro Carvalheira, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra, por ter me ter aconselhado e indicado alguma bibliografia.

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 do desempenho de três motores de pequena cilindrada de forma a verificar se o motor Honda Gx120, que equipou o veículo de baixo consumo da equipa responsável pelo projecto UBICAR, do Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, que participou na prova *Shell Eco Marathon*, foi a melhor escolha.

Para o estudo da previsão dos desempenhos dos motores foram efectuadas medições e cálculos de forma a conhecer as suas curvas características, para posteriormente serem utilizadas no programa de simulação UBIANSim. Este, por sua vez, permitiu simular os desempenhos dos motores ao longo da prova da *Shell Eco Marathon*, tendo em conta a aerodinâmica, o peso, a relação de transmissão, os atritos do veículo e a estratégia que foi utilizada pela equipa para ligar e desligar o motor ao longo da prova. Das simulações foi possível constatar que a opção pelo motor Honda Gx120 foi a mais adequada, pois este apresentou os melhores resultados ao nível de economia do combustível.

Foi ainda realizado um estudo sobre a influência que a relação de transmissão, o peso, a aerodinâmica e os atritos de do veículo têm sobre o consumo de combustível do veículo, tendo-se verificado que a melhoria destes parâmetros permitiria obter uma economia de combustível de 26%.

Por fim, foi realizado um estudo para determinar como seria o desempenho do motor se o seu ciclo termodinâmico fosse modificado, convertendo o ciclo de Otto num ciclo de Miller, conseguido através da modificação da árvore de cames existente no motor. Para este estudo foram realizadas medições sobre a árvore de cames, cálculos e simulações através do programa *Engine Analyzer Pro*, que permitiu simular um banco de ensaios, permitindo obter as curvas características do motor antes e após a modificação da árvore de cames. Foram também efectuadas simulações com o UBIANSim para determinar o desempenho do motor com a árvore de came modificada ao longo da pista. Pelos resultados obtidos foi possível verificar que, com base nas simulações efectuadas, a modificação da árvore de cames não traria benefícios para o desempenho do motor.

## Palavras-chave

Árvore de cames; binário; consumo específico; UBIAN11; UBICAR; *Shell Eco Marathon*.



# Abstract

This study's main objective was to study the performance of three small displacement engines in order to verify if the Honda Gx120 engine, which powered the low fuel consumption vehicle of the team responsible for the project UBICAR from Department of Electromechanical Engineering, of the University of Beira Interior, who participated in the Shell Eco Marathon challenge, was the best choice.

To predict the engine performance, measurements and calculations were made in order to know their characteristic curves, to later be used in the simulation program UBIANSim. This, in turn, allowed to simulate the performance of the engines along of the Shell Eco Marathon challenge, taking into account the aerodynamic, weight, gear ratio, friction of the vehicle and strategy used by the team to turn the engine on and off throughout the race. From the simulations, we determined that Honda Gx120 engine was the most appropriate, because this showed the best results in terms of fuel economy.

Was also carried out a study on the influence that the gear ratio, weight, aerodynamics and friction of the vehicle have on the fuel consumption of the vehicle, it was found that the improvement of these parameters would lead to a fuel economy of 26%.

Finally, a study was conducted to determine the performance if the engine's thermodynamic cycle was modified by converting an Otto cycle in to a Miller cycle, achieved by modifying the engine's camshaft. For this study were made measurements on the camshaft and calculations and simulations using Engine Analyzer Pro program, which permitted the simulation of the results obtained through the use of a test bench. These results will result in the characteristic curves of the engine before and after the modification of the camshaft. Simulations were made also with UBIANSim to determine the performance of the engine with the modified camshaft along the track. From the results obtained it was verified that, based on simulations, changing the camshaft would not bring benefits to the engine performance.

## Keywords

Camshaft; torque; specific fuel consumption; UBIAN11; UBICAR; Shell Eco Marathon.



# 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 A prova <i>Shell Eco Marathon</i> .....	3
2.2 O projecto UBICAR.....	5
2.2.1 O UBIAN11, veículo <i>UrbanConcept</i> de baixo consumo de combustível .....	5
2.3 Os motores de combustão interna .....	6
2.3.1 Classificação .....	7
2.3.1.1 O motor a quatro tempos - princípio de funcionamento.....	7
2.3.1.1.1 Os ciclos termodinâmicos.....	7
2.3.1.1.1.1 O Ciclo de Otto: ideal e prático.....	7
2.3.1.1.1.2 O Ciclo de Miller.....	10
2.3.1.1.2 Componentes básicos de um motor monocilíndrico.....	11
2.3.1.1.2.1 Árvore de cames .....	11
2.3.2 Parâmetros do motor.....	12
2.3.2.1 Velocidade média de um pistão .....	12
2.3.2.2 Volume deslocado.....	13
2.3.2.3 Binário e potência útil .....	14
2.3.2.4 Relação ar-combustível .....	14
2.3.2.5 Taxa de compressão .....	16
2.3.2.6 Consumo específico de combustível .....	16
2.3.2.7 Rendimento térmico.....	17
2.3.2.8 Eficiência volumétrica .....	18
2.3.2.9 Pressão média efectiva .....	19
2.3.3 Curvas características de um motor .....	19
2.3.3.1 Curva de binário.....	19
2.3.3.2 Curva de potência.....	20
2.3.3.3 Curva de consumo específico .....	20
2.3.4 Os motores aplicados aos veículos da <i>Shell Eco Marathon</i> .....	21
2.4 Dinâmica do veículo .....	21
2.4.1 Resistência aerodinâmica.....	22
2.4.2 Resistência devido ao atrito de rolamento .....	22
2.4.3 Resistência devido à força gravítica.....	23
2.4.4 Força do motor .....	23

2.5 Linguagem de programação <i>Python</i> .....	24
3. Programa UBIANSim .....	27
3.1 O módulo <i>Car</i> .....	28
3.1.1 Diagrama das variáveis de entrada e saída do módulo <i>Car</i> .....	29
3.2 O módulo <i>Track</i> .....	30
3.2.1 Diagrama de entradas e saídas do módulo <i>Track</i> .....	31
3.3 O módulo <i>Trajectory</i> .....	31
3.3.1 Diagrama das variáveis de entrada e saída do módulo <i>Trajectory</i> .....	33
3.4 O módulo <i>Eco_auto</i> e <i>UBICAR</i> .....	34
4. A escolha do Motor .....	37
4.1 Dados técnicos dos motores Honda Gx160, Gx35 e Gx120.....	38
4.1.1 Dados da árvore de cames.....	39
4.1.1.1 Medição da árvore de cames do motor Honda Gx120 .....	40
4.1.1.2 Deslocamento das válvulas e diagramas de distribuição das válvulas .....	41
4.2 Curvas características.....	44
4.2.1 Motor Honda Gx35 .....	45
4.2.1 Motor Honda Gx120.....	46
4.2.2 Motor Honda Gx160.....	47
4.3 Simulação com o programa UBIANSim - determinação do motor com melhor desempenho.....	48
4.3.1 Resultados.....	49
5. Influência dos vários parâmetros no desempenho do veículo.....	53
5.1 Influência da relação de transmissão .....	53
5.2 Influência do peso .....	55
5.3 Influência do coeficiente de resistência aerodinâmica .....	58
5.4 Influência do coeficiente de atrito de rolamento.....	60
5.5 Influência dos desníveis da pista.....	61
5.6 Influência da alteração conjunta dos parâmetros. ....	62
6. Modificação do ciclo termodinâmico do motor.....	65
6.1 Árvore de cames do motor Honda Gx120 .....	65
6.2 Hipótese para a modificação da árvore de cames .....	67
6.2.1 Curvas teóricas para o deslocamento do seguidor .....	67
6.3 Simulações e comparação entre o motor com árvore de cames original vs modificada	69
7. Conclusão .....	73
8. Referências .....	75
Anexo I - Dados dos Motores Honda Gx35, 120,160.....	79
Anexo II- Medição da árvore de cames do motor Honda Gx120 .....	81
Anexo III - Obtenção das curvas <i>Características</i> dos motores Honda Gx35,120,160 .....	85
Anexo IV - Simulações e resultados.....	97
Anexo V - Modificação do ciclo termodinâmico do motor. ....	113

# Lista de Figuras

Figura 2.1-Vista aérea do circuito Eurospeedway em Lausitz, Alemanha ( <i>Shell Eco Marathon Europe</i> ). .....	3
Figura 2.2- Esquema do circuito Eurospeedway ( <i>Shell Eco Marathon Europe</i> ). .....	4
Figura 2.3- Veículo UBIAN11. ....	5
Figura 2.4- Ciclo de Otto ideal. ....	8
Figura 2.5- Ciclo teórico de um motor a quatro tempos.....	8
Figura 2.6- Diagrama de distribuição de um motor de combustão interna a quatro tempos (Martins, 2005). ....	9
Figura 2.7- Diagrama P-V para o ciclo de Miller.....	10
Figura 2.8- Esquema de um motor de combustão interna monocilindrico.....	11
Figura 2.9- Valores médios da taxa de compressão para motores de ignição por faísca em função do ano (Pulkrabek, 2003).....	16
Figura 2.10 - Exemplo de curvas características de um motor (Pulkrabek, 2003). ....	19
Figura 3.1- Exemplo de um ficheiro. txt com os valores dos motores.....	28
Figura 3.2- Diagrama das entradas e saídas do módulo <i>Car</i> .....	29
Figura 3.3- Diagrama das entradas e saídas do módulo <i>Track</i> . ....	31
Figura 3.4- Diagrama das entradas e saídas do módulo <i>Trajectory</i> .....	33
Figura 3.5 - Janela principal UBIANSim. ....	34
Figura 3.6 - Janela set-up. ....	35
Figura 3.7 - Janela do set-up gráficos vários ficheiros. ....	35
Figura 4.1- Árvore de cames de um motor Honda Gx120. ....	40
Figura 4.2 - Fotografias da montagem e da medição do deslocamento das válvulas. ....	41
Figura 4.3 - Diagrama de distribuição do motor Honda Gx120: a) Medição de 0-0mm de abertura das válvulas; b) medição de 0.5-0.5mm de abertura das válvulas. ....	43
Figura 4.4 - Diagramas de distribuição do motor Honda Gx120: a) Medido, b) Fornecido pelo fabricante. ....	43
Figura 4.5 - Diagramas de distribuição dos motores Honda: a) Gx35; b) Gx160. ....	43

Figura 4.6 - Motor Honda Gx35.....	45
Figura 4.7 - Motor Honda Gx120. ....	46
Figura 4.8- Motor Honda Gx160. ....	47
Figura 6.1 - Exemplo de uma curva teórica, a) ascendente, b) descendente (Rothbart, 2004).	67
Figura 6.2- Curvas do deslocamento dos seguidores de admissão e escape modificadas. ....	69
Figura A2.1 - Fotografias da montagem e da medição do deslocamento das válvulas. ....	81
Figura A2.2 - Diagrama de distribuição do motor Honda Gx120,a) Medição de 0-0 mm de abertura das válvulas; b) medição de 0.5-0.5 mm de abertura das válvulas. ....	84

# Lista de Tabelas

Tabela 2.1- Valores da riqueza e do excesso de ar para os vários tipos de mistura. ....	15
Tabela 2.2- Tabela de valores típicos para o Cr (Gillespie, 1992) .....	23
Tabela 4.1 - Motores utilizados em 2009, 2010 e 2011 pela equipa UBICAR. ....	38
Tabela 4.2 - Dados do fabricante relativamente aos motores Honda Gx35, 120 160.....	39
Tabela 4.3 - Valores dos parâmetros utilizados nas simulações.....	48
Tabela 4.4 - Principais resultados obtidos nas simulações dos motores Honda Gx35, Gx120, Gx160. ....	49
Tabela 5.1 - Resultados das simulações para diversas relações de transmissão.....	54
Tabela 5.2 - Resultados das simulações sobre a influência do peso no desempenho do motor Honda Gx120.....	56
Tabela 5.3- Resultados das simulações para vários valores de Cd. ....	58
Tabela 5.4 - Simulação da influência do Cr no desempenho do motor Honda Gx120. ....	60
Tabela 5.5 - Simulação da influência dos desníveis da pista no consumo de combustível do motor. ....	62
Tabela 5.6 - Variação dos parâmetros que influenciam o UBIAN11.....	63
Tabela 5.7 - Influência conjunta dos parâmetros. ....	63
Tabela 6.1 - Simulação no <i>Engine Analyzer Pro</i> para o motor Gx120 com a árvore de cames original.....	70
Tabela 6.2- Simulação no <i>Engine Analyzer Pro</i> para o motor Gx120 com a árvore de cames modificada. ....	70
Tabela 6.3 - Valores utilizados no UBIANSim para a simulação do motor com came inalterada e motor com came modificada. ....	71
Tabela 6.4 - Influência conjunta dos parâmetros. ....	71
Tabela A1.1- Dados do fabricante referente aos motores Honda Gx35, Gx120 e Gx160.....	79
Tabela A3.1- Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx35. ....	90
Tabela A3.2- Resultados dos cálculos para $V_p$ , $Z$ , $m_a$ e $m_f$ , para o motor Honda Gx35. ....	90
Tabela A3.3- Resultados obtidos para $W_e$ , $\tau$ , $C_s$ , $\eta_{te}$ , $e_{vol}$ e $PME$ , para o motor Honda Gx35. ..	91
Tabela A3.4- Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx120. ....	92

Tabela A3.5- Resultados dos cálculos para $V_p$ , $Z$ , $m_a$ e $m_f$ para o motor Honda Gx120.....	92
Tabela A3.6 - Resultados obtidos para $W_e$ , $\tau$ , $C_s$ , $\eta_{te}$ , $e_{vol}$ e PME, para o motor Honda Gx120.	93
Tabela A3.7-Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx160.	94
Tabela A3.8 - Resultados dos cálculos para $V_p$ , $Z$ , $m_a$ e $m_f$ para o motor Honda Gx160.....	94
Tabela A3.9 - Resultados obtidos para $W_e$ , $\tau$ , $C_s$ , $\eta_{te}$ , $e_{vol}$ e PME, para o motor Honda Gx160.	95
Tabela A5.1- Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx120 de origem.....	113
Tabela A5.2- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx120 de origem.....	114
Tabela A5.3-Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx120 modificado. ....	115
Tabela A5.4- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx120 modificado. ....	116

# Lista de Gráficos

Gráfico 4.1-Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento das válvulas do motor. ....	41
Gráfico 4.2 - Curvas características do motor Gx35. ....	45
Gráfico 4.3 - Curvas características do motor Gx120. ....	47
Gráfico 4.4- Curvas características do motor Gx160. ....	48
Gráfico 4.5 - Curvas de binário dos diferentes motores, ao longo da pista de Lausitz. ....	50
Gráfico 4.6- Curvas de consumo específico dos diferentes motores, ao longo da pista de Lausitz. ....	50
Gráfico 5.1 - Curvas de binário do motor Honda Gx120 para diversas relações de transmissão ao longo da pista de Lausitz. ....	54
Gráfico 5.2 - Curvas do consumo específico do motor Honda Gx120 para diversas relações de transmissão ao longo da pista de Lausitz. ....	54
Gráfico 5.3 - Curvas da força gravítica que actua sobre o UBIAN11 para diferentes pesos, ao longo da pista. ....	56
Gráfico 5.4 - Influência do peso no $C_r$ , ao longo da pista. ....	57
Gráfico 5.5 - Influência do peso nas curvas da força total, ao longo da pista. ....	58
Gráfico 5.6-Curva da força aerodinâmica para diferentes valores de $C_d$ . ....	59
Gráfico 5.7 - Curva da força total para diferentes valores de $C_d$ . ....	59
Gráfico 5.8 - Influência do $C_r$ na força de atrito, ao longo da pista. ....	61
Gráfico 5.9 - Influência do $C_r$ na força de total, ao longo da pista. ....	61
Gráfico 5.10 - Desníveis das pistas de Lausitz e Nogaro. ....	62
Gráfico 5.11 - Influência dos desníveis da pista na força gravítica. ....	62
Gráfico 6.1 - Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento dos seguidores, provocados pelas cames de admissão e de escape, para cada grau da cambota. ....	66
Gráfico 6.2 - Deslocamento provocado pelas cames, para cada grau de rotação da árvore de cames. ....	66
Gráfico 6.3 - Curvas teóricas para curva de deslocamento do seguidor. ....	68
Gráfico 6.4 - Curvas de consumo específico para o motor com came alterada e motor com came inalterada, ao longo da pista de Lausitz. ....	71

Gráfico 6.5 - Curvas do binário para o motor com came alterada e motor com came inalterada, ao longo da pista de Lausitz.....	72
Gráfico A2.1- Curvas de deslocamento das válvulas de escape e admissão. ....	84
Gráfico A3.1 - Eficiência volumétrica base vs velocidade pistão e o índice de Mach: $Z=0.000315 \times v_p$ , (Taylor, 1985).....	87
Gráfico A3.2 - Eficiência volumétrica vs razão de ar-combustível, (Taylor, 1985). ....	87
Gráfico A3.3 - Efeito do cruzamento das válvulas na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985). ....	88
Gráfico A3.4 - Efeito do fecho da válvula de admissão na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985). ....	88
Gráfico A3.5- Curvas características do motor Gx35. ....	91
Gráfico A3.6- Curvas características do motor Honda Gx120. ....	93
Gráfico A3.7 - Curvas características do Motor Honda Gx160. ....	95
Gráfico A4.1 - Curva de potência dos vários motores para a pista de Lausitz. ....	97
Gráfico A4.2-Curva de binário dos vários motores para a pista de Lausitz.....	97
Gráfico A4.3- Curva de consumo específico dos vários motores para a pista de Lausitz. ....	98
Gráfico A4.4- Curva de força gravítica que actua no veículo para os vários motores. ....	98
Gráfico A4.5- Curva de força atrito que actua no veículo para os vários motores.....	98
Gráfico A4.6- Curva de força aerodinâmica que actua no veículo para os vários motores. ....	99
Gráfico A4.7- Curva de força do motor que actua no veículo para os vários motores. ....	99
Gráfico A4.8- Curva de força total que actua no veículo para os vários motores.....	99
Gráfico A4.9- Curva de potência para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista. ....	100
Gráfico A4.10- Curva de binário para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista. ....	100
Gráfico A4.11 - Curva de consumo específico para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista. ....	100
Gráfico A4.12 - Curva da força gravítica para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.....	101
Gráfico A4.13 - Curva da força do motor para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.....	101
Gráfico A4.14 - Curva da força de atrito para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.....	101
Gráfico A4.15 - Curva da força aerodinâmica para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista. ....	102

Gráfico A4.16 - Curva da força total para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.....	102
Gráfico A4.17- Curva da aceleração para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.....	102
Gráfico A4.18 - Curvas de potência para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	103
Gráfico A4.19 - Curvas de binário para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	103
Gráfico A4.20 - Curvas do consumo específico para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	103
Gráfico A4.21 - Curvas da Força motor para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	104
Gráfico A4.22 - Curvas da força gravítica para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	104
Gráfico A4.23 - Curvas da força de atrito para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	104
Gráfico A4.24 - Curvas da aerodinâmica para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	105
Gráfico A4.25 - Curvas da força total para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	105
Gráfico A4.26 - Curvas da aceleração para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.....	105
Gráfico A4.27 - Curva de potência para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista. ....	106
Gráfico A4.28 - Curva de binário para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista. ....	106
Gráfico A4.29 - Curva do consumo específico para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista. ....	106
Gráfico A4. 30 - Curva da força gravítica para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista.	107
Gráfico A4. 31 - Curva da força de atrito para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista.	107
Gráfico A4. 32 - Curva da força aerodinâmica para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista. ....	107
Gráfico A4.33 - Curva da força total para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista.....	108
Gráfico A4.34 - Curva da aceleração para diferentes valores de $C_d$ , ao longo da pista. ....	108
Gráfico A4.35 - Curva de potência para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista. ....	109
Gráfico A4.36 - Curva de binário para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista.....	109

Gráfico A4.37 - Curva consumo específico para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista.	109
Gráfico A4.38 - Curva da força gravítica para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista.	110
Gráfico A4.39 - Curva da força de atrito para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista.	110
Gráfico A4.40 - Curva da força aerodinâmica para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista. .....	110
Gráfico A4.41 - Curva da força do motor para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista.	111
Gráfico A4.42 - Curva da força total para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista. ....	111
Gráfico A4.43 - Curva da aceleração para diferentes valores de $C_r$ , ao longo da pista. ....	111

## 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

## Lista de Variáveis

$a$	Aceleração
$A/F$	Relação ar-combustível
$A_p$	Área da superfície do pistão
$B$	Diâmetro do cilindro
$C_d$	Coefficiente de resistência aerodinâmica
$C_r$	Coefficiente de atrito de rolamento
$C_s$	Consumo específico
$e_{vol}$	Eficiência volumétrica
$e_{vol,b}$	Eficiência volumétrica base
$F_a$	Força aerodinâmica
$F_g$	Força gravítica
$F_m$	Força do motor
$F_r$	Força de atrito de rolamento

$F_t$	Força total
$g$	Aceleração gravítica
$K_f$	Correcção par a razão de combustível
$k_{ic}$	Correcção para o tempo de fecho da válvula de admissão
$k_{ip}$	Correcção para colector de admissão longos
$k_p$	Correcção para razão entre a pressão de escape e a de admissão
$m$	Massa
$m_a$	Massa do ar
$\dot{m}_a$	Caudal mássico de ar
$m_f$	Massa do combustível
$\dot{m}_f$	Caudal mássico de combustível
$m_v$	Massa do veículo
$N$	Número de revoluções por minuto
$N_c$	Número de cilindros
$P$	Pressão dos pneus
$PME$	Pressão média efectiva
$\dot{Q}_{pt}$	Poder calorífico do combustível
$R$	Reserva do motor
$r$	Raio da roda
$r_t$	Razão de transmissão
$S$	Curso do pistão
$t_m$	Numero dos tempos do motor
$t$	Tempo
$T_c$	Temperatura do fluido de refrigeração
$T_{cb}$	Temperatura do fluido de refrigeração base
$T_i$	Temperatura de admissão
$T_{ib}$	Temperatura de admissão base
$v$	Velocidade linear
$v_{min}$	Velocidade linear mínima
$v_{max}$	Velocidade linear máxima
$V_c$	Volume da câmara de combustão
$V_d$	Volume deslocado/varrido
$v_f$	Velocidade final
$v_i$	Velocidade inicial
$v_m$	Velocidade média
$v_p$	Velocidade média do 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
$W_i$	Potência instantânea

$\dot{w}_e$	Potência útil
$x$	Distância
$Z$	Índice de Mach da válvula de admissão
$\Delta\theta$	Graus de avanço da abertura da válvula
$\tau$	Binário Útil
$\alpha$	Ângulo de inclinação da pista
$\beta$	Graus da cambota para o deslocamento máximo do seguidor
$\theta$	Graus de rotação da cambota
$\lambda$	Excesso de ar na mistura ar - combustível
$\phi$	Riqueza da mistura ar-combustível
$\omega$	Velocidade angular
$\eta_t$	Rendimento térmico indicado
$\eta_{te}$	Rendimento térmico ao freio
$\rho_{ar}$	Massa específica do ar
$\rho_{gas}$	Massa específica da gasolina



# 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 dos combustíveis, cada vez mais se tem apostado em veículos de baixo consumo como forma de combater estes problemas.

De forma a sensibilizar para estes problemas, a Shell organiza anualmente uma prova - a *Shell Eco Marathon* - de forma a incentivar os jovens a desenvolver veículos de baixo consumo, permitindo que novas ideias e tecnologias se desenvolvam de forma a obter veículos cada vez mais eficientes.

Tendo em consideração os objectivos da prova de *Shell Eco Marathon* e após doze anos de participação na mesma, a equipa responsável pelo projecto UBICAR, do Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, sentiu a necessidade de efectuar um estudo do desempenho do motor que será utilizado no seu veículo. Para este estudo, recorreu a um software, o UBIANSim, que permite efectuar a simulação do veículo em pista, de forma a analisar o desempenho do veículo a nível de consumo de combustível.

## **1.1 Objectivos**

### **1.1.1 Objectivo Geral**

O presente trabalho tem como objectivo principal o estudo do desempenho de três motores de pequena cilindrada com o intuito de verificar se o motor que equipou o veículo de baixo consumo UBIAN11, que participou na prova *Shell Eco Marathon*, foi a melhor escolha.

### **1.1.2 Objectivo Especifico**

O aperfeiçoamento do programa UBIANSim é um dos objectivos para esta dissertação. Pretende-se a introdução de novas variáveis que permitam sustentar a escolha de componentes fundamentais ao desenvolvimento do UBIAN nas provas *Shell Eco Marathon*, nomeadamente o tipo de motor e a relação de transmissão, de forma a elevar eficiência do consumo de combustível do veículo. Além de permitir escolher o tipo de motor, o UBIANSim permite também simular as alterações no desempenho dos veículos da equipa UBICAR, com alterações no motor. Uma outra funcionalidade será auxiliar a equipa na definição da sua estratégia de corrida, com base nos resultados obtidos pelo programa.

Através da utilização do UBIANSim pretende-se ainda simular o comportamento dos três motores em estudo ao longo da pista de Lausitz, de forma a identificar qual o motor com melhor desempenho para equipar o veículo UBIAN11. Após a escolha do motor objectiva-se testar alguns parâmetros e verificar a sua influência no desempenho do motor.

Um outro objectivo desta dissertação consta no estudo de uma possível modificação da árvore de cames original do motor Honda Gx120 e o seu efeito no desempenho do motor.

# Capítulo 2

## 2. Estado da arte

### 2.1 A prova *Shell Eco Marathon*

No âmbito desta dissertação, é relevante falar da competição que levou a ensaiar e analisar motores aplicados ao veículo da equipa da Universidade da Beira Interior.

A competição designada por *Shell Eco Marathon* vem sendo organizada anualmente desde 1985. Actualmente a Shell organiza uma prova para cada continente: americano, asiático e europeu, em que participam centenas de participantes provenientes de vários países e com diferentes níveis de ensino.

Segundo Hugues Du Rouret, antigo presidente da Shell França, “A *Shell Eco Marathon*, tem o intuito de consciencializar os jovens de que os problemas ligados ao ambiente, só serão resolvidos graças à colaboração activa de todas as pessoas a todos os níveis. Assim, dentro do âmbito dos seus estudos, e tendo plena liberdade criativa, os jovens podem agir, trabalhando em soluções inovadoras para baixar o consumo de energia”.

A *Shell Eco Marathon* tem assim como principal objectivo desenhar e construir um veículo que percorra a maior distância possível apenas com um litro de combustível, promovendo assim a eficiência do consumo de combustível.

A prova europeia de 2011, *Shell Eco Marathon Europe*, decorreu pelo terceiro ano consecutivo na Alemanha, em Lausitz, no autódromo Eurospeedway.



Figura 2.1-Vista aérea do circuito Eurospeedway, em Lausitz, Alemanha (*Shell Eco Marathon Europe*).

A prova divide-se em duas categorias de veículos: os protótipos e os *UrbanConcept's*. Os protótipos são veículos com um design adaptado aos objectivos de minimizar o peso, maximizar a aerodinâmica e assim a eficiência energética. Por sua vez, os *UrbanConcept's* são veículos de quatro rodas, com formas mais convencionais e em que se privilegia a comparabilidade com os veículos tradicionais, aspirando a uma melhor eficiência energética dos mesmos. Estas categorias, por sua vez estão divididas em subcategorias de acordo com o tipo de motor e fonte de energia.

A equipa da Universidade da Beira Interior, projecto UBICAR, tem participado nos últimos anos nesta competição na categoria de *UrbanConcept*, subcategoria de motor de combustão interna a gasolina.

A prova dos *UrbanConcept's* caracteriza-se por ter uma duração de 6 voltas, correspondendo a um total de 18 923 m, tendo de ser percorridas a uma velocidade média de 25 km/h, o que corresponde a um tempo máximo de 45 minutos, contemplando uma paragem obrigatória em cada volta.

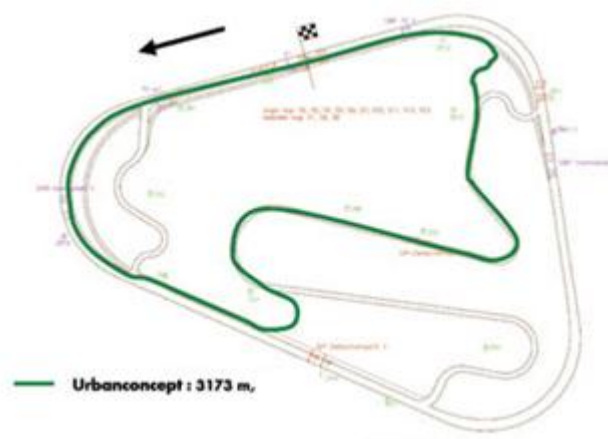


Figura 2.2- Esquema do circuito Eurospeedway (*Shell Eco Marathon Europe*).

Cada equipa dispõe de quatro tentativas, contudo a classificação final considera apenas a tentativa que obtiver o melhor resultado.

Ao longo das provas para além dos motores, da aerodinâmica, do peso e das afinações dos veículos, a estratégia é fundamental para um bom resultado.

A estratégia neste tipo de prova consiste em saber aproveitar ao máximo a pista e saber quando ligar e desligar o motor ao longo da prova, ou seja, saber aproveitar da melhor forma os desníveis da pista para que os veículos percorram a máxima distância possível sem o auxílio dos seus motores, minimizando assim o consumo de combustível.

## 2.2 O projecto UBICAR

Ao longo dos anos a equipa responsável pelo desenvolvimento do projecto UBICAR, organizado pelo Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, tem desenvolvido para cada prova um veículo totalmente novo de forma a conseguir melhores resultados. No entanto, desde 2010 a sua estratégia modificou-se, tendo agora o objectivo de desenvolver um veículo que possa servir de base para ser aperfeiçoado de ano para ano de forma a atingir os melhores resultados possíveis de uma forma consistente.

No ano 2010, o veículo utilizado na prova, o UBIAN10, apresentou um chassis em fibra de carbono que foi desenvolvido para ser um chassis robusto, fiável e de peso diminuto. O mesmo foi reaproveitado, com algumas alterações, para o UBIAN11.

### 2.2.1 O UBIAN11, veículo *UrbanConcept* de baixo consumo de combustível



Figura 2.3- Veículo UBIAN11.

O UBIAN11 foi desenvolvido de forma a ser um veículo resistente e fiável através do reaproveitamento da estrutura do veículo anterior, de forma a poder ser utilizado como estrutura base para as futuras provas.

A equipa UBICAR desenvolveu este veículo de forma a incorporar o design da carroçaria do veículo de 2009 com algumas modificações na aerodinâmica e com o chassis de carbono utilizado em 2010, obtendo assim um veículo de design elegante com um peso reduzido, tendo em conta o seu tamanho.

Por opção da equipa, para este veículo não foram utilizados os motores dos veículos dos anos anteriores (Honda Gx160 e Gx35) devido ao motor Gx160 estar sobredimensionado e por o motor Gx35 ser demasiado rotativo para os objectivos da equipa.

A escolha do motor recaiu assim sobre o motor Honda Gx120 carburado. Este foi utilizado sem nenhuma modificação, devido à equipa ter outras prioridades e por o tempo ter sido

insuficiente para implementar algumas modificações que estavam a ser estudadas, como a implementação de um sistema de injeção e ignição electrónica de combustível e a modificação da árvore de cames.

A razão de transmissão utilizada para este veículo foi de 10:1, por esta permitir atingir a velocidade máxima de 35 km/h, definida na estratégia da equipa de forma a obter a velocidade média de 25 km/h. Esta razão de transmissão foi escolhida essencialmente por permitir obter bons valores de binário e de consumo.

O veículo apresentou um peso de 115 kg que conjuntamente com o piloto atingiu o peso total de 180 kg.

Após as várias qualificações decorridas na prova *Shell Eco Marathon*, o UBIAN11 obteve o resultado final de 164 km percorridos com um litro de gasolina, tendo atingido assim o 7.º lugar para os *UrbanConcept's* com motores de combustão interna a gasolina.

## **2.3 Os motores 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 expansão, compressão e mudança da temperatura dos gases.

Os motores de combustão interna são motores que utilizam os próprios gases de combustão como fluido de trabalho, ou seja, são estes gases que 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).

## **2.3.1 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 determinada por pressão e temperatura elevada

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.

### **2.3.1.1 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.

#### **2.3.1.1.1 Os ciclos termodinâmicos**

##### **2.3.1.1.1.1 O Ciclo de Otto: ideal e prático**

O ciclo de Otto ideal é constituído pelos seguintes processos:

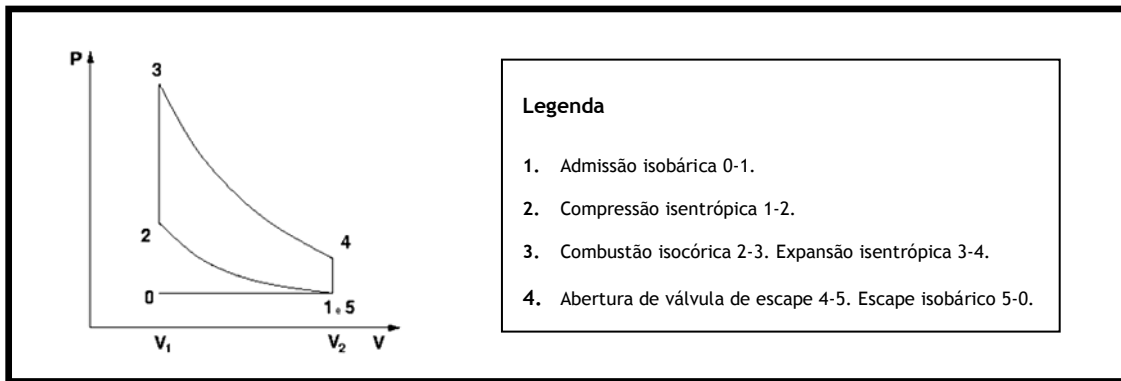


Figura 2.4- Ciclo de Otto ideal.

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).

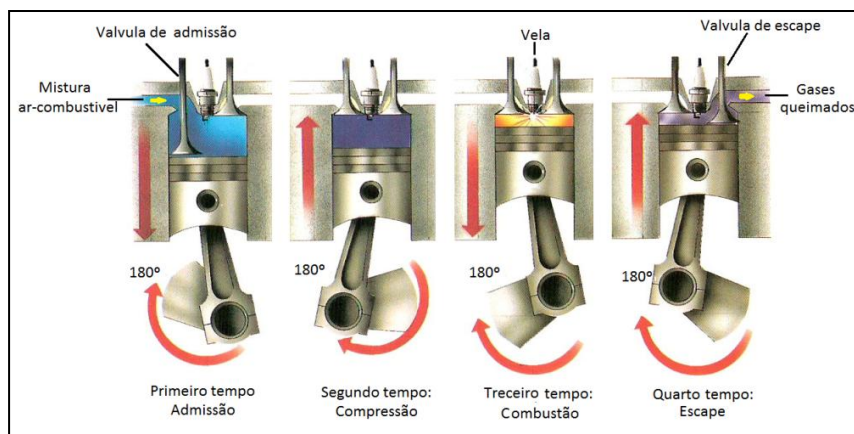


Figura 2.5- Ciclo teórico de um motor a quatro tempos.

O ciclo ideal induz 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 elevados enchimentos, 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 2.6.

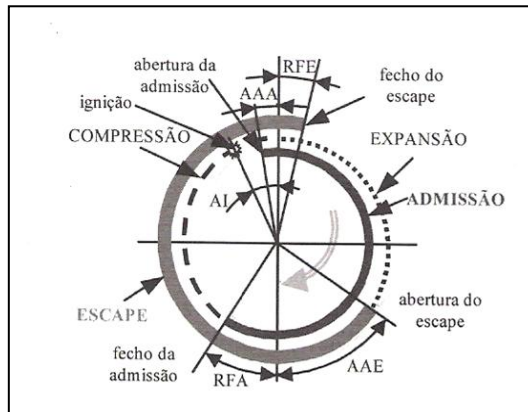


Figura 2.6- Diagrama de distribuição de um motor de combustão interna a quatro tempos (Martins, 2005).

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 depois do 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 uma 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.

### 2.3.1.1.1.2 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.

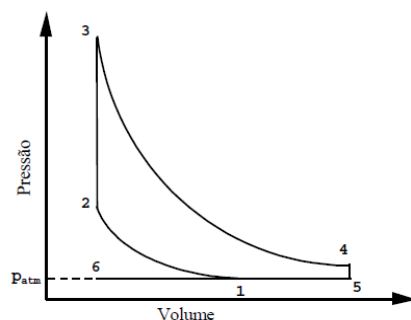


Figura 2.7- Diagrama P-V para o ciclo de Miller.

Assim sendo, o tempo de compressão é mais curto e o de expansão maior. 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.

### 2.3.1.1.2 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 2.8:

#### ❖ Órgãos fixos

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

#### ❖ Órgãos móveis

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

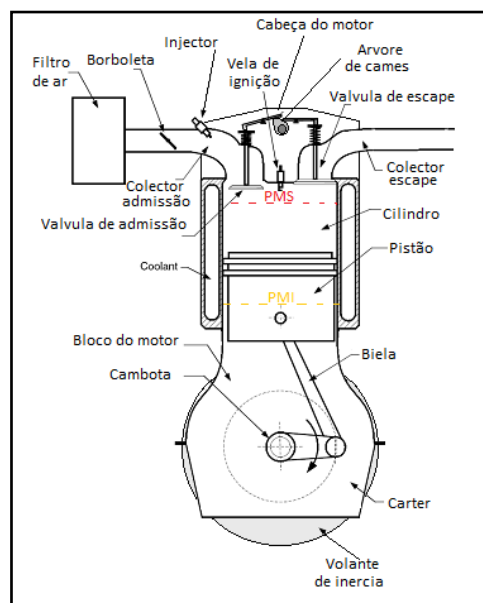


Figura 2.8- Esquema de um motor de combustão interna monocilíndrico.

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

#### 2.3.1.1.2.1 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.

A árvore de cames constitui 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 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.

### **2.3.2 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.

#### **2.3.2.1 Velocidade média de um pistão**

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

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

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.

### 2.3.2.2 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,

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

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  $\text{cm}^3$ , 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:

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

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

### 2.3.2.3 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):

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

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

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

em que  $A_p$  representa a área da superfície do pistão e  $N$  o numero 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).

### 2.3.2.4 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,

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

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 fornecido 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 queimado, devendo-se utilizar uma mistura 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 os vários tipos de mistura.

Tipo de Mistura	Parâmetros
<i>Mistura estequiométrica</i>	$\lambda=1$ e $\Phi=1$
<i>Mistura rica</i>	$\lambda<1$ e $\Phi>1$
<i>Misturas pobres</i>	$\lambda>1$ e $\Phi<1$

### 2.3.2.5 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 (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).

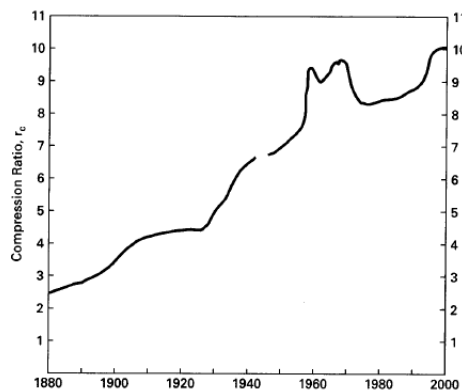


Figura 2.9- Valores médios da taxa de compressão para motores de ignição por faísca em função do ano (Pulkrabek, 2003).

### 2.3.2.6 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:

$$C_s = \frac{\dot{m}_F}{W_e} \quad (14)$$

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

### 2.3.2.7 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**

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

Ou,

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

Onde,

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

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

$\eta_c$  - Eficiência da combustão.

$C_s$  - Consumo específico.

$\dot{W}_e$  - Potência útil.

- **Rendimento térmico indicado**

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

Onde:

$\eta_m$  = rendimento mecânico.

### 2.3.2.8 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:

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

Sendo,  $t_m$ - Numero 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

$T_{ib}$  - Temperatura de admissão base, 65.7°C (Taylor, 1985)

$T_{cb}$  - 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.

### 2.3.2.9 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. Com a PME é possível comparar motores de cilindradas diferentes, de modo a verificar qual a cilindrada que melhor foi aproveitada para produzir trabalho. A PME pode ser calculada em termos do binário ( $\tau$ ) e da potência efectiva ( $\dot{W}_e$ ):

$$PME = \frac{\pi\tau T}{V_d} \text{ [kPa]} \quad \text{ou} \quad PME = \frac{\dot{W}_e}{V_d N} \times \frac{T}{2} \text{ [kPa]} \quad (20) \text{ e } (21)$$

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

### 2.3.3 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.

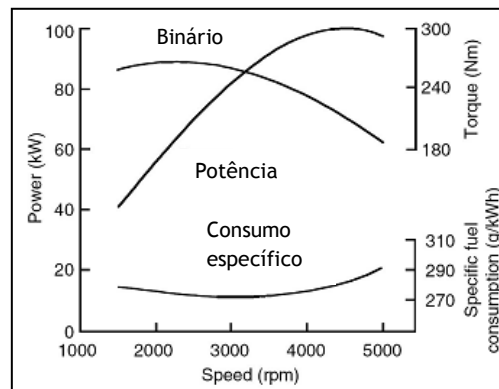


Figura 2.10 - Exemplo de curvas características de um motor (Pulkrabek, 2003).

#### 2.3.3.1 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 2.10.

### **2.3.3.2 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 2.10.

### **2.3.3.3 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).

### 2.3.4 Os motores aplicados aos veículos da *Shell Eco Marathon*

Os motores de combustão interna frequentemente usados nos veículos da competição *Shell Eco Marathon* podem ser classificados de duas formas: pelo tipo de ignição, que podem ser do tipo de ignição por faísca ou do tipo de ignição por compressão; ou, pelo tipo de combustível (Gasolina, Diesel, Etanol, GPL e Biodiesel).

A grande maioria das equipas é experiente na prova, fazendo com que estas tenham vindo a adquirir conhecimentos e experiência de ano para ano, permitindo um maior conhecimento e sensibilidade para aperfeiçoar os seus motores e os seus veículos de forma a obterem melhores desempenhos. Estas melhorias têm vindo a ser visíveis nos resultados, que na generalidade, de ano para ano têm vindo a melhorar.

As equipas ao escolherem o motor a utilizar, privilegiam os motores com reduzido peso específico, com dimensões reduzidas e que apresentem um baixo consumo específico de combustível.

Os motores que mais usualmente equipam os veículos são motores monocilíndricos, com cilindradas que se situam entre os 25 cm<sup>3</sup> e os 120 cm<sup>3</sup> e que trabalham na sua maioria com misturas pobres, apresentando uma elevada relação de compressão. São motores super quadrados, ou seja, apresentam relações diâmetro/curso superiores à unidade.

A alteração mais frequente realizada pelas equipas nos motores é a modificação da árvore de cames, fazendo com que os tempos de abertura e fecho das válvulas sejam alterados. Esta alteração merece especial atenção por parte das equipas pois influencia todo o ciclo termodinâmico do motor e com isto o seu desempenho.

Muitas das equipas preferem desenvolver motores de raiz, de forma a ter motores mais personalizados que correspondem às exigências e objectivos, (Gonçalves, 2008).

## 2.4 Dinâmica do veículo

Num veículo em movimento, existem quatro forças principais a actuar no veículo: a força do motor ( $F_m$ ) e as três forças que se opõem ao movimento (a resistência aerodinâmica ( $F_a$ ), o atrito de rolamento ( $F_r$ ) e a força gravítica ( $F_g$ )).

A equação que define a força total e descreve a dinâmica do veículo é a seguinte:

$$F_T = F_m(t) - (F_r(t) + F_g(t) + F_a(t)) \quad [N] \quad (22)$$

### 2.4.1 Resistência aerodinâmica

Podemos definir a resistência aerodinâmica como sendo a força que se opõe ao movimento do veículo devido à resistência do ar.

A resistência aerodinâmica é causada pela viscosidade e pelas formas do veículo.

A resistência devido à viscosidade ocorre pelo facto das moléculas de ar que se encontram a velocidades diferentes criarem entre si atrito. Como a velocidade do ar que se encontra em contacto com o veículo apresenta uma velocidade próxima da do veículo e a velocidade do ar que se encontra afastada do veículo apresenta uma velocidade diferente, criam assim uma resistência ao movimento do veículo.

Por sua vez, a resistência devido às formas do veículo é causada pela diferença de pressão que ocorre entre a zona frontal (pressão elevada) e a traseira (pressão baixa).

Segundo Guzella e Sciarretta (2007), num veículo comum o seu corpo causa aproximadamente 65% da resistência aerodinâmica. O restante deve-se às cavas das rodas - 20%, aos apêndices exteriores como antena, espelhos, etc. - 10% e às aberturas para a ventilação do motor - 5%.

A aerodinâmica dos veículos tem-se tornado cada vez mais relevante na fase de projecto, de forma a diminuir as forças da resistência aerodinâmica. Para o cálculo aproximado da força causada pela resistência aerodinâmica é admitido que o corpo do veículo é prismático, apresentando uma área frontal  $A_v$  ( $m^2$ ):

$$F_a = \frac{1}{2} \times \rho_{ar} \times C_d \times A_v \times v^2 \quad [N] \quad (23)$$

onde  $\rho_{ar} = 1.161 \text{ kg/m}^3$  é a densidade do ar e  $C_d$  é o coeficiente aerodinâmico que caracteriza a forma do veículo. Este é estimado usando programas de simulação ou através de ensaios. Por último, a variável  $v$  (m/s) representa a velocidade do veículo.

### 2.4.2 Resistência devido ao atrito de rolamento

A força devido ao atrito de rolamento é dada pela seguinte equação:

$$F_r = C_r \times m \times g \times \cos(\alpha) \quad [N] \quad (24)$$

onde  $m$  (kg) é a massa do veículo e  $g$  ( $m/s^2$ ) é a aceleração gravítica. A variável  $\cos(\alpha)$  modela a influência das inclinações da pista, contudo, este termo geralmente não é considerado.

O coeficiente de atrito de rolamento,  $C_r$ , é influenciado pela velocidade do veículo, material, estrutura, temperatura e geometria do rasto dos pneus, rugosidade e material do piso e pela presença de líquidos na estrada.

A influência da pressão dos pneus,  $p$ , é aproximadamente  $1/\sqrt{p}$ . Quanto maior for a pressão dos pneus menor será o  $C_r$ , reduzindo assim a força de atrito de rolamento. Um piso molhado pode elevar o  $C_r$  em 20% e se as condições do piso piorarem este valor aumenta (Guzella e Sciarretta, 2007).

Para velocidades baixas, o valor do coeficiente de atrito de rolamento é considerado constante. A tabela seguinte apresenta alguns valores típicos para o  $C_r$ .

Tabela 2.2- Tabela de valores típicos para o  $C_r$  (Gillespie, 1992)

Tipo de veículo	Superfície		
	Asfalto	Dureza média	Areia
<i>Carro de passageiros</i>	0.015	0.08	0.30
<i>Camiões</i>	0.012	0.06	0.25
<i>Tractores</i>	0.02	0.04	0.20

### 2.4.3 Resistência devido à força gravítica

A força induzida pela gravidade ao veículo quando este se desloca em pisos inclinados influencia também o seu comportamento.

O peso do veículo quando este sobe ou desce uma inclinação cria uma força descendente. Esta força irá opor-se ao movimento quando o veículo sobe ou irá facilitar o movimento quando o veículo se encontra a descer.

A força gravítica é dada pela seguinte equação:

$$F_g = m_v \times g \times \sin(\alpha) \quad [N] \quad (25)$$

onde  $m_v$  (kg) é a massa do veículo,  $g$  ( $m/s^2$ ) a aceleração gravítica e  $\alpha$  (rad) é o ângulo de inclinação da estrada.

### 2.4.4 Força do motor

A força do motor, como o próprio nome indica, é a força produzida pelo motor medida na roda do veículo. Esta força é influenciada pelo binário, pela razão de transmissão e pelo raio do pneu. Sendo que quanto maior for a razão de transmissão maior será o valor da força do motor. Contrariamente, quanto maior for o raio da roda menor será esta força.

$$F_m = \frac{\tau \times r_t}{r} \quad [N] \quad (26)$$

Onde,

$\tau$ - Binário útil do motor;

$r_t$ . Relação de transmissão:

$r$ - Raio da roda

## 2.5 Linguagem de programação *Python*

*Python* é uma linguagem de programação interpretada, interactiva e dinâmica, orientada a objectos.

O desenvolvimento da linguagem de programação *Python* iniciou-se em 1990 por Guido Van Rossum, sendo depois continuado pela *Python Software Foundation* (PSF).

O nome *Python* teve a sua origem no grupo humorístico britânico *Monty Python*, devido ao seu criador ser um grande fã e por querer demonstrar que a linguagem é descontraída e simples.

*Python* foi desenvolvida de forma a realçar a importância do esforço do programador sobre o esforço computacional e com o objectivo do código poder ser facilmente compreendido. O *Zen of Python* é um poema que serviu de linha guia para esta linguagem e demonstra a filosofia por detrás da mesma, como podemos ver pelo seguinte excerto do poema:

*“Bonito é melhor que feio.*

*Explícito é melhor que implícito.*

*Simples é melhor que complexo...”*

*Tim Peters*

*Python* é uma linguagem de alto nível que corre nas mais diversas plataformas, desde Unix (Linux, FreeBSD, Solaris, MacOS X etc.), Windows, versões antigas de MacOS até consolas de videojogos e até mesmo nalguns telemóveis. Para além desta vantagem de poder correr em várias arquitecturas, este é um software livre que está em constante melhoramento devido ao livre acesso ao seu código fonte.

*Python* é uma linguagem de programação interpretada, interactiva, orientada a objectos dinamicamente “tipada” em que não é necessário declarar o tipo das variáveis, retornos de funções e parâmetros. Esta é fortemente “tipada” pois os valores e os objectos têm tipos bem definidos, que não sofrem coerções como acontece em outras linguagens.

Os blocos de código são definidos de forma simples, feito apenas pelo alinhamento (Endentação ou Indentação), não havendo delimitadores do tipo *Begin* e *End* da linguagem C.

Esta permite tipos de dados de alto nível como *strings* de verdade, dicionários, listas, classes, etc. Aceita outros paradigmas de programação bastantes úteis, como a programação modular.

A linguagem *Python* tem vindo a emergir devido a esta sintaxe ser versátil, simples, concisa e clara que faz com que um código de um programa em Python seja lido de forma semelhante como ler um texto em inglês, tendo a particularidade de permitir que sejam utilizados nos seus códigos outras linguagens como c/c++.

Uma das razões do sucesso de *Python* é a sua enorme biblioteca padrão que permite trabalhar com expressões regulares, banco de dados, navegadores, CGI, ftp, e-mail, XML, XML-RPC, HTML, arquivos WAV, criptografia, GUI (interfaces gráficas), Tk, gerar documentação, threading, etc.



## Capítulo 3

### 3. Programa UBIANSim

O programa UBIANSim foi desenvolvido com o objectivo de ser utilizado como uma ferramenta de ajuda na fase de desenho e projecto dos veículos da equipa UBICAR. Permite fazer uma previsão do desempenho do veículo de forma a saber se é necessário efectuar alguma alteração tanto no motor escolhido como em algum outro aspecto que entra em consideração na simulação.

O UBIANSim permite fazer modificações nos valores dos parâmetros de forma a saber o que modificar no veículo de forma a melhorar o seu desempenho. Desempenho este que é quantificado com o consumo de combustível, pois este é o factor mais relevante para a prova *Shell Eco Marathon*.

A simulação do veículo como já foi referido, estuda alguns parâmetros que afectam directamente o desempenho do veículo ao nível de consumo de combustível. Estes parâmetros são os dados do motor (rpm, Binário, consumo específico), a relação de transmissão, o peso do veículo em conjunto com o peso do piloto, o coeficiente de atrito de rolamento, o coeficiente de resistência aerodinâmica, as velocidades máxima e mínima, o raio da roda e os desníveis da pista.

O UBIANSim após cada simulação permite obter resultados como a altitude em que se encontra o veículo a cada ponto, a velocidade instantânea, a velocidade média, a aceleração instantânea, o tempo, a distância, o consumo instantâneo, o consumo acumulado, a força do motor, a força de rolamento, a força aerodinâmica, a força gravítica, a força total, a potência do motor e o binário do motor.

Este programa foi desenvolvido utilizando a linguagem Python por esta ser uma linguagem por blocos muito versátil, de aprendizagem relativamente rápida.

O código do programa UBIANSim foi desenvolvido em vários módulos (*Car*, *Track*, *Trajectory*, *UBICAR*, *Eco\_auto*), em que cada módulo tem uma parte específica do programa de forma a tornar o programa menos confuso e de leitura mais simples, permitindo fazer modificações e identificar e corrigir erros de forma mais fácil.

De seguida será feita uma descrição de cada módulo.

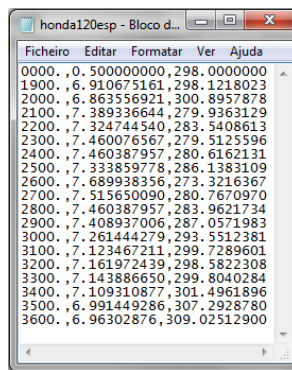
### 3.1 O módulo *Car*

O módulo *Car* é a parte do programa UBIANSim que trata dos parâmetros do veículo.

As variáveis de entrada correspondem ao coeficiente de atrito de rolamento, coeficiente de resistência aerodinâmica, massa do veículo, área da superficial frontal projectada do veículo, relação de transmissão, raio das rodas e os dados do motor binário, potência, consumo de combustível e rotações por minuto. Estas variáveis são introduzidas pelo utilizador na parte gráfica do programa, como será descrito mais à frente. Estas variáveis serão posteriormente utilizadas em cálculos no módulo UBICAR.

Neste módulo, são calculados o binário instantâneo, a potência instantânea, o consumo instantâneo e as velocidades lineares do veículo e angulares do motor.

Este módulo tem por base um ficheiro de texto com os valores de binário e consumo específico para vários valores de rpm do motor, valores estes derivados das curvas características do motor.



RPM	Binário	Consumo específico
0000	0.500000000	298.0000000
1900	6.910675161	298.1218023
2000	6.863556921	300.8957878
2100	7.389336644	279.9363129
2200	7.324744540	283.5408613
2300	7.460076567	279.5125596
2400	7.460387957	280.6162131
2500	7.333859778	286.1383109
2600	7.689938356	273.3216367
2700	7.515650090	280.7670970
2800	7.460387957	283.9621734
2900	7.408937006	287.0571983
3000	7.261444279	293.5512381
3100	7.123467211	299.7289601
3200	7.161972439	298.5822308
3300	7.143886650	299.8040284
3400	7.109310877	301.4961896
3500	6.991449286	307.2928780
3600	6.96302876	309.02512900

Figura 3.1- Exemplo de um ficheiro. txt com os valores dos motores.

De seguida, por interpolação, obtêm-se os valores de binário e consumo específico para todas as velocidades de rotação do motor, guardando os valores.

A seguir converte o número de rotações por minuto do motor (rpm) em velocidade angular, utilizando a seguinte equação:

$$\omega = rpm \times 2 \times \pi / 60 \quad [rad/s] \quad (27)$$

O passo seguinte consiste na determinação da velocidade linear do veículo, tendo por base a equação

$$v = r \times \omega / r_t \quad [m/s] \quad (28)$$

O programa de seguida, conhecendo a velocidade do motor, vai identificar os valores de binário [Nm] e consumo específico [g/kW h], e calcula a potência instantânea e o consumo instantâneo:

$$Potencia\ instantânea = \tau * \omega \quad [W] \quad (29)$$

Com os valores de consumo específico, calcula posteriormente o consumo de combustível instantâneo do motor, expresso em Kg/m:

$$Consumo = \frac{\left(\frac{C_s}{3.6 \times 10^6} \times Potencia\ instantanea\right)}{v} \quad [Kg/m] \quad (30)$$

### 3.1.1 Diagrama das variáveis de entrada e saída do módulo *Car*

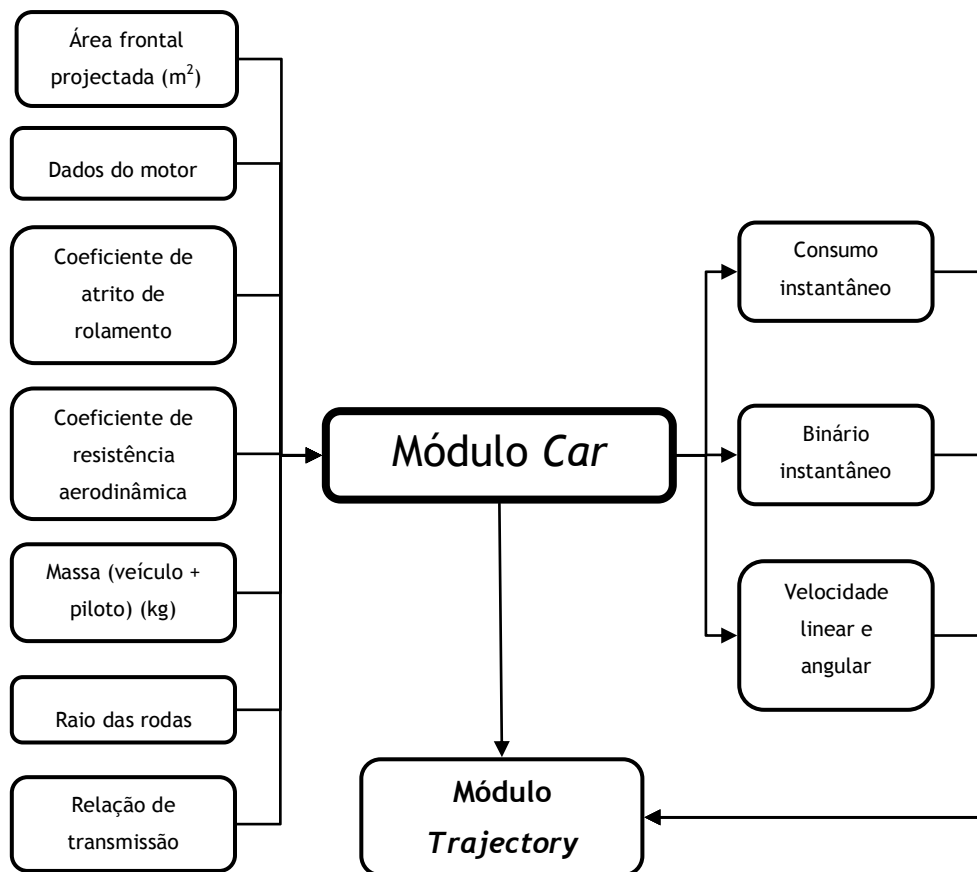


Figura 3.2- Diagrama das entradas e saídas do módulo *Car*.

## 3.2 O módulo *Track*

O módulo *Track* (pista) tem como objectivo obter os dados referentes à pista, como as coordenadas de cada ponto, as alturas dos seus desníveis e os seus declives.

Este módulo começa por ler um ficheiro referente à pista, que contém os dados referentes às coordenadas dos pontos onde existem desníveis. Para além destes dados, este ficheiro permite ainda obter o comprimento da pista.

Após ter obtido os dados do ficheiro, este calcula por interpolação para cada ponto da pista a sua altura, sendo definido no programa que os pontos estão distanciados entre si a uma distância de um metro.

Após a obtenção das várias alturas para cada ponto/metro da pista, este calcula a altitude relativa referente a cada ponto da pista da seguinte forma:

$$\textit{Altitude relativa} = \textit{Altura do ponto} - \textit{Altura mínima} \quad (31)$$

De seguida, este módulo calcula o ângulo de cada desnível da pista, através da seguinte equação:

$$\alpha = \arctan \frac{y1 - y0}{x1 - x0} \quad (32)$$

Onde:

y1 - altitude do desnível seguinte

Y0 - altitude do desnível anterior

X1 - distância do ponto onde inicia o desnível seguinte

X0 - distância do ponto onde acaba o desnível anterior

Desta forma, é possível ter um perfil da pista para cada ponto obtendo-se assim a informação necessária sobre a pista para o módulo *Trajectory*.

### 3.2.1 Diagrama de entradas e saídas do módulo *Track*

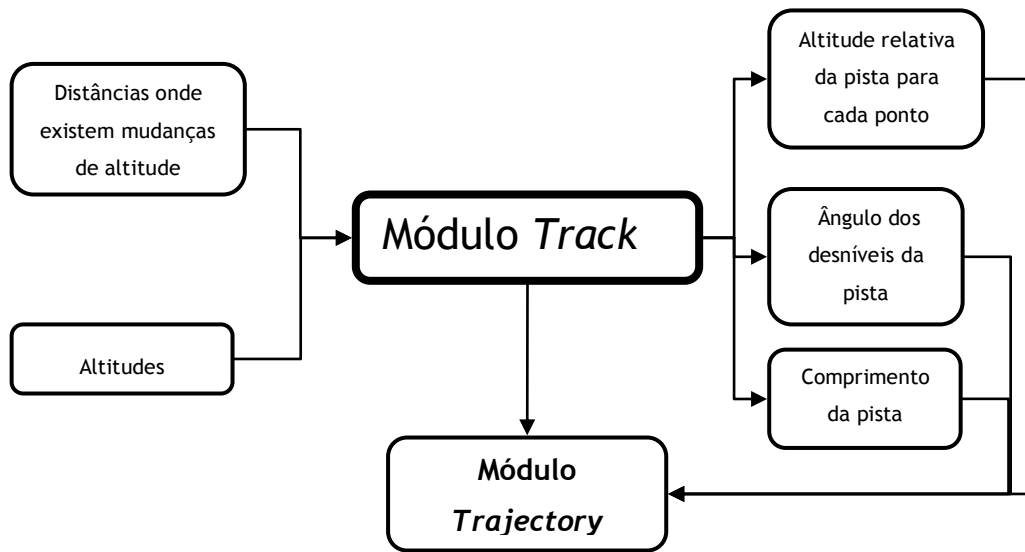


Figura 3.3- Diagrama das entradas e saídas do módulo *Track*.

### 3.3 O módulo *Trajectory*

Podemos considerar o módulo *Trajectory* como sendo o módulo principal do UBIANSim, pois é este módulo que realiza a simulação propriamente dita.

O módulo começa por definir qual das três opções para desligar e ligar o motor foi escolhida pelo utilizador: 1) através do *on/off* do motor, que se efectua através das velocidades máxima e mínima, em que o motor é desligado assim que atinge a velocidade máxima do veículo e liga assim que atingir a velocidade mínima, sendo as velocidades máximas e mínimas definidas pelo utilizador; 2) através de coordenadas da pista, onde o utilizador define alguns pontos da pista para qual quer ligar e desligar o moto; e, 3) através da junção das anteriores opções em que são definidos alguns pontos onde se pretende ligar e desligar o motor e definem-se as velocidades máxima e mínima. Nesta opção o motor desliga assim que atinge o ponto predefinido ou quando atinge a velocidade máxima e liga assim que atinge a velocidade mínima ou quando o ponto predefinido for atingido.

Para além das opções anteriormente mencionadas, o motor pode ainda desligar-se assim que a velocidade do motor for superior à velocidade máxima que está definida pelo valor máximo de rotações, que se encontra no ficheiro do motor e que é lido pelo módulo *Car*.

Após estar definido a opção de desligar e ligar o motor, inicia-se a simulação, sendo calculado para cada ponto/metro da pista os seguintes parâmetros: força gravítica; força de atrito; força aerodinâmica; força do motor nas rodas; e, aceleração.

O programa começa por calcular as forças exteriores que actuam no veículo: Força gravítica, Força de atrito e Força aerodinâmica sendo utilizadas as equações (23), (24) e (25), em que as restantes variáveis,  $m_v$  (peso combinado do veículo e do piloto),  $a$  (declive das inclinações da pista),  $C_r$  (coeficiente de atrito de rolamento),  $C_d$  (coeficiente de resistência aerodinâmica) e  $A_v$  (área frontal projectada), são obtidas pelo módulo *Car*.

Após o cálculo das três forças exteriores, procede-se à sua soma, obtendo-se a força resistente:

$$F_{ext} = F_r + F_a + F_g \text{ [N]} \quad [33]$$

De seguida, o programa verifica se o motor está ligado para calcular os restantes parâmetros e ir buscar ao módulo *Car* os valores do binário [N.m], potência [W] e consumo [kg/m]. Este começa por calcular a força do motor nas rodas utilizando a equação (26), em que o binário, a razão de transmissão e o raio da roda são obtidos do módulo *Car*.

Após o cálculo das forças que actuam no veículo, este calcula a força total pela aplicação da equação (22).

Sabendo a força total que actua no veículo e a sua massa, este obtém a aceleração do veículo através da aplicação da segunda lei de Newton:

$$a = \frac{F_T}{m_v} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (34)$$

Com o valor da aceleração, o módulo *Trajectory* calcula a velocidade final do veículo:

$$v_f = \sqrt{v_i^2 + 2 \times a \times 1} \quad (35)$$

No próximo ciclo de simulação, ou seja, no metro seguinte da pista, o programa começa por calcular o tempo que levou a percorrer a distância e acumula o tempo decorrido:

$$t = \frac{(v_f - v_i)}{a} \text{ [s]} \quad (36)$$

Sabendo o tempo que levou a percorrer uma determinada distância ( $x$ ), este de seguida calcula a velocidade média do veículo:

$$V_m = \frac{x}{t} \times \frac{3600}{1000} \text{ [km/h]} \quad (37)$$

Por fim, o módulo *Trajectory* multiplica o consumo instantâneo [kg/m], anteriormente calculado pelo módulo *Car*, pela densidade da gasolina ( $\rho_{gas}=0.75\text{kg/m}^3$ ) e de seguida soma este valor ao valor obtido anteriormente, obtendo assim o consumo acumulado.

Dado que as unidades dos valores obtidos não estão na mesma ordem de medida que as unidades utilizadas pela *Shell Eco Marathon*, efectua os seguintes cálculos de forma a obter o consumo nas unidades km/l:

$$Distancia\ especifica = x / (consumo / \rho_{gas}) [km/l] \quad (38)$$

Estes cálculos serão efectuados para cada ponto da pista até se atingir o comprimento total da mesma. Em cada ciclo da simulação os resultados são gravados num ficheiro.

### 3.3.1 Diagrama das variáveis de entrada e saída do módulo *Trajectory*

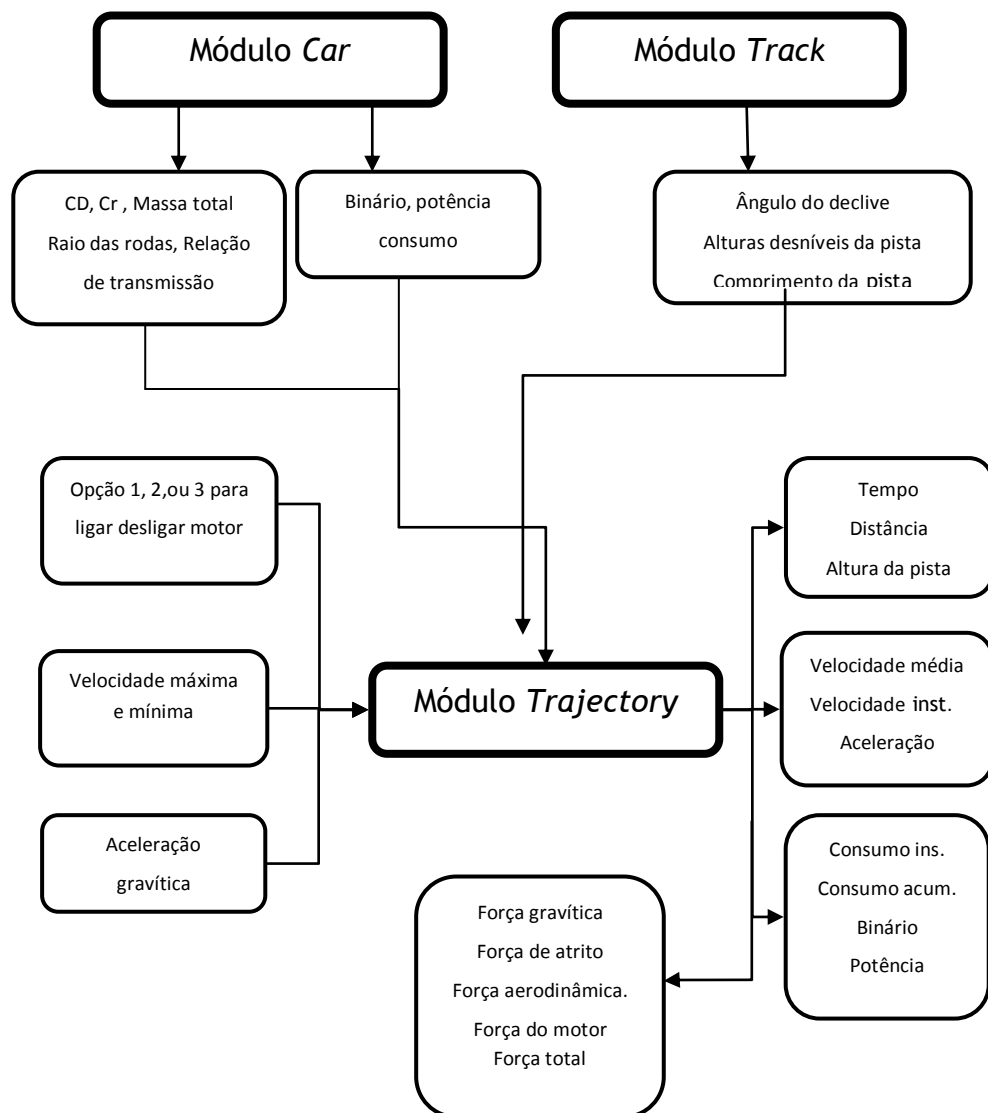


Figura 3.4- Diagrama das entradas e saídas do módulo *Trajectory*.

### 3.4 O módulo Eco\_auto e UBICAR

O módulo Eco\_auto contém todo o código para a parte gráfica do UBIANSim.

O grafismo do programa foi desenvolvido com o propósito de este se tornar num programa amigo do utilizador, sendo relativamente simples e intuitivo.

O módulo UBICAR é o módulo do programa que contém todas as acções referentes a cada elemento da parte gráfica, onde está definido o que cada elemento da parte gráfica irá fazer assim que solicitado. Este módulo tem a particularidade de ser o módulo que permite o arranque do programa.

A parte gráfica do UBIANSim é composta por três janelas distintas: janela principal UBIANSim; janela set-up gráficos vários ficheiros; e, janela set-up.

A janela principal UBIANSim, Figura 3.5, apresenta-nos vários botões, dando-nos acesso às janelas set-up e janela set-up gráfico vários ficheiros. Permite também iniciar a simulação, visualizar vários gráficos e aceder aos resultados:

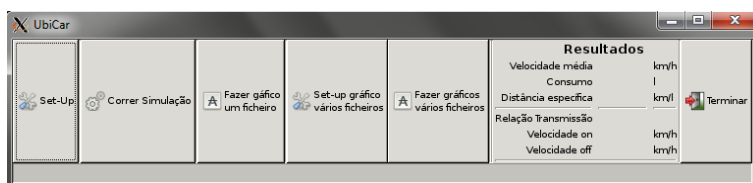


Figura 3.5 - Janela principal UBIANSim.

Após cada simulação, a janela principal apresenta os resultados do consumo acumulado, consumo [km/l], velocidade média [km/h], apresentando também a relação de transmissão que foi utilizada e as velocidades máximas e mínimas que foram definidas pelo utilizador.

A janela set-up, Figura 3.6, é a janela que permite ao utilizador definir os valores para os vários parâmetros: coeficiente de atrito de rolamento ( $C_r$ ), coeficiente de resistência aerodinâmica ( $C_d$ ), área frontal projectada ( $A_v$ ), massa total ( $M_v$ ), raio da roda, relação de transmissão, velocidades máxima e mínima.

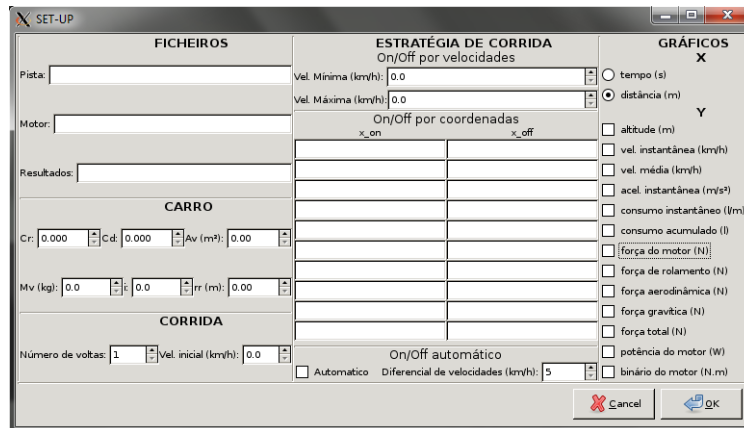


Figura 3.6 - Janela set-up.

Na janela set-up gráficos vários ficheiros, Figura 3.7, para além dos parâmetros, o utilizador ao optar por colocar as velocidades máxima e mínima ou/e identificar os pontos para o ligar/desligar do motor está a definir a forma como o programa vai gerir o ligar e desligar o motor ao longo da simulação. Nesta janela também é possível definir as variáveis que serão utilizadas na criação do gráfico.



Figura 3.7 - Janela do set-up gráficos vários ficheiros.



# Capítulo 4

## 4. A escolha do Motor

O motor é o elemento mais importante de um veículo, pois é o órgão que permite a sua tracção. Além da sua importância intrínseca de produzir movimento, torna-se fundamental que tenha um consumo de combustível reduzido, sendo um dos aspectos mais relevante nas provas *Shell Eco Marathon*.

Para a obtenção do motor mais apropriado para os veículos e objectivos de cada equipa, a sua escolha tem de ser efectuada de forma meticulosa para que este permita ao veículo ser o mais eficiente ao nível do consumo de combustível, de forma a alcançar um melhor resultado.

Na escolha do motor é necessário ter em conta vários critérios, nomeadamente a análise das suas curvas características de forma a que o motor escolhido esteja dentro dos valores de potência, binário e consumo específico pretendidos, para que o motor não fique subdimensionado nem sobredimensionado.

Um motor subdimensionado pode fazer com que haja vários problemas, desde este não ter binário suficiente para o veículo subir os desníveis da pista a uma velocidade aceitável, podendo resultar numa velocidade média abaixo dos 25 km/h, ou mesmo que se alcance a velocidade, o mesmo pode ocorrer pelo sobre-funcionamento do motor, colocando em risco a prova *Shell Eco Marathon* por não conseguir concluir a prova no tempo limite ou devido ao elevado consumo de combustível.

Para além das curvas características, é preciso ainda ter em conta qual o tipo de veículo utilizado e o peso total do veículo mais o piloto, a geometria e a relação de transmissão, etc.

Em relação à equipa UBICAR, esta tem vindo ao longo dos anos a utilizar uma pequena variedade de motores Honda Gx na gama dos 21 cm<sup>3</sup> aos 160 cm<sup>3</sup>, de forma a encontrar o mais apropriado para cada prova com o intuito de obter os melhores desempenhos.

Na tabela seguinte é possível observar as características dos motores utilizados nos últimos três anos. Estes motores têm a particularidade de serem carburados e de não terem sofrido nenhuma modificação.

Tabela 4.1 - Motores utilizados em 2009, 2010 e 2011 pela equipa UBICAR.

Ano	Carro	Peso [Kg]	Motor Honda Gx	Pista	Resultado [km/l]
2009	K9	160	160 cm <sup>3</sup>	Nogaro	146
2010	UBIAN10	104	35 cm <sup>3</sup>	Lausitz	147
2011	UBIAN11	115	120 cm <sup>3</sup>		164

Ao analisar os resultados, podemos verificar que se obtiveram resultados muito próximos, destacando-se os obtidos no corrente ano de 2011, em que houve um incremento no número de quilómetros conseguidos com apenas um litro de gasolina.

No entanto, os resultados obtidos com a utilização dos diferentes motores podem induzir-nos em erro ao considerar que o motor Honda Gx120 de entre os três motores tenha tido o melhor desempenho. Na verdade, não é possível comparar os três motores desta forma pois as condições deferiram de prova para prova, ou seja, as pistas, a geometria dos veículos, os pesos e as condições climatéricas foram diferentes.




Neste capítulo e de forma a concluir se a escolha pelo motor Honda Gx120 em detrimento dos motores Honda Gx35 e Gx160 foi a mais acertada, foram analisadas as curvas características correspondentes a cada motor e foram efectuadas diversas simulações para iguais condições.

Para a elaboração das curvas características de cada motor foi necessário obter os dados técnicos relativos a cada motor.

#### 4.1 Dados técnicos dos motores Honda Gx160, Gx35 e Gx120

Os dados técnicos de cada motor foram retirados dos manuais do fabricante e obtidos através de medições efectuadas sobre o motor Honda Gx120, visto ser este o último motor utilizado pela equipa UBICAR. Na tabela 4.2 e no Anexo I, estão apresentados alguns dos dados técnicos mais relevantes dos três motores.

Tabela 4.2 - Dados do fabricante relativamente aos motores Honda Gx35, 120 160.

Motores			
<b>Especificações principais</b>	 Gx35	 Gx120	 Gx160
<b>Tipo de motor</b>	4 Tempos, monocilindrico	4 Tempos, monocilindrico	4 Tempos, monocilindrico
<b>Diâmetro x Curso [mm]</b>	39 x 30	60 x 42	68 x 45
<b>Vol. Deslocado [cm<sup>3</sup>]</b>	35.8	118	163
<b>Potência [kW]</b>	1 (7000 rpm)	2.6 (3500rpm)	3.6 (3600rpm)
<b>Binário [Nm]</b>	1.6 (5500 rpm)	7.3 (2500rpm)	10 (2500 rpm)
<b>Taxa de compressão</b>	8:1	8.5:1	9:1
<b>Combustível</b>	95 Octanas	95 Octanas	95 Octanas
<b>Consumo l/h</b>	0.71 (7000 rpm)	1 (3600)	1.4 (3600)
<b>Peso</b>	3.3 kg	13 kg	15 kg

De modo a obter-se o maior número de dados relativos ao principal motor em estudo, o motor Honda Gx120, foi efectuada uma medição sobre a sua árvore de cames para obter os dados reais referentes aos tempos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, permitindo utilizar este dado de forma a obter a melhor estimativa das curvas características possível.

#### 4.1.1 Dados da árvore de cames

A árvore 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 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.

#### 4.1.1.1 Medição da árvore de cames do motor Honda Gx120

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 a 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 4.1- Árvore de cames de um motor Honda Gx120.

A medição iniciou-se pela válvula de escape, determinou-se o ponto da came que apresenta o valor do deslocamento mínimo, que é referente ao círculo base da came, e colocou-se o comparador a zero.

De seguida, rodou-se grau a grau o eixo do motor no sentido da rotação do motor até a válvula começar a abrir. Assim que a válvula começou a abrir, o comparador deixou de estar a zero e iniciou-se a medição propriamente dita. Assim, para cada grau rodado foi anotado o grau e valor do deslocamento da válvula e assim sucessivamente até a válvula fechar completamente e o comparador voltar a indicar zero.

Durante a medição, para além de verificar o deslocamento da válvula também foi tido em atenção o posicionamento do pistão, anotando-se quando este atingiu o PMS, de forma a ter um ponto de referência para a posterior elaboração do gráfico e diagrama de distribuição.

O mesmo foi efectuado para a válvula de admissão.

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



Figura 4.2 - Fotografias da montagem e da medição do deslocamento das válvulas.

#### 4.1.1.2 Deslocamento das válvulas e diagramas de distribuição das válvulas

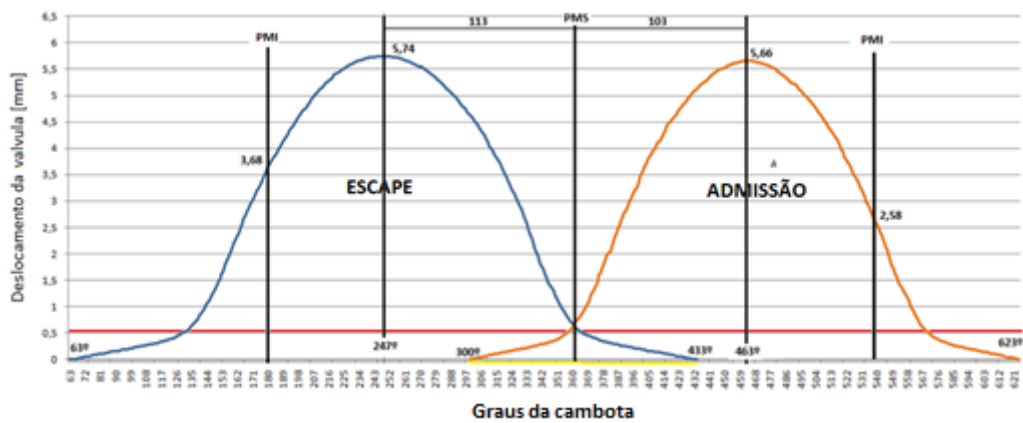


Gráfico 4.1-Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento das válvulas do motor.

Ao analisar o gráfico, é possível verificar que a válvula de escape inicia a sua abertura aos 63°, após o PMS, atingindo o valor máximo de abertura/deslocamento de 5.74 mm aos 247° e fecha completamente aos 433°, tendo uma duração de 370°.

A válvula de admissão, por sua vez, inicia a sua abertura aos 300°, sendo a sua abertura máxima de 5.66 mm aos 463° e fecha aos 623°, tendo uma duração de 323°, sendo inferior à duração da válvula de escape, como seria de prever.

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 133°.

Tendo em conta que a cambota roda duas vezes mais rápido que a árvore de cames, cada grau da árvore de cames corresponde a dois graus da cambota, pelo que através do gráfico podemos obter o desfasamento entre as cames. Sabendo que os valores dos deslocamentos máximos equivalem aos topos de cada came, podemos concluir que as cames na árvore de cames estão desfasadas 108° ( $216^\circ/2$ ).

Ao elaborar o diagrama, foi tido em conta a duração publicitada (*advertised duration*) que é a duração indicada pelos fabricantes. Esta duração não é totalmente “real” pois excluem os valores iniciais de abertura 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 dos motores em estudo, devido a estes terem um deslocamento/abertura das válvulas relativamente pequeno, o fabricante utiliza para a gama dos motores Gx35, Gx120 e Gx160 o limite da *duração publicitada* de 0.5 mm (0.02 polegadas).

De forma a ser coerente com o fabricante, foram utilizados os mesmos valores do limite da *duração publicitada*.

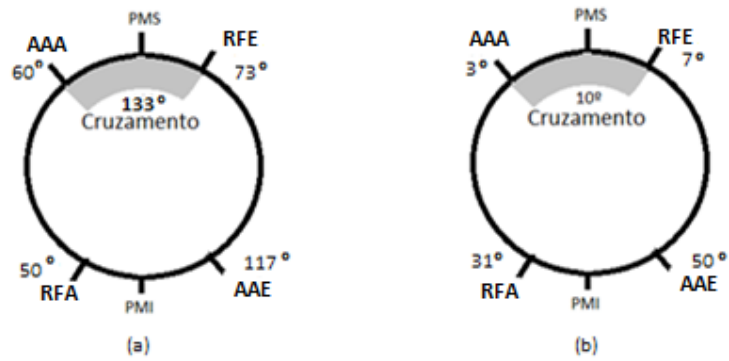


Figura 4.3 - Diagrama de distribuição do motor Honda Gx120: a) Medição de 0-0mm de abertura das válvulas; b) medição de 0.5-0.5mm de abertura das válvulas.

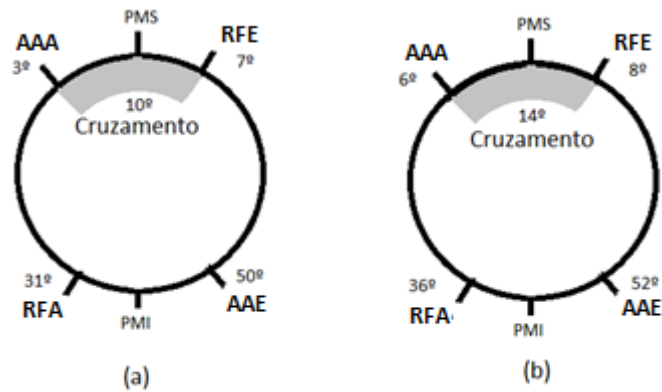


Figura 4.4 - Diagramas de distribuição do motor Honda Gx120: a) Medido, b) Fornecido pelo fabricante.

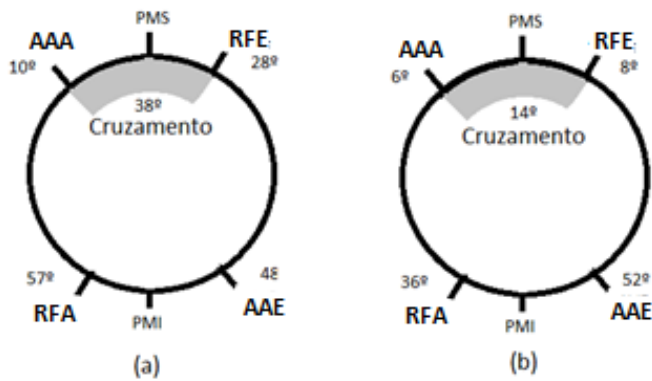


Figura 4.5 - Diagramas de distribuição dos motores Honda: a) Gx35; b) Gx160.

Através da análise do diagrama de distribuição do motor Honda Gx120 medido, Figura 4.4.a, e tendo como comparação os valores fornecidos pelo fabricante para o mesmo motor, Figura 4.4.b, foi possível constatar que os valores medidos são muito próximos aos do fabricante. No entanto, os valores que serão utilizados serão os valores obtidos na medição.

Ao analisar o diagrama de distribuição da Figura 4.4.a podemos afirmar que a duração da admissão é mais curta que a de escape, apresentando os valores de 214° e 237°,

respectivamente. Esta diferença justifica-se pela necessidade de facilitar o escoamento dos gases queimados para fora do cilindro, pois a válvula mantém-se por mais tempo aberta. Outro factor que facilita o escoamento dos gases queimados em regimes mais elevados de velocidade de rotação do motor é o cruzamento, em que ambas as válvulas se encontram abertas, permitindo a coluna de gases novos empurrar os gases queimados para o exterior. O cruzamento neste caso é de 10°.

Foi também possível constatar das Figuras 4.4.a e 4.5.b que ambos os motores Gx120 e Gx160 apresentam o mesmo diagrama de distribuição, indicando que as árvores de cames dos dois motores são idênticas ou muito similares, pois o seu funcionamento é idêntico.

O motor Honda Gx35 apresenta um diagrama de distribuição bastante diferente dos outros dois motores, devido a este trabalhar numa gama de velocidades de rotação do motor mais ampla que os restantes motores, chegando a atingir as 8000 rpm. As durações de admissão, de escape e de cruzamento são maiores, para que o motor consiga “respirar”, mesmo em velocidades de rotação do motor tão elevadas.

## 4.2 Curvas características

Na escolha de um motor, um dos aspectos principais a ter em consideração 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.

As curvas características, além de permitirem às equipas escolherem os seus motores de acordo com as potências, binário e consumo específico que mais se adequam ao pretendido, permitem também estimar um intervalo de velocidades para o qual o motor funciona o máximo de tempo possível, dentro dos valores de binário e consumo óptimos.

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

De seguida, serão apresentadas as curvas características dos motores Honda Gx35, Gx120 e Gx160. Para a elaboração das curvas foram efectuados cálculos e simulações com base nos dados da Tabela 4.2. 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 manual do fabricante para o intervalo de velocidades (rpm) de operação aconselhado pelo fabricante. Os resultados dos cálculos e simulações encontram-se com mais pormenor no Anexo III.

#### 4.2.1 Motor Honda Gx35

O motor Gx35 foi utilizado pela equipa UBICAR para equipar o carro UBIAN10 em 2010.



Figura 4.6 - Motor Honda Gx35.

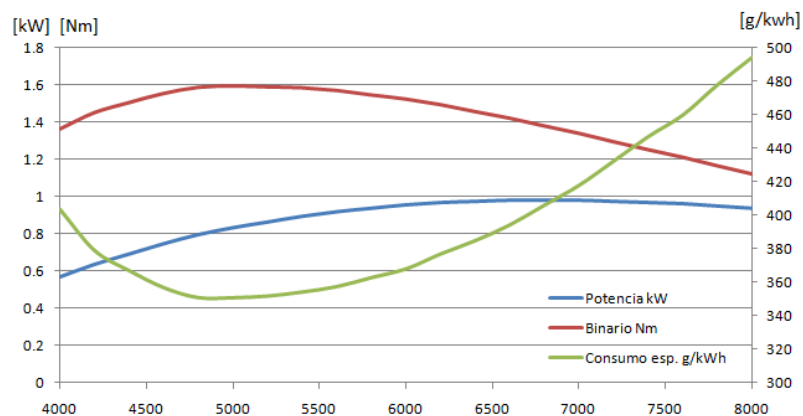


Gráfico 4.2 - Curvas características do motor Gx35.

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 1Kw (0.7355Cv) às 7000 rpm, (Engines, 2009).

Das curvas obtidas, Gráfico 4.2, constata-se que o motor Honda Gx35 atinge o seu binário máximo às 5000 rpm, alcançando os 1.6 Nm e diferindo assim dos dados do fabricante que

indica que o binário máximo acontece aos 5500 rpm. O binário máximo verifica-se aos 5000 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 559.9 kPa e um rendimento térmico máximo de 28.3%. 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 4600 e os 5000 rpm, estando os 8000 rpm atingidos pelo motor Gx35 muito acima do regime óptimo, como podemos observar no Gráfico 4.2.

É ainda possível observar que o valor mínimo de consumo específico é de 435.5 g/kWh e encontra-se muito acima dos valores considerados óptimos que se encontram entre os 250-270 g/kWh (Pulkrabek, 2003).

#### **4.2.1 Motor Honda Gx120**

O Motor Honda Gx120 foi o motor que equipou o UBIAN11 e apresenta as seguintes curvas características, Gráfico 4.3.



Figura 4.7 - Motor Honda Gx120.

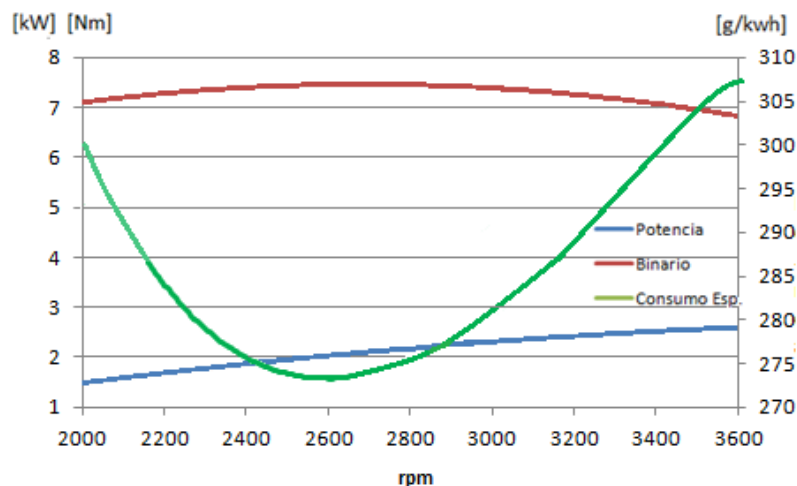


Gráfico 4.3 - Curvas características do motor Gx120.

Das curvas do gráfico anterior, é possível constatar que o binário máximo ocorre a uma velocidade de rotação do motor de 2600 rpm e o seu valor é de 7.69 Nm, estando um pouco acima do valor estipulado pelo fabricante (7.3 Nm aos 2500rpm). O binário máximo é produzido pelo motor devido ao PME atingir o seu valor máximo de 814 kPa e devido à eficiência da transformação de calor em trabalho ser máxima, ou seja, devido ao rendimento térmico ser máximo, apresentando um valor de 36%. Valor este considerado como “bom”, pois encontra-se acima dos valores comuns para os motores a gasolina, 20 a 30%, (Heywood, 1988).

Devido ao rendimento térmico do motor ser inversamente proporcional ao consumo de combustível, o motor para esta velocidade de rotação apresenta o seu consumo de combustível mínimo, 273.3 g/kWh, próximo dos valores considerados como ótimos (250-270 g/kWh).

Podemos assim concluir, que o regime óptimo de velocidades de rotação para o funcionamento deste motor situa-se num intervalo de valores próximo das 2600 rpm.

#### 4.2.2 Motor Honda Gx160

O motor Honda Gx160 foi o escolhido pela equipa UBICAR em 2009 para equipar o carro k9.



Figura 4.8- Motor Honda Gx160.

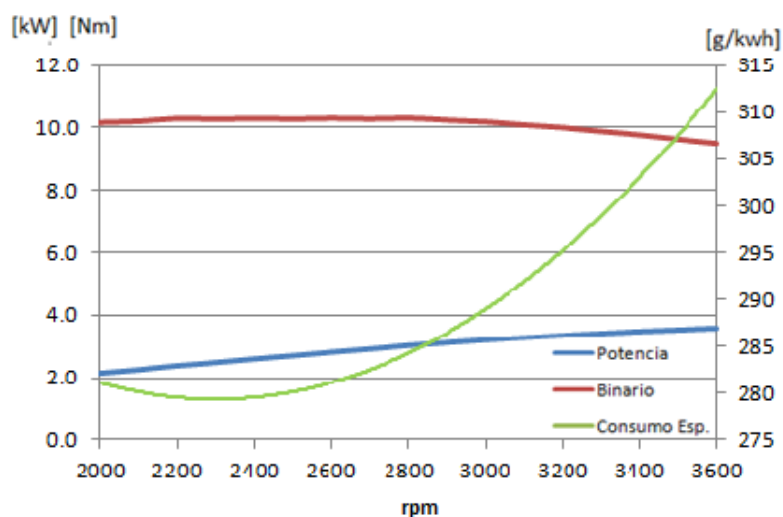


Gráfico 4.4- Curvas características do motor Gx160.

No Gráfico 4.4 é possível observar que o motor Gx160 atinge o seu binário máximo de 10.3 Nm às 2500 rpm. Por sua vez, o consumo específico mínimo não se verifica a estas rotações. O consumo específico tem o seu valor mínimo às 2100 rpm, devido a ser a esta velocidade de rotação que o motor atinge o seu rendimento térmico máximo, de aproximadamente 36%.

De seguida, de forma a concluir se a escolha pelo motor Honda Gx120 em detrimento dos motores Honda Gx35 e Gx160 foi a mais acertada, foram efectuadas diversas simulações que serão apresentadas de seguida.

### 4.3 Simulação com o programa UBIANSim - determinação do motor com melhor desempenho

De forma a determinar qual o motor que permitiria ao veículo UBIAN11 obter o melhor desempenho possível na prova, foram feitas diversas simulações utilizando o programa UBIANSim.

Para conseguir efectuar uma comparação entre os três motores, as simulações foram efectuadas para iguais condições, ou seja, estas foram feitas para a mesma pista, para o mesmo veículo (UBIAN11) e para velocidades limites idênticas.

Os valores utilizados para os diferentes parâmetros constam na tabela seguinte:

Tabela 4.3 - Valores dos parâmetros utilizados nas simulações.

Motor	Pista	Voltas	Peso combinado veículo + motor + piloto [kg]	Cr	Cd	Área [m <sup>2</sup> ]	Rel. de Transm.	Raio da roda [m]	V <sub>min</sub> [km/h ]	V <sub>max</sub> [km/ h]
Gx35*	Lausitz	1	102+65+3.5=170.5	0.015	0.46	1	10*	0.275	20	35
Gx35	Lausitz	1	102+65+3.5	0.015	0.46	1	16	0.275	20	35
Gx120	Lausitz	1	102+65+13=180	0.015	0.46	1	10	0.275	20	35
Gx160	Lausitz	1	102+65+15=182	0.015	0.46	1	10	0.275	20	35

Dos valores utilizados, é necessário destacar os valores do coeficiente de atrito e os valores do coeficiente de resistência aerodinâmica. Para o coeficiente de atrito foi utilizado o valor típico de 0.015 para um automóvel em andamento sobre asfalto. Este foi utilizado devido à inexistência deste dado relativamente ao UBIAN11. No caso do coeficiente de resistência aerodinâmica, o valor  $C_d=0.46$  foi cedido pelo Eng.º Nelson Mendes, tendo o mesmo sido obtido experimentalmente e por simulação no âmbito da sua dissertação. Este valor foi obtido para a carroçaria do veículo k9, que serviu de base para o UBIAN11, para uma velocidade de 25 km/h. Logo, o valor  $C_d$  utilizado não tem em consideração as modificações efectuadas na carroçaria de forma a melhorar a sua aerodinâmica. Assim sendo, o  $C_d$  é um valor próximo mas superior ao valor real. Para além disto, este foi considerado como constante ao longo da simulação, o que na realidade não se verifica pois este varia com a velocidade do veículo.

### 4.3.1 Resultados

Das simulações realizadas com o UBIANSim aos três motores para uma volta à pista Lausitz Eurospeedway foram obtidos valores para cada ponto/metro da pista, obtendo-se assim 3173 valores para cada parâmetro de cada motor.

Os resultados obtidos foram nomeadamente o binário, a potência, o consumo instantâneo, o consumo acumulado, o consumo por km/l, a distância, a velocidade instantânea, a velocidade média, a aceleração, a força gravítica, a força de resistência aerodinâmica, a força de atrito de rolamento, a força mecânica e a força total.

Para a comparação dos motores Honda Gx35, Gx120 e Gx160 foram apenas analisados os Gráficos 4.5 e 4.6, que contêm as curvas de binário e consumo específico, respectivamente. Os restantes gráficos encontram-se no Anexo IV.

Tabela 4.4 - Principais resultados obtidos nas simulações dos motores Honda Gx35, Gx120, Gx160.

Motor	Velocidade média [km/h]	Binário Max. [N.m]	Consumo acumulado [ml]	Consumo específico Max. [g/kWh]	Distância específica [Km/l]
<b>Gx35</b>	25.5	1.60	22.85	501.45	138.85
<b>Gx120</b>	26.9	7.69	14.83	303.48	213.96
<b>Gx160</b>	27.2	10.31	14.84	304.78	213.79

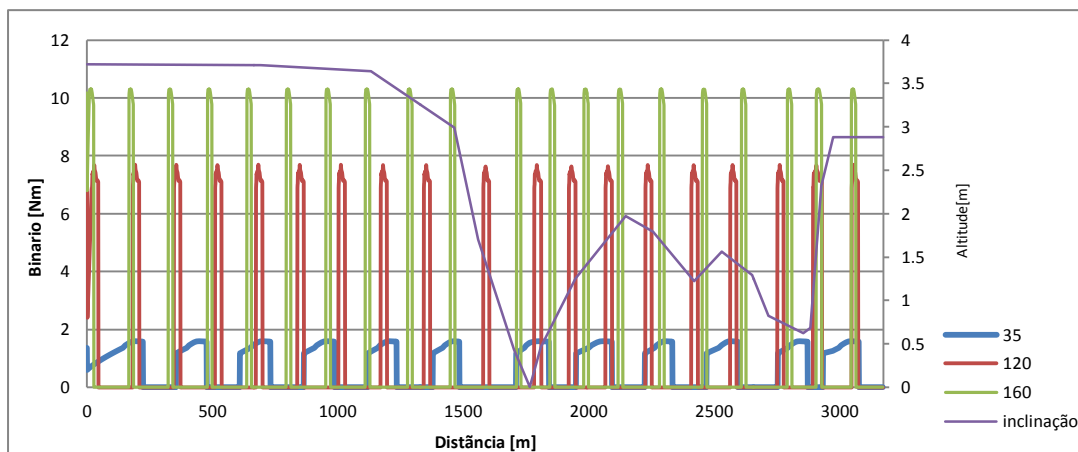


Gráfico 4.5 - Curvas de binário dos diferentes motores, ao longo da pista de Lausitz.

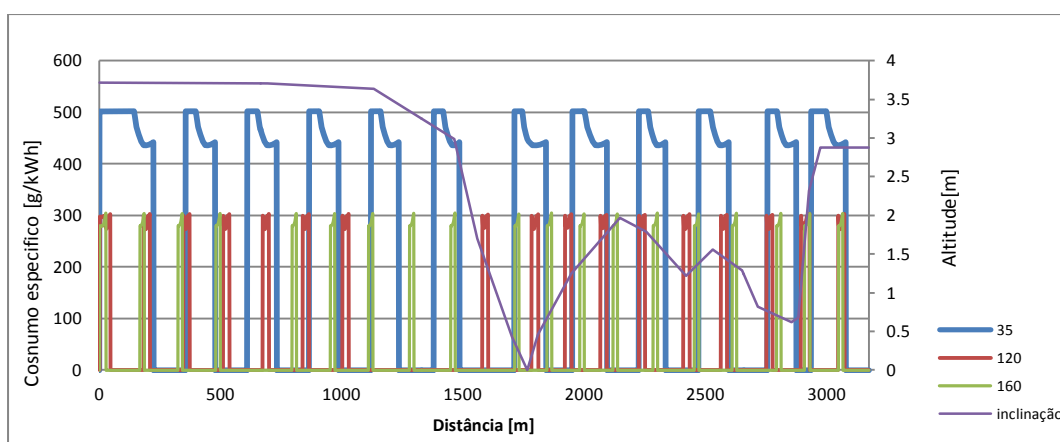


Gráfico 4.6- Curvas de consumo específico dos diferentes motores, ao longo da pista de Lausitz.

O Gráfico 4.5 representa a variação do binário de cada motor para cada metro da pista. No gráfico foi representada também a curva da inclinação da pista, de forma a verificar o efeito que esta tem nos valores do binário.

Através da análise do gráfico, é possível observar que o binário apresenta zonas onde o valor é nulo, ou seja, o motor encontra-se desligado. Isto ocorre devido à estratégia de desligar o motor assim que o veículo atinge a velocidade máxima de 35 km/h e voltar a ligá-lo somente quando este fique abaixo dos 20 km/h, de forma a que a velocidade média esteja acima dos 25 km/h.

Para além das evidentes diferenças entre os binários máximos de cada motor, é possível verificar que os motores ficam ligados em pontos diferentes da pista e por distâncias também diferentes.

Ao analisar a curva do motor Honda Gx35, foi possível constatar que o motor é mantido ligado por mais tempo que os restantes motores, devido ao facto deste levar em média 225 m para atingir a velocidade máxima, para poder desligar o motor. Esta distância em que o motor se

manteve ligado deve-se ao seu binário máximo ser substancialmente menor que a dos restantes motores.

Através da análise do Gráfico 4.6 e da Tabela 4.4 podemos concluir que o motor Gx35 é dos três motores o que apresenta o maior consumo específico, atingindo o valor máximo de 501.45 g/kWh, enquanto que o motor Gx120 é o que apresenta o menor consumo específico, atingindo o valor máximo de 303.48, tendo ficado ligeiramente abaixo do motor Gx160.

Ao analisar as distâncias específicas, é ainda possível concluir que para a pista de Lausitz o motor mais adequado para equipar o UBIAN11 é o motor Honda Gx120 por apresentar uma distância específica maior que os restantes motores, permitindo ao UBIAN11 alcançar 213.96 km com apenas um litro de gasolina, sendo desta forma o motor mais económico em termos de consumo de combustível. No entanto, é necessário salientar que o motor Gx160 obteve um resultado muito próximo do que foi alcançado pelo motor Gx120.

Após ter concluído que o motor Gx120 é o mais adequado para equipar o UBIAN11 para a pista de Lausitz, pretende-se demonstrar a influência que cada parâmetro tem no consumo de combustível do motor Gx120, através de simulações com o programa UBIANSim.



## Capítulo 5

### 5. Influência dos vários parâmetros no desempenho do veículo

Os parâmetros relação de transmissão, peso, coeficiente de atrito de rolamento, coeficiente de aerodinâmica e desníveis da pista influenciam o desempenho do veículo, 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 UBIANSim, tendo sido realizadas várias simulações. 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 demonstrados de seguida.

#### 5.1 Influência da relação de transmissão

A relação de transmissão é um factor determinante no desempenho do veículo, pois é através da desmultiplicação da rotação do motor que é possível para a gama de velocidades do veículo pretendida manter o regime de velocidades do motor em que terá o seu melhor desempenho, em termos de binário e consumo de combustível.

A desmultiplicação da rotação do motor permite obter para o mesmo número de rotações do motor uma velocidade do veículo maior ou menor, dependendo da relação utilizada.

Na escolha de uma relação de transmissão óptima é necessário ter em consideração a velocidade desejada para o veículo e saber o regime em que o motor apresenta o seu funcionamento óptimo, onde o binário atinge o seu máximo e por conseguinte o consumo atinge o seu mínimo. Sabendo a velocidade e o melhor regime de funcionamento do motor, podemos definir uma desmultiplicação que permita que o motor esteja o máximo de tempo em funcionamento neste regime, fazendo com que o motor seja mais económico e apresentando assim um consumo de combustível mais reduzido.

O UBIAN11 apresentou durante a prova uma relação de transmissão de 10:1. De forma a confirmar se esta foi a melhor relação de transmissão, foram feitas quatro simulações para as seguintes relações de transmissão: 6:1; 8:1; 10:1; e, 11:1. Os resultados obtidos podem ser observados na Tabela 5.1 e nos Gráficos 5.1 e 5.2, e em mais pormenor no Anexo IV.

Tabela 5.1 - Resultados das simulações para diversas relações de transmissão.

Relação de Transmissão	Consumo acumulado [ml]	Binário Máximo [Nm]	Velocidade média [km/h]	Distância específica [km/l]
6:1	15.06	7.188	25.24	210.63
8:1	14.70	7.690	26.64	215.90
10:1	14.83	7.686	26.87	213.96
11:1	18.61	7.651	33.07	170.48

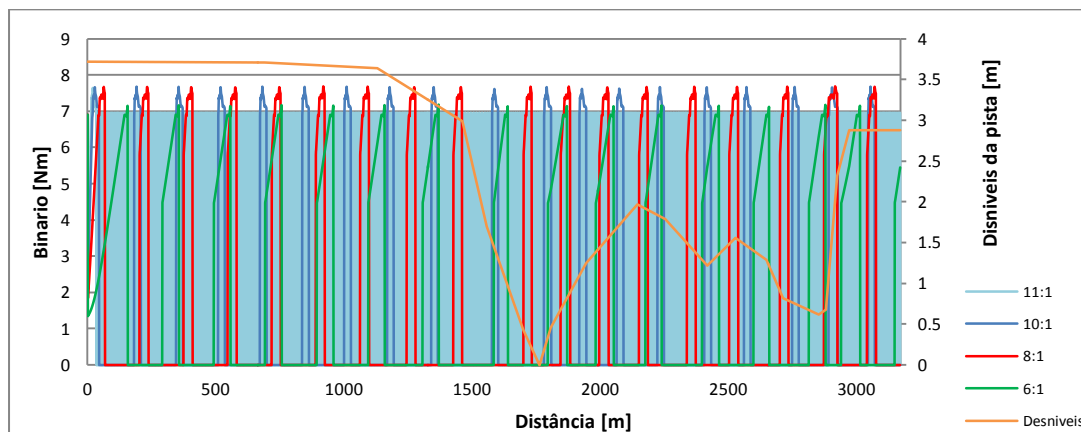


Gráfico 5.1 - Curvas de binário do motor Honda Gx120 para diversas relações de transmissão ao longo da pista de Lausitz.

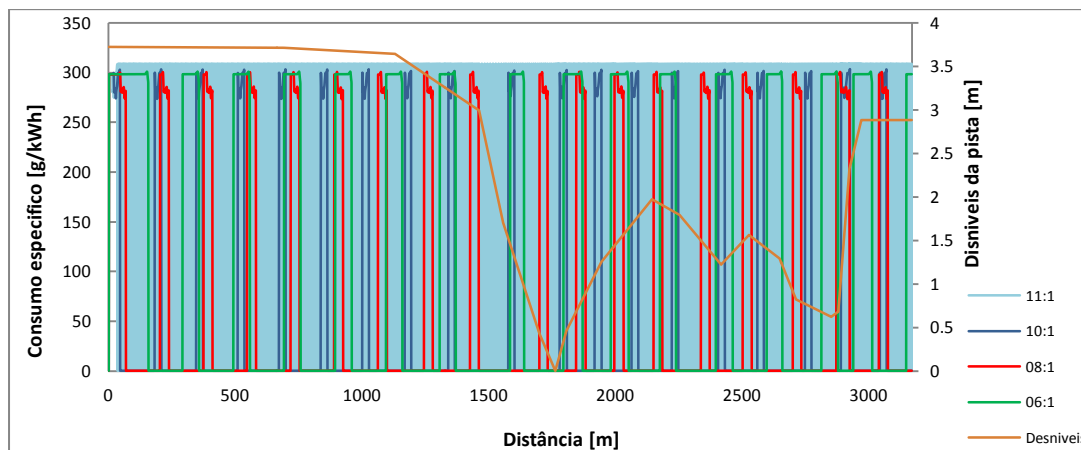


Gráfico 5.2 - Curvas do consumo específico do motor Honda Gx120 para diversas relações de transmissão ao longo da pista de Lausitz.

Através da análise dos Gráficos 5.1 e 5.2 é possível verificar que a relação de transmissão 11:1 apresenta uma curva de binário muito diferente das restantes, derivado do facto de o motor Honda Gx120 atingir a sua velocidade de rotação máxima (3600 rpm) muito rapidamente, fazendo com que o motor esteja constantemente a ligar e a desligar, provocando um maior consumo de combustível, com podemos observar na Tabela 5.1. Por conseguinte, além de um maior consumo, o UBIAN11 obteria a menor distância específica de

entre as quatro relações, obtendo o valor de 170 km/l. Desta forma, podemos concluir que a relação de transmissão 11:1 não é aconselhada para equipar o UBIAN11.

A relação de transmissão 6:1, por sua vez, como é a menor relação de transmissão, permite ao UBIAN11 atingir velocidades superiores, proporcionando que este atinja mais rapidamente a velocidade máxima de 35km/h. Desta forma, o piloto desliga o motor ainda antes de este atingir o seu binário máximo, o que faz com que este esteja a trabalhar sempre aquém do seu regime óptimo, resultando num maior consumo de combustível comparativamente com o obtido com a relação de 10:1 que equipou o UBIAN11.

Da análise da Tabela 5.1 foi ainda possível constatar que a relação de transmissão que permite ao UBIAN11 (equipado como o motor Honda Gx120) alcançar o melhor desempenho, de acordo com a estratégia da equipa, é a relação de transmissão 8:1, seguida da relação 10:1.

A relação de transmissão 8:1 permite que o UBIAN11, com a estratégia de ligar e desligar o motor quando atingidos os 20 km/h e os 35 km/h, consiga ter uma velocidade média ligeiramente acima dos 25 km/h, permitindo uma pequena margem de segurança e garantindo a validação da prova.

Esta relação de transmissão permite que, para a estratégia de velocidades definida pela equipa UBIAN11, o motor funcione o maior tempo possível no seu regime de velocidades de rotação do motor óptimo (próximo das 2600 rpm), o que permite ao motor atingir o seu binário máximo de 7.690 Nm, o que não foi possível alcançar com as restantes relações.

O motor ao manter-se o maior tempo possível num regime próximo dos 2600 rpm, permite ter um melhor desempenho devido ao facto de o motor neste regime apresentar o seu rendimento térmico máximo, fazendo com que o consumo de combustível seja menor.

Se a relação de transmissão escolhida para o UBIAN11 tivesse sido a relação de 8:1 em detrimento da 10:1, este obteria um economia de consumo de combustível de aproximadamente 1%.

## 5.2 Influência do peso

Em provas como a *Shell Eco Marathon*, em que se pretende obter o menor consumo de combustível, o peso tem uma elevada importância, levando as equipas durante a fase de projecto a optimizarem o veículo através da utilização de materiais como o alumínio e a fibra de carbono, de forma a que o peso do veículo seja o mais reduzido possível.

O UBIAN11 em conjunto com o seu piloto apresentou um peso combinado de 180Kg, estando acima da meta para o peso que tinha sido estipulada no início do seu projecto.

De forma a conhecer a influência do peso no desempenho do veículo, foram realizadas quatro simulações no UBIANSim para diferentes valores do peso total do veículo (peso do veículo mais o peso do piloto), mantendo-se as restantes variáveis constantes. Os resultados do consumo de combustível, força gravítica, força de atrito de rolamento e força total para cada simulação estão representados na tabela e nos gráficos seguintes.

Tabela 5.2 - Resultados das simulações sobre a influência do peso no desempenho do motor Honda Gx120.

Peso [kg]	Aceleração Máx.	Força Total Max.	Força motor Max.	Força Atrito Max.	Força Gravítica Max	Distância Específica [km/l]
160	1.215	194.373	227.842	23.544	58.463	232
170	1.146	194.805	227.784	25.016	62.117	220
180	1.059	190.612	227.845	26.487	65.771	216
190	1.065	202.286	227.813	27.959	69.424	205

Da análise da tabela anterior, é possível constatar que com a redução do peso o consumo de combustível decresce, permitindo percorrer mais quilómetros com apenas um litro de gasolina.

Se o peso do UBIAN11 fosse reduzido 20 kg, passando o peso combinado do veículo com o piloto a ser de 160 kg, pelos resultados obtidos seria possível uma economia de combustível de 9.5%, representando um decréscimo de 0.8% em combustível por cada quilograma retirado.

A diminuição no consumo de combustível justifica-se pelo facto de o peso influenciar directamente a força de atrito de rolamento e a força gravítica, como podemos verificar pelas equações (24) e (25). O peso ao diminuir, faz com que ambas as forças gravítica e de atrito de rolamento diminuam, como é possível observar nos Gráficos 5.3 e 5.4.

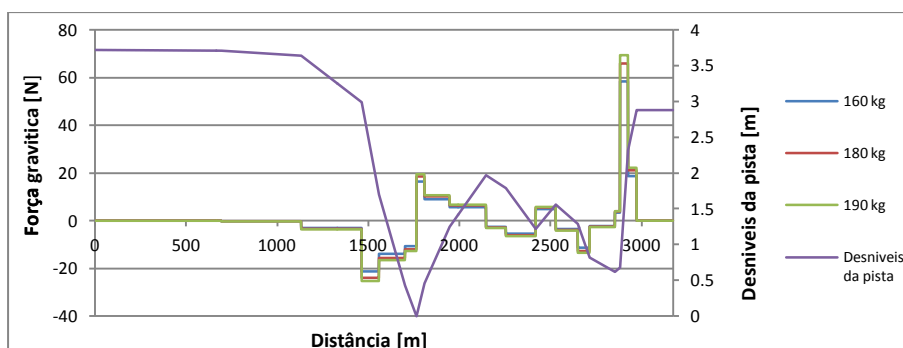


Gráfico 5.3 - Curvas da força gravítica que actua sobre o UBIAN11 para diferentes pesos, ao longo da pista.

Através do gráfico anterior, podemos afirmar que a força gravítica além de ser influenciada pelo peso combinado é também influenciada pela inclinação da pista, aumentando quando a inclinação da pista é positiva (subida) e diminuindo quando esta é negativa (descida). O aumento ou a diminuição da força gravítica depende do ângulo da inclinação, como é possível constatar pela equação (25)] onde o seno ( $\alpha$ ) é a parcela da equação que expressa a inclinação da pista/estrada.

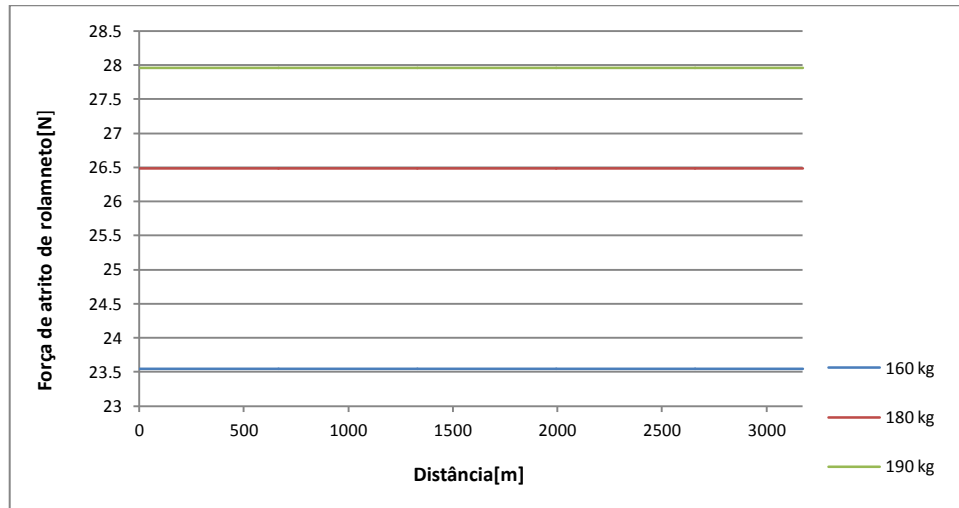


Gráfico 5.4 - Influência do peso no Cr, ao longo da pista.

Como ambas as forças se apresentam como sendo forças resistentes ao movimento do veículo, a sua diminuição faz com que a força total aumente, como se pode verificar pela equação 22.

Da análise da Tabela 5.2, podemos ainda concluir que a força do motor mantém-se praticamente inalterada para os diferentes pesos, devido ao motor não ter sido alterado.

Com o aumento da força total, a aceleração do veículo, pela segunda lei de Newton, Equação (38), aumenta, permitindo ao veículo atingir mais rapidamente a velocidade máxima, que neste caso foi de 35 km/h, permitindo assim desligar mais rapidamente o motor, como é possível observar no Gráfico 5.5.

$$F_T = m \times a \Rightarrow a = \frac{F_T}{m} \quad (38)$$

Como as forças resistivas são menores, o veículo (com o motor desligado) tem menos oposição ao movimento, o que o permite rolar por mais tempo até atingir a velocidade de 20 km/h, à qual se liga o motor.

Devido ao motor desligar mais rapidamente e por este se manter por mais tempo desligado, o consumo de combustível é mais baixo.

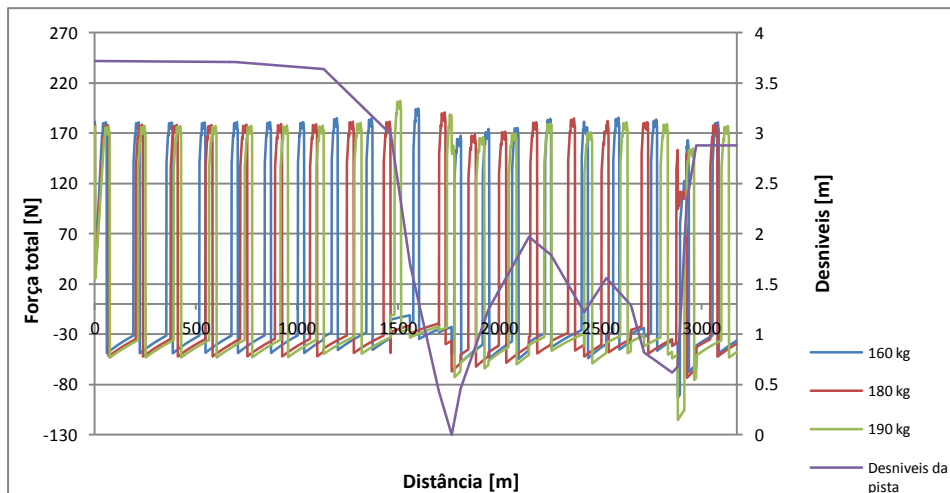


Gráfico 5.5 - Influência do peso nas curvas da força total, ao longo da pista.

### 5.3 Influência do coeficiente de resistência aerodinâmica

O coeficiente de resistência aerodinâmica ( $C_d$ ), como foi referido no Capítulo 2, quantifica a resistência que um objecto sofre num meio fluido como o ar. Este é medido para uma dada superfície projectada do objecto, sendo depois utilizado no cálculo da força aerodinâmica pela equação (23), permitindo assim avaliar a força resistente devido à aerodinâmica do objecto.

Para avaliar a influência do coeficiente de resistência aerodinâmica no desempenho do motor, mais precisamente no consumo de combustível, foram feitas cinco simulações, em que apenas o parâmetro do coeficiente de resistência aerodinâmica varia e os restantes parâmetros mantêm-se constantes. É necessário referir que nos ensaios foram utilizados valores de  $C_d$  que não variam ao longo do ensaio, o que difere da realidade pois estes variam com a velocidade.

Com os resultados obtidos das simulações foi possível elaborar a seguinte tabela:

Tabela 5.3- Resultados das simulações para vários valores de  $C_d$ .

$C_d$	Aceleração Max.	Força total Máx [N]	Força Motor Máx. [N]	Força Aerodinâmica Max. [N]	Consumo Acumulado [ml]	Distância Específica [km/l]
0.40	1.140	205.168	227.789	22.384	14.283	222.150
0.41	1.137	204.649	227.839	22.972	14.397	220.387
0.42	1.131	203.589	227.845	23.516	14.380	220.513
0.45	1.129	203.195	227.846	25.193	14.677	216.187
0.46	1.059	190.612	227.845	25.706	14.697	215.895

Foi possível apreender dos resultados obtidos, que se fosse possível alterar a aerodinâmica do UBIAN11, para que este sofresse uma menor resistência aerodinâmica apresentando assim um  $C_d$  menor que os 0.46 que actualmente apresenta, este iria obter melhores consumos. Por exemplo se o  $C_d$  passasse dos 0.46 actuais para os 0.40, este teria uma economia de combustível de 2.97%.

A diminuição do consumo com a diminuição do  $C_d$  deve-se à diminuição da força aerodinâmica, que se apresenta como sendo uma das forças resistentes ao movimento do veículo, que como já foi referido contribui para a força total e a aceleração do veículo sejam maiores, fazendo com que o veículo com um  $C_d$  mais baixo consiga atingir mais rapidamente a velocidade máxima, permitindo assim desligar o motor mais rapidamente e por um período de tempo maior.

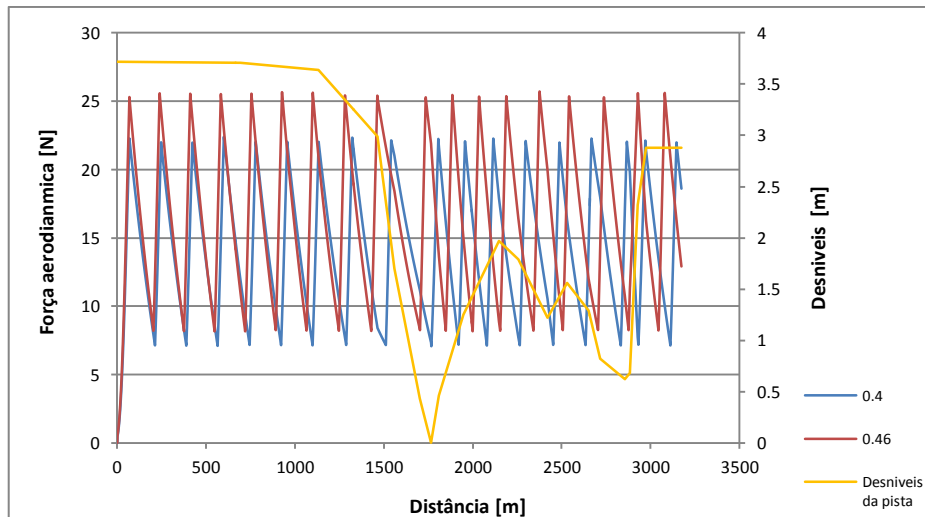


Gráfico 5.6-Curva da força aerodinâmica para diferentes valores de  $C_d$ .

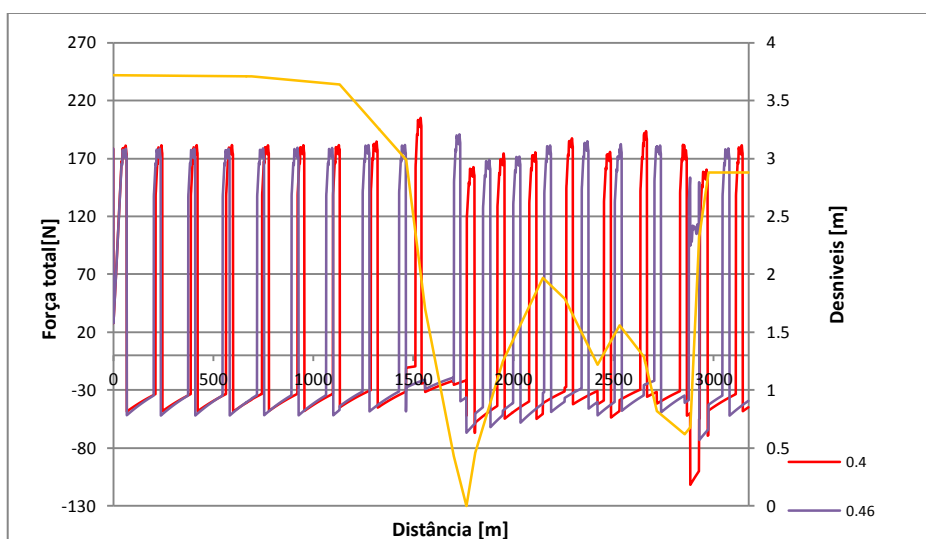


Gráfico 5.7 - Curva da força total para diferentes valores de  $C_d$ .

Da análise dos gráficos anteriores é possível observar que para zonas da pista com pouca inclinação, como por exemplo os primeiros 500 m da pista, o desfasamento entre as curvas da força total e as curvas da força aerodinâmica, para os diferentes valores de Cd, é reduzido. Com o aumento da inclinação das curvas verifica-se um aumento do desfasamento, devido ao facto de a velocidade que o veículo consegue alcançar nessas inclinações ser diferente para os diferentes valores de Cd, em que para valores inferiores de Cd o UBIAN11 percorre as inclinações a velocidades mais elevadas, devido à menor resistência que o ar tem no movimento do veículo.

## 5.4 Influência do coeficiente de atrito de rolamento

Para avaliar a influência do coeficiente de atrito de rolamento no desempenho do motor, mais precisamente no consumo de combustível, foram feitas cinco simulações, em que apenas o parâmetro do coeficiente de atrito de rolamento varia e os restantes parâmetros mantêm-se constantes.

A análise dos resultados obtidos nas simulações permitiu elaborar a seguinte tabela e retirar as seguintes conclusões:

Tabela 5.4 - Simulação da influência do Cr no desempenho do motor Honda Gx120.

Cr	Aceleração Max.	Força total Máx. [N]	Força Motor Máx. [N]	Força de Atrito Max. [N]	Consumo Acumulado [ml]	Distância Específica [km/l]
0.011	1.124597	202.4275	227.8354	19.4238	12.597	251.879
0.013	1.098826	197.7887	227.8373	22.9554	13.629	232.808
0.015	1.058953	190.6115	227.8452	26.487	14.697	215.895
0.017	1.059217	190.6591	227.8137	30.0186	15.930	199.182
0.019	1.053191	189.5744	227.8443	33.5502	17.054	186.052

É possível constatar que se o coeficiente de atrito de rolamento baixasse dos 0.015 para os 0.011, o consumo acumulado passaria dos 15.930 ml para os 12.597 ml, permitindo uma economia de combustível de 14%, possibilitando assim ao UBIAN11 efectuar 251.879 km/l em vez dos 199.182 km/l, ou seja, com o mesmo combustível percorreria mais 52 km. Esta redução da força de atrito seria possível através de melhoramentos, como por exemplo um melhor alinhamento dos eixos, das rodas, da afinação dos travões.

Podemos assim afirmar que à semelhança da força aerodinâmica, a força de atrito influencia o consumo de combustível, sendo tanto maior quanto menor for a força exercida sobre o veículo.

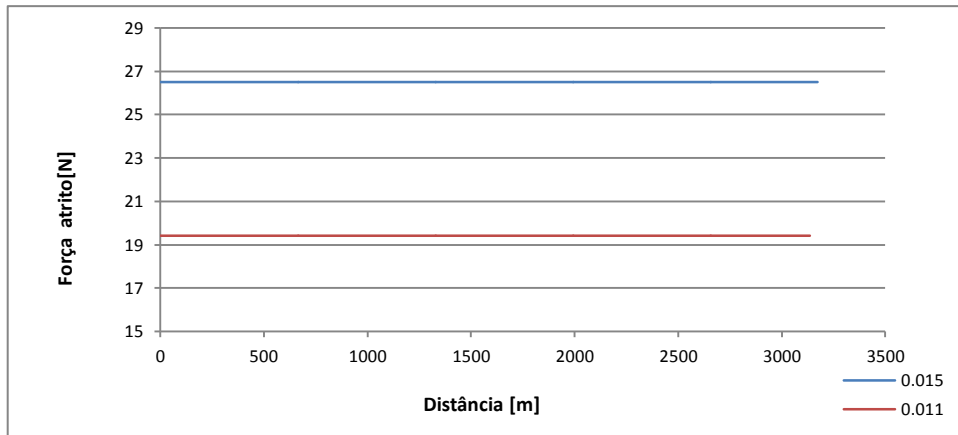


Gráfico 5.8 - Influência do  $C_r$  na força de atrito, ao longo da pista.

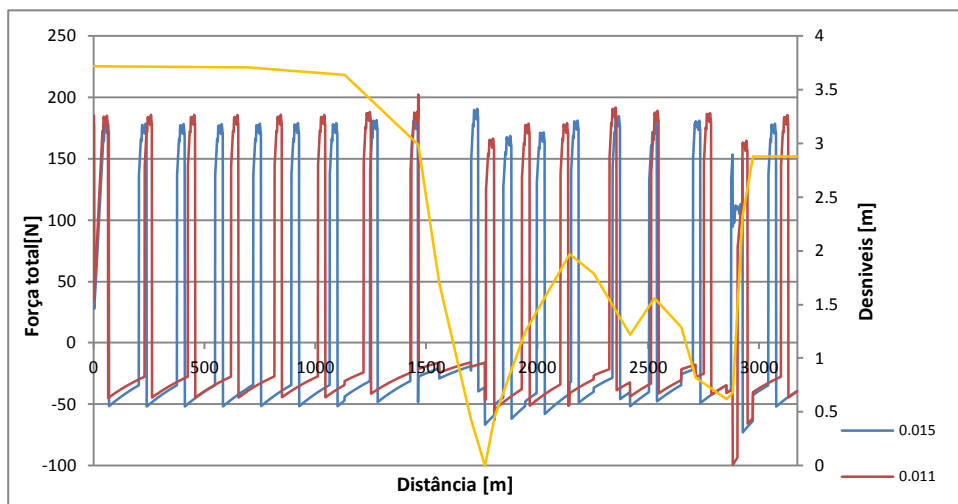


Gráfico 5.9 - Influência do  $C_r$  na força de total, ao longo da pista.

## 5.5 Influência dos desníveis da pista

Os desníveis da pista constituem também um factor importante que condiciona o desempenho do motor. Neste caso são os ângulos das inclinações dos desníveis que interferem no desempenho do motor, através da força gravítica, como é possível constatar pela equação 25.

Com inclinações positivas, ou seja, subidas, a força gravítica aumenta e em inclinações negativas, descidas, a força gravítica diminui. A diminuição da força gravítica faz com que as forças resistivas diminuam, permitindo que a força total aumente, o que resulta numa maior aceleração e possibilita ao UBIAN11 atingir mais rapidamente a velocidade máxima (35 km/h), sendo desligado o motor.

Para saber como a inclinação da pista interfere no consumo de combustível do motor, foi utilizado o UBIANSim para efectuar duas simulações, utilizando os dados da pista de Nogaro e os dados da pista de Lausitz, mantendo os restantes parâmetros constantes. O gráfico seguinte permite identificar os desníveis e inclinação das pistas:

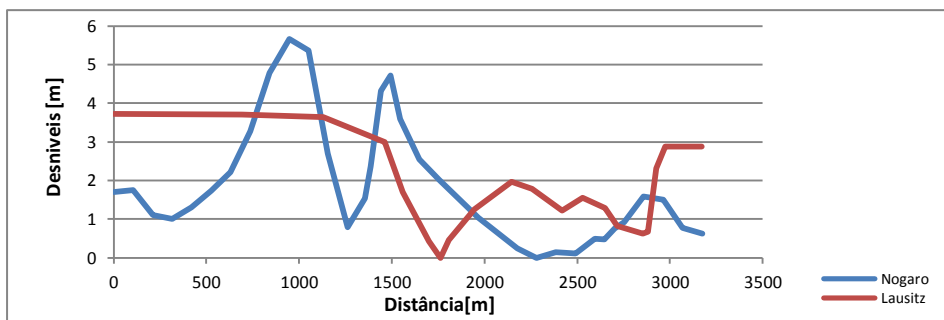


Gráfico 5.10 - Desníveis das pistas de Lausitz e Nogaro.

Através do Gráfico 5.10 podemos verificar que a pista de Nogaro apresenta desníveis e inclinações maiores comparativamente com a pista de Lausitz. Entretanto, o mesmo se pode comprovar com os resultados obtidos, Tabela 5.5, que demonstra que a pista de Nogaro ao apresentar inclinações e desníveis mais acentuados, podendo atingir aproximadamente os 5.5 m em relação o ponto mais baixo da pista, representa um maior consumo de combustível. Este facto deve-se à influência da força gravítica, que aumenta com o aumento das inclinações, fazendo com que a força resistente ao movimento do veículo seja maior, originando o aumento do consumo de combustível, Gráfico 5.11.

Tabela 5.5 - Simulação da influência dos desníveis da pista no consumo de combustível do motor.

Pista	Consumo Acumulado	Velocidade Média [km/h]	Distância Específica [km/l]
<i>Lausitz</i>	14.697	26.634	215.895
<i>Nogaro</i>	17.347	26.740	209.604

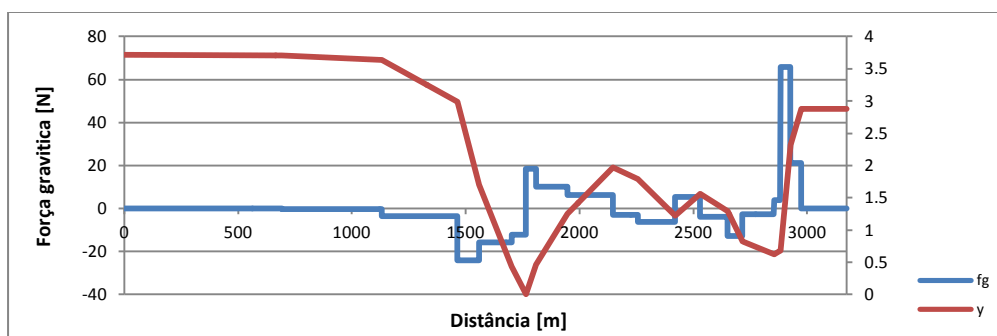


Gráfico 5.11 - Influência dos desníveis da pista na força gravítica.

## 5.6 Influência da alteração conjunta dos parâmetros: Relação de transmissão, Peso, Cr e Cd.

Através da análise isolada da influência de cada parâmetro sobre o desempenho do UBIAN11, foi-nos possível confirmar que estes afectam directamente o desempenho do motor. Contudo, é ainda necessário analisar a influência conjunta destes parâmetros, tendo-se procedido a

uma simulação no UBIANSim de forma a averiguar a economia de consumo alcançada com possíveis alterações no UBIAN11, em todos os parâmetros em estudo. Foram consideradas as seguintes variações:

Tabela 5.6 - Variação dos parâmetros que influenciam o UBIAN11.

UBIAN11	Peso combinado [kg]	Cd	Cr	Relação de transmissão	Raio da roda [m]	Área frontal [m <sup>2</sup> ]
<i>Real</i>	180	0.015	0.46	10:1	0.275	1
<i>Hipótese</i>	160	0.011	0.4	8:1	0.275	1

Tabela 5.7 - Influência conjunta dos parâmetros.

UBIAN11	Binário Máx. [Nm]	Consumo Acumulado Máx. [ml]	Distância específica Máx. [km/l]
<i>INALTERADO</i>	7.686	11.12	213.96
<i>ALTERADO</i>	7.689	8.28	287.33

A variação conjunta dos parâmetros permitiu confirmar que futuras alterações no UBIAN11, ao nível da redução do peso, na melhoria da sua aerodinâmica e dos seus atritos, na utilização de uma relação de transmissão melhor, possibilita-lhe obter melhores desempenhos. Neste caso como é possível observar na Tabela 5.7, se fossem efectuadas alterações no UBIAN11 de forma a obter os valores dos vários parâmetros descritos na Tabela 5.6, seria possível obter uma economia de combustível de aproximadamente 26%, permitindo circular mais 73 km que o actual UBIAN11.



## Capítulo 6

### 6. Modificação do ciclo termodinâmico do motor

O último dos objectivos desta dissertação é verificar se uma modificação no ciclo termodinâmico do motor Honda Gx120 será benéfica para o desempenho do motor, permitindo um menor consumo de combustível.

A modificação pretendida consiste na alteração da árvore de cames, de forma a modificar o tempo de fecho da válvula de admissão, com o objectivo de converter um ciclo de Otto num ciclo de Miller.

No entanto, não nos foi possível concretizar a alteração da árvore de cames, tendo-se optado por apresentar apenas os ganhos potenciais, em termos do consumo de combustível, que se poderia obter com as modificações que iremos descrever de seguida.

Para o estudo das alterações necessárias à árvore de cames teve-se por base simulações com o programa “*Engine Analyzer Pro*”, que permitiu obter os valores característicos de potência, binário e consumo específico do motor, essenciais às simulações com o UBIANSim.

#### 6.1 Árvore de cames do motor Honda Gx120

A árvore de cames do motor Honda Gx120, como foi descrita no subcapítulo 4.1.1, apresenta duas cames, uma para cada válvula de admissão e de escape.

Para conhecer o perfil da came de admissão foi necessário conhecer o deslocamento que esta provoca no seguidor (tuche). Com base na medição efectuada em laboratório, podemos afirmar que as cames estão desfasadas entre si  $108^\circ$ .

Este deslocamento do seguidor provocado pelas came é causado pela sua geometria (perfil) oval. Enquanto o seguidor se encontra em contacto com o círculo base da came, o deslocamento é nulo, estando a válvula fechada e deixa de apresentar este valor quando o seguidor entra em contacto com os flancos das cames, permitindo abrir e fechar a válvula.

Devido à razão do balanceteiro ser de 1:1, fazendo com que o deslocamento que a came efectua no seguidor ser o mesmo que o balanceteiro efectua na válvula, podemos considerar que as curvas de deslocamento das válvulas são as mesmas do deslocamento dos seguidores das cames de admissão e de escape, Gráfico 6.1.

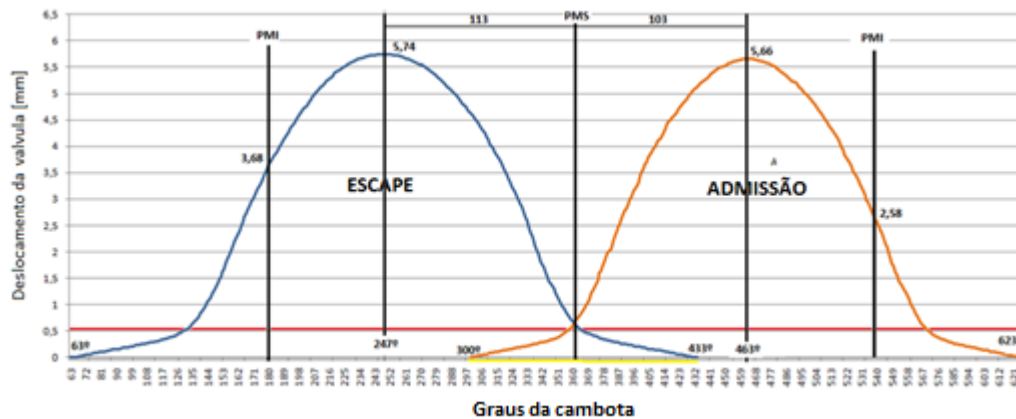


Gráfico 6.1 - Curvas obtidas experimentalmente do deslocamento dos seguidores, provocados pelas cames de admissão e de escape, para cada grau da cambota.

O Gráfico 6.1 foi elaborado com base na medição efectuada nas válvulas, sendo o deslocamento medido para cada grau da cambota. Para a análise da alteração da árvore de cames foi necessário converter os dados de forma a obtermos o deslocamento que a came provoca no seguidor a cada grau de rotação da árvore de cames, uma vez que, enquanto que a árvore de cames dá uma volta, a cambota dá duas voltas, o que implica que cada grau da árvore de cames equivale a dois graus da cambota. Assim sendo os valores obtidos (abcissa) reduzem-se a metade, obtendo-se o seguinte gráfico:

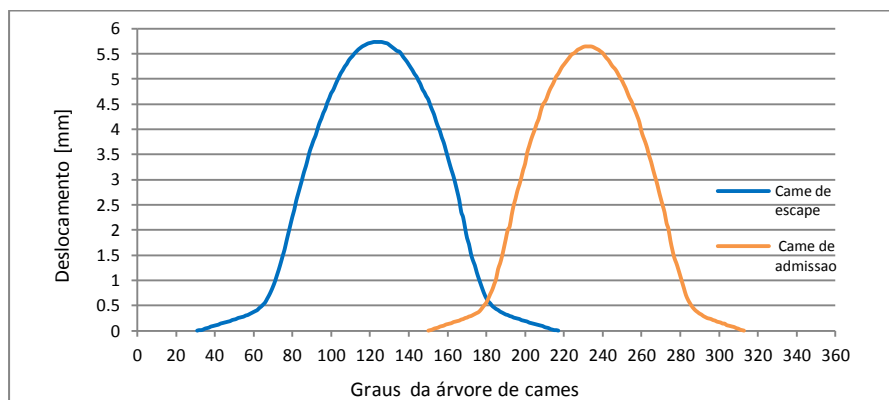


Gráfico 6.2 - Deslocamento provocado pelas cames, para cada grau de rotação da árvore de cames.

O desfasamento e as formas dos perfis das cames são os factores que controlam os tempos de abertura e fecho das válvulas, assim como, a duração que estas ficam abertas.

Sendo a duração e os tempos de abertura e fecho das válvulas fulcrais para o funcionamento do motor, a alteração dos perfis das cames proporciona benefícios para o desempenho do motor.

Como já foi referido, 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. Para esta conversão considerámos apenas dois métodos: atrasar o fecho da válvula de admissão,

aumentando o período de tempo em que se encontra aberta, sendo muito superior ao período que o Pistão leva a passar pelo PMI; e, antecipar o fecho da válvula de forma a que a válvula de admissão feche antes do Pistão chegar ao PMI.

Como o pretendido é efectuar a alteração da árvore de cames original do motor, o primeiro método não é viável, pois seria necessário adicionar material à came para poder atrasar a abertura da válvula. Assim sendo, será utilizado o segundo método, em que para conseguir avançar a abertura da válvula será necessário remover material da came de admissão.

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

## 6.2 Hipótese para a modificação da árvore de cames

Para a modificação da árvore de cames foi necessário efectuar um estudo sobre como seria modificado o perfil da came de admissão, de forma a fazer com que esta antecipe o fecho da válvula de admissão para que esta feche ainda antes do pistão atingir o PMI.

Foi também 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 adapta-la à curva da came original.

### 6.2.1 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 cícloidal, sendo expressas pelas seguintes equações:

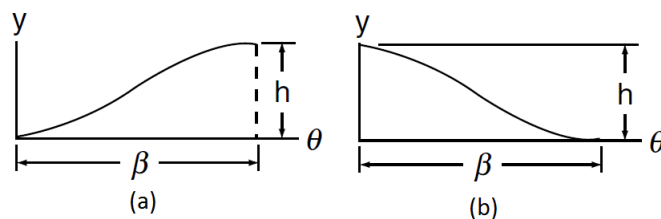


Figura 6.1 - Exemplo de uma curva teórica, a) ascendente, b) descendente (Rothbart, 2004).

- **Curva Polinomial**

**Ascendente** 
$$y = h \left[ 6.09755 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20.78040 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26.73155 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13.60965 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2.56095 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad (39)$$

**Descendente** 
$$y = h \left[ 1 - 2.63415 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2.78055 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3.17060 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6.87795 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2.56095 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad (40)$$

- Curva harmónica simples

Ascendente 
$$y = \frac{h}{2} \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) \right] \quad (41)$$

Descendente 
$$y = \frac{h}{2} \left[ 1 + \cos\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) \right] \quad (42)$$

- Curva Cicloidal

Ascendente 
$$Y = h \left[ \frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right] \quad (43)$$

Descendente 
$$Y = h \left[ 1 - \frac{\theta}{\beta} + \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right] \quad (44)$$

Onde,

$\theta$ - Ângulo de rotação da cambota;

$h$ - Deslocamento máximo;

$\beta$ - Ângulo para qual se atinge o deslocamento máximo.

De forma a escolher a melhor curva teórica que se assemelhe à curva do deslocamento do seguidor com os dados obtidos da medição da árvore de cames, mais precisamente os dados da came de admissão e com as equações (40), (42) e (44), foi elaborado o Gráfico 6.3, onde se encontram representadas as curvas polinomial de oitavo grau, harmónica simples e cicloidal.

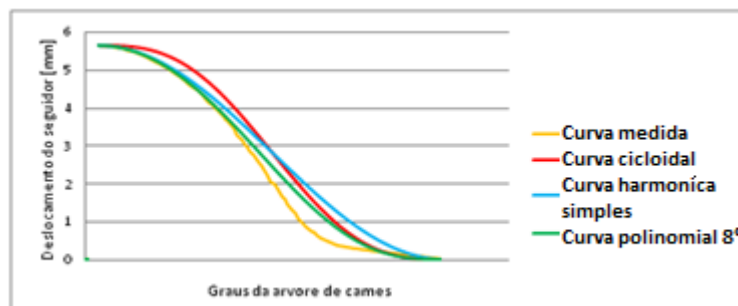


Gráfico 6.3 - Curvas teóricas para curva de deslocamento do seguidor.

No Gráfico 6.3 é possível verificar que a curva que se encontra mais próxima da curva obtida da medição é a curva polinomial de oitavo grau, estando as restantes mais distantes da curva medida.

A curva teórica quanto mais próxima e semelhante da curva da came melhor, pois torna-se mais fácil a adaptação desta à curva original da came. Desta forma, a curva escolhida para ser utilizada na modificação da came de admissão é a curva polinomial de oitavo grau.

Para a modificação da came de admissão foi mantida a curva ascendente já existente e foi apenas modificada a curva descendente, utilizando a curva teórica. Para modificar a curva teórica foi necessário modificar a equação (40) para permitir que o fim da curva se deslocasse para a esquerda, ou seja, fazendo avançar o fecho da válvula de admissão. Esta modificação da equação passou por adicionar a variável  $\Delta\theta$ , que define os graus de avanço da curva pretendidos, obtendo-se assim a seguinte equação:

$$y = h \left[ 1 - 2.63415 \left( \frac{\theta - \Delta\theta}{\beta - \Delta\theta} \right)^2 + 2.78055 \left( \frac{\theta - \Delta\theta}{\beta - \Delta\theta} \right)^5 + 3.17060 \left( \frac{\theta - \Delta\theta}{\beta - \Delta\theta} \right)^6 - 6.87795 \left( \frac{\theta - \Delta\theta}{\beta - \Delta\theta} \right)^7 + 2.56095 \left( \frac{\theta - \Delta\theta}{\beta - \Delta\theta} \right)^8 \right] \quad (45)$$

De forma a obter a curva desejada utilizou-se um  $\Delta\theta = 40^\circ$ , permitindo avançar o fecho da válvula de admissão em 40 graus. Assim sendo, o fecho da válvula de admissão passou a dar-se no momento em o pistão se encontra a passar pelo PMI. Desta forma, a nova curva do deslocamento do seguidor da válvula de admissão é a seguinte:

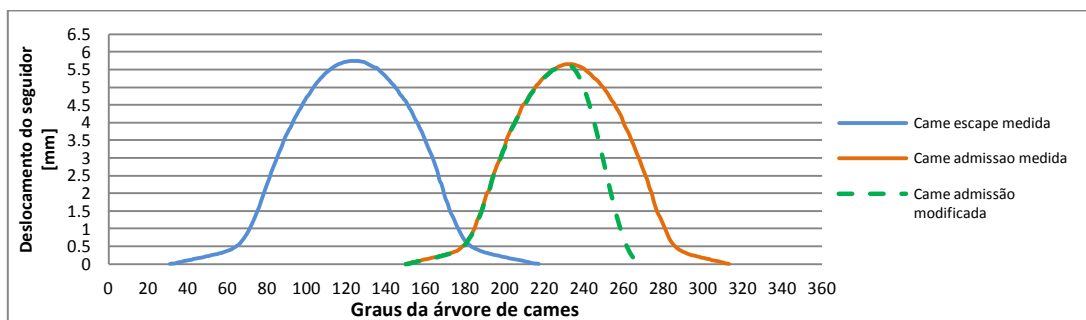


Figura 6.2- Curvas do deslocamento dos seguidores de admissão e escape modificadas.

### 6.3 Simulações e comparação entre o motor com árvore de cames original vs modificada

Após a obtenção das curvas do deslocamento dos seguidores das cames de admissão e escape, tanto para a árvore de cames de origem do motor Honda Gx120 como para a árvore de cames modificada, foram realizadas duas simulações utilizando o programa *Engine Anlizer pro*, sendo uma para o motor equipado com a árvore de cames de origem e outra para o motor equipado com a árvore de cames modificada. Os dados utilizados nas simulações encontram-se no Anexo V.

Nas tabelas 6.1 e 6.2 é possível observar alguns dos resultados mais relevantes obtidos nas simulações, estando descritos em mais pormenor no Anexo V.

Tabela 6.1 - Simulação no *Engine Analyzer Pro* para o motor Gx120 com a árvore de cames original.

	rpm										
	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500
<b>Binário [Nm]</b>	7.76	8.08	8.35	8.45	8.49	8.51	8.49	8.45	8.42	8.39	8.37
<b>Potência [Kw]</b>	2.19	3.53	4.87	6.21	7.55	8.89	10.23	11.57	12.91	14.26	15.60
<b>Consumo específico [g/kWh]</b>	311	301	293	291	291	291	292	293	295	297	299
<b>Rendimento térmico [%]</b>	29.9	30.9	31.8	32.1	32.4	32.5	32.6	32.6	32.6	32.6	32.6
<b>Eficiência vol. [%]</b>	79	80	80	81	81	81	81	81	82	82	82.2
<b>PME [kPa]</b>	17.3	18.0	18.6	18.9	20.2	19.0	18.9	18.9	18.7	18.7	18.6

Tabela 6.2- Simulação no *Engine Analyzer Pro* para o motor Gx120 com a árvore de cames modificada.

	rpm										
	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500
<b>Binário [Nm]</b>	7.55	7.81	8.03	8.09	8.08	8.05	7.97	7.88	7.8	7.71	7.61
<b>Potencia [Kw]</b>	2.13	2.51	2.87	3.21	3.50	3.80	4.05	4.30	4.55	4.79	5.02
<b>Consumo específico [g/kWh]</b>	319	310	303	300	301	302	305	308	311	312	314
<b>Rendimento térmico [%]</b>	29.2	30.1	30.9	31.3	31.6	31.6	31.5	31.5	31.5	31.6	31.6
<b>Eficiência vol. [%]</b>	79.3	79.6	79.8	79.8	79.9	79.9	79.8	79.7	79.5	79.2	78.8
<b>PME [kPa]</b>	16.8	17.4	17.8	18.0	18.0	18.0	17.7	17.5	17.4	17.1	17.1

Como é possível observar nos resultados obtidos para o motor Honda Gx120 de origem, Tabela 6.1, os valores são diferentes dos valores obtidos do fabricante e dos calculados, Tabela A3.6. Esta diferença justifica-se por alguns parâmetros do programa para os quais não se tinham valores, se ter mantido os valores predefinidos. No entanto, é possível fazer uma comparação entre os resultados de ambas as simulações porque os parâmetros foram todos mantidos inalterados em ambas simulações, com a exceção dos parâmetros relativos à árvore de cames.

Ao modificar a came de admissão o caudal de ar admitido foi reduzido, produzindo uma redução nos parâmetros de desempenho, como podemos constatar nas Tabelas 6.1 e 6.2. Ao antecipar o fecho da válvula de admissão, produz-se o efeito equivalente ao de reduzir a cilindrada do motor.

É possível evitar o decréscimo dos parâmetros de desempenho se sobre-alimentarmos o motor através de um compressor, permitindo que este melhore o enchimento do cilindro.

De forma a prever o comportamento do motor ao longo da pista, foram feitas duas simulações no UBIANSim: uma para o motor com a árvore de cames inalterada; e outra para o motor com árvore de cames modificada. Para as simulações, além dos dados dos motores foram utilizados os seguintes valores para os diversos parâmetros do programa, Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Valores utilizados no UBIANSim para a simulação do motor com came inalterada e motor com came modificada.

<i>UBIAN11</i>	Peso combinado [kg]	Cd	Cr	Relação de transmissão	Raio da roda [m]	Área frontal [m <sup>2</sup> ]
	180	0.015	0.46	10:1	0.275	1

As simulações efectuadas permitiram obter os resultados que se encontram na Tabela seguinte:

Tabela 6.4 - Influência conjunta dos parâmetros.

Motor Gx120 c/ árvore de cames	Binário Máx. [Nm]	Consumo Acumulado Máx. [ml]	Distância específica Máx. [km/l]
<b>INALTERADO</b>	8.5	15.25	208
<b>ALTERADO</b>	8.0	15.8	200

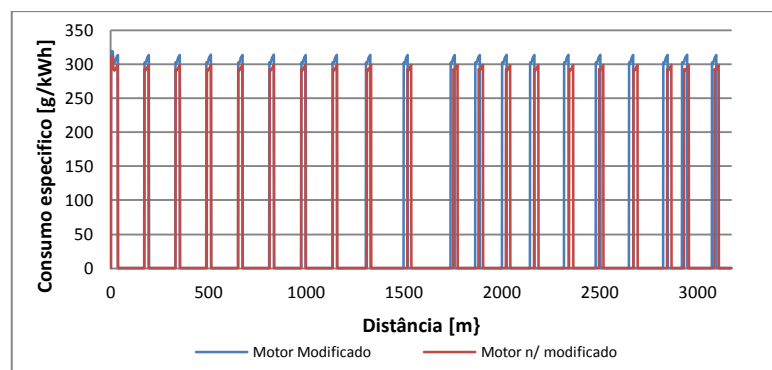


Gráfico 6.4 - Curvas de consumo específico para o motor com came alterada e motor com came inalterada, ao longo da pista de Lausitz.

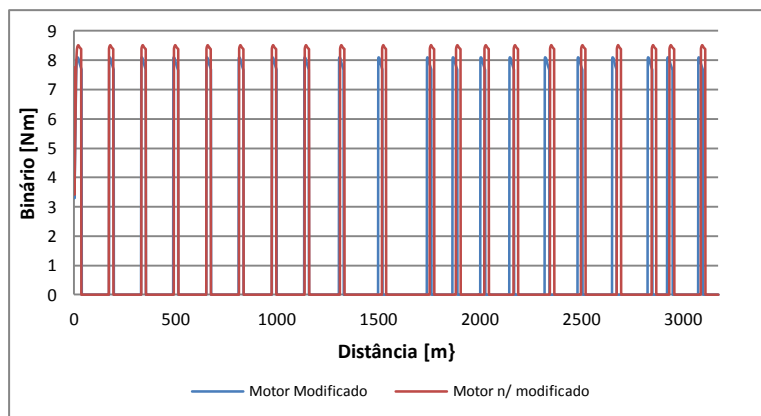


Gráfico 6.5 - Curvas do binário para o motor com came alterada e motor com came inalterada, ao longo da pista de Lausitz.

Foi possível confirmar pelos resultados obtidos do UBIANSim, Tabela 6.4 e pelos Gráficos 6.4 e 6.5, que o motor Honda Gx120 equipado com uma árvore de cames modificada em comparação com o motor Honda Gx120 equipado com uma árvore de cames de origem, apresenta um pior desempenho ao longo da pista, o que era de prever pelos resultados obtidos anteriormente com o *Engine analyzer Pro*.

Esta modificação do ciclo termodinâmico apenas seria benéfica se a equipa quisesse utilizar um motor com uma cilindrada inferior, pois assim, em teoria esta modificação seria benéfica, pois o motor equipado com a árvore de cames modificada teria uma redução na sua cilindrada, que comparado com um motor com cilindrada equivalente esta árvore de cames teria um desempenho superior.

Para esta dissertação, apenas é relevante a comparação entre motores Gx120 com came modificada e inalterada, para avaliarmos o possível comportamento do motor que equipou o UBIAN11, se esta alteração tivesse sido feita. Assim sendo, podemos afirmar com base nos resultados obtidos, que a modificação da árvore de cames não traria nenhum benefício para a economia de consumo, verificando-se um consumo acrescido de aproximadamente 4%.

# Capítulo 7

## 7. Conclusão

Ao longo deste estudo foi possível concluir que para a escolha de um motor para equipar um veículo de baixo consumo, como o UBIAN11, é necessário ter em conta diversos factores, em que para além das curvas características do motor também a análise da geometria do veículo, o peso e os seus atritos são importantes para obter a melhor economia de combustível.

As simulações e resultados obtidos permitiram-nos confirmar que, para o caso específico do UBIAN11 e tendo em consideração as especificações da pista de Lausitz e a estratégia da equipa UBICAR, o motor Gx120 é o motor que permite obter um melhor rendimento, permitindo melhores resultados.

No entanto, e tendo como ponto de partida os resultados já obtidos em anos anteriores, simulamos pequenas alterações nos parâmetros decisivos do rendimento de um motor e pudemos concluir que pequenas alterações permitiriam aumentar a economia de consumo de combustível até 26%, sendo este um factor decisivo na pontuação na *Shell Eco Marathon*. De entre estes parâmetros, concluímos que o atrito de rolamento e o peso do veículo determinam de forma significativa o desempenho do UBIAN, em que pequenas alterações isoladas permitem obter elevados ganhos em economia de combustível, 14% e 9,5%, respectivamente. Contudo, para qualquer veículo, um motor só atinge a sua melhor performance com uma relação de transmissão adequada, sendo no caso concreto do UBIAN11 a relação de transmissão 8:1.

Podemos assim concluir que o objectivo geral deste estudo foi alcançado, contudo dadas as especificidades da alteração da árvore de cames, não nos foi possível passar de meras simulações teóricas. No entanto, os resultados obtidos com as simulações permitiu-nos concluir que as mesmas não eram benéficas, tendo em conta o motor (motor Honda GX120) e a relação de transmissão utilizada (10:1).

Relativamente ao objectivo de alteração do programa UBIANSim, apenas nos foi possível corrigir alguns erros de programação, mantendo-se a sua estrutura base inalterada. Entretanto, seria de grande interesse para equipas como a UBICAR potencializar esta ferramenta, tornando-a num factor decisivo na contínua evolução do UBIAN e na estratégia em provas como a *Shell Eco Marathon*.

Para futuros estudos seria recomendado efectuar os ensaios dos motores em bancos de ensaio, de forma a obter as suas curvas características reais, minimizando assim os erros que possam existir na elaboração das curvas teóricas.

Também seria recomendado a alteração do UBIANSim de forma a que este não aceite apenas um valor constante de  $C_d$ , mas que haja a possibilidade de introduzir uma gama de valores de  $C_d$  para diversas velocidades do veículo, de forma que a força aerodinâmica calculada seja mais próxima da realidade. Outra alteração plausível seria a integração do cálculo do atrito causado pela mudança de direcção dos pneus, o que permitiria calcular a força de atrito com maior exactidão.

## 8. Referências

Arias-Paz, M.; *Manual de automoveis*. JOU. (1970).

Engines, H.; Gx35 Mini 4-stroke engine. Honda. (2009).

Engines, H.; Gx120 Mini 4-stroke engine. Honda. (2009).

Engines, H.; Gx160 Mini 4-stroke engine. Honda. (2009).

Gillespie, T.; *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE. (1992).

Gonçalves, P.; *Concepção de um motor de combustão interna para um veículo automovel de extra-baixo consumo de combustível*. Coimbra: Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra. (2008).

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).

Martins, J.; & Ribeiro, S. B., Desenvolvimento do conceito de motor sobre-expandido - análise teórica, numérica e experimental. *8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica*. (2007).

Pulkrabek, W.; *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice hall. (2003).

Rothbart, H. A.; *Cam Design Handbook*. McGraw-Hill. (2004).

Santos, F.; Determinação de curvas características nos motores dos tractores agrícolas. *Vida Rural*, (1996).

*Shell Eco-marathon Europe*. (s.d.). Obtido em 10 de Março de 2011, de <http://www.Shell.com/home/content/ecomarathon/europe/>

Taylor, C. F.; *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice* (Vol. 1). The MIT press. (1985).






## **ANEXOS**



# Anexo I - Dados dos Motores Honda Gx35, 120, 160

Tabela A1.1- Dados do fabricante referente aos motores Honda Gx35, Gx120 e Gx160.

Motores			
Especificações principais			
	Gx35	Gx120	Gx160
<b>Tipo de motor</b>	4 Tempos, monocilindrico	4 Tempos,, monocilindrico	4 Tempos, monocilindrico
<b>Diâmetro x Curso [mm]</b>	39 x 30	60 x 42	68 x45
<b>Volume deslocado [cm<sup>3</sup>]</b>	35.8	118	163
<b>Potência [kW]</b>	1 (7000 rpm)	2.6 (3500rpm)	3.6 (3600rpm)
<b>Binário [Nm]</b>	1.6 (5500 rpm)	7.3 (2500rpm)	10 (2500 rpm)
<b>Taxa de compressão</b>	8:1	8,5:1	9:1
<b>Combustível</b>	86 Octanas ou superior	86 Octanas ou superior	86 Octanas ou superior
<b>Sistema de distribuição de combustível</b>	Carburador	Carburador	Carburador
<b>Consumo l/h</b>	0.71 (7000 rpm)	1 (3600 rpm)	1.4 (3600 rpm)
<b>Peso [kg]</b>	3.3	13	15
<b>Comprimento da biela</b>	-	5.4	6
<b>Peso Volante de inércia [kg]</b>	-	1.65	2.36
<b>Diâmetro Volante inércia [cm]</b>	-	16	20
Válvulas			
<b>Diâmetro admissão [cm]</b>	-	2.2	2.5
<b>Diâmetro escape [cm]</b>	-	1.9	2.4
<b>Diâmetro porta adm. [cm]</b>	-	1.8	2.3
<b>Diâmetro porta esc. [cm]</b>	-	1.7	2.19



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

### A. Material

- 2 Comparadores;
- 2 Suportes para comparadores;
- 1 Disco graduado 360°;
- 1 Motor Honda Gx120;
- 1 Ponteiro;

### B. Montagem



Figura A2.1 - Fotografias da montagem e da medição do deslocamento das válvulas.

## C. Valores obtidos nas medições

Tabela A2.1 - Valores de deslocamento da válvula de escape por cada grau da cambota.

Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y	Gra us	Y
62	0	100	0.22	138	0.78	176	3.42	214	5.25	252	5.74	290	4.97	328	2.92	366	0.49	404	0.16
63	0.01	101	0.23	139	0.84	177	3.49	215	5.28	253	5.73	291	4.94	329	2.87	367	0.47	405	0.16
64	0.01	102	0.23	140	0.87	178	3.57	216	5.3	254	5.73	292	4.9	330	2.76	368	0.46	406	0.15
65	0.01	103	0.24	141	0.92	179	3.62	217	5.33	255	5.73	293	4.85	331	2.67	369	0.45	407	0.15
66	0.01	104	0.25	142	0.97	180	3.68	218	5.37	256	5.72	294	4.8	332	2.59	370	0.43	408	0.14
67	0.02	105	0.25	143	1.05	181	3.72	219	5.4	257	5.71	295	4.77	333	2.47	371	0.42	409	0.14
68	0.02	106	0.26	144	1.09	182	3.79	220	5.42	258	5.71	296	4.74	334	2.36	372	0.41	410	0.13
69	0.03	107	0.27	145	1.14	183	3.84	221	5.44	259	5.69	297	4.69	335	2.3	373	0.4	411	0.13
70	0.04	108	0.27	146	1.21	184	3.88	222	5.46	260	5.68	298	4.66	336	2.25	374	0.38	412	0.12
71	0.05	109	0.28	147	1.27	185	3.95	223	5.49	261	5.66	299	4.63	337	2.11	375	0.37	413	0.12
72	0.05	110	0.28	148	1.34	186	4.01	224	5.51	262	5.65	300	4.6	338	2.04	376	0.36	414	0.11
73	0.06	111	0.29	149	1.4	187	4.06	225	5.53	263	5.64	301	4.55	339	1.97	377	0.35	415	0.1
74	0.06	112	0.3	150	1.48	188	4.13	226	5.55	264	5.62	302	4.49	340	1.84	378	0.34	416	0.1
75	0.07	113	0.31	151	1.53	189	4.17	227	5.57	265	5.61	303	4.46	341	1.77	379	0.33	417	0.09
76	0.08	114	0.31	152	1.61	190	4.22	228	5.59	266	5.59	304	4.39	342	1.72	380	0.32	418	0.09
77	0.08	115	0.32	153	1.67	191	4.28	229	5.6	267	5.58	305	4.35	343	1.62	381	0.32	419	0.08
78	0.09	116	0.33	154	1.78	192	4.33	230	5.62	268	5.56	306	4.3	344	1.53	382	0.31	420	0.07
79	0.1	117	0.34	155	1.86	193	4.37	231	5.63	269	5.54	307	4.26	345	1.44	383	0.3	421	0.06
80	0.1	118	0.35	156	1.94	194	4.41	232	5.65	270	5.55	308	4.17	346	1.4	384	0.29	422	0.06
81	0.11	119	0.36	157	2.02	195	4.46	233	5.66	271	5.53	309	4.13	347	1.35	385	0.29	423	0.05
82	0.11	120	0.37	158	2.1	196	4.53	234	5.67	272	5.51	310	4.06	348	1.3	386	0.28	424	0.05
83	0.12	121	0.38	159	2.19	197	4.58	235	5.68	273	5.48	311	4.01	349	1.23	387	0.27	425	0.04
84	0.12	122	0.39	160	2.26	198	4.62	236	5.69	274	5.45	312	3.97	350	1.16	388	0.26	426	0.03
85	0.13	123	0.4	161	2.33	199	4.67	237	5.7	275	5.43	313	3.9	351	1.1	389	0.26	427	0.02
86	0.14	124	0.41	162	2.4	200	4.72	238	5.71	276	5.4	314	3.84	352	1.04	390	0.25	428	0.02
87	0.15	125	0.43	163	2.49	201	4.75	239	5.72	277	5.37	315	3.8	353	0.97	391	0.25	429	0.02
88	0.15	126	0.45	164	2.58	202	4.78	240	5.72	278	5.35	316	3.74	354	0.93	392	0.24	430	0.01
89	0.15	127	0.46	165	2.66	203	4.84	241	5.73	279	5.31	317	3.67	355	0.87	393	0.24	431	0.01
90	0.16	128	0.48	166	2.72	204	4.87	242	5.73	280	5.29	318	3.6	356	0.82	394	0.23	432	0.01
91	0.16	129	0.5	167	2.8	205	4.92	243	5.74	281	5.26	319	3.53	357	0.77	395	0.22	433	0
92	0.17	130	0.52	168	2.86	206	4.96	244	5.74	282	5.23	320	3.46	358	0.72	396	0.21		
93	0.18	131	0.54	169	2.94	207	5.01	245	5.74	283	5.19	321	3.38	359	0.69	397	0.21		
94	0.18	132	0.56	170	3	208	5.04	246	5.74	284	5.17	322	3.32	360	0.64	398	0.2		
95	0.19	133	0.59	171	3.06	209	5.08	247	5.74	285	5.13	323	3.26	361	0.6	399	0.2		
96	0.19	134	0.63	172	3.15	210	5.12	248	5.74	286	5.1	324	3.19	362	0.58	400	0.19		
97	0.2	135	0.66	173	3.22	211	5.14	249	5.74	287	5.08	325	3.14	363	0.56	401	0.18		
98	0.21	136	0.7	174	3.27	212	5.18	250	5.74	288	5.05	326	3.07	364	0.54	402	0.18		
99	0.21	137	0.74	175	3.33	213	5.22	251	5.74	289	5.01	327	3	365	0.51	403	0.17		

Tabela A2.2 - Valores de deslocamento da válvula de admissão por cada grau da cambota.

Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)	Graus	Y(mm)
299	0	337	0.26	375	1.6	413	4.28	451	5.57	489	5.23	527	3.43	565	0.65	603	0.14
300	0.01	338	0.26	376	1.64	414	4.36	452	5.58	490	5.22	528	3.36	566	0.62	604	0.14
301	0.02	339	0.27	377	1.73	415	4.41	453	5.59	491	5.2	529	3.28	567	0.58	605	0.13
302	0.02	340	0.28	378	1.82	416	4.48	454	5.6	492	5.17	530	3.21	568	0.55	606	0.11
303	0.03	341	0.29	379	1.92	417	4.5	455	5.61	493	5.13	531	3.14	569	0.52	607	0.11
304	0.04	342	0.29	380	2	418	4.54	456	5.62	494	5.1	532	3.07	570	0.49	608	0.1
305	0.04	343	0.3	381	2.02	419	4.57	457	5.63	495	5.08	533	2.98	571	0.47	609	0.1
306	0.05	344	0.31	382	2.07	420	4.61	458	5.64	496	5.03	534	2.94	572	0.44	610	0.09
307	0.06	345	0.32	383	2.19	421	4.66	459	5.64	497	5	535	2.87	573	0.42	611	0.09
308	0.06	346	0.33	384	2.29	422	4.72	460	5.65	498	4.97	536	2.78	574	0.4	612	0.08
309	0.07	347	0.34	385	2.38	423	4.76	461	5.65	499	4.92	537	2.7	575	0.38	613	0.07
310	0.08	348	0.35	386	2.48	424	4.81	462	5.65	500	4.89	538	2.63	576	0.37	614	0.07
311	0.09	349	0.36	387	2.54	425	4.85	463	5.66	501	4.85	539	2.58	577	0.36	615	0.06
312	0.09	350	0.37	388	2.62	426	4.88	464	5.65	502	4.81	540	2.49	578	0.34	616	0.05
313	0.1	351	0.39	389	2.7	427	4.92	465	5.65	503	4.76	541	2.41	579	0.33	617	0.04
314	0.1	352	0.41	390	2.78	428	4.96	466	5.65	504	4.71	542	2.35	580	0.32	618	0.04
315	0.11	353	0.44	391	2.82	429	5	467	5.64	505	4.66	543	2.25	581	0.3	619	0.03
316	0.12	354	0.46	392	2.9	430	5.05	468	5.64	506	4.62	544	2.14	582	0.29	620	0.02
317	0.12	355	0.49	393	2.99	431	5.07	469	5.63	507	4.59	545	2.09	583	0.28	621	0.02
318	0.13	356	0.51	394	3.04	432	5.1	470	5.62	508	4.55	546	2.02	584	0.27	622	0.01
319	0.13	357	0.54	395	3.14	433	5.13	471	5.61	509	4.5	547	1.9	585	0.26	623	0
320	0.14	358	0.56	396	3.2	434	5.17	472	5.6	510	4.44	548	1.79	586	0.25		
321	0.15	359	0.6	397	3.25	435	5.2	473	5.59	511	4.38	549	1.74	587	0.25		
322	0.15	360	0.64	398	3.32	436	5.22	474	5.58	512	4.35	550	1.61	588	0.24		
323	0.16	361	0.71	399	3.46	437	5.25	475	5.57	513	4.3	551	1.56	589	0.23		
324	0.17	362	0.73	400	3.53	438	5.28	476	5.55	514	4.25	552	1.45	590	0.23		
325	0.17	363	0.77	401	3.59	439	5.31	477	5.53	515	4.2	553	1.4	591	0.22		
326	0.18	364	0.81	402	3.66	440	5.34	478	5.52	516	4.14	554	1.35	592	0.21		
327	0.19	365	0.86	403	3.7	441	5.37	479	5.5	517	4.06	555	1.29	593	0.2		
328	0.19	366	0.92	404	3.79	442	5.39	480	5.47	518	3.97	556	1.23	594	0.2		
329	0.2	367	0.98	405	3.84	443	5.42	481	5.45	519	3.93	557	1.17	595	0.19		
330	0.2	368	1.03	406	3.9	444	5.44	482	5.42	520	3.85	558	1.1	596	0.18		
331	0.21	369	1.1	407	3.96	445	5.47	483	5.4	521	3.79	559	1.03	597	0.18		
332	0.22	370	1.22	408	4	446	5.49	484	5.38	522	3.75	560	0.97	598	0.17		
333	0.22	371	1.27	409	4.07	447	5.5	485	5.36	523	3.69	561	0.92	599	0.17		
334	0.23	372	1.33	410	4.12	448	5.51	486	5.32	524	3.63	562	0.84	600	0.16		
335	0.24	373	1.4	411	4.15	449	5.52	487	5.29	525	3.53	563	0.78	601	0.16		
336	0.25	374	1.47	412	4.21	450	5.54	488	5.26	526	3.48	564	0.71	602	0.14		

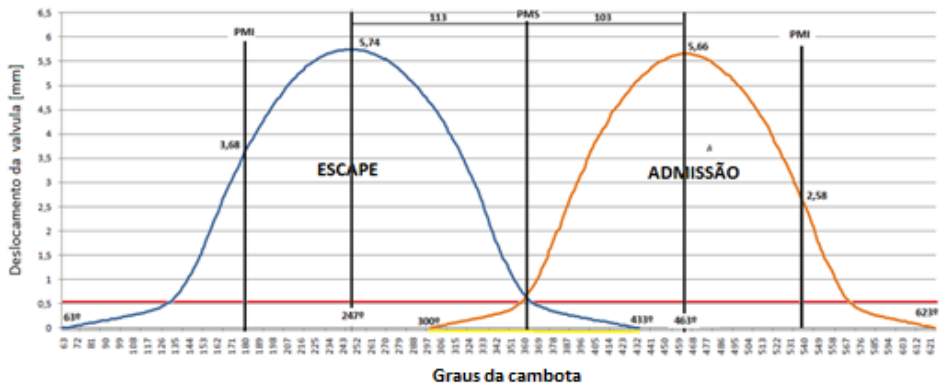


Gráfico A2.1- Curvas de deslocamento das válvulas de escape e admissão.

### Válvula de escape:

- Abre aos 63°, após o PMS 0°.
- A abertura máxima da válvula de escape (topo da came) é aos 247°, atingindo os 5,74 mm.
- Fecha aos 433°.

### Válvula de admissão:

- Abre ao 300°, após o PMS 0°.
- A abertura máxima da válvula de admissão (topo da came) é aos 463°, atingindo os 5,66 mm.
- Fecha aos 623°.
- O ângulo de separação das cames (topo a topo) é de 216° na cambota e 108° na árvore de cames.
- O cruzamento das válvulas é de 133°.

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.

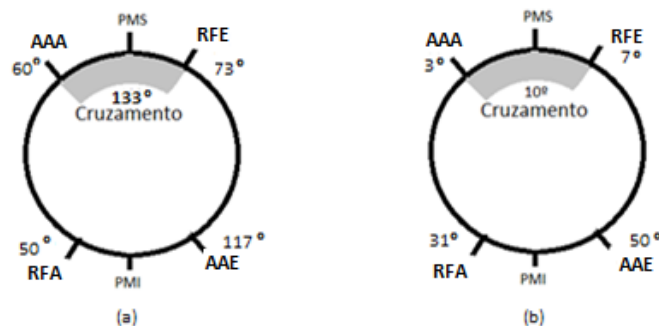


Figura A2.2 - Diagrama de distribuição do motor Honda Gx120, a) Medição de 0-0 mm de abertura das válvulas; b) medição de 0.5-0.5 mm de abertura das válvulas.

## Anexo III - Obtenção das curvas *Características* dos motores Honda Gx35, 120, 160

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 as tabelas com os resultados obtidos para os motores Honda Gx35, Gx120 e Gx160.

### A. Equações

#### ▪ Volume varrido

$$V_d = \frac{\pi}{4} * B^2 \times S \quad [\text{m}^3] \quad (\text{A-1})$$

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 [ $\text{m}^3$ ]

$V_c$  - Volume da câmara de compressão [ $\text{m}^3$ ]

#### ▪ Velocidade média de um pistão

$$v_p = 2SN \quad (\text{A-3})$$

Onde:

S - curso [m]

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

- **Binário e potência útil**

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

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

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

Onde:

$e_{vol}$  - eficiência volumétrica

$V_d$ - volume varrido

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

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

- **Consumo específico de combustível**

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

- **Eficiência volumétrica**

$$e_{vol} = \sqrt{\left(\frac{T_i}{T_B}\right) \times \frac{T_{cb} + 2000}{T_c + 2000}} \times kp \times kf \times kic \times kip \times e_{vol.b} \quad (\text{A-10})$$

Onde:

$\rho_{ar}$ - Densidade do ar = 1.181kg/m<sup>3</sup>

$T_i$  - Temperatura de admissão [°C]

$T_c$  - Temperatura de refrigeração [°C]

$T_{ib}$  - Temperatura de admissão base, 65.7 °C (Taylor, 1985)

$T_c$  - Temperatura de refrigeração, 82.4 °C (Taylor, 1985)

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

$K_F$  - Correção par a razão de combustível (Gráfico A3.2)

$K_{ic}$  - Correção para o tempo de fecho da válvula de admissão (Gráfico A3.4)

$k_{ip}$  - Correção para colectores de admissão longos

$K_p$  - Correção para a razão entre pressão de escape e a pressão de admissão (Gráfico A3.3)

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

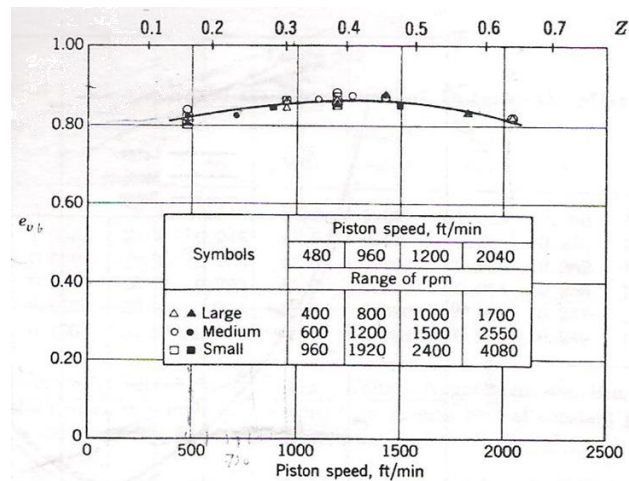


Gráfico A3.1 - Eficiência volumétrica base vs velocidade pistão e o índice de Mach:  $Z=0.000315 \times v_p$ , (Taylor, 1985).

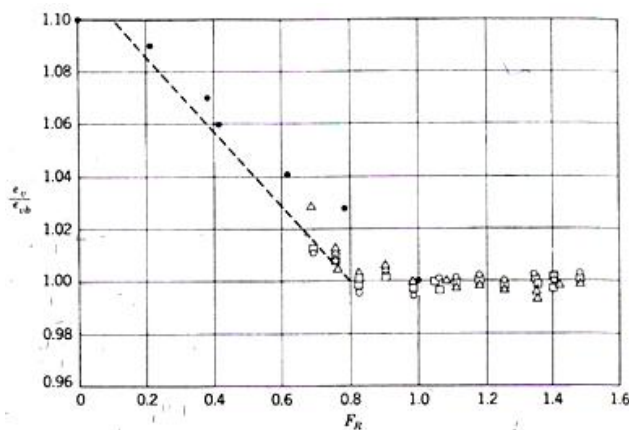


Gráfico A3.2 - Eficiência volumétrica vs razão de ar-combustível, (Taylor, 1985).

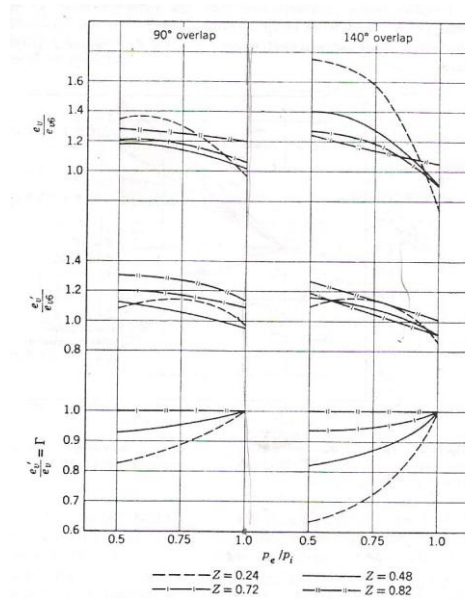


Gráfico A3.3 - Efeito do cruzamento das válvulas na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985).

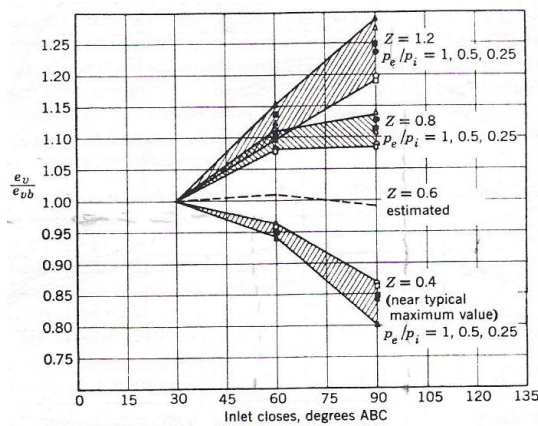


Gráfico A3.4 - Efeito do fecho da válvula de admissão na eficiência volumétrica, (Taylor, 1985).

## ▪ Rendimento térmico

### Rendimento térmico ao freio

$$\eta_{te} = \dot{W}_e / (m_f \times \dot{Q}_{pi} \times \eta_c) \quad (\text{A-11})$$

Onde:

$\dot{Q}_{pi}$  - poder calorífico de um combustível - 44 MJ/kg

$\eta_c$  - 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  $\eta_m$  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

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

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

## B. Resultados

### 1) Motor Gx35

Tabela A3.1- Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx35.

Dados utilizados			Factores de correcção	
<i>Diâmetro do cilindro</i>	0.039 m		Kp	1
<i>Curso</i>	0.03 m		Kf	1
<i>Razão de compressão</i>	8.5		Kic	0.97
<i>Volume varrido</i>	3.58377E-05 m <sup>3</sup>	35.84 cm <sup>3</sup>	Kip	0.83
<i>Volume da câmara de compressão</i>	4.77836E-06 m <sup>3</sup>	4.78 cm <sup>3</sup>		
<i>Temperatura</i>	21°C			

Tabela A3.2- Resultados dos cálculos para  $V_p$ ,  $Z$ ,  $m_a$  e  $m_f$ , para o motor Honda Gx35.

rpm	N [ROT/S]	V pistão [m/s]	V pistão [ft/s]	Z	$m_a$ [kg]	$m_f$ [kg]	$\dot{m}_f$ [kg/s]
4000	66.7	4	787.40	0.2480	2.7926E-05	1.9259E-06	6.4197E-05
4200	70.0	4.2	826.77	0.2604	2.7920E-05	1.9255E-06	6.7392E-05
4400	73.3	4.4	866.14	0.2728	2.8033E-05	1.9333E-06	7.0887E-05
4600	76.7	4.6	905.51	0.2852	2.8146E-05	1.9411E-06	7.4408E-05
4800	80.0	4.8	944.88	0.2976	2.8259E-05	1.9489E-06	7.7955E-05
5000	83.3	5	984.25	0.3100	2.8372E-05	1.9567E-06	8.1528E-05
5200	86.7	5.2	1023.62	0.3224	2.8366E-05	1.9562E-06	8.4771E-05
5400	90.0	5.4	1062.99	0.3348	2.8479E-05	1.9640E-06	8.8382E-05
5600	93.3	5.6	1102.36	0.3472	2.8471E-05	1.9635E-06	9.1631E-05
5800	96.7	5.8	1141.73	0.3596	2.8465E-05	1.9631E-06	9.4883E-05
6000	100.0	6	1181.10	0.3720	2.8457E-05	1.9626E-06	9.8129E-05
6200	103.3	6.2	1220.47	0.3844	2.8571E-05	1.9704E-06	1.0180E-04
6400	106.7	6.4	1259.84	0.3968	2.8444E-05	1.9616E-06	1.0462E-04
6600	110.0	6.6	1299.21	0.4093	2.8438E-05	1.9612E-06	1.0787E-04
6800	113.3	6.8	1338.58	0.4217	2.8429E-05	1.9606E-06	1.1110E-04
7000	116.7	7	1377.95	0.4341	2.8423E-05	1.9602E-06	1.1434E-04
7200	120.0	7.2	1417.32	0.4465	2.8416E-05	1.9598E-06	1.1759E-04
7400	123.3	7.4	1456.69	0.4589	2.8408E-05	1.9592E-06	1.2081E-04
7600	126.7	7.6	1496.06	0.4713	2.8281E-05	1.9504E-06	1.2353E-04
7800	130.0	7.8	1535.43	0.4837	2.8272E-05	1.9498E-06	1.2674E-04
8000	133.3	8	1574.80	0.4961	2.8146E-05	1.9411E-06	1.2941E-04

Tabela A3.3- Resultados obtidos para  $W_e$ ,  $\tau$ ,  $C_s$ ,  $\eta_{te}$ ,  $e_{vol}$  e PME, para o motor Honda Gx35.

rpm	Potência [kw]	Binário [Nm]	Consumo esp. [g /kw h]	Rendimento total	Eficiência Vol Base	Eficiência vol	PME [kPa]
4000	0.572	1.365	403.714	0.245	0.8428	0.6598	478
4200	0.639	1.453	378.979	0.262	0.8426	0.6597	510
4400	0.695	1.508	366.884	0.270	0.8460	0.6623	528
4600	0.750	1.557	356.698	0.278	0.8495	0.6650	545
4800	0.799	1.590	350.705	0.282	0.8529	0.6677	557
5000	0.836	1.597	350.597	0.283	0.8562	0.6703	559
5200	0.867	1.592	351.615	0.282	0.8560	0.6702	558
5400	0.898	1.587	354.039	0.280	0.8595	0.6729	556
5600	0.922	1.572	357.267	0.277	0.8593	0.6727	551
5800	0.941	1.549	362.693	0.273	0.8591	0.6725	543
6000	0.959	1.526	367.888	0.269	0.8589	0.6724	535
6200	0.971	1.496	376.829	0.263	0.8628	0.6750	525
6400	0.977	1.458	384.824	0.258	0.85846	0.6720	511
6600	0.984	1.423	394.284	0.251	0.8583	0.6719	499
6800	0.984	1.381	406.107	0.244	0.8580	0.6717	484
7000	0.984	1.342	417.960	0.237	0.8578	0.6715	471
7200	0.977	1.296	432.511	0.229	0.8576	0.6714	456
7400	0.971	1.253	447.202	0.222	0.8574	0.6712	440
7600	0.965	1.213	460.152	0.215	0.8535	0.6682	425
7800	0.953	1.167	478.208	0.207	0.8533	0.6680	409
8000	0.941	1.123	494.654	0.200	0.8495	0.6650	394

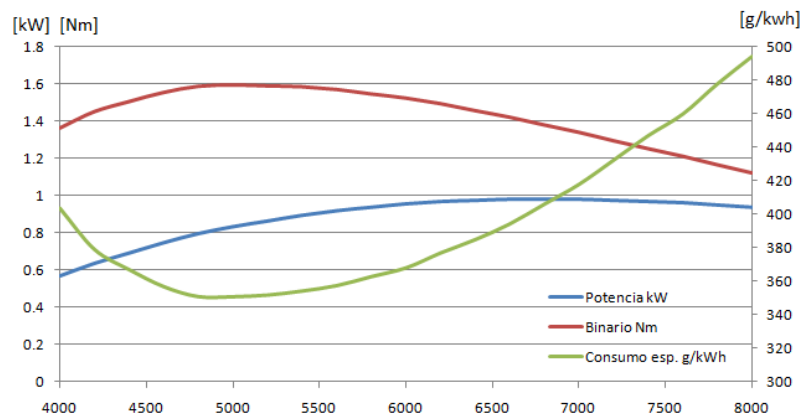


Gráfico A3.5- Curvas características do motor Gx35.

## 2) Motor Gx120

Tabela A3.4-Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx120.

Dados utilizados			Factores de correcção	
<i>Diâmetro do cilindro</i>	0.06		Kp	1
<i>Curso</i>	0.042		Kf	1
<i>Razão de compressão</i>	8.5:1		Kic	1
<i>Volume varrido</i>	0.000118752m <sup>3</sup>	118.75cm <sup>3</sup>	Kip	1
<i>Volume da câmara de compressão</i>	1.58E-05 m <sup>3</sup>	15.83cm <sup>3</sup>		
<i>Temperatura</i>	21°C			

Tabela A3.5- Resultados dos cálculos para  $V_p$ ,  $Z$ ,  $m_a$  e  $m_f$  para o motor Honda Gx120.

rpm	N [ROT/S]	v pistão [m/s]	v pistão [ft/s]	Z	$m_a$ [kg]	$m_f$ [kg]	$\dot{m}_f$ [kg/s]
1900	31.7	2.66	523.62	0.1649	0.000104	7.201E-06	0.000114
2000	33.3	2.8	551.18	0.1736	0.000105	7.218E-06	0.00012
2100	35.0	2.94	578.74	0.1823	0.000105	7.230E-06	0.000127
2200	36.7	3.08	606.30	0.1910	0.000105	7.259E-06	0.000133
2300	38.3	3.22	633.86	0.1997	0.000106	7.288E-06	0.00014
2400	40.0	3.36	661.42	0.2083	0.000106	7.317E-06	0.000146
2500	41.7	3.5	688.98	0.2170	0.000106	7.335E-06	0.000153
2600	43.3	3.64	716.53	0.2257	0.000107	7.346E-06	0.000159
2700	45.0	3.78	744.09	0.2344	0.000107	7.375E-06	0.000166
2800	46.7	3.92	771.65	0.2431	0.000107	7.404E-06	0.000173
2900	48.3	4.06	799.21	0.2518	0.000108	7.433E-06	0.00018
3000	50.0	4.2	826.77	0.2604	0.000108	7.450E-06	0.000186
3100	51.7	4.34	854.33	0.2691	0.000108	7.463E-06	0.000193
3200	53.3	4.48	881.89	0.2778	0.000108	7.474E-06	0.000199
3300	55.0	4.62	909.45	0.2865	0.000109	7.486E-06	0.000206
3400	56.7	4.76	937.01	0.2952	0.000109	7.492E-06	0.000212
3500	58.3	4.9	964.57	0.3038	0.000109	7.509E-06	0.000219
3600	60.0	5.04	992.12	0.3125	0.000109	7.521E-06	0.000226

Tabela A3.6 - Resultados obtidos para  $W_e$ ,  $\tau$ ,  $C_s$ ,  $\eta_{te}$ ,  $e_{vol}$  e PME, para o motor Honda Gx120.

rpm	Potência [Kw]	Binário [Nm]	Consumo esp. [g/kWh]	Rendimento térmico	Eficiência Vol Base	Eficiência volumétrica	PME [kPa]
1900	1.375	6.91	298.122	0.332	0.8233	0.7445	7313
2000	1.438	6.86	300.896	0.329	0.8253	0.7463	726
2100	1.625	7.39	279.936	0.354	0.8266	0.7475	782
2200	1.688	7.32	283.541	0.350	0.8299	0.7505	775
2300	1.797	7.46	279.513	0.355	0.8333	0.7535	789
2400	1.875	7.46	280.616	0.353	0.8366	0.7565	789
2500	1.920	7.33	286.138	0.346	0.8386	0.7583	776
2600	2.094	7.69	273.322	0.363	0.8399	0.7595	814
2700	2.125	7.52	280.767	0.353	0.8432	0.7625	795
2800	2.188	7.46	283.962	0.349	0.8466	0.7655	789
2900	2.250	7.41	287.057	0.345	0.8499	0.7685	784
3000	2.281	7.26	293.551	0.338	0.8518	0.7703	768
3100	2.313	7.12	299.729	0.331	0.8532	0.7715	753
3200	2.400	7.16	298.582	0.332	0.8545	0.7728	758
3300	2.469	7.14	299.804	0.331	0.8559	0.7740	756
3400	2.531	7.11	301.496	0.329	0.8565	0.7746	752
3500	2.563	6.99	307.293	0.323	0.8585	0.7764	740
3600	2.625	6.96	309.025	0.321	0.8599	0.7776	737

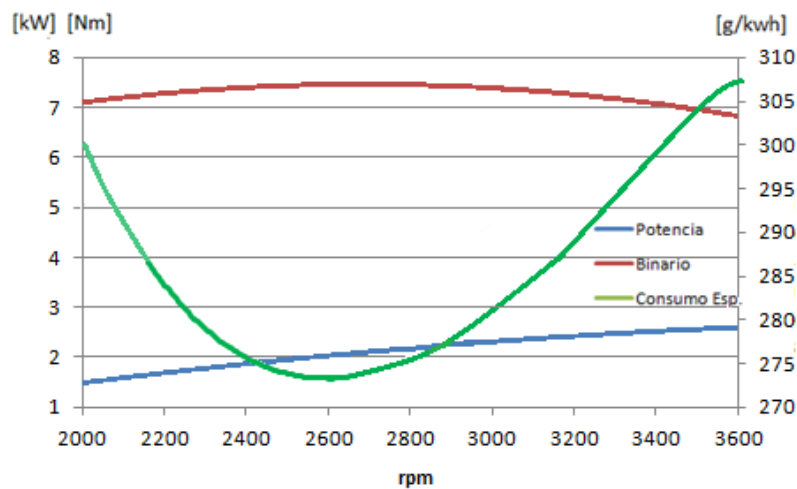


Gráfico A3.6- Curvas características do motor Honda Gx120.

### 3) Motor Gx160

Tabela A3.7-Dados utilizados nos cálculos das curvas características do motor Honda Gx160.

Dados utilizados			Factores de correcção	
Diâmetro do cilindro	0.045	163.43cm <sup>3</sup>	Kp	1
Curso	9:1		Kf	1
Razão de compressão	0.00016343m <sup>3</sup>		Kic	1
Volume varrido	2.043E-05 m <sup>3</sup>	20.43cm <sup>3</sup>	Kip	1
Volume da câmara de compressão	0.045			
Temperatura	21°C			

Tabela A3.8 - Resultados dos cálculos para  $V_p$ ,  $Z$ ,  $m_a$  e  $m_f$  para o motor Honda Gx160.

rpm	N [ROT/S]	v pistão [m/s]	v pistão [ft/s]	Z	$m_a$ [kg]	$m_f$ [kg]	$\dot{m}_f$ [kg/s]
1900	33.3	3	590.6	0.1860	0.0001442	9.94822E-06	0.0001658
2000	35.0	3.15	620.1	0.1953	0.0001449	9.9905E-06	0.0001748
2100	36.7	3.3	649.6	0.2046	0.0001455	1.0033E-05	0.0001839
2200	38.3	3.45	679.1	0.2139	0.0001461	1.0075E-05	0.0001931
2300	40.0	3.6	708.7	0.2232	0.0001467	1.0117E-05	0.0002023
2400	41.7	3.75	738.2	0.2325	0.0001467	1.0116E-05	0.0002107
2500	43.3	3.9	767.7	0.2418	0.0001473	1.0158E-05	0.0002201
2600	45.0	4.05	797.2	0.2511	0.0001473	1.0156E-05	0.0002285
2700	46.7	4.2	826.8	0.2604	0.0001479	1.0199E-05	0.000238
2800	48.3	4.35	856.3	0.2697	0.0001485	1.0241E-05	0.0002475
2900	50.0	4.5	885.8	0.2790	0.0001485	1.0239E-05	0.000256
3000	51.7	4.65	915.4	0.2883	0.0001491	1.0281E-05	0.0002656
3100	53.3	4.8	944.9	0.2976	0.0001497	1.0324E-05	0.0002753
3200	55.0	4.95	974.4	0.3069	0.0001503	1.0366E-05	0.0002851
3300	56.7	5.1	1003.9	0.3162	0.0001503	1.0364E-05	0.0002937
3400	58.3	5.25	1033.5	0.3255	0.0001503	1.0363E-05	0.0003022
3500	60.0	5.4	1063.0	0.3348	0.0001509	1.0405E-05	0.0003122
3600	33.3	3	590.6	0.1860	0.0001442	9.94822E-06	0.0001658

Tabela A3.9 - Resultados obtidos para  $W_e$ ,  $\tau$ ,  $C_s$ ,  $\eta_{te}$ ,  $e_{vol}$  e PME, para o motor Honda Gx160.

rpm	Potência [Kw]	Binário [Nm]	Consumo esp. [g/kWh]	Rendimento térmico	Eficiência Vol Base	Eficiência volumétrica	PME [kPa]
1900	2.130	10.170	279.857	0.3541	0.8265	0.7474	782
2000	2.245	10.208	280.009	0.3539	0.8300	0.7506	785
2100	2.372	10.298	278.748	0.3555	0.8335	0.7537	792
2200	2.474	10.274	280.570	0.3532	0.8370	0.7569	790
2300	2.589	10.302	280.964	0.3527	0.8405	0.7601	792
2400	2.691	10.280	281.534	0.3520	0.8404	0.7600	790
2500	2.806	10.306	281.993	0.3514	0.8439	0.7631	792
2600	2.908	10.286	282.514	0.3508	0.8438	0.7630	791
2700	3.023	10.310	283.025	0.3502	0.8473	0.7662	793
2800	3.112	10.248	285.906	0.3466	0.8508	0.7694	788
2900	3.202	10.191	287.475	0.3447	0.8507	0.7693	784
3000	3.278	10.098	291.312	0.3402	0.8542	0.7724	776
3100	3.355	10.011	295.058	0.3359	0.8577	0.7756	770
3200	3.418	9.892	299.826	0.3305	0.8612	0.7788	761
3300	3.482	9.780	303.201	0.3269	0.8610	0.7786	752
3400	3.533	9.640	307.569	0.3222	0.8609	0.7785	741
3500	3.584	9.507	313.127	0.3165	0.8644	0.7817	731
3600	2.130	10.170	279.857	0.3541	0.8265	0.7474	782

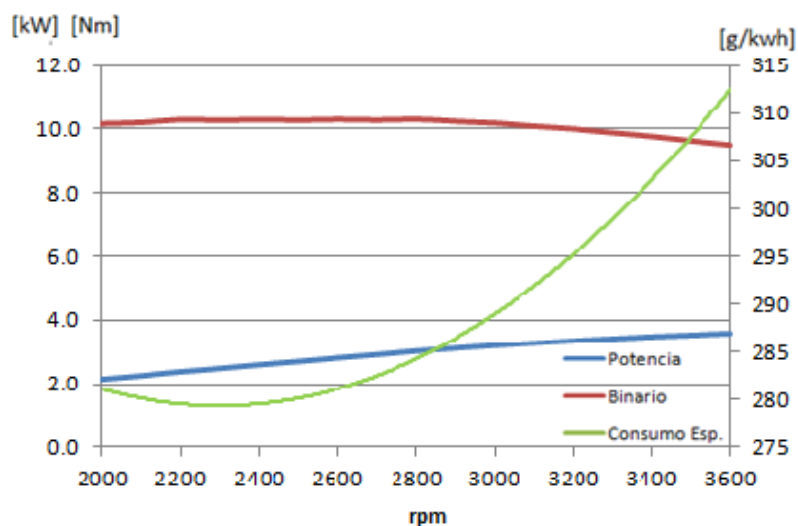


Gráfico A3.7 - Curvas características do Motor Honda Gx160.



# Anexo IV - Simulações e resultados

## A. Determinação do motor com melhor desempenho

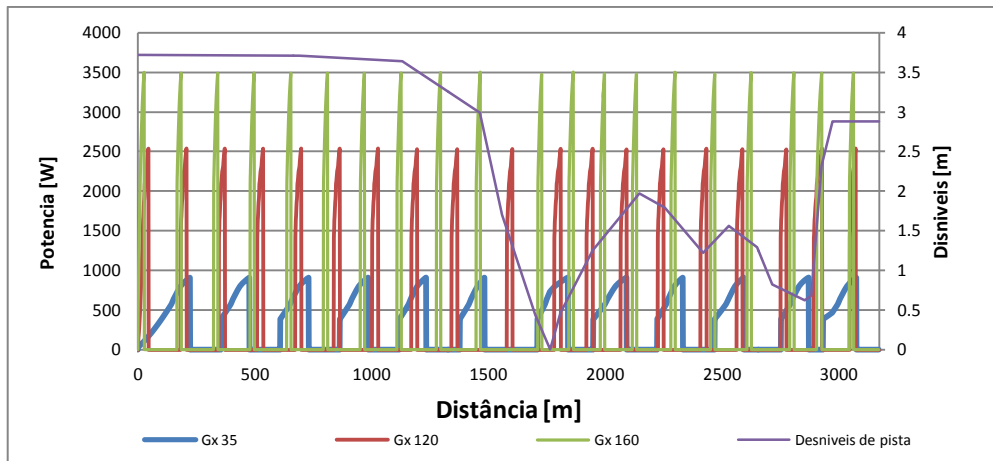


Gráfico A4.1 - Curva de potência dos vários motores para a pista de Lausitz.

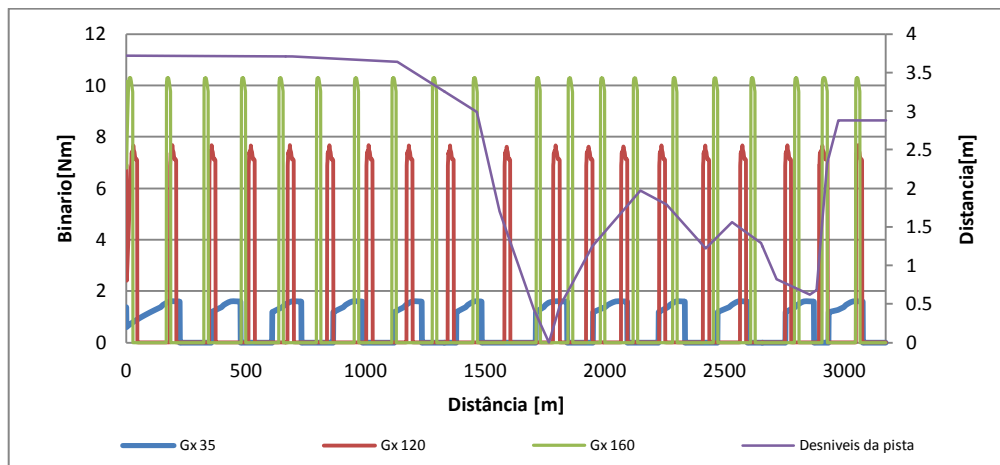


Gráfico A4.2 - Curva de binário dos vários motores para a pista de Lausitz.

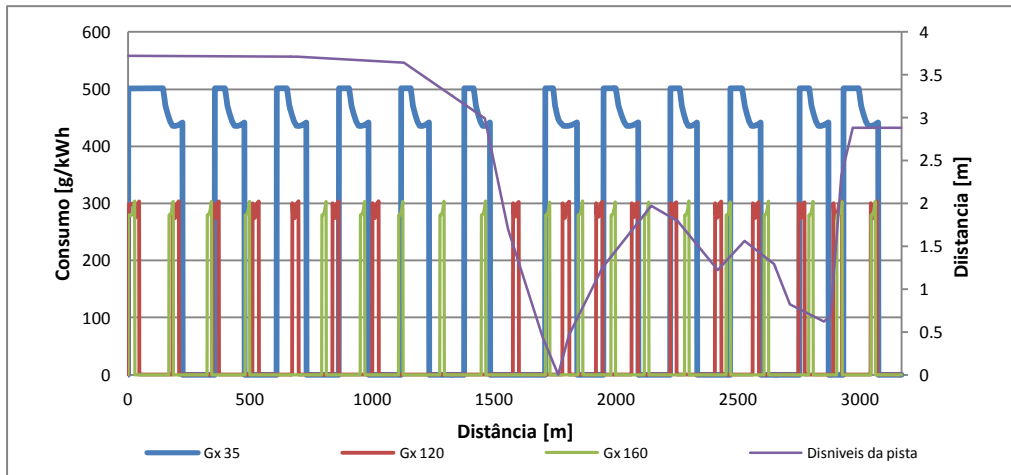


Gráfico A4.3- Curva de consumo específico dos vários motores para a pista de Lausitz.

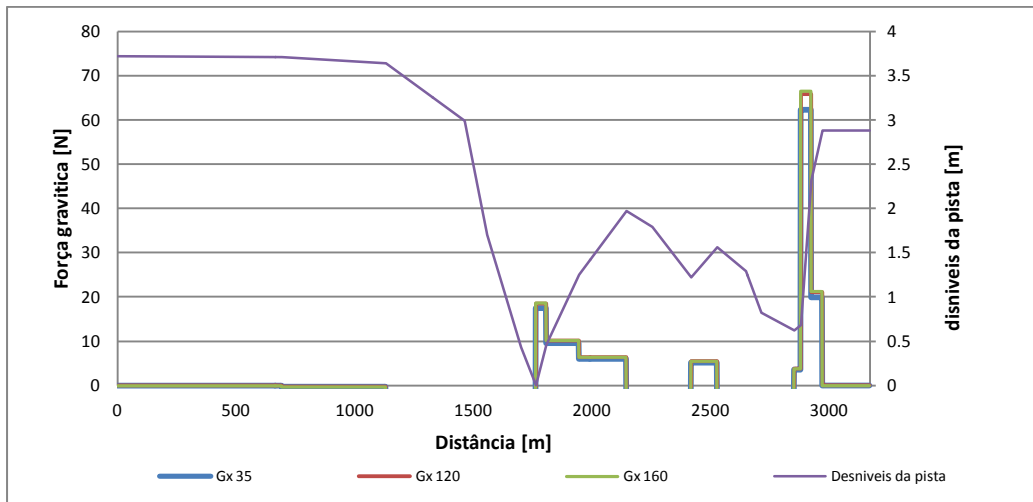


Gráfico A4.4- Curva de força gravítica que actua no veículo para os vários motores.

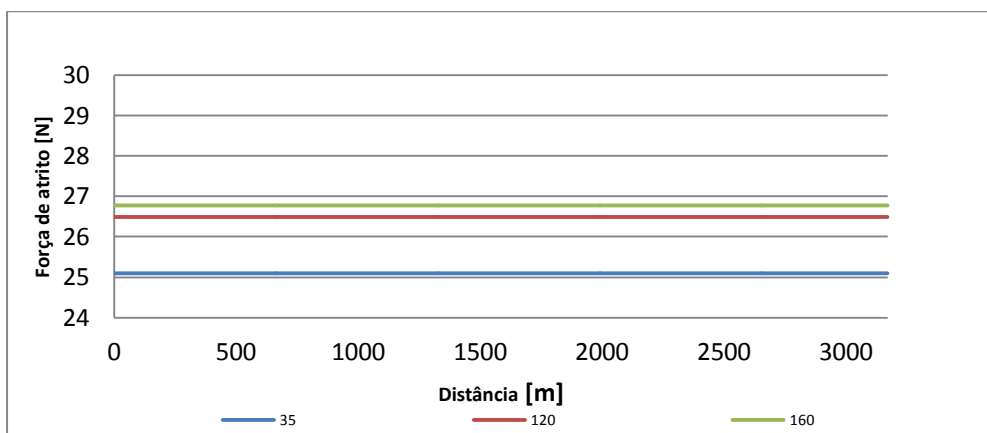


Gráfico A4.5- Curva de força atrito que actua no veículo para os vários motores.

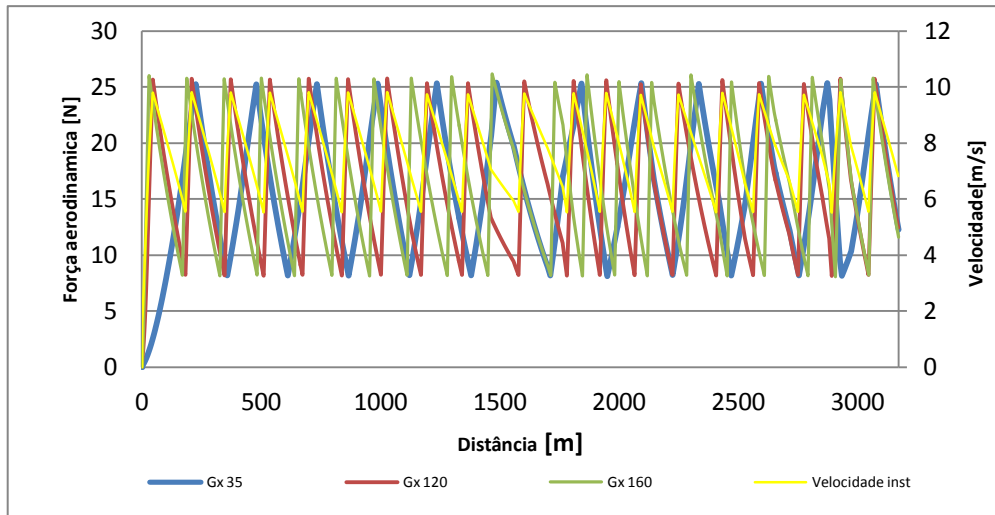


Gráfico A4.6- Curva de força aerodinâmica que actua no veículo para os vários motores.

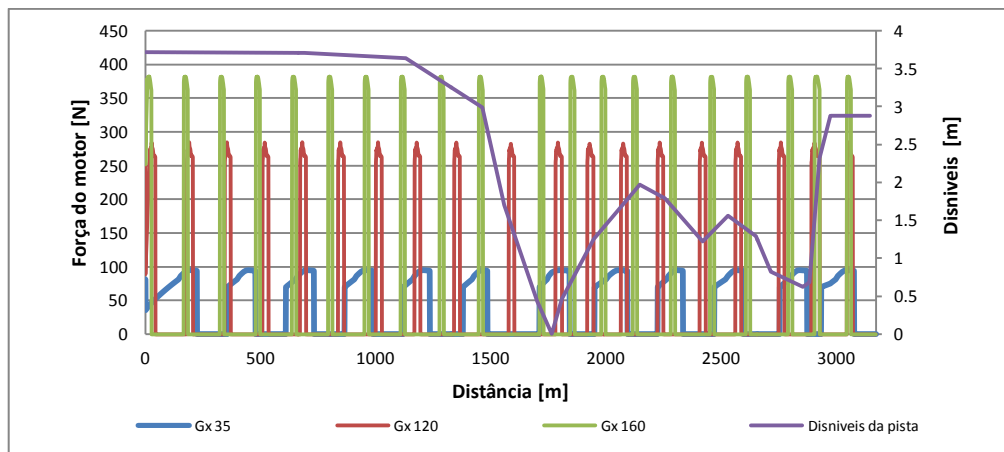


Gráfico A4.7- Curva de força do motor que actua no veículo para os vários motores.

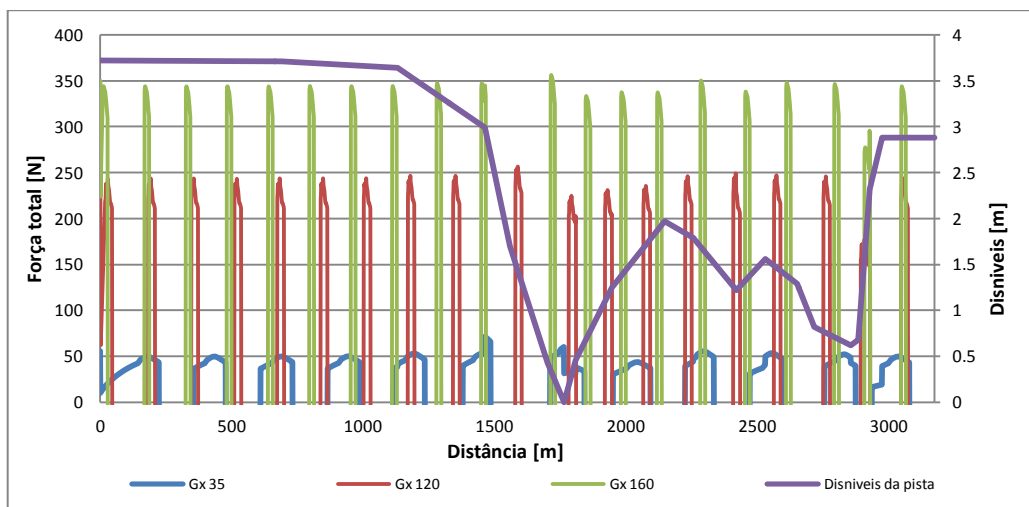


Gráfico A4.8- Curva de força total que actua no veículo para os vários motores.

## B. Influência dos vários parâmetros no desempenho do veículo

### 1. Influência da relação de transmissão

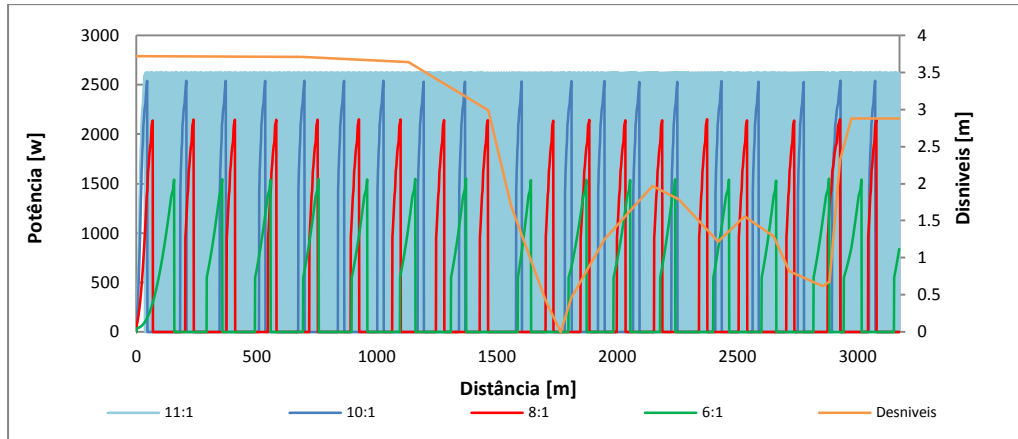


Gráfico A4.9- Curva de potência para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

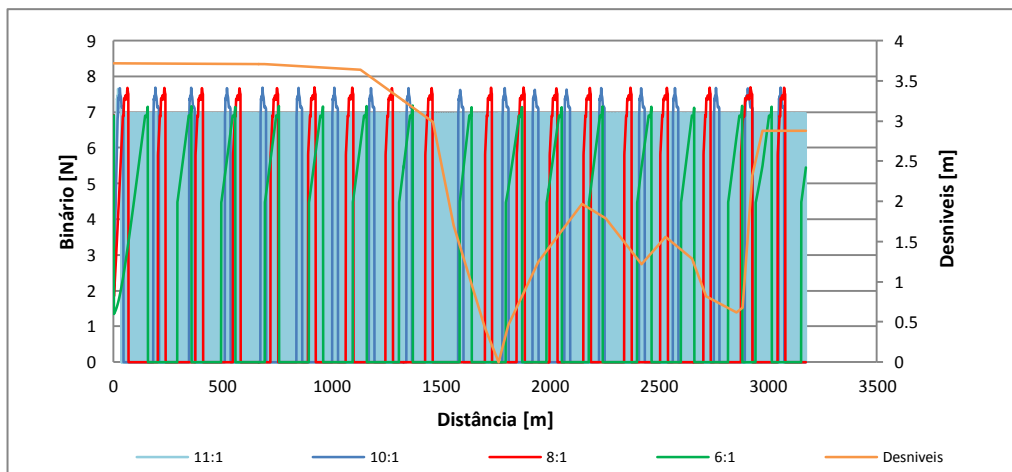


Gráfico A4.10- Curva de binário para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

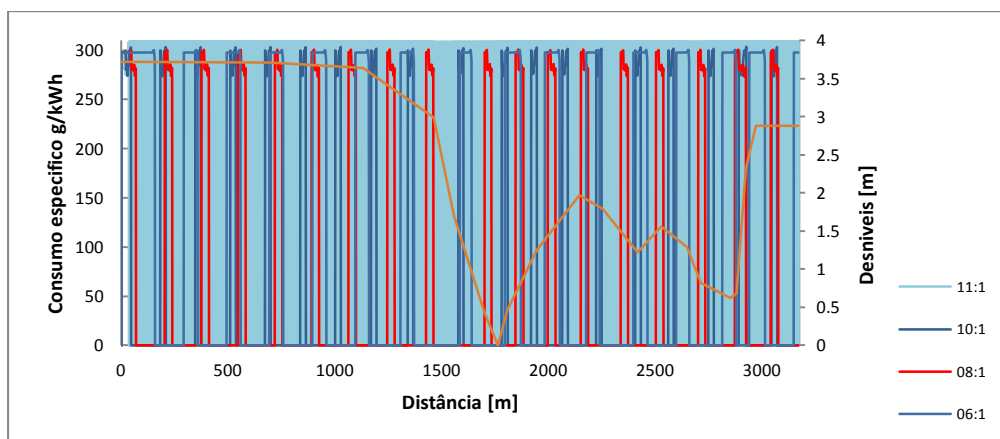


Gráfico A4.11 - Curva de consumo específico para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

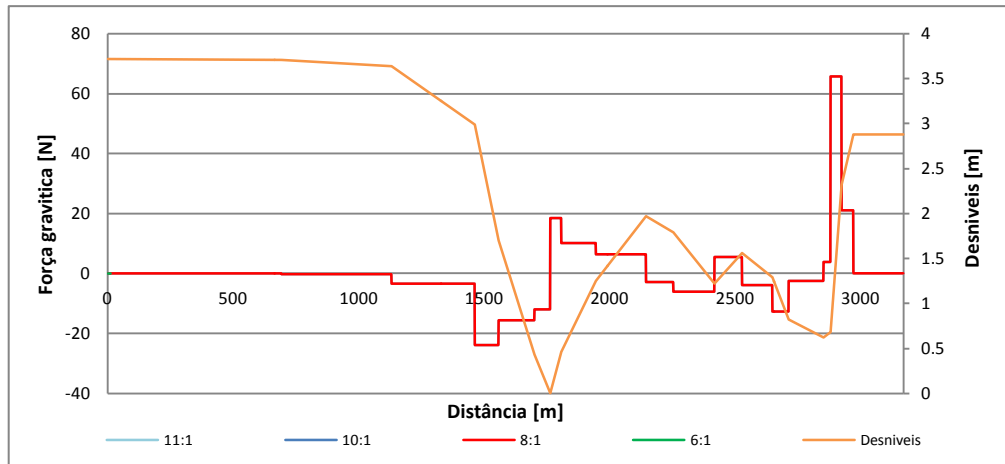


Gráfico A4.12 - Curva da força gravítica para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

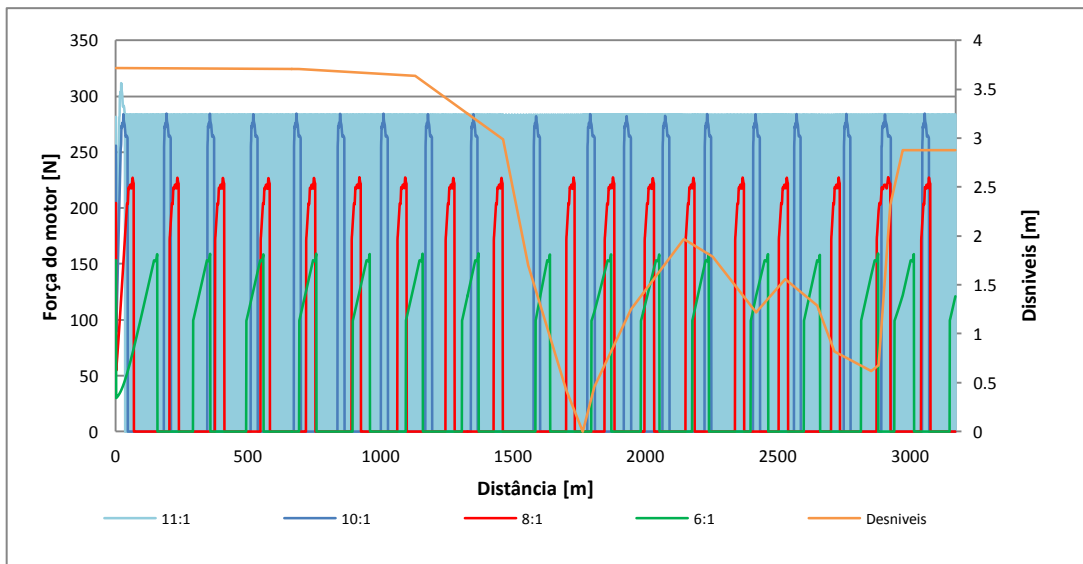


Gráfico A4.13 - Curva da força do motor para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

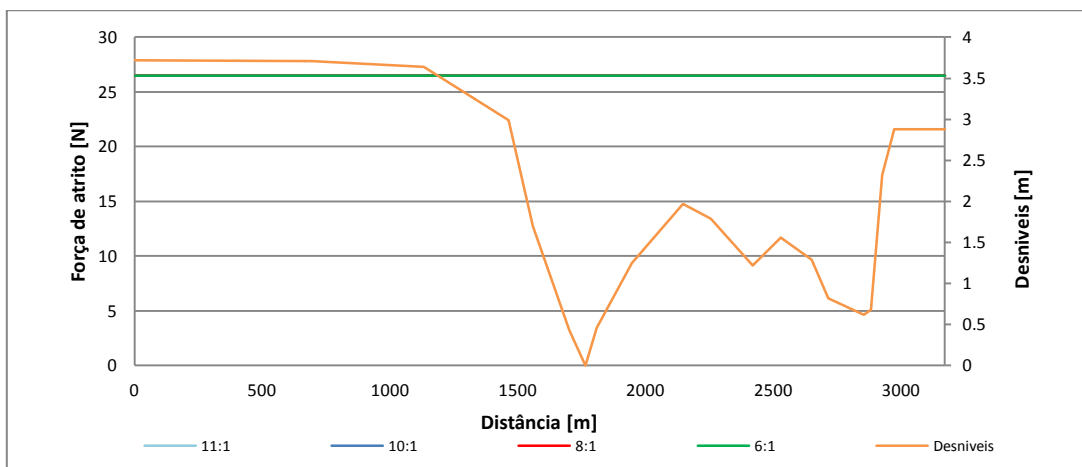


Gráfico A4.14 - Curva da força de atrito para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

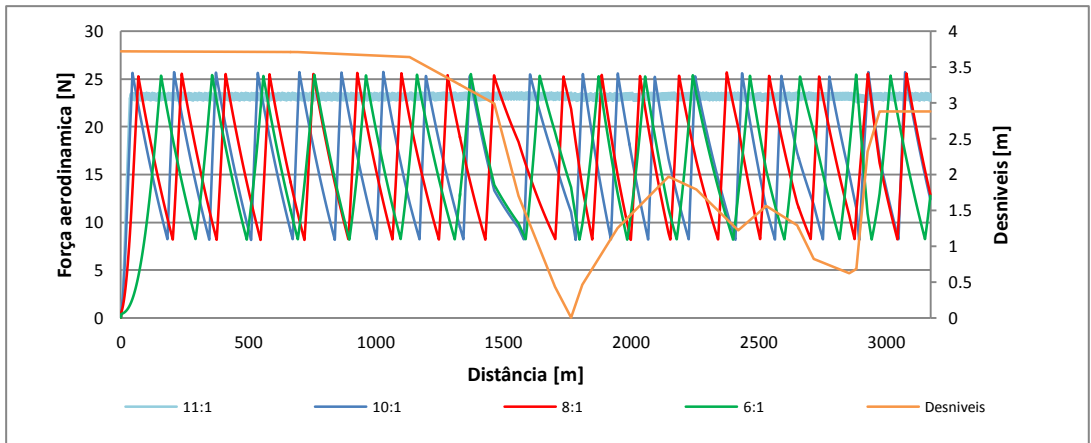


Gráfico A4.15 - Curva da força aerodinâmica para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

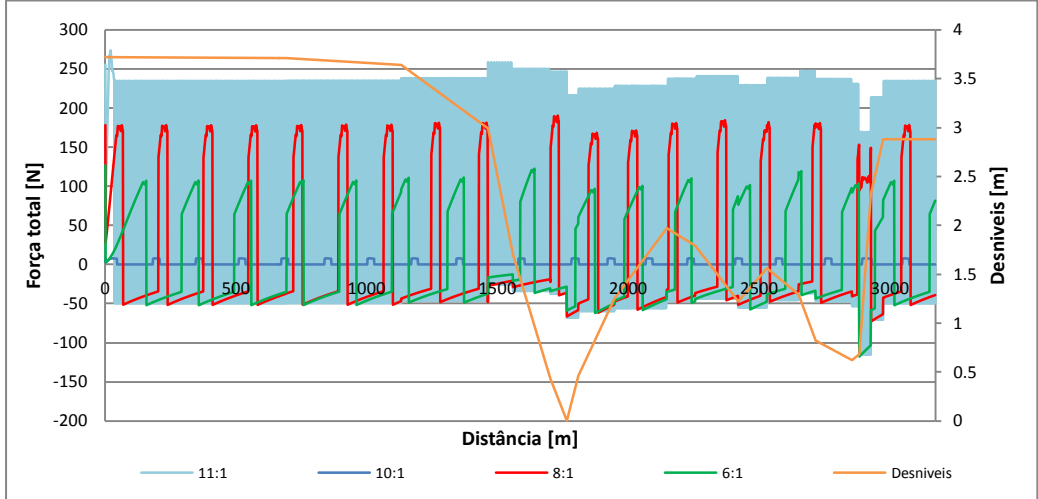


Gráfico A4.16 - Curva da força total para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

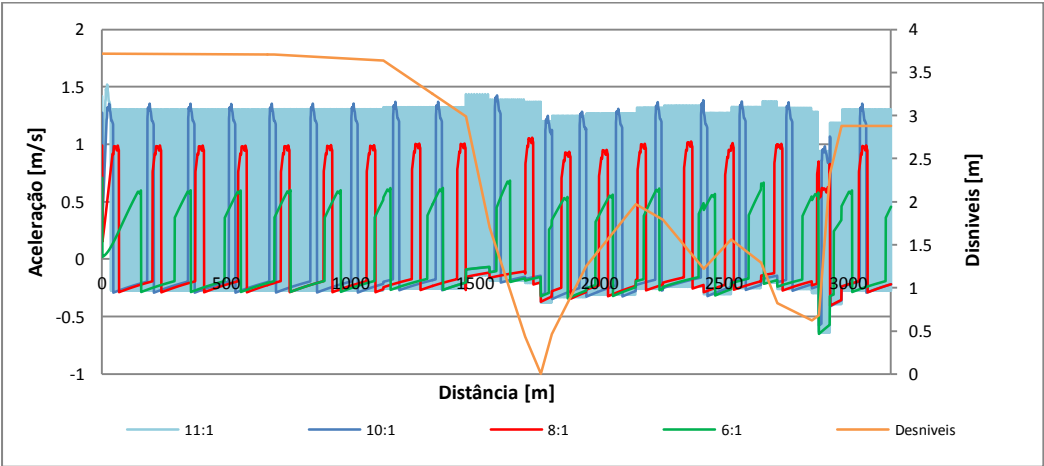


Gráfico A4.17- Curva da aceleração para diferentes relações de transmissão, ao longo da pista.

## 2. Influência do peso

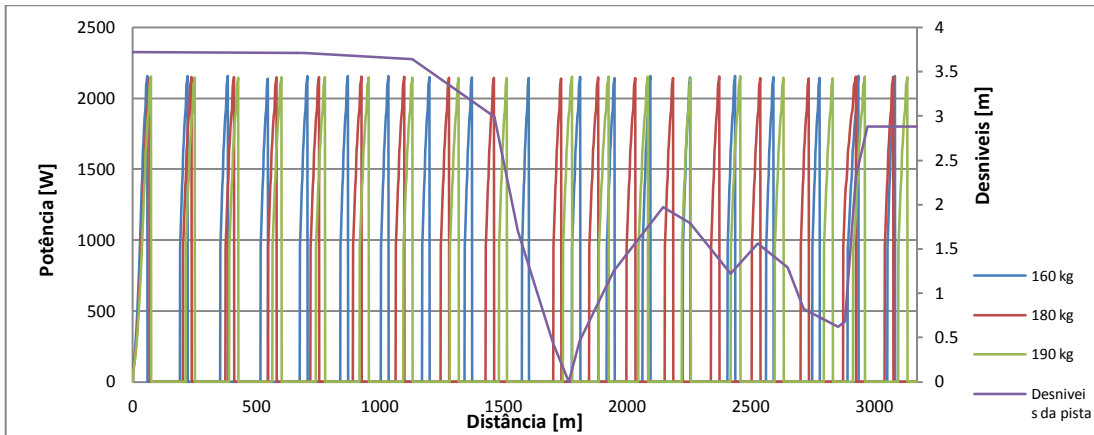


Gráfico A4.18 - Curvas de potência para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

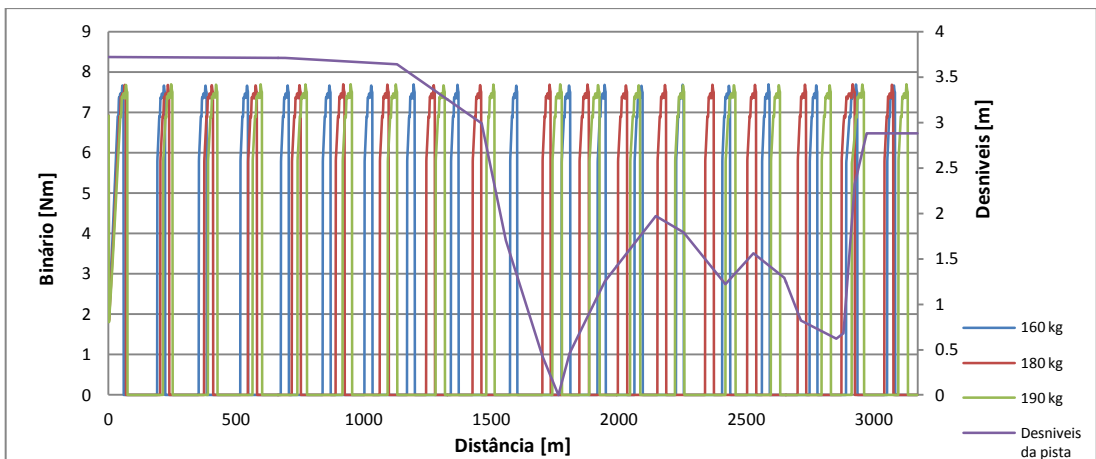


Gráfico A4.19 - Curvas de binário para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

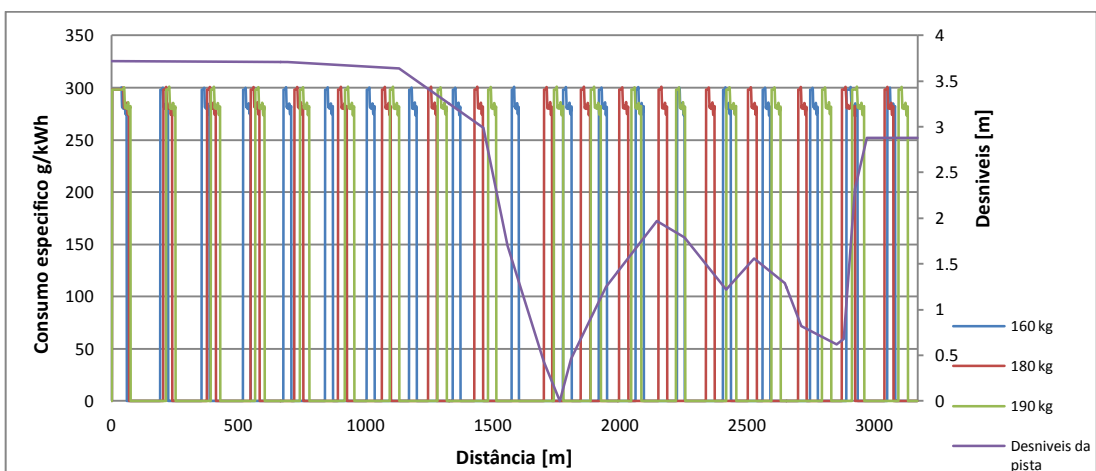


Gráfico A4.20 - Curvas do consumo específico para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

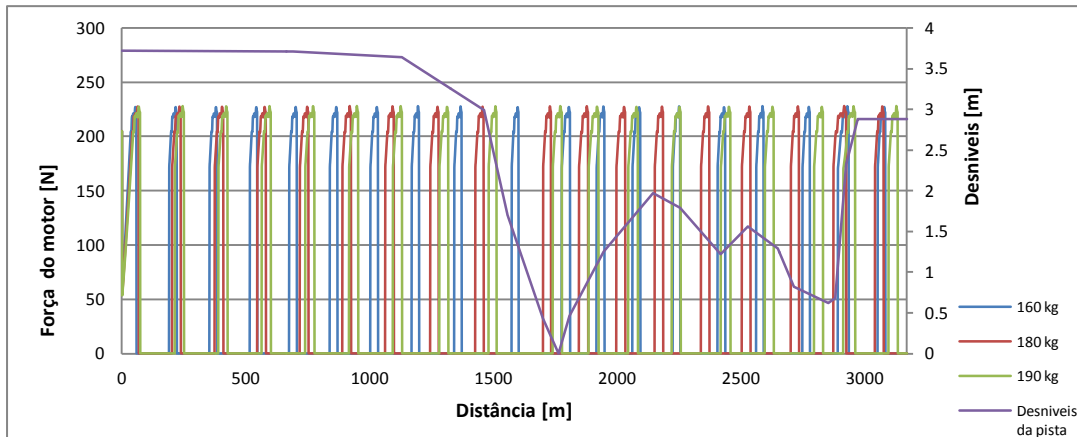


Gráfico A4.21 - Curvas da Força motor para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

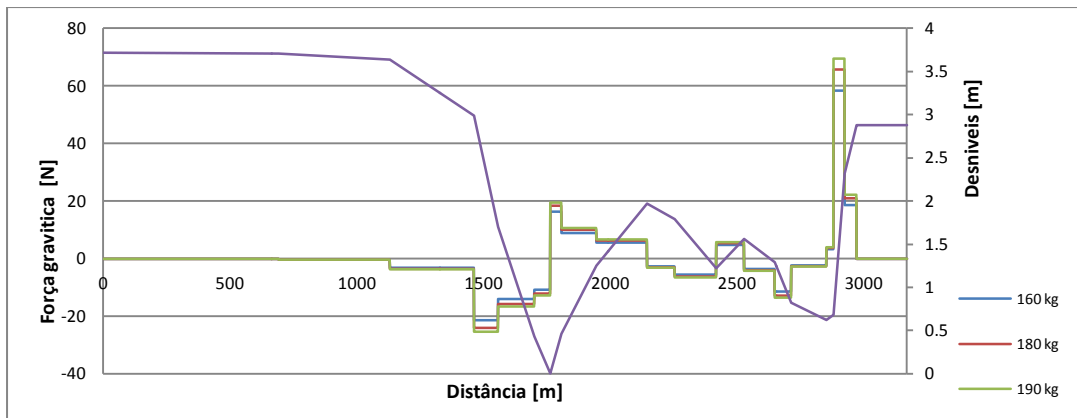


Gráfico A4.22 - Curvas da força gravítica para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

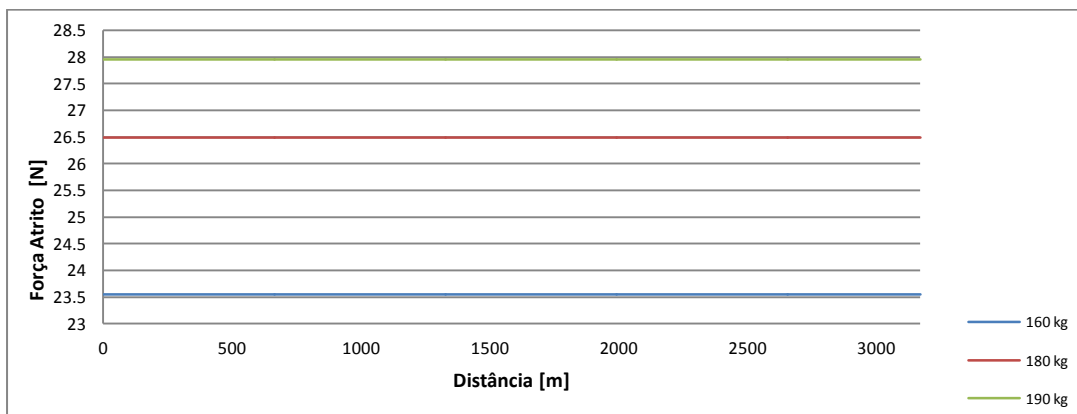


Gráfico A4.23 - Curvas da força de atrito para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

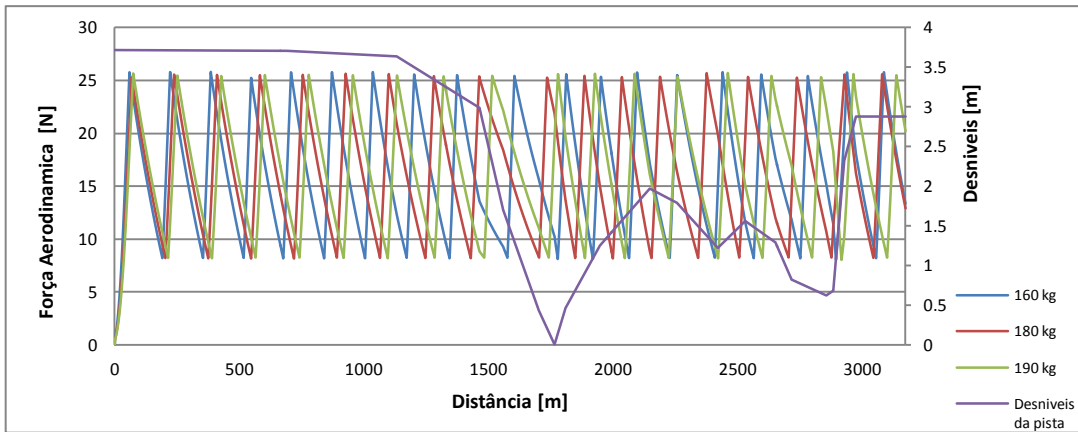


Gráfico A4.24 - Curvas da aerodinâmica para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

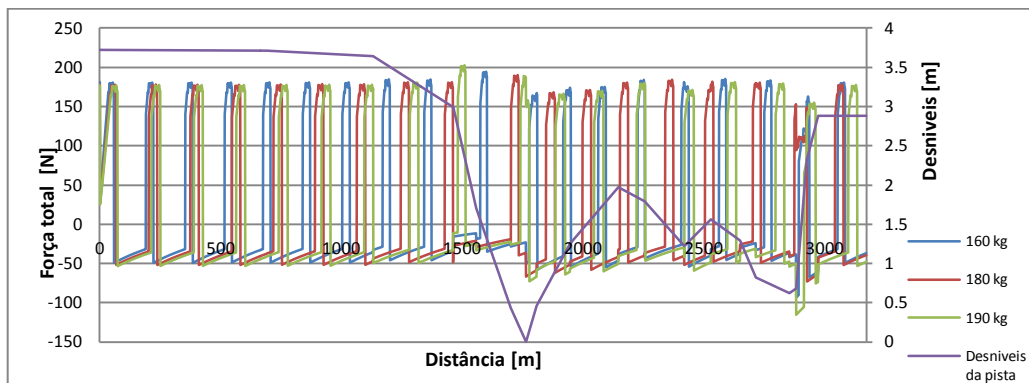


Gráfico A4.25 - Curvas da força total para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

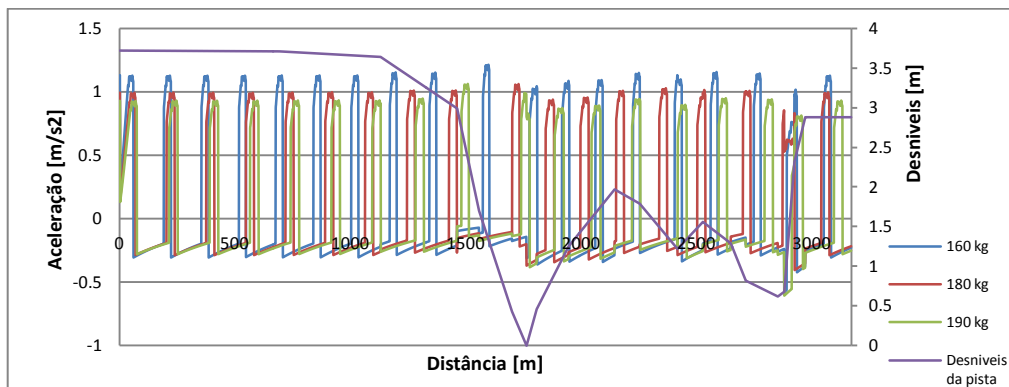


Gráfico A4.26 - Curvas da aceleração para diferentes pesos combinados do veículo mais o piloto, ao longo da pista.

### 3. Influência do coeficiente de resistência aerodinâmica $C_d$

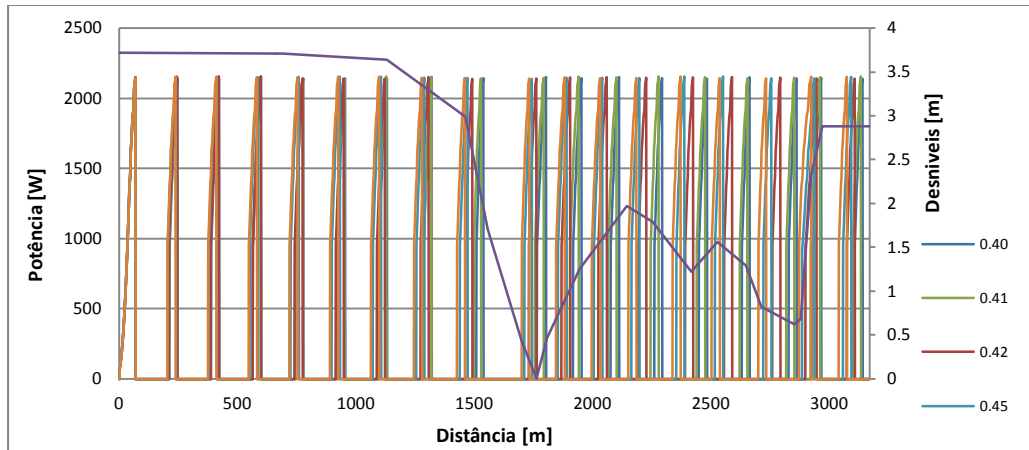


Gráfico A4.27 - Curva de potência para diferentes valores de  $C_d$ , ao longo da pista.

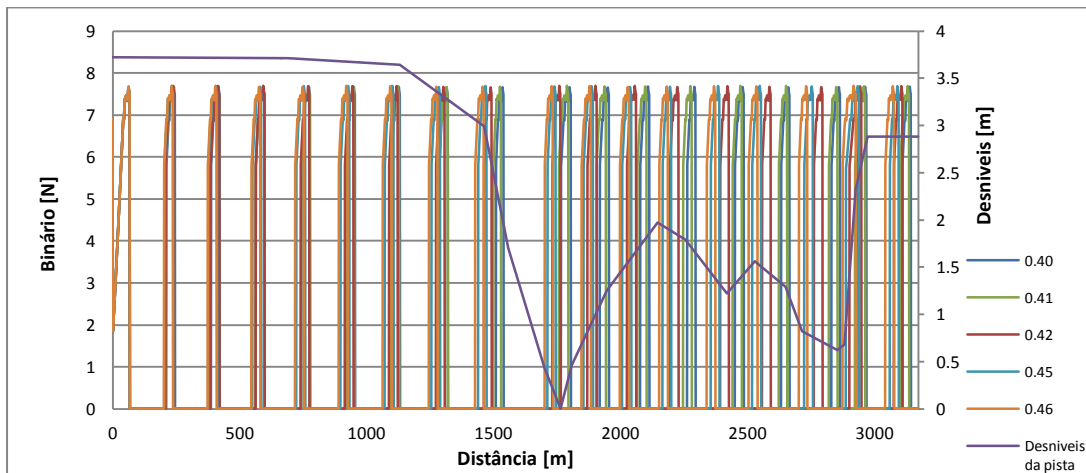


Gráfico A4.28 - Curva de binário para diferentes valores de  $C_d$ , ao longo da pista.

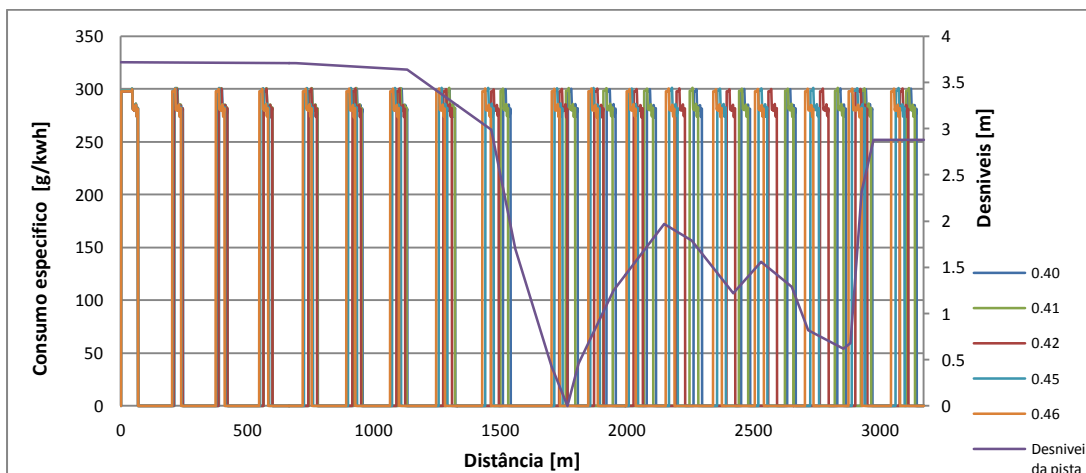


Gráfico A4.29 - Curva do consumo específico para diferentes valores de  $C_d$ , ao longo da pista.

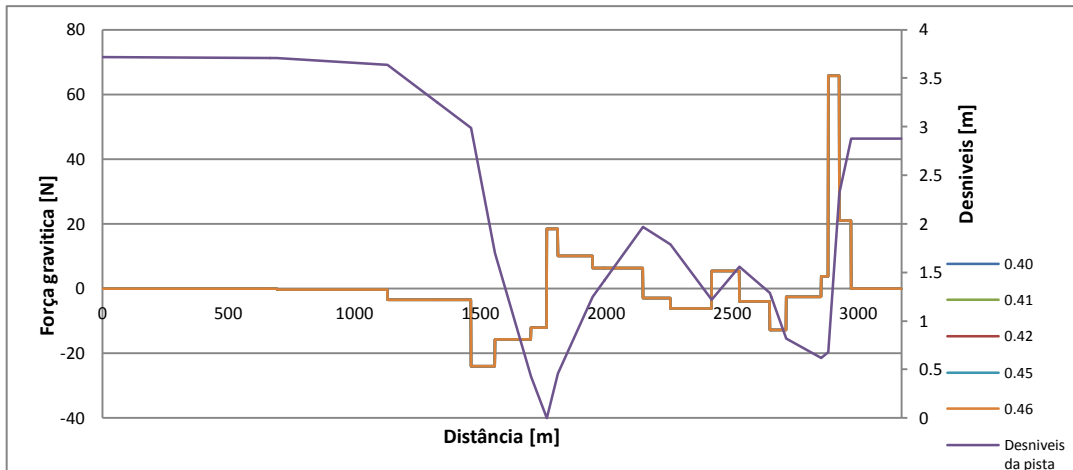


Gráfico A4. 30 - Curva da força gravítica para diferentes valores de Cd, ao longo da pista.

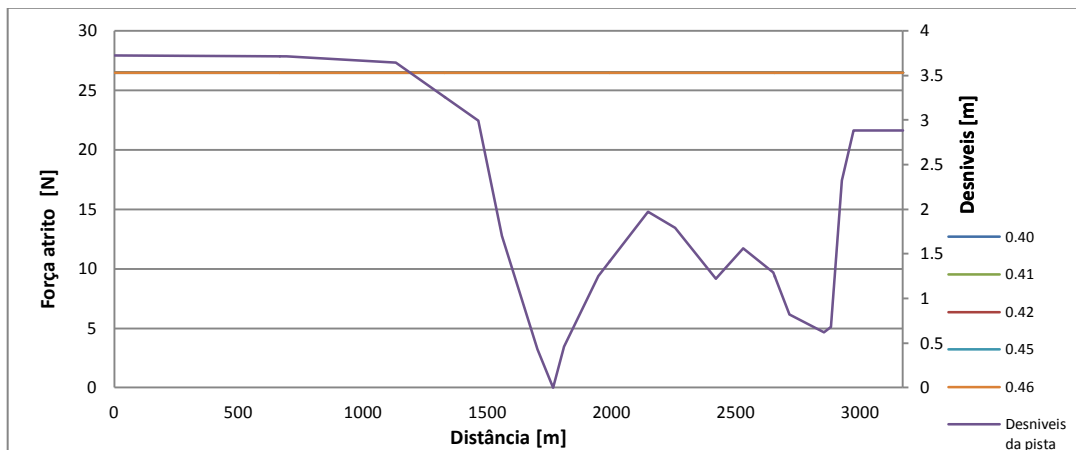


Gráfico A4. 31 - Curva da força de atrito para diferentes valores de Cd, ao longo da pista.

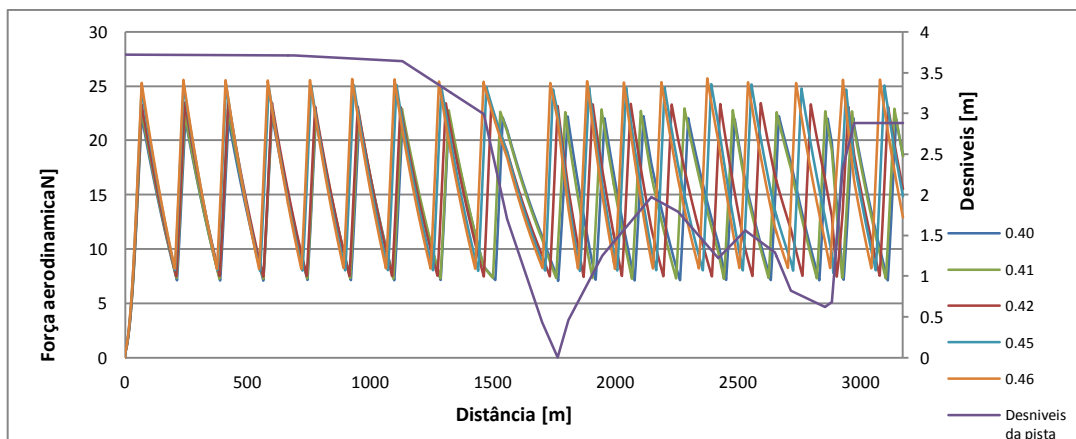


Gráfico A4. 32 - Curva da força aerodinâmica para diferentes valores de Cd, ao longo da pista.

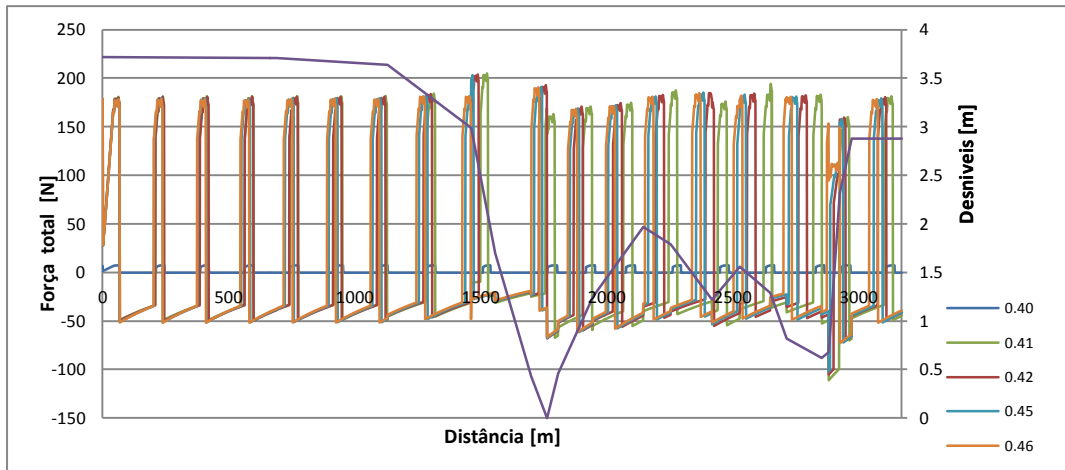


Gráfico A4.33 - Curva da força total para diferentes valores de Cd, ao longo da pista.

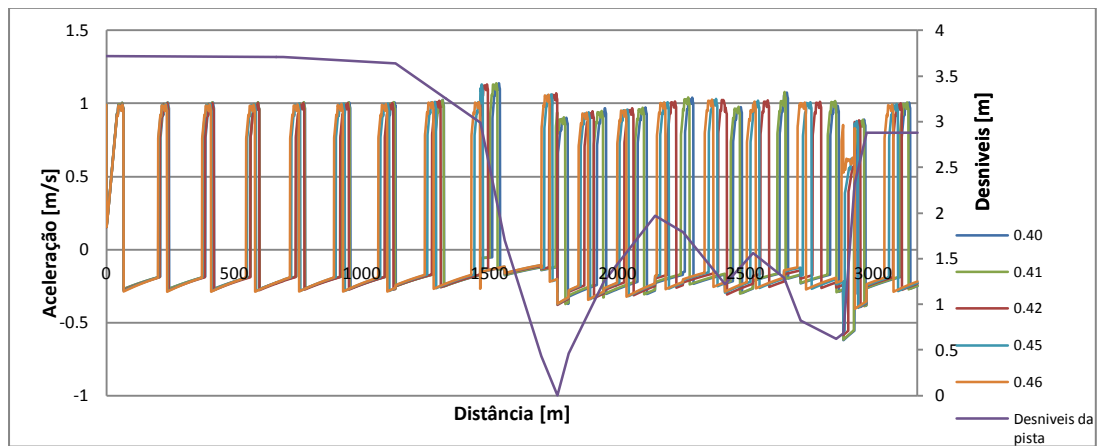


Gráfico A4.34 - Curva da aceleração para diferentes valores de Cd, ao longo da pista.

#### 4. Influência do coeficiente de atrito de rolamento

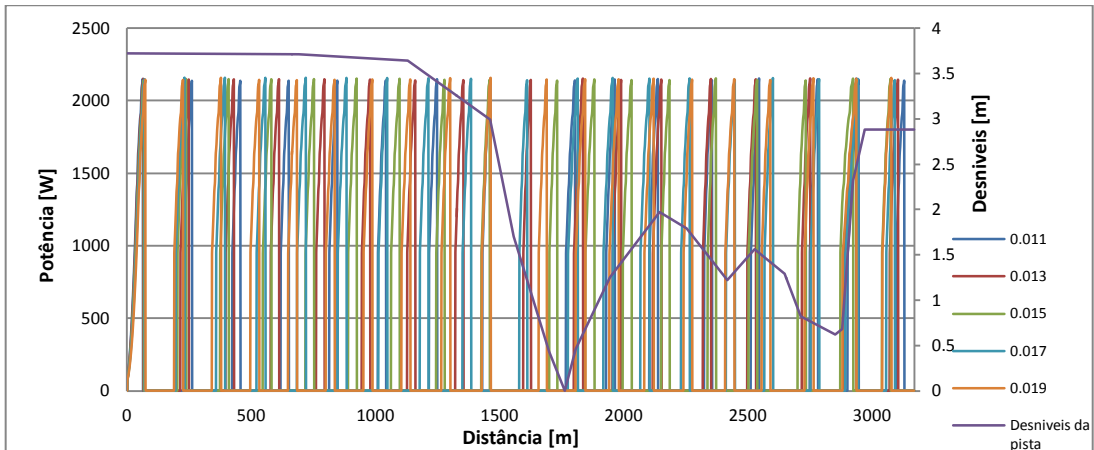


Gráfico A4.35 - Curva de potência para diferentes valores de  $C_r$ , ao longo da pista.

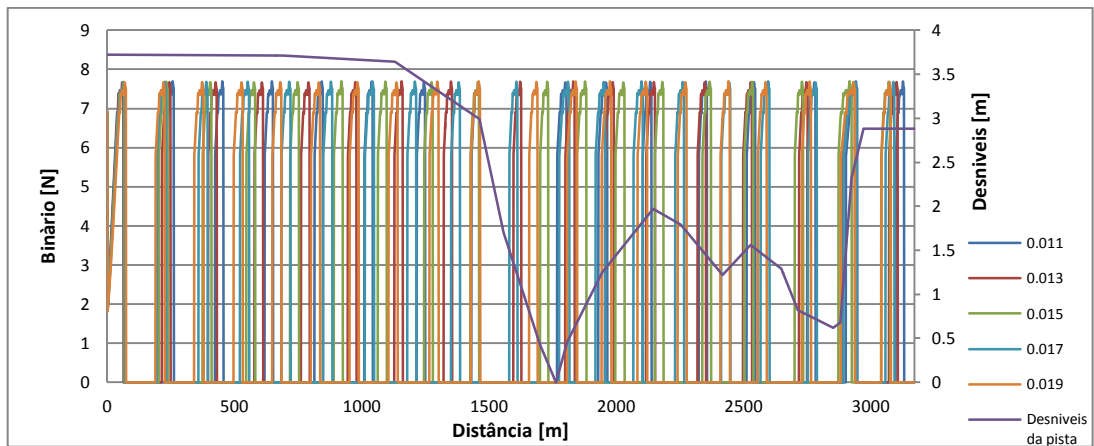


Gráfico A4.36 - Curva de binário para diferentes valores de  $C_r$ , ao longo da pista.

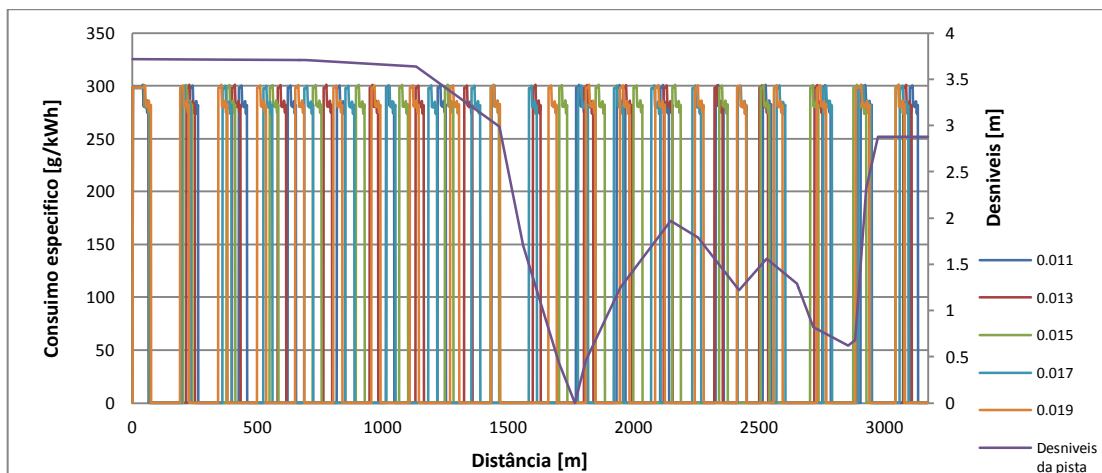


Gráfico A4.37 - Curva consumo específico para diferentes valores de  $C_r$ , ao longo da pista.

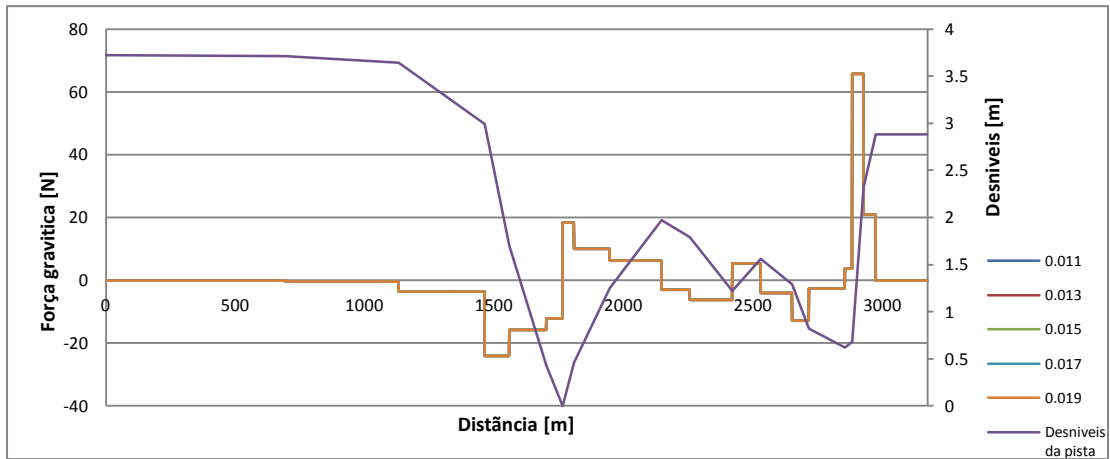


Gráfico A4.38 - Curva da força gravítica para diferentes valores de Cr, ao longo da pista.

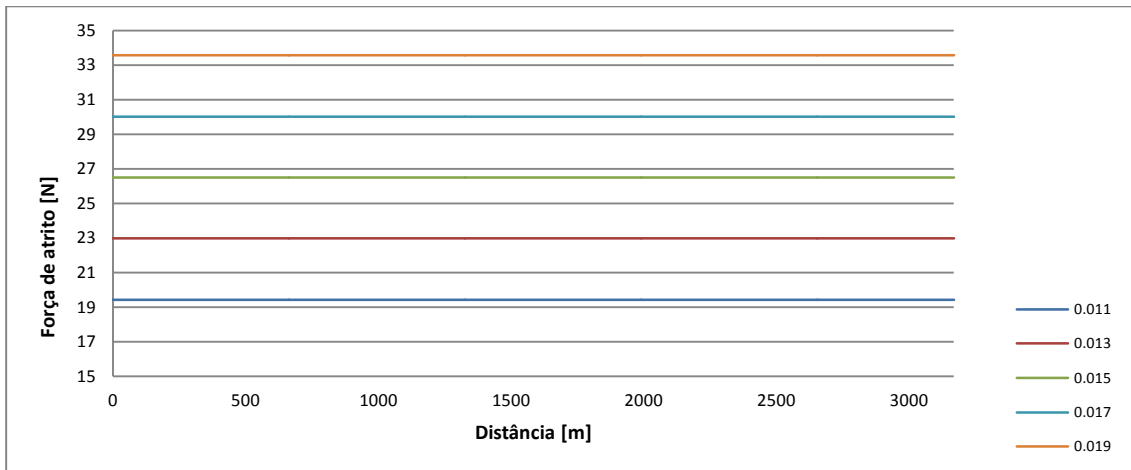


Gráfico A4.39 - Curva da força de atrito para diferentes valores de Cr, ao longo da pista.

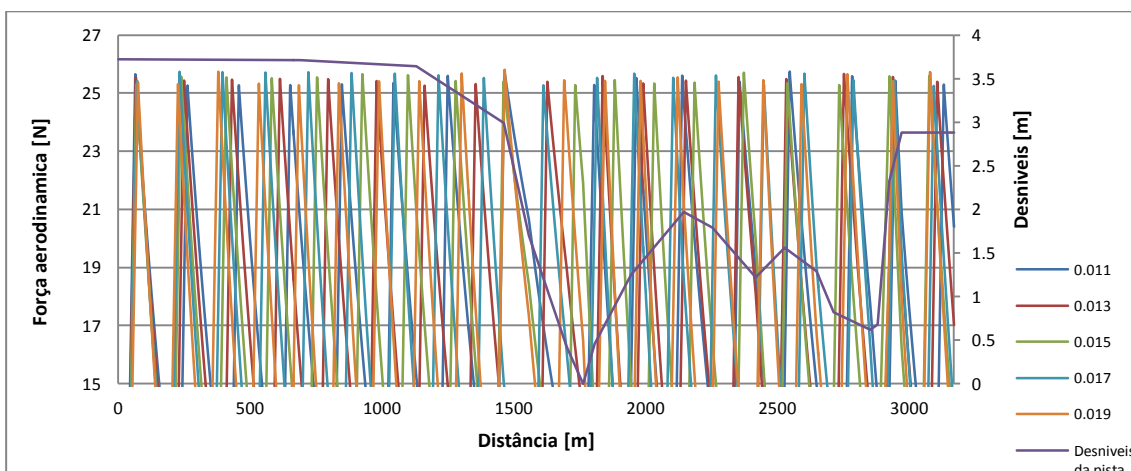


Gráfico A4.40 - Curva da força aerodinâmica para diferentes valores de Cr, ao longo da pista.

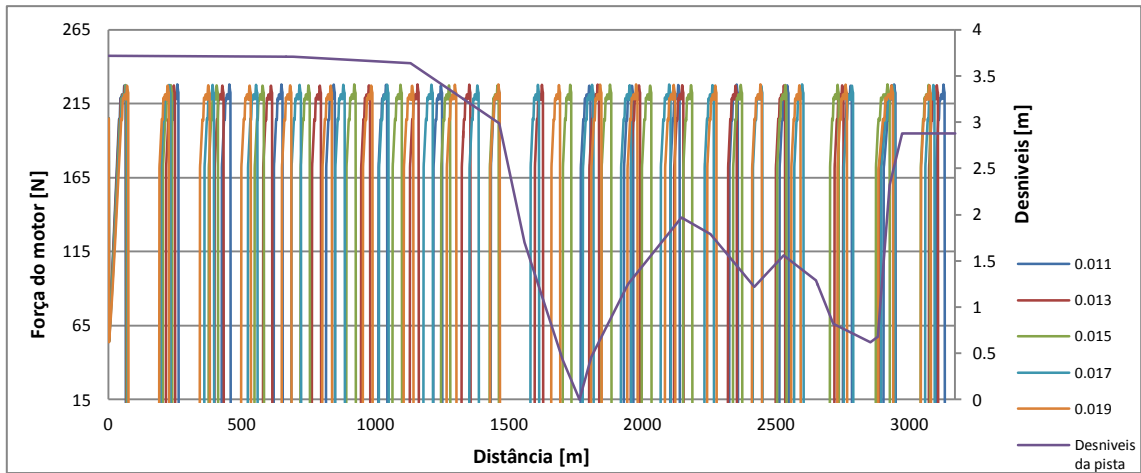


Gráfico A4.41 - Curva da força do motor para diferentes valores de  $C_r$ , ao longo da pista.

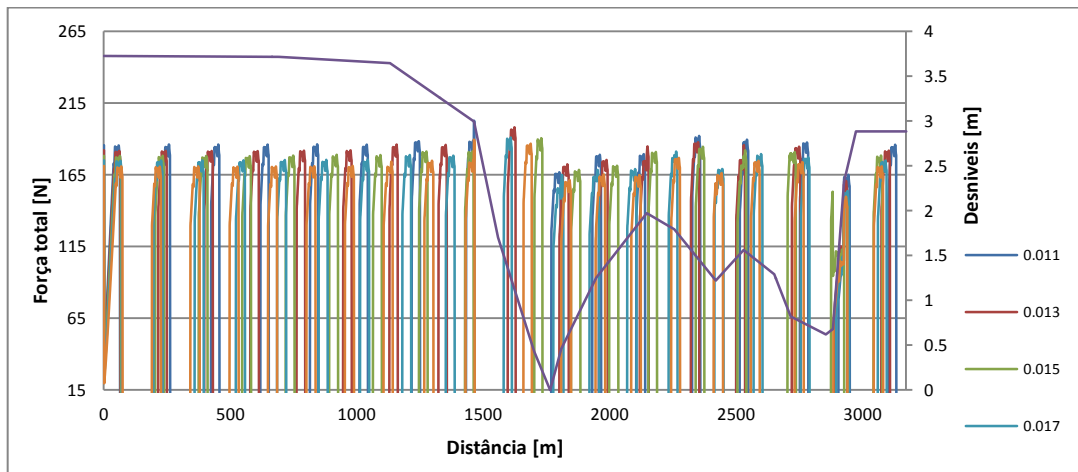


Gráfico A4.42 - Curva da força total para diferentes valores de  $C_r$ , ao longo da pista.

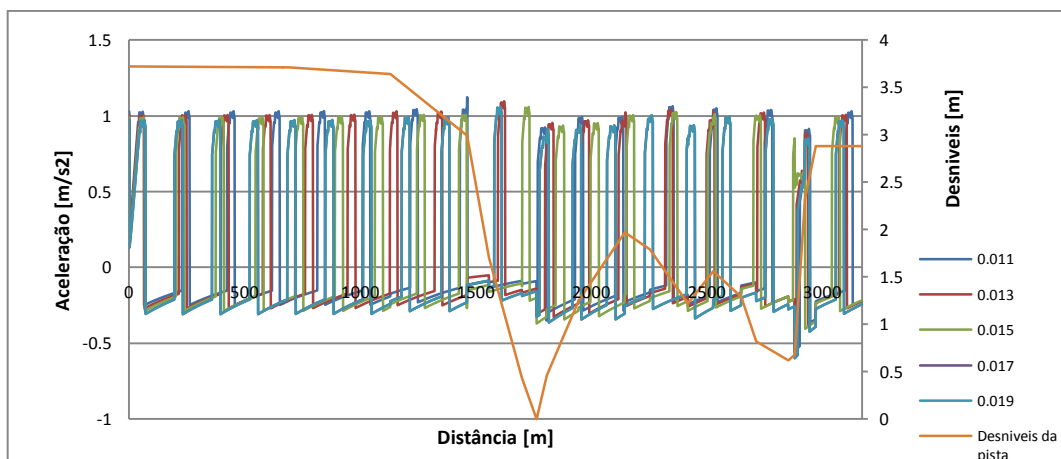


Gráfico A4.43 - Curva da aceleração para diferentes valores de  $C_r$ , ao longo da pista.



# Anexo V - Modificação do ciclo termodinâmico do motor.

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

Tabela A5.1- Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx120 de origem

Engine Input Specs			
Short Block, File: BUICK-V-.6			
Block/Pistons/Rods		Accessories	
Bore, in	2.362	Fan Type: None	
Stroke, in	1.653	Wtr Pump: None	
# of Cylinders	1	Engine Inertia/Crank Design	
Rings: 3 Standard Tension		Inertia: .25 Calculated	
Rod Length, in	2.111	Crank Design: Typical Windage	
Pstn Skrt: Typical Skirt			
Bearing Size	1		
Pstn Top: No Coating			
Cyl Lckg: Typical Leakage			
Head(s), File: BUICK-ST.GII			
Intake Port Specs		Exhaust Port Specs	
Port Layout: 1 valve & 1 port		Port Layout: 1 valve & 1 port	
Valve Diameter, in	.87	Valve Diameter, in	.752
Avg Port Diameter, in	.745	Avg Port Diameter, in	.665
Port Length, in	1	Port Length, in	1
Single Flow Coef	.4	Single Flow Coef	.4
Anti-Reversion, %	0	Anti-Reversion, %	0
Combustion Chamber		Miscellaneous	
Compression Ratio	8.5	Mtrl/Coating: Aluminum	
Chamber Design: Typical Wedge		Burn Rating: Typical	
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: 1050-TNL.RAM			
Manifold Specs (1 runner /cyl)		Carburetor(s)	
Runner Dia @ Head, in	.85	Total CFM Rating	25
Runner Design: Straight Runners, mer		Secondary Throttles	na
Runner Length, in	3	Air Cleaner CFM Rating	na
Runner Flow Coef	1.5	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
Exhaust System, File: HDR-31X2.1			
Header Primary (1 runner /cyl)		Open Exhaust System	
Straight Primary (no diameter change)		CFM Rating	na
Section 1, Inside Dia, in	.85	Collector (not used)	
Section 1, Length, in	3	Collector Length, in	na
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	1.5		

Tabela A5.2- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx120 de origem.

Projected Performance												
Engine RPM	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500	3700
Brk Tq, ft lb	5.72	5.96	6.16	6.23	6.26	6.28	6.26	6.23	6.21	6.19	6.17	6.14
Brake HP	1.83	1.93	2.23	2.49	2.74	2.99	3.22	3.44	3.67	3.89	4.11	4.32
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	0.0
Int Vac, "Hg	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4
Vol Eff, %	79.4	79.9	80.3	80.7	80.9	81.1	81.2	81.4	81.6	81.9	82.2	82.5
Actual CFM	2.50	2.85	3.20	3.55	3.90	4.25	4.60	4.95	5.30	5.66	6.03	6.39
Fuel Flow, lb/hr	0.87	0.99	1.12	1.24	1.36	1.48	1.61	1.73	1.85	1.98	2.11	2.23
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	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	0.00
BMEP, PSI	119	124	128	130	130	131	130	130	129	129	128	128
A/F Mxtr Qlty, %	86.4	91.6	96.6	98.1	99.1	99.9	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
BSFC, lb/HP-hr	0.512	0.495	0.482	0.479	0.478	0.478	0.481	0.483	0.486	0.489	0.493	0.497
Thermal Eff, %	29.86	30.89	31.81	32.17	32.40	32.57	32.62	32.64	32.66	32.65	32.60	32.56
IMEP, PSI	142	147	152	155	156	158	158	159	159	160	160	160
Frotn Tq, ft-lbs	0.83	0.87	0.92	0.96	1.01	1.05	1.09	1.14	1.18	1.23	1.27	1.32
Frotn HP	0.24	0.28	0.33	0.38	0.44	0.50	0.56	0.63	0.70	0.77	0.85	0.93
FMEP, PSI	17.27	18.19	19.11	20.02	20.94	21.86	22.78	23.70	24.63	25.55	26.48	27.40
Mech Eff, %	87.8	87.7	87.5	87.1	86.6	86.1	85.6	85.1	84.5	84.0	83.4	82.9
Motoring HP	0.25	0.30	0.35	0.41	0.47	0.54	0.61	0.69	0.77	0.86	0.95	1.05
Pumpng Work, HP	-0.01	-0.02	-0.02	-0.03	-0.03	-0.04	-0.05	-0.06	-0.07	-0.09	-0.10	-0.12
Residual Exh, %	9.0	8.8	8.6	8.5	8.6	8.5	8.4	8.3	8.4	8.3	8.2	8.2
Shrt Circuit, %	0.0	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	1030	1072	1110	1131	1146	1159	1167	1174	1180	1187	1192	1197
Mx Cyl Pres, PSI	765	781	795	799	801	803	802	801	801	802	803	804
Mx Cyl Tmp, deg F	4400	4488	4567	4584	4592	4596	4588	4579	4572	4566	4559	4555
In Port Tmp, deg F	132	130	129	127	126	124	123	121	120	119	117	116
Piston Spd, ft/min	413	468	523	579	634	689	744	799	854	909	964	1019
Piston Gs @ TDC	70	90	120	140	170	200	240	270	310	360	400	450
Coolant HP	1.44	1.62	1.80	1.96	2.11	2.26	2.41	2.55	2.70	2.85	3.00	3.16
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	0.2
In Tun Pres, PSI	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1
Avg In Vel, ft/sec	56	64	72	79	87	94	102	109	117	124	132	139
Avg Ex Vel, ft/sec	59	67	75	82	90	98	106	114	122	130	137	145
Mach #	0.156	0.177	0.198	0.219	0.240	0.260	0.281	0.302	0.323	0.344	0.365	0.386
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	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	100.0
Valve Toss												
Knock Index	1.1	1.1	1.0	1.0	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8	0.8	0.8	0.7
Spark Advnc, deg	15.5	16.1	16.6	17.1	17.6	18.1	18.5	18.9	19.4	19.7	20.0	20.3
Primary Jet												
Secondary Jet												
Calc Error	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
PkTq=6.28@2500 Avg=6.15 PkHP=4.32@3700 Avg=3.06												

Tabela A5.3-Dados utilizados na simulação do Motor Honda Gx120 modificado.

Engine Input Specs			
Short Block, File: BUICK-V-.6			
Block/Pistons/Rods		Accessories	
Bore, in	2.362	Fan Type: None	
Stroke, in	1.653	Wtr Pump: None	
# of Cylinders	1	Engine Inertia/Crank Design	
Rings: 3 Standard Tension		Inertia: .25 Calculated	
Rod Length, in	2.111	Crank Design: Typical Windage	
Pstn Skrt: Typical Skirt			
Bearing Size	1		
Pstn Top: No Coating			
Cyl Lckg: Typical Leakage			
Head(s), File: BUICK-ST.GII			
Intake Port Specs		Exhaust Port Specs	
Port Layout: 1 valve & 1 port		Port Layout: 1 valve & 1 port	
Valve Diameter, in	.87	Valve Diameter, in	.752
Avg Port Diameter, in	.745	Avg Port Diameter, in	.665
Port Length, in	1	Port Length, in	1
Single Flow Coef	.44	Single Flow Coef	.4
Anti-Reversion, %	0	Anti-Reversion, %	0
Combustion Chamber		Miscellaneous	
Compression Ratio	8.5	Mtrl/Coating: Aluminum	
Chamber Design: Typical Wedge		Burn Rating: Typical	
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: 1050-TNL.RAM			
Manifold Specs (1 runner /cyl)		Carburetor(s)	
Runner Dia @ Head, in	.85	Total CFM Rating	25
Runner Design: Straight Runners, mer		Secondary Throttles	na
Runner Length, in	3	Air Cleaner CFM Rating	na
Runner Flow Coef	1.5	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
Exhaust System, File: HDR-31X2.1			
Header Primary (1 runner /cyl)		Open Exhaust System	
Straight Primary (no diameter change)		CFM Rating	na
Section 1, Inside Dia, in	.85	Collector (not used)	
Section 1, Length, in	3	Collector Length, in	na
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	1.5		

Tabela A5.4- Resultados obtidos na simulação do Motor Honda Gx120 modificado.

Projected Performance												
Engine RPM	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500	3700
Brk Tq, ft lb	5.57	5.78	5.92	5.97	5.96	5.94	5.88	5.81	5.75	5.69	5.62	5.53
Brake HP	1.59	1.87	2.14	2.39	2.61	2.83	3.02	3.21	3.39	3.57	3.74	3.90
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	0.0
Int Vac, "Hg	0.1	0.2	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.5	0.6	0.7	0.8	0.8
Vol Eff, %	79.3	79.6	79.8	79.8	79.9	79.9	79.8	79.7	79.5	79.2	78.8	78.2
Actual CFM	2.49	2.84	3.18	3.51	3.85	4.19	4.52	4.85	5.17	5.48	5.78	6.07
Fuel Flow, lb/hr	0.87	0.99	1.11	1.23	1.35	1.46	1.58	1.69	1.80	1.91	2.02	2.12
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	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	0.00
BMEP, PSI	116	120	123	124	124	124	122	121	120	118	117	115
A/F Mxtr Qty, %	85.6	90.8	95.5	98.0	98.9	99.8	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
BSFC, lb/HP-hr	0.524	0.509	0.498	0.494	0.495	0.497	0.501	0.507	0.511	0.513	0.517	0.521
Thermal Eff, %	29.23	30.16	30.96	31.34	31.48	31.58	31.55	31.45	31.46	31.53	31.60	31.63
IMEP, PSI	138	143	147	149	150	151	150	150	149	149	149	148
Frctn Tq, ft-lbs	0.83	0.87	0.92	0.96	1.00	1.05	1.09	1.14	1.18	1.23	1.27	1.32
Frctn HP	0.24	0.28	0.33	0.38	0.44	0.50	0.56	0.63	0.70	0.77	0.85	0.93
FMEP, PSI	17.25	18.17	19.08	20.00	20.92	21.84	22.76	23.68	24.61	25.53	26.45	27.38
Mech Eff, %	87.5	87.3	87.0	86.8	86.1	85.5	84.9	84.2	83.5	82.9	82.2	81.5
Motoring HP	0.25	0.30	0.35	0.41	0.48	0.54	0.62	0.70	0.78	0.87	0.96	1.06
Pumping Work, HP	-0.01	-0.02	-0.02	-0.03	-0.04	-0.05	-0.06	-0.07	-0.08	-0.10	-0.11	-0.13
Residual Exh, %	8.7	8.5	8.3	8.2	8.1	8.1	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
Shrt Circuit, %	0.0	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	1039	1084	1125	1150	1168	1184	1194	1202	1207	1208	1209	1208
Mx Cyl Pres, PSI	660	681	659	653	644	635	624	613	611	617	623	626
Mx Cyl Tmp, deg F	4288	4354	4415	4430	4432	4427	4406	4392	4382	4384	4379	4386
In Port Tmp, deg F	132	131	129	128	126	125	123	122	121	119	118	117
Piston Spd, ft/min	413	468	523	579	634	689	744	799	854	909	964	1019
Piston Gs @ TDC	70	90	120	140	170	200	240	270	310	360	400	450
Coolant HP	1.45	1.62	1.80	1.97	2.12	2.27	2.42	2.58	2.71	2.86	3.00	3.15
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	0.2
In Tun Pres, PSI	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Avg In Vel, ft/sec	56	64	72	79	87	94	102	109	117	124	132	139
Avg Ex Vel, ft/sec	59	67	75	82	90	98	106	114	122	130	137	145
Mach #	0.196	0.222	0.249	0.275	0.301	0.327	0.353	0.380	0.406	0.432	0.458	0.484
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	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	100.0
Valve Toss												
Knock Index	0.9	0.8	0.7	0.7	0.6	0.6	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Spark Advnc, deg	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.5	11.5	12.5	13.5
Primary Jet												
Secondary Jet												
Calc Error	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
PkTq=5.97@2100 Avg=5.78												
PkHP=3.90@3700 Avg=2.86												