

IPV - ESTGV |



Instituto Politécnico de Viseu

Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu

# Instituto Politécnico de Viseu

Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu



**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

*Ao meu Amor, Natércia Zoleida de Oliveira Pegado e Felgueiras*

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Resumo

O presente trabalho foi realizado com o objetivo de se preverem algumas características de *performance* dos motores de Fórmula 1 para o ano de 2014, de acordo com a introdução de nova regulamentação. Foi utilizado um simulador computacional proveniente da Lotus, conhecido fabricante de veículos desportivos e participante ativo na Fórmula 1, no sentido de se constatar quais os valores aproximados de binário, potência e consumo específico de combustível que se podem esperar.

O modelo de motor de combustão interna objeto de estudo deste trabalho, devidamente subordinado ao Regulamento de Características Técnicas da Fórmula 1 para 2014, emanado pela Federação Internacional do Automóvel em 05 de Dezembro de 2012, constitui-se como um motor com seis cilindros dispostos na tipologia em “V”, com 1,6 litros de cilindrada, com alimentação de combustível por injeção direta no cilindro e com um turbocompressor.

Paralelamente, foi considerado um motor de combustão interna de referência para a Fórmula 1 dos anos 80, o motor Honda RA 168 E. Este propulsor de características muito aproximadas ao objeto estudo, serviu como base de apoio comparativo ao mesmo, na medida em que as principais características construtivas e de *performance* estão presentes em artigo próprio disponível à leitura comum.

Verificou-se que os resultados esperados para o motor de 2014 são ligeiramente inferiores aos do motor Honda no que concerne ao binário e à potência debitados. Já o consumo específico assume valores ligeiramente superiores. Os resultados obtidos nas simulações devem-se essencialmente à existência do turbocompressor, sendo que as outras variáveis revestem-se de insignificância, face ao mesmo.

Atendendo à limitação do caudal mássico de combustível de alimentação do motor para 2014, decorre que a sobrepresão debitada pelo turbocompressor estará constringida também. Perante tal, é espectável que os principais desenvolvimentos passem pelo aumento da taxa de compressão, otimização do formato das câmaras de combustão, emprego de misturas ar/combustível mais pobres e minimização das perdas por fricção.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Abstract

This study was undertaken aiming at providing some forecasting about Formula 1 engines performance for 2014, as a result of the expected introduction of new regulations. A Lotus computational simulator, property of the well-known sports car manufacturer and active participant in Formula 1 competitions, was used throughout this work to observe the released, though approximate, torque, power and specific fuel consumption values, only possible due to LESOFT<sup>1</sup> Lotus Engine Simulation™ kind and graceful loan.

This research object of study is an internal combustion engine complying with the F1 2014 Technical Features Regulation, issued by the *Fédération Internationale de l'Automobile* (FIA) on December 5<sup>th</sup> 2012. It is a 1.6 litre turbocharged direct injection V-shaped engine with 6 cylinders and a single turbocharger.

Simultaneously, the Honda RA 168 E, an internal combustion engine that was a milestone in the 1980's Formula 1, was taken into consideration. This engine, that had very similar characteristics to those presently studied, served as the basis of comparison as the main construction and performance characteristics were available in an open access technical paper.

The expected results for the 2014 engine were found to be slightly lower than those of the referred Honda engine, as far as torque and power were considered. On the other hand, the specific consumption was slightly higher. The simulation results obtained are almost exclusively a function of the turbocharger characteristics; the remaining variables have a minor influence. Given the 2014 engine fuel mass flow restriction, the turbocharger boost pressure will also be compromised.

That being said, major engine developments expected will come from increased compression ratio, combustion chambers shape optimization, leaner use of air/fuel mixtures and friction losses minimization.

---

<sup>1</sup> Lotus engineering software

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar ao meu orientador, Professor Carlos Pinho, pelo seu apoio e dedicação ao longo dos meses em que me acompanhou na elaboração deste trabalho. Por diversas vezes leu, analisou e corrigiu, extravasando talvez, aquilo que pode ser considerado como a paciência do senso comum.

Agradeço em segundo lugar ao meu coorientador, Professor João Monney Paiva, pela sua total disponibilidade para me ajudar. De dia, à noite, na escola ou fora dela, esteve sempre presente de uma forma ou de outra, para orientar e auxiliar.

Agradeço à minha colega de curso de mestrado, Tânia Ferreira, por diversas vezes me ter motivado a continuar a trabalhar com toda a perseverança necessária.

Agradeço a todos os funcionários da ESTGV, docentes e não docentes, por proporcionarem com o seu labor diário, todas as condições de estudo e trabalho adequadas aos discentes.

Por fim, agradeço ao meu filho Martim Diogo Soares, pela sua inconsciente compreensão nas repetidas mas indispensáveis ausências de companhia, de abraços, de beijos e brincadeiras do seu pai, perante este propósito, dolorosamente refletida na inocência dos seus três anos de idade.

A todos o meu muito obrigado.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Índice de Conteúdos

1 - Introdução.....	1
1.1 - Enquadramento geral.....	1
1.2 - Fórmula 1.....	2
1.3 - Motor de Fórmula 1 atual.....	5
1.4 - Motor de combustão interna – ciclo Otto.....	5
1.5 - Motor de combustão interna – ciclo Diesel.....	6
1.6 - Objetivos.....	6
1.7 - Regulamentação da Fórmula 1 para 2014.....	7
1.8 - Motor Honda RA 168 E.....	9
1.9 - Estrutura da dissertação.....	10
2 - Sobrealimentação.....	11
2.1 - Turbocompressor.....	11
2.2 - Mapa de curvas de rendimento do compressor.....	17
2.3 - Permutador de calor – <i>intercooler</i> .....	18
2.4 - Dois turbocompressores – vantagens e desvantagens.....	19
3 - Rendimento volumétrico.....	21
3.1 - Número de Mach.....	21
3.2 - Caudal através da válvula de admissão.....	22
3.3 - Diâmetro das válvulas e formato da câmara de combustão.....	23
3.4 - Tempos de abertura e fecho das válvulas – diagrama de distribuição.....	26
3.5 - Velocidade média do pistão.....	27
4 - Parâmetros de construção do motor.....	29
4.1 - Razão diâmetro do cilindro/curso do pistão.....	29
4.2 - Razão comprimento da biela/curso do pistão e aceleração instantânea do pistão.....	29
4.3 - Taxa de compressão.....	31
4.4 - Injeção direta de gasolina.....	33
4.5 - Aspectos importantes decorrentes dos parâmetros de construção.....	33
5 - Programa de simulação <i>Lotus Engine Simulation</i> .....	39
5.1 - Introdução.....	39

5.2 - Enquadramento do programa de simulação <i>Lotus Engine Simulation</i> no âmbito do presente estudo.....	40
5.3 - Criação do modelo de simulação.....	40
5.4 - <i>Concept Tool</i> .....	55
5.5 - Definição das condições de teste do simulador.....	61
5.6 - Lançamento do simulador .....	70
5.7 - Carregamento dos dados.....	73
6 - Definição das condições de operação do programa do motor de Fórmula 1 para 2014 .....	77
6.1 - Definição das características do motor de Fórmula 1 para 2014 para introdução no programa <i>Lotus Engine Simulation</i> .....	79
6.2 - Componentes a variar do modelo de motor criado no programa .....	79
6.3 - Pós-definição automática de valores do programa <i>Lotus Engine Simulation</i> para o motor de 2014 .....	88
7 - Apresentação e discussão de resultados - motor de Fórmula 1 para 2014.....	91
7.1 - Condições base .....	91
7.2 - Diagrama de distribuição, diâmetro das válvulas, comprimento da biela e taxa de compressão.....	93
7.3 - Turbocompressor - caudal mássico e razão de pressões do compressor .....	98
8 - Mapa de curvas de rendimento do compressor do motor de Fórmula 1 para 2014	123
8.1 - Relação entre fatores de escala do programa <i>Lotus Engine Simulation</i> e o mapa de curvas de rendimento do compressor.....	123
8.2 - Razão de pressões e caudal mássico.....	125
8.3 - Análise dos mapas de curvas de rendimento do compressor.....	129
8.4 - Velocidade de rotação do rotor do compressor .....	136
8.5 - Definição das características dimensionais do turbocompressor tendo por base o catálogo de aparelhos da <i>Garrett</i> .....	143
8.6 - Combinação de resultados .....	149
9 - Definição das condições de operação do programa para o motor Honda RA 168 E .....	153
9.1 - Definição das características do motor Honda RA 168 E para introdução no programa <i>Lotus Engine Simulation</i> .....	156
9.2 - Componentes a variar do motor Honda RA 168 E.....	158
9.3 - Pós-definição automática de valores do programa <i>Lotus Engine Simulation</i> para o motor Honda RA 168 E .....	159

10 - Apresentação e discussão de resultados - motor Honda RA 168 E .....	161
10.1 - Condições base .....	163
10.2 - Turbocompressor – caudal mássico e razão de pressões do compressor .....	164
10.3 - Velocidade de rotação do rotor do compressor .....	182
11 - Mapas de curvas de rendimento do compressor do motor Honda RA 168 E .....	191
11.1 - Razão de pressões e caudal mássico.....	191
11.2 - Análise do mapa de curvas de rendimento do compressor.....	193
12 - Compressores com admissão individual para cada banco de cilindros.....	195
13 - Comparação de valores entre resultados do motor Honda simulado e do motor Honda RA 168 E .....	201
14 - Comparação de valores entre resultados do motor de Fórmula 1 para 2014 e do motor Honda simulado .....	205
14.1 - Binário .....	207
14.2 - Potência .....	207
14.3 - Consumo específico.....	208
14.4 - Hipótese comparativa entre o motor de Fórmula 1 para 2014 com 1,5 L de cilindrada e injeção indireta de combustível e o motor Honda simulado .....	208
15 - Imposição de utilização de um único turbocompressor, justificações possíveis... 211	
15.1 - Ao nível da turbina .....	212
15.2 - Ao nível do compressor .....	213
16 - Implicações do limite de caudal mássico de combustível de alimentação ao motor de Fórmula 1 para 2014 .....	217
17 - Conclusões .....	221
18 - Sugestões de trabalhos futuros .....	227
19 - Bibliografia .....	231
Anexo A: diagrama de distribuição .....	235
Anexo B: diâmetro das válvulas .....	241
Anexo C: comprimento da biela.....	245
Anexo D: taxa de compressão .....	249
Anexo E: excerto do catálogo de turbocompressores da <i>Garrett</i> com aparelho GT4202 .....	253

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Lista de Figuras

Figura 1 - Razão A/R da turbina (Fahlgren, 2013).	13
Figura 2 - Rotor da turbina e veio comum (Garrett, 2013).	16
Figura 3 - Rotor do compressor (Garrett, 2013).	16
Figura 4 - Mapa de curvas de rendimento do compressor (Ztechz, 2013).	18
Figura 5 - Escoamento através da válvula de admissão (Lumley, 1999).	23
Figura 6 - Levantamento máximo da válvula de admissão (Erb, 2013).	23
Figura 7 - Tipos de câmaras de combustão mais comuns: a) banheira; b) cavada na cabeça do pistão; c) telhado, típica de motores com quatro válvulas por cilindro; d) hemisférica (Heywood, 1988).	24
Figura 8 - Relação da taxa de compressão com o rendimento de conversão de combustível e a pressão média efetiva (Heywood, 1988).	32
Figura 9 - Gráfico de características de <i>performance</i> do motor do Jaguar V12 HE em carga total (Edgar, 2013).	35
Figura 10 - Gráfico com valores de consumo específico de um determinado motor, para cargas de 25%, 50% e carga total (Edgar, 2013).	36
Figura 11 - Janela inicial do programa de simulação <i>Lotus Engine Simulation</i> .	40
Figura 12 - Ambiente de construção inicial com seleção do sistema de injeção direta de combustível.	41
Figura 13 - <i>Concept Tool</i>	42
Figura 14 - Ambiente de construção do modelo com seleção do cilindro.	43
Figura 15 - Colocação dos seis cilindros.	44
Figura 16 - Colocação das válvulas de admissão.	44
Figura 17 - Colocação das válvulas de escape.	45
Figura 18 - Colocação das portas das válvulas de admissão e escape.	46
Figura 19 - Colocação de uma conduta de admissão exterior à cabeça do motor.	46
Figura 20 - Colocação das seis condutas de admissão exteriores à cabeça de motor.	47
Figura 21 - Colocação das seis condutas de admissão interiores na cabeça de motor.	48
Figura 22 - Colocação das condutas de escape interiores e exteriores à cabeça do motor.	48
Figura 23 - Colocação do coletor de admissão.	49
Figura 24 - Colocação dos dois coletores de escape.	49
Figura 25 - Colocação do dispositivo de controlo de entrada de ar.	50
Figura 26 - Colocação do orifício de entrada de ar.	51
Figura 27 - Seleção do turbocompressor.	51

Figura 28 - Compressor devidamente conectado ao sistema de admissão.	52
Figura 29 - Coletor de escape comum e condutas de escape dos dois bancos de cilindros.	53
Figura 30 - Coletor à saída da turbina.	53
Figura 31 - Dispositivo de controlo de saída gases produto da combustão.	54
Figura 32 - Colocação do orifício de saída de gases.	54
Figura 33 - <i>Concept Tool</i> já com os valores definidos para o estudo realçados a cor roxa.	55
Figura 34 - Caixa de diálogo de intervalos de valores para os dados do <i>Concept Tool</i> com enfoque no limite de 20 m/s para a velocidade média do pistão.	56
Figura 35 - Sistema de admissão do motor “V6”.	57
Figura 36 - Sistema de escape do motor “V6”.	57
Figura 37 - Aspeto do ambiente de construção para um motor “V6” de aspiração normal.	58
Figura 38 - Conexão dos componentes de admissão ao compressor.	59
Figura 39 - Conexão dos componentes do sistema de escape, deslocação dos coletores de escape e respetivas condutas.	60
Figura 40 - Conexão dos coletores de escape à entrada da turbina através das respetivas condutas.	60
Figura 41 – Ambiente de construção com motor “V6” com turbocompressor devidamente conectado.	61
Figura 42 - Caixa de diálogo de definição de dados de teste.	62
Figura 43 - Caixa de diálogo de sumário de dados de teste.	63
Figura 44 - Página do assistente de verificação dos dados.	64
Figura 45 - Primeiro cilindro selecionado.	65
Figura 46 - Segundo cilindro selecionado.	65
Figura 47 - Terceiro cilindro selecionado.	66
Figura 48 - Quarto cilindro com a ignição a 120° de rotação de cambota.	67
Figura 49 - Quinto cilindro com ignição a 240° de rotação da cambota.	67
Figura 50 - Segundo cilindro com ignição a 360° de rotação da cambota.	68
Figura 51 - Terceiro cilindro com ignição a 480° de rotação da cambota.	68
Figura 52 - Sexto cilindro com ignição a 600° de rotação da cambota.	69
Figura 53 - Assistente de verificação dos dados.	69
Figura 54 - Botão controlador do simulador.	70
Figura 55 - Caixa de diálogo do controlador do simulador com seleção do separador da submissão da simulação.	71
Figura 56 - Caixa de diálogo do progresso da simulação.	71
Figura 57 - Caixa de diálogo de mensagens de trabalho.	72
Figura 58 - Caixa de diálogo de progresso da simulação.	72

Figura 59 - Caixa de diálogo de progresso da simulação.	73
Figura 60 - Mensagem de fim de simulação e carregamento de dados.	73
Figura 61 - Botão do visualizador dos resultados em texto.	74
Figura 62 - Visualizador de resultados em texto.	75
Figura 63 - Botão gráfico de resultados.	75
Figura 64 - Sumário de <i>performance</i> : binário (N.m), potência (kW), consumo específico de combustível ao freio (g/kWh) e pressão média efetiva ao freio (bar).	76
Figura 65 - Cilindro e respetivos parâmetros.	80
Figura 66 - Válvula de admissão.	81
Figura 67 - Diagrama de distribuição com os valores das condições base.	81
Figura 68 - Sede da válvula de admissão.	84
Figura 69 - Turbocompressor.	85
Figura 70 - Tabela de parâmetros do compressor.	86
Figura 71 - Mapa de curvas de rendimento do compressor com fatores de escala de valor 1.	87
Figura 72 - Sumário de <i>performance</i> para as condições base.	92
Figura 73 - Diagrama de distribuição com condições base: AAA – 12°, AFA – 58°, AAE – 58°, AFE – 12°.	93
Figura 74 - Sumário de <i>performance</i> para combinação de resultados do diagrama de distribuição sem alterações às condições base, diâmetro da válvula de escape de 25,6 mm, comprimento da biela de 69 mm e taxa de compressão de 11:1.	97
Figura 75 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 9400 RPM, 12200 RPM e 15000 RPM.	100
Figura 76 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 9400 RPM, 12200 RPM e 15000 RPM.	101
Figura 77 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.	103
Figura 78 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 3800 RPM.	103
Figura 79 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 9400 RPM, 15000 RPM e 12200 RPM.	105
Figura 80 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.	105
Figura 81 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 9400 RPM.	107
Figura 82 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM e 3800 RPM.	107
Figura 83 - Sumário de <i>performance</i> para a simulação com valor inferior de consumo específico de todo o conjunto de simulações, FECM 1,5 e FERP 2.	108
Figura 84 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12200 RPM	

e 15000 RPM.	109
Figura 85 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 9400 RPM, 6600 RPM e 3800 RPM.	110
Figura 86 - Sumário de <i>performance</i> para simulação com valor mais alto de binário de todo o conjunto de simulações, FECM 2 e FERP 2,5.	110
Figura 87 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 15000 RPM e 12200 RPM.	111
Figura 88 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 12200 RPM e 9400 RPM.	112
Figura 89 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 15000 RPM.	113
Figura 90 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 12200 RPM e 9400 RPM.	114
Figura 91 - Sumário de <i>performance</i> para simulação com valor mais elevado de potência de todo o conjunto de simulações, FECM 3 e FERP 2.	114
Figura 92 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 15000 RPM e 12200 RPM.	117
Figura 93 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM e 9400 RPM.	118
Figura 94 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 11800 RPM, 13400 RPM e 15000 RPM.	120
Figura 95 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 7000 RPM e 10200 RPM.	120
Figura 96 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 1 e FERP 1.	124
Figura 97 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3 e FERP 3.	124
Figura 98 - Caixa de diálogo de dados do compressor.	126
Figura 99 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 2 e FERP 2,5.	129
Figura 100 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 2,5 e FERP 2,5.	130
Figura 101 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3 e FERP 2.	131
Figura 102 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3,3 e FERP 2.	133
Figura 103 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3,3 e FERP 2.	134
Figura 104 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3 e FERP 3.	135
Figura 105 - Caixa de diálogo de dados do compressor.	137
Figura 106 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 14444 RPM.	140
Figura 107 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11111 RPM.	140
Figura 108 - Sumário de <i>performance</i> para a simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR	

0,5.	141
Figura 109 - Caixa de diálogo de dados do compressor.	142
Figura 110 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3,3, FERP 2, FEVR 0,5 e fator de escala de rendimento de 1,5.	143
Figura 111 - Mapa de curvas de rendimento do compressor GT2560R da <i>Garrett</i> .	144
Figura 112 - Mapa de curvas de rendimento do compressor GT4202 da <i>Garrett</i> .	145
Figura 113 - Caixa de diálogo de dados do compressor para FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,65 para a primeira linha de velocidade de rotação do mapa de curvas de rendimento do compressor.	146
Figura 114 - Caixa de diálogo de dados do compressor para FECM 3,3; FERP 2 e FEVR 0,65 para a quarta linha de velocidade de rotação do mapa de curvas de rendimento do compressor.	147
Figura 115 - Turbocompressor <i>Garrett</i> GT4202 (Boostlab, 2013).	149
Figura 116 - Mapa de curvas de rendimento do compressor com fatores de escala de valor 1.	151
Figura 117 - Motor Honda RA 168 E (Otoabe <i>et al.</i> , 1989).	153
Figura 118 - Motor Honda RA 168 E (Auteoch, 2013).	154
Figura 119 - Ambiente de construção com motor “V6” com turbocompressores ligados em paralelo e admissão comum.	155
Figura 120 - Ambiente de construção com motor “V6” com turbocompressores ligados em paralelo com admissão individual a cada banco de cilindros.	155
Figura 121 - Caixa de diálogo de definição de dados de teste.	158
Figura 122 - Gráfico com as características de potência e binário do motor Honda RA 168 E (Otoabe <i>et al.</i> , 1989).	162
Figura 123 - Gráfico com as características de potência e consumo específico para condições de consumo mínimo (ambiente de corrida), do motor Honda RA 168 E (Otoabe <i>et al.</i> , 1989).	162
Figura 124 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.	165
Figura 125 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.	165
Figura 126 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 10667 RPM.	166
Figura 127 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 8333 RPM e 6000 RPM.	167
Figura 128 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.	169

Figura 129 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.	169
Figura 130 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM e 10667 RPM.	170
Figura 131 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM e 8333 RPM.	171
Figura 132 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.	172
Figura 133 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.	173
Figura 134 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.	174
Figura 135 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.	175
Figura 136 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.	176
Figura 137 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM e 13000 RPM.	177
Figura 138 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 11200 RPM, 12400 RPM e 10000 RPM.	180
Figura 139 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM, 12400 RPM e 10000 RPM.	180
Figura 140 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM e 13000 RPM.	184
Figura 141 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM.	184
Figura 142 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM, 11200 RPM e 10000 RPM.	186
Figura 143 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM, 12400 RPM e 10000 RPM.	186
Figura 144 - Sumário de <i>performance</i> para a simulação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4.	187
Figura 145 - Sumário de <i>performance</i> para a simulação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,3.	187
Figura 146 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM e 11200 RPM.	189
Figura 147 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM e 11800 RPM.	189
Figura 148 - Gráfico com sumário de <i>performance</i> para a simulação de FECM 2, FERP 2 e FEVR 1,3.	190

Figura 149 - Mapa de curvas de rendimento dos compressores para FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,1 ou 1,4).	193
Figura 150 - Turbocompressores em paralelo com admissão individual para cada banco de cilindros.	195
Figura 151 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM e 11200 RPM.	198
Figura 152 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM e 12400 RPM.	198
Figura 153 - Mapa de curvas de rendimento de compressor correspondente a cada um dos aparelhos do motor Honda simulado com FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,1 e 1,4).	214
Figura 154 - Mapa de curvas de rendimento do compressor do motor para 2014 com FECM 3,3 FERP 2 e FEVR 0,5.	214
Figura 155 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.	238
Figura 156 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.	238
Figura 157 - Sumário de <i>performance</i> atinente ao diagrama de distribuição para a simulação de AAA 25°.	239
Figura 158 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.	242
Figura 159 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.	242
Figura 160 - Sumário de <i>performance</i> atinente à simulação para a válvula de escape com 25,6 mm.	243
Figura 161 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.	246
Figura 162 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.	247
Figura 163 - Sumário de <i>performance</i> atinente à simulação para comprimento de biela de 69 mm.	247
Figura 164 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.	250
Figura 165 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.	250
Figura 166 - Sumário de <i>performance</i> atinente à simulação de taxa de compressão de 11:1.	251

## Lista de Tabelas

Tabela 1 - Diâmetros admissíveis das válvulas em relação ao diâmetro do cilindro ( $D$ ) (Heywood, 1988)	25
Tabela 2 - Simulações atinentes ao diagrama de distribuição.	83
Tabela 3 - Organização das simulações realizadas com o compressor (exceto simulações de velocidade de rotação do rotor).	88
Tabela 4 - Condições base.	91
Tabela 5 - Simulações atinentes ao diagrama de distribuição.	94
Tabela 6 - Simulação com combinação de resultados para diagrama de distribuição sem alterações às condições base, diâmetro da válvula de escape de 25,6 mm, comprimento da biela de 69 mm e taxa de compressão de 11:1.	97
Tabela 7 - Organização das simulações realizadas com o compressor (exceto simulações para velocidade de rotação do rotor).	99
Tabela 8 - Simulações com variação de FECM (1,5, 2, 2,5).	100
Tabela 9 - Simulações com variação de FERP (1,5, 2, 2,5 e 3).	102
Tabela 10 - Simulações com combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções (1,5, 2 e 2,5).	104
Tabela 11 - Simulações com combinação de FECM 1,5 e FERP (2, 2,5 e 3).	106
Tabela 12 - Simulações com combinação de FECM 2 e FERP (1,5, 2,5 e 3).	109
Tabela 13 - Simulações com combinação de FECM 2,5 e FERP (1,5 e 2).	111
Tabela 14 - Simulações com combinação de FECM 3 e FERP (1,5 e 2).	113
Tabela 15 - Simulação de FECM 2 e FERP 2,5, simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 e simulação de FECM 3 e FERP 2.	117
Tabela 16 - Simulação de FECM e FERP 2,5, simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 e simulação de FECM 3 e FERP 2, com seis testes das 7000 RPM às 15000 RPM.	119
Tabela 17 - Simulação com FECM 3 e FERP 2 com dez testes entre as 10000 RPM e as 15000 RPM.	121
Tabela 18 - Simulação de FECM 3,3 e FERP 2 com dez testes entre as 10000 RPM e as 15000 RPM.	132
Tabela 19 - Simulação de FECM 3,5 e FERP 2.	135
Tabela 20 - Velocidades de rotação do rotor para vários FEVR (2, 1,5, 0,7 e 0,5).	138
Tabela 21/A - Simulações de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 2.	138
Tabela 21/B - Simulações com combinação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR (1,5, 0,7 e 0,5).	139

Tabela 22 - Simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,65.	148
Tabela 23 - Simulação com combinação de resultados da simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 com os resultados mais significativos do Subcapítulo 7.2.	150
Tabela 24 - Organização das simulações realizadas com os compressores para o motor Honda.	159
Tabela 25 - Valores aproximados de potência, binário e consumo específico do motor Honda RA 168 E obtidos por análise dos gráficos das Figuras 122 e 123.	163
Tabela 26 - Simulação com condições base.	163
Tabela 27 - Simulações com variação de FECM (1,5, 2, 2,5 e 3).	164
Tabela 28 - Simulações com variação de FERP (1,5, 2, 2,5 e 3).	166
Tabela 29 - Simulações com combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções (1,5, 2, 2,5 e 3).	168
Tabela 30 - Simulações com combinação de FECM 1,5 e FERP (2, 2,5 e 3).	170
Tabela 31 - Simulações com combinação de FECM 2 e FERP (1,5, 2,5 e 3).	172
Tabela 32 - Simulações com combinação de FECM 2,5 e FERP (1,5, 2 e 3).	174
Tabela 33 - Simulações com combinação de FECM 3 e FERP (1,5, 2 e 2,5).	176
Tabela 34 - Simulações com valores mais aproximados ao artigo da Honda, com seis testes entre as 10000 RPM e as 13000 RPM, nomeadamente simulação de FECM 1,5 e FERP 1,5, simulação de FECM 1,5 e FERP 2 e simulação de FECM 2 e FERP 2.	179
Tabela 35 - Valores de potência, binário e consumo específico do motor Honda RA 186 E para as velocidades de rotação de 10000 RPM, 11200 RPM e 12400 RPM (Otoibe <i>et al.</i> , 1989).	181
Tabela 36 - Velocidades de rotação do rotor para vários FEVR (1,4, 1,3, 1,2, 1,1, 0,9, 0,8 e 0,7).	182
Tabela 37 - Simulações com combinação de FECM 1,5, FERP 1,5 e FEVR (1,5, 0,9, 0,8 e 0,7).	183
Tabela 38 - Simulações com combinação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,5, 1,4, 1,3 e 0,9).	185
Tabela 39 - Simulações com combinação de FECM 2, FERP 2 e FEVR (1,5, 1,3, 1,2 e 0,9).	188
Tabela 40/A - Simulações para admissão individual com combinação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (base, 1,4 e 1,2).	196
Tabela 40/B - Simulações para admissão individual com combinação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,1, 0,9 e 0,8).	197
Tabela 41 - Simulação com resultados do Subcapítulo 10.4.2 relativa aos compressores com admissão comum e com FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4.	199

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

Tabela 42 - Valores de potência, binário e consumo específico dos motores Honda simulado e Honda RA 168 E.	202
Tabela 43 - Valores de potência, binário e consumo específico do motor de Fórmula 1 para 2014 e do motor Honda simulado.	206
Tabela 44 - Simulações para hipotético motor de Fórmula 1 para 2014 com 1,5 L de cilindrada e injeção direta e motor com 1,5 L de cilindrada e injeção indireta.	209
Tabela 45/A - Simulações com variação do diagrama de distribuição, AAA 25°, AAA 40°, AFA 70° e AFA 80°.	235
Tabela 45/B - Simulações com variação do diagrama de distribuição, AAE 70°, AAE 80°, AFE 25° e AFE 40°.	236
Tabela 45/C - Simulações com variação do diagrama de distribuição, AAA 25° e AFA 70°, AAE 70° e AFE 25°, AAA 25 e AFA 70 combinação com AAE 70° e AFE 25°.	237
Tabela 46 - Simulações com variação do diâmetro das válvulas, DVA 29,6 mm, DVE 25,6 mm e combinação de DVA 29,6 mm e DVE 25,6 mm.	241
Tabela 47/A - Simulações com variação do comprimento da biela de 69 mm, 77 mm e 82 mm.	245
Tabela 47/B - Simulações com variação do comprimento da biela de 90 mm e 106,1 mm.	246
Tabela 48 - Simulações com variação de taxa de compressão, TC 7, TC 8, TC 9 e TC 11.	249

## Nomenclatura

Símbolo	Descrição da variável	Unidade
$D$	Diâmetro do cilindro	mm
$i$	Número de rotações por tempo de explosão para cada cilindro	-
$L$	Curso do pistão	mm
$\dot{m}_c$	Caudal mássico de gás	kg/s
$N$	Número de rotações por minuto	RPM
$N_c$	Número de cilindros do motor	-
$P1$	Pressão absoluta de entrada do compressor	bar
$P2$	Pressão absoluta de saída do compressor	bar
$T$	Binário	N.m
$\dot{W}$	Potência	kW

## Letras gregas

Símbolo	Descrição da variável	Unidade
$\rho_{ar}$	Massa volúmica do ar	kg/m <sup>3</sup>
$\eta_v$	Rendimento volumétrico	%

## Grandezas físicas

Descrição da variável	Unidade
Atraso da abertura e fecho das válvulas	°
Avanço da abertura e fecho das válvulas	°
Binário	N.m
Caudal mássico de comburente (ar atmosférico)	kg/s
Caudal mássico de combustível	kg/h
Comprimento da biela	mm
Comprimento das condutas de admissão e escape	mm
Consumo específico	g/kWh
Curso do pistão	mm
Diâmetro das condutas de admissão e escape	mm

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

Diâmetro das válvulas	mm
Diâmetro do cilindro	mm
Levantamento das válvulas	mm
Massa volúmica do ar	kg/m <sup>3</sup>
Potência	kW
Potência por unidade de cilindrada	kW/L
Pressão absoluta de entrada do compressor	bar
Pressão absoluta de saída do compressor	bar
Pressão absoluta do ar ambiente	bar
Pressão de injeção de combustível	bar
Pressão média efetiva	bar
Pressão relativa de saída do compressor	bar
Rendimento volumétrico	%
Temperatura do ar ambiente	K
Temperatura do ar na admissão	K
Velocidade de rotação	RPM
Velocidade média do pistão	m/s
Volume (cilindrada do motor)	L

## Abreviaturas

Abreviatura	Descrição da abreviatura
A	Área do orifício de entrada de gases de escape para a turbina
AAA	Avanço da abertura da admissão
AFA	Atraso do fecho da admissão
AAE	Avanço da abertura do escape
AFE	Atraso do fecho do escape
ERS	<i>Energy recovery system</i>
FECM	Fator de escala de caudal mássico
FERP	Fator de escala de razão de pressões
FEVR	Fator de escala de velocidade de rotação do rotor
FIA	Federação Internacional do Automóvel
KERS	<i>Kinetic energy recovery system</i>
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
R	Distância entre o eixo da conduta de alimentação e o veio do rotor da turbina
RON	<i>Research octane number</i>
TC	Taxa de compressão

## **1 - Introdução**

### **1.1 - Enquadramento geral**

A constante exploração de tecnologias na Fórmula 1 traz claros benefícios ao desenvolvimento do automóvel comum. São adquiridos conhecimentos em áreas novas que ao serem sujeitos às convenientes adaptações e extrapolações, permitem aumentar o rendimento dos motores, reduzindo os consumos, bem como as emissões poluentes. A Fórmula 1 é precursora no desenvolvimento e aplicação de técnicas no mundo automóvel de turismo. Na senda dos desenvolvimentos tecnológicos na Fórmula 1 está a preocupação ambiental quer ao nível de redução de emissões poluentes, quer ao nível da redução de consumos. A Fórmula 1 enquanto desporto motorizado evidentemente poluente, procura reforçar a sua sustentabilidade na sociedade cada vez mais preocupada com as questões ambientais. Com o objetivo da introdução em 2014 de motores mais eficientes e com menos emissões poluentes, espera-se uma redução considerável de emissões até valores na ordem dos 15%. Importa referir que a maioria das emissões, bem como os gastos energéticos na Fórmula 1 não advém dos carros de corrida, mas sim de toda a máquina logística que envolve este desporto, sendo que os carros de corrida são o alvo das alterações em boa medida devido a serem, cumulativamente, o alvo das atenções. Efetivamente, a procura dos investigadores por motores cada vez mais eficientes leva inexoravelmente a uma redução do tamanho dos motores, quer em peso, quer em cilindrada, perscrutando novas formas de obter o máximo rendimento à custa de menos matéria.

De acordo com as alterações de regulamentação para 2014, a Fórmula 1 terá um papel preponderante no desenvolvimento de dois sistemas distintos que constituirão o motor do carro de Fórmula 1: sistemas de recuperação de energia cinética e sistemas de sobrealimentação. Os primeiros já em uso na Fórmula 1, abrirão caminho à exploração dos sistemas de recuperação de energia dos gases de escape. É natural que em consequência, os veículos de turismo comecem a adotar esta tecnologia que se revela coerente e adequada numa sociedade moderna onde as preocupações ambientais têm

cada vez mais importância. Os segundos, estando já em voga em numerosas viaturas de turismo, quer a gasolina, quer a diesel, não serão novidade na Fórmula 1. No entanto, a sua aplicação apoiada nas modernas tecnologias inerentes à alimentação de combustível e à gestão eletrónica da combustão nas respetivas câmaras, permitirá obter resultados cada vez melhores. Novamente, e a par do que acontecerá com os sistemas de recuperação de energia, também os sistemas de sobrealimentação desenvolvidos na Fórmula 1 abrirão caminho ao melhoramento substancial da sobrealimentação nos automóveis de turismo.

## 1.2 - Fórmula 1

A Fórmula 1 teve a sua génese em competições automobilísticas realizadas na Europa, no século XX, antes da 2ª Guerra Mundial: as *Grand Prix Motor Racings*. A primeira corrida a ser considerada como prova de Fórmula 1 foi a corrida realizada a 13 de maio de 1950, no circuito de *Silverstone*, Inglaterra. O termo “fórmula” teve a sua génese numa série de regras a cumprir pelos participantes, para a corrida.

Os primeiros carros de Fórmula 1 tinham configurações muito características do período pré-Segunda Guerra Mundial: pneus estreitos e de grande diâmetro, carroçarias que não refletiam a importância da aerodinâmica e motores em posição dianteira, basicamente de dois tipos, 4,5 L de aspiração normal e 1,5 L sobrealimentados. As configurações dos motores eram a disposição em linha, para motores de quatro, seis ou oito cilindros, e em “V”, para os de doze cilindros. Estes últimos, eram quase exclusivos do construtor Ferrari. As potências produzidas eram da ordem dos 332 kW. Em 1954, a cilindrada foi reduzida para 2,5 L, a sobrealimentação foi proibida e os valores médios de potência baixaram para os 213 kW.

Foi, na década de 60 do século passado, que aconteceram as maiores transformações na Fórmula 1. É nesta altura que a modalidade se aproxima daquilo que representa hoje. Dão-se importantes avanços como o aparecimento da carroçaria monobloco, a colocação do motor na posição central do veículo (entre o piloto e o eixo traseiro) e uma das mais importantes para este desporto, a consideração da importância da aerodinâmica. Os propulsores sofrem também importantes melhorias, sendo que as

potências debitadas alcançam os 331 kW. De 1961 a 1965 a cilindrada imposta foi de 1,5 L para motores aspirados e atmosféricos e a configuração dos cilindros deixou de ser em linha para passar a ser em “V”. Excetuaram-se alguns propulsores de quatro cilindros em linha da Ford e da Maserati. Em 1966, a Federação Internacional do Automóvel (FIA) permite a utilização de motores de 1.5 L sobrealimentados e 3 L aspirados. É também nesta época que a Fórmula 1 deixa de ser apenas um desporto para se tornar também um complexo negócio.

Nos anos 70, a Fórmula 1 beneficia de algumas importantes melhorias técnicas, nomeadamente: a) o aparecimento dos primeiros pneus *slick*, que se tornam dos aspetos mais característicos deste tipo de desporto motorizado (particularmente pela diferença de largura entre os pneus traseiros e os dianteiros); b) o chamado “efeito de solo” (pela construtora Lotus); c) a introdução do turbocompressor de forma sistemática, sendo que o primeiro exemplo foi da autoria da Renault em 1977, atingindo-se valores de potência entre os 370 kW e os 670 kW e dando-se início à chamada “era turbo” que se prolongou até finais dos anos 80; d) surgimento dos primeiros sistemas de ignição eletrónica, ditando o fim do uso dos platinados no distribuidor; e) introdução dos sistemas de injeção eletrónica de combustível, com evidentes vantagens sobre o carburador tradicional; f) surgimento dos travões de disco, com muito maior capacidade de travagem que de tambores.

É já nos anos 80 que aparecem os sistemas de ajuda eletrónica na Fórmula 1. As suspensões ativas, por exemplo, surgem em 1982 pela mão da Lotus. São introduzidas as caixas de velocidades semiautomáticas permitindo passagens de mudanças em milissegundos, aparecem os primeiros sistemas de controlo de tração, o *anti-slip regulation* e os primeiros sistemas de controlo de travagem *anti-lock braking system*<sup>2</sup>. É ainda nesta década que surge o *chassis* em fibra de carbono, muito mais resistente que os *chassis* metálicos tradicionais, nomeadamente no que respeita às forças de torção geradas pelo binário dos motores. A década de 80 foi ainda extremamente importante para os propulsores: se no final dos anos 70 se assistiu à utilização generalizada dos turbocompressores, é também nesta década de 80 que a FIA dita o fim da sobrealimentação nos motores. Começou-se pela limitação da sobrepressão debitada

---

<sup>2</sup> Em 1994, muitos dos sistemas apelidados de “ajudas eletrónicas” viriam a ser banidos ou reduzidos, nomeadamente o *anti-slip regulation*, o *anti-lock braking system* e a suspensão ativa.

pelos turbocompressores (pressão de saída dos aparelhos), até à sua extinção neste desporto, em 1989. Também, em meados da década de 80, deu-se a introdução das válvulas de atuação pneumática pela Renault, face à limitação que as válvulas convencionais de recuperação por mola tinham perante velocidades de rotação elevadas, nomeadamente a partir das 12000 RPM. Paralelamente, foi permitido o uso de um propulsor até 3,5 L aspirado. Foi ainda nesta década que se assistiu ao grande investimento em publicidade nos carros de Fórmula 1, principalmente ao nível das indústrias de tabaco.

Com a utilização dos motores aspirados nos anos 90 a aerodinâmica ganhou novamente importância crucial. Os motores passaram a ser maiores e conseqüentemente mais pesados, com oito, dez ou doze cilindros sempre em “V” e com cilindradas de 3,5 L. Este aumento de peso levou a perdas de estabilidade, especialmente em curva, daí o enfoque na aerodinâmica. Com o intuito de monitorizar as prestações dos pilotos bem como o desempenho mecânico dos carros em sessões de treinos e na própria corrida, dá-se o aparecimento de uma nova mas fulcral tecnologia: a telemetria. Passa a ser possível identificar e registar informaticamente milhares de variáveis no carro de corridas, possibilitando que o piloto, juntamente com a equipa, possa adequar parâmetros físicos quer de configuração mecânica do carro, quer de desempenho de condução do piloto, à corrida em questão. Tempos de mudança de velocidades ou travagem por parte do piloto, pressões de óleo e temperaturas de pneus, estão entre as variáveis monitorizadas. Em 1995 a cilindrada estabeleceu-se novamente nos 3 L e os valores de potência debitada situaram-se entre os 478 kW e os 700 kW. Já no final dos anos 90 e início da década seguinte torna-se comum o emprego de alumínio e de ligas de aço especiais no fabrico integral do motor, permitindo que na época de 2005 os motores “V10”, com cinco válvulas por cilindro de acionamento pneumático, atinjam as 22.000 RPM e os 736 kW de potência. Foi ainda em 2005 que se assistiu à limitação ao número de motores a usar em cada prova: a FIA impõe que cada carro tenha apenas um motor para cada dois fins-de-semana de corridas o que acarretou necessidade de desenvolvimento de novas ligas metálicas mais resistentes ao desgaste, bem como a redução dos valores de velocidade de rotação máxima.

### 1.3 - Motor de Fórmula 1 atual

Desde 2006 até à atualidade os motores de Fórmula 1 mantiveram 2,4 L de cilindrada, oito cilindros em “V” a 90°, com quatro válvulas por cilindro, de aspiração normal. O diâmetro dos cilindros está limitado a 98 mm, o que implica um curso de 39,7 mm. Cada cilindro tem uma única vela de ignição e a injeção de combustível é indireta, na conduta de admissão. A partir de 2009 o limite de velocidade de rotação máxima do motor foi estabelecido nas 18000 RPM, por razões de durabilidade e diminuição de custos. As características de *performance* mais importantes dos atuais motores de Fórmula 1 são, em valores médios e transversais a todas as marcas construtoras:

- 560 kW de potência máxima;
- 290 N.m de binário máximo;
- 15 bar de pressão média efetiva.

### 1.4 - Motor de combustão interna – ciclo Otto

O motor de combustão interna que funciona segundo o ciclo Otto converte energia química do combustível em energia mecânica diretamente utilizável. É um motor endotérmico alternativo a quatro tempos que funciona sujeito a pressões e temperaturas elevadas. Na fase da compressão a pressão no interior do cilindro pode chegar aos 18 bar e a temperatura aos 773,15 K. Na fase da combustão a pressão pode chegar aos 69 bar e a temperatura aos 2773,15 K (Renault Portuguesa, 1988). A combustão ocorre dentro de um sistema termodinâmico em que o fluido operante é constituído por uma mistura de combustível e comburente. É a expansão do fluido operante num ambiente fechado como o cilindro que vai permitir a produção de trabalho. O trabalho que resulta é aproveitado primeiramente sob a forma de movimento alternativo dos êmbolos e bielas, sendo de seguida convertido em movimento rotacional pela cambota (Giacosa, 2000). O motor Otto é alimentado por combustível com um relativamente elevado poder calorífico, normalmente gasolina. A alimentação de combustível à câmara de combustão pode ser feita por carburador, por injeção indireta e

por injeção direta. Este último sistema de alimentação é o que irá ser implementado na Fórmula 1 em 2014.

## **1.5 - Motor de combustão interna – ciclo Diesel**

Paralelamente ao motor Otto, existe o motor de ignição por compressão, também conhecido por motor Diesel. Este motor funciona (teoricamente) com combustão a pressão constante, segundo o ciclo Diesel. O combustível utilizado é menos volátil que a gasolina utilizada nos motores Otto pelo que a alimentação dos cilindros no motor Diesel é feita exclusivamente por injeção.

As principais diferenças entre os dois tipos de motor são: a) introdução do combustível; no motor Otto o combustível pode ser introduzido sob a forma de mistura gasosa com regulação de entrada através de válvula borboleta. Quando o motor é a injeção a regulação pode ser feita no combustível e no comburente, separadamente. No motor Diesel o combustível é introduzido diretamente no cilindro ou numa pré-câmara de combustão. A regulação de quantidade é feita apenas ao nível do combustível; b) ignição; no motor Otto a ignição é feita através de faísca elétrica. No motor Diesel a ignição é conseguida pelas altas pressões e temperaturas desenvolvidas no final do tempo de compressão. De acordo Renault Portuguesa (1988) a pressão neste ponto pode chegar aos 55 bar e a temperatura 1123,15 K; c) taxa de compressão; no motor Otto varia entre 8 a 14 (este último valor para motores de injeção direta de combustível). No motor Diesel pode chegar aos 22; d) peso; o motor Otto é consideravelmente mais leve que o motor Diesel, devido à menor robustez dos seus componentes que trabalham sujeitos a pressões inferiores (Giacosa, 2000).

## **1.6 - Objetivos**

O objetivo desta dissertação é o de simular a entrada em vigor da nova regulamentação e avaliar os resultados por meio de um programa de simulação utilizado no mundo dos fabricantes envolvidos na Fórmula 1. O programa é o *Lotus Engine*

*Simulation*, utilizado para este trabalho através da concessão de uma licença para estudante ao Instituto Politécnico de Viseu – Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu.

Os resultados obtidos permitiram inferir acerca do que é espectável em termos de *performances* do motor de Fórmula 1 para 2014, de acordo com as suas características construtivas. Foram efetuadas em simultâneo, a título comparativo, simulações com as características de um motor de Fórmula 1 típico do final dos anos 80, sobejamente conhecido, cujas características se assemelham muito ao motor definido para 2014. Foram ainda explorados os mapas de curvas de rendimento do compressor presentes no programa *Lotus Engine Simulation*, comparando-os com mapas de curvas de rendimento de compressores reais da marca *Garrett*, estes últimos presentes em catálogo oficial da marca.

Este estudo não compreende comparações entre o motor de Fórmula 1 atual e o motor a implementar em 2014, atendendo às enormes diferenças entre os dois. Apenas na Conclusão do trabalho, é feita uma pequena referência sobre este assunto. O motor atual tem mais dois cilindros que o motor para 2014, tem mais cilindrada e fundamentalmente, é de aspiração normal. Estas diferenças principais, não permitem fazer uma comparação coerente, pois as variáveis em causa não têm uma base sustentável comum.

## **1.7 - Regulamentação da Fórmula 1 para 2014**

É intenção da FIA alterar a configuração dos motores a partir de 2014. Estes serão constituídos por blocos de seis cilindros dispostos em “V”, com um ângulo de 90°. A cilindrada será reduzida para 1,6 L e os cilindros/câmaras de combustão serão sobrealimentados por um turbocompressor. Esperam-se níveis de potência aproximados dos atuais, com duas vantagens principais, radicadas na necessidade que o setor tem de se posicionar favoravelmente perante a opinião pública: a redução de consumo e de emissões poluentes. Em reforço deste juízo salienta-se a introdução do sistema de recuperação de energia (*energy recovery system, ERS*). Esta tecnologia evoluiu do sistema de recuperação do energia cinética (*kinetic energy recovery system, KERS*),

sistema que aproveita energia desperdiçada no esforço de travagem, armazenando-a e disponibilizando-a para imprimir movimento ao carro, para um sistema constituído por uma unidade motora-geradora, na qual há um gerador de energia eléctrica conectado à turbina do turbocompressor e um motor eléctrico acionado pela energia aproveitada, que está por sua vez ligado à transmissão do carro, logo após a embraiagem.

As imposições da FIA para 2014 compreendem vários aspetos, sendo que as que serão objeto deste estudo e que se relacionam diretamente com o desempenho do motor de combustão interna, fazendo parte dos fatores a introduzir no programa *Lotus Engine Simulation*, são as seguintes:

- 1,6 L de cilindrada;
- Seis cilindros em configuração em “V” a 90°;
- 80 mm de diâmetro para cada cilindro com tolerância de +/-0,1mm;
- Ausência de limitação à distância entre cilindros (*bore spacing*);
- Alimentação de combustível (gasolina) por injeção direta;
- Turbocompressor único;
- Saída dos gases de escape pelas cabeças dos motor, não sendo permitido que passem pelo centro do “V”;
- 15000 RPM, máximo admitido para o número de rotações.

Além das características descritas há outras a referir que não vão ser introduzidas nos parâmetros de análise do programa *Lotus Engine Simulation*, mas que importa referir:

- 500 bar de pressão máxima de injeção de combustível;
- Combustível a utilizar terá composição química muito aproximada à gasolina corrente;
- 100 kg/h de caudal mássico máximo de alimentação de combustível a partir das 10500 RPM;
- Abaixo das 10500 RPM o caudal mássico de alimentação é dado pela seguinte equação:  $Q \text{ (kg/h)} = 0,009 N \text{ (RPM)} + 5,5$ , o que se traduz numa diminuição progressiva de caudal com a diminuição da velocidade de rotação;
- Sistema de recuperação de energia limitado a 120 kW.

## 1.8 - Motor Honda RA 168 E

As principais características do motor Honda RA 168 E a considerar como complemento a este estudo são:

- 1,5 L de cilindrada;
- Seis cilindros em configuração em “V” a 80°;
- 79 mm de diâmetro para cada cilindro;
- 50,8 mm de curso para cada pistão;
- Taxa de compressão de 9,4:1;
- Injeção indireta multiponto sequencial;
- Dois turbocompressores a debitarem cada um 2,5 bar de sobrepressão.

Tal como acontece para o motor para 2014, além das características descritas há outras a referir que não vão ser introduzidas nos parâmetros de análise do programa *Lotus Engine Simulation*, mas que importam referir:

- Combustível composto por uma mistura de 84% de tolueno e 16% de n-heptano com índice de octano de 101,8 RON;
- 343,15 K de temperatura do ar na admissão para condições de minimização de consumo de combustível (ambiente de corrida);
- 353,15 K de temperatura de pré-aquecimento do combustível para condições de minimização de consumo de combustível (ambiente de corrida);
- 1,02 de razão de equivalência, ou riqueza, para condições de minimização de consumo de combustível (ambiente de corrida);
- 1,15 de razão de equivalência, ou riqueza, para condições de operação em ambiente de treinos;
- Ponto de ignição cujo avanço foi retardado até aos 35° antes do ponto morto superior (limite para ocorrer a detonação neste motor) para condições de operação em ambiente de treinos.

## 1.9 - Estrutura da dissertação

A dissertação está organizada da seguinte forma:

- Revisão bibliográfica das características mais importantes da turbo compressão;
- Revisão bibliográfica de alguns fatores concorrentes para a definição do rendimento volumétrico de um motor de combustão interna;
- Revisão bibliográfica de alguns parâmetros essenciais no projeto e construção de motores;
- Explicação e funcionamento do programa *Lotus Engine Simulation*;
- Introdução no programa *Lotus Engine Simulation* das características do motor de Fórmula 1 para 2014;
- Apresentação e discussão dos resultados obtidos;
- Estudo e análise dos mapas de curvas de rendimento do compressor do motor de Fórmula 1 para 2014;
- Introdução no programa *Lotus Engine Simulation* das características do motor Honda RA 168 E;
- Apresentação e discussão dos resultados obtidos;
- Estudo e análise dos mapas de curvas de rendimento dos compressores do motor Honda RA 168 E;
- Comparação de resultados entre o motor de Fórmula 1 para 2014 e o motor Honda RA 168 E;
- Análise das implicações relativas aos limites impostos ao nível do turbocompressor e do caudal mássico de combustível;
- Conclusões;
- Anexos.

## 2 - Sobrealimentação

A potência que um motor pode debitar é limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimada eficientemente dentro do cilindro. Para este efeito há forte dependência da quantidade de ar (comburente) que é introduzida em cada ciclo. Não adianta introduzir mais combustível no cilindro se não houver aumento correspondente de comburente na proporção de mistura estequiométrica, para o motor de combustão interna. Se o ar admitido for comprimido de modo a que se atinja um valor de massa volúmica superior ao ar ambiente com o correspondente aumento de combustível, a potência desenvolvida por um motor de determinadas dimensões, é aumentada. Este é o propósito da sobrealimentação. Potência, binário e pressão média efetiva são proporcionais à massa volúmica do ar na admissão (Heywood, 1988). A principal vantagem da sobrealimentação é permitir que um motor possa debitar determinado valor de potência e binário com dimensões mais reduzidas (tamanho e peso) em relação a um motor que tenha as mesmas prestações, mas de aspiração normal. Também o consumo específico será menor no caso do motor sobrealimentado (Bell, 1989).

A principal limitação à pressão de ar imposta na admissão pela sobrealimentação num motor de explosão é a maior suscetibilidade de ocorrerem os fenómenos autoignição e detonação. Há alguns fatores que aliados à existência de um aparelho que comprime os gases para a admissão, concorrem diretamente para tal. São eles o índice de octano do combustível, a taxa de compressão, o avanço à ignição, a temperatura do ar de admissão e combustível e temperatura do líquido de arrefecimento. (Lumley, 1999).

### 2.1 - Turbocompressor

A turbocompressão é uma forma de sobrealimentação entre várias, sendo que é a que interessa a este estudo. O turbocompressor é constituído por uma turbina radial e por um compressor centrífugo montados sobre um eixo comum. Contém dois rotores acoplados ao eixo do turbocompressor, um na turbina e outro no compressor. A turbina

e o compressor são delimitados pelos respetivos invólucros que têm a função de encaminhar os gases circulantes. O rotor da turbina é acionado pelos gases de escape provenientes do motor que por estar ligado ao rotor do compressor pelo veio comum, faz com que este rode também. Este, por sua vez, através das suas pás, aspira o ar atmosférico e impele-o, comprimido, para a admissão do motor. O rendimento do turbocompressor depende essencialmente do tamanho e da forma da turbina e do compressor, nomeadamente do rotor e dos respetivos invólucros (Bell, 1989).

### 2.1.1 - Turbina

A turbina tem a função de extrair energia dos gases de escape, convertendo-a em trabalho útil. A turbina que compõe a maioria dos motores de combustão interna de aplicação automóvel é de escoamento radial. Neste tipo, a entrada dos gases de escape para o rotor é efetuada perpendicularmente em relação ao eixo deste, o veio comum. O invólucro da turbina por onde se dá a entrada e o encaminhamento dos gases até ao rotor, compreende uma diminuição progressiva da sua área de secção. Esta diminuição de secção acelera o escoamento gasoso ao mesmo tempo que a pressão diminui, aumentando a energia cinética dos mesmos. Esta energia, por sua vez, é convertida em trabalho, pelo rotor da turbina. Paralelamente, há diminuição da temperatura dos gases aquando da passagem pelo rotor, convertendo-se também a energia térmica em energia mecânica. É a razão de pressões entre a entrada e a saída dos gases, bem como a diminuição da temperatura que vai determinar as características de desempenho da turbina. Há assim uma redução da entalpia dos gases neste processo. Quanto maior for a diferença de entalpia entre a entrada e a saída da turbina, maior será o valor de energia mecânica extraída (BorgWarner, 2013).

As características de desempenho da turbina dependem muito de determinadas dimensões da mesma, nomeadamente da razão  $A/R^3$ . A razão  $A/R$ , Figura 1, é uma característica geométrica do invólucro das turbinas e determina de forma preponderante as características dinâmicas da passagem de caudal pelas mesmas. A área “A” corresponde à área da secção de entrada dos gases de escape para a turbina e “R”

---

<sup>3</sup> Denominação generalizada de parâmetro usado pelo fabricante *Garrett*. Este parâmetro é usado por outros fabricantes de menor envergadura, sob outras denominações. O mesmo acontece com o fator de ajustamento do rotor (*trim*).

corresponde ao valor da distância entre o eixo da conduta de alimentação e o veio do rotor.

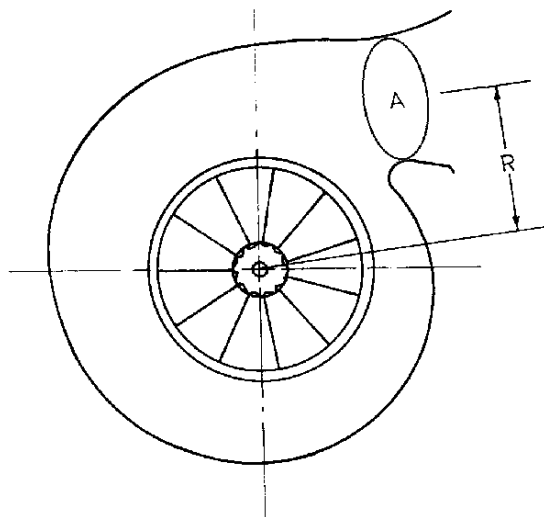


Figura 1 – Razão A/R da turbina (Fahlgren, 2013).

Quanto menor for o valor da razão A/R, menor é a quantidade de gás que circula, fazendo-se, por consequência esse movimento com maior velocidade. Concretamente no caso das turbinas radiais de aplicação automóvel, o exposto tem como benefício o aumento de pressão no rotor a baixas rotações, criando no compressor a sobrepressão (*boost*) rapidamente e diminuindo o tempo de resposta do turbo, efeito conhecido como atraso de funcionamento do turbo (*turbo-lag*). No entanto, para uma razão A/R inferior, é gerada muita contrapressão nos gases de escape devido à maior restrição à circulação dos mesmos, com grande aumento de temperatura e consumo, especialmente a altas velocidades de rotação (Bell, 1989). Por outro lado, para uma razão A/R elevada, maior é a quantidade de gás que circula, fazendo-se o movimento com menor velocidade. Embora a restrição à saída dos gases seja inferior neste caso, para o rotor da turbina conseguir girar de forma a criar pressão suficiente no compressor, é necessário elevado caudal de gás, pelo que a sua aplicação é recomendada para situações de circulação de muito caudal, tais como grandes cilindradas ou velocidades elevadas de rotação do motor. Em situações de caudal parcial na admissão, o efeito de atraso no funcionamento do turbo, torna-se mais evidente. Ao se acelerar repentinamente, há um certo espaço de tempo que demora até que o caudal de escape seja significativo e suficiente para imprimir o movimento ao veio que vai por

sua vez permitir aumento de pressão pelo compressor (Bell, 1989). Este atraso de funcionamento do turbo não deve ser confundido com a inércia do motor quando o mesmo tem uma velocidade de rotação que não lhe permite ainda funcionar dentro das ilhas de rendimento significativas, do mapa de curvas de rendimento do compressor.

Pelo exposto, é necessário haver um compromisso entre determinado motor e a finalidade do mesmo, sendo comum os construtores de automóveis de estrada optarem por turbinas com razões A/R baixas para aumentar a *performance* em velocidades de rotação inferiores, normalmente na faixa de rotação das 1800 RPM às 4000 RPM no sentido de se obter vantagem em termos de aceleração, com algum prejuízo das potências máximas. No que concerne à competição automóvel são escolhidas turbinas com uma razão A/R superiores, em virtude desses motores terem a sua faixa de funcionamento ideal a rotações elevadas. Particularmente, na ótica da turbina, reduzindo a contrapressão nos gases de escape (turbina grande), há uma melhoria na circulação destes com redução da sua temperatura, o que baixa o risco de ocorrer a autoignição e detonação e com melhoria do consumo (Bell, 1989).

### **2.1.2 - Compressor**

O compressor centrífugo que faz parte do turbocompressor tem a função de aumentar a pressão do gás que vai alimentar os cilindros do motor. Este aumento de pressão culmina em aumento da massa volúmica do gás. Embora a entrada do gás no aparelho se faça de forma axial, há uma forte componente radial na saída dos mesmos, pelo que é também denominado compressor de escoamento radial. O compressor é constituído pelo rotor e pelo difusor. O rotor, através das suas pás em movimento de rotação, aspira o gás a entrar no aparelho, aumenta a sua velocidade e consequentemente a sua energia cinética, enviando-o para o difusor. De acordo com o Princípio de Bernoulli, para um fluido sem viscosidade, o aumento de velocidade implica simultaneamente diminuição da pressão. Através da passagem do gás pelas condutas do difusor cuja forma compreende um aumento progressivo da área de secção, há diminuição da velocidade do mesmo, aumentando a pressão. Ao contrário do que acontece com um compressor volumétrico cujos valores de razão de pressões e caudal mássico são proporcionais à velocidade de rotação do seu eixo, no turbocompressor há necessidade de aumento significativo de caudal mássico para haver aumento de razão de pressões em níveis de rendimento constantes. Como consequência, no primeiro caso, a

pressão média efetiva do motor aumenta proporcionalmente à medida que a velocidade de rotação aumenta também. No segundo, a pressão média efetiva aumenta drasticamente com a velocidade de rotação. É importante salientar que o aumento da pressão debitada pelo compressor, compreende algumas limitações. Esse aumento pode até ser supérfluo, se não estiverem reunidas as adequadas condições de escoamento de gases de e para os cilindros. Se o motor não “respirar” bem, o turbocompressor por si só pode estar subaproveitado (Bell, 1989).

A definição das características dimensionais do compressor depende da análise do seu mapa de curvas de rendimento, considerando o valor de caudal mássico de ar na admissão para uma dada velocidade de rotação e a razão das pressões entre a saída e a entrada de gases. A razão A/R no compressor é relativamente desprezável comparativamente à mesma razão na turbina. Esta razão, no compressor, é usada apenas em pequenas adequações do funcionamento do compressor. No entanto, dada a diminuta importância deste fator no compressor, por norma é ignorado na maioria das aplicações (Garrett, 2013).

### 2.1.3 - Fator de ajustamento do rotor (*trim*)

Considerando os aparelhos turbocompressores *Garrett*, o fator de ajustamento do rotor é uma relação entre o indutor (*inducer*) e a exaustão (*exducer*). O indutor corresponde ao diâmetro do rotor por onde se faz a entrada dos gases, quer do compressor quer da turbina. A exaustão (*exducer*) corresponde ao diâmetro do rotor por onde se faz a saída dos mesmos. O valor de fator de ajustamento do rotor é dado pelas seguintes equações:

$$\text{Fator de ajustamento do rotor da turbina} = \frac{\text{exaustão}^2}{\text{indutor}^2} \times 100 \quad (1)$$

$$\text{Fator de ajustamento do rotor do compressor} = \frac{\text{indutor}^2}{\text{exaustão}^2} \times 100 \quad (2)$$

No caso da turbina, o indutor corresponde ao diâmetro superior do rotor, em virtude de a entrada de gases se fazer pela lateral da turbina, perpendicularmente ao veio comum. Considerando a Figura 2, tem-se que o indutor corresponde a “A” e a exaustão a “B”.

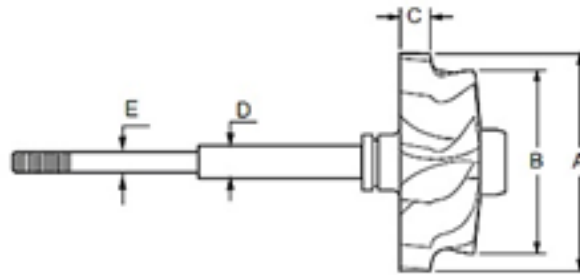


Figura 2 – Rotor da turbina e veio comum (Garrett, 2013).

Uma turbina com um valor superior de fator de ajustamento do rotor tem maior capacidade de movimento de caudal e com menor efeito de contrapressão aos gases provenientes do escape. No caso do rotor do compressor o indutor corresponde ao diâmetro inferior do rotor em virtude de a entrada de gases se fazer axialmente em relação ao veio comum. Considerando a Figura 3, o indutor corresponde a “A” e a exaustão a “B”.

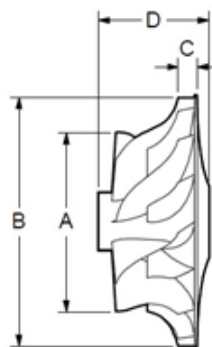


Figura 3 – Rotor do compressor (Garrett, 2013).

Um compressor com um valor de fator de ajustamento do rotor superior tem mais capacidade de movimento de caudal mássico, o que no mapa de curvas de rendimento, implica expansão para a direita do mapa. Contudo, o principal fator de aumento de caudal mássico é a dimensão do rotor do compressor o que na equação (2) corresponde ao diâmetro da exaustão. Paralelamente, um compressor com um valor superior de fator de ajustamento do rotor, tal como acontece com o diâmetro, não necessita de trabalhar a velocidades de rotação tão altas para um dado valor de caudal mássico. Como se verifica na Figura 3, o aumento do fator de ajustamento do rotor

implica um aumento do diâmetro da parte que corresponde à admissão dos gases no compressor. Verifica-se que ao aumentar este diâmetro, aumenta-se a área de cada alheta em contacto com o caudal de ar. Por outro lado, um valor de fator de ajustamento do rotor superior, compreende uma ligeira diminuição de rendimento, diminuição essa não significativa (Garrett, 2013).

A coordenação entre a turbina e o compressor é vital para o bom rendimento global do turbocompressor. É através do mapa de curvas de rendimento do compressor que se determinam as velocidades de rotação a que o veio comum deve estar sujeito. Perante essa “exigência” de velocidade rotacional, a turbina deve ser projetada (razão A/R e dimensões do rotor, essencialmente) de forma a imprimir, ao veio comum, a velocidade de rotação que o compressor necessita para operar eficientemente.

## 2.2 - Mapa de curvas de rendimento do compressor

O mapa de curvas de rendimento do compressor é um gráfico que descreve as características de *performance* de um dado aparelho. Inclui o caudal mássico, razão das pressões, velocidade de rotação do rotor, linha de sobrecarga (*surge line*), linha de sufoco ou engasgamento (*choke line*), linhas de velocidade de rotação do rotor do compressor e ilhas de rendimento. Considerando a operação do compressor para a esquerda da linha de sobrecarga, nessas condições, o compressor pode estar a comprimir mais gás do que aquele que o motor consegue admitir, havendo retrocesso do gás comprimido para o mesmo aparelho. Pode acontecer também aquando do fecho repentino da válvula borboleta e ainda se o compressor for demasiado grande para o motor em causa. Operação do compressor para a direita da linha de sufoco ou engasgamento leva a que o gás comprimido atinja velocidades próximas da velocidade do som, deixando de haver compressão efetiva dos gases, independentemente do aumento da velocidade de rotação do rotor (Garrett, 2013).

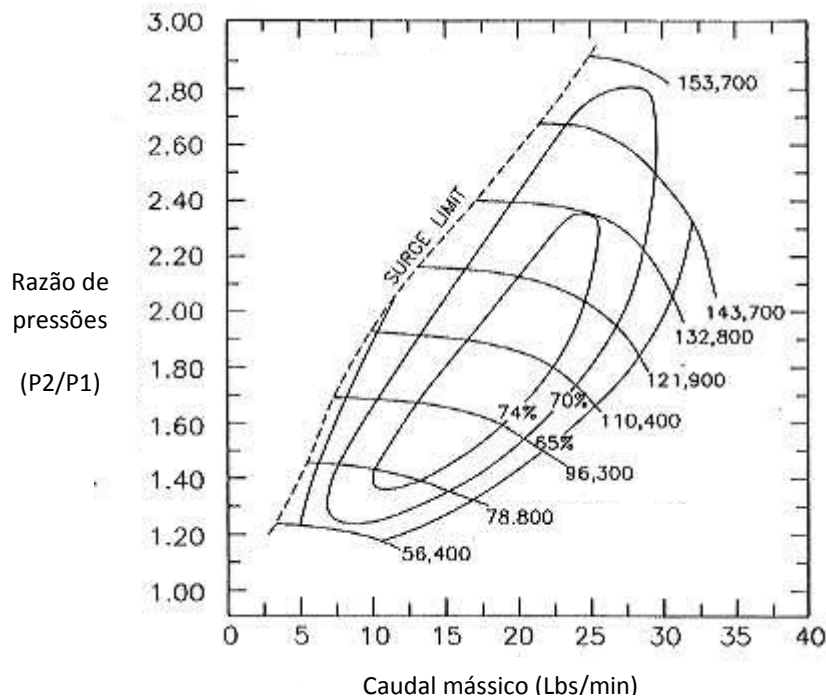


Figura 4 – Mapa de curvas de rendimento do compressor (Ztechz, 2013).

### 2.3 - Permutador de calor – *intercooler*

A temperatura dos gases na admissão eleva-se quando estes são comprimidos, baixando a sua massa volúmica à entrada dos cilindros. Consequentemente, há perda de rendimento volumétrico. Devido ao aumento da temperatura dos gases, há ainda o aumento da propensão para ocorrer a detonação e a autoignição. No sentido de atenuar estes efeitos negativos é colocado um permutador de calor entre a saída do compressor e o coletor de admissão. O ar comprimido, ao passar pelo permutador de calor, é arrefecido ou pela circulação de ar exterior ou por água. É o chamado arrefecedor intermédio ou *intercooler*. O permutador de calor permite melhorar o enchimento dos cilindros, aumentando o rendimento volumétrico e consequentemente a capacidade de queima de combustível. Permite assim a injeção de maior quantidade de combustível em cada ciclo, aumentando o binário e a potência. Diminui também o consumo específico ao aumentar o rendimento termodinâmico do motor (Bell, 1989).

## 2.4 - Dois turbocompressores – vantagens e desvantagens

A principal vantagem da existência de dois turbocompressores para um mesmo motor de referência, prende-se com a redução do efeito atraso de funcionamento do turbo. Atendendo às dimensões inferiores das turbinas e da razão A/R para dois compressores, a sobrepressão é criada mais rapidamente. Particularmente no caso dos motores de cilindros dispostos em “V”, a existência de dois turbocompressores é mais adequada. Como desvantagens a apontar há o acréscimo de espaço ocupado pelos dois aparelhos, o maior custo de aplicação e manutenção e o facto de dois turbocompressores pequenos gerarem mais contrapressão na saída dos gases de escape do motor, do que um aparelho apenas. Isto é um inconveniente para altas velocidades de rotação. Para o mesmo motor, um único turbocompressor sendo maior, permite trabalhar com valores de caudal mássico superiores, quer ao nível da turbina, quer ao nível do compressor, o que é vantajoso para motores de grande cilindrada ou muito rotativos.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

### 3 - Rendimento volumétrico

O rendimento volumétrico no motor de combustão interna é a razão entre a massa de ar efetivamente introduzida no cilindro e a massa de ar que o mesmo pode conter com a massa volúmica do ar igual à do ar atmosférico. Este rendimento depende em grande medida da velocidade média dos gases de admissão, concretamente nas condutas de admissão e respetivas válvulas. No caso de motores de quatro tempos, aspirados, a gasolina e de turismo, o valor de rendimento volumétrico varia entre os 70% e os 85%. Valores superiores podem ser atingidos com recurso a cabeças multiválvulas e alterações precisas em todo o sistema de admissão, incluindo câmaras de combustão. Também com recurso à sobrealimentação conseguem-se valores de rendimento volumétrico superiores. A importância do rendimento volumétrico prende-se com a capacidade que o motor tem de produzir a pressão média efetiva e binário máximos a determinado valor de velocidade de rotação. Normalmente a pressão média efetiva e o binário máximos de um motor são atingidos na mesma velocidade de rotação em que é atingido o rendimento volumétrico máximo (Giacosa, 2000).

#### 3.1 - Número de Mach

O rendimento volumétrico do motor relaciona-se diretamente com o escoamento gasoso através da válvula de admissão. O valor do número de Mach do escoamento através de uma válvula depende das seguintes variáveis: razão curso do pistão/diâmetro do cilindro, velocidade de rotação do motor, velocidade média do pistão e dimensões das válvulas. Um caudal de gás diz-se engasgado ou sufocado quando a velocidade do mesmo ao passar em determinado orifício atinge a velocidade do som. Nestas condições, qualquer mudança de pressão depois do orifício não consegue ser comunicada ao escoamento antes do mesmo. Isto acontece porque a mensagem teria que viajar para antes do orifício sob a forma de uma onda de pressão à velocidade do som e tal é impossível se o escoamento em si viaja em sentido contrário a essa mesma velocidade. Quando o número de Mach é igual a um, o fluido está sufocado ou engasgado (*choked*). O facto de o escoamento gasoso atingir o estado de sufoco em

condições normais de funcionamento constitui uma das mais sérias limitações à *performance* de um motor. Em virtude de o número de Mach ser proporcional à velocidade média do pistão, o escoamento gasoso processa-se de forma mais célere quando a velocidade daquele é maior. Quando o número de Mach do escoamento atinge o valor de 0,5 (metade da velocidade do som) o rendimento volumétrico desce rapidamente com o aumento da velocidade dos gases. Como tal, os motores são desenhados para que o valor de número de Mach do escoamento através das válvulas não exceda os 0,5 à velocidade mais alta de funcionamento do motor (Lumley, 1999).

### **3.2 - Caudal através da válvula de admissão**

O valor de caudal mássico de gás que atravessa a válvula de admissão para enchimento do cilindro, depende essencialmente do diâmetro, do curso de levantamento e do tempo de abertura da mesma. Não é viável aumentar indefinidamente o levantamento da válvula de admissão de maneira a permitir maior passagem de ar. Conforme se vê na Figura 5, para um levantamento baixo da válvula de admissão o caudal de gás preenche praticamente todo o espaço entre a válvula e a sua sede. Para um levantamento elevado da válvula, o caudal não segue a geometria da mesma e da respetiva sede, mas antes, comporta-se como um jato direcionado. Assim, não é viável aumentar o levantamento da válvula de admissão para lá de determinado valor. Se para levantamentos reduzidos a menor área de passagem de caudal é o espaço entre a válvula e a sede, para grandes levantamentos, a menor área passa a ser a correspondente ao diâmetro da conduta de admissão. O levantamento máximo aceitável é cerca de  $\frac{1}{4}$  do diâmetro da válvula (Lumley, 1999). Segundo outro autor, Heywood (1988), o levantamento máximo da válvula é cerca de 12% do diâmetro do cilindro.

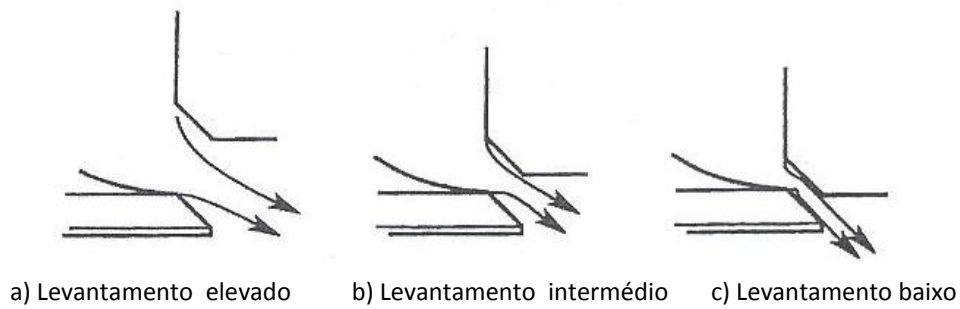


Figura 5 – Escoamento através da válvula de admissão (Lumley, 1999).

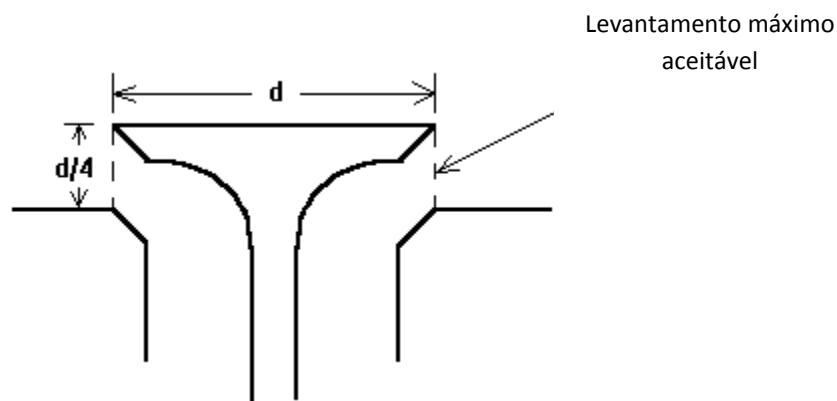


Figura 6 – Levantamento máximo da válvula de admissão (Erb, 2013).

De salientar que ao diminuir-se o levantamento das válvulas aumenta-se o número de Mach pelo que o caudal na abertura da válvula fica engasgado mais cedo. Assim, é necessário haver um compromisso entre variáveis no que concerne ao levantamento máximo das válvulas.

### 3.3 - Diâmetro das válvulas e formato da câmara de combustão

As válvulas, quer de admissão, quer de escape, têm por norma cabeças de formato circular. O diâmetro das válvulas de admissão é também, na maioria das vezes, superior ao das válvulas de escape. Esta discrepância de tamanhos prende-se com a necessidade de se obter o máximo rendimento volumétrico no tempo de admissão. Mesmo em motores sobrealimentados importa aumentar o rendimento volumétrico pelo

que também aqui o diâmetro das válvulas de admissão é superior ao das de escape. O diâmetro das válvulas obedece a um limite físico que é imposto pelo diâmetro do cilindro. No entanto, é possível para um mesmo diâmetro de cilindro, haver vários tamanhos de válvulas admissíveis, considerando o formato da câmara de combustão. Na Tabela 1 apresentam-se valores de referência para tamanhos de válvulas admissíveis para quatro tipos de câmaras de combustão mais frequentes. São elas a câmara de combustão em formato de banheira, a câmara de combustão cavada na cabeça do pistão, a câmara de combustão em formato de telhado (*pent-roof*) comum em tipologias de câmaras com quatro válvulas por cilindro e a câmara de combustão hemisférica (Heywood, 1988).

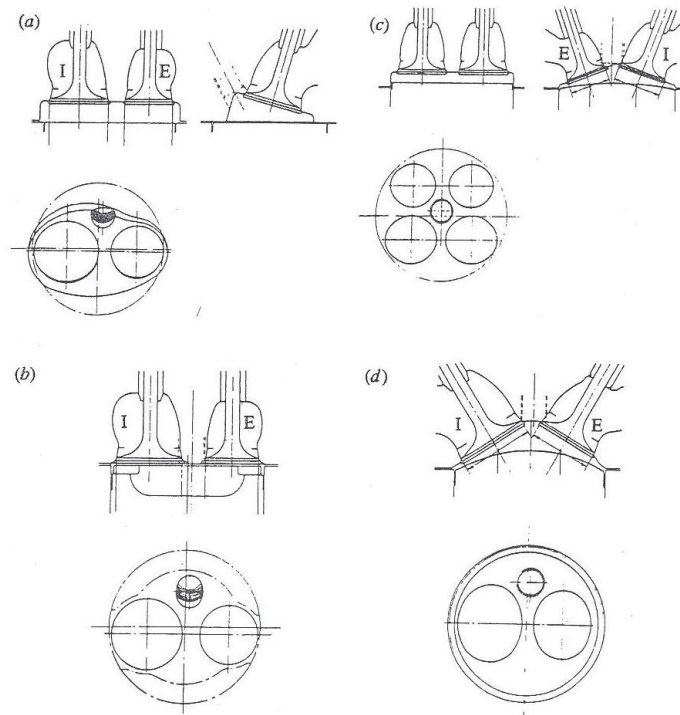


Figura 7 – Tipos de câmaras de combustão mais comuns: a) banheira; b) cavada na cabeça do pistão; c) telhado, típica de motores com quatro válvulas por cilindro; d) hemisférica (Heywood, 1988).

Formato câmara combustão	Admissão	Escape	Vel. média pistão (m/s)
Banheira	$0,43 - 0,46 \times D$	$0,35 - 0,37 \times D$	15
Cavada na cabeça do pistão	$0,42 - 0,44 \times D$	$0,34 - 0,37 \times D$	14
Telhado (4 válvulas)	$0,35 - 0,37 \times D$	$0,28 - 0,32 \times D$	20
Hemisférica	$0,48 - 0,5 \times D$	$0,41 - 0,43 \times D$	18

Tabela 1 – Diâmetros admissíveis das válvulas em relação ao diâmetro do cilindro ( $D$ ) (Heywood, 1988)

De acordo com a Tabela 1, o diâmetro da válvula de admissão pode ir de  $0,35 \times D$  a  $0,5 \times D$ . O diâmetro da válvula de escape pode ir de  $0,28 \times D$  a  $0,43 \times D$ . É de salientar que a tabela em apreço refere-se a motores típicos de veículos de passageiros (Heywood, 1988).

As câmaras de combustão de formato hemisférico são as câmaras que permitem albergar válvulas de tamanho superior, sendo que tiveram grande difusão no passado, especialmente em motores de competição ou desportivos. Contudo, estas câmaras têm uma limitação: não permitem a utilização de mais que duas válvulas por cilindro, uma de admissão e uma de escape. Efetivamente, consegue-se maior área de passagem de caudal de gases tendo duas válvulas pequenas do que apenas uma grande, para um mesmo valor de diâmetro de cilindro como referência, daí a preferência atual em usar mais que duas válvulas por cilindro e conseqüentemente este tipo de câmara de combustão deixou de ser usual (Heywood, 1988). Existem vários tipos de câmaras de combustão usadas correntemente nos motores de combustão interna. De entre as câmaras apresentadas na Figura 7, há a destacar o formato típico para câmaras que albergam quatro válvulas por cilindro, em formato de telhado. Este tipo de câmara é típico dos motores de Fórmula 1. Também motores com três ou mais válvulas por cilindro (normalmente até cinco) têm este tipo de câmara. O formato da câmara de combustão tem relevância fulcral no desempenho do motor. Pretende-se com a otimização do formato da câmara de combustão que o processo de queima do combustível se faça o mais rapidamente possível (em número inferior de graus de rotação da cambota para a mesma velocidade de rotação) para que as perdas de calor sejam mínimas, para que a probabilidade de ocorrer a detonação seja mínima também e para maximizar a área do diagrama pressão – volume do ciclo. Pretende-se também com a otimização do formato da câmara de combustão que a razão superfície/volume seja

baixa, de forma a minimizar as perdas de calor pelas paredes da mesma, aumentando o rendimento termodinâmico. Pretende-se ainda que a sua forma e das condutas e portas de admissão proporcionem a movimentação dos gases no escoamento para dentro do cilindro, criando os movimentos de rotação e rolamento. Estes movimentos são especialmente importantes na medida em que aumentam a turbulência dos gases durante a fase de compressão, favorecendo a velocidade da chama e uma melhor combustão, mormente para razões ar/combustível muito pobres. Para razões de ar/combustível normais, as velocidades de chama superiores vão permitir à frente de chama alcançar a periferia do cilindro antes que a reação química resulte numa detonação, permitindo a utilização de taxas de compressão mais elevadas. As câmaras de combustão muito compactas, predominantemente cavadas na cabeça dos pistões, requerem gasolinas com menor índice de octano que as outras câmaras. São de alta turbulência, sendo que há grande transferência de calor dos gases ainda por queimar, reduzindo a sua temperatura e por sua vez, a propensão para a detonação (Heywood, 1988).

### **3.4 - Tempos de abertura e fecho das válvulas – diagrama de distribuição**

O escoamento dos gases para dentro do cilindro e deste, para fora dele, depende em grande medida do tempo de abertura das válvulas. No que concerne ao diagrama de distribuição, não existe um critério geral para definir os tempos exatos de abertura ou fecho das válvulas. Tal depende da configuração de um dado motor e da sua finalidade de aplicação. O avanço da abertura da admissão (AAA) ocorre normalmente entre os 10° e os 25° antes do Ponto Morto Superior (PMS). Segundo Heywood (1988), a *performance* do motor é relativamente insensível a este ponto. O objetivo do AAA é permitir a entrada antecipada de gás fresco no cilindro, gás esse que é forçado a entrar devido à depressão criada pelos gases de escape que se encontram a sair do cilindro no fim do tempo de escape. O atraso do fecho da admissão (AFA) acontece normalmente entre os 40° e os 60° depois do Ponto Morto Inferior (PMI), já no tempo da compressão. O AFA, é um dos principais fatores que afetam o rendimento volumétrico do motor a altas velocidades de rotação na medida em que o gás que ainda está a entrar para o cilindro após o PMI, está sujeito a forte velocidade nas condutas e portas de admissão,

decorrente do movimento descendente, maximizando-se assim a massa de ar que entra no cilindro. O avanço da abertura do escape (AAE) acontece cerca de  $50^\circ$  a  $60^\circ$  antes do PMI, portanto antes do fim do tempo de explosão, havendo já durante esse tempo saída de gases para o exterior. O objetivo deste avanço é reduzir a pressão no cilindro até valores próximos dos valores de pressão da conduta de escape o mais cedo possível (no PMI) permitindo a saída antecipada dos gases. Por fim, o atraso do fecho do escape (AFE) acontece entre os  $8^\circ$  e os  $20^\circ$  depois do PMS, já no tempo de admissão. Serve de complemento ao AAA na medida em que permite a criação da depressão que vai “puxar” os gases frescos da admissão, antes de o próprio pistão começar o seu movimento descendente. Refira-se que esta entrada antecipada de gases frescos permite baixar a temperatura global do cilindro bem como da válvula de escape, o que é benéfico (Heywood, 1988). Segundo outro autor, o avanço à abertura da admissão acontece entre os  $10^\circ$  e os  $40^\circ$  sendo que o mais comum é nos  $20^\circ$ . O atraso do fecho da admissão acontece dos  $45^\circ$  aos  $100^\circ$  sendo o mais comum aos  $65^\circ$ . O avanço da abertura do escape acontece entre os  $45^\circ$  e os  $90^\circ$  sendo o mais comum aos  $60^\circ$  e o atraso ao fecho de escape entre o  $0^\circ$  e os  $60^\circ$ , sendo o mais comum aos  $20^\circ$  (Arias-Paz, 1978). Há, portanto, grande flexibilidade na variação destes valores de acordo com o tipo de motor em causa, sendo que os motores desportivos e de competição têm ângulos de avanço e atraso mais acentuados.

### **3.5 - Velocidade média do pistão**

A velocidade que o pistão assume é proporcional à velocidade de rotação do motor. É uma variável que se relaciona com o escoamento de gás pelas válvulas e o curso do pistão. É importante que a velocidade média do pistão não seja muito elevada para que a velocidade do caudal de gás na entrada para o cilindro ao passar pela válvula de admissão não ultrapasse metade do valor do número de Mach, de maneira a não comprometer o rendimento volumétrico.

Também o rendimento mecânico do motor bem como a sua durabilidade dependem muito da velocidade média do pistão. Para velocidades baixas, o rendimento mecânico é relativamente alto, aproximadamente 85%. Já para velocidades do pistão

altas (podem-se atingir 25 m/s, por vezes mais em motores desportivos e de competição) o valor de rendimento mecânico pode descer para os 60%. Verifica-se também aumento da temperatura nas válvulas de escape e coroa dos pistões proporcionalmente ao aumento da turbulência dos gases, fator que por sua vez depende da velocidade do pistão, para um dado motor. Os esforços mecânicos nos cavilhões e moentes das bielas e outras peças sujeitas a movimentos recíprocos, são proporcionais ao quadrado da velocidade do pistão (Lumley, 1999). Assim, é importante que para determinado motor, a velocidade média do pistão seja o mais baixa possível. Para um motor de Fórmula 1 atual este valor é de aproximadamente 26 m/s. Comparativamente, alguns motores de turismo atingem velocidades médias de pistão aproximadas à referida, apesar da grande diferença de velocidades de rotação (EPI Inc., 2013). Se há dez anos atrás cada motor de Fórmula 1 durava cerca de oito horas de trabalho, sendo substituída cada unidade ao fim do dia, atualmente, cada condutor pode utilizar até um limite de oito motores por época de campeonato, o que se traduz em aproximadamente 3000 quilómetros de durabilidade de cada um. É intenção da FIA e dos construtores envolvidos aumentar a durabilidade dos motores até aos 4000 quilómetros, para 2014.

## 4 - Parâmetros de construção do motor

### 4.1 - Razão diâmetro do cilindro/curso do pistão

A razão diâmetro do cilindro/curso do pistão considera o diâmetro do cilindro e curso do pistão desde o seu PMS ao PMI. Um motor com um curso mais curto debita um valor mais elevado de potência por unidade de cilindrada (kW/L), considerando a mesma velocidade média do pistão. Neste caso há aumento da velocidade de rotação e conseqüentemente da potência (para o mesmo binário), o que é particularmente útil para a competição e desporto automóvel. Por outro lado, um motor com um curso mais longo, alcança temperaturas mais baixas nas coroas dos pistões bem como menor desgaste, o que se torna mais adequado para a produção comercial e de turismo (Lumley, 1999). A razão diâmetro/curso média de um motor de Fórmula 1 atual é de 2,46.

### 4.2 - Razão comprimento da biela/curso do pistão e aceleração instantânea do pistão

A razão do comprimento da biela tendo como referência o curso do pistão tem particular importância na assimetria que se verifica no movimento do pistão em todo o seu curso de movimento. Esta razão reflete-se nas *performances* do motor e nas vibrações resultantes do balanceamento de forças envolvidas. Há dois fatores que variam de acordo com a razão comprimento da biela/curso do pistão, a velocidade e a aceleração instantâneas do pistão, para uma dada velocidade de rotação e curso. Estes dois fatores têm importância fundamental no projeto do motor de acordo com a sua utilização. O curso do pistão sendo a distância desde o PMS ao PMI, é igual ao diâmetro da circunferência descrita pela cambota, a cada movimento rotacional completo. Do PMS ao PMI a cambota dá meia volta, portanto descreve um ângulo de 180°. O PMS pode ser considerado o ponto de referência correspondente aos 0° de ângulo para a posição de determinado moente de biela e o PMI o ponto de referência correspondente aos 180° de ângulo para o mesmo moente. À medida que o pistão desce

ao longo do seu curso, a cambota vai descrevendo um ângulo correspondente. Esta, ao chegar aos 90°, portanto a um quarto de rotação, “arrastou” o pistão através da biela que está acoplada a ambos. O pistão, no entanto, encontra-se já para lá do meio do seu curso em virtude de haver deslocação lateral do moente da biela, deslocação essa resultante do seu movimento rotacional até ao quarto de volta. A diferença que há do valor de metade do curso do pistão para o valor real que o pistão já descreveu, resulta da função seno do ângulo que a biela forma entre o plano vertical e o plano inclinado da mesma aos 90° de posição do moente de biela da cambota. Esse valor de diferença somado com o valor de metade do curso do pistão constitui a distância real percorrida pelo pistão no seu movimento descendente desde o PMS ao ponto onde o moente de biela percorre 90° de rotação. Pelo exposto resulta que no primeiro quarto de rotação da cambota o pistão já percorreu mais de metade do seu curso. Na segunda metade de movimento PMS ao PMI, o pistão vai percorrer menos de metade do seu curso. Isto tem as seguintes implicações: a) a velocidade instantânea do pistão é máxima num ponto algures entre o PMS e os primeiros 90° de rotação da cambota, diminuindo gradualmente até ao PMI; b) a aceleração instantânea do pistão vai ser máxima no PMS e num ponto próximo ao PMI (não é no PMI, devido à assimetria entre o movimento da cambota e o curso do pistão conforme já descrito), diminuindo gradualmente até chegar ao ponto de nulidade que corresponde ao ponto de velocidade instantânea máxima. No segundo e terceiro quadrantes de rotação da cambota, portanto na área envolvente ao PMI os valores de aceleração são inferiores aos do quarto e primeiro quadrantes (EPI Inc., 2013).

Diminuindo o comprimento da biela em relação ao curso, diminuindo portanto a razão comprimento da biela/curso do pistão, há aproximação do ponto de velocidade instantânea máxima do pistão ao PMS. Consequentemente, há aumento do valor de aceleração do pistão desde o PMS até ao ponto de velocidade máxima. Esta consequência da variação do comprimento da biela, neste caso diminuição, tem fundamentação de acordo com a finalidade do motor: a) permite-se atingir o ponto de velocidade máxima instantânea mais cedo, havendo aumento do valor de aceleração inicial do pistão, o que tem consequências benéficas em termos de admissão de gases para o cilindro, nomeadamente, efeito de aspiração dos gases mais forte; b) permite-se que as dimensões do motor (particularmente em altura) sejam inferiores, o que é benéfico em termos de compartimentação do motor e de rebaixamento do seu centro de massa, o que, no caso da Fórmula 1, é muito importante; c) há menor suscetibilidade de

cedência das bielas perante esforços axiais, sendo outra vantagem para a integridade estrutural do motor. Por outro lado, com utilização de bielas mais longas em relação ao curso, o motor tem um funcionamento mais suave devido às menores forças resultantes na direção lateral (direção da camisa do cilindro), o que é vantajoso para motores para fins de turismo. Há a salientar que a razão comprimento da biela/curso do pistão não deve ser inferior a 1,3. Este é o limite dimensional para o encurtamento da biela em relação ao curso. Abaixo deste valor, há possibilidade de a saia do pistão bater nos contrapesos equilibradores da cambota. Além disso, tal como referido, há presença excessiva de forças laterais na direção da camisa do cilindro, comprometendo a durabilidade das peças e com aproveitamento incorreto da força resultante da pressão média efetiva sobre o pistão. Nas aplicações desportivas é comum os fabricantes procurarem construir bielas com recurso a materiais muito resistentes e de menor massa volúmica como o titânio e com o menor comprimento possível (EPI Inc., 2013).

### 4.3 - Taxa de compressão

O aumento da taxa de compressão (TC) tem como consequência o aumento do rendimento de conversão de combustível, que por sua vez tem implicações nos valores de pressão média efetiva no interior do cilindro. A taxa de compressão nos motores de combustão interna atuais naturalmente aspirados situa-se entre 9:1 e 11:1, sendo comum haver carros desportivos com taxas de compressão com valores de 12:1. Os motores sobrealimentados funcionam com taxas de compressão mais baixas em virtude de haver compressão dos gases antes da entrada para o cilindro (Heywood, 1988).

O gráfico da Figura 8 relaciona a taxa de compressão com o rendimento de conversão de combustível e a pressão média efetiva. Neste caso, o motor é aspirado, tem 5,3 L de cilindrada, oito cilindros, velocidade de rotação de 2000 RPM e encontra-se em situação de abertura total da válvula borboleta da admissão (*wide open throttle*). O ponto de ignição e a razão de equivalência da mistura são os adequados para se obter o binário máximo. O valor de rendimento volumétrico é de 82,5%.

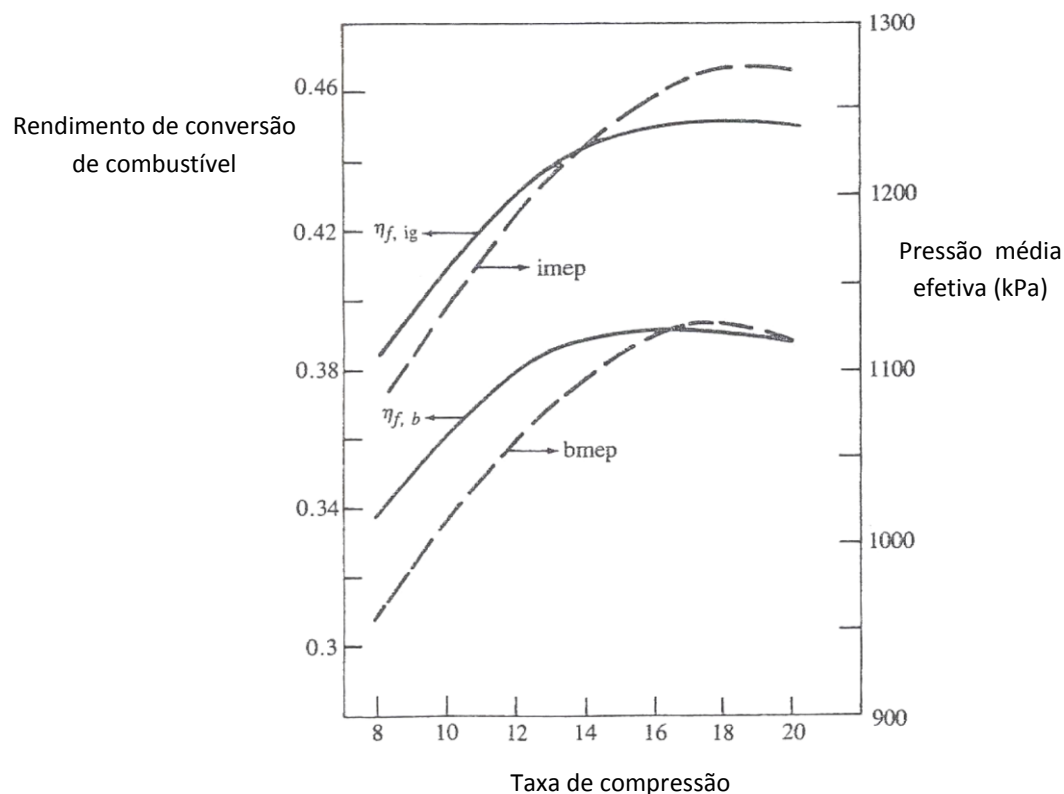


Figura 8 – Relação da taxa de compressão com o rendimento de conversão de combustível e a pressão média efetiva (Heywood, 1988).

Conforme se verifica no gráfico, as curvas de rendimento de conversão de combustível e pressão média efetiva atingem pontos máximos nos valores de taxa de compressão entre 16:1 e 17:1. Para valores superiores, as duas variáveis começam a decrescer devido ao aumento da razão superfície/volume (as perdas de calor pelas paredes da câmara de combustão tornam-se significativas) e consequente combustão mais lenta. Neste cenário, há ainda importância emergente dos volumes das fendas ou frestas, que são espaços da câmara de combustão onde a mistura gasosa aí presente não entra em combustão devido às reduzidas dimensões disponíveis sendo exemplos os espaços desde o segmento da compressão até ao topo do pistão e os espaços circundantes às sedes das válvulas. Ainda da análise do gráfico há a salientar que até valores de taxas de compressão de 14:1 há aumento considerável de rendimento de conversão de combustível e de pressão média efetiva. Este é, atualmente, o limite para os valores de taxa de compressão dos motores Otto comuns (Heywood, 1988).

## **4.4 - Injeção direta de gasolina**

A injeção direta de gasolina permite um controlo mais eficiente da mistura ar/combustível comparativamente aos restantes sistemas de alimentação, nomeadamente por carburador ou por injeção indireta. Tem como principais vantagens a redução de emissões poluentes, o menor consumo específico, o maior rendimento volumétrico, o maior rendimento térmico na operação com carga estratificada, as menores perdas de calor e possibilidade de uso de taxas de compressão superiores. Nos sistemas de injeção direta de combustível, para cargas parciais, o motor pode operar com misturas ar/combustível muito pobres, até razões de 40/1, o que permite melhorar os consumos neste regime. É o denominado modo de carga estratificada. Aqui, o combustível é injetado nos tempos de admissão e compressão, sendo que a mistura apesar de pobre a nível global, nas cercanias da vela de ignição é estequiométrica ou mesmo rica, para efeitos de facilidade de ignição inicial. Para cargas totais, este sistema opera com mistura estequiométrica ou mesmo rica, com injeção de combustível no tempo de admissão, em virtude de assim ser possível o débito de valores de potência superiores. Nos sistemas de injeção direta, o combustível ao ser injetado no cilindro evapora, arrefecendo a mistura. O calor latente necessário para a evaporação provém do ar no interior do cilindro, baixando a temperatura global dos gases. Este efeito, além de aumentar o rendimento volumétrico, permite que se usem taxas de compressão superiores na medida em que não há tanta suscetibilidade para ocorrer a detonação (Pinto, 2011).

## **4.5 - Aspectos importantes decorrentes dos parâmetros de construção**

### **4.5.1 - Detonação e autoignição**

Após o salto da faísca na vela de ignição, a frente de chama avança na câmara de combustão com aumento progressivo de temperatura e pressão dos gases devido à contínua libertação de calor. Perante determinada conjugação de valores de temperatura e pressão, o gás que se encontra por queimar, o gás residual, pode inflamar-se espontaneamente, originando o efeito conhecido como detonação. A detonação é uma

combustão descontrolada e violenta da mistura gasosa, que além de ocorrer espontaneamente em determinado local da câmara de combustão, não se efetua de forma gradual como uma combustão normal. Este fenómeno acontece devido a uma série de fatores, entre eles: a) utilização de gasolinas de índice de octano demasiado baixo para a taxa de compressão do motor; b) avanço do ponto de ignição muito pronunciado que tem com consequência o início da combustão antecipado, coincidindo o ponto de pressão máxima com o PMS, gerando-se pressões excessivas no interior do cilindro; c) pressão e temperatura dos gases da admissão muito elevadas (Lumley, 1999). Para evitar a detonação há duas variáveis essenciais a controlar no interior do cilindro: pressão e tempo de combustão. Ao controlar a pressão no interior do cilindro controla-se também a temperatura atingida. Ao controlar o tempo de combustão, consegue-se prevenir a detonação de maneira a que o gás seja queimado antes de tal ocorrer. Ambas as variáveis dependem do nível de turbulência da mistura admitida, do formato da câmara de combustão, do ponto de ignição e da localização das velas de ignição. Na prática, o controlo sobre as variáveis pressão e tempo de combustão materializa-se de três formas: a) reduzindo a pressão que o compressor debita (no caso de motor sobrealimentado); b) retardando o avanço do ponto de ignição para que a combustão se complete depois do PMS e nunca coincidindo com este, evitando assim um pico de pressão propício à ocorrência da detonação, c) enriquecendo ligeiramente a mistura até uma razão de equivalência máxima de 1,3 de maneira a que o excesso de combustível tenha um efeito de arrefecimento da mistura. Estas três formas de atuação devem ser otimizadas simultaneamente (Heywood, 1988).

De referir que, paralelamente à detonação, existe a autoignição. Este fenómeno consiste numa combustão menos violenta que a detonação e acontece quando a deflagração se inicia antes do salto da faísca nos polos das velas. A sua ocorrência deve-se à existência de pontos quentes nas velas (inadequação, defeito ou desgaste) ou em outros locais da câmara de combustão, tais como depósitos de carvão incandescentes.

#### **4.5.2 - Consumo específico de combustível – relação com a potência e o binário**

O consumo específico de combustível reflete a capacidade que um dado motor tem para transformar a energia química da massa de combustível em energia mecânica. Consiste num indicador de quão eficiente é um motor a converter a energia química da massa de combustível em trabalho útil (Heywood, 1988). Perante toda a faixa de

velocidades de rotação de um determinado motor Otto, o valor de consumo específico inferior acontece nas velocidades de rotação intermédias, que podem coincidir ou não com as velocidades de rotação de binário máximo. Em baixas velocidades de rotação tal como o *ralenti*, há grande intervalo de tempo para que a combustão aconteça, o que permite uma maior perda de calor pelas paredes do cilindro, não se desenvolvendo tanto trabalho útil. Por seu lado, em altas velocidades de rotação, as perdas por fricção tornam-se muito significativas. Assim, é nas velocidades de rotação intermédias que o motor obtém os valores inferiores de consumo específico, facto que aliado ao rendimento volumétrico superior obtido também em rotações intermédias, permite atingir os valores superiores de pressão média efetiva e binário máximo. No entanto, o ponto onde se atinge o consumo específico mais baixo pode não coincidir exatamente com o ponto onde se atinge o binário máximo (Edgar, 2013).

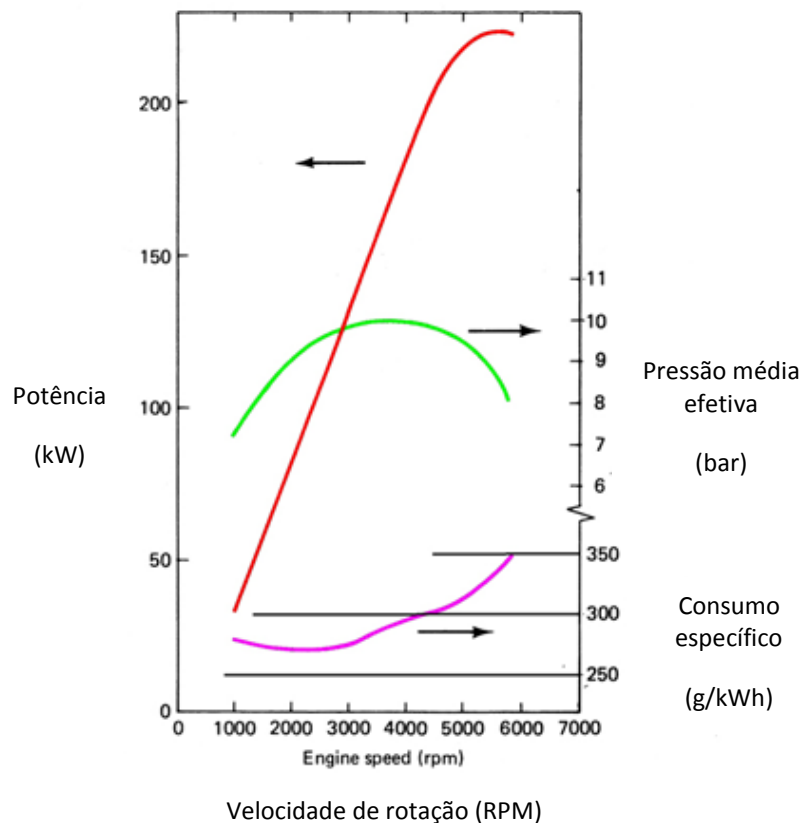


Figura 9 – Gráfico de características de *performance* do motor do Jaguar V12 HE em carga total (Edgar, 2013).

Pela análise do gráfico da Figura 9, verifica-se que o consumo específico (linha roxa) para o motor em apreço, tem o seu valor mínimo entre as 2000 RPM e as 3000 RPM.

O gráfico da Figura 10 apresenta curvas de consumo específico para três situações distintas de carga de um motor: 25% de carga, 50% de carga e carga total.

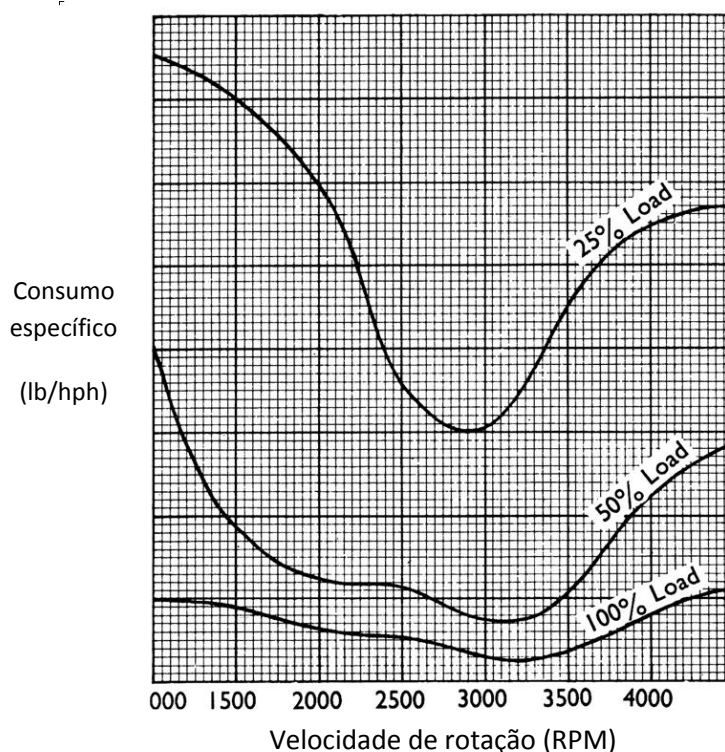


Figura 10 – Gráfico com valores de consumo específico de um determinado motor, para cargas de 25%, 50% e carga total (Edgar, 2013).

De referir que para um motor de turismo ou comercial, a carga correspondente a uma utilização normal e quotidiana é de aproximadamente 25%, sendo que raramente estes motores se encontram em situações de carga superiores. Acima dos 50% de carga, enquadra-se a utilização normal de um motor de competição. A acentuação dos valores de consumo específico com a diminuição da carga prende-se com o esforço acrescido que o motor tem de desenvolver para admitir os gases no interior dos cilindros e o aumento da importância relativa do binário de atrito relativamente ao binário indicado. Quanto mais fechada se encontrar a válvula borboleta do acelerador, maior será o

trabalho que o motor terá que desenvolver para aspirar os gases para o interior do cilindro, trabalho esse que não é convertido em potência útil (Edgar, 2013).

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 5 - Programa de simulação *Lotus Engine Simulation*

### 5.1 - Introdução

O programa *Lotus Engine Simulation* permite prever o desempenho de um determinado motor alternativo de combustão interna, tendo em conta os seguintes fatores:

- Transferência de calor no interior do cilindro;
- Variações instantâneas das propriedades dos gases nos coletores de admissão e escape;
- Efeito da sobrealimentação (por turbocompressor).

O utilizador que constrói o modelo matemático introduz as especificações do motor e dos coletores. Os dados incluídos são:

- Diâmetro do cilindro, curso do pistão e comprimento da biela;
- Taxa de compressão;
- Dimensões das válvulas e diagrama de distribuição;
- Dimensões dos coletores;
- Mapas de funcionamento das turbinas e dos compressores;
- Velocidade de rotação do motor;
- Dados relativos à transferência de calor na combustão;
- Razão ar/combustível, temperatura e pressão na admissão.

Após definição das especificações do motor e das suas condições de teste, a simulação é iniciada. O utilizador pode monitorizar o progresso da simulação usando caixas de diálogo para o efeito. Os resultados dos parâmetros caracterizadores do desempenho do ciclo, tais como rendimento volumétrico, consumo específico de combustível, binário e potência, bem como os resultados internos do ciclo como a pressão, temperatura e caudal mássico, são apresentados ao utilizador nas formas de relatório e gráficos.

## 5.2 - Enquadramento do programa de simulação *Lotus Engine Simulation* no âmbito do presente estudo

O objeto de estudo é o motor para a Fórmula 1 em 2014, segundo a regulamentação da Federação Internacional do Automóvel. Consideraram-se alguns parâmetros que foram devidamente conjugados no sentido de encontrar uma matriz de resultados plausíveis. Esses resultados deverão aproximar-se o mais possível das pretensões para a Fórmula 1 em 2014: valores de binário e potência elevados e valores de consumo específico baixos, simultaneamente. Tendo em conta as imposições base que não são suscetíveis de variação, foi possível variar muitos outros parâmetros, tal como se verá nas páginas subsequentes. O presente capítulo limita-se à descrição do modo de construção do modelo base da simulação a utilizar. Não são aqui apresentados quaisquer resultados.

## 5.3 - Criação do modelo de simulação

### 5.3.1 - Janela inicial

Abrindo a aplicação, aparece a caixa de diálogo da Figura 11.

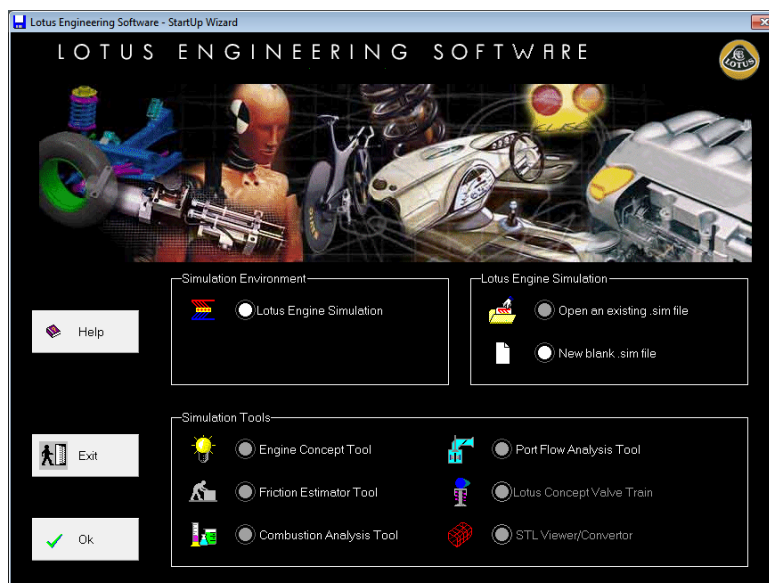


Figura 11 – Janela inicial do programa de simulação *Lotus Engine Simulation*.

A janela é constituída por três painéis principais contendo algumas opções. O primeiro painel, *Simulation Environment*, permite aceder ao ponto base do programa. Clicando aí, aparece o ambiente de construção do modelo da Figura 12. O segundo painel, *Lotus Engine Simulation*, permite carregar um ficheiro já guardado. O terceiro painel, *Simulation Tools*, contém aplicações que podem ser usadas em conjunto com o *Lotus Engine Simulation*. De salientar que para o presente estudo não estão disponíveis as opções *Lotus Concept Valve Train* e *STL Viewer/Converter*.

### 5.3.2 - Procedimentos base para criar modelo de simulação

Há quatro passos essenciais para criar um modelo de simulação:

1 – Gerar um modelo. Para gerar um modelo de simulação há três caminhos possíveis: pode ser gerado de raiz através do ambiente de construção, pode ser carregado um ficheiro já existente ou ainda usando o *Concept Tool*.

2 – Definição dos parâmetros de funcionamento do motor para o teste. A definição dos parâmetros de funcionamento do motor é efetuada por componente de forma individual, ao longo da criação do modelo, como se verá adiante.

3 – Lançamento do simulador.

4 – Carregamento dos resultados quer em texto (tabela) quer em gráfico.

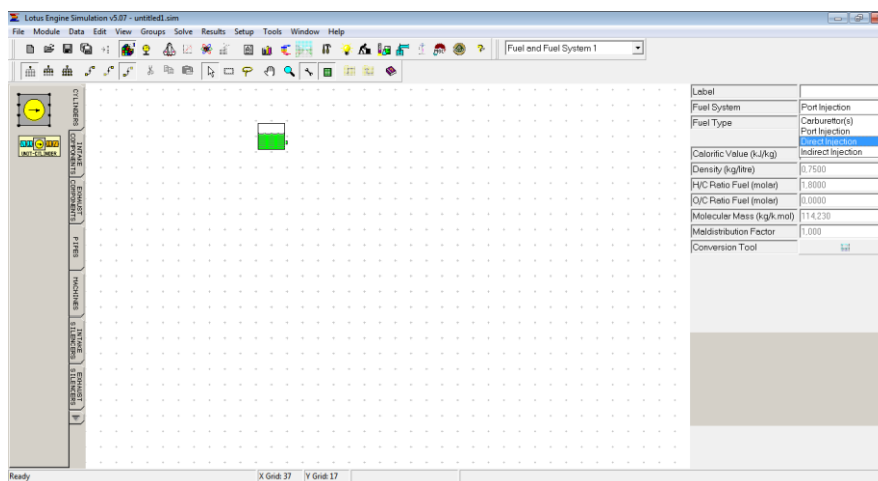


Figura 12 - Ambiente de construção inicial com seleção do sistema de injeção direta de combustível.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

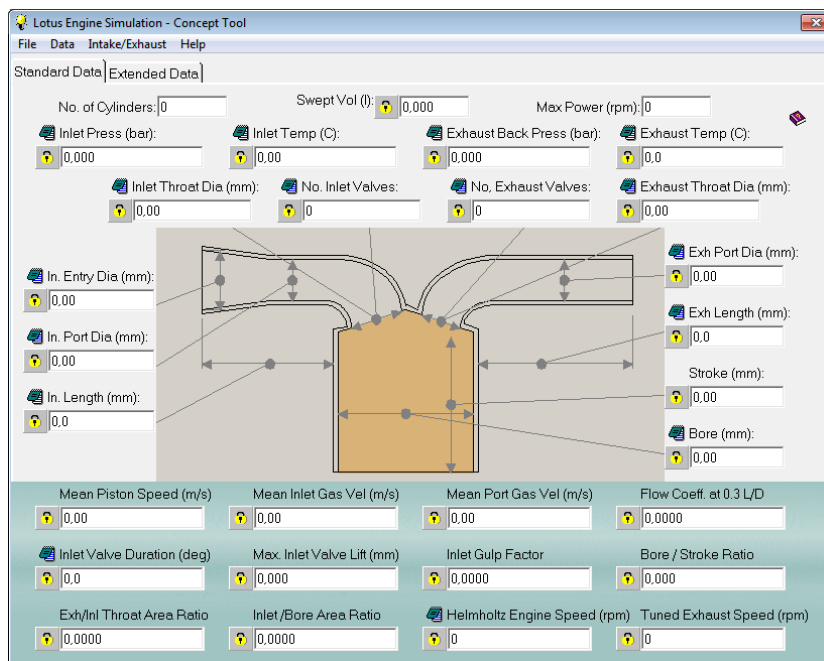


Figura 13 – *Concept Tool*

### 5.3.3 - Iniciar a criação do modelo através do ambiente de construção

O ambiente de construção da Figura 12 aparece ao clicar-se no primeiro painel da Figura 11. Do lado esquerdo do ambiente de construção há uma barra com doze separadores que contêm os componentes mecânicos de um motor de combustão interna. Cilindros, componentes da admissão, componentes da exaustão, condutas e turbocompressores. Os diversos componentes mecânicos do motor de combustão interna são adicionados de acordo com a configuração de um motor. Para se adicionar um componente, clica-se com o botão esquerdo do rato no separador esquerdo respetivo, clica-se no componente que se pretende e de seguida clica-se no ambiente de construção, adicionando automaticamente o componente. Sempre que se faça uma ligação incompatível entre componentes aparece uma caixa de diálogo avisando a impossibilidade da ligação. Cada componente mecânico tem do lado direito do ecrã um conjunto de campos variáveis que caracterizam esse componente. Esses campos serão alvo de atenção no capítulo de definição das condições de operação do programa. No entanto, no ponto abaixo, verifica-se já a colocação do sistema de injeção de combustível.

### 5.3.3.1 – Seleção do sistema de injeção de combustível

Após aparecer o ambiente de construção da Figura 12, seleciona-se o depósito de combustível que aparece automaticamente no ambiente de construção sendo este o único componente que não carece de colocação. Verifica-se ainda na Figura 12 a seleção do sistema de injeção direta de combustível em *Fuel System* e *Direct Injection*. De referir ainda que o combustível que aparece pré-definido é gasolina.

### 5.3.3.2 - Cilindro

Para colocação do cilindro no ambiente de construção segue-se como descrito anteriormente.

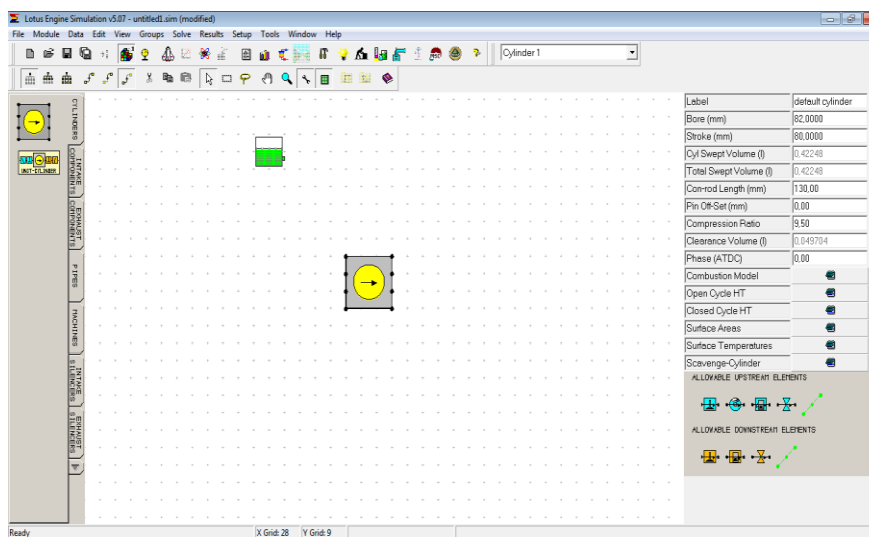


Figura 14 – Ambiente de construção do modelo com seleção do cilindro.

Após colocação do primeiro cilindro colocam-se os outros cinco, segundo a configuração de um motor em “V”. Para tal, copia-se cada um dos cilindros através do botão direito do rato, clicando nas opções *Copy/Paste*, para replicar os restantes cinco cilindros. Em virtude de a direção dos cilindros ser para a direita, os três cilindros do banco esquerdo tem que ser virados para esse mesmo lado. Tal efetua-se clicando com o botão direito do rato, no cilindro, selecionando a opção *Rotate C/W* duas vezes.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

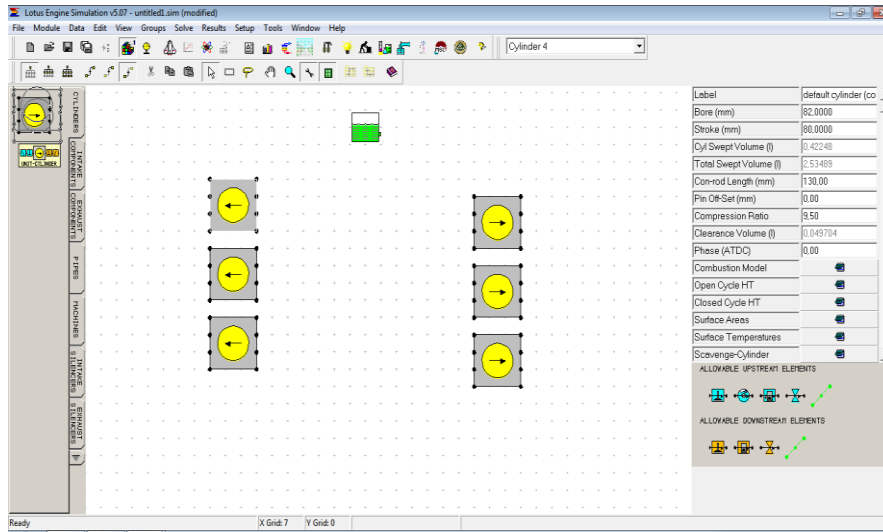


Figura 15 – Colocação dos seis cilindros.

### 5.3.3.3 - Válvula de admissão

A válvula de admissão pode ser selecionada através do separador *Intake Components*. Há que selecionar e colocar no ambiente seis válvulas. As válvulas de admissão têm cor azul e tal como acontece com o cilindro, têm também estabelecido o lado direito como direção, por defeito. Há que rodar as válvulas do banco esquerdo de cilindros, para este lado. Tal operação efetua-se de forma semelhante ao procedimento seguido com os cilindros. É de salientar que num motor de configuração em “V”, a aspiração, por norma, efetua-se através do centro do “V”, efetuando-se o escape dos gases, pelas laterais exteriores dos bancos de cilindros.

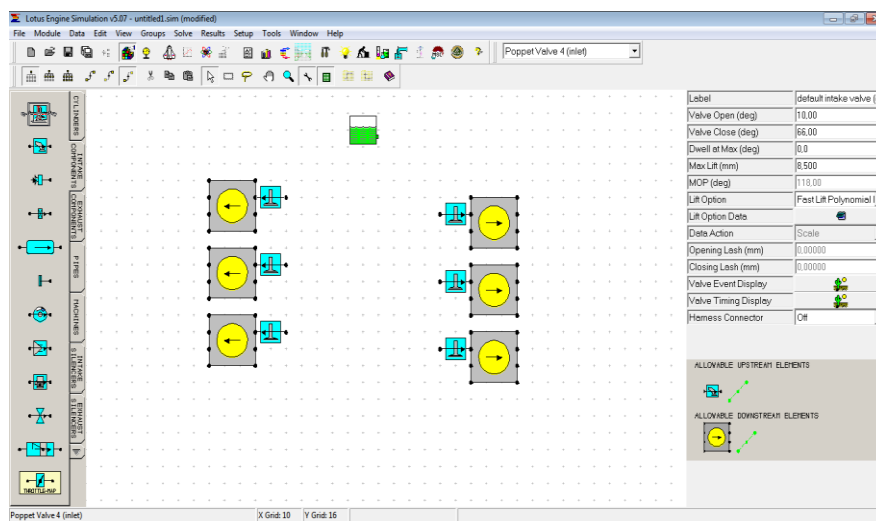


Figura 16 – Colocação das válvulas de admissão.

### 5.3.3.4 - Válvula de escape

A válvula de escape pode ser selecionada no separador lateral esquerdo *Exhaust Components*. Tal como nas válvulas de admissão, há que selecionar a imagem da válvula de escape (de cor laranja) e dispô-la no banco de cilindros respetivo, repetindo o procedimento para as seis. Também as válvulas de escape que irão ser posicionadas no banco esquerdo terão que ser rodadas para este lado, da forma já descrita para as válvulas de admissão.

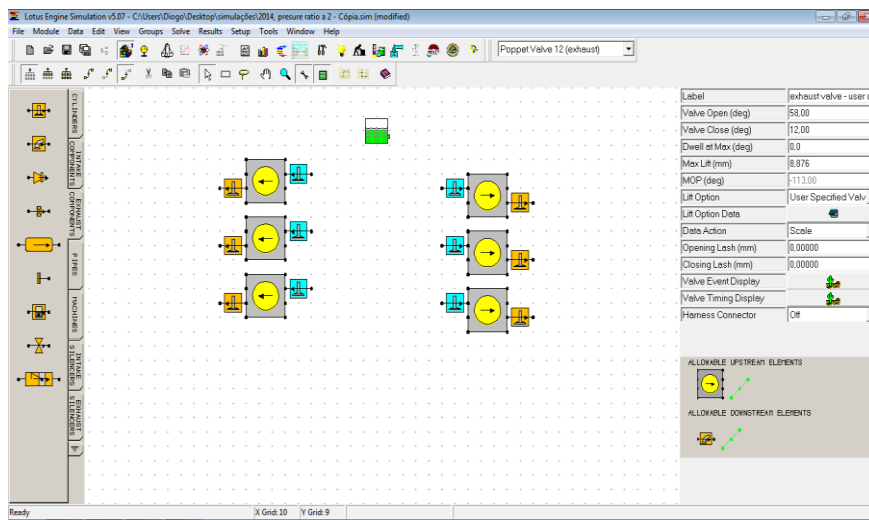


Figura 17 – Colocação das válvulas de escape.

### 5.3.3.5 - Portas das válvulas

As portas das válvulas de admissão e de escape devem ser localizadas imediatamente antes e depois das válvulas que acomodam respetivamente, conforme Figura 18. São selecionadas nos separadores dos componentes de admissão escape e obedecem à mesma tipologia de cores azul e laranja de todos os componentes de admissão ou escape. São colocadas da forma já descrita para os outros componentes.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

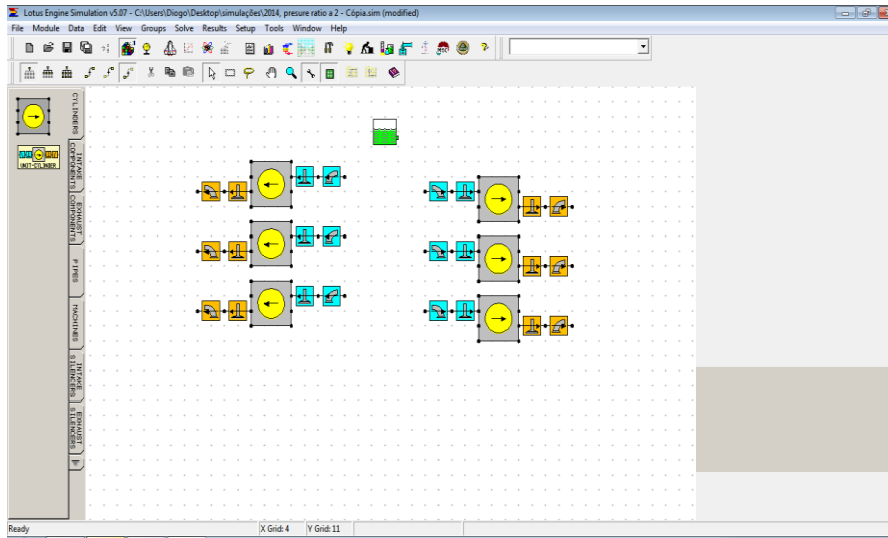


Figura 18 – Colocação das portas das válvulas de admissão e escape.

### 5.3.3.6 - Condutas de admissão

É necessário de seguida colocar as condutas de admissão por onde passará o gás de alimentação do motor. É importante salientar que há dois tipos de condutas que o programa distingue: as condutas de admissão localizadas na própria cabeça do motor e as condutas de admissão exteriores à cabeça do motor (exemplo: ligação ao coletor de admissão). As condutas estão localizadas no separador esquerdo *Pipes* e são colocadas da forma já descrita para os outros componentes.

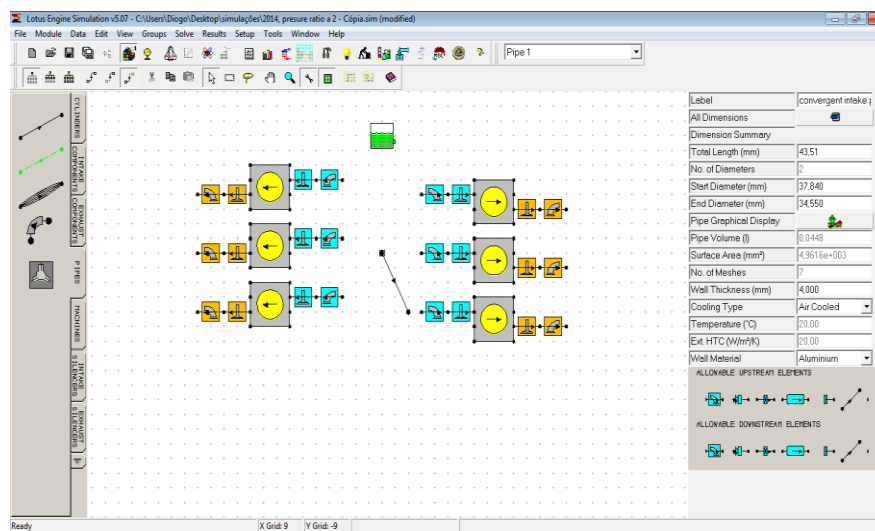


Figura 19 – Colocação de uma conduta de admissão exterior à cabeça do motor.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

De referir que as condutas têm uma particularidade: assim que colocadas no ambiente de construção, podem ser esticadas ou encurtadas clicando com o botão esquerdo do rato na extremidade da conduta que tem a seta. Clicando e arrastando a ponta, consegue-se esticar, encolher e direcionar a conduta para o local pretendido. É da forma descrita que se faz a ligação entre os vários componentes através das condutas sendo que perante qualquer tipo de ligação impossível o programa dá o alerta de erro. Para um motor de configuração de seis cilindros em “V”, as condutas de admissão deverão ser posicionadas conforme se vê na Figura 20.

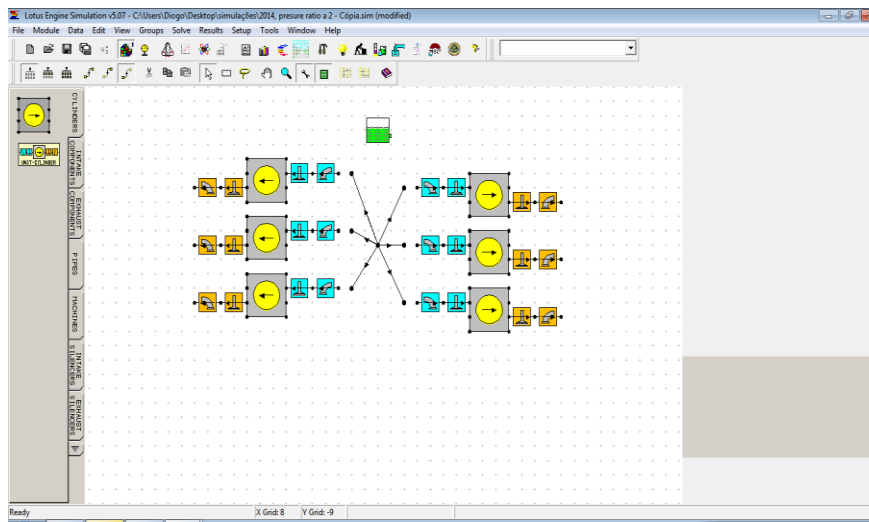


Figura 20 – Colocação das seis condutas de admissão exteriores à cabeça de motor.

As condutas da imagem não estão ainda ligas às sedes das válvulas porque são condutas exteriores à cabeça de motor. É necessário agora fazer a ligação destas às sedes através de condutas interiores à cabeça. São seleccionadas no mesmo ponto do separador das anteriores e colocadas da mesma forma.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

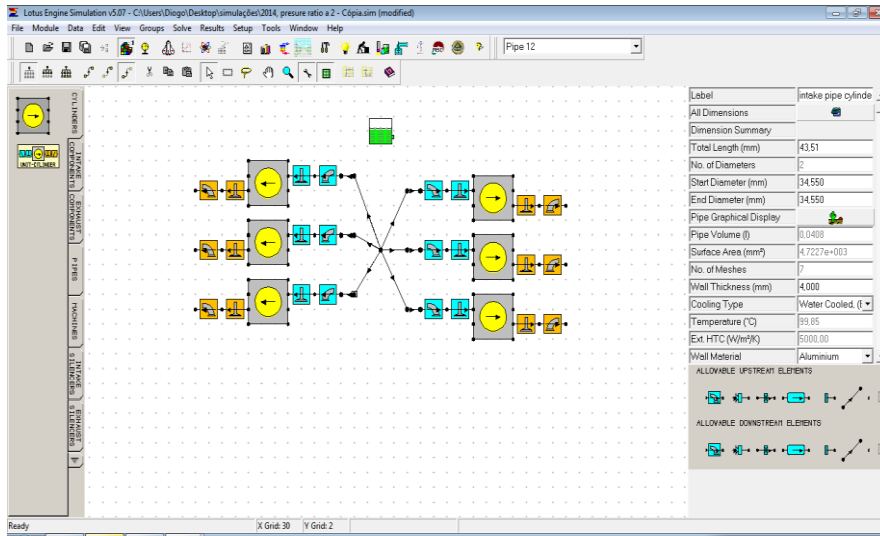


Figura 21 – Colocação das seis condutas de admissão interiores na cabeça de motor.

### 5.3.3.7 - Condutas de escape

As condutas de escape são selecionadas no mesmo separador *Pipes* das condutas de admissão e são colocadas da mesma forma. Existe também aqui a particularidade de haver dois tipos de condutas: interiores e exteriores à cabeça, conforme Figura 22.

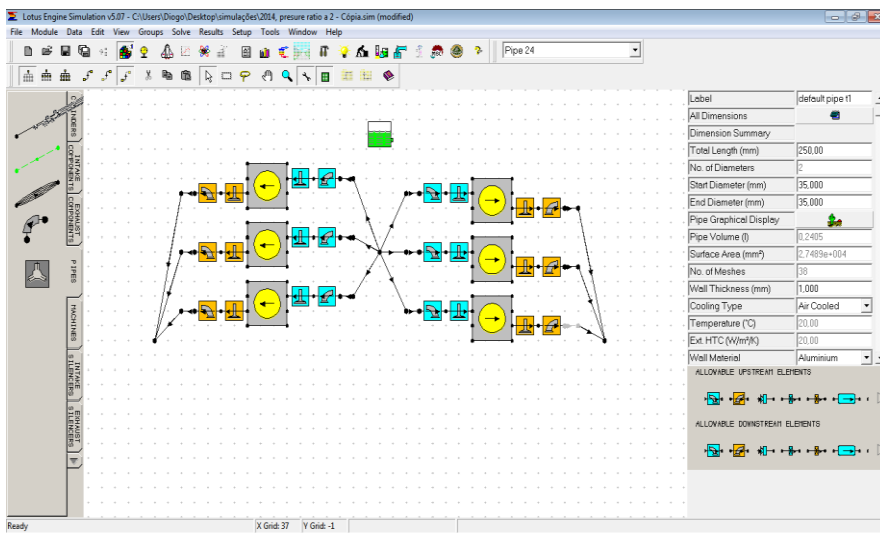


Figura 22 – Colocação das condutas de escape interiores e exteriores à cabeça do motor.

### 5.3.3.8 - Coletor de admissão

O coletor de admissão é selecionado no separador esquerdo *Intake Components*. Deve ser colocado na junção das condutas de admissão, respeitando a direção de escoamento gasoso. Para tal há que o rodar da forma já descrita.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

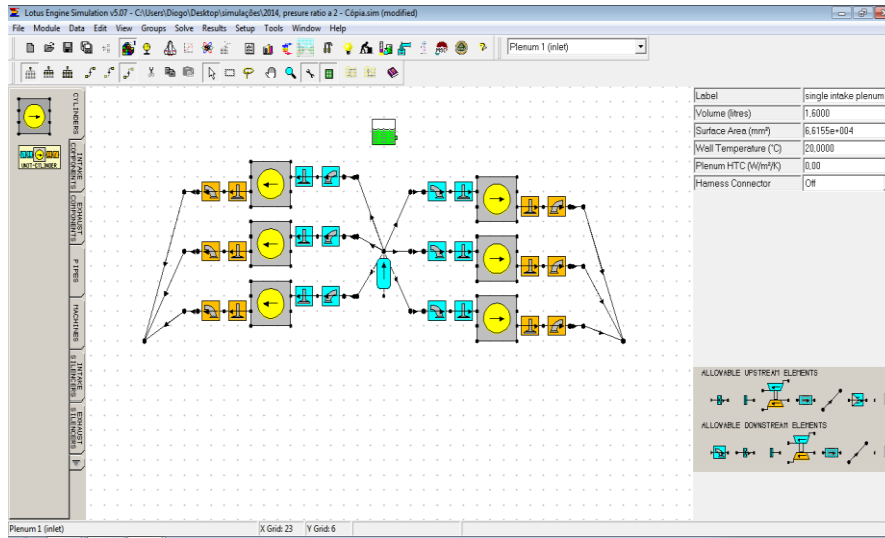


Figura 23 – Colocação do coletor de admissão.

### 5.3.3.9 - Coletor de escape

O coletor de escape é selecionado no separador esquerdo *Exhaust Components*. Em virtude de se estar perante um motor com cilindros dispostos em “V”, existem duas saídas de escape, uma para cada banco de cilindros. Assim, terão que ser colocados dois coletores. Os componentes que se seguem à ligação do coletor de escape não serão agora incluídos devido à existência, nesta simulação, de um turbocompressor pelo que tais componentes de escape serão conectados no fim.

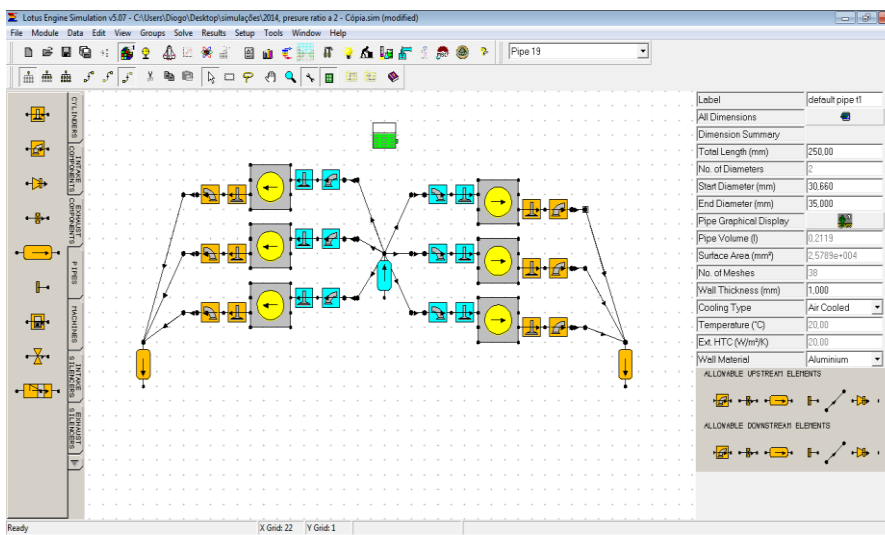


Figura 24- Colocação dos dois coletores de escape.

### 5.3.3.10 - Dispositivo de controlo de entrada de ar (borboleta de aceleração)

O dispositivo de controlo de entrada de ar no caso do motor de injeção direta é uma simples conduta desde o orifício de entrada até ao coletor de admissão que pode ter ou não um estrangulador/controlador de caudal mássico de ar.

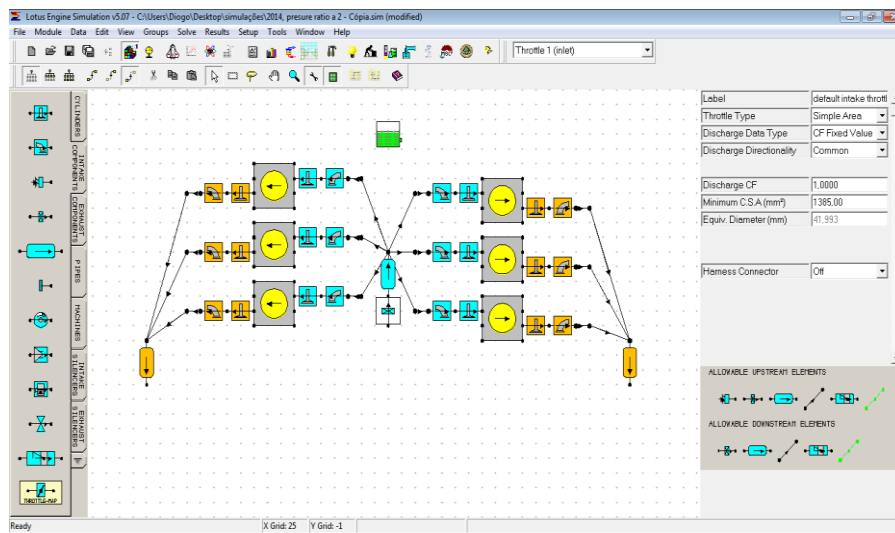


Figura 25 – Colocação do dispositivo de controlo de entrada de ar.

### 5.3.3.11 - Orifício de entrada de ar

O orifício de entrada de ar é representado no programa como um dispositivo localizado no separador esquerdo *Intake Components*. Os seus campos foram mantidos sem alteração. É de referir que a par do que acontece com os componentes terminais do sistema de escape, este dispositivo não é conectado ao dispositivo de controlo de ar como seria de esperar em virtude de se pretender construir um motor sobrealimentado. Este componente localizar-se-á antes do próprio turbocompressor e será feita a ligação posteriormente à inclusão do turbocompressor.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

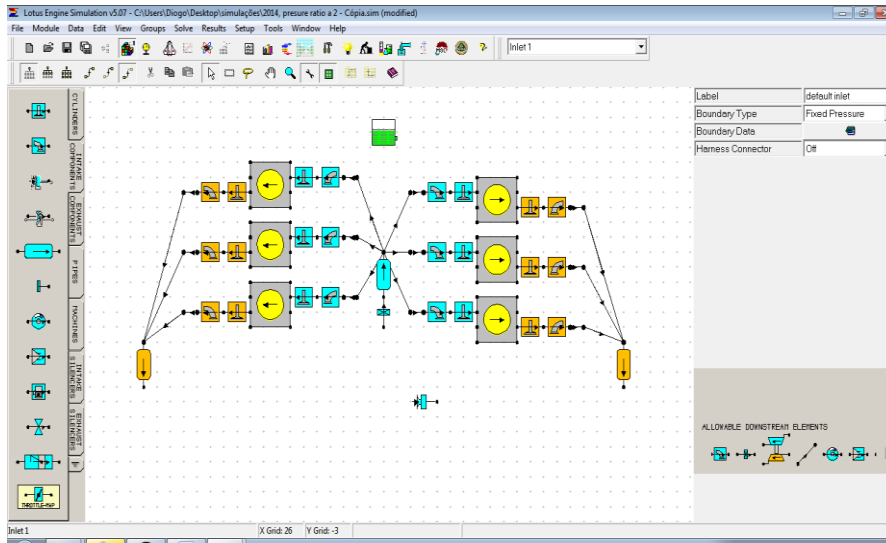


Figura 26 – Colocação do orifício de entrada de ar.

### 5.3.3.12 – Turbocompressor

O turbocompressor deve ser selecionado através do separador lateral esquerdo *Machines*, clicando e arrastando-o com o botão esquerdo do rato para o ambiente de construção, conforme se vê na Figura 27.

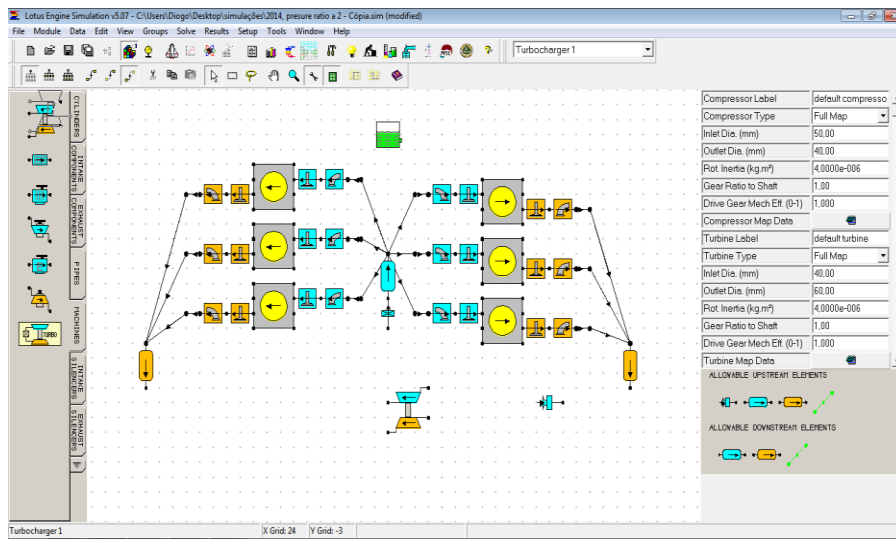


Figura 27 – Seleção do turbocompressor.

De seguida é necessário efetuar as conexões devidas entre os sistemas de admissão e escape do motor e o turbocompressor. Tal como acontece num motor real sobrealimentado, a entrada de ar atmosférico efetua-se pelo turbocompressor, concretamente pelo compressor. O compressor corresponde à metade do aparelho de cor

azul. A turbina corresponde à metade do aparelho de cor laranja, em consonância com os respetivos sistemas de admissão e escape com que trabalham. É necessário que o orifício de entrada do ar fique a montante do compressor, conectado a este. É necessário também que a direção de saída de gases do compressor se faça para a admissão do motor. Para tal, roda-se o turbocompressor, clicando no botão do lado direito do rato e sobre o mesmo, na opção *Rotate A-C/W* uma única vez, perfazendo uma rotação de 90°, para que a rotação se faça no sentido contrário ao dos ponteiros do relógio, desembocando assim a saída do compressor na admissão ao motor. No motor real, a seguir ao compressor fica o arrefecedor intermédio (quando existe), o coletor de admissão, condutas, válvulas e cilindro. Na simulação, a seguir ao compressor é necessário colocar um coletor de admissão, a válvula controladora da passagem de ar, novamente mais um coletor, e por fim as condutas que desembocarão nos respetivos cilindros, conforme se vê na Figura 28. A razão da necessidade de se colocarem dois coletores prende-se com a impossibilidade de prosseguir no programa se não se fizer.

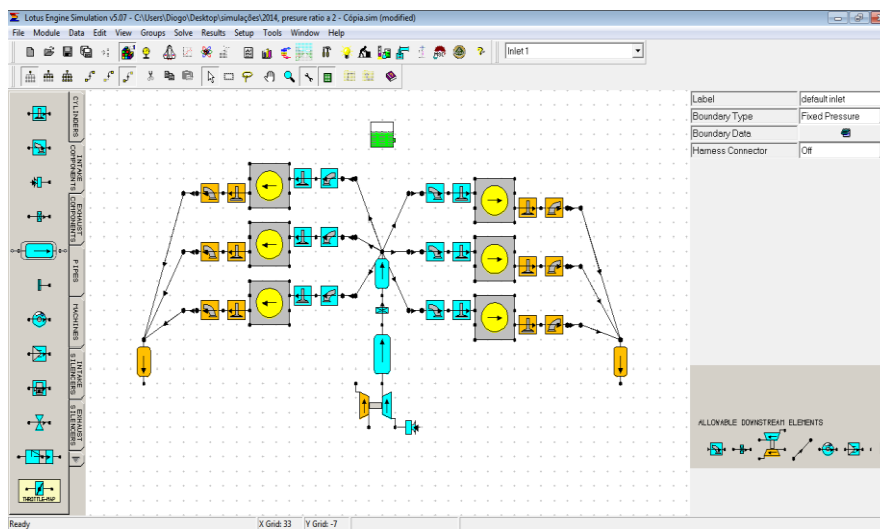


Figura 28 – Compressor devidamente conectado ao sistema de admissão.

Por fim, o orifício de entrada de ar atmosférico é conectado na entrada de ar do compressor. É necessário agora ligar a turbina ao sistema de escape. Num motor real antes da entrada da turbina não existe outro coletor de escape para além dos que se encontram na saída da cabeça do motor. Contudo, na simulação, por impossibilidade de prosseguir, é essencial conectar um outro coletor comum, após as condutas que vão ligar os coletores iniciais e a turbina, conforme se vê na Figura 29.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

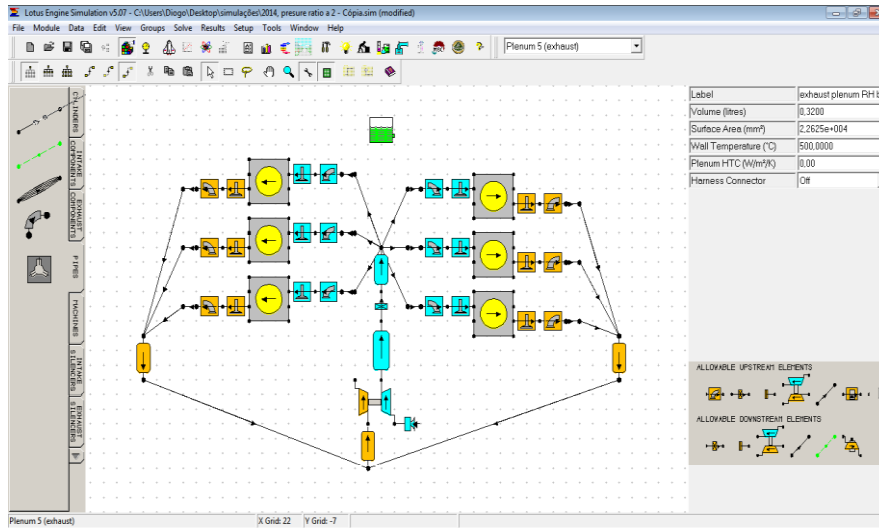


Figura 29 – Coletor de escape comum e condutas de escape dos dois bancos de cilindros.

É necessário ainda colocar duas condutas de escape, cada uma conduzindo os gases do respetivo banco de cilindros. À saída da turbina é necessário colocar outro coletor por razões de permissão de conexão do programa, apesar de num motor real tal não acontecer, conforme se vê na Figura 30.

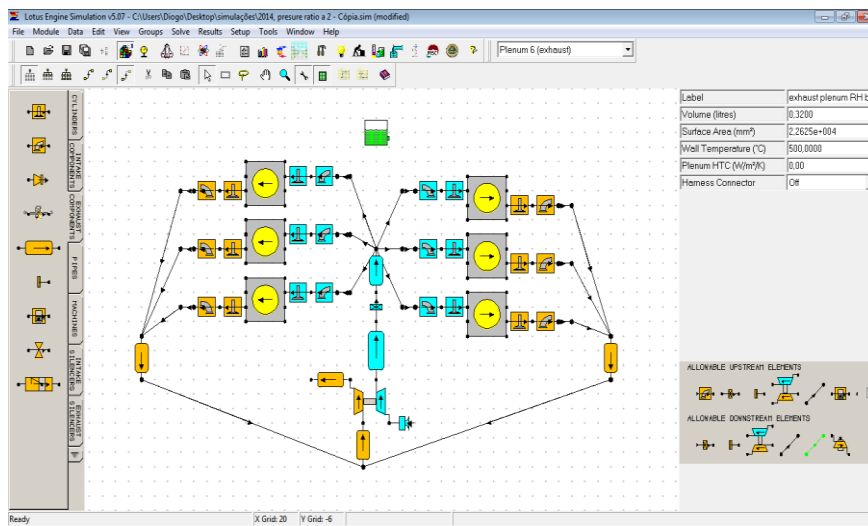


Figura 30 – Coletor à saída da turbina.

### 5.3.3.13 - Dispositivo de controlo de saída de gases da combustão

O dispositivo de controlo de saída de gases produto da combustão é selecionado no separador *Exhaust Components*. É necessário rodá-lo para o lado esquerdo em virtude de se poder seguir a conexão do coletor à saída da turbina.

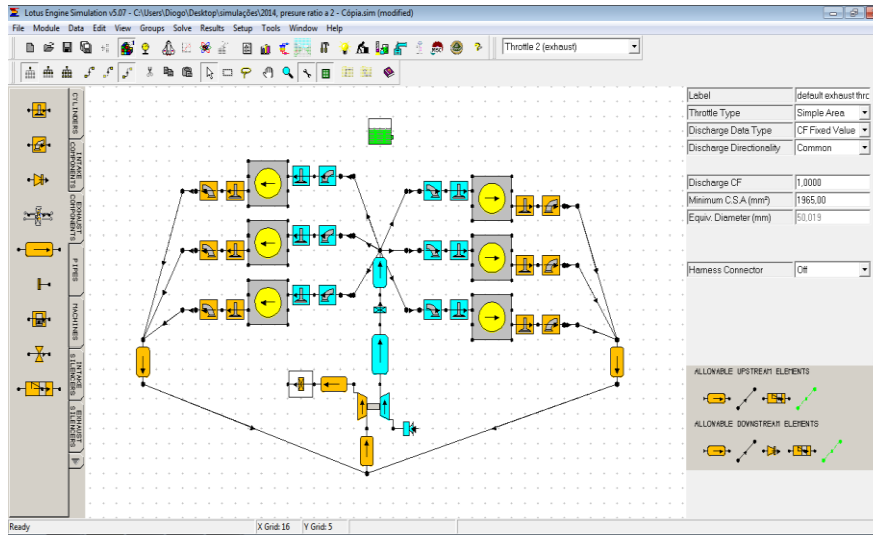


Figura 31 – Dispositivo de controlo de saída gases produto da combustão.

### 5.3.3.14 - Orifício de saída de gases

O orifício de saída de gases seleciona-se no separador *Exhaust Components* obedecendo a sua colocação ao exposto para o componente anterior, Figura 32.

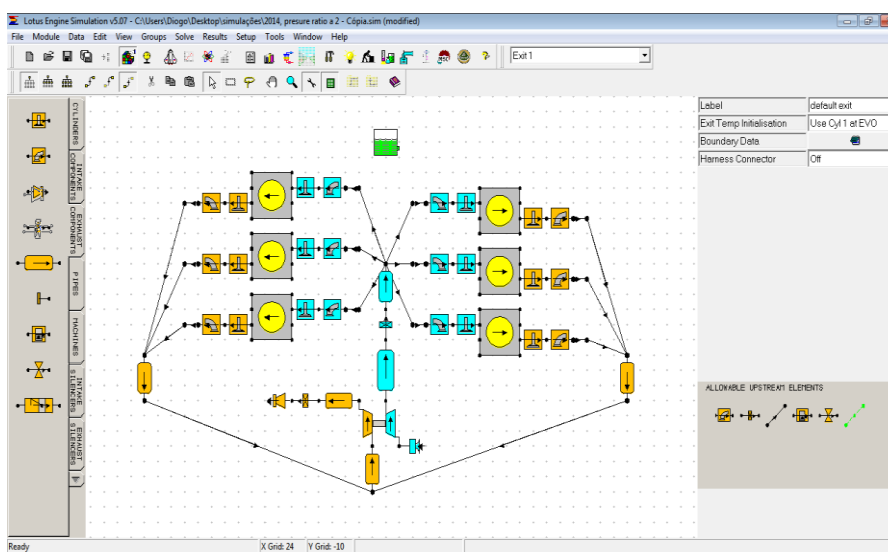


Figura 32 – Colocação do orifício de saída de gases.

## 5.4 - Concept Tool

Na página principal do programa *Lotus Engine Simulation* ao se selecionar a opção *Concept Tool*, aparece a caixa de diálogo da Figura 33. Através do *Concept Tool* é possível construir um modelo de motor a partir de três parâmetros essenciais: número de cilindros, cilindrada e velocidade de rotação a que é atingida a potência máxima. No caso do presente estudo estes três valores estão de acordo com características pretendidas para o motor de Fórmula 1 em 2014.

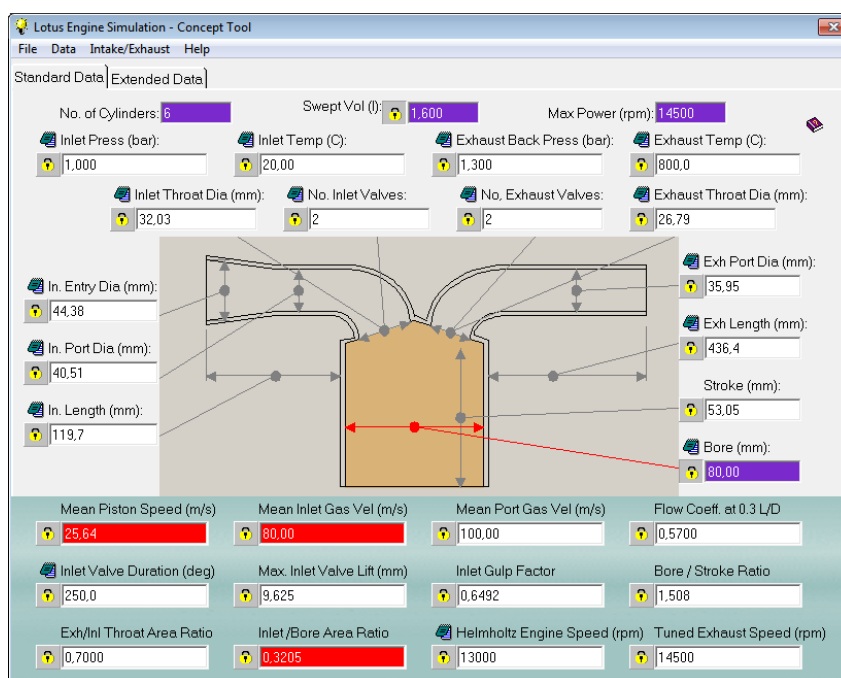


Figura 33 – *Concept Tool* já com os valores definidos para o estudo realçados a cor roxa.

Consideraram-se seis cilindros, cilindrada de 1,6 L e velocidade de rotação de 14500 RPM à qual é debitada a potência máxima. Além dos três parâmetros disponíveis, no caso do presente estudo, há ainda a colocar o valor de 80 mm para o diâmetro dos cilindros. De salientar que ao inserir este último valor, por inerência, o curso do pistão passa a ser de 53,05 mm, tendo em conta a cilindrada. Na Figura 33 pode observar-se o aspeto da caixa de diálogo do *Concept Tool* já com os quatro valores inseridos. Estes encontram-se nos campos cobertos de cor roxa. Além destes quatro campos há alguns outros que compreendem variáveis como a pressão dos gases na admissão e no escape, temperatura dos gases na admissão e no escape, número de

válvulas, diâmetros das condutas de admissão e escape, diâmetros das sedes das válvulas de admissão e escape, comprimentos das condutas, entre outros. No fundo da caixa de diálogo há alguns campos envoltos num tom esverdeado. Estes campos não são propriedades dimensionais como os campos acima. São parâmetros calculados automaticamente pelo programa, perante os valores definidos em cima. Ainda no espaço verde, portanto nos parâmetros calculados, conforme se pode verificar na Figura 33, há alguns campos a vermelho. Estes campos, após introdução dos valores base definidos acima, assumem valores que excedem o limite definido pelo programa. Esse limite é um valor meramente indicativo e que pode ser alterado através do separador *Data/Limits* da Figura 33 que ao ser selecionado, conduz à abertura da caixa de diálogo da Figura 34, permitindo alterar os valores mínimos e máximos para determinado campo. Por exemplo, para um motor “V6” com 1,6 L que atinge a potência máxima às 14500 RPM e com um diâmetro de cilindros de 80 mm, a velocidade média do pistão vai ser de 25,64 m/s, valor que excede bastante os valores de velocidade do pistão para a maioria dos motores de combustão interna, daí o programa assumir por defeito o valor máximo de 20 m/s. Contudo, através do campo *Data/Limits* é possível alterar os limites máximos dos campos e então o avisador vermelho desaparecerá. No entanto, o simples alerta não impede que o programa seja executado com esses valores em excesso.

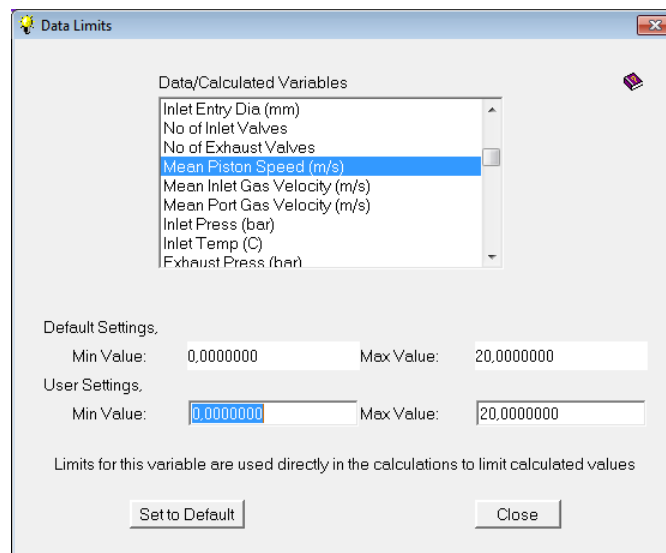


Figura 34 – Caixa de diálogo de intervalos de valores para os dados do *Concept Tool* com enfoque no limite de 20 m/s para a velocidade média do pistão.

De seguida definem-se os sistemas de admissão e escape de acordo com a configuração do motor. O motor de cilindros dispostos em linha tem uma configuração diferente do motor de cilindros em “V”. Tal é efetuado na opção *Intake/Exhaust* da caixa de diálogo da Figura 33, dando origem às caixas de diálogo das Figuras 35 e 36.

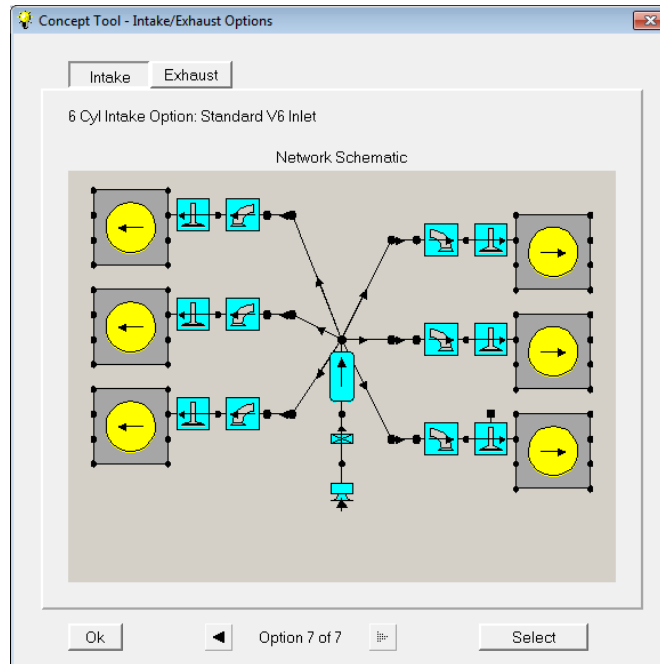


Figura 35 – Sistema de admissão do motor “V6”.

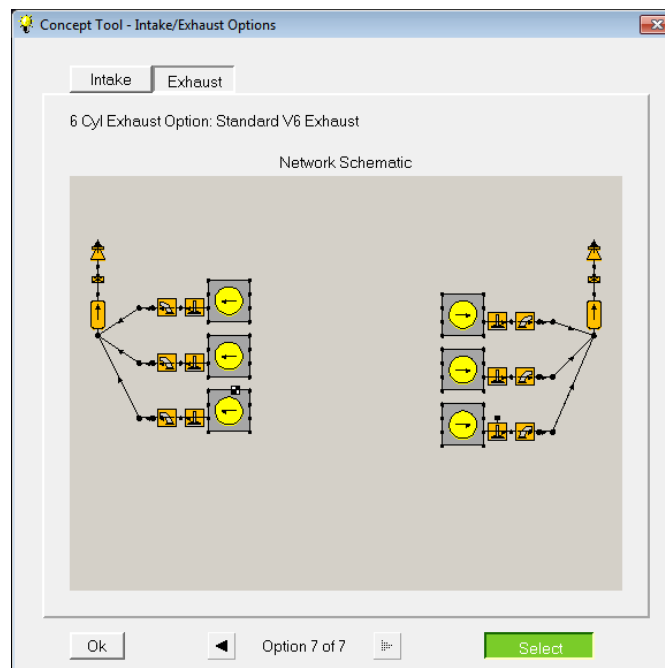


Figura 36 – Sistema de escape do motor “V6”.

Estão então definidas as condições base do motor “V6” com as características pretendidas para a Fórmula 1 em 2014, através da opção *Concept Tool*. Para se importarem os dados do *Concept Tool* para o ambiente de construção do programa, clica-se no separador *File/Close (make current)* da caixa de diálogo da Figura 33, sendo que aparece o ambiente de construção do programa, mas já com um motor de seis cilindros de configuração em “V”, tal como se vê na Figura 37.

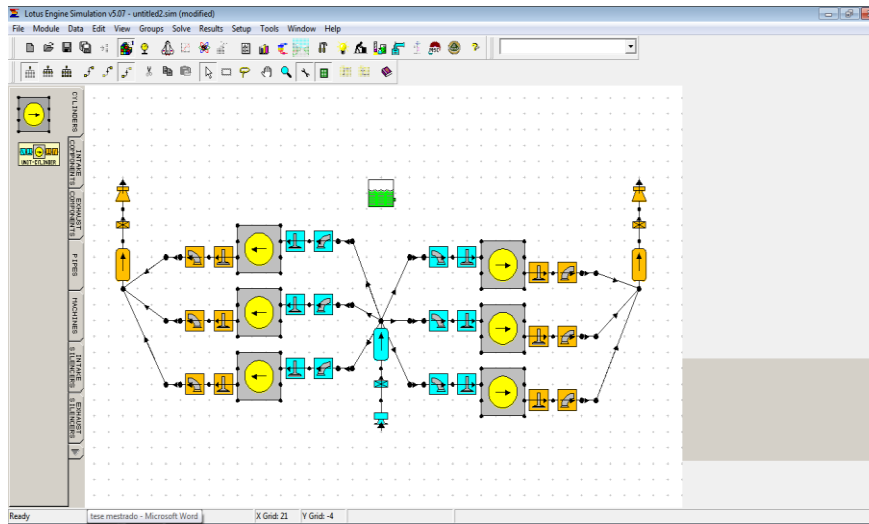


Figura 37 – Aspeto do ambiente de construção para um motor “V6” de aspiração normal.

Neste ambiente pode constatar-se a azul todo o sistema de admissão, os cilindros sob a forma de quadrados cinzentos e o sistema de escape a laranja. No sistema de admissão apresenta-se o orifício de entrada do ar, a válvula controladora do ar que entra, o coletor de admissão, as condutas de admissão, as sedes das válvulas e as respetivas válvulas de admissão. No sistema de escape apresentam-se as válvulas de escape, as respetivas sedes, as condutas de escape, os coletores de escape e os dois dispositivos de controlo de saída de gases de escape e os orifícios de saída de gases.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

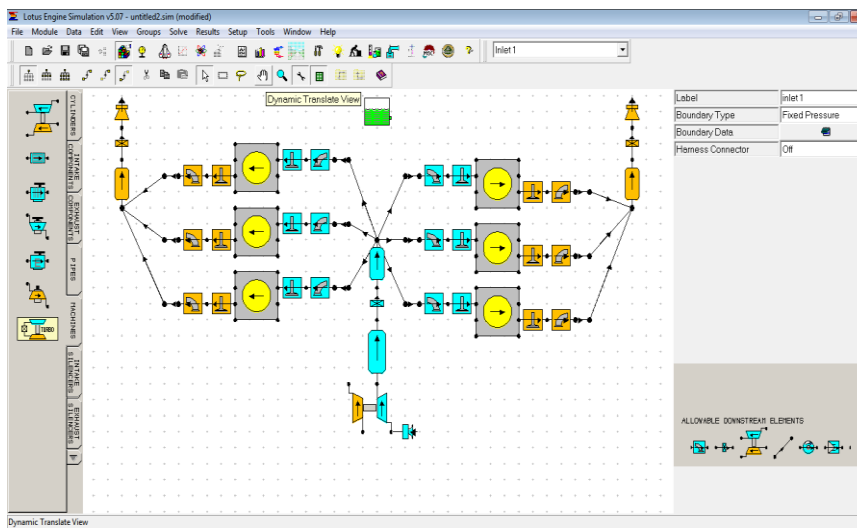


Figura 38 – Conexão dos componentes de admissão ao compressor.

De seguida é necessário adicionar o turbocompressor em virtude de o *Concept Tool* não o permitir fazer. A conexão do compressor é efetuada conforme já foi exposto anteriormente, ligando devidamente os componentes do sistema de admissão a este. Para a ligação da turbina é necessário conectar os componentes do sistema de escape à mesma. Para tal começa-se por deslocar os coletores de escape para baixo no ambiente de construção, aproximando-os da entrada da turbina. Assim, arrastam-se com o botão esquerdo do rato até ao local pretendido. De seguida inverte-se a direção de circulação dos gases no coletor. Tal como no turbocompressor, clica-se com o botão direito do rato sobre cada um dos coletores laranja e carrega-se duas vezes no botão *Rotate C/W*, perfazendo uma rotação de 180°. De seguida, arrasta-se cada uma das seis condutas de escape desde o ponto onde inicialmente se encontravam ligadas ao coletor, até à nova localização de cada um destes. Tal efetua-se arrastando apenas a extremidade da conduta até à localização pretendida, com o botão esquerdo do rato. O ambiente de construção terá o aspeto da Figura 39. De seguida faz-se a ligação do coletor de escape à entrada de gases na turbina através de condutas. Estas, são selecionadas através do separador *Pipes* localizado do lado esquerdo do ambiente de construção. O procedimento de colocação é o mesmo já explicado para outros componentes. Nestas condutas é necessário alterar os seus diâmetros de entrada e saída de 35 mm (pré-definido) para 36,56 mm, para estarem de acordo com os diâmetros das condutas de escape exteriores à cabeça. Também o material que compõe as suas paredes deve ser alterado de alumínio (pré-definido) para ferro fundido. De salientar que neste ponto o

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

programa obriga à colocação de outro coletor entre a conduta e a entrada da turbina, surgindo a caixa de diálogo com a mensagem de erro impeditiva de prosseguir, caso não se faça. O ambiente de construção terá o aspeto da Figura 40.

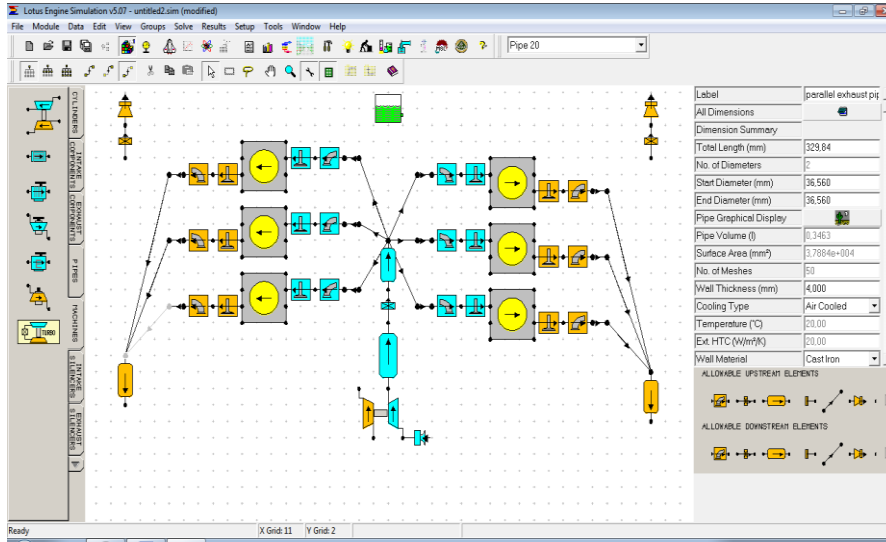


Figura 39 – Conexão dos componentes do sistema de escape, deslocação dos coletores de escape e respetivas condutas.

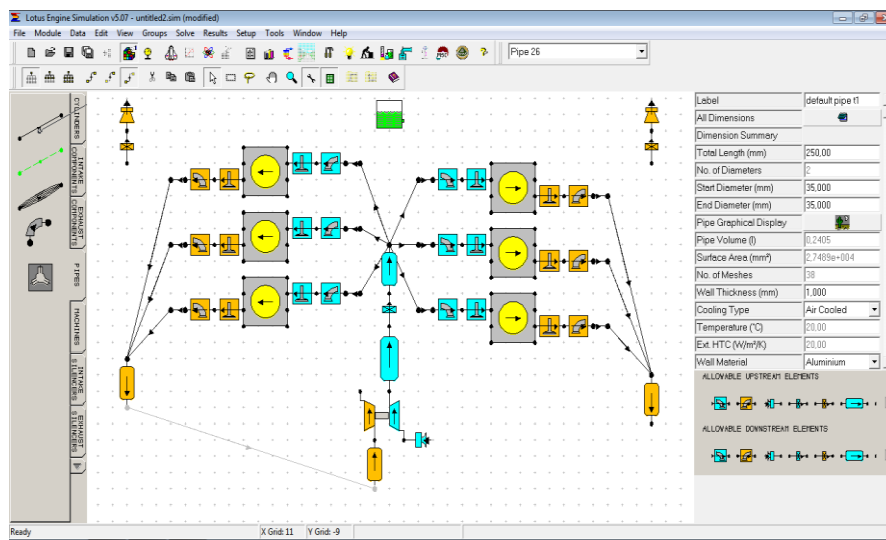


Figura 40 – Conexão dos coletores de escape à entrada da turbina através das respetivas condutas.

Após ligação dos dois blocos de cilindros à entrada da turbina, é necessário, por fim, conectar os três componentes de saída de gases que o programa obriga. Novamente um coletor, uma válvula controladora e um orifício de saída de gases. O modelo construído terá o aspeto da Figura 41.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

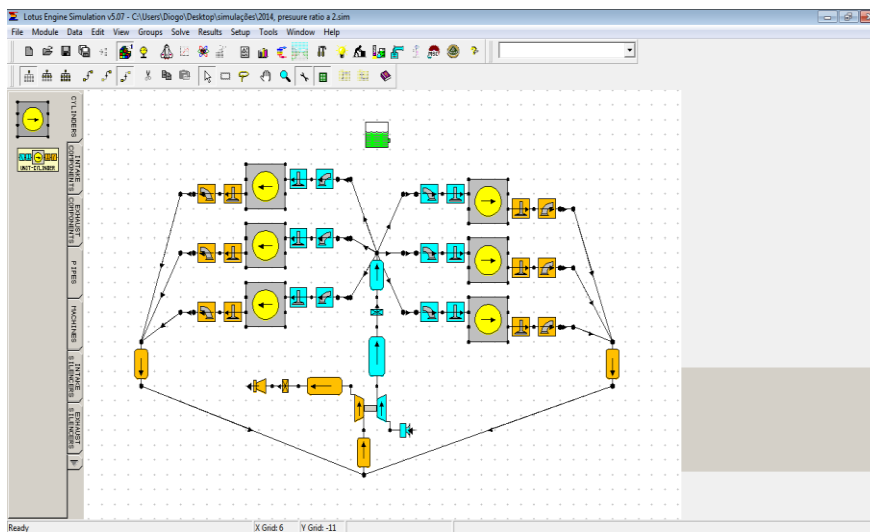


Figura 41 – Ambiente de construção com motor “V6” com turbocompressor devidamente conectado.

### 5.5 - Definição das condições de teste do simulador

Após a construção do modelo é necessário definir as condições de teste do simulador, utilizando a caixa de diálogo de definição dos dados de teste (*Test Conditions Wizard*). Para se aceder a este campo clica-se no separador superior *Data/Test Conditions/Steady State Create Wizard* do ambiente de construção da Figura 41, surgindo a caixa de diálogo da Figura 42.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

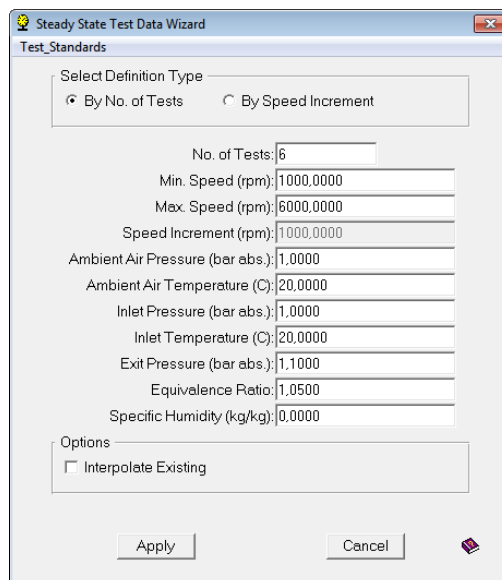
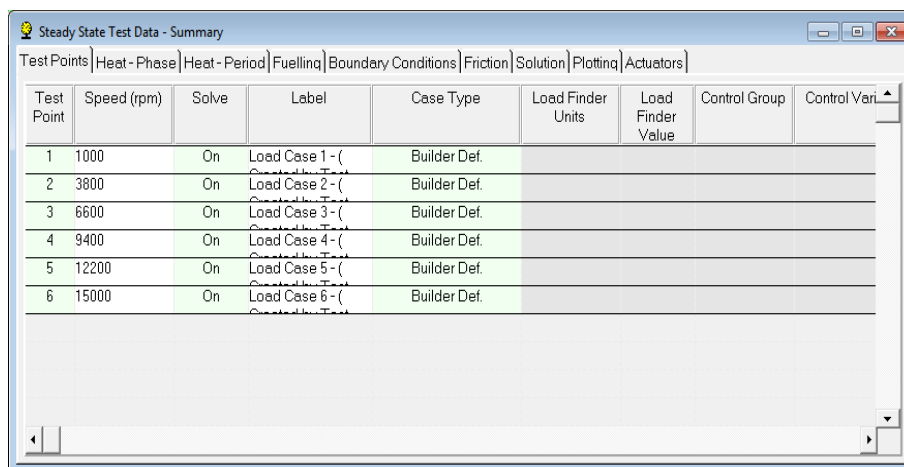


Figura 42 – Caixa de diálogo de definição de dados de teste.

O primeiro campo é o número de testes a realizar. O programa assume o valor de seis por defeito. É este o valor escolhido também para o presente estudo em virtude de ser um número de testes que permite ter uma visão abrangente do comportamento do motor, portanto a seis velocidades de rotação diferentes, sem consumos significativos em termos de tempo para realização de cada simulação. No caso do motor em estudo e tendo em conta as características do computador do utilizador, o tempo médio aproximado para realização de cada simulação é de dez minutos. De salientar que quanto mais componentes tiver um motor, mais moroso se torna cada teste. Esse aumento de tempo revela-se significativo particularmente na adição de cilindros e turbocompressores. O segundo e terceiros campos compreendem as velocidades de rotação mínimas e máximas respetivamente, para o conjunto de testes a realizar. No caso em estudo é introduzido o valor de 15000 no terceiro campo, ou seja, no *Max. Speed (rpm)*. Assim, é realizado um primeiro teste às 1000 RPM, um segundo teste às 3800 RPM, um terceiro teste às 6600 RPM, um quarto teste às 9400 RPM, um quinto teste às 12200 RPM e o sexto teste às 15000 RPM. Partindo das 1000 RPM, realizam-se testes para incrementos sucessivos de 2800 RPM até perfazer as 15000 RPM no último teste. Os restantes campos são mantidos de acordo com a definição base do programa, nomeadamente: pressão do ar ambiente de 1 bar, pressão do ar na admissão de 1 bar, pressão de saída dos gases de 1,1 bar, temperatura do ar ambiente de 293,15 K, temperatura do ar na admissão de 293,15 K e razão de equivalência da mistura de 1,05.

As condições de teste definidas podem ser confirmadas através do separador *Data/Test Conditions/Steady State Test Data Summary* conforme se vê a Figura 43.



Test Point	Speed (rpm)	Solve	Label	Case Type	Load Finder Units	Load Finder Value	Control Group	Control Variable
1	1000	On	Load Case 1 - (	Builder Def.				
2	3800	On	Load Case 2 - (	Builder Def.				
3	6600	On	Load Case 3 - (	Builder Def.				
4	9400	On	Load Case 4 - (	Builder Def.				
5	12200	On	Load Case 5 - (	Builder Def.				
6	15000	On	Load Case 6 - (	Builder Def.				

Figura 43 – Caixa de diálogo de sumário de dados de teste.

Após definição das condições de teste é necessário verificar a funcionalidade do sistema através do assistente de verificação dos dados, *Data-Checking Wizard*. Esta funcionalidade apresenta um relatório acerca dos seguintes campos em análise: ligações do motor, ligações do sistema de alimentação de combustível, combustão e transferência de calor, dados de lavagem “*scavenging data*”, condutas e válvulas, turbocompressores, relatório geral sobre as conexões, condições de teste e sensores. No que concerne à presente simulação, considerando o ambiente de construção do modelo, há que clicar no botão superior com a imagem do martelo e da chave de fendas, aparecendo a caixa de diálogo da Figura 44. Aí, salienta-se o ponto de interrogação a amarelo logo no primeiro campo de análise. Do lado esquerdo do alerta existe um pequeno relatório acerca do possível erro: “*Base Engine Data: Warning 1! Check for simple Increasing Cylinder Phase Angles*” O presente aviso reporta-se ao campo do motor, concretamente à indefinição dos ângulos a que se dá a explosão em cada um dos cilindros.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

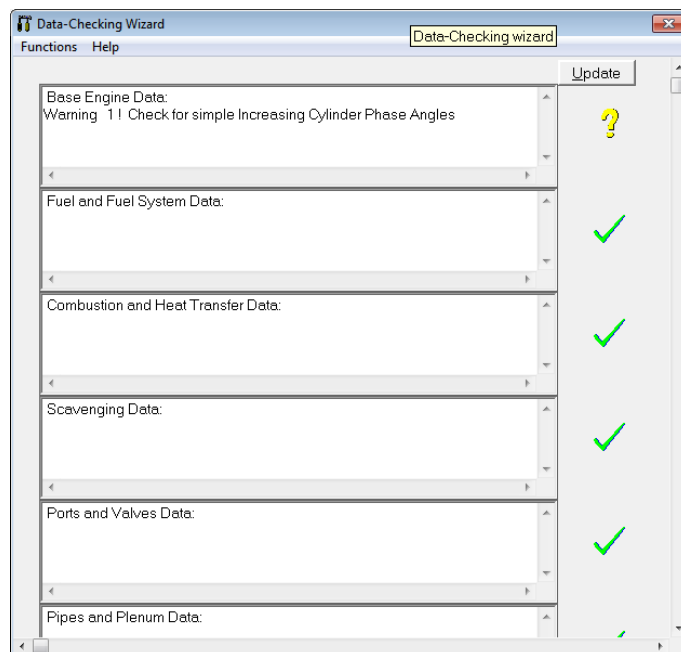


Figura 44 – Página do assistente de verificação dos dados.

Qualquer motor de combustão interna com mais de um cilindro obedece a uma ordem de ignição. Para um motor de seis cilindros em linha a ordem de ignição é, normalmente, 1-5-3-6-2-4. Para um motor de seis cilindros em “V” esta ordem de ignição não é válida, pois se assim fosse, as ignições aconteceriam consecutivamente no banco direito de cilindros e depois no esquerdo. Assim, uma ordem de ignição válida para um “V6” poderá ser 1-4-5-2-3-6. Antes de se iniciar a sequenciação das ignições no modelo deste estudo é fundamental identificar a numeração dos cilindros. Normalmente o primeiro cilindro num motor em “V” é o cilindro do lado esquerdo mais próximo da frente do veículo, que no caso da presente simulação se reporta ao cilindro localizado no canto inferior direito, conforme se verifica na Figura 45, estando o cilindro a piscar e identificado no separador superior *Cylinder 1*. O segundo cilindro é o que se encontra no canto inferior esquerdo, conforme Figura 46. Está identificado como *Cylinder 2*. Na Figura 47 está identificado o terceiro cilindro, portanto o do meio do lado direito. Os restantes dispõem-se segundo a ordem dos já identificados.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

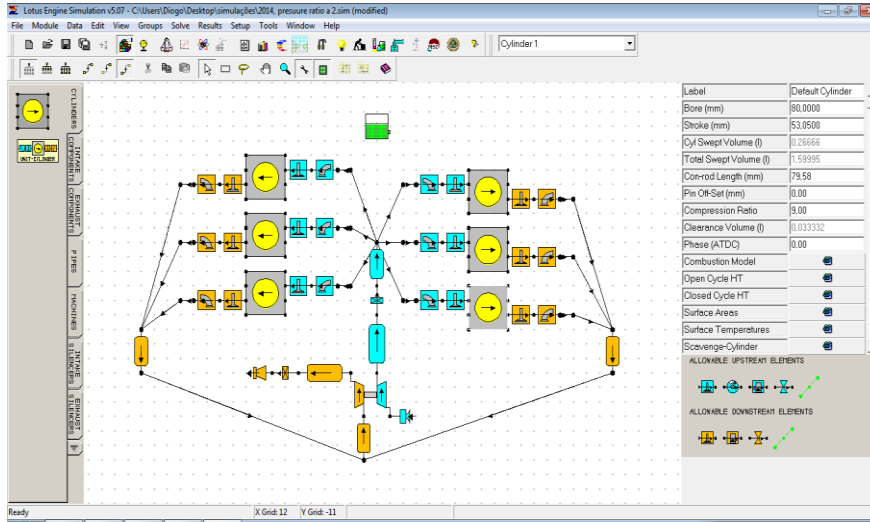


Figura 45 – Primeiro cilindro selecionado.

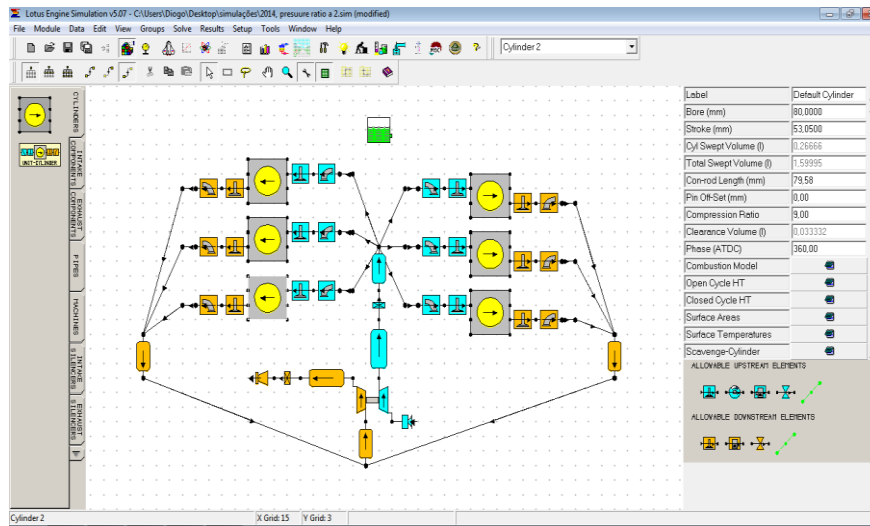


Figura 46 – Segundo cilindro selecionado.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

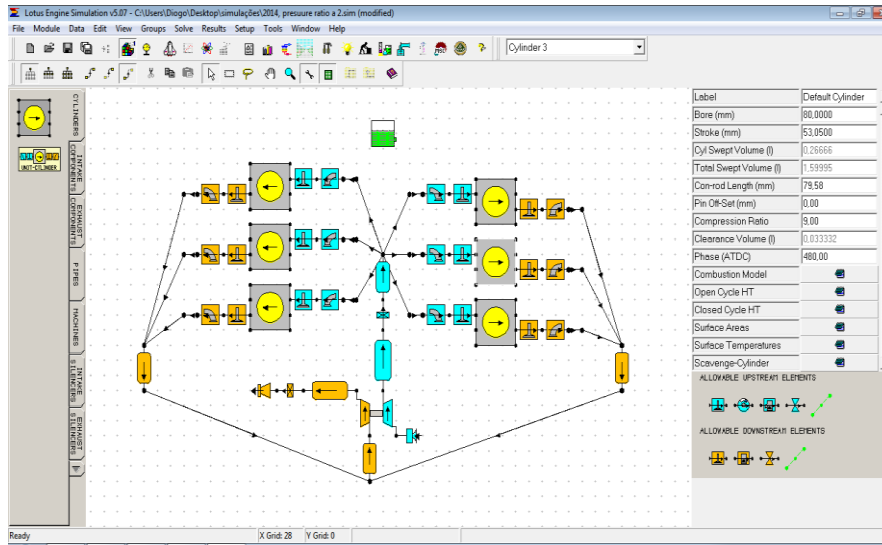


Figura 47 – Terceiro cilindro selecionado.

É necessário ter em conta que num motor a quatro tempos, para cada cilindro realizar trabalho no seu tempo útil de explosão, é necessário a cambota perfazer duas rotações completas. Só executando as duas rotações, cada um dos cilindros poderá estar sujeito aos quatro tempos: admissão, compressão, explosão e escape. Num motor de quatro cilindros é fácil perceber que há um tempo de explosão a cada  $180^\circ$  de rotação da cambota. Dito de outra forma, não há sobreposição de tempos de trabalho entre os quatro cilindros. Assim que o primeiro pistão chega ao PMI no fim do seu tempo de explosão perfazendo a cambota  $180^\circ$  de rotação, já o terceiro se encontra no PMS pronto a iniciar a descida no seu tempo de trabalho e assim sucessivamente para os outros dois pistões, até que a cambota efetue duas voltas, portanto  $720^\circ$  de rotação. Contudo, num motor de seis cilindros ocorrem seis explosões a cada duas rotações da cambota, ou seja dentro dos  $720^\circ$  das duas rotações, acontecem seis tempos de trabalho. Dividindo 720 por 6, obtém-se o valor de 120. É portanto a cada  $120^\circ$  que se vai dar uma explosão no motor de seis cilindros. As explosões acontecem segundo a ordem de ignição já encontrada para um motor de seis cilindros em “V”: 1-4-5-2-3-6. Há aqui uma sobreposição de  $60^\circ$  entre tempos de explosão num motor de seis cilindros, o que por si só confere um funcionamento mais suave e linear, facto que se constata ao ouvido pelo ruído que emite um motor deste tipo. Perante o exposto e considerando o modelo de construção do simulador, há que atribuir a cada um dos cilindros um valor de ângulo a que se dará a ignição. Selecionando o primeiro cilindro, Figura 45, aparece do lado direito um conjunto de campos relativos a diversas características do cilindro. No

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

décimo campo contado de cima está o *Phase (ATDC)* portanto o ângulo de rotação da cambota contado a partir do respectivo PMS. O primeiro cilindro terá um valor de  $0^\circ$ , ou seja a explosão do primeiro cilindro acontecerá quando este estiver no seu PMS pronto a iniciar o seu tempo de trabalho, conforme se verifica na Figura 45. Passando para o cilindro no qual se dará a próxima explosão segundo a ordem de ignição já encontrada, portanto o quarto cilindro, este terá um valor de  $120^\circ$ , conforme Figura 48 e seguindo a sequência, tem-se o quinto cilindro com a ignição a ocorrer aos  $240^\circ$ , Figura 49.

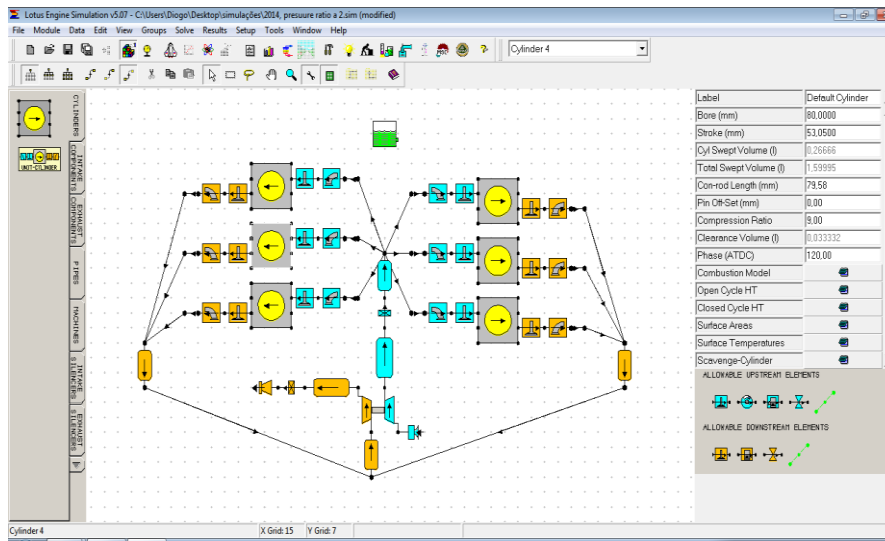


Figura 48 – Quarto cilindro com ignição a  $120^\circ$  de rotação da cambota.

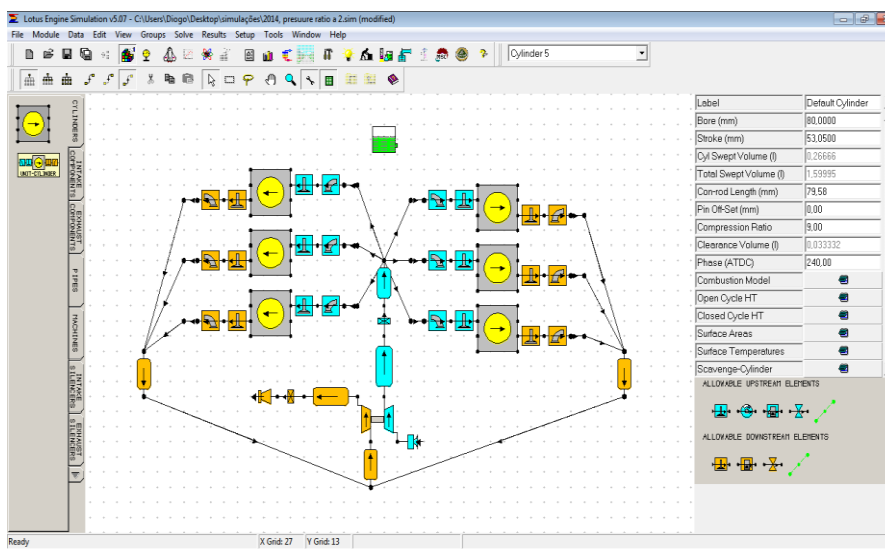


Figura 49 – Quinto cilindro com ignição a  $240^\circ$  de rotação da cambota.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

Depois tem-se o segundo cilindro com a ignição aos 360° e assim sucessivamente.

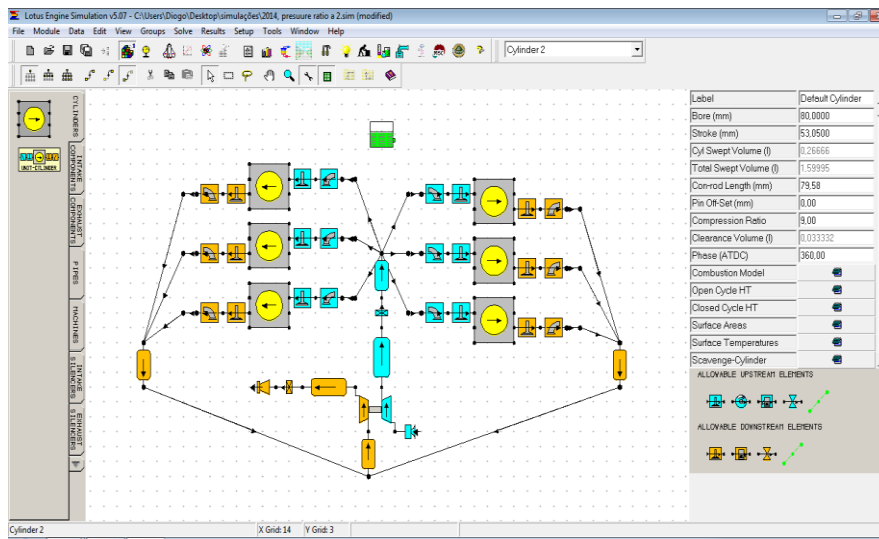


Figura 50 – Segundo cilindro com ignição a 360° de rotação da cambota.

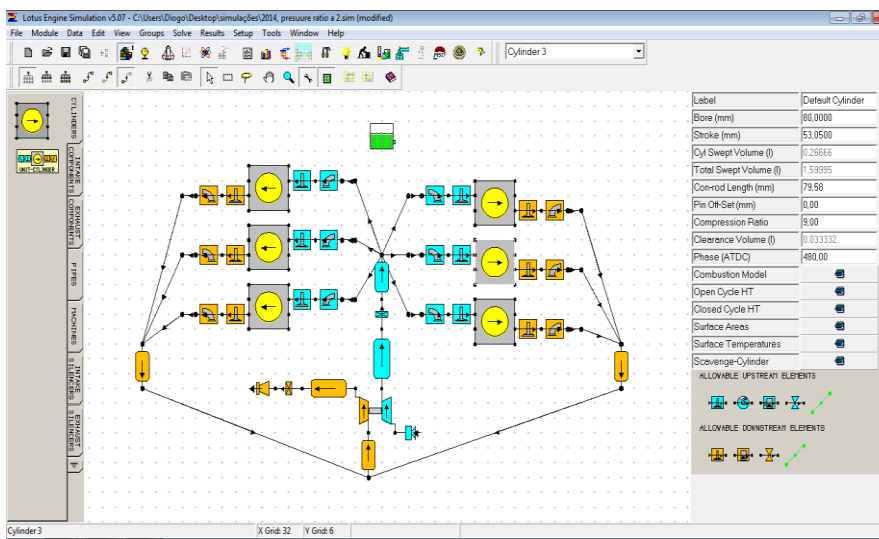


Figura 51 – Terceiro cilindro com ignição a 480° de rotação da cambota.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

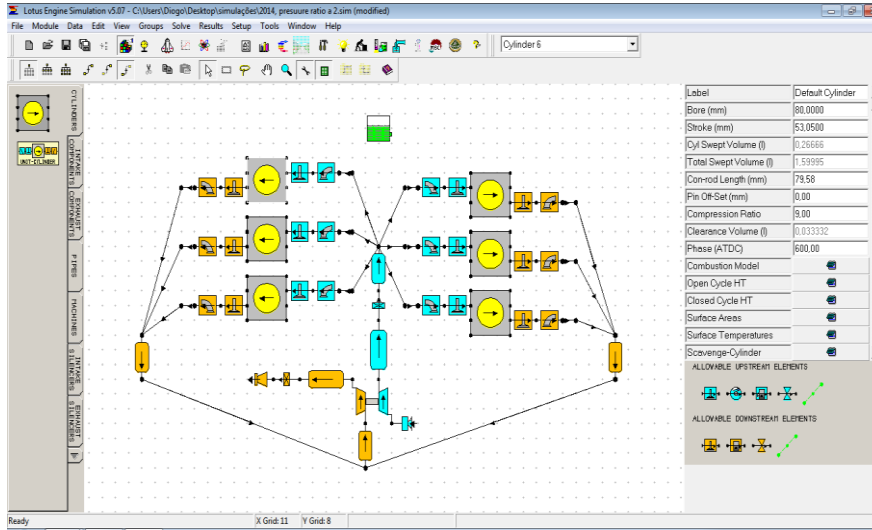


Figura 52 – Sexto cilindro com ignição a  $600^\circ$  de rotação da cambota.

No último cilindro a ignição acontece aos  $600^\circ$  e não a  $720^\circ$  porque o primeiro cilindro tem a ignição aos  $0^\circ$ , portanto no início do movimento da cambota. Tal é uma imposição do programa, pois o mesmo não permite que o primeiro cilindro tenha a ignição a  $120^\circ$  e o último a  $720^\circ$ . No entanto, não há diferenças entre as duas vertentes, apenas na denominação.

Após terem sido corretamente definidos os ângulos de ignição de cada um dos cilindros há que clicar no assistente de verificação dos dados no sentido de verificar se há outros erros a corrigir. Em caso negativo, aparece a caixa de diálogo da Figura 53.

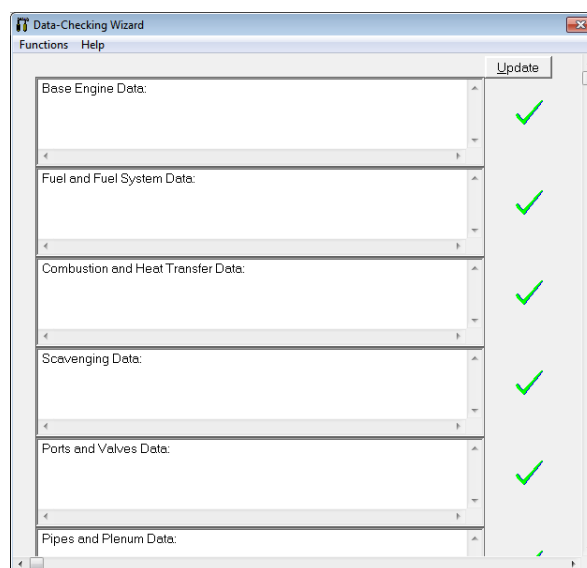


Figura 53 – Assistente de verificação dos dados.

## 5.6 - Lançamento do simulador

Após definição de todos os parâmetros necessários ao arranque da simulação pode a mesma acontecer. Tal é feito através do *Lotus Simulation Solver Control*, que corresponde ao botão com a imagem da nave espacial, conforme se verifica na Figura 54. Ao se clicar no botão assinalado aparece a caixa de diálogo do controlador do simulador com seleção automática do separador da submissão da simulação (*Submit Job*), Figura 55. Esta caixa de diálogo tem quatro separadores: *Submit Job*, *Job Status*, *Job Messages* e *Solver Settings*. Os mais utilizados são os três primeiros. No separador *Submit Job* dá-se início ao arranque do programa através do botão *Use testno* e de seguida através do botão com a imagem da nave espacial. O primeiro botão serve para carregar o presente modelo para o simulador. O segundo botão lança a simulação. O separador *Job Status* permite obter informação em tempo real do progresso da simulação, Figura 56. O separador *Job Messages* que corresponde às mensagens de trabalho, dá informação sobre os resultados do teste, já em forma de tabela e que podem ser utilizados graficamente, Figura 57.

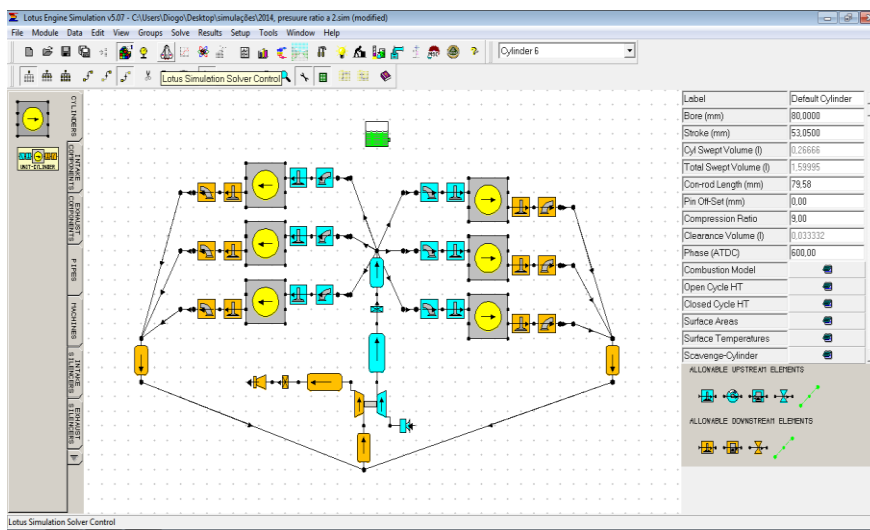


Figura 54 – Botão controlador do simulador.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

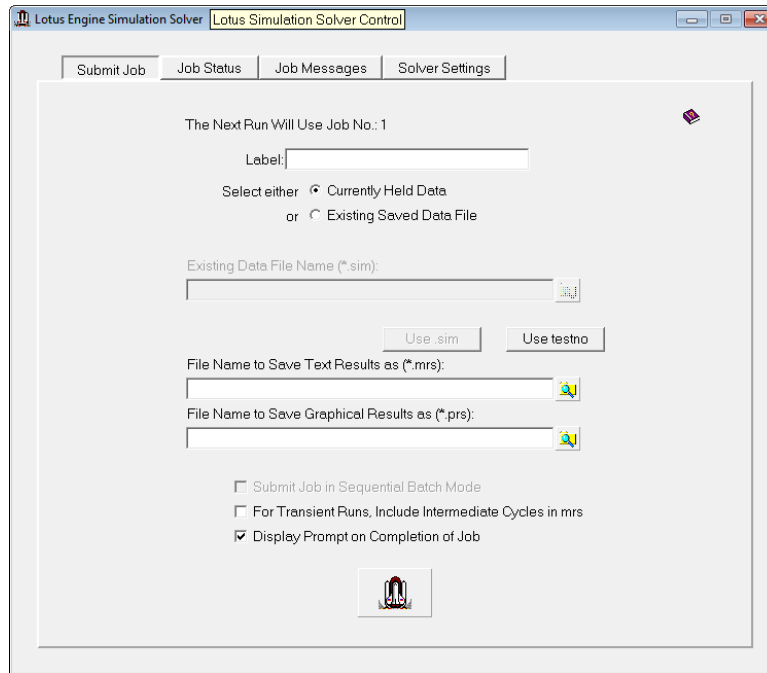


Figura 55 – Caixa de diálogo do controlador do simulador com seleção do separador da submissão da simulação.

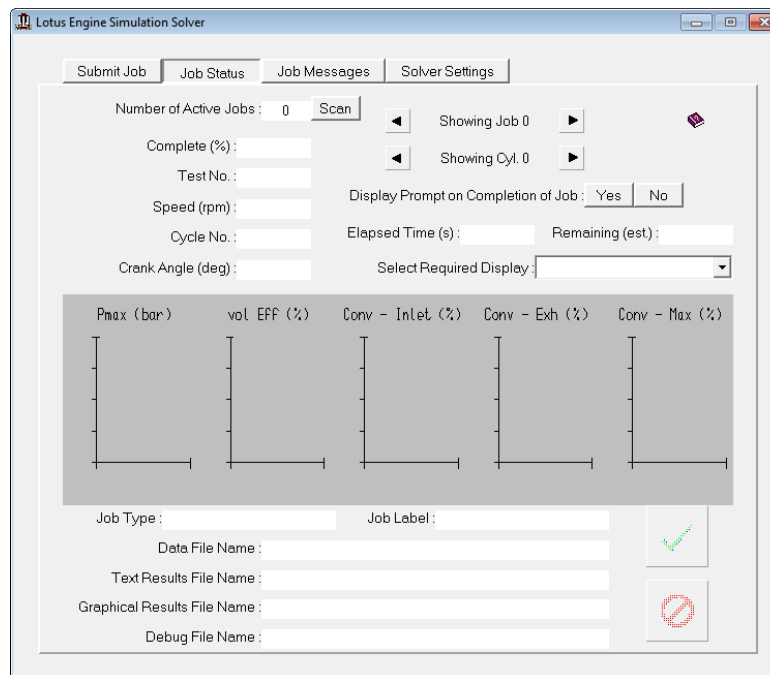


Figura 56 – Caixa de diálogo do progresso da simulação.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

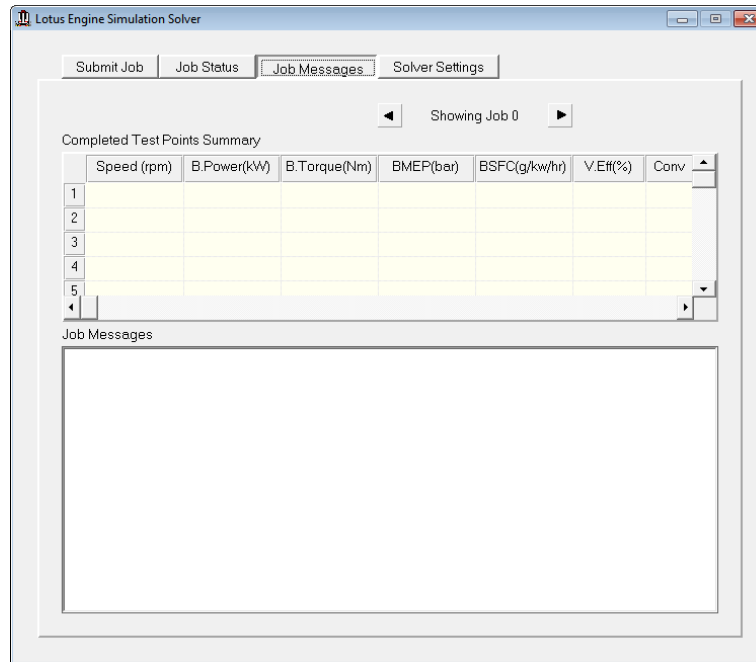


Figura 57 – Caixa de diálogo de mensagens de trabalho.

Voltando ao separador *Submit Job*, para se dar o início da simulação há que carregar no botão *Use testno* e de seguida no botão da nave espacial (Figura 55). Aparece uma caixa de diálogo semelhante à da Figura 58, contendo informação instantânea do progresso da simulação.

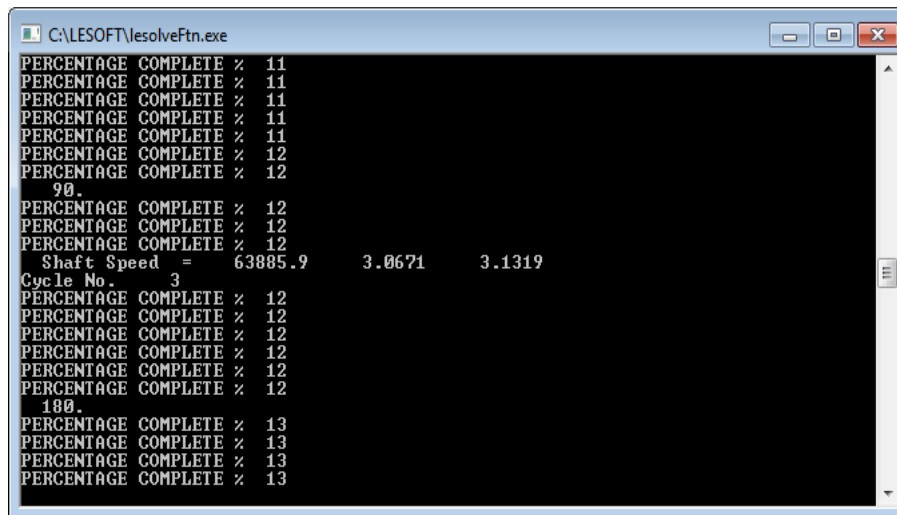


Figura 58 – Caixa de diálogo do progresso da simulação.

Durante o progresso da simulação o separador *Job Status* pode ser consultado obtendo-se também informação sobre o estado da mesma, conforme se pode ver na Figura 59.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**



Figura 59 – Caixa de diálogo do progresso de trabalho

### 5.7 - Carregamento dos dados

Após alguns minutos, a simulação termina e aparece a caixa de diálogo da Figura 60. A mesma permite carregar os dados obtidos na forma de relatório ou gráfico.

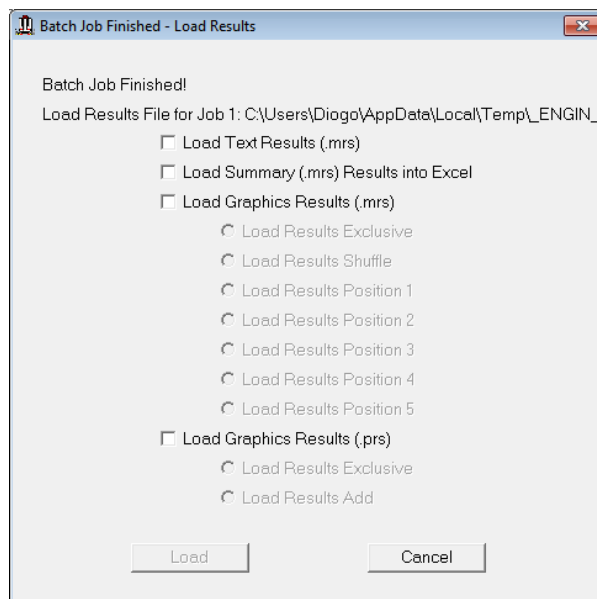


Figura 60 – Mensagem de fim de simulação e carregamento de dados.

Há duas opções relevantes nesta caixa de diálogo. Pode-se, por um lado, carregar os ficheiros no formato *.MRS* quer sob a forma de relatório textual quer sob a forma de gráfico. Estes ficheiros contêm informações genéricas sobre os ciclos de testes realizados, ao nível de binário, potência, pressão média efetiva, entre outros. Pode-se, por outro lado, carregar os ficheiros sob a forma *.PRS*, o que permite aceder a informação interior ao ciclo, como é por exemplo a informação detalhada sobre o movimento, a pressão e até a temperatura dos gases na válvula de admissão a cada ângulo de movimento da cambota. Assim, há que selecionar os campos da caixa de diálogo da Figura 60, conforme o pretendido. Selecionando o campo *Load Text Results (.mrs)* obtém-se a informação em relatório, selecionando o campo *Load Summary (.mrs) Results into Excel* obtém-se a informação do campo anterior em formato Excel, selecionando o campo *Load Graphics Results (.mrs)* obtém-se a informação graficamente e por fim se se selecionar a opção *Load Graphic Results (.prs)* obtém-se a informação interior ao ciclo graficamente também. Selecionando os quatro campos exceto o carregamento para formato Excel, tem-se acesso à informação discriminada abaixo, sendo que o ambiente de construção volta a surgir, Figura 61.

### 5.7.1 - Resultados em texto

Clicando no botão *Results Text Files Viewer* conforme se vê selecionado na Figura 61, aparece a caixa de diálogo da Figura 62, relativa ao visualizador de resultados em texto.

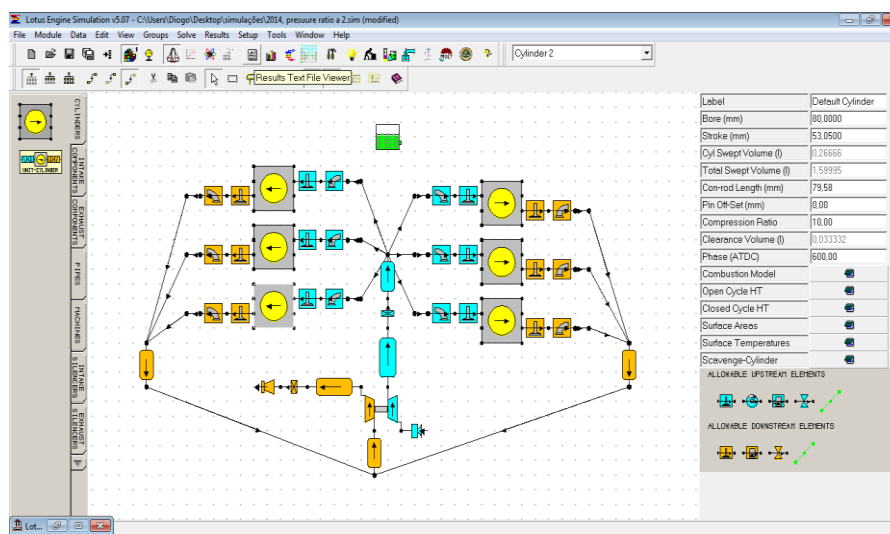


Figura 61 – Botão do visualizador dos resultados em texto.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

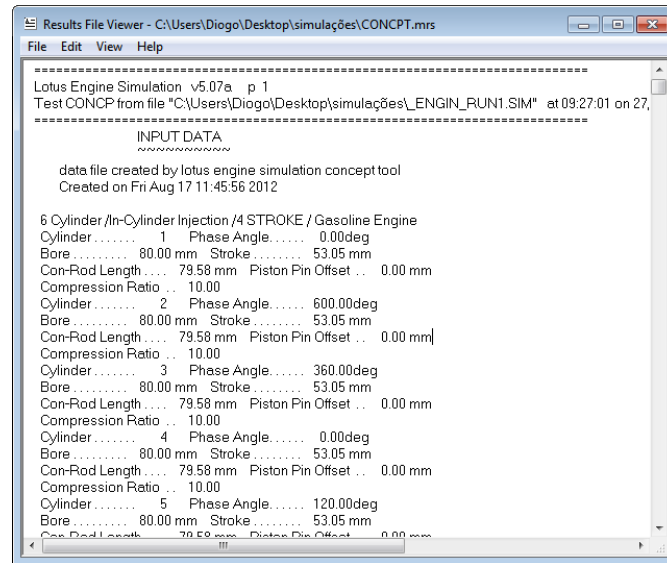


Figura 62 – Caixa de diálogo do visualizador de resultados em texto.

Os resultados em forma de texto compreendem informação diversa, nomeadamente caudal mássico através das válvulas, rendimento volumétrico de cada cilindro, pressão média indicada, pressão média efetiva ao freio, potência de cada cilindro, consumo de combustível e dados sobre transferência de calor.

### 5.7.2 - Resultados em gráfico

Para se aceder ao relatório gráfico há que clicar no botão *Results Graph* conforme se vê na Figura 63.

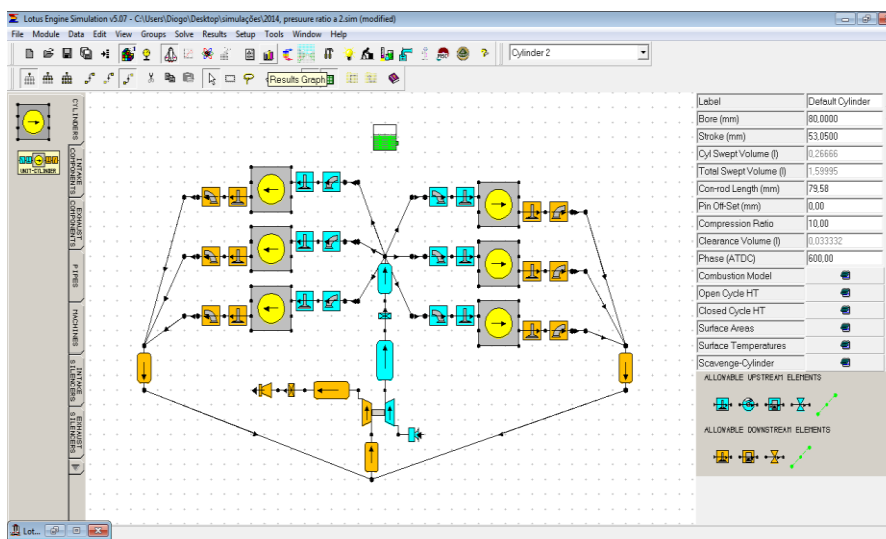


Figura 63 – Botão gráfico de resultados.

Clicando no botão acima aparece a caixa de diálogo da Figura 64 relativa ao sumário de *performance*. Nesta imagem estão quatro gráficos relativos a binário, potência, consumo específico ao freio e pressão média efetiva ao freio. De referir que o programa apresenta seis caixas de diálogo distintas: sumário de *performance*, sumário de escoamento gasoso na admissão, sumário de escoamento gasoso no escape, sumário de combustão (1 e 2) e sumário de trabalho. Contudo, apenas a caixa de diálogo relativa ao sumário de *performance* vai ser considerada no presente estudo.

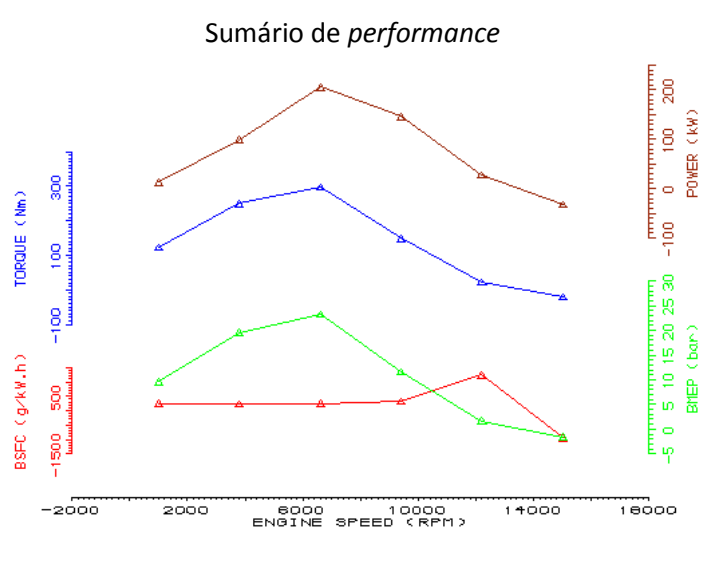


Figura 64 – Sumário de *performance*: binário (N.m), potência (kW), consumo específico de combustível ao freio (g/kWh) e pressão média efetiva ao freio (bar).

## 6 - Definição das condições de operação do programa do motor de Fórmula 1 para 2014

As condições de operação do programa do motor de Fórmula 1 para 2014 estão definidas segundo dois conjuntos de dados. Um primeiro conjunto constituído por valores a introduzir no programa *Lotus Engine Simulation* no que concerne à generalidade dos campos que é possível variar estando no entanto pré-definidos por imposição da regulamentação da Fórmula 1 para 2014. Um segundo conjunto de variáveis a alterar, em número de cinco, que serão devidamente discriminadas e enquadradas na medida em que contribuem para um aumento significativo de binário, potência e diminuição do consumo específico, constituindo os parâmetros em estudo neste trabalho. As variáveis pré-definidas do programa compõem-se de valores ou características que são as comuns para a generalidade dos motores de combustão interna, excetuando-se a velocidade de rotação máxima que é típica de um motor de Fórmula 1. As cinco variáveis a alterar são aquelas que respeitando as imposições da FIA ao nível de características de motor, importam analisar de forma a otimizar as prestações do motor para o fim pretendido. Cada uma das variáveis foi acompanhada de um breve enquadramento acerca da razão dessa variação no estudo. As variáveis em apreço são:

- Diagrama de distribuição;
- Diâmetro das válvulas;
- Comprimento das bielas;
- Taxa de compressão;
- Turbocompressor - caudal mássico, razão de pressões e velocidade de rotação do rotor do compressor.

De referir neste contexto que no âmbito dos testes das quatro primeiras variáveis, após a realização dos mesmos, não foi possível chegar a resultados aceitáveis para o tipo de motor em estudo, pelo que, o grosso das simulações centra-se na variável turbocompressor. É este aparelho que, efetivamente, dita as principais características de *performance* do motor em estudo. Por tal, no Capítulo 7, Subcapítulo 7.2, onde se apresentam e discutem resultados relativos às quatro primeiras variáveis, é apenas

efetuada apresentação textual acerca dos resultados obtidos e do caminho percorrido para os obter, com as adequadas remissões para os dados concretos presentes em Anexos, nomeadamente tabelas e gráficos com valores.

Numa primeira fase, cada simulação compreendeu seis testes, cada um para um determinado valor de velocidade de rotação: 1000 RPM, 3800 RPM, 6600 RPM, 9400 RPM, 12200 RPM e 15000 RPM. Este conjunto de testes foi transversal às cinco variáveis em análise acima referidas. De seguida, devido aos resultados obtidos, foi dado enfoque ao turbocompressor. Após terem sido encontradas as três simulações com resultados mais satisfatórios atinentes ao turbocompressor, foram realizadas simulações com seis testes às 7000 RPM, 8600 RPM, 10200 RPM, 11800 RPM, 13400 RPM e 15000RPM, no sentido de explorar pormenorizadamente os resultados encontrados. Após análise dos resultados, foi eleita uma simulação como a melhor, pelo que a mesma foi objeto de novo estudo, desta vez com dez testes, nomeadamente nas 10000 RPM, 10556 RPM, 11111 RPM, 11667 RPM, 12222 RPM, 12778 RPM, 13333 RPM, 13889 RPM, 14444 RPM e 15000 RPM.

Após análise dos resultados em tabela foram analisados os mapas de curvas de rendimento do compressor das três simulações referidas no parágrafo anterior, no sentido de se aferir da adequação de cada mapa à simulação respetiva e de se poder confirmar a adequação da melhor simulação enunciada. De seguida, foram realizadas simulações atinentes à velocidade de rotação do rotor do compressor para se poderem encontrar os melhores resultados, já para um valor de caudal mássico e de razão de pressões definido como o ideal. A razão de se efetuarem os testes de velocidade de rotação do rotor numa fase posterior prende-se com o facto de esta alteração não imprimir alterações significativas de resultados, nem tão pouco alterar o mapa de curvas de rendimento do compressor no programa *Lotus Engine Simulation*, como se verá adiante. Aliás, este fator apenas se torna relevante após definição dos fatores de escala de caudal mássico e razão de pressões previamente, pois são estes dois fatores que imprimem alterações significativas no mapa de curvas de rendimento do compressor. Depois, os mapas de curvas de rendimento do compressor presentes no programa *Lotus Engine Simulation* foram comparados com mapas de curvas de rendimento do compressor oficiais do catálogo da *Garrett*, no sentido de se estabelecerem as características dimensionais do compressor. Por fim, após definição das características

do compressor a utilizar em 2014, foi efetuada a última simulação combinando os melhores resultados das cinco variáveis em estudo, apresentando a previsão de resultados para o motor objeto deste estudo.

## **6.1 - Definição das características do motor de Fórmula 1 para 2014 para introdução no programa *Lotus Engine Simulation***

As características do motor de Fórmula 1 para 2014 decorrem das imposições da FIA, presentes em regulamento próprio. Os valores que são previamente introduzidos no programa são os seguintes:

- Seis cilindros dispostos em “V”;
- 1,6 L de cilindrada total o que compreende 0,26 L de cilindrada unitária distribuídos por 80 mm de diâmetro e 53,05 mm de curso;
- Quatro válvulas por cilindro, duas de admissão e duas de escape.

## **6.2 - Componentes a variar do modelo de motor criado no programa**

Abaixo são definidos os valores a variar para os cinco parâmetros em análise já referidos. Cada componente mecânico do motor deste trabalho é aqui explorado de forma a se introduzirem os respetivos valores a alterar, para cada uma das simulações.

### **6.2.1 - Cilindro**

Conforme se verifica na Figura 65 e seguintes, o cilindro tem uma série de parâmetros suscetíveis de variação. Os principais são os que se encontram nos dez primeiros campos. Entre várias variáveis destacam-se o diâmetro (*Bore*), o curso (*Stroke*), a cilindrada unitária (*Cylinder Swept Volume*), o comprimento da biela (*Con-rod Lenght*), a taxa de compressão (*Compression Ratio*) e o ângulo de ignição (*Phase ATDC*). Os campos presentes abaixo destes, tais como modelo de combustão, dimensões e materiais das superfícies, massa do pistão e biela, entre outros, consideram-se sem alteração, assumindo-se os valores do programa.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

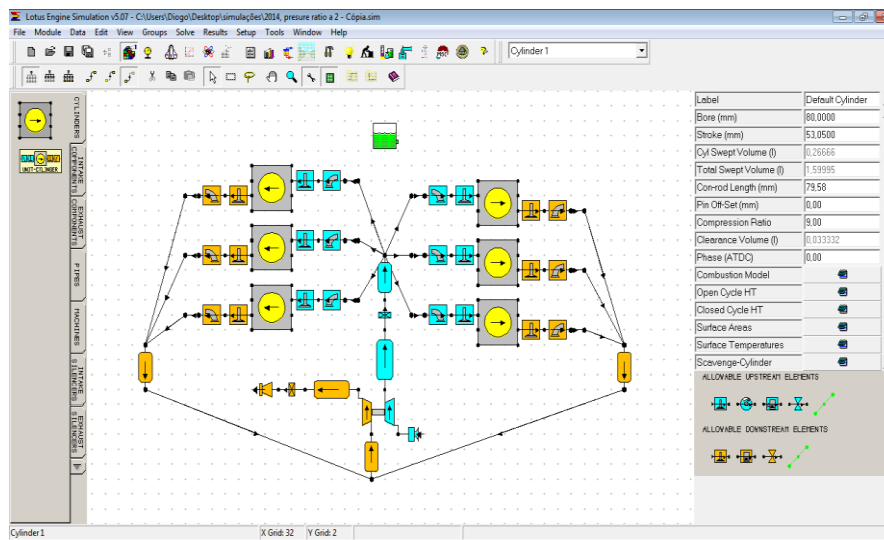


Figura 65 – Cilindro e respetivos parâmetros.

### 6.2.1.1 - Diâmetro do cilindro – 80 mm.

**6.2.1.2 - Curso do pistão** – Em virtude de os valores de cilindrada e diâmetro serem 1,6 L e 80 mm respetivamente, o valor de curso é de 53,05 mm.

**6.2.1.3 - Biela** – Embora mecanicamente a biela seja um componente independente do cilindro, no programa *Lotus Engine Simulation* o comprimento da mesma é tratado num campo do cilindro, daí a sua inserção neste tópico. O valor de comprimento pré-definido para a biela é de 79,58 mm. Para a biela são efetuados cinco testes variando o seu comprimento em valores de 69 mm, 77 mm, 82 mm, 90,16 mm e 106,1 mm. De salientar que o comprimento de 69 mm é o valor mínimo admissível para não se descer abaixo de 1,3 na razão comprimento da biela/curso do pistão.

**6.2.1.4 - Taxa de compressão** – Um motor aspirado moderno tem valores de taxa de compressão entre 10:1 e 11:1, considerando os combustíveis correntes no mercado como referência. Um motor de competição, usando combustíveis com índices de octano mais elevados, pode chegar a taxas de compressão de 13:1 ou 14:1 e até mesmo 15:1. Um motor sobrealimentado tem valores de taxa de compressão ligeiramente inferiores em virtude de haver indução de gás forçada. O valor pré-definido para o motor objeto deste estudo é 10:1. Assim, no presente estudo são efetuados quatro testes para a taxa de compressão nos valores de 7:1, 8:1, 9:1 e 11:1.

**6.2.1.5 - Ângulo de ignição** – a definição do ângulo de ignição para cada cilindro já foi efetuada aquando do alerta do assistente de erros nos dados (*Data Checking Wizard*), Subcapítulo 5.5.

### 6.2.2 - Válvulas de admissão (diagrama de distribuição)

A válvula de admissão tem, tal como o cilindro, alguns campos suscetíveis de alteração. Ângulo de abertura (*Valve Open, deg*), ângulo de fecho (*Valve Close, deg.*), levantamento máximo (*Máx. Lift, mm*) e ângulo a que se dá o levantamento máximo (*Máx. Opening Point, deg*). Além destes campos há ainda mais algumas opções que não apresentam muita importância para o estudo, não sendo portanto alteradas, Figura 66.

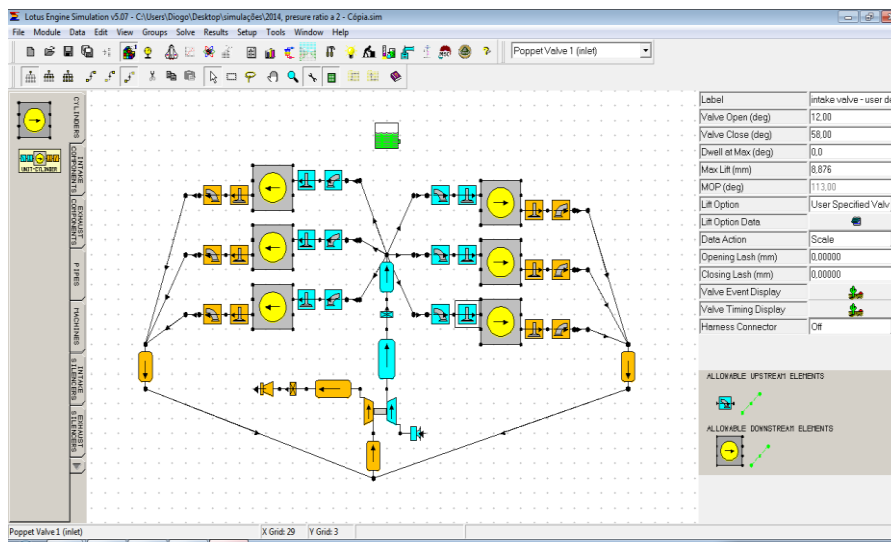


Figura 66 – Válvula de admissão.

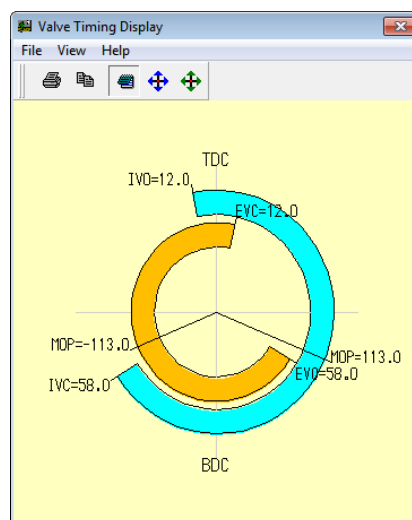


Figura 67 – Diagrama de distribuição com os valores das condições base.

#### **6.2.2.1 - Ângulo de avanço da abertura da válvula de admissão (*Intake Valve Open*)**

- conforme se pode verificar na Figura 67 a azul, nas condições base o AAA acontece aos 12° antes do PMS, no fim do tempo de escape. A este nível, são efetuados dois testes, antecipando a abertura da válvula de admissão, nomeadamente aos 25° e aos 40° (mantendo os restantes valores fieis às condições base).

#### **6.2.2.2 - Ângulo de atraso do fecho da válvula de admissão (*Intake Valve Close*)**

- nas condições base o AFA ocorre aos 58° após o PMI, já no tempo de compressão. São efetuados dois testes atrasando o fecho da válvula de admissão, nomeadamente aos 70° e aos 80° (mantendo os restantes valores fieis às condições base).

### **6.2.3 - Válvulas de escape (diagrama de distribuição)**

As válvulas de escape têm os mesmos campos de alteração das válvulas de admissão e obedecem ao mesmo princípio de funcionamento. De igual forma são realizados dois testes para a abertura e dois testes para o fecho.

#### **6.2.3.1 - Ângulo de avanço da abertura da válvula de escape (*Exhaust Valve Open*)**

- nas condições base o AAE acontece aos 58° antes do PMI, no fim do tempo de explosão. São efetuados dois testes antecipando a abertura da válvula de escape, nomeadamente aos 70° e aos 80° (mantendo os restantes valores fieis às condições base).

#### **6.2.3.2 - Ângulo de atraso do fecho da válvula de escape (*Exhaust Valve Close*)**

- nas condições base o AFE ocorre aos 12° após o PMS, já no tempo de admissão. Vão ser efetuados dois testes atrasando o fecho da válvula de escape, nomeadamente aos 25° e aos 40° (mantendo os restantes valores fieis às condições base).

#### **6.2.3.3 – Combinação de ângulos**

Após realização das oito simulações anteriores importa fazer três combinações, nomeadamente:

- AAA 25° e AFA 70°;
- AAE 70° e AFE 25°;

- AAA 25°, AFA 70°, AFA 70° e AFE 25°.

Resumindo, as simulações relativas ao diagrama de distribuição estão organizadas da de acordo com a Tabela 2.

AAA (°)	AFA (°)
25	70
40	80
AAE (°)	AFE (°)
70	25
80	40
Combinação de AAA e AFA (°)	Combinação de AAE e AFE (°)
25 e 70	70 e 25
Combinação de AAA, AFA, AAE e AFE (°)	
25, 70, 70 e 25	

Tabela 2 – Simulações atinentes ao diagrama de distribuição.

**6.2.4 - Levantamento máximo das válvulas** – 9,625 mm. Neste parâmetro não se realiza qualquer alteração em virtude de o valor estabelecido pelo programa se encontrar já no limite que é aceitável para o levantamento das válvulas. Conforme já exposto em capítulo anterior, o levantamento máximo da válvula é de um quarto do seu diâmetro ou 12% do diâmetro do cilindro. No primeiro caso o valor de levantamento máximo para a válvula de admissão seria 8,14 mm e no segundo caso 9,6 mm. São, portanto, valores muito aproximados do valor pré-definido pelo programa *Lotus Engine Simulation*.

#### 6.2.5 – Sedes das válvulas

Os campos de alteração de cada tipo de sede de válvula são os mesmos para a admissão e para o escape, sendo os mais importantes o número de válvulas (*Nº of Valves*) e o diâmetro das mesmas (*Valve Throat Diameter, mm*).

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

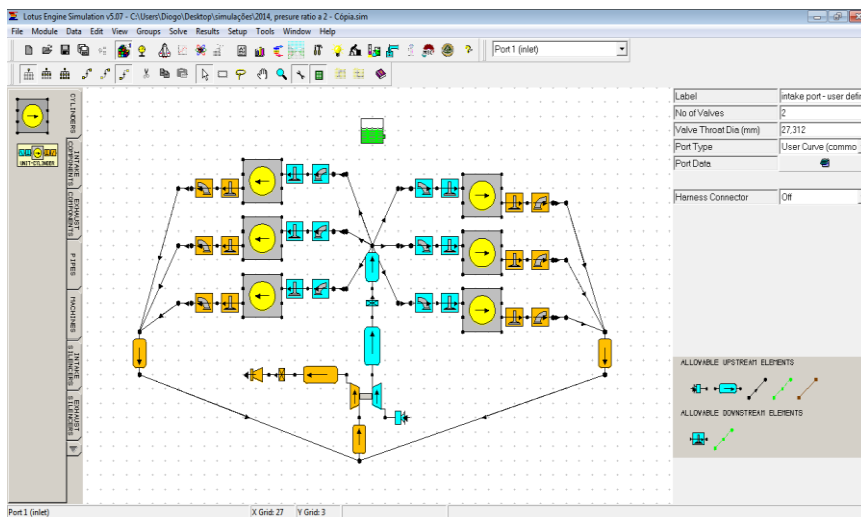


Figura 68 – Sedes da válvula de admissão.

**6.2.5.1 - Número de válvulas** – Quatro válvulas por cilindro, duas de admissão e duas de escape.

**6.2.5.2 - Diâmetro** – Considerando que a FIA impõe a utilização de quatro válvulas por cilindro, vão ser considerados apenas os coeficientes de referência das válvulas típicas da câmara de combustão em formato de telhado. Tendo em conta o diâmetro de 80 mm para o cilindro e os coeficientes da Tabela 1 presentes no Subcapítulo 3.3, pode inferir-se que os diâmetros admissíveis para as válvulas de admissão estão compreendidos entre os 28 mm e os 29,6 mm e para as válvulas de escape entre os 22,4 mm e os 25,6 mm. Estes valores reportam-se a motores típicos de carros de passageiros. De referir que o programa *Lotus Engine Simulation* assume como diâmetros das válvulas de admissão 32,574 mm e de escape 27,253 mm (condições base), portanto superiores aos limites estabelecidos por Heywood (1988). Em virtude de se estar perante um motor de Fórmula 1 com características otimizadas de escoamento pelas válvulas, são considerados como condições base para este estudo, os valores assumidos pelo programa. Assim, é efetuado um teste com variação de diâmetro para as válvulas de admissão, nomeadamente com 29,6 mm, um teste com variação de diâmetro para as válvulas de escape, nomeadamente com 25,6 mm e um terceiro teste combinado a variação relativa aos dois valores anteriores. Não foram realizados testes com valores superiores aos acima referidos em virtude de se considerar que tal é geometricamente impossível.

Importa referir que se se considerar a hipótese de se colocarem apenas duas válvulas por cilindro (o que não é permitido pela FIA), portanto uma de admissão e uma de escape, verifica-se o programa assume valores de 46,07 mm e 38,54 mm para a admissão e escape respetivamente. Também estes valores são superiores aos limites da Tabela 1, Heywood (1988), mesmo para as válvulas de diâmetro superior, próprias das câmaras hemisféricas. Pelo exposto, verifica-se que o programa *Lotus Engine Simulation*, no que concerne a um motor deste tipo, estabelece sempre valores de diâmetro de válvulas superiores aos enunciados pelo autor Heywood (1988).

### 6.2.6 – Turbocompressor

O turbocompressor tem uma série de campos passíveis de alteração, conforme se visualiza no lado direito da Figura 69. Foram assumidos todos os valores por defeito do programa, exceto nos campos *Compressor Map Data* e *Turbine Map Data*.

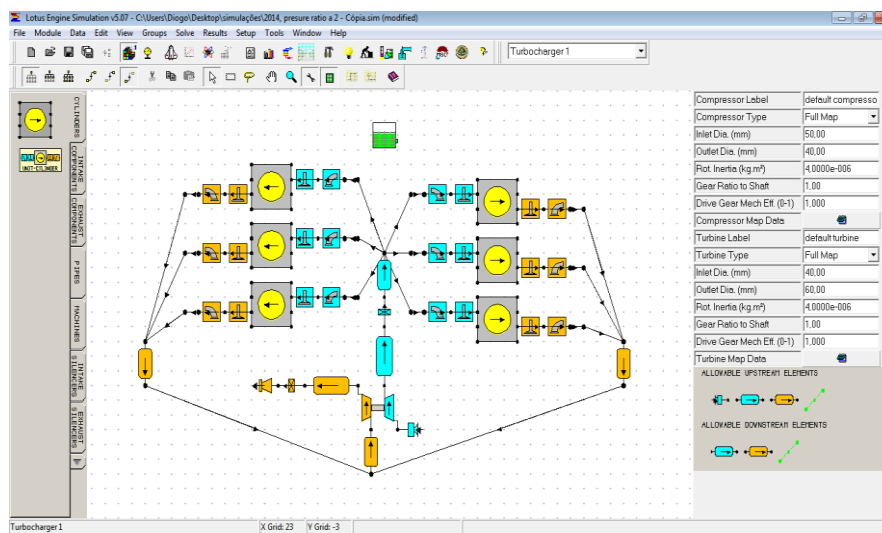


Figura 69 – Turbocompressor.

Clicando no *Compressor Map Data* aparece a caixa de diálogo da figura 70. Esta caixa tem uma série de campos dos quais se destacam com particular importância para este estudo o caudal mássico (*Mass Flow*), a razão das pressões entre a saída de gás comprimido e a entrada de gás aspirado (*Pressure Ratio*), a velocidade de rotação do rotor (*Speed*) e o rendimento (*Efficiency 0-1*). Além destes campos destacam-se ainda os fatores de escala (*Scale Factors*) situados no fim da imagem, reportando-se a sua atuação a cada um dos quatro campos já enumerados e situados imediatamente acima na caixa de diálogo. Por fim, há um botão no topo da caixa de diálogo com a imagem de

um gráfico que dá acesso ao mapa de curvas de rendimento do compressor (*Compressor Efficiency Map*), conforme se vê na Figura 71.

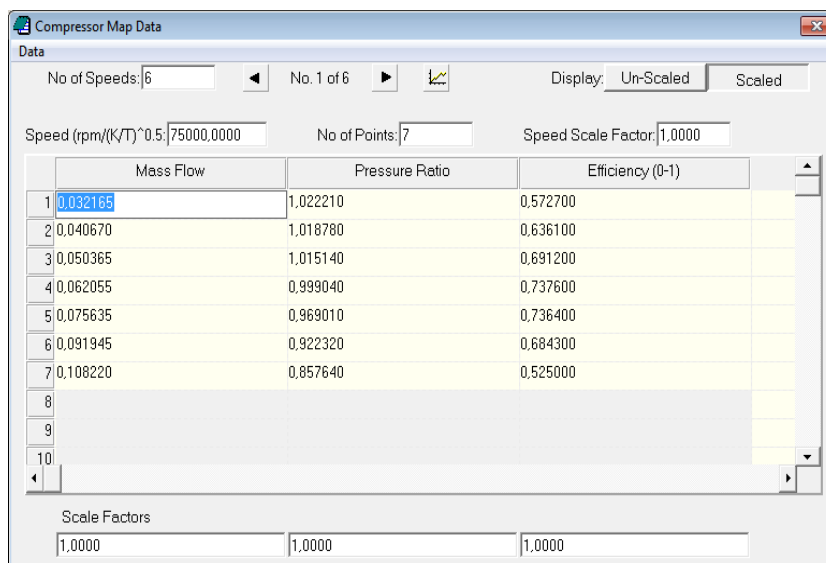


Figura 70 – Tabela de parâmetros do compressor.

Os campos a variar no turbocompressor são o fator de escala do caudal mássico (FECM), fator de escala da razão das pressões (FERP) e fator de escala de velocidade de rotação do rotor (FEVR). De referir que a alteração dos fatores de escala mencionados é comum quer ao compressor, quer à turbina, embora a análise se cinja apenas ao compressor. A razão de se alterarem os fatores de escala na mesma proporção na turbina prende-se com o facto de se assim não for, haver a possibilidade de o programa dar erro. Numa primeira fase serão variados apenas os dois primeiros fatores de escala, portanto FECM e FERP. O fator de escala é um coeficiente dimensional do compressor. Exemplo: aumentando o fator de escala do caudal mássico, aumentam-se os valores no eixo das abcissas, no mapa de curvas de rendimento do compressor. Para se incrementar o caudal mássico que passa pelo compressor, na prática, há que alterar as suas dimensões e formato, nomeadamente do difusor e do rotor. De igual forma, para incrementar a razão das pressões, é necessário aumentar a sobrepressão na saída do compressor (para a admissão do motor). Tal, é conseguido no programa, aumentando o fator de escala respetivo. Como referido, quer o compressor, quer a turbina, têm uma tabela de parâmetros idêntica onde constam os mesmos campos suscetíveis de variação, no entanto, nas páginas seguintes apenas será feita referência à tabela de parâmetros do compressor, embora as alterações sejam comuns aos dois componentes. O valor

assumido pelo programa *Lotus Engine Simulation* para os três fatores de escala em estudo é 1, valor que corresponde às condições base. Alterando os fatores de escala, alteram-se as características dimensionais do turbocompressor e consequentemente o seu mapa de curvas de rendimento, como foi referido. Cada tipo de compressor em simulação, compreende, um conjunto de características diferentes a que correspondem os diferentes resultados deste estudo.

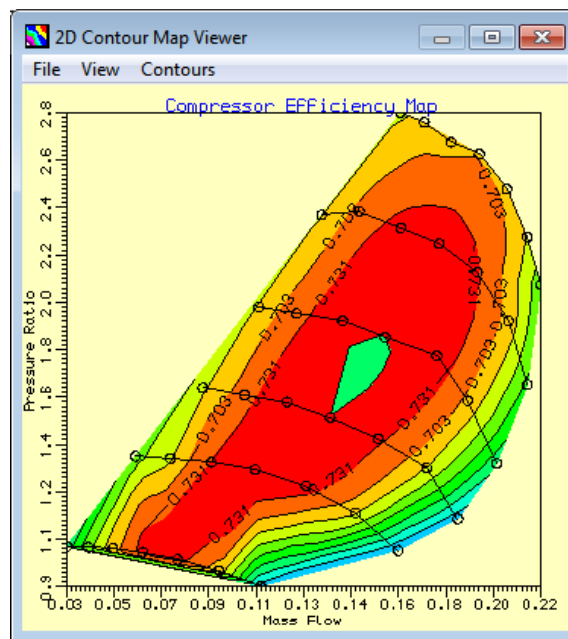


Figura 71 – Mapa de curvas de rendimento do compressor com fatores de escala de valor 1.

As simulações atinentes ao compressor estão organizadas de acordo com o exposto na Tabela 3.

Variação do fator de escala de caudal mássico (FECM)			
FECM 1,5	FECM 2	FECM 2,5	FECM 3
Variação do fator de escala da razão das pressões (FERP)			
FERP 1,5	FERP 2	FERP 2,5	FERP 3
Variação de combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções			
FECM 1,5 e FERP 1,5	FECM 2 e FERP 2	FECM 2,5 e FERP 2,5	FECM 3 e FERP 3
Variação de combinação de FECM e FERP diferentes			
FECM 1,5 e FERP 2	FECM 1,5 e FERP 2,5	FECM 1,5 e FERP 3	
FECM 2 e FERP 1,5	FECM 2 e FERP 2,5	FECM 2 e FERP 3	
FECM 2,5 e FERP 1,5	FECM 2,5 e FERP 2	FECM 2,5 e FERP 3	
FECM 3 e FERP 1,5	FECM 3 e FERP 2	FECM 3 e FERP 2,5	

Tabela 3 – Organização das simulações realizadas com o compressor (exceto simulações de velocidade de rotação do rotor).

### 6.3 - Pós-definição automática de valores do programa *Lotus Engine Simulation* para o motor de 2014

Após introdução dos valores do subcapítulo anterior, o programa *Lotus Engine Simulation* atribui valores a determinados componentes, considerados como condições base:

- Curso do pistão – 53,05 mm;
- Comprimento da biela - 79,58 mm;
- Taxa de compressão - 10:1;
- Levantamento máximo das válvulas de admissão e escape - 9,625 mm;
- Diâmetro da válvula de admissão - 32,574 mm;
- Diâmetro da válvula de escape - 27,253 mm;
- Conduatas de admissão exteriores à cabeça com comprimento de 57,39 mm, diâmetro inicial de 45,14 mm e diâmetro final de 41,2 mm;
- Conduatas de admissão interiores à cabeça com comprimento de 57,39 mm, diâmetro inicial de 45,14 mm e final de 41,2 mm;

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

- Conduatas de escape exteriores à cabeça com comprimento de 329,84 mm e diâmetro inicial e final de 36,56 mm;
- Conduatas de escape interiores à cabeça com comprimento de 92 mm, diâmetro inicial e final de 36,56 mm;
- Turbocompressor com fatores de escala de caudal mássico, razão de pressões e velocidade de rotação do rotor, de valor igual a 1.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 7 - Apresentação e discussão de resultados - motor de Fórmula 1 para 2014

Cada um dos cinco parâmetros a alterar neste estudo tem uma secção de apresentação própria. A apresentação de resultados é feita em tabela onde constam seis colunas com os seguintes campos: velocidade de rotação (RPM), potência (kW), binário (N.m), pressão média efetiva ao freio (bar) consumo específico ao freio (g/kWh) e rendimento volumétrico (%). Os resultados de potência, binário e pressão média efetiva que têm valores superiores, em cada simulação, estão realçados a amarelo. De igual forma, os resultados inferiores de consumo específico de cada simulação, estão também realçados a amarelo. Os resultados mais significativos do conjunto das simulações de cada parâmetro em estudo, estão realçados a vermelho. A apresentação dos resultados mais significativos é feita ainda, auxiliarmente, com recurso a apresentação gráfica quer do programa *Lotus Engine Simulation*, quer elaborada em programa *Excel*. A discussão de resultados é feita através de texto imediatamente abaixo de cada tabela.

### 7.1 - Condições base

As condições base são constituídas pelos valores presentes nos Subcapítulos 6.1, 6.2 (valores inseridos no programa) e 6.3 (valores de correntes da inserção no programa). Não há, portanto, alterações nesta primeira simulação, servindo a mesma apenas como ponto de referência inicial.

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>Base</b>					
1000	12,80	122,20	9,60	248,37	80,60
3800	99,04	248,87	19,55	229,81	151,80
6600	205,27	297,00	23,33	250,14	197,30
9400	145,83	148,15	11,64	333,06	131,10
12200	27,34	21,40	1,68	1233,46	70,40
15000	-31,90	-20,31	-1,60	-946,40	50,90

Tabela 4 – Condições base.

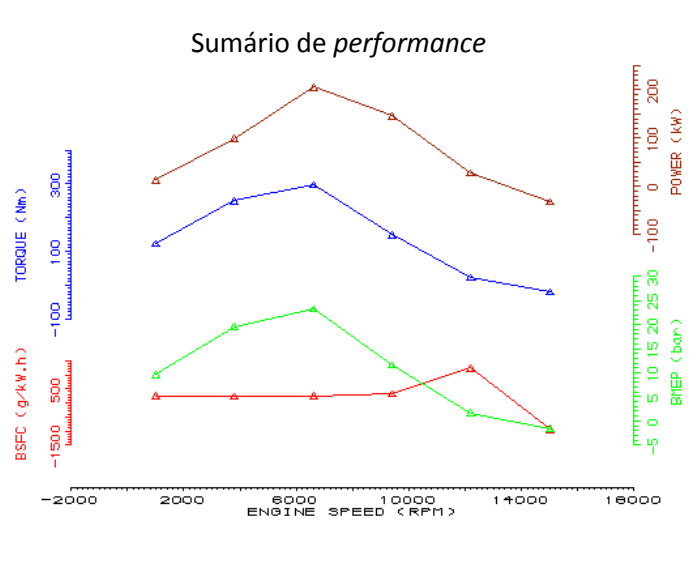


Figura 72 – Sumário de *performance* para as condições base.

Analisando os resultados em tabela e gráfico, nota-se que de entre as seis velocidades de rotação em teste, aquela onde há mais binário disponível é às 6600 RPM. Segundo estes resultados, o regime de utilização útil desde motor é em redor das 6600 RPM, em virtude de ser aqui possível extrair o binário máximo. Segundo Sousa (1988), é no máximo da curva de binário motor que o motor tem uma atuação mais eficiente, com redução de consumo de combustível. Na simulação, considerando as condições de base do programa, é às 6600 RPM que tal acontece. De facto, a gama de utilização preferencial do motor é desde o ponto de binário máximo até ao ponto de potência máxima. Nas 6600 RPM o valor de binário é de 297 N.m e consequentemente a potência debitada é de 205,27 kW. Às 12200 RPM os valores destes três parâmetros são insignificantes, potência 27,34 kW, binário 21,40 N.m e pressão média efetiva 1,68 bar. Quanto ao consumo, há um aumento progressivo com o aumento da velocidade de rotação, sendo que às 6600 RPM o valor é de 250,14 g/kWh. Para as 15000 RPM o programa apresenta valores negativos, não sendo então possível ao motor com estas características atingir essa velocidade de rotação. Daqui se retira que este motor de Fórmula 1 seria impossível. De salientar ainda que na presente simulação o binário e a potência máximos acontecem na mesma velocidade de rotação o que não é lógico.

## 7.2 - Diagrama de distribuição, diâmetro das válvulas, comprimento da biela e taxa de compressão

As tabelas e os gráficos relativos aos quatro parâmetros do presente subcapítulo, estão presentes nos Anexos A a D. A razão da escolha da localização desses resultados prende-se o carácter insatisfatório dos valores obtidos nestas simulações. Por tal, optou-se por não apresentar neste espaço exposições e considerações desnecessárias.

### 7.2.1 - Diagrama de distribuição

As condições base no que concerne ao diagrama de distribuição estão presentes na Figura 73.

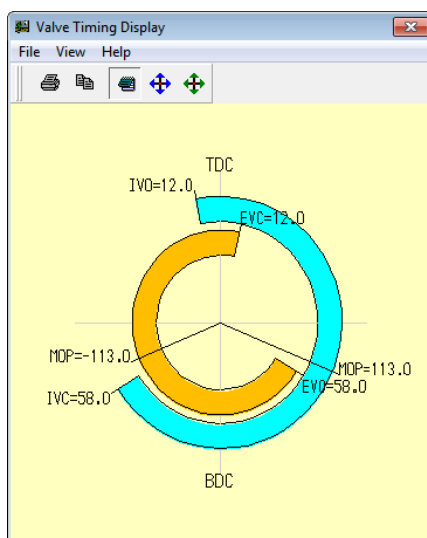


Figura 73 – Diagrama de distribuição com condições base: AAA – 12°, AFA – 58°, AAE – 58°, AFE – 12°.

As simulações atinentes ao diagrama de distribuição estão organizadas de acordo com a Tabela 2 que aqui se replica como Tabela 5.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

AAA (°)	AFA (°)
25	70
40	80
AAE (°)	AFE (°)
70	25
80	40
Combinação de AAA e AFA (°)	Combinação de AAE e AFE (°)
25 e 70	70 e 25
Combinação de AAA, AFA, AAE e AFE (°)	
25, 70, 70 e 25	

Tabela 5 – Simulações atinentes ao diagrama de distribuição.

Da análise das simulações atinentes ao diagrama de distribuição presentes no Anexo A, retira-se o seguinte:

A ação AAA melhora o rendimento volumétrico a baixas velocidades de rotação. Na ação AFA, há aumento de rendimento volumétrico apenas a partir da velocidade de rotação onde é debitado o binário máximo, portanto nas 9400 RPM. Esta ação melhora o rendimento volumétrico a altas velocidades. Para a ação AAE há a referir o ligeiro aumento da potência e do binário às 3800 RPM, portanto a baixas velocidades de rotação. Para a ação AFE há a salientar a diminuição global da potência e do binário, exceto a existência de um ligeiro aumento nas 9400 RPM e 12200 RPM, tal como para com a ação AFA, portanto a altas velocidades. Nota-se assim que o avanço à abertura das válvulas, quer de admissão quer de escape, aumenta valores de potência e binário para velocidades de rotação inferiores aquela onde se dá o rendimento volumétrico máximo. O atraso ao fecho das válvulas, aumenta os valores para velocidades de rotação superiores ao ponto de rendimento volumétrico máximo. Retira-se ainda que a conjugação dos avanços e atrasos em apreço, não se traduz em aumento dos resultados referidos, mas sim diminuição, para este motor em concreto, o que constitui um paradoxo tendo em conta o tipo de motor em causa. Seria de esperar que para um motor que pode funcionar até às 15000 RPM, o acentuar dos avanços e atrasos à abertura e fecho das válvulas de forma simultânea, incrementasse o rendimento volumétrico e conseqüentemente o binário e a potência, o que não se verifica. Tal como aconteceu para as condições de base, o binário e a potência máximos acontecem na mesma velocidade de rotação, o que não é aceitável. Quanto ao consumo

específico, a diferença entre os valores deste subcapítulo e os valores das condições de base são desprezáveis.

### 7.2.2 - Diâmetro das válvulas

As condições base relativas ao diâmetro das válvulas são 32,574 mm e 27,253 mm para a admissão e escape, respetivamente. As simulações referentes ao diâmetro das válvulas têm a particularidade de o programa *Lotus Engine Simulation* atribuir valores de diâmetros superiores aos que se obtêm com os coeficientes que o autor Heywood (1988) refere. No entanto, tal como já foi dito, os coeficientes apresentados por este autor reportam-se a motores de veículos comerciais. Apesar de as simulações do diâmetro das válvulas compreenderem valores de diâmetro inferiores aos de base, que à partida levam a valores de *performances* inferiores, tal não acontece exatamente desta forma, como se constatou com a diminuição da válvula de escape. A diminuição de diâmetro da válvula de admissão diminui os valores de potência e binário às 6600 RPM, portanto na velocidade de utilização de binário máximo, que constitui o regime de utilização do motor por excelência. Embora a diminuição seja muito pequena, acontece. Paralelamente houve aumento de consumo, embora diminuto também. Por tal, esta diminuição não é viável. Relativamente à diminuição do diâmetro da válvula de escape houve ligeiro aumento dos valores de potência e binário na velocidade de rotação de 6600 RPM, acompanhado de ligeiro aumento de consumo de combustível. Atendendo ao caráter diminuto do aumento de binário e do consumo específico em simultâneo, tal alteração não é também viável. No entanto fica o registo do ligeiro aumento nos resultados. Na simulação com a conjugação da diminuição dos diâmetros das válvulas de admissão e escape, houve diminuição do valor de binário às 6600 RPM relativamente à simulação com a válvula de escape isoladamente. O consumo específico aumentou sempre. Não é também uma alteração viável. Importa ainda referir que o motor com estas características não atinge sequer as 15000 RPM e tal como para os pontos anteriores, o binário e a potência máximos acontecem na mesma velocidade de rotação, revelando-se novamente a inadequação dos resultados obtidos.

### 7.2.3 - Comprimento da biela

O valor base para o comprimento da biela é de 79,58 mm. No que concerne a este ponto, há dois padrões consistentes de resultados. Por um lado, os valores de

potência e binário mais elevados são atingidos com o comprimento de biela mais curto em estudo, 69 mm. À medida que se aumenta o comprimento da biela até ao valor de referência estabelecido pelo programa, 79,58 mm, há diminuição progressiva dos valores de potência e binário. No que concerne ao consumo específico, para a simulação com a biela de 69 mm de comprimento, o consumo específico é o mais baixo e aumenta proporcionalmente com o comprimento da biela. Por outro lado, considerando os valores de comprimento superiores à referência (82, 90 e 106,1 mm), há diminuição progressiva dos valores de potência e binário. O consumo específico aumenta progressivamente. Tal como para os pontos anteriores, os valores de potência e binário máximos acontecem à mesma velocidade de rotação, o que não é aceitável.

#### **7.2.4 - Taxa de compressão**

O valor base para a taxa de compressão é 10:1. Neste parâmetro, há um padrão consistente de resultados. Os valores mais baixos de potência e binário são atingidos na TC de 7:1, aumentando progressivamente até 11:1. Excetuam-se as simulações de TC 8:1 e 9:1 no regime de rotação das 3800 RPM nas quais há valores de potência e binário mais elevados que nas restantes simulações, inclusivamente em relação à referência base. São, contudo, aumentos muito baixos (para TC 9:1 o aumento de binário foi de 0,67 N.m). Paralelamente, na simulação de TC 11:1, às 3800 rpm, os valores de potência e binário são mais baixos que os valores das outras simulações. O consumo específico diminui progressivamente com o aumento da taxa de compressão, sendo que os valores mais elevados acontecem na simulação com a taxa de compressão inferior. Para as 15000 RPM, o programa apresenta resultados negativos, pelo que o motor com estas características não atinge essa velocidade de rotação. Os resultados obtidos coadunam-se com as expectativas. Quanto mais elevada a taxa de compressão, maior é o rendimento termodinâmico e melhor será a conversão de energia térmica em energia mecânica, o que se traduz em valores mais elevados de pressão média efetiva e menores consumos. Excetua-se a velocidade de rotação das 3800 RPM, para a taxa de compressão 11:1, em que os valores de binário e potência são inferiores a todas as outras simulações. Tal como para os pontos anteriores, o binário e a potência máximos acontecem na mesma velocidade de rotação o que não é admissível.

### 7.2.5 - Combinação de resultados

Os melhores resultados dos quatro campos anteriores são: diagrama de distribuição sem alterações às condições base, diâmetro da válvula de escape de 25,6 mm, comprimento da biela de 69 mm e taxa de compressão de 11:1. A Tabela 6 apresenta combinação dos quatro parâmetros enunciados.

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
1000	13,41	128,04	10,06	241,15	82,00
3800	100,78	253,25	19,89	224,35	150,80
6600	209,70	303,40	23,83	243,98	196,50
9400	156,17	158,66	12,46	317,50	133,90
12200	32,82	25,69	2,02	1048,15	71,70

Tabela 6 – Simulação com combinação de resultados para diagrama de distribuição sem alterações às condições base, diâmetro da válvula de escape de 25,6 mm, comprimento da biela de 69 mm e taxa de compressão de 11:1.

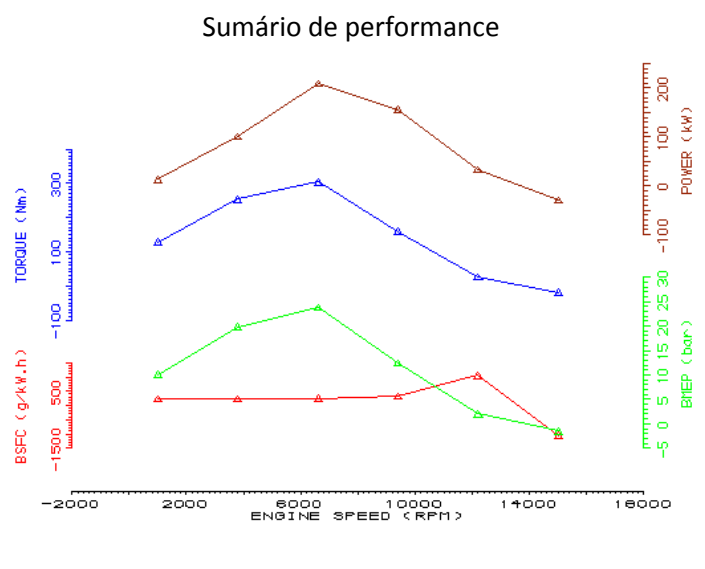


Figura 74 – Sumário de *performance* para combinação de resultados de diagrama de distribuição sem alterações às condições base, diâmetro da válvula de escape de 25,6 mm, comprimento da biela de 69 mm e taxa de compressão de 11:1.

A combinação dos melhores resultados dos testes anteriores traduz-se em aumento de potência e binário em todas as velocidades de rotação, bem como diminuição do consumo específico em todas as velocidades de rotação também. Contudo, a diferença de resultados relativamente às condições base não é significativa. O binário às 6600 RPM aumentou de 297 N.m, para os 303,4 N.m. À mesma velocidade de rotação, a potência aumentou dos 205,27 kW para os 209,7 kW. O consumo específico, nas 3800 RPM, diminuiu de 229,81 g/kWh para 224,35 g/kWh. De referir ainda que para as 15000 RPM o programa apresentou resultados negativos novamente, pelo que se depreende que com o turbocompressor com as características de base (FECM 1, FERP 1 e FEVR 1), não é possível este motor satisfazer o requisito da velocidade de rotação máxima imposto pela FIA. Também com a combinação referida está-se perante valores de binário máximo e potência máxima à mesma velocidade de rotação. Contudo, atendendo à realização de seis testes nas velocidades de rotação em análise, há a possibilidade de que o binário e a potência máximos não aconteçam exatamente nas 6600 RPM, pois esta bateria de testes inicial apenas compreende as seis velocidades de rotação expostas, e não as velocidades de rotação intermédias. No entanto, considerando que nas velocidades de rotação vizinhas (3800 RPM e 9400 RPM) não há valores máximos de binário ou potência, denota-se a aproximação de velocidades de rotação para estes dois resultados, o que não é admissível para o motor de Fórmula 1. Atendendo aos poucos resultados obtidos, não se justifica realizar aqui simulações para velocidades de rotação intermédias.

### **7.3 - Turbocompressor - caudal mássico e razão de pressões do compressor**

Antes de se iniciarem as simulações relativas ao turbocompressor importa referir que as mesmas são realizadas considerando os quatro parâmetros estudados anteriormente, com os respetivos valores de acordo com as condições de base. Tal efetua-se de forma a manter um critério de equidade relativamente às simulações efetuadas tendo como referência o motor Honda RA 168 E.

As simulações atinentes ao compressor estão organizadas de acordo com o exposto na Tabela 3, que se replica aqui como Tabela 7.

Variação do fator de escala de caudal mássico			
FECM 1,5	FECM 2	FECM 2,5	FECM 3
Variação do fator de escala da razão das pressões			
FERP 1,5	FERP 2	FERP 2,5	FERP 3
Variação de combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções			
FECM 1,5 e FERP 1,5	FECM 2 e FERP 2	FECM 2,5 e FERP 2,5	FECM 3 e FERP 3
Variação de combinação de FECM e FERP diferentes			
FECM 1,5 e FERP 2	FECM 1,5 e FERP 2,5	FECM 1,5 e FERP 3	
FECM 2 e FERP 1,5	FECM 2 e FERP 2,5	FECM 2 e FERP 3	
FECM 2,5 e FERP 1,5	FECM 2,5 e FERP 2	FECM 2,5 e FERP 3	
FECM 3 e FERP 1,5	FECM 3 e FERP 2	FECM 3 e FERP 2,5	

Tabela 7 – Organização das simulações realizadas com o compressor (exceto simulações para velocidade de rotação do rotor).

As simulações relativas à velocidade de rotação do rotor foram efetuadas mais à frente neste trabalho, em virtude de as mesmas não imprimirem alterações significativas de resultados, tornando-se mais simples este tipo de análise, numa primeira fase.

### 7.3.1 - Fatores de escala de caudal mássico 1,5, 2 e 2,5

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5</b>					
1000	12,57	119,99	9,42	248,71	79,20
3800	64,27	161,50	12,68	236,11	101,20
6600	212,38	307,29	24,14	237,86	194,00
9400	282,21	286,69	22,52	262,74	200,00
12200	261,67	204,82	16,09	304,41	165,60
15000	114,71	73,03	5,74	530,38	103,10
<b>FECM 2</b>					
1000	12,44	118,80	9,33	248,88	78,50
3800	55,74	140,07	11,00	240,22	89,30
6600	156,86	226,95	17,83	239,31	144,20
9400	272,07	276,39	21,71	251,15	184,30
12200	348,39	272,70	21,42	270,83	196,10
15000	347,13	220,99	17,36	313,70	184,20
<b>FECM 2,5</b>					
1000	12,35	117,97	9,27	248,99	78,00
3800	53,50	134,44	10,56	241,67	86,30
6600	125,44	181,50	14,26	243,72	117,40
9400	213,28	216,67	17,02	252,94	145,50
12200	323,18	252,97	19,87	265,39	178,20
15000	380,71	242,37	19,04	296,53	190,90

Tabela 8 – Simulações com variação de FECM (1,5, 2, 2,5).

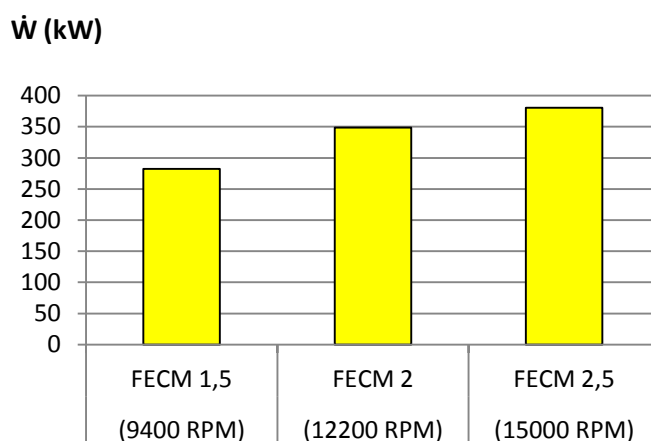


Figura 75 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 9400 RPM, 12200 RPM e 15000 RPM.

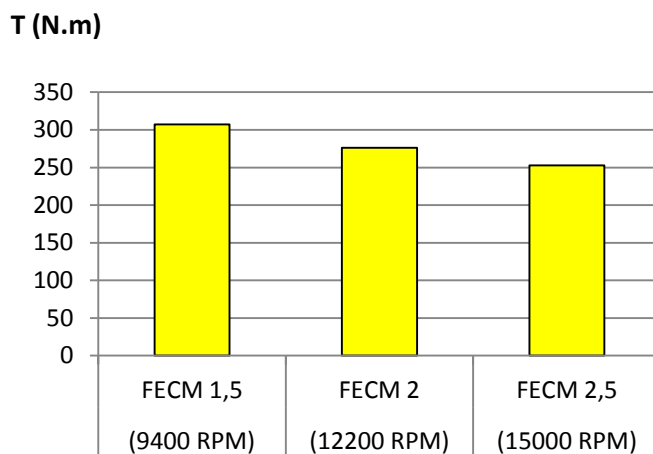


Figura 76 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 9400 RPM, 12200 RPM e 15000 RPM.

O valor de FECM 1,5 é o que traduz o valor mais alto de binário com 307,29 N.m às 6600 RPM. Para o FECM 2 há um máximo de potência de 348,39 kW às 12200 RPM e um máximo de binário de 276,39 N.m às 9400 RPM. Para o FECM 2,5 o valor de potência máxima sobe para os 380,71 kW às 15000 RPM mas o binário não ultrapassa os 252,97 N.m às 12200 RPM. Para o FECM 3 o programa deu erro. O valor mais baixo de consumo específico às 6600 RPM acontece com o FECM 1,5 com 237,86 g/kWh. Este é o teste onde se atingem também os melhores resultados. Nota-se então que há medida que se aumenta o FECM há um aumento do valor de potência debitada a velocidades de rotação superiores. O binário, no entanto, tem o seu valor mais elevado às 6600 RPM para FECM de 1,5, sendo que diminui progressivamente. Estas simulações não permitem atingir valores aceitáveis perante outros resultados neste estudo. O valor mais alto de binário é de apenas 307,29 N.m e de potência 380,71 kW. À medida que se aumenta o FECM, o binário diminui progressivamente. Para FECM 3 dar erro, assume-se que o valor caudal de mássico perante o valor de razão de pressões (FERP 1) é impossível de se obter. Ou seja, para o compressor admitir a passagem do caudal mássico referente a um FECM 3, é necessário estar-se perante uma razão de pressões elevada, razão de pressões essa, própria de um FERP superior a 1. Não é possível, fisicamente, ter um compressor com essas características, para este motor em concreto. De referir ainda que a potência máxima obtida para FECM 2,5 acontece à

velocidade de rotação máxima, o que não é admissível. Tal deverá acontecer entre aproximadamente 500 RPM a 2000 RPM abaixo deste ponto.

### 7.3.2 - Fatores de escala da razão de pressões 1,5, 2, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FERP 1,5</b>					
1000	15,66	149,51	11,74	246,26	97,70
3800	137,97	346,72	27,23	225,49	207,60
6600	210,50	304,56	23,92	249,31	201,60
9400	93,60	95,09	7,47	402,96	101,90
<b>FERP 2</b>					
1000	18,39	175,63	13,79	244,34	113,90
3800	161,70	406,35	31,92	224,40	242,10
6600	212,73	307,79	24,17	248,97	203,50
9400	75,05	76,25	5,99	453,26	91,90
12200	89,42	69,99	5,50	541,00	100,70
<b>FERP 2,5</b>					
1000	22,40	213,93	16,80	241,61	137,20
3800	163,98	412,09	32,37	226,27	247,50
6600	213,62	309,08	24,28	250,78	205,80
9400	118,15	120,03	9,43	373,98	119,30
12200	146,87	114,96	9,03	417,82	127,70
15000	36,75	23,39	1,84	1283,23	79,90
<b>FERP 3</b>					
1000	21,57	205,93	16,17	243,68	133,20
3800	149,60	375,95	29,53	230,99	230,60
6600	210,10	303,98	23,88	254,19	205,20
9400	129,32	131,37	10,32	368,26	128,60
12200	151,66	118,71	9,32	421,80	133,10
15000	45,98	29,27	2,30	1110,86	86,50

Tabela 9 – Simulações com variação de FERP (1,5, 2, 2,5 e 3).

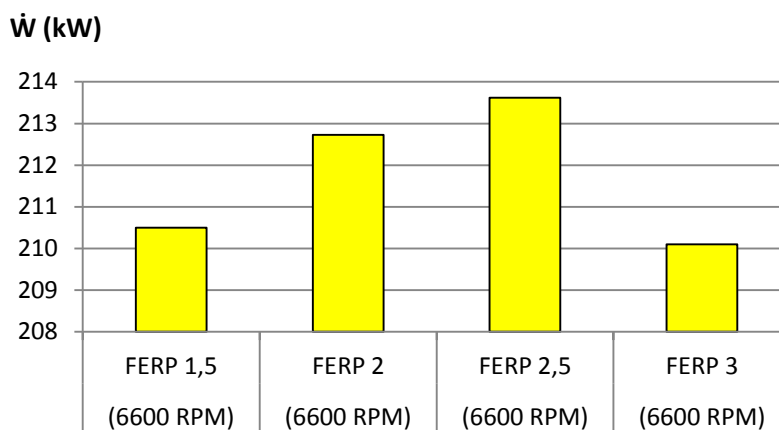


Figura 77 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.

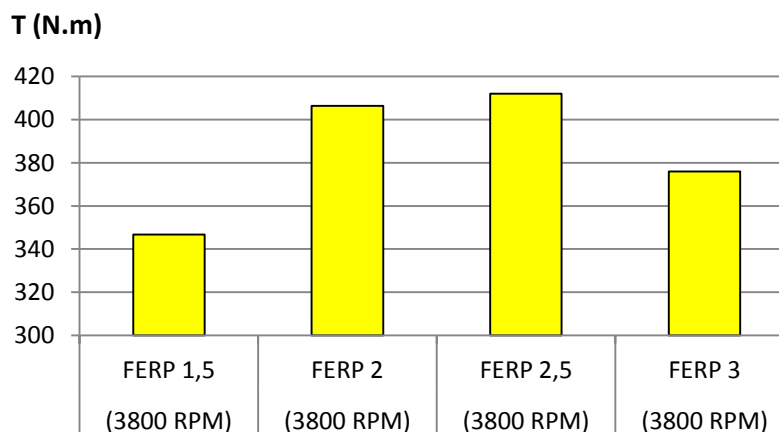


Figura 78 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 3800 RPM.

Para os FERP 1,5 e 2 o programa só apresenta resultados até às 9400 RPM e 12200 RPM respetivamente, pelo que as simulações não são consideradas. Para o FERP 2,5 o binário máximo de 412,09 N.m é atingido às 3800 RPM. A potência máxima de 213,62 kW é atingida às 6600 RPM. Para o FERP 3 há ligeira diminuição destes valores. O consumo específico para a simulação com FERP 2,5, simulação onde se atingem os melhores resultados, é de 250 g/kWh às 6600 RPM, não havendo variação significativa em relação às restantes simulações. Nota-se que 2,5 é o limite para o FERP onde são atingidos os valores superiores de binário e potência, embora a velocidades de rotação baixas, 3800 RPM. Neste conjunto de simulações atinge-se um valor alto de binário, 412,09 N.m, sendo que a potência não passa dos 213,62 kW. Além disso

atingem-se estes valores às 3800 RPM e 6600 RPM o que não é aceitável, tendo em conta o tipo de motor e a sua velocidade de rotação máxima.

### 7.3.3 - Fatores de escala de caudal mássico e razão de pressões nas mesmas proporções 1,5, 2 e 2,5

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5 e FERP 1,5</b>					
1000	14,33	136,82	10,75	247,33	89,80
3800	95,08	238,93	18,77	229,07	145,30
6600	269,39	389,77	30,61	233,28	241,40
9400	297,42	302,15	23,73	260,17	208,70
12200	216,32	169,32	13,30	324,89	146,20
15000	28,62	18,22	1,43	1457,80	70,80
<b>FECM 2 e FERP 2</b>					
1000	16,52	157,73	12,39	244,40	102,30
3800	99,06	248,93	19,55	229,44	151,60
6600	276,21	399,63	31,39	231,13	245,20
9400	344,67	350,15	27,50	250,11	232,50
12200	353,84	276,96	21,75	276,48	203,40
15000	358,26	228,07	17,91	320,72	194,30
<b>FECM 2,5 e FERP 2,5</b>					
1000	15,78	150,65	11,83	246,05	98,40
3800	103,96	261,25	20,52	229,15	158,90
6600	277,03	400,83	31,48	231,68	246,50
9400	351,37	356,95	28,04	250,38	237,30
12200	376,29	294,53	23,13	274,55	214,80
15000	354,21	225,50	17,71	326,16	195,30

Tabela 10 – Simulações com combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções (1,5, 2 e 2,5).

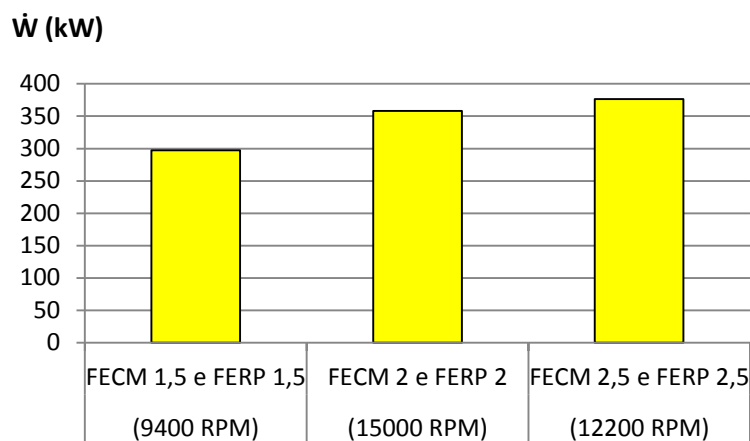


Figura 79 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 9400 RPM, 15000 RPM e 12200 RPM.

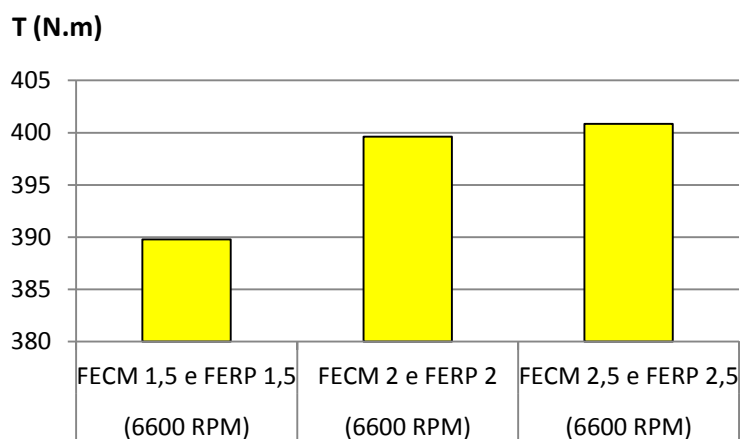


Figura 80 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.

Neste conjunto de três simulações o valor de binário mais alto é obtido na simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 na qual às 6600 RPM, se atingem 400,83 N.m. O valor de potência mais alto, 376,29 kW, acontece às 12200 RPM. O consumo específico para esta simulação é de 231,68 g/kWh às 6600 RPM, havendo pouca variação em relação às restantes. Nota-se assim que o aumento simultâneo do FECM e FERP aumenta a potência e o binário, exceto às 15000 RPM, onde há uma ligeira redução. Neste conjunto de simulações, particularmente para FECM 2,5 e FERP 2,5, atingem-se valores de binário e potência consideráveis e em velocidades de rotação aceitáveis para este motor. O binário máximo de 400,83 N.m às 6600 RPM e a potência máxima de

376,29 kW às 12200 RPM, são valores a considerar. O aumento proporcional dos FECM e FERP tem como consequências no mapa de eficiência do compressor, a progressão das linhas de rendimento que constituem o mapa, bem como a linha de engasgamento ou sufoco para a direita, e no sentido ascendente, permitindo a passagem de uma caudal mássico superior tendo em conta uma razão de pressões superior também. Para os fatores de escala 3 o programa dá erro.

### 7.3.4 - Fator de escala de caudal mássico 1,5 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 2, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5 e FERP 2</b>					
1000	18,34	175,17	13,76	242,88	113,00
3800	124,58	313,06	24,59	225,69	187,60
6600	284,57	411,73	32,34	233,52	255,20
9400	290,27	294,88	23,16	263,43	206,30
12200	183,94	143,97	11,31	351,91	134,70
15000	99,07	63,07	4,95	602,22	101,10
<b>FECM 1,5 e FERP 2,5</b>					
1000	21,81	208,28	16,36	240,27	132,90
3800	150,33	377,77	29,67	224,15	224,80
6600	266,85	386,09	30,32	236,76	242,70
9400	284,66	289,18	22,71	268,45	206,10
12200	172,11	134,72	10,58	371,81	133,10
15000	138,91	88,43	6,95	512,56	120,60
<b>FECM 1,5 e FERP 3</b>					
1000	19,45	185,72	14,59	243,93	120,30
3800	160,03	402,14	31,59	225,05	240,30
6600	241,99	350,13	27,50	242,39	225,30
9400	280,54	284,99	22,38	274,99	208,10
12200	172,54	135,05	10,61	383,68	137,70
15000	127,40	81,11	6,37	562,55	121,50

Tabela 11 – Simulações com combinação de FECM 1,5 e FERP (2, 2,5 e 3).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

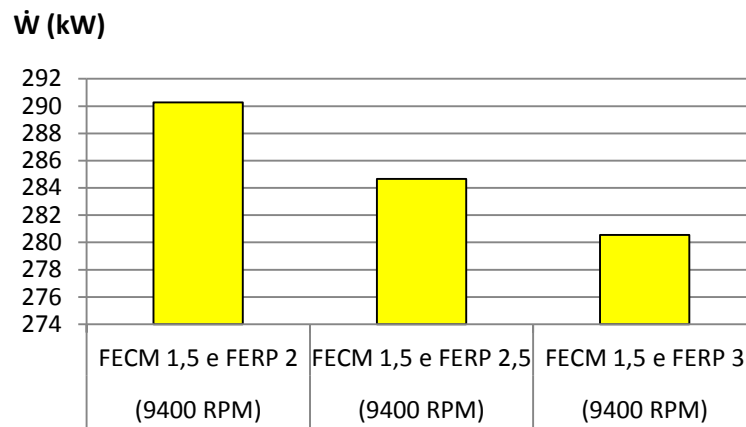


Figura 81 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 9400 RPM.

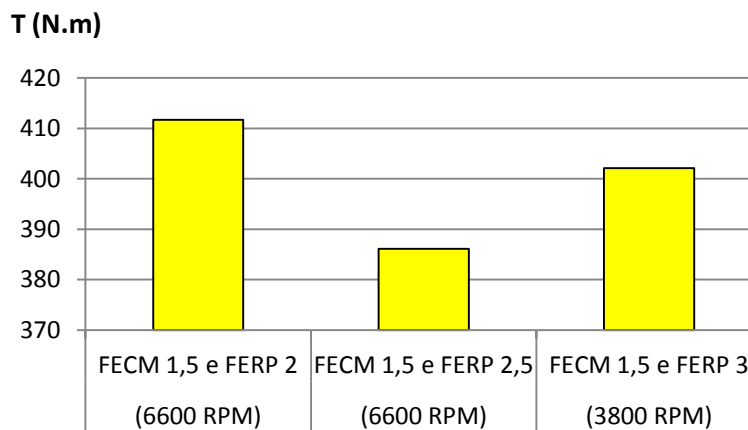


Figura 82 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM e 3800 RPM.

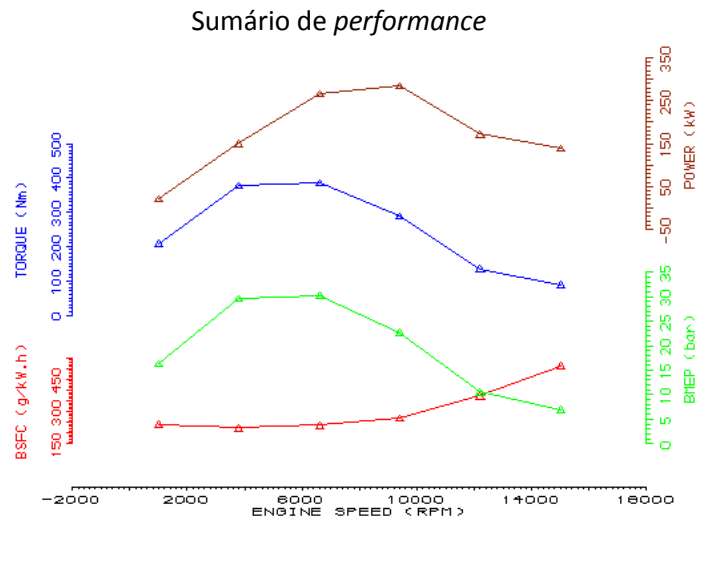


Figura 83 – Sumário de *performance* para a simulação com valor inferior de consumo específico de todo o conjunto de simulações, FECM 1,5 e FERP 2.

Neste conjunto de três simulações o valor de binário máximo de 411,73 N.m é atingido às 6600 RPM, para a simulação de FECM 1,5 e FERP 2. Também nesta simulação, a potência máxima de 290,27 kW é atingida às 9400 RPM e o consumo específico nas 6600 RPM é de 233,52 g/kWh. Nas outras duas simulações há diminuição dos valores de potência e binário para as 6600 RPM mas há aumento para velocidades de rotação inferiores. Há a salientar que para a simulação de FECM 1,5 e FERP 2,5 atinge-se o valor mais baixo de consumo específico para os testes do turbocompressor: 224,15 g/kWh às 3800 RPM. Contudo, para as 6600 RPM, o valor de consumo específico deste teste é superior ao da simulação FECM 1,5 e FERP 2, daí não ser aceitável. Nota-se que o aumento do fator de escala da razão das pressões para um caudal mássico constante provoca aumento substancial de binário às 3800 RPM e ligeira diminuição do mesmo em todas as velocidades de rotação subsequentes. Estas simulações permitem atingir um binário máximo de 411,73 N.m às 6600 RPM e uma potência máxima de 290,27 kW às 9400 RPM. Comparando com a bateria de simulações anterior, embora o binário máximo atingido seja ligeiramente superior, há um decréscimo substancial a partir das 6600 RPM, daí a redução drástica dos valores de potência máxima nessas faixas. Portanto a simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 é superior a esta. O consumo específico é muito aproximado em ambas.

### 7.3.5 - Fator de escala de caudal mássico 2 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 1,5, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2 e FERP 1,5</b>					
1000	14,06	134,24	10,54	247,54	88,20
3800	77,21	194,02	15,24	233,28	120,20
6600	224,72	325,14	25,54	233,23	201,30
9400	332,76	338,05	26,55	247,64	222,20
12200	369,41	289,15	22,71	270,20	207,40
15000	361,95	230,42	18,10	312,48	191,20
<b>FECM 2 e FERP 2,5</b>					
1000	17,49	167,06	13,12	244,30	108,40
3800	121,42	305,13	23,97	226,75	183,70
6600	292,57	423,31	33,25	232,12	260,80
9400	325,89	331,07	26,00	256,46	225,40
12200	327,48	256,33	20,13	288,10	196,20
15000	347,92	221,49	17,40	332,40	195,50
<b>FECM 2 e FERP 3</b>					
1000	18,72	178,74	14,04	243,67	115,60
3800	137,55	345,65	27,15	225,92	207,30
6600	272,74	394,62	30,99	235,68	246,90
9400	300,26	305,03	23,96	264,71	214,40
12200	323,91	253,53	19,91	296,40	199,70
15000	324,06	206,30	16,20	349,15	191,30

Tabela 12 – Simulações com combinação de FECM 2 e FERP (1,5, 2,5 e 3).

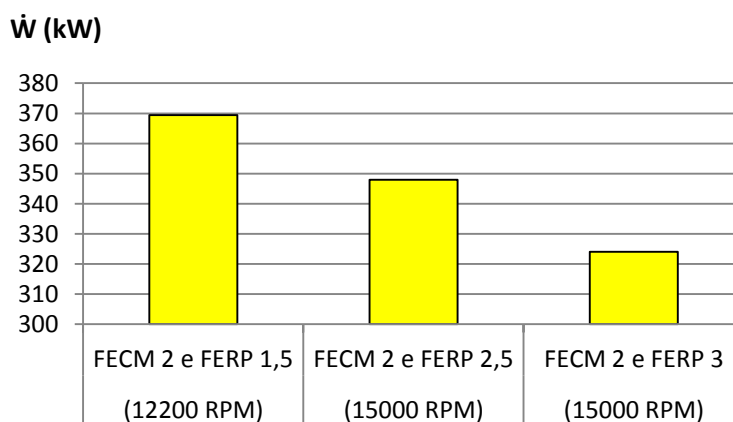


Figura 84 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12200 RPM e 15000 RPM.

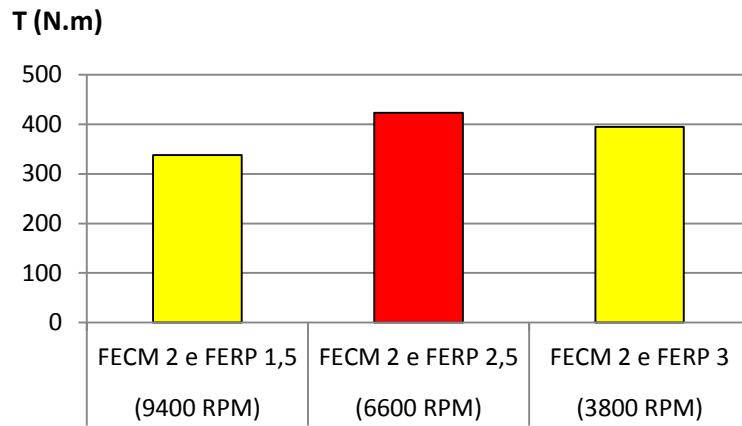


Figura 85 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 9400 RPM, 6600 RPM e 3800 RPM.

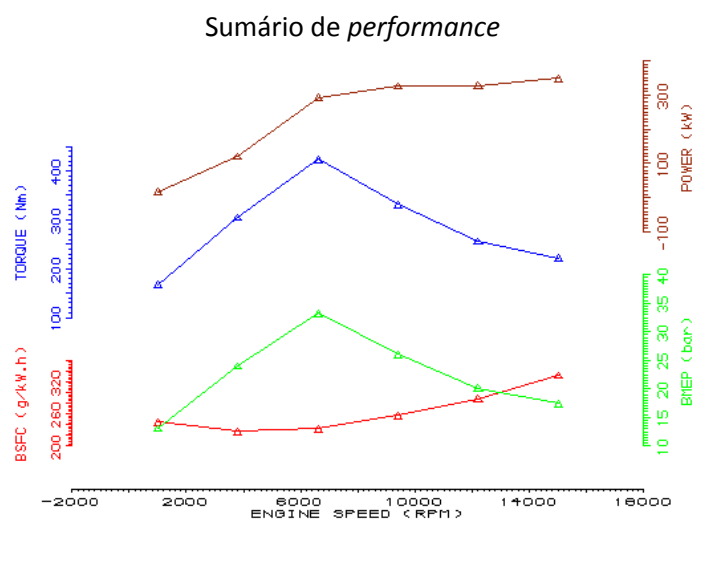


Figura 86 – Sumário de performance para simulação com valor mais alto de binário de todo o conjunto de simulações, FECM 2 e FERP 2,5.

Neste conjunto de três simulações, o valor de binário mais elevado é obtido na simulação de FECM 2 e FERP 2,5, com 423,31 N.m às 6600 RPM. É o valor superior de binário de todo o conjunto de testes do turbocompressor para o motor de 2014. A potência tem o seu valor mais elevado de 347,92 kW às 15000 RPM, portanto a uma velocidade de rotação bastante afastada da velocidade de binário máximo. Contudo, há o inconveniente de acontecer à velocidade de rotação máxima. O consumo específico às

6600 RPM é de 232,12 g/kWh, sendo o mais baixo deste conjunto de três simulações, para as 6600 RPM.

**7.3.6. - Fator de escala de caudal mássico 2,5 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 1,5 e 2**

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2,5 e FERP 1,5</b>					
1000	13,94	133,14	10,46	247,30	87,40
3800	69,00	173,39	13,62	236,10	108,70
6600	184,59	267,08	20,98	236,00	167,30
9400	295,96	300,67	23,61	246,70	196,90
12200	390,56	305,70	24,01	262,53	213,10
15000	411,51	261,98	20,58	297,45	206,90
<b>FECM 2,5 e FERP 2</b>					
1000	15,12	144,35	11,34	246,26	94,40
3800	85,02	213,66	16,78	232,49	131,90
6600	239,68	346,79	27,24	232,55	214,10
9400	343,92	349,38	27,44	247,01	229,10
12200	398,10	311,60	24,47	267,11	221,00
15000	386,62	246,13	19,33	309,11	202,00

Tabela 13 – Simulações com combinação de FECM 2,5 e FERP (1,5 e 2).

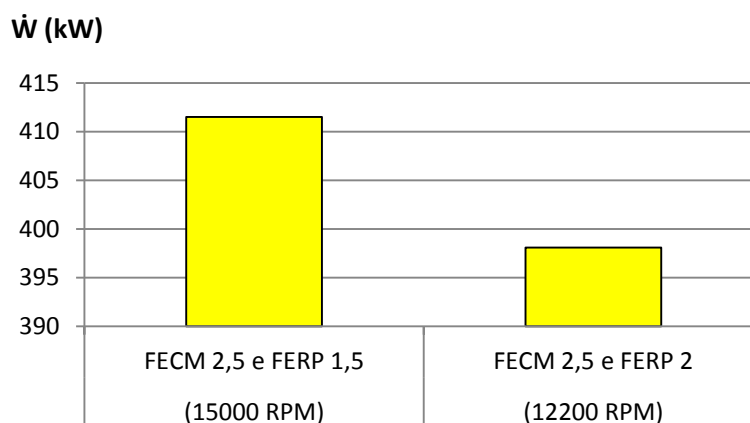


Figura 87 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 15000 RPM e 12200 RPM.

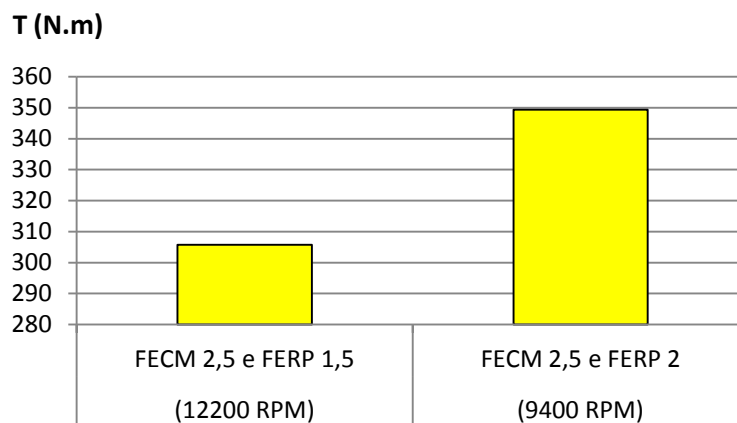


Figura 88 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 12200 RPM e 9400 RPM.

Neste conjunto de duas simulações o valor de binário mais elevado, 349,38 N.m, é atingido às 9400 RPM para a simulação de FECM 2,5 e FERP 2. A potência tem o seu valor mais elevado de 411,51 N.m às 15000 RPM para a simulação de FECM 2,5 e FERP 1,5. Novamente se verifica que é uma velocidade de rotação impossível para tal acontecer. É também nesta simulação que se atinge o valor de binário máximo às 12000 RPM, com 305,70 N.m. O consumo específico mais baixo acontece nas 6600 RPM com 232,55 g/kWh para a simulação de FECM 2,5 e FERP 2, embora para velocidades de rotação superiores o valor de consumo específico seja superior aqui. Nesta bateria de simulações o binário às 6600 RPM é de 349,38 N.m (FECM 2,5 e FERP 2), portanto baixo. Há, no entanto, aumento a partir desse regime, sem que seja absolutamente superior ao da simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 pelo que não é de considerar. Para a simulação de FECM 2,5 e FERP 3 o programa deu erro, daí não ser apresentada.

### 7.3.7 - Fator de escala de caudal mássico 3 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 1,5 e 2

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3 e FERP 1,5</b>					
1000	13,72	131,01	10,29	247,27	86,00
3800	65,62	164,90	12,95	237,16	103,80
6600	160,27	231,89	18,21	238,55	146,90
9400	254,81	258,86	20,33	249,09	171,20
12200	360,56	282,22	22,17	262,73	196,90
15000	416,80	265,34	20,84	293,15	206,60
<b>FECM 3 e FERP 2</b>					
1000	14,39	137,43	10,79	247,12	90,20
3800	77,80	195,52	15,36	234,23	121,60
6600	207,27	299,89	23,55	234,82	186,90
9400	320,10	325,18	25,54	246,77	213,00
12200	405,03	317,03	24,90	263,78	222,00
15000	432,04	275,05	21,60	298,03	217,60

Tabela 14 - Simulações com combinação de FECM 3 e FERP (1,5 e 2).

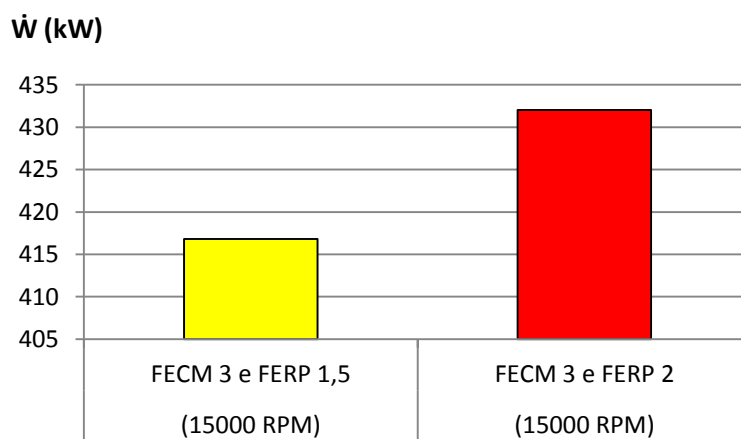


Figura 89 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 15000 RPM.

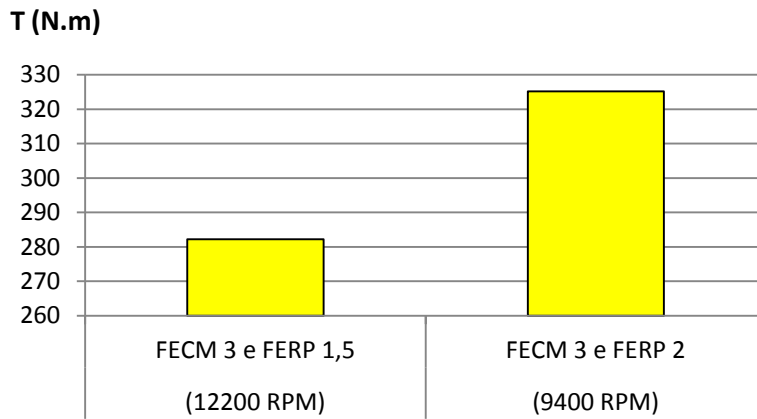


Figura 90 – Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 12200 RPM e 9400 RPM.

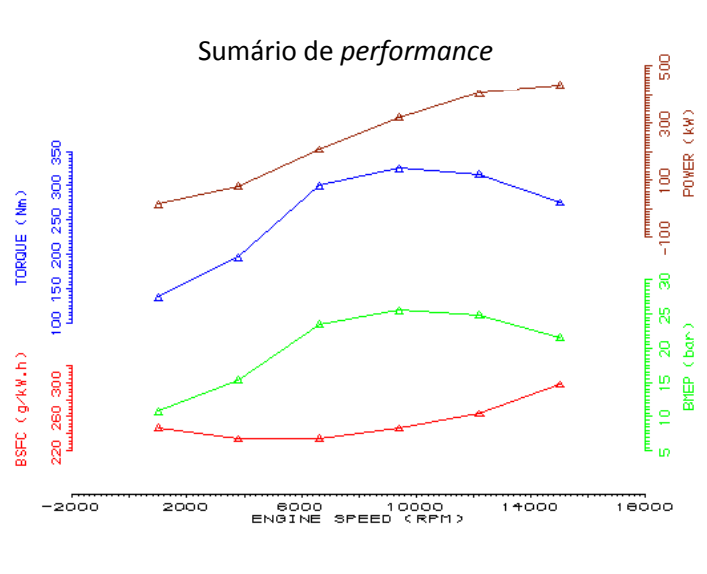


Figura 91 – Sumário de *performance* para simulação com valor mais elevado de potência de todo o conjunto de simulações, FECM 3 e FERP 2.

Neste conjunto de duas simulações o valor mais alto de binário, 325,18 N.m, é atingido na simulação de FECM 3 e FERP 2, às 9400 RPM. A potência mais elevada do conjunto de simulações do turbocompressor para o motor de 2014 é atingida nesta simulação, às 15000 RPM, com um valor de 432,04 kW. O consumo específico para as 6600 RPM é de 234,82 g/kWh. Nota-se que para FECM alto em relação a FERP baixo há valores de binário e potência baixos, sendo que aumentam progressivamente com o aumento da razão das pressões. Os valores de binário neste conjunto de simulações são

baixos, com um máximo de 325,18 N.m. Embora se atinja aqui o máximo de potência absoluto de 432,04 kW, tal reporta-se às 15000 RPM, o que é impossível. A esta velocidade de rotação o valor de binário é superior ao de todas as simulações anteriores, 275,05 N.m. Considerando a velocidade de rotação de 12200 RPM, é nesta simulação que se atinge o valor de binário máximo, com 317,03 N.m. Contudo, devido à potência ser o produto do binário pela velocidade angular de rotação, tal valor deve-se exatamente à alta velocidade rotacional do motor. Para a simulação de FECM 3 e FERP 2,5 o programa deu erro.

### **7.3.8 - Resumo e análise das simulações com valores de potência e binário superiores e consumo específico inferior, atinentes ao turbocompressor:**

Simulação de FECM 2 e FERP 2,5:

- **Binário – 423,41 N.m às 6600 RPM;**
- Potência – 347,92 kW às 15000 RPM;
- Consumo específico – 232,12 g/kWh às 6600 rpm e 332,40 g/kWh às 15000 RPM.

Simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5:

- Binário – 400 N.m às 6600 RPM;
- Potência – 376,29 kW às 12200 RPM;
- **Consumo específico – 231,68 g/kWh às 6600 rpm e 274,55 g/kWh às 15000 RPM.**

Simulação de FECM 3 e FERP 2:

- Binário – 325,18 N.m às 9400 RPM;
- **Potência – 432,04 kW às 15000 RPM;**
- Consumo específico – 246,77 g/kWh às 9400 RPM e 298,03 g/kWh às 15000 RPM.

**Nota:** A simulação de FECM 2 e FERP 2,5 e a simulação de FECM 3 e FERP 2, compreendem valores de potência máxima debitados à velocidade de rotação máxima. Estas simulações vão agora ser exploradas no sentido de se verificar se há valores de

potência superiores aos referidos a velocidades de rotação intermédias, nomeadamente entre as 12200 RPM e as 15000 RPM, para aferir da validade das mesmas.

Aparentemente, retira-se pela simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 e pela simulação de FECM 2 e FERP 2,5, que o regime de utilização do motor de Fórmula 1 para 2014 deverá ser a partir das 6600 RPM onde se atinge o binário máximo. Contudo, tal não se revela viável, pois o valor de binário máximo acontece a uma velocidade de rotação muito distante da velocidade onde a potência máxima é debitada. Particularmente, na simulação FECM 2,5 e FERP 2,5, apesar de se atingir o binário máximo às 6600 RPM, a potência máxima é obtida às 12200 RPM, o que é mais aceitável. Fazendo uma análise mais profunda, há a salientar o facto de na simulação de FECM 3 e FERP 2 o valor de binário máximo ser atingido às 9400 RPM o que também vai de encontro ao expectável (apesar da potência máxima ser nas 15000 RPM). Também para a mesma simulação, a partir das 9400 RPM, o valor de consumo específico é o mais baixo do conjunto.

Assim, há que analisar pormenorizadamente as três simulações com valores de potência e binário superiores e consumo específico inferiores, atinentes ao turbocompressor, que se encontram compiladas na Tabela 15.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2 e FERP 2,5</b>					
1000	17,49	167,06	13,12	244,3	108,4
3800	121,42	305,13	23,97	226,75	183,7
6600	292,57	423,31	33,25	232,12	260,8
9400	325,89	331,07	26	256,46	225,4
12200	327,48	256,33	20,13	288,1	196,2
15000	347,92	221,49	17,4	332,4	195,5
<b>FECM 2,5 e FERP 2,5</b>					
1000	15,78	150,65	11,83	246,05	98,4
3800	103,96	261,25	20,52	229,15	158,9
6600	277,03	400,83	31,48	231,68	246,5
9400	351,37	356,95	28,04	250,38	237,3
12200	376,29	294,53	23,13	274,55	214,8
15000	354,21	225,5	17,71	326,16	195,3
<b>FECM 3 e FERP 2</b>					
1000	14,39	137,43	10,79	247,12	90,2
3800	77,8	195,52	15,36	234,23	121,6
6600	207,27	299,89	23,55	234,82	186,9
9400	320,1	325,18	25,54	246,77	213
12200	405,03	317,03	24,9	263,78	222
15000	432,04	275,05	21,6	298,03	217,6

Tabela 15 – Simulação de FECM 2 e FERP 2,5, simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 e simulação de FECM 3 e FERP 2.

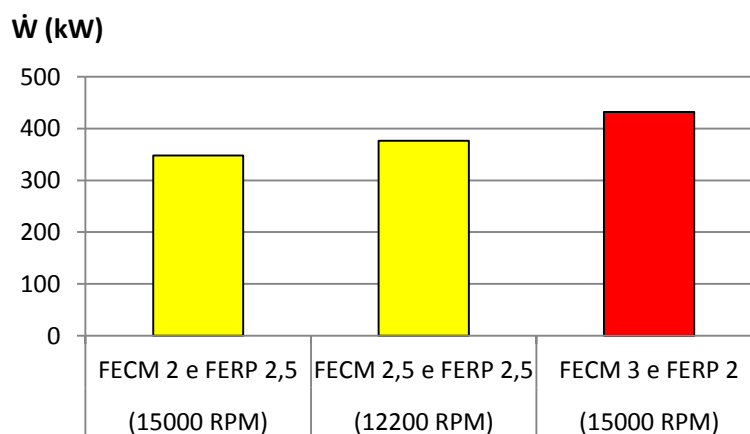


Figura 92 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 15000 RPM e 12200 RPM.

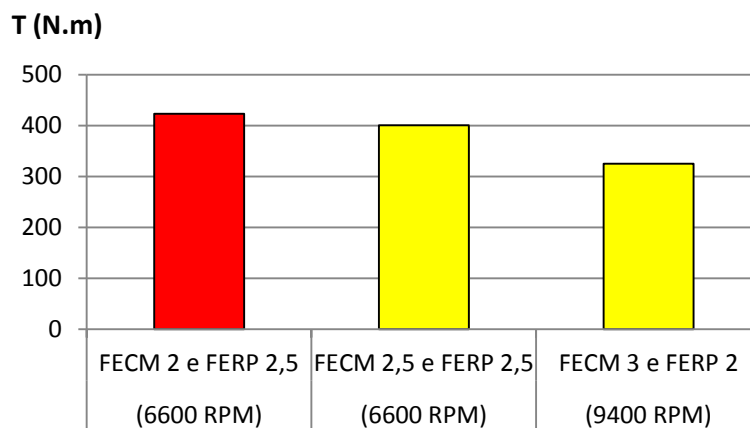


Figura 93 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM e 9400 RPM.

Para um motor de Fórmula 1 com uma velocidade de rotação máxima de 15000 RPM não é aceitável o seu valor de binário máximo ser atingido às 6600 RPM, portanto a menos de metade da sua velocidade de rotação máxima. Neste ponto, incluem-se as simulações de FECM 2,5 e FERP 2,5 e FECM 2 e FERP 2,5. No que concerne à simulação de FECM 2 e FERP 2,5 e à simulação de FECM 3 e FERP 2, há ainda a salientar negativamente o facto de a potência máxima ser atingida à velocidade de rotação máxima, o que não é aceitável também. No caso da simulação de FECM 3 e FERP 2, está-se perante um valor de binário máximo de 325,18 N.m às 9400 RPM, valor atingido a uma velocidade de rotação mais aproximada da velocidade de rotação máxima, o que é já mais plausível. Às 15000 RPM, nesta mesma simulação, é atingida a potência de 432,04 kW, valor muito bom para um motor com estas características, permanecendo apenas o inconveniente já descrito. Posto isto, há a referir que as três simulações em apreço não satisfazem os requisitos do motor de Fórmula 1. No entanto, a simulação de FECM 3 e FERP 2 é aquela que se aproxima mais do que é esperado, em virtude do seu binário ser atingido a uma velocidade de rotação aceitável e de o valor de potência ser aceitável também, pese embora tenha o inconveniente da velocidade de rotação a que é atingido.

Para aferir da validade do que foi exposto, há que explorar velocidades de rotação intermédias para as três simulações encontradas. A Tabela 16 compreende seis testes por simulação, nomeadamente nas 7000 RPM, 8600 RPM, 10200 RPM, 11800

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

RPM, 13400 RPM e 15000 RPM, portanto na faixa de utilização utilizável para este motor, segundo os resultados apurados anteriormente.

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2 e FERP 2,5</b>					
7000	302,98	413,31	32,46	235,5	258,4
8600	324,19	359,97	28,27	249,96	238,9
10200	331,5	310,35	24,38	262,61	216,4
11800	329,61	266,74	20,95	282,11	199,9
13400	358,55	255,51	20,07	299,02	203
15000	347,92	221,49	17,4	332,4	195,5
<b>FECM 2,5 e FERP 2,5</b>					
7000	295,97	403,75	31,71	234,04	250,9
8600	337,93	375,23	29,47	246,02	245,1
10200	368,63	345,11	27,11	254,79	233,5
11800	379,3	306,95	24,11	269,55	219,8
13400	372,93	265,76	20,87	290,94	205,4
15000	354,21	225,5	17,71	326,16	195,3
<b>FECM 3 e FERP 2</b>					
7000	226,1	308,44	24,23	236,22	193,4
8600	286,5	318,13	24,99	244,48	206,5
10200	352,95	330,43	25,95	249,81	219,1
11800	396,45	320,83	25,2	260,5	221,9
13400	423,13	301,54	23,68	276,38	221,4
15000	432,04	275,05	21,6	298,03	217,6

Tabela 16 – Simulação de FECM e FERP 2,5, simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5 e simulação de FECM 3 e FERP 2, com seis testes das 7000 RPM às 15000 RPM.

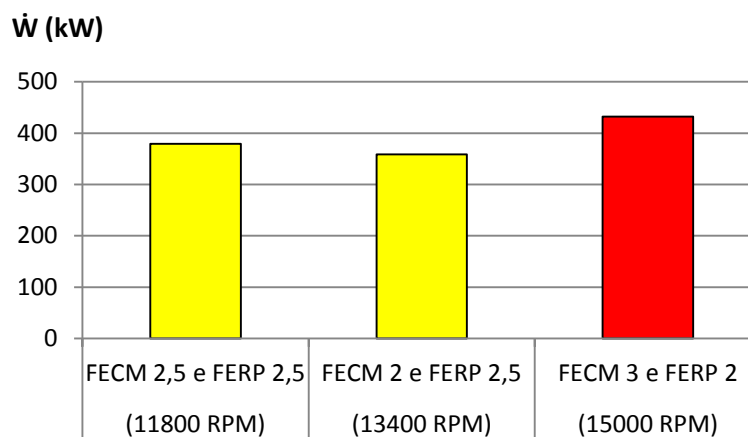


Figura 94 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 11800 RPM, 13400 RPM e 15000 RPM.

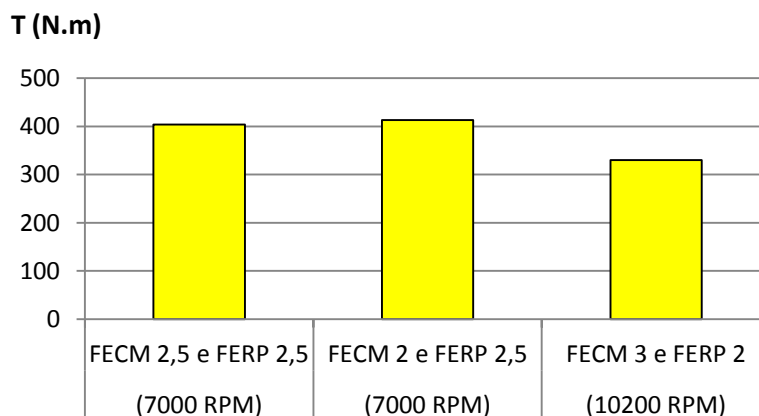


Figura 95 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 7000 RPM e 10200 RPM.

Para a simulação FECM 2 FERP 2,5 o ponto de binário máximo, tal como na simulação anterior, situa-se entre as 6600 RPM e as 7000 RPM. A potência máxima, no entanto, tem como velocidade de rotação as 13400 RPM. Constata-se assim que a potência máxima para esta simulação acontece numa velocidade de rotação mais aceitável, embora o binário máximo esteja ainda numa velocidade de rotação abaixo do esperado. Para a simulação FECM 2,5 e FERP 2,5 não há novas informações de importância a referir. Confirma-se que o ponto de binário máximo é entre as 6600 RPM e as 7000 RPM e que o ponto de potência máxima é muito próximo do anteriormente atingido, portanto é entre as 11800 e as 12200 RPM. Para a simulação FECM 3 e FERP 2 confirma-se a localização do ponto de binário máximo entre as 9400 RPM e as 10200

RPM, o que é muito positivo. No que concerne à potência, o ponto onde acontece o valor máximo continua a ser a velocidade de rotação de 15000 RPM. Das três simulações em estudo, aquela que mais se aproxima dos requisitos de um motor de Fórmula 1, é a simulação FECM 3 e FERP 2. Vai ser efetuada nova simulação para esta referência, desta vez com dez testes entre as 10000 RPM e as 15000 RPM, nomeadamente nas 10000 RPM, 10556 RPM, 11111 RPM, 11667 RPM, 12222 RPM, 12778 RPM, 13333 RPM, 13889 RPM, 14444 RPM e 15000 RPM, portanto entre os pontos de binário e potência máximos, no sentido de se verificar em pormenor o que se passa nesta faixa rotacional, conforme Tabela 17.

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3 e FERP 2</b>					
10000	343,60	328,11	25,77	248,89	216,80
10556	365,75	330,87	25,99	251,72	221,10
11111	383,03	329,19	25,86	254,97	222,90
11667	394,42	322,82	25,36	259,34	222,30
12222	405,72	317,00	24,90	263,95	222,10
12778	418,58	312,82	24,57	268,49	223,00
13333	422,67	302,72	23,78	275,39	221,50
13889	429,45	295,27	23,19	283,59	222,30
14444	434,53	287,28	22,56	290,81	221,80
15000	432,24	275,17	21,61	298,02	217,70

Tabela 17 – Simulação com FECM 3 e FERP 2 com dez testes entre as 10000 RPM e as 15000 RPM.

Nesta simulação verifica-se que o ponto de binário máximo é nas 10556 RPM, com 330,87 N.m. A potência tem o seu máximo de 434,53 kW às 14444 RPM, portanto a 556 RPM da velocidade de rotação máxima do motor. A diferença de velocidades de rotação entre os pontos de binário e potência referidos é de 3888 RPM. Tendo em conta que o motor Honda RA 168 E tem valor de binário máximo de 424 N.m às 10000 RPM e valor de potência máxima de 504 kW às 12500 RPM, reportando-se este motor a uma velocidade de rotação máxima de 13000 RPM, parecem ser os valores desta simulação bastante aceitáveis, para já. A faixa de utilização privilegiada do motor de Fórmula 1 para 2014, de acordo com estes resultados, poderá situar-se entre as 10000 RPM e as 14500 RPM, aproximadamente.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## **8 - Mapa de curvas de rendimento do compressor do motor de Fórmula 1 para 2014**

Neste capítulo vão ser analisados os mapas de curvas de rendimento do compressor atinentes às simulações tidas como melhores até ao presente ponto: simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5, simulação de FECM 2 e FERP 2,5 e simulação de FECM 3 e FERP 2. A razão de se analisarem os mapas das três simulações enunciadas é aferir através da análise dos mapas se a simulação de FECM 3 e FERP 2 é efetivamente a simulação que conduz aos melhores resultados.

### **8.1 - Relação entre fatores de escala do programa *Lotus Engine Simulation* e o mapa de curvas de rendimento do compressor**

As alterações dos fatores de escala de caudal mássico e razão de pressões no programa *Lotus Engine Simulation* relacionam-se com as características dimensionais do turbocompressor. Aumentando o FECM há expansão do mapa de curvas de rendimento do compressor para a direita. Da mesma forma, aumentando o FERP há expansão do mapa para cima. Abaixo, analisam-se dois mapas de curvas de rendimento do compressor provenientes do programa *Lotus Engine Simulation*, para FECM 1 e FERP 1 e para FECM 3 e FERP 3, no sentido de se explicar a análise que se faz aos mapas das três simulações enunciadas no capítulo anterior.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

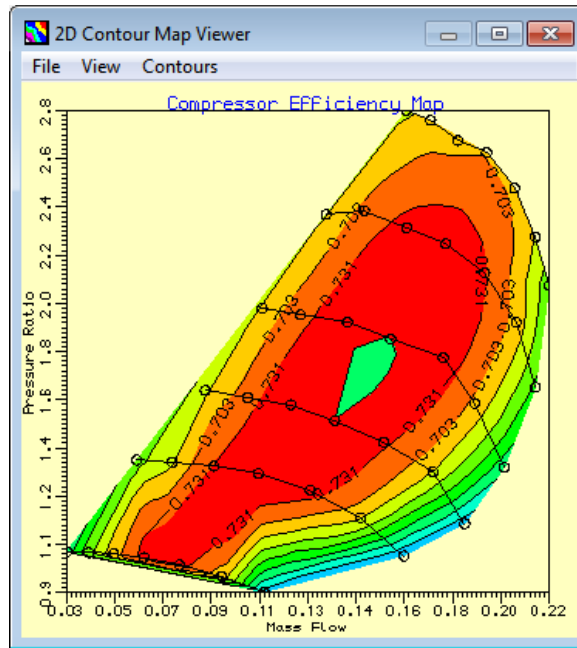


Figura 96 – Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 1 e FERP 1.

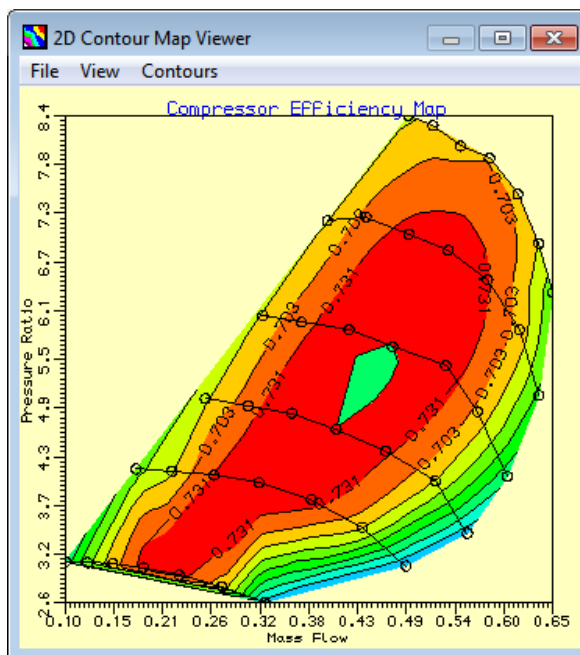


Figura 97 – Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3 e FERP 3.

Conforme se pode constatar pela análise dos mapas acima, além da diferença dos valores dos eixos das abcissas e das ordenadas, há também a notar a diferença na dimensão dos mapas. Constata-se que o primeiro mapa tem uma dimensão mais reduzida. Cruzando-o hipoteticamente no segundo, o primeiro estaria localizado no canto inferior esquerdo do segundo, comportando valores de caudal mássico e razão de

pressões tão baixos que o segundo mapa sem sequer compreende. Tendo em conta o exposto, nota-se claramente que o aumento dos fatores de escala tem como consequência o aumento dos valores comportáveis no mapa o que na prática quer dizer que se está perante um compressor de dimensões diferentes. No caso do segundo mapa, o compressor é maior.

Para a análise e discussão de resultados obtidos em experiências relativas ao compressor é conveniente analisar o seu mapa de curvas de rendimento. Para inferir da adequação de determinado compressor e respetivo mapa a um determinado motor é necessário calcular os dois fatores que compõem os eixos do mapa. O eixo das abcissas reporta-se ao caudal mássico e o eixo das ordenadas à razão das pressões. É fundamental calcular quer o valor de caudal mássico quer o valor de razão das pressões para uma determinada velocidade de rotação do motor, de maneira a poder cruzar-se os dois valores num ponto do mapa. Assim, é possível através da localização desse ponto, comentar o comportamento do compressor perante um dado tipo de motor.

## 8.2 - Razão de pressões e caudal mássico

### 8.2.1 - Razão das pressões:

Como já foi exposto, a razão das pressões a considerar no mapa é o quociente entre a pressão de saída do compressor ( $P_2$ ) e a pressão de entrada no mesmo ( $P_1$ ). No caso do motor em estudo é considerada a pressão absoluta de débito do compressor de 3,5 bar. Este valor foi escolhido em virtude de ser o mesmo valor utilizado pelo motor Honda RA 168 E em 1988, atendendo às grandes semelhanças construtivas dos dois motores em apreço. Tendo em conta que o valor de  $P_1$  é a pressão atmosférica de 1 bar, é necessário considerar valores de pressão absoluta para o cálculo da razão de pressões.

$$\frac{P_2}{P_1} = 3,5 \quad (3)$$

É importante referir que no programa *Lotus Engine Simulation* não há possibilidade de introdução do valor de pressão de saída do compressor. É através da alteração dos fatores de escala da tabela de parâmetros do compressor que se alteram as

dimensões e a graduação do mapa de curvas de rendimento do compressor. Aumentando o fator de escala, aumenta-se a possibilidade de o compressor trabalhar com valores de razão de pressões mais altas, de acordo com o mapa correspondente para a alteração efetuada. O mesmo de passa com o caudal mássico e com a velocidade de rotação do veio do rotor.

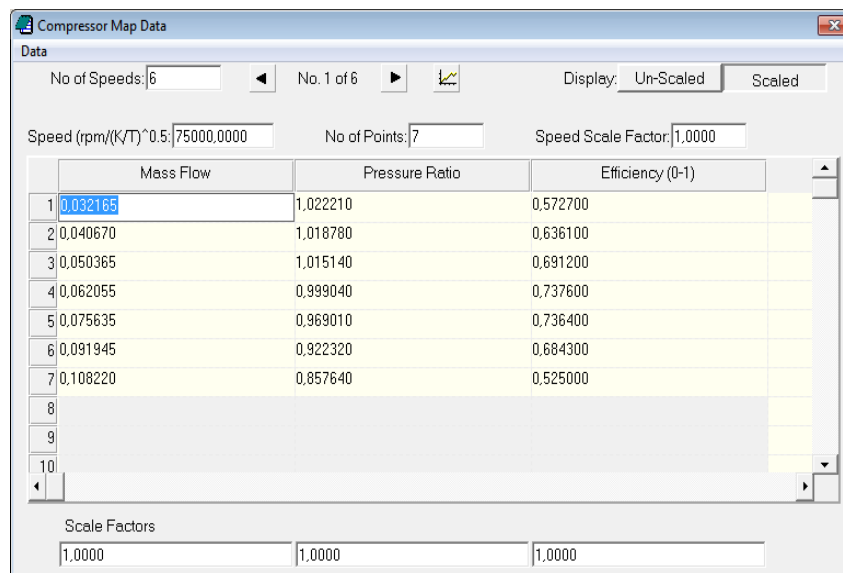


Figura 98 – Caixa de diálogo de dados do compressor.

### 8.2.2 - Caudal mássico:

O cálculo do caudal mássico de ar que atravessa o compressor e entra no motor para compressão isotérmica, é efetuado através da seguinte equação:

$$\dot{m}_c = \frac{\pi D^2}{4} L N_c \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \rho_{ar} \left( \frac{N}{60i} \right) \eta_{vol} \quad (4)$$

Onde,  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $L$  o curso do pistão,  $N_c$  o número do cilindros,  $\rho_{ar}$  a massa volúmica do ar,  $N$  o número de rotações por minuto,  $i$  o número de rotações por tempo de explosão para cada cilindro e  $\eta_{vol}$  o rendimento volumétrico.

Nesta análise foram usados os valores de velocidade de rotação para os pontos de binário e potência máximos. Os valores de diâmetro do cilindro, curso do êmbolo,

número de cilindros e velocidade de rotação máxima são os decorrentes das imposições da FIA para o motor em apreço. O valor de massa volúmica do ar assumido é o valor para as condições de temperatura 293,15 K e pressão atmosférica. No que concerne ao rendimento volumétrico, antes de se justificar a escolha de valores há a referir o seguinte: nos motores sobrealimentados por turbocompressor, os valores de rendimento volumétrico que entram no cálculo do caudal mássico para colocação em determinado mapa do compressor não são os valores efetivos de rendimento volumétrico que correspondem à totalidade da massa de gás que entra para o cilindro após compressão<sup>4</sup>. Os valores concretos são aqueles que decorrem da admissão em situação de aspiração normal tendo em conta alguns fatores tais como: a morfologia das condutas de admissão, a morfologia das válvulas de admissão e a restrição do filtro de ar e da borboleta de admissão, principalmente.

Foi assumido o valor rendimento volumétrico de 95% para o ponto de binário máximo e 80% para o ponto de potência máxima. A razão de se escolherem estes valores de rendimento é a seguinte: de acordo com Giacosa (1970) o rendimento volumétrico dos motores de combustão interna situa-se entre 70% e 85%. No entanto, estes valores são próprios de motores com duas válvulas por cilindro. Segundo Garrett (2013), os motores com quatro válvulas por cilindro podem atingir valores de rendimento volumétrico entre os 95% e os 99%. O valor de rendimento volumétrico máximo coincide com o ponto de pressão média efetiva máxima e conseqüentemente de binário máximo, havendo tendência a ser inferior nas restantes velocidades de rotação. No entanto, nos motores multiválvulas, é comum os valores de rendimento volumétrico superiores se manterem numa faixa de rotação menos abrangente. Segundo o exposto, o valor de rendimento volumétrico escolhido para o ponto de binário máximo do motor em estudo (95%), enquadra-se. A potência, por seu lado, tem um valor que pode ser considerado desadequado, agravado pelo facto de se estar perante um motor de Fórmula 1, motor esse extremamente apurado em termos de passagem de caudal pelo sistema de admissão. No entanto, há a salientar que se se utilizassem valores de rendimento volumétrico superiores aos 80% para o ponto de potência máxima, a localização dos pontos de cruzamento do caudal mássico com a razão de pressões nos mapas de curvas de rendimento dos compressores em estudo, não seria no interior dos mesmos. Esta

---

<sup>4</sup> Após a saída do compressor os valores de rendimento volumétrico são normalmente superiores a 100%. É esse o objetivo da sobrealimentação.

particularidade acontece inclusivamente no mapa correspondente às melhores simulações encontradas. A localização do ponto de potência máxima para um rendimento volumétrico de por exemplo 90%, faz-se para lá da linha de sufoco ou engasgamento.

Por fim, há a introduzir o valor de razão de pressões na equação para cálculo do caudal mássico que segundo o exposto acima é de 3,5. Ainda no que concerne à possibilidade de se introduzirem valores de rendimento volumétrico superiores aos 80% para o ponto de potência máxima, e considerando o assunto razão de pressões, tem-se que: se se assumir um valor de razão de pressões inferior a 3,5, a localização dos pontos no mapa de curvas de rendimento do compressor para um rendimento volumétrico superior a 80% pode já enquadrar-se no interior do mesmo, atendendo à diminuição do fator razão de pressões na Equação (4). No entanto, o valor de pressão relativa debitada pelo compressor não será igual a 2,5, não sendo assim possível, ou pelo menos adequado, fazer a comparação com o motor Honda RA 168 E. Pelo exposto, optou-se assumir o valor de razão de pressões igual ao do motor Honda, para se poder efetuar as devidas comparações de forma coerente.

- Diâmetro ( $D$ ) = 80 mm;
- Curso do pistão ( $L$ ) = 53,05 mm;
- Número de cilindros ( $N_c$ ) = 6;
- Pressão de saída / pressão de entrada ( $P_2/P_1$ ) = 3,5;
- Massa volúmica do ar ( $\rho_{ar}$ ) = 1,204 kg/m<sup>3</sup>;
- Número de rotações por minuto ( $N$ ) = 6600 RPM, 7000 RPM, 10556 RPM, 11800 RPM, 13400 RPM e 14444 RPM;
- Número de rotações por tempo de explosão para cada cilindro ( $i$ ) = 2;
- Rendimento volumétrico ( $\eta_v$ ) = 0,8 para o ponto de potência máxima e 0,95 para o ponto de binário máximo.

### 8.3 - Análise dos mapas de curvas de rendimento do compressor

#### 8.3.1 - Simulação de FECM 2 e FERP 2,5

Caudal mássico para o ponto de binário máximo nas 6600 RPM (este valor reporta-se à Tabela 15 onde foi atingido o valor superior) com rendimento volumétrico de 0,95:

$$\dot{m}_c = 0,35 \text{ kg/s} \quad (5)$$

Caudal mássico para o ponto de potência máxima nas 13400 RPM com rendimento volumétrico de 0,8:

$$\dot{m}_c = 0,60 \text{ kg/s} \quad (6)$$

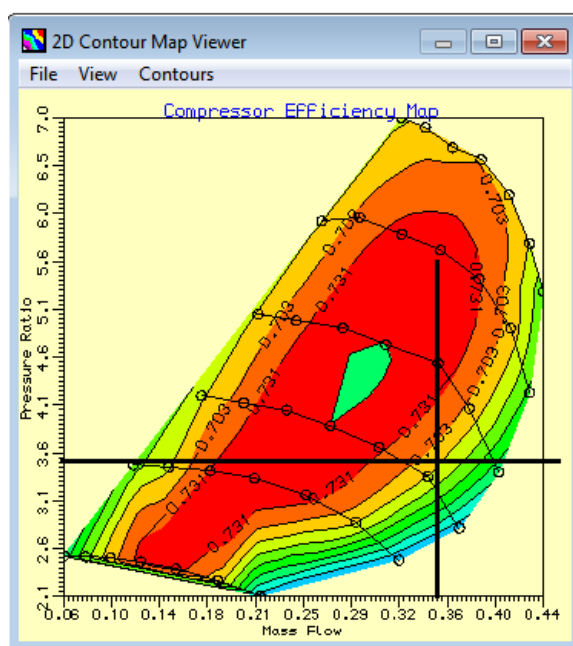


Figura 99 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 2 e FERP 2,5.

Verifica-se que para o mapa de curvas de rendimento do compressor com FECM 2 e FERP 2,5 apenas é compreendido o ponto correspondente ao binário máximo, às 6600 RPM. O ponto correspondente à potência máxima, às 13400 RPM, encontra-se fora do mapa. Este compressor, segundo a análise do seu mapa, não é aceitável. Revela-se pequeno para as necessidades de caudal de gás do motor.

### 8.3.2 - Simulação de FECM 2,5 e FERP 2,5

Caudal mássico para o ponto de binário máximo nas 7000 RPM com rendimento volumétrico de 0,95:

$$\dot{m}_c = 0,37 \text{ kg/s} \quad (7)$$

Caudal mássico para o ponto de potência máxima nas 11800 RPM com rendimento volumétrico de 0,8:

$$\dot{m}_c = 0,53 \text{ kg/s} \quad (8)$$

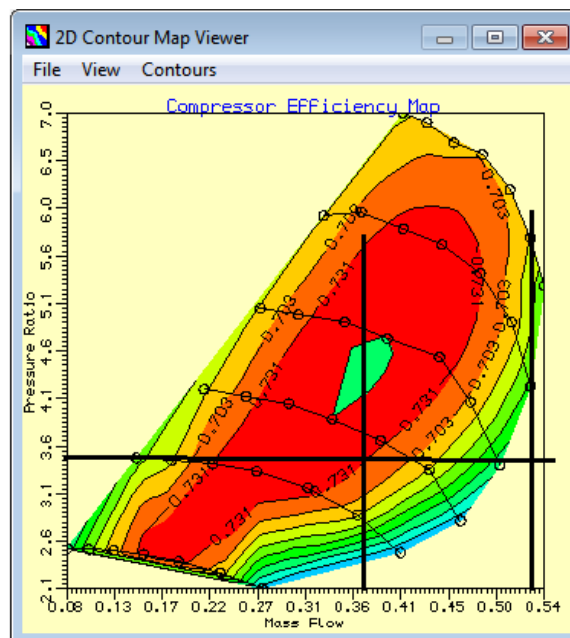


Figura 100 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 2,5 e FERP 2,5.

Verifica-se que para o mapa de curvas de rendimento do compressor com FECM 2,5 e FERP 2,5 apenas é compreendido o ponto correspondente ao binário máximo nas 7000 RPM. O ponto correspondente à potência máxima, às 11800 RPM, encontra-se fora do mapa, para lá da linha de sufoco ou engasgamento. Este compressor, pela análise do seu mapa, não é aceitável.

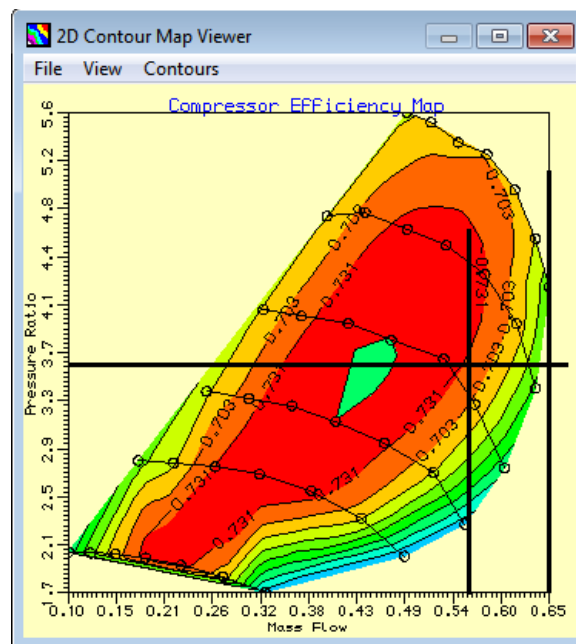
### 8.3.3 - Simulação de FECM 3 e FERP 2

Caudal mássico para o ponto de binário máximo nas 10556 RPM com rendimento volumétrico de 0,95:

$$\dot{m}_c = 0,56 \text{ kg/s} \quad (9)$$

Caudal mássico para o ponto de potência máxima nas 14444 RPM com rendimento volumétrico de 0,8:

$$\dot{m}_c = 0,65 \text{ kg/s} \quad (10)$$



Assim, os pontos de cruzamento das linhas correspondentes às velocidades de rotação próximas da velocidade limite, deverão situar-se já no interior do mapa e numa posição central, em relação ao eixo das ordenadas.

### 8.3.4 - Simulação FECM 3,3 e FERP 2

A simulação de FECM 3,3 e FERP 2 compreende dez testes entre as velocidades de rotação de 10000 RPM e 15000 RPM, Tabela 18.

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3,3 e FERP 2</b>					
10000	322,64	308,10	24,20	249,89	204,40
10556	345,82	312,84	24,57	252,48	209,70
11111	367,30	315,68	24,79	255,32	214,00
11667	380,69	311,59	24,47	259,50	214,70
12222	395,58	309,07	24,28	263,75	216,40
12778	410,59	306,85	24,10	268,11	218,50
13333	417,04	298,69	23,46	275,05	218,20
13889	429,37	295,21	23,19	282,46	221,40
14444	439,93	290,85	22,84	288,63	222,90
15000	438,37	279,08	21,92	295,72	219,10

Tabela 18 – Simulação de FECM 3,3 e FERP 2 com dez testes entre as 10000 RPM e as 15000 RPM.

No que concerne à comparação dos resultados em tabela entre a presente simulação e a simulação de FECM 3 e FERP 2, nota-se que aqui o binário máximo de 315,68 N.m é atingido às 11111 RPM, face aos 330,87 N.m às 10556 RPM da simulação anterior. Houve, portanto, diminuição de binário e ligeiro aumento da velocidade de rotação a que tal acontece. A potência, por sua vez, sofreu um aumento de 434,53 N.m para os 439,93 N.m, na mesma velocidade de rotação, 14444 RPM. O consumo específico sofreu ligeiro aumento no ponto de binário máximo e ligeira diminuição no ponto de potência máxima. São portanto dois resultados bastante semelhantes e aceitáveis. Neste novo cenário o ponto de binário máximo é nas 11111 RPM, pelo que para se efetuar análise do mapa de curvas de rendimento do compressor respetivo, é necessário calcular o caudal mássico relativamente a esse novo ponto: 0,59

kg/s. Para o ponto de potência máxima (14444 RPM) o valor de caudal mássico é o mesmo do calculado para a simulação FECM 3 e FERP 2: 0,65 kg/s.

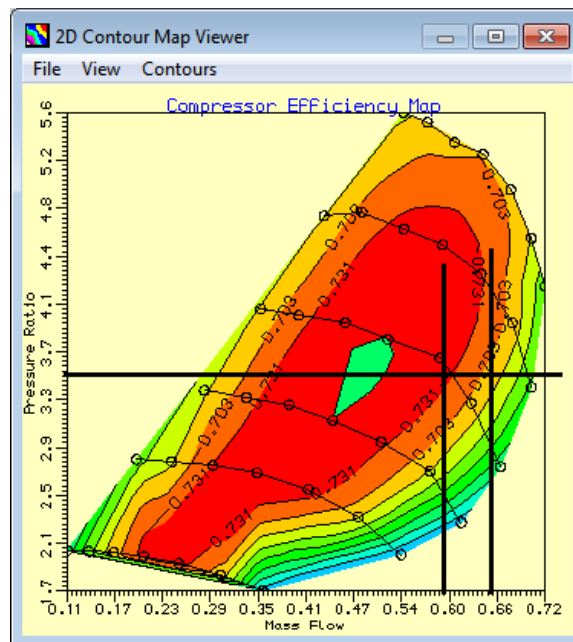


Figura 102 – Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3,3 e FERP 2.

Para o mapa de curvas de rendimento do compressor em apreço, os pontos em referência estão localizados dentro do mapa e em locais considerados aceitáveis. O ponto correspondente ao binário máximo nas 11111 RPM (0,59 kg/s de caudal mássico) encontra-se no interior da ilha de rendimento de 73,1%, o que é ótimo. O ponto correspondente à potência máxima nas 14444 RPM encontra-se nas duas ilhas subsequentes, aproximadamente nos 70,3%, o que é muito bom. Este ponto encontra-se ainda bastante afastado da linha de sufoco ou engasgamento, o que permite afirmar que o compressor, na faixa de rotação privilegiada do motor, entre as 11111 RPM e as 14444 RPM, opera muito próximo das suas capacidades máximas e em condições de segurança. De realçar também que há uma grande margem de manobra para a esquerda do ponto de binário máximo até à linha de sobrecarga, o que permite afirmar que o compressor pode operar perfeitamente em velocidades de rotação inferiores às 11111 RPM, permitindo assim que a pressão máxima debitada pelo compressor, seja atingida antes da velocidade de rotação de binário máximo. Pode confirmar-se inclusivamente a velocidade de rotação do motor em que este compressor pode começar a debitar a

pressão máxima sem haver possibilidade de tocar a linha de sobrecarga do mapa, nomeadamente as 7000 RPM, compreendendo um caudal mássico de 0,31 kg/s<sup>5</sup>:

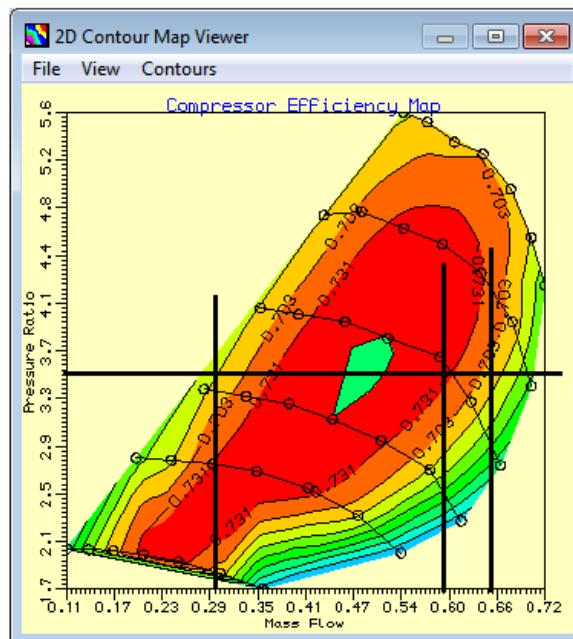


Figura 103 - Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3,3 e FERP 2.

Nas 7000 RPM e considerando o mapa, o compressor com estas características pode operar com uma razão de pressões de 3,5, ou seja disponibilizar 2,5 bar de sobrepressão logo nas 7000 RPM sem correr o risco de operar na linha de sobrecarga.

### 8.3.5 - Confirmação de resultados

Após o exposto, há ainda um cenário pertinente a explorar: A situação ideal decorrente da análise do mapa de curvas de rendimento do compressor seria o ponto de binário máximo coincidir com a ilha central de máximo rendimento. Para isso foi efetuada nova simulação no intuito de se expandir o mapa ligeiramente para a direita (aumento de caudal mássico). Foi efetuada simulação para FECM 3,5 e FERP 2, Tabela 19.

<sup>5</sup> Considerando o valor rendimento volumétrico de 80% para as 7000 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3,5 e FERP 2</b>					
10000	310,82	296,82	23,31	250,54	197,40
10556	334,31	302,42	23,75	253,01	203,10
11111	356,64	306,51	24,07	255,75	208,20
11667	371,44	304,02	23,88	259,84	209,80
12222	390,03	304,74	23,94	263,63	213,30
12778	404,26	302,11	23,73	268,14	215,10
13333	412,17	295,20	23,19	275,06	215,70
13889	427,34	293,81	23,08	282,00	220,00
14444	438,30	289,77	22,76	288,09	221,60
15000	438,62	279,23	21,93	295,03	218,80

Tabela 19 – Simulação de FECM 3,5 e FERP 2.

Analisando os resultados na Tabela 19, após realização de simulação, verifica-se que para um compressor com estas características, há diminuição dos valores de binário e potência máximos. Além disso, a potência máxima é debitada nas 15000 RPM, o que não é aceitável. Perante esta simulação que se verifica não ser aceitável, revela-se inútil efetuar-se o cálculo de caudal mássico para os pontos de binário e potência máximos. De referir por fim que a simulação de FECM 3 e FERP 3 deu erro. Analisando o mapa de curvas de rendimento do compressor com estas características, percebe-se porquê:

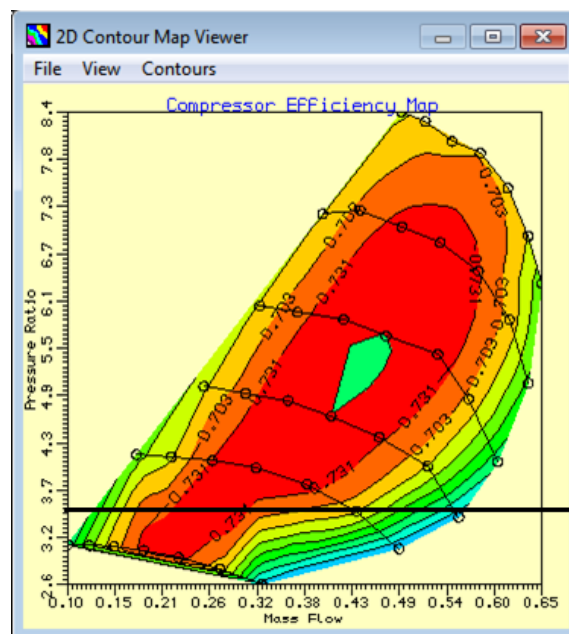


Figura 104 – Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3 e FERP 3.

Para uma razão de pressões de 3,5 todos os pontos a marcar no mapa situam-se numa área inferior do mesmo. Os pontos de binário e potência máximos a situar no canto inferior direito, neste mapa, em caso de serem marcados, não teriam lugar no seu interior. Fazendo analogia com as simulações anteriores, o ponto de binário máximo nas 10556 RPM com valor de caudal mássico de 0,56 kg/s não seria compreendido no presente mapa. Esta é, provavelmente, a razão pela qual o programa não consegue efetuar a simulação com os fatores de escala referidos.

#### **8.4 - Velocidade de rotação do rotor do compressor**

O mapa de curvas de rendimento do compressor não se altera com a modificação do fator de escala da velocidade do rotor. As linhas de velocidade de rotação do compressor, da mesma forma, não sofrem alterações. Há apenas alteração das velocidades de rotação correspondentes a cada linha, o que na prática, pode traduzir-se em pequenas alterações dos resultados em tabela. Para o mapa da Figura 102, as seis velocidades de rotação do compressor correspondentes às seis linhas no mapa para FEVR 1 que é o valor das condições base, são: 75000 RPM, 105000 RPM, 12000 RPM, 135000 RPM, 15000 RPM e 165000 RPM. Para um valor de caudal mássico constante (linha de velocidade de rotação vertical), uma velocidade de rotação superior do rotor significa aumento de razão de pressões. Da mesma forma, para um valor de razão de pressões contante (linha horizontal no mapa), uma velocidade de rotação superior do rotor significa mais caudal mássico. No entanto, a velocidade de rotação do rotor tem limitações, nomeadamente aquando da aproximação à velocidade do som, por parte dos gases em redor das pás do rotor. Neste cenário, independentemente do aumento de velocidade de rotação, não há aumento significativo de caudal mássico, e é aqui que se dá a aproximação à linha de sufoco ou engasgamento do mapa de curvas de rendimento do compressor. Esta linha impõe o limite de caudal mássico em circulação no compressor, independentemente do aumento da razão de pressões. Para aumentar a possibilidade de admissão de caudal mássico nesta situação, há que recorrer a um aumento do diâmetro do rotor do compressor, com consequente expansão do mapa de curvas de rendimento para a direita. Normalmente, os rotores de dimensões superiores têm velocidades de rotação inferiores em virtude de conseguirem movimentar mais

caudal mássico. Importa ainda referir que abaixo de determinada velocidade de rotação do rotor não há compressão significativa do ar, pelo que é necessário que a turbina esteja devidamente projetada para manter o rotor do compressor nas velocidades de rotação correspondentes ao seu rendimento máximo.

Para o motor em estudo e considerando o mapa de curvas de rendimento do compressor patente na Figura 102, constata-se que os pontos de binário e potência máximos encontram-se próximos da quarta linha de velocidade de rotação do rotor do compressor. A velocidade de rotação do rotor atinente a determinado mapa do programa *Lotus Engine Simulation*, pode ser visualizada clicando na caixa de diálogo dos dados do compressor, em *No. of Speeds*, conforme se vê na Figura 105. Aí, clicando na seta superior que tem a direção direita, seleciona-se a linha correspondente à velocidade pretendida, neste caso a quarta velocidade das seis disponíveis. Ainda pela análise da Figura 105, selecionando a quarta linha correspondente à velocidade de funcionamento do compressor, constata-se que o rotor, nessa linha, tem uma velocidade de rotação de 135000 RPM. Ao ponto de binário máximo do mapa da Figura 102, ponto que se encontra ligeiramente abaixo da quarta linha, corresponde uma velocidade de rotação do rotor muito próxima do valor referido. Já ao ponto de potência máxima ao se encontrar entre a quarta e quinta linhas, corresponde uma velocidade de rotação algures entre as 135000 RPM e as 150000 RPM. Perante o exposto, retira-se que a localização dos pontos de binário e potência máximos é aceitável tendo em conta o limite de velocidade de rotação do rotor, que na sexta linha é de 165000 RPM.

	Mass Flow	Pressure Ratio	Efficiency (0-1)
1	0.354932	4.016180	0.678700
2	0.403210	3.962000	0.719700
3	0.462924	3.901940	0.751500
4	0.518017	3.764040	0.759600
5	0.584661	3.613260	0.746300
6	0.624509	3.246740	0.696200
7	0.662161	2.727340	0.569400
8			
9			
10			

Figura 105 – Caixa de diálogo de dados do compressor.

Importa agora explorar o fator de escala da velocidade de rotação do rotor para se inferir dos resultados inerentes. Tendo em consideração a simulação do compressor com melhores resultados, FECM 3,3 e FERP 2, efetuaram-se quatro simulações alterando o FEVR do rotor para 2; 1,5; 0,7 e 0,5, conforme Tabelas 21/A e 21/B. As velocidades de rotação respetivas são as constantes na Tabela 20.

FEVR 2 (RPM)					
150000	210000	240000	270000	300000	330000
FEVR 1,5 (RPM)					
112500	157500	180000	202500	225000	247500
FEVR 0,7 (RPM)					
52500	73500	84000	94500	105000	115500
FEVR 0,5 (RPM)					
37500	52500	60000	67500	75000	82500

Tabela 20 – Velocidades de rotação do rotor para vários FEVR (2, 1,5, 0,7 e 0,5).

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R.Vol. (%)
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 2</b>					
10000	303,77	290,08	22,78	252,25	194,30
10556	324,89	293,91	23,08	254,99	199,00
11111	345,48	296,92	23,32	258,13	203,50
11667	357,09	292,27	22,96	262,57	203,80
12222	372,72	291,21	22,87	266,82	206,30
12778	383,94	286,93	22,54	271,95	207,30
13333	390,10	279,39	21,94	279,23	207,20
13889	402,42	276,68	21,73	286,81	210,70
14444	411,16	271,83	21,35	293,53	211,80
15000	408,35	259,97	20,42	301,82	208,40

Tabela 21/A – Simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 2.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R.Vol. (%)
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 1,5</b>					
10000	311,88	297,82	23,39	251,16	198,60
10556	334,75	302,83	23,78	253,70	204,00
11111	355,99	305,96	24,03	256,65	208,50
11667	368,38	301,52	23,68	260,95	208,90
12222	383,65	299,75	23,54	265,21	211,10
12778	396,70	296,46	23,28	269,95	212,50
13333	403,04	288,66	22,67	277,10	212,50
13889	415,37	285,58	22,43	284,57	215,80
14444	425,35	281,21	22,09	290,94	217,20
15000	423,66	269,71	21,18	298,56	213,80
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,7</b>					
10000	327,78	313,01	24,58	249,36	207,20
10556	351,01	317,53	24,94	251,98	212,40
11111	372,52	320,16	25,15	254,76	216,60
11667	386,34	316,21	24,84	258,87	217,40
12222	401,00	313,31	24,61	263,10	218,90
12778	416,55	311,29	24,45	267,30	220,90
13333	422,60	302,67	23,77	274,10	220,40
13889	434,77	298,92	23,48	281,40	223,30
14444	445,22	294,35	23,12	287,53	224,70
15000	443,75	282,50	22,19	294,40	220,80
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5</b>					
10000	329,89	315,02	24,74	249,12	208,30
10556	353,08	319,41	25,09	251,73	213,50
11111	374,46	321,83	25,28	254,47	217,40
11667	388,04	317,61	24,95	258,53	218,10
12222	402,54	314,51	24,70	262,73	219,40
12778	418,23	312,55	24,55	266,88	221,50
13333	424,58	304,09	23,88	273,62	221,00
13889	437,10	300,53	23,60	280,87	224,10
14444	447,72	296,00	23,25	287,01	225,50
15000	446,97	284,55	22,35	293,77	221,90

Tabela 21/B – Simulações com combinação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR (1,5, 0,7 e 0,5).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

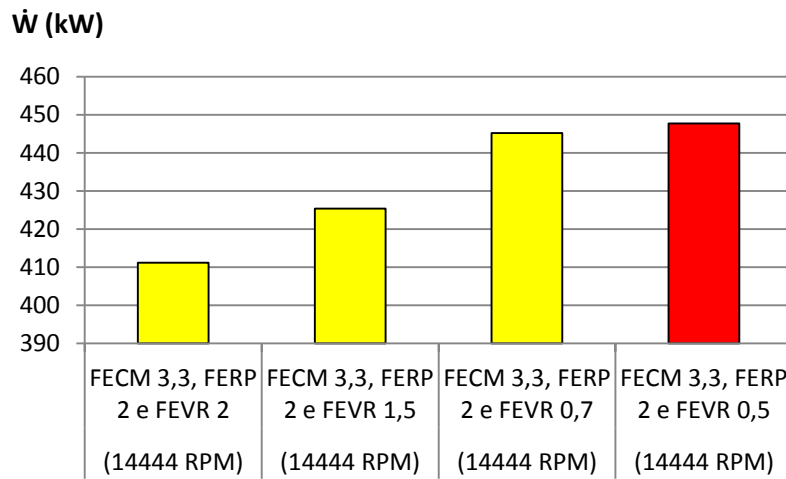


Figura 106 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 14444 RPM.

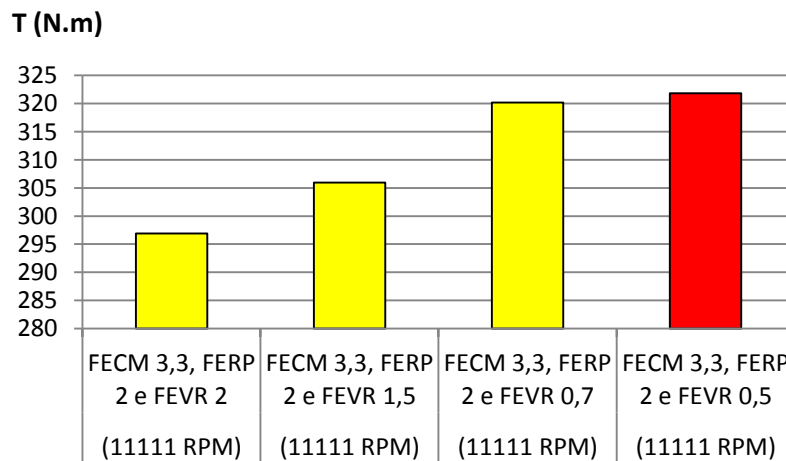


Figura 107 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11111 RPM.

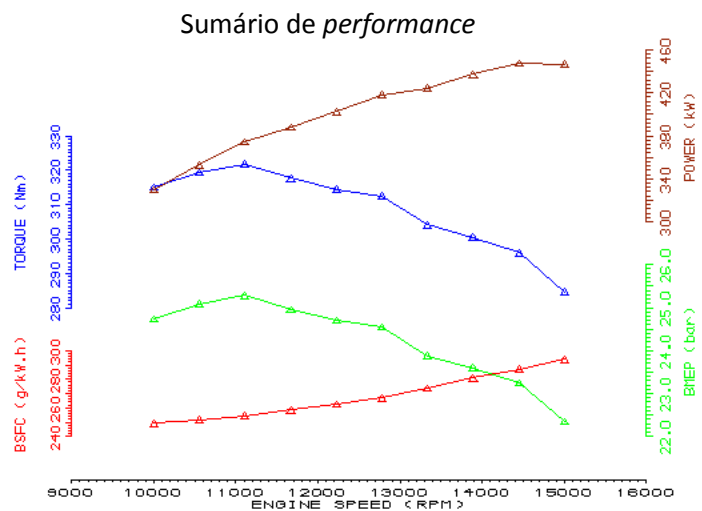


Figura 108 – Sumário de *performance* para a simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5.

Nota-se que a diminuição do FEVR para valores inferiores ao de base, o que corresponde a diminuição da velocidade de rotação do rotor em relação à referência base também, implica aumento de binário e potência e diminuição de consumo específico. O aumento do FEVR em relação à base de referência leva a diminuição do binário e potência e aumento de consumo. No entanto, as alterações de resultados são diminutas. A simulação que apresenta melhores resultados é a simulação de FEVR de 0,5, compreendendo um aumento de binário, de 315,68 N.m para 321,83 N.m, nas mesmas 11111 RPM. A potência aumentou de 439,93 kW para 447,72 kW, para as 14444 RPM. De referir ainda que para valores de FEVR abaixo de 0,5 o programa deu erro. O aumento da potência e binário para velocidades de rotação do rotor inferiores ao valor de base pode ser explicado (em hipótese) pelo seguinte: para FEVR 1 o caudal de gás circula pelo compressor a uma velocidade mais alta do que para FEVR 0,5, em virtude de as velocidades de rotação do rotor serem diferentes. No primeiro caso está-se perante 135000 RPM e no segundo 67500 RPM, velocidades estas para a quarta linha do mapa de curvas de rendimento do compressor. No primeiro caso, o número de Mach da velocidade dos gases é superior ao do segundo caso. Segundo Lumley (1999), quando o número de Mach da velocidade de determinado gás é igual a 1, o caudal está engasgado. A diminuição da velocidade de rotação do rotor que no caso em apreço é das 135000 RPM (FEVR 1) para as 67500 RPM (FEVR 0,5), portanto para metade, pode

traduzir-se nessa diminuição do número de Mach da velocidade dos gases, aumentando ligeiramente o rendimento volumétrico. É importante relembrar que a alteração do fator de escala da velocidade de rotação do rotor não altera o mapa de curvas de rendimento do compressor. As alterações no mapa reportam-se sempre ao caudal mássico e à razão de pressões. As seis curvas de velocidade mantêm-se nas mesmas posições, independentemente das alterações dos fatores de escala, o que vem corroborar o facto de que no programa *Lotus Engine Simulation* a alteração do FEVR não implica alterações significativas de caudal mássico para alimentar o motor. O aumento significativo de caudal mássico e de razão de pressões deve-se às dimensões do rotor, nomeadamente o seu diâmetro e o fator de ajustamento do rotor que são os elementos que implicam diretamente com os eixo das abcissas e das ordenadas.

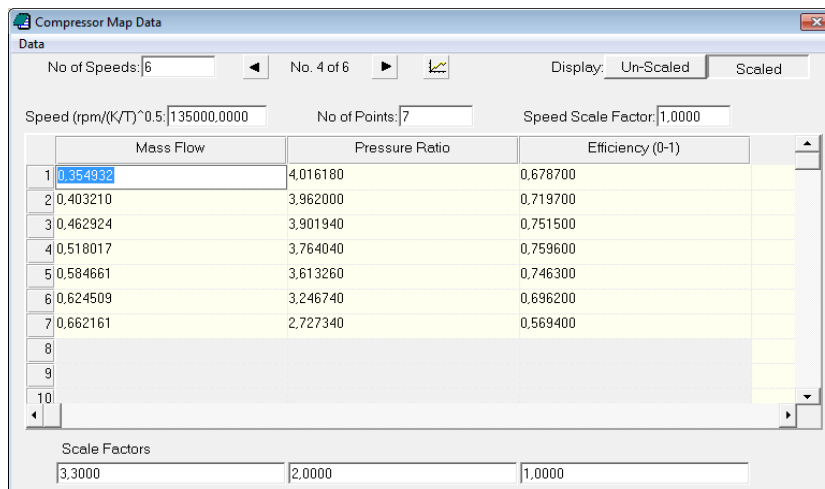


Figura 109 – Caixa de diálogo de dados do compressor.

De referir por último neste subcapítulo que de acordo com a caixa de diálogo de dados do compressor presente na Figura 109, é possível ainda alterar um outro fator de escala: o fator de escala das curvas de rendimento do mapa.

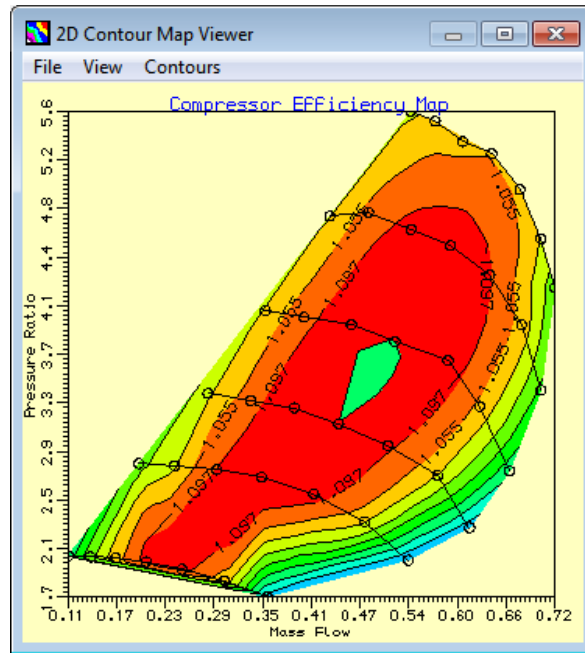


Figura 110 – Mapa de curvas de rendimento do compressor para FECM 3,3, FERP 2, FEVR 0,5 e fator de escala de rendimento de 1,5.

De acordo com a Figura 110, constata-se que com a alteração do fator de escala de rendimento não há também alteração física do mapa, tal como acontece com FEVR. Há apenas alteração dos valores de rendimento de cada curva. O valor para a ilha de rendimento central, com a alteração do fator de escala de rendimento para 1,5, é de 109%, face aos 73% com que se tem trabalhado até agora. Posto isto, não será efetuada alteração ao fator de escala de rendimento, assumindo-se o máximo de 73,1% que é o valor comum para a maioria dos turbocompressores correntes. A corroborar esta escolha está o facto de que no capítulo seguinte, ao serem efetuadas simulações tendo como base o motor Honda RA 168 E, terem sido obtidos resultados muito satisfatórios e aproximados dos reais, utilizando rendimento máximo de cada um dos seus turbocompressores com o valor base de 73,1%.

## 8.5 - Definição das características dimensionais do turbocompressor tendo por base o catálogo de aparelhos da *Garrett*

O catálogo de turbocompressores da *Garrett* contém uma série de aparelhos classificados segundo dois parâmetros: o valor de potência que se pretende obter e a

cilindrada do motor. Numa primeira análise, para o motor de Fórmula 1 objeto deste estudo, seria conveniente considerar um turbocompressor próprio para uma cilindrada de 1,6 L. Segundo o catálogo, o aparelho que compreende a cilindrada de 1,6 L com potencial de atingir o valor de potência superior (246,18 kW) é o turbocompressor GT2560R. Contudo, tal aparelho revela-se inadequado não só pela incapacidade de atingir os 439,93 kW de potência que a simulação FECM 3,3 e FERP 2 apresenta, bem como pela análise do seu mapa de curvas de rendimento do compressor em que se constata uma razão de pressões máxima de 2,5 e um caudal mássico máximo de 0,26 kg/s (34 lb/min), Figura 111.

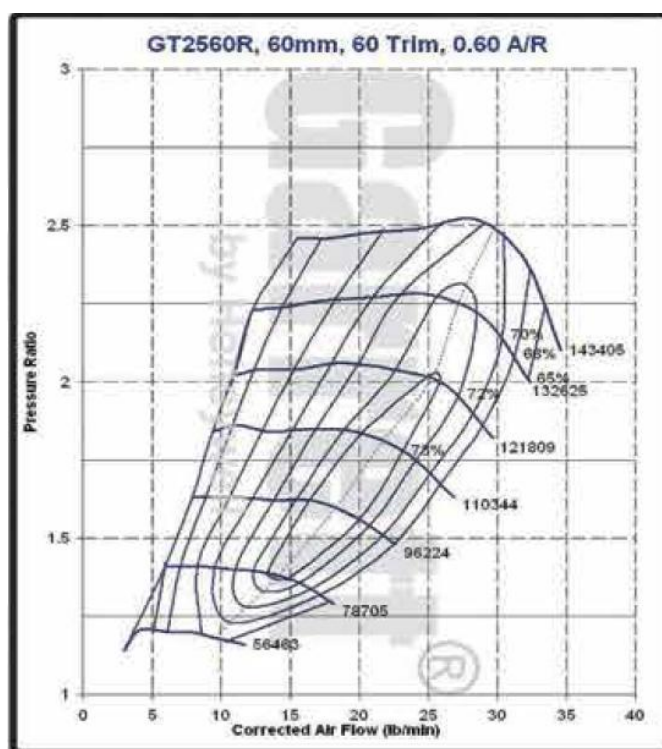


Figura 111 – Mapa de curvas de rendimento do compressor GT2560R da *Garrett*.

Analisando os mapas de curvas de rendimento do compressor do catálogo em apreço, entre várias opções que poderão ser aceitáveis, há a destacar o turbocompressor GT4202. Este aparelho descrito na página 64 do catálogo (página que consta no Anexo E do presente trabalho), segundo a classificação da *Garrett*, é adequado para motores com cilindradas dos 2 L aos 7 L, sendo que os valores de potência que podem ser obtidos vão dos 335,7 kW aos 746 kW. Este compressor está projetado para ser acoplado a motores com uma cilindrada superior aos 1,6 L do motor objeto deste estudo. Contudo, é pertinente referir que a adequação deste aparelho ao motor de

Fórmula 1 com 1,6 L prende-se não com a cilindrada, mas com o caudal mássico e a razão de pressões inerente ao funcionamento deste motor. O valor de caudal mássico que entra na Equação (4) depende não só da cilindrada, mas também da velocidade de rotação do motor. O motor objeto deste estudo atinge velocidades de rotação de 15000 RPM, valores que normalmente são apenas atingidos em motores com as características da Fórmula 1. Portanto, a adequação deste turbocompressor é efetuada através do mapa de curvas de rendimento respetivo, mapa esse que se revela o mais adequado da panóplia disponível no catálogo, cuja adequação não depende da cilindrada do motor, mas sim da velocidade de rotação do motor que ao ser muito elevada, exige um valor de caudal mássico próprio de um motor de maior cilindrada, mas que atinge menor velocidade máxima de funcionamento. O mapa de curvas de rendimento do compressor GT4202 é o seguinte:

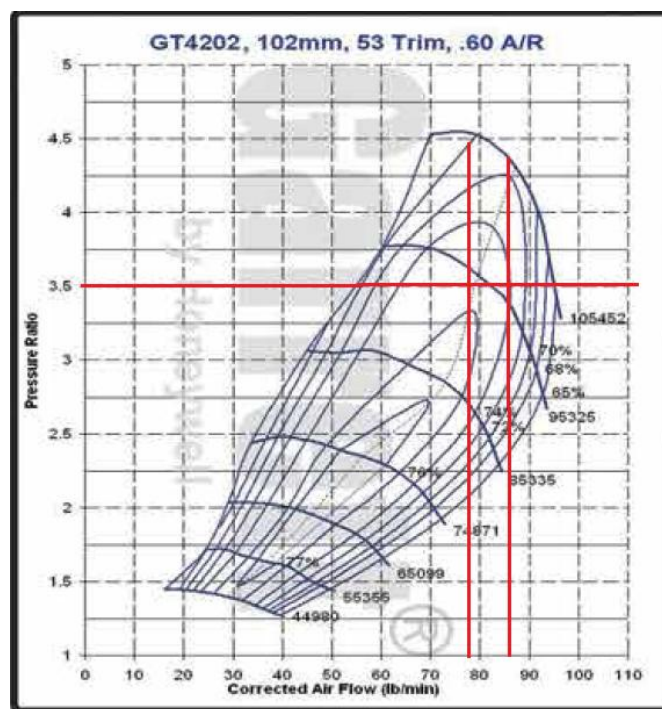
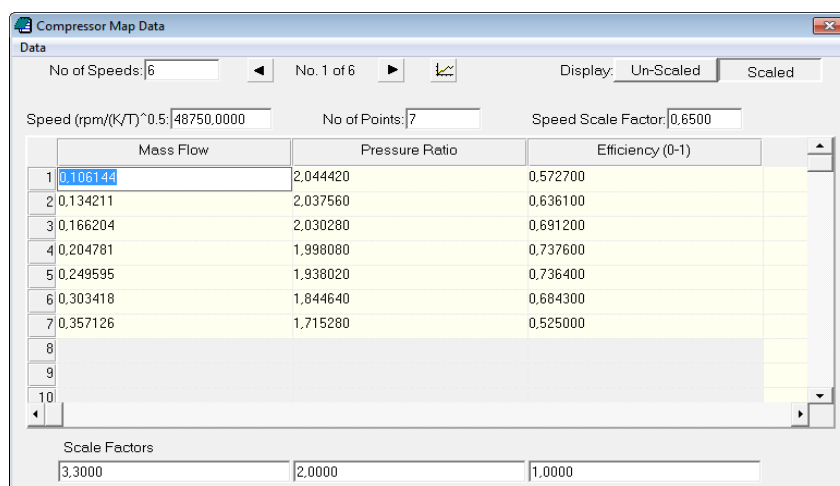


Figura 112 – Mapa de curvas de rendimento do compressor GT4202 da *Garrett*.

Verifica-se pelo cruzamento dos pontos correspondentes ao binário e potência máximos que este turbocompressor trabalha numa área aceitável do mapa. O ponto de binário máximo está suficientemente afastado da linha de sobrecarga, permitindo inclusivamente que a pressão relativa máxima de 2,5 bar seja disponibilizada numa velocidade de rotação inferior à velocidade de binário máximo. Por seu lado, o ponto de potência máxima, encontra-se também suficientemente afastado da linha de sufoco ou

engasgamento, o que permite ao compressor trabalhar até à velocidade de rotação máxima do motor (15000 RPM) em segurança. Quanto à velocidade de rotação do rotor, este compressor para os pontos marcados, opera muito próximo da linha das 95326 RPM, algures entre as 90000 RPM e as 97000 RPM. A velocidade de rotação máxima do compressor é de 105452 RPM, existindo assim alguma margem de folga para a velocidade de rotação máxima. Há apenas um pequeno reparo a fazer acerca da adequação dos mapas de rendimento do catálogo da Garrett ao motor neste estudo: para uma razão de pressões de 3,5, não há nenhum mapa em que a linha horizontal correspondente cruze o mesmo na ilha central, ou seja, na ilha de rendimento máximo, ilha correspondente a um valor na ordem dos 77%. No entanto, há a referir que para o mapa do aparelho enunciando, GT4202, os pontos marcados situam-se nas ilhas de rendimento de 76%, valor muito próximo do máximo, o que é muito bom.

Considerando os valores de velocidade de rotação do compressor Garrett GT4202, importa agora relacionar o FEVR do programa *Lotus Engine Simulation* a este mapa, alterando o FEVR na caixa de diálogo dos dados do compressor, de maneira a se estudarem as velocidades de rotação disponibilizadas.



	Mass Flow	Pressure Ratio	Efficiency (0-1)
1	0.106144	2.044420	0.572700
2	0.134211	2.037560	0.636100
3	0.166204	2.030280	0.691200
4	0.204781	1.998080	0.737600
5	0.249595	1.938020	0.736400
6	0.303418	1.844640	0.684300
7	0.357126	1.715280	0.525000
8			
9			
10			

Scale Factors: 3.3000, 2.0000, 1.0000

Figura 113 – Caixa de diálogo de dados do compressor para FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,65 para a primeira linha de velocidade de rotação do mapa de curvas de rendimento do compressor.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

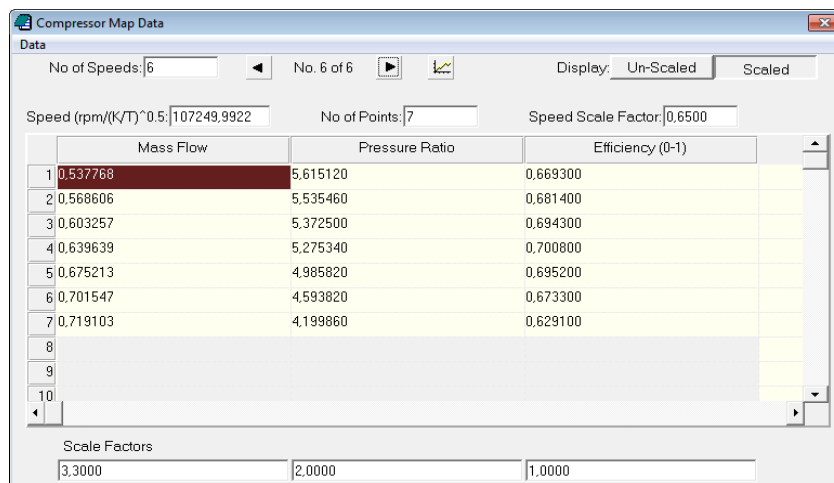


Figura 114 - Caixa de diálogo de dados do compressor para FECM 3,3; FERP 2 e FEVR 0,65 para a quarta linha de velocidade de rotação do mapa de curvas de rendimento do compressor.

As caixas de diálogo das Figuras 113 e 114 compreendem alterações do FEVR do compressor. O valor de FEVR que mais aproxima as velocidades de rotação do rotor, com as velocidades de rotação do aparelho GT4202 da *Garrett*, é o FEVR 0,65. Nota-se que para a primeira linha de velocidade de rotação, Figura 113, o valor com este FEVR é de 48750 RPM (no aparelho da *Garrett* é 44980 RPM, Figura 112) e o valor para a sexta linha, última superior é de 107249,9922 RPM, Figura 114 (no aparelho da *Garrett* a sétima linha, última superior, é de 105452 RPM, Figura 112). Os valores correspondentes às segunda, terceira, quarta e quinta linhas são 68250 RPM, 77999,9922 RPM, 87750 RPM e 97500 RPM, respetivamente. Verifica-se assim que é este FEVR que comporta as velocidades de rotação do rotor mais aproximadas ao aparelho da *Garrett*.

Posto isto, há que efetuar nova simulação para um FEVR de 0,65 (com FECM 3,3 e FERP 2) para aferir dos resultados.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,65</b>					
10000	328,46	313,65	24,64	249,30	207,60
10556	351,69	318,15	24,99	251,91	212,80
11111	373,17	320,72	25,19	254,69	216,90
11667	386,96	316,72	24,88	258,78	217,60
12222	401,56	313,74	24,64	263,00	219,10
12778	417,07	311,69	24,48	267,18	221,10
13333	423,09	303,03	23,80	273,97	220,50
13889	435,26	299,26	23,50	281,25	223,50
14444	445,61	294,61	23,14	287,37	224,80
15000	444,24	282,81	22,21	294,22	220,90

Tabela 22 – Simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,65.

Apesar dos parâmetros da Tabela 22 se adequarem mais ao aparelho GT4202, é na simulação de FEVR 0,5 que se obtêm os melhores resultados. Há a referir no entanto que se está perante diferenças perfeitamente desprezáveis, o que vem corroborar o já exposto no que concerne à velocidade de rotação do rotor perante a importância da dimensão do mesmo.

Consultando o catálogo da *Garrett* e considerando os dados obtidos até agora, podem-se definir as características do compressor e da turbina para o motor em estudo, sendo possível descrever que o compressor a aplicar no motor de Fórmula 1 para 2014, poderá ter as seguintes características:

**Compressor:**

- Exaustão (diâmetro do rotor) – 102,3 mm;
- Indutor – 74,3 mm;
- Fator de ajustamento do rotor do compressor – 53;
- Razão A/R – 0,6.

**Turbina:**

- Indutor (diâmetro do rotor) – 82 mm;
- Fator de ajustamento do rotor da turbina – 84;
- Razão A/R 1,15 (são admissíveis os valores 1,01; 1,15; 1,28 e 1,44).

No que concerne à velocidade de rotação do veio comum aos rotores de ambos os aparelhos, segundo o mapa de curvas de rendimento do compressor do catálogo, esse valor vai desde as 44980 RPM às 105452 RPM. Considerando o FEVR 0,5 do programa *Lotus Engine Simulation* as velocidades de rotação mínimas e máxima são 37500 RPM e 82500 RPM, respetivamente. Atendendo a esta discrepância e atendendo a que a razão A/R da turbina no catálogo da *Garrett* permite quatro valores acima mencionados, presume-se que é esta variação admissível da razão A/R que vai flexibilizar a adequação da velocidade de rotação do rotor quer da turbina, quer do compressor.



Figura 115 – Turbocompressor *Garrett* GT4202 (Boostlab, 2013).

## 8.6 - Combinação de resultados

Seguidamente há que cruzar os melhores resultados do turbocompressor obtidos no Subcapítulo 8.4, nomeadamente, FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5, com os resultados dos quatro parâmetros do Subcapítulo 7.2, que estão abaixo descritos:

- Diagrama de distribuição sem alterações;
- Diâmetro das válvulas de escape de 25,6 mm;
- Comprimento das bielas de 69 mm;

- Taxa de compressão de 11:1.

De lembrar que no Subcapítulo 7.2 os fatores de escala do turbocompressor assumiram o valor de 1.

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 (combinação com resultados do ponto 7.2)</b>					
10000	331,38	316,44	24,85	243,41	204,50
10556	355,15	321,29	25,23	245,96	209,80
11111	377,61	324,53	25,49	248,72	214,30
11667	391,58	320,51	25,17	252,84	215,20
12222	406,64	317,71	24,95	257,05	216,80
12778	423,07	316,17	24,83	261,34	219,40
13333	429,96	307,94	24,19	268,42	219,50
13889	441,22	303,36	23,83	275,70	222,00
14444	449,88	297,42	23,36	281,85	222,60
15000	448,98	285,83	22,45	288,74	219,10

Tabela 23 – Simulação com combinação de resultados da simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 com os resultados mais significativos do Subcapítulo 7.2.

Da combinação em apreço resulta em primeiro lugar que os valores máximos de binário e potência ocorrem nas mesmas velocidades de rotação que para o teste com FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 do turbocompressor. Em seguida, verifica-se um ligeiro aumento quer dos valores de binário quer de potência, com esta combinação. O binário nas 11111 RPM subiu 2,68 N.m e a potência nas 14444 RPM subiu 2,16 kW. O consumo específico teve também uma redução generalizada: No ponto de binário máximo houve uma redução de 5,75 g/kWh e no ponto de potência máxima houve uma redução de 5,16 g/kWh. As alterações do Subcapítulo 7.2 aliadas à simulação do turbocompressor vêm acentuar positivamente os resultados obtidos com o mesmo. No entanto é notório que são as alterações ao nível do compressor que imprimem as diferenças substanciais de resultados. Efetivamente, neste ponto é possível perceber porque é que o turbocompressor com as condições base, FECM 1, FERP 1 e FEVR 1 está muito distante de atingir resultados satisfatórios: para estes fatores de escala, o caudal mássico máximo admissível é de 0,22 kg/s perante os 0,56 kg/s de caudal mássico necessário para se atingir o binário máximo às 11111 RPM. Também a razão

das pressões do aparelho nas condições de base não vai além dos 2,8, perante os 3,5 necessários para se obterem os resultados do Subcapítulo 8.4. Pelo exposto, os valores que se consideram para efeitos de comparação com o motor Honda RA 168 E e em âmbito de conclusão deste estudo são apenas os valores atinentes às alterações ao nível do turbocompressor.

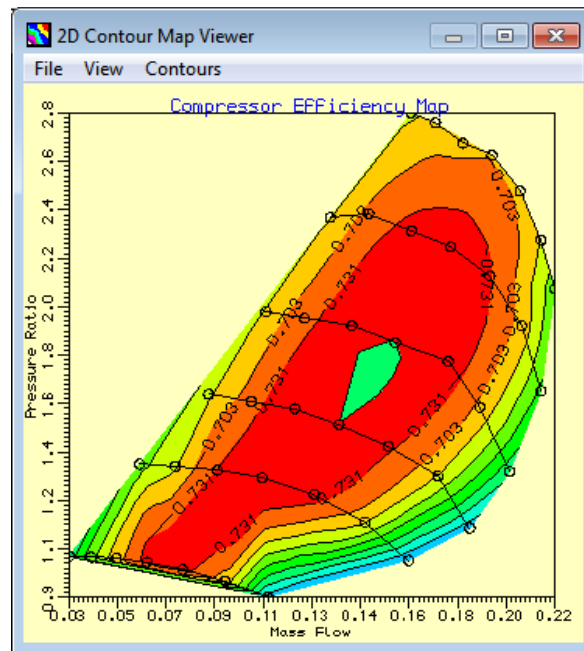


Figura 116 – Mapa de curvas de rendimento do compressor com fatores de escala de valor 1.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 9 - Definição das condições de operação do programa para o motor Honda RA 168 E

O estudo relativo ao motor Honda serve principalmente como pilar de apoio à análise do motor de Fórmula 1 para 2014. O objeto é um motor Honda sobejamente conhecido, com bons resultados apresentados em ambiente real da Formula 1 nos anos 80. Foi utilizado o programa *Lotus Engine Simulation* colocando em teste as características deste motor de maneira a permitir a comparação dos resultados obtidos, em primeiro lugar com os valores reais do motor Honda RA 168 E e em segundo, com os valores do motor de Fórmula 1 para 2014. Este estudo considera as principais características do motor Honda de acordo com Otobe *et al.* (1989).

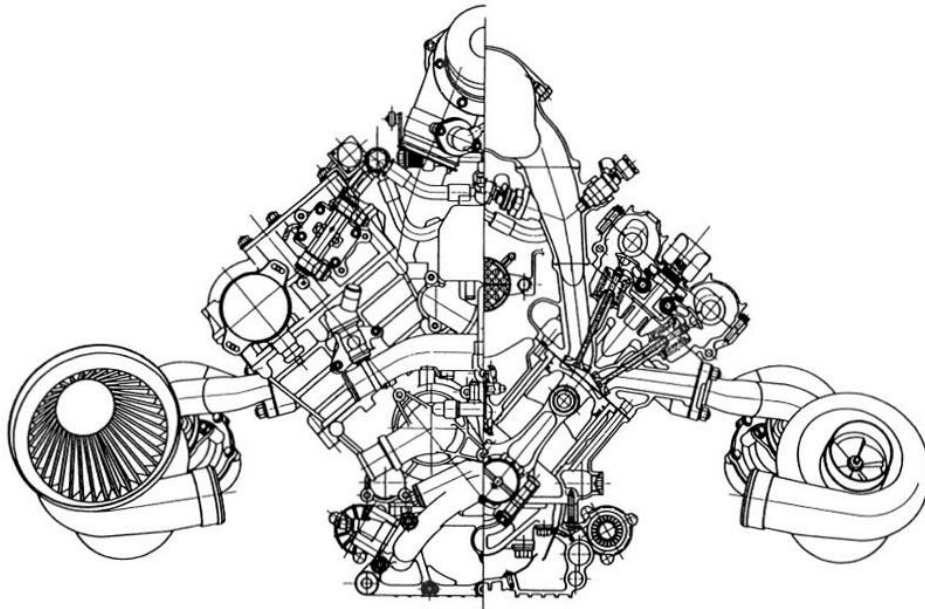


Fig. 1 RA168E cross section

Figura 117 – Motor Honda RA 168 E (Otobe *et al.*, 1989).



Figura 118 – Motor Honda RA 168 E (Auteoch, 2013).

Este motor de seis cilindros em “V” com 1,5 L de cilindrada, tem como principal diferença do motor de Fórmula 1 para 2014 a existência de dois turbocompressores. Cada um dos turbocompressores está localizado do lado exterior ao respectivo banco de três cilindros, conforme se vê nas Figuras 117 e 118, perfazendo uma ligação denominada em paralelo. Os gases de escape para cada uma das turbinas provêm isoladamente de cada banco de cilindros. Quanto ao compressor, pela análise das mesmas figuras, não é possível constatar se cada compressor alimenta isoladamente cada um dos bancos de cilindros. Nota-se que há um coletor comum à saída dos dois compressores, mas não é possível verificar se o interior do coletor é dividido em dois ou se faz a junção dos gases de ambos os compressores. Ambas as situações são comuns em motores sobrealimentados de cilindros dispostos em “V”. Tendo em conta este cenário, foi assumida a ligação em que há alimentação comum aos dois bancos de cilindros. Posteriormente, foi efetuada uma pequena bateria de testes para uma ligação isolada, no sentido de se verificarem possíveis diferenças de resultados. De salientar que a diferença entre esta dualidade reside apenas no exposto, pelo que as condições de operação do programa são comuns aos dois sistemas.

## Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

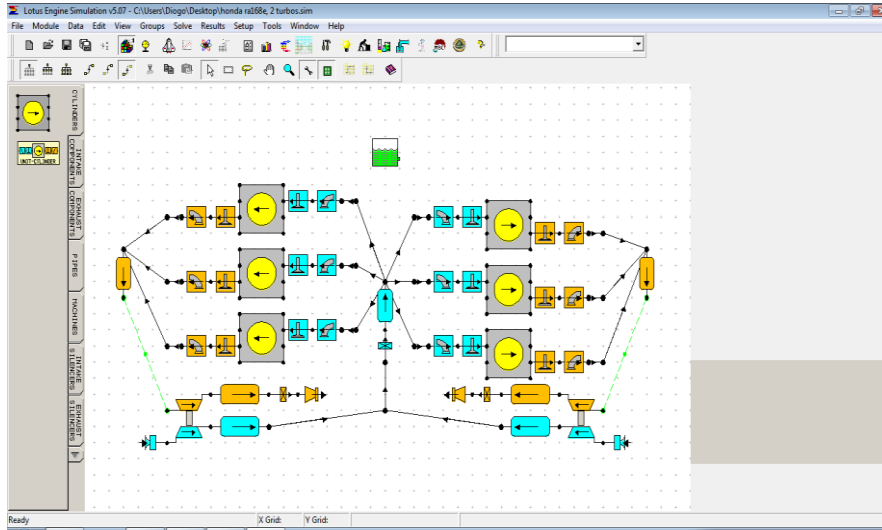


Figura 119 – Ambiente de construção com motor “V6” com turbocompressores ligados em paralelo e admissão comum.

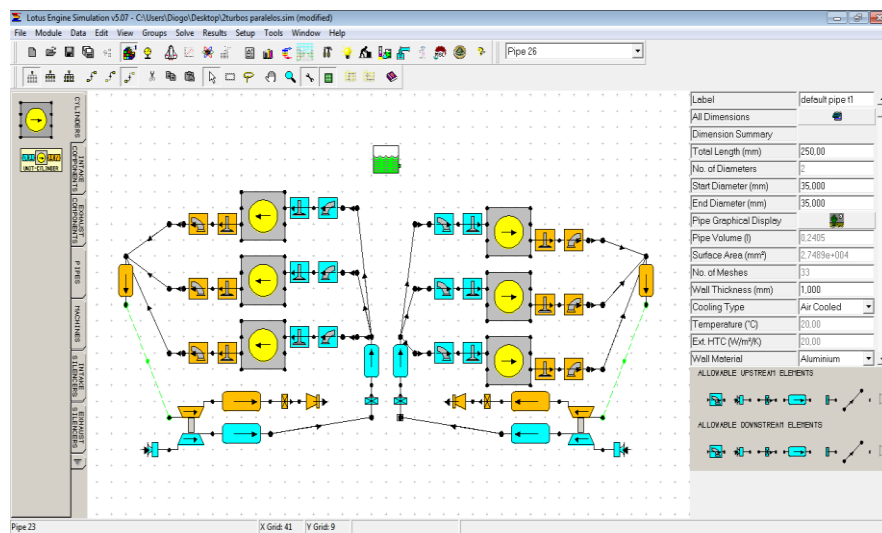


Figura 120 – Ambiente de construção com motor “V6” com turbocompressores ligados em paralelo e admissão individual a cada banco de cilindros.

É importante referir que para o motor Honda apenas se efetuaram alterações relativas ao turbocompressor. Neste contexto, foram realizados quatro testes por simulação nas seguintes velocidades de rotação: 6000 RPM, 8333 RPM, 10667 RPM e 13000 RPM. A razão de se realizar número inferior de testes relativamente ao motor de Fórmula 1 para 2014 e também de o primeiro teste ser às 6000 RPM, prende-se com o facto de, por um lado, este motor atingir um valor máximo de velocidade de rotação de 13000 RPM e por outro, segundo Otake *et al.* (1989), abaixo das 6000 RPM, os valores

de binário e potência descerem para os 200 N.m e 200 kW respetivamente, valores desprezáveis neste contexto. De seguida, foram analisados os mapas de curvas de rendimento do compressor para as três simulações com valores mais aproximados aos de Otoibe *et al.* (1989). Neste caso as simulações consideradas não foram as que obtiveram valores superiores, mas sim aquelas que apresentaram os resultados mais aproximados aos dos autores referidos. Por fim, tal como para o motor de 2014, foram realizadas simulações referentes à velocidade de rotação do rotor do compressor. Tal como para o motor de 2014, os valores de rendimento do turbocompressor não foram alterados, mantendo-se a ilha central do mapa de curvas de rendimento do compressor com valor acima dos 73%.

## **9.1 - Definição das características do motor Honda RA 168 E para introdução no programa *Lotus Engine Simulation***

As principais características do motor Honda RA 168 E são as seguintes:

- 1,5 L de cilindrada;
- 79 mm de diâmetro do cilindro;
- 50,8 mm de curso do pistão;
- Taxa de compressão de 9,4:1;
- 2,5 bar de pressão relativa máxima debitada pelos turbocompressores;
- 13000 RPM de velocidade de rotação máxima.

O motor Honda em 1988 utilizava como combustível uma mistura de tolueno e n-heptano na proporção de 84% e 16% respetivamente. No entanto, para a realização deste estudo, considerou-se o combustível que vai ser utilizado na Fórmula 1 em 2014, ou seja, gasolina de composição química muito aproximada à gasolina comum.

Para o motor Honda RA 168 E em simulação, além das características dos tópicos acima, foram assumidas as condições base que o programa atribui, de acordo com a caixa de diálogo de definição de dados de teste da Figura 121, onde se definem as condições de teste do simulador. Para a temperatura do ar na admissão foi mantido o valor de 293,15 K e para a razão de equivalência da mistura foi mantido o valor de 1,05.

O motivo de não se fazerem alterações a estes campos prende-se com o facto de haver uma série de dados desconhecidos acerca deste motor, dados esses fundamentais para que se pudesse efetuar uma simulação completamente fidedigna à realidade. Exemplos de dados que não estão presentes: ângulos de abertura e fecho das válvulas, diâmetros das válvulas, dimensões das condutas de admissão e escape, informações pormenorizadas dos turbocompressores tais como medidas e velocidades de rotação. Perante a inexistência de toda a informação necessária para se efetuar uma simulação completamente fidedigna, optou-se pela conservação daqueles dois valores, mantendo-se assim com essa escolha, um padrão de uniformidade de valores em relação às simulações efetuadas no motor de Fórmula 1 para 2014.

No que concerne à velocidade média do pistão para o motor Honda, segundo a informação veiculada através do *Concept Tool*, o valor para o motor com as características de velocidade de rotação e curso do pistão referidas acima é de 21,25 m/s, valor inferior aos 25,64 m/s do motor de Fórmula 1 para 2014. Este valor de velocidade média do pistão do motor Honda tem em consideração, no entanto, um comprimento da biela de 76,2 mm. Importa referir que não se conseguiu informação real sobre este parâmetro, sendo que foi assumido o valor atribuído pelo programa, ficando em aberto a possibilidade de a velocidade média do pistão para este motor ser ligeiramente diferente dos 21,15 m/s referidos. No entanto, tal como se verificou nas simulações do motor de Fórmula 1 para 2014, tal fator não é muito relevante neste contexto de tipologia de motor.

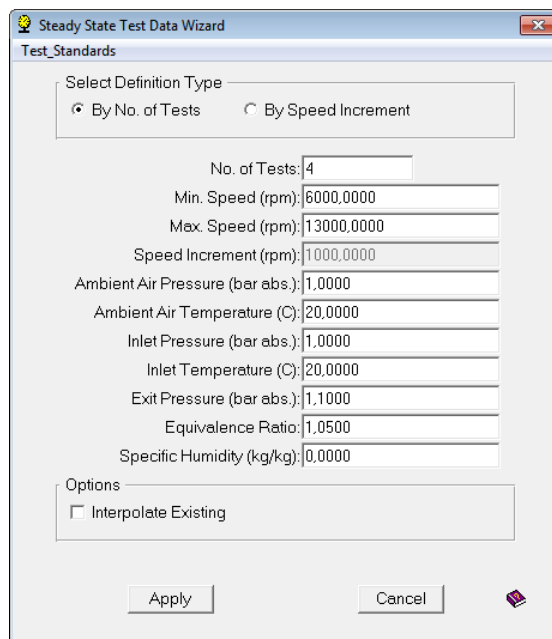


Figura 121 – Caixa de diálogo de definição de dados de teste.

## 9.2 - Componentes a variar do motor Honda RA 168 E

No que concerne aos componentes a variar para o motor Honda, apenas o turbocompressor é alvo de análise. Esta escolha prende-se com o facto de todos os outros componentes do motor estarem devidamente definidos e serem do conhecimento comum.

### **Turbocompressor**

As simulações realizadas para os turbocompressores do motor Honda RA 168 E são similares às simulações efetuadas para o motor de Fórmula para 2014 e incidem apenas sobre os compressores dos aparelhos. Inicialmente variaram-se apenas os fatores de escala do caudal mássico e da razão de pressões. Numa segunda fase e após encontrar as simulações com os resultados mais aceitáveis, realizou-se uma bateria de simulações atinentes à velocidade de rotação dos rotores. As simulações relativas ao caudal mássico e razão de pressões encontram-se organizadas de acordo com a Tabela 24.

Variação do fator de escala de caudal mássico			
FECM 1,5	FECM 2	FECM 2,5	FECM 3
Variação do fator de escala da razão das pressões			
FERP 1,5	FERP 2	FERP 2,5	FERP 3
Variação de combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções			
FECM 1,5 e FERP 1,5	FECM 2 e FERP 2	FECM 2,5 e FERP 2,5	FECM 3 e FERP 3
Variação de combinação de FECM e FERP diferentes			
FECM 1,5 e FERP 2	FECM 1,5 e FERP 2,5	FECM 1,5 e FERP 3	
FECM 2 e FERP 1,5	FECM 2 e FERP 2,5	FECM 2 e FERP 3	
FECM 2,5 e FERP 1,5	FECM 2,5 e FERP 2	FECM 2,5 e FERP 3	
FECM 3 e FERP 1,5	FECM 3 e FERP 2	FECM 3 e FERP 2,5	

Tabela 24 – Organização das simulações realizadas com os compressores para o motor Honda.

### 9.3 - Pós-definição automática de valores do programa *Lotus Engine Simulation* para o motor Honda RA 168 E

Após introdução dos valores impostos no ponto anterior, o programa *Lotus Engine Simulation* atribui valores a determinados componentes, a salientar:

#### **Cilindro**

- Biela – 76,2 mm.

#### **Válvula de admissão**

- AAA – 12°;
- AFE – 58°;
- Levantamento máximo – 8,558 mm.

#### **Válvula de escape**

- AAE – 58°;

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

- AFE – 12°;
- Levantamento máximo – 8,558 mm.

**Sedes das válvulas**

- Número de válvulas – duas de admissão e duas de escape;
- Diâmetro – válvula de admissão 26,332 mm e válvula de escape 22,031 mm.

## 10 - Apresentação e discussão de resultados - motor Honda RA 168 E

De acordo com o capítulo anterior, a apresentação e discussão de resultados do motor Honda reporta-se apenas a testes com os turbocompressores, nomeadamente variação dos fatores de escala do caudal mássico e da razão das pressões da turbina e do compressor. Tal como se fez para o motor de 2014, os valores superiores de potência e binário, ou inferiores de consumo específico, para cada conjunto de simulações presentes nas tabelas, estão realçados a amarelo. Os valores superiores ou inferiores absolutos do conjunto de simulações do motor Honda RA 168 E estão realçados a vermelho. Adicionalmente e por este estudo ter como pano de fundo um motor real, são realçados a verde os valores mais aproximados aos de Otobe *et al.* (1989). Auxiliarmente há informação gráfica relativa aos valores superiores obtidos em tabela e informação gráfica relativa ao sumário de *performance* para os valores mais aproximados aos oficiais. Nas condições de base os fatores de escala de caudal mássico e razão de pressões dos aparelhos assumem o valor 1. As características de *performance* oficiais do motor Honda RA 168 E são as discriminadas na Tabela 25 e decorrem das Figuras 122 e 123.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

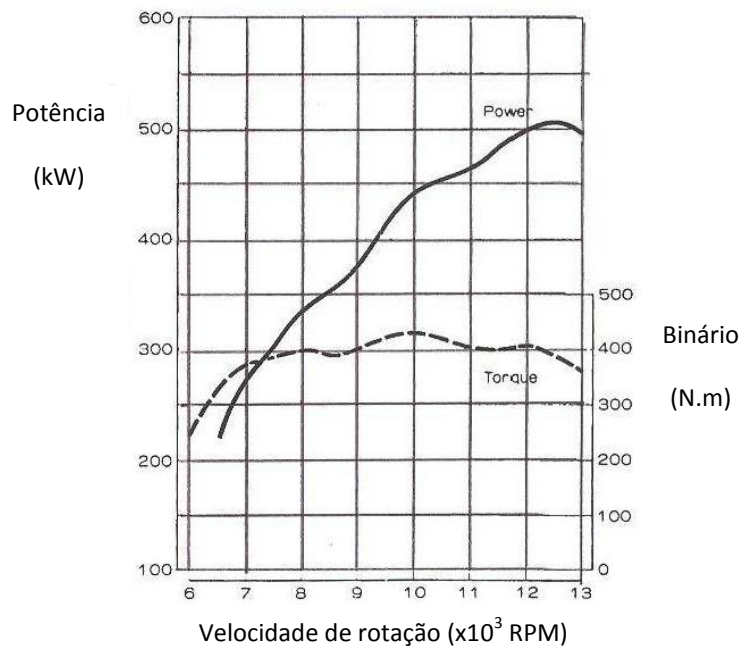


Figura 122 – Gráfico com as características de potência e binário do motor Honda RA 168 E (Otobe *et al.*, 1989).

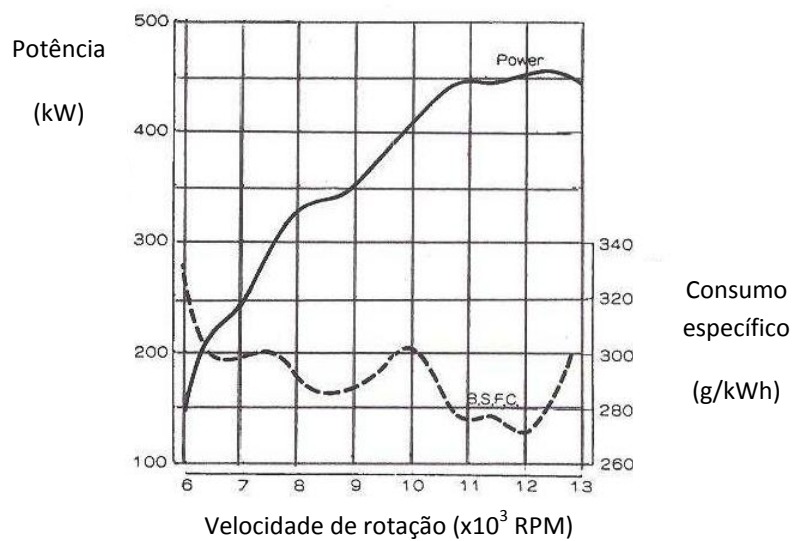


Figura 123 - Gráfico com as características de potência e consumo específico para condições de consumo mínimo (ambiente de corrida), do motor Honda RA 168 E (Otobe *et al.*, 1989).

Velocidade de rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	C. específico (g/kWh)
6000	X	250	330
8333	345	395	285
10667	455	415	280
13000	500	365	X

Tabela 25 – Valores aproximados de potência binário e consumo específico do motor Honda RA 168 E obtidos por análise dos gráficos das Figuras 122 e 123.

### 10.1 - Condições base

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>Base</b>					
6000	134,26	213,69	17,97	242,60	140,40
8333	261,76	299,97	25,23	246,26	199,70
10667	374,77	335,50	28,22	262,12	237,70
13000	369,30	271,27	22,82	295,10	216,40

Tabela 26 – Simulação com condições base.

Na simulação com as condições de base o motor Honda apresenta os seus pontos mais elevados de binário e potência às 10667 RPM com 335,5 N.m e 374,77 kW respetivamente. O consumo específico tem o seu valor mais baixo às 6000 RPM com 242,6 g/kWh. São resultados bastante distantes dos de Otobe *et al.* (1989). Retira-se daqui que os fatores de escala dos compressores têm que ser superiores a 1.

## 10.2 - Turbocompressor – caudal mássico e razão de pressões do compressor

### 10.2.1 - Fatores de escala de caudal mássico 1,5, 2, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5</b>					
6000	105,54	167,97	14,13	246,76	112,20
8333	182,98	209,69	17,64	249,46	141,60
10667	330,18	295,58	24,86	255,20	204,20
13000	388,29	285,22	23,99	278,07	214,70
<b>FECM 2</b>					
6000	97,87	155,77	13,10	248,19	104,70
8333	153,42	175,81	14,79	254,50	121,10
10667	245,14	219,46	18,46	262,48	156,00
13000	274,00	201,27	16,93	287,95	156,80
<b>FECM 2,5</b>					
6000	93,45	148,74	12,51	249,31	100,40
8333	144,98	166,14	13,97	256,39	115,30
10667	207,52	185,78	15,63	269,18	135,40
13000	220,44	161,93	13,62	298,26	130,60
<b>FECM 3</b>					
6000	90,46	143,98	12,11	250,46	97,60
8333	138,56	158,78	13,36	258,18	111,00
10667	186,49	166,95	14,04	274,69	124,20
13000	192,89	141,69	11,92	306,84	117,60

Tabela 27 – Simulações com variação de FECM (1,5, 2, 2,5 e 3).

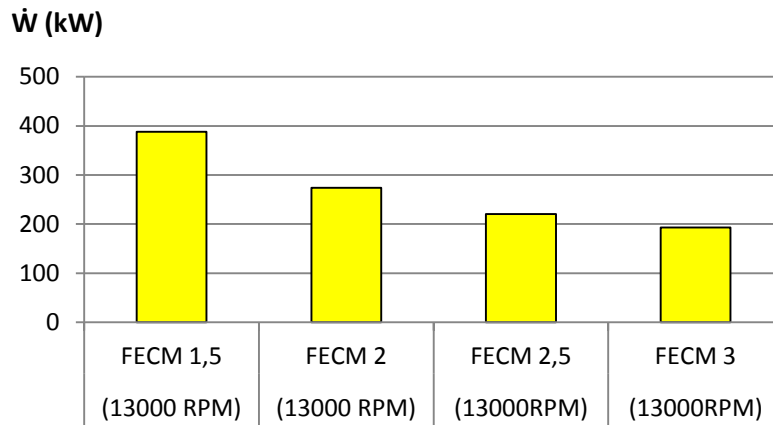


Figura 124 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.

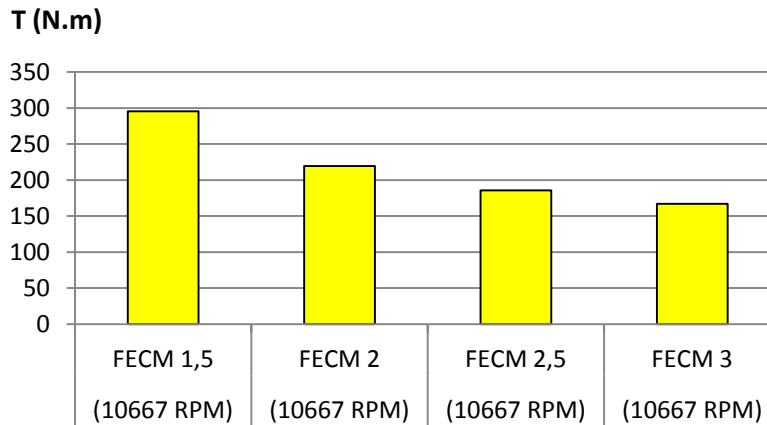


Figura 125 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.

Neste conjunto de quatro simulações é para o FECM 1,5 que se atingem os valores mais altos de potência e binário. Também, é aqui que se atinge o valor mais baixo de consumo específico. A potência tem o seu máximo de 388,28 kW às 13000 RPM, o binário atinge os 295,58 N.m às 10667 RPM e o consumo específico é de 246,76 g/kWh às 6000 RPM. À medida que o FECM aumenta, há diminuição de todos os fatores, incluindo consumo específico. São valores diminutos.

### 10.2.2 - Fatores de escala de razão de pressões 1,5, 2, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FERP 1,5</b>					
6000	199,70	317,83	26,73	234,76	202,00
8333	349,04	399,99	33,64	239,58	259,30
10667	402,20	360,06	30,28	259,41	252,40
13000	355,02	260,78	21,93	298,76	210,60
<b>FERP 2</b>					
6000	268,79	427,79	35,98	230,63	267,20
8333	383,13	439,05	36,93	238,39	283,20
10667	409,58	366,67	30,84	258,38	256,00
13000	339,62	249,48	20,98	302,77	204,20
<b>FERP 2,5</b>					
6000	306,00	487,01	40,96	230,16	303,50
8333	382,02	437,78	36,82	240,00	284,30
10667	411,50	368,39	30,99	259,80	258,50
13000	308,87	226,88	19,08	315,09	193,10
<b>FERP 3</b>					
6000	314,44	500,45	42,09	231,60	313,80
8333	362,48	415,39	34,94	243,45	273,60
10667	404,24	361,88	30,44	262,88	256,80
13000	277,61	203,92	17,15	331,54	182,50

Tabela 28 – Simulações com variação de FERP (1,5, 2, 2,5 e 3).

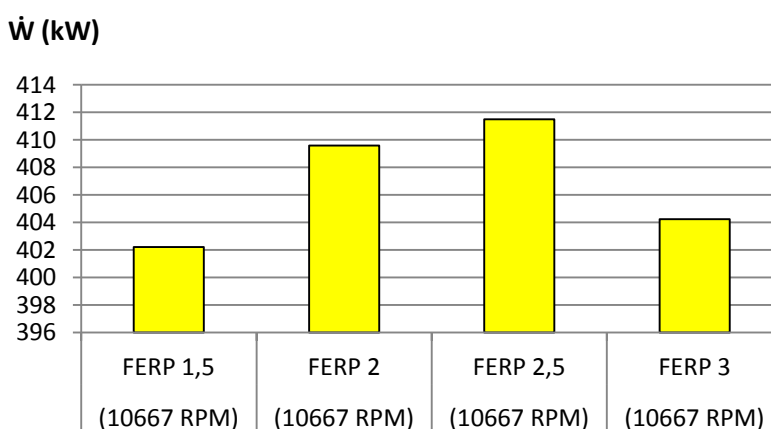


Figura 126 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 10667 RPM.

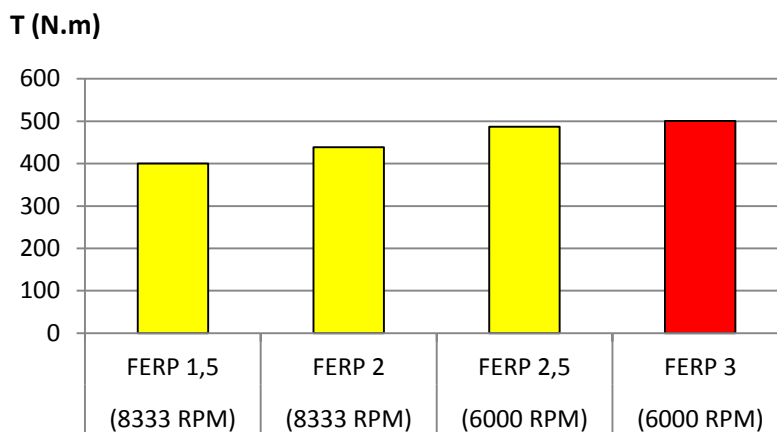


Figura 127 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 8333 RPM e 6000 RPM.

Neste conjunto de quatro simulações é com o FERP 2,5 que é atingido o valor mais alto de potência, 411,5 kW, às 10667 RPM. Também é nesta simulação onde se atinge o valor absoluto mais baixo de consumo específico, 230,16 g/kWh às 6000 RPM. Contudo, é na simulação de FERP 3 onde se atinge o máximo absoluto de binário, 500,45 N.m às 6000 RPM. Nota-se que o valor de binário às 10667 RPM (10000 RPM é o ponto onde se atinge o binário máximo segundo Otobe *et al.* (1989)) é praticamente constante para as quatro simulações, sendo que há um aumento progressivo desse valor nas velocidades de rotação mais baixas, à medida que a razão das pressões aumenta. Este conjunto de simulações apresenta valores de binário muito elevados nas velocidades de rotação de 6000 RPM e 8333 RPM, mas a partir das 10667 RPM, o binário desce para valores francamente inferiores aos de Otobe *et al.* (1989). É exatamente a partir das 10000 RPM (binário máximo segundo os autores) até às 13000 RPM, que deve ser privilegiada a utilização deste motor. Por tal razão, este conjunto não é o mais aproximado aos valores de Otobe *et al.* (1989).

**10.2.3 - Fatores de escala de caudal mássico e fator de escala de razão de pressões nas mesmas proporções 1,5, 2, 2,5 e 3**

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5 e FERP 1,5</b>					
6000	147,26	234,37	19,71	239,07	151,70
8333	252,75	289,64	24,36	241,32	189,20
10667	437,59	391,74	32,95	248,90	264,00
13000	493,92	362,81	30,52	271,79	267,00
<b>FECM 2 e FERP 2</b>					
6000	151,69	241,43	20,31	239,26	156,40
8333	261,47	299,63	25,20	240,64	195,20
10667	448,46	401,47	33,77	248,12	269,70
13000	523,39	384,46	32,34	269,63	280,70
<b>FECM 2,5 e FERP 2,5</b>					
6000	158,41	252,12	21,21	238,91	163,10
8333	268,50	307,69	25,88	240,48	200,30
10667	453,43	405,92	34,14	248,22	272,80
13000	546,51	401,44	33,77	269,42	292,80
<b>FECM 3 e FERP 3</b>					
6000	169,53	269,82	22,69	237,44	173,50
8333	280,58	321,53	27,04	239,72	208,70
10667	456,78	408,92	34,39	248,36	275,00
13000	554,14	407,05	34,24	270,05	297,60

Tabela 29 – Simulações com combinação de FECM e FERP nas mesmas proporções (1,5, 2, 2,5 e 3).

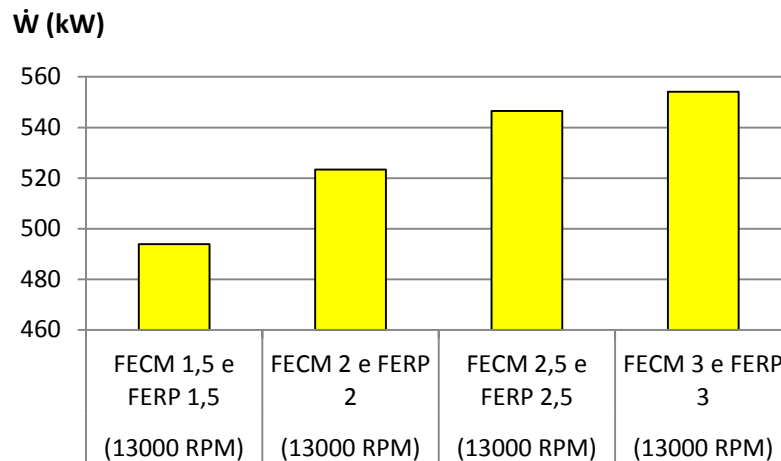


Figura 128 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.

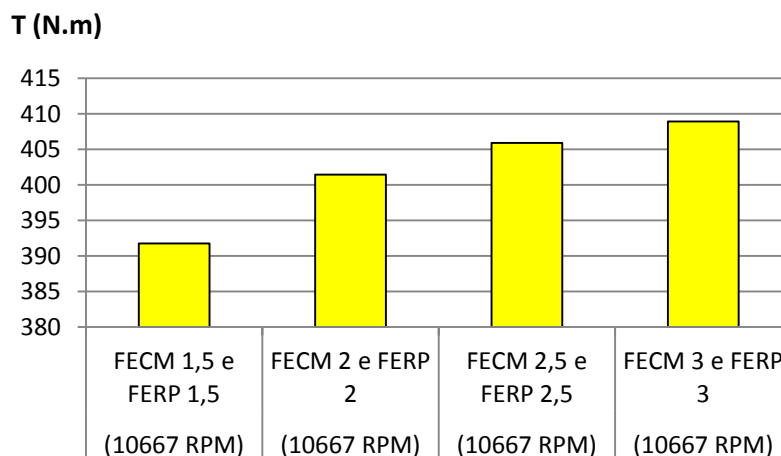


Figura 129 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.

Neste conjunto de quatro simulações é com FECM 3 e FERP 3 que se atingem os valores superiores de potência e binário, com 554,14 kW e 408,92 N.m às 13000 RPM e 10667 RPM, respetivamente. É também nesta simulação, às 6000 RPM, que se atinge o valor mais baixo de consumo específico, 237,44 g/kWh. Contudo, na simulação de FECM 2 e FERP 2, atingem-se valores muito aproximados com Otobe *et al.* (1989): 523,39 kW de potência às 13000 RPM, 401,47 N.m de binário às 10667 RPM e 239,26 g/kWh de consumo específico às 6000 RPM. Apenas nas 8333 RPM existe alguma discrepância em relação aos números de Otobe *et al.* (1989), o que perante a

aproximação dos valores das restantes velocidades de rotação ao real, é apenas de referir.

#### 10.2.4 - Fator de escala de caudal mássico 1,5 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 2, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5 e FERP 2</b>					
6000	186,31	296,53	24,94	235,29	188,90
8333	329,83	377,97	31,79	236,61	242,10
10667	499,04	446,75	37,58	246,96	298,70
13000	530,29	389,53	32,76	271,98	286,80
<b>FECM 1,5 e FERP 2,5</b>					
6000	231,14	367,87	30,94	232,25	231,30
8333	378,57	433,83	36,49	235,55	276,70
10667	500,11	447,71	37,66	248,32	300,80
13000	507,44	372,75	31,35	275,92	278,50
<b>FECM 1,5 e FERP 3</b>					
6000	273,35	435,05	36,59	230,55	271,60
8333	394,51	452,09	38,03	236,66	289,60
10667	484,46	433,70	36,48	251,13	294,50
13000	480,50	352,96	29,69	280,82	268,20

Tabela 30 – Simulações com combinação de FECM 1,5 e FERP (2, 2,5 e 3).

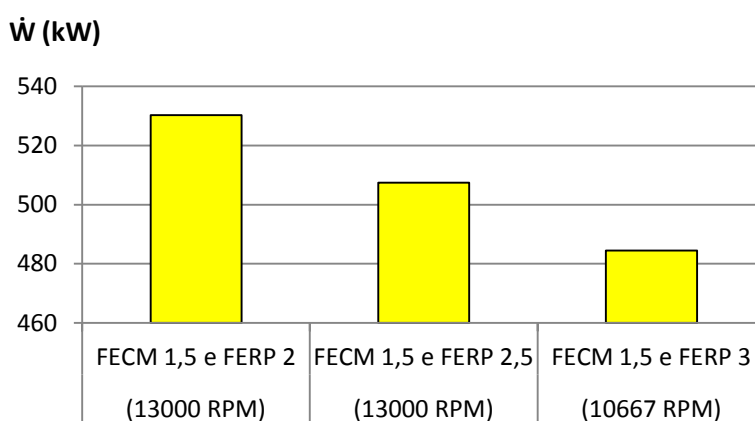


Figura 130 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM e 10667 RPM.

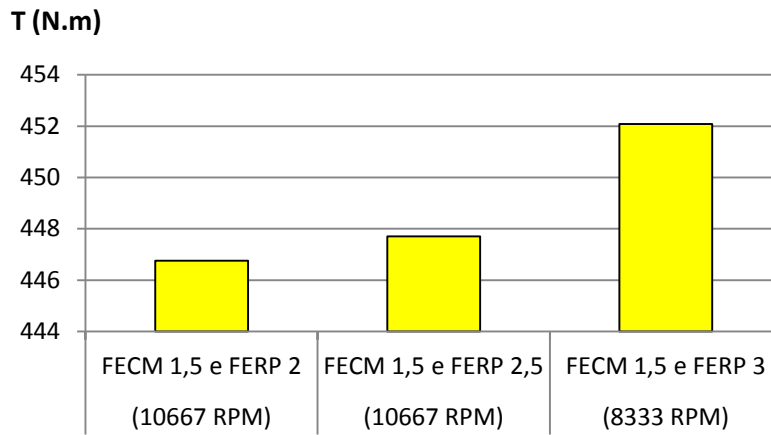


Figura 131 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM e 8333 RPM.

Neste conjunto de três simulações atinge-se o máximo de potência de 530,29 kW às 13000 RPM para a simulação de FECM 1,5 e FERP 2. Atinge-se o máximo de binário de 452,09 N.m às 8333 RPM para a simulação de FECM 1,5 e FERP 3. É também nesta simulação que se atinge o valor mínimo de consumo específico de 230,55 g/kWh às 6000 RPM. Estas três simulações têm resultados muito aproximados aos de Otobe *et al.* (1989). Nota-se que o aumento do FERP em referência a um FECM constante significa diminuição da potência mas aumento de binário nas velocidades de rotação mais baixas, conseguindo-se inclusive aumento de binário às 8333 RPM.

### 10.2.5 - Fator de escala de caudal mássico 2 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 1,5, 2,5 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2 e FERP 1,5</b>					
6000	125,69	200,05	16,83	242,43	131,30
8333	211,58	242,46	20,39	244,96	160,80
10667	348,25	311,76	26,22	253,41	213,90
13000	413,34	303,63	25,54	273,97	225,20
<b>FECM 2 e FERP 2,5</b>					
6000	184,70	293,95	24,72	235,90	187,80
8333	317,06	363,34	30,56	237,49	233,60
10667	509,71	456,31	38,38	246,39	304,40
13000	578,54	424,97	35,74	269,46	310,00
<b>FECM 2 e FERP 3</b>					
6000	220,81	351,43	29,56	233,13	221,90
8333	359,39	411,85	34,64	236,41	263,60
10667	512,34	458,66	38,58	247,60	307,40
13000	557,41	409,46	34,44	272,41	302,00

Tabela 31 – Simulações com combinação de FECM 2 e FERP (1,5, 2,5 e 3).

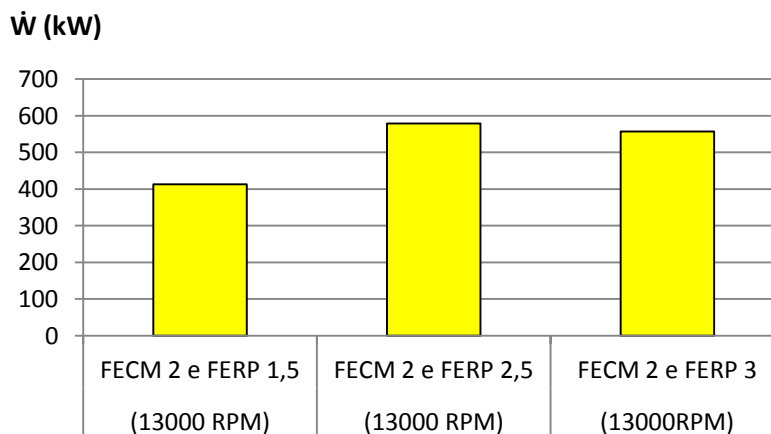


Figura 132 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.

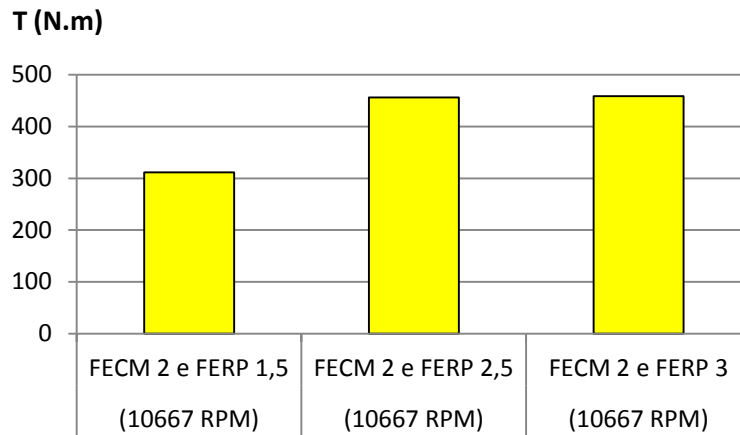


Figura 133 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.

Neste conjunto de três simulações atinge-se o máximo de potência de 578,54 kW às 13000 RPM para a simulação de FECM 2 e FERP 2,5. O máximo de binário de 458,66 N.m é atingido na simulação de FECM 2 e FERP 3 às 10667 RPM. É também nesta simulação que se atinge o valor mais baixo de consumo específico, 233,13 g/kWh às 6000 RPM. Este conjunto de simulações permite obter valores de potência e binário superiores aos de Otobe *et al.* (1989), exceto na simulação de FECM 2 e FERP 1,5.

### 10.2.6 - Fator de escala de caudal mássico 2,5 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 1,5, 2 e 3

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2,5 e FERP 1,5</b>					
6000	114,99	183,02	15,39	244,85	121,30
8333	186,50	213,72	17,98	248,37	143,70
10667	294,74	263,85	22,19	257,57	184,00
13000	336,82	247,42	20,81	280,05	187,60
<b>FECM 2,5 e FERP 2</b>					
6000	133,58	212,60	17,88	242,21	139,40
8333	224,01	256,71	21,59	244,13	169,60
10667	377,33	337,79	28,41	251,76	230,30
13000	454,83	334,10	28,10	272,41	246,40
<b>FECM 2,5 e FERP 3</b>					
6000	190,57	303,30	25,51	235,39	193,30
8333	314,90	360,87	30,35	237,89	232,40
10667	502,69	450,02	37,85	246,93	300,90
13000	580,78	426,62	35,88	269,99	311,90

Tabela 32 – Simulações com combinação de FECM 2,5 e FERP (1,5, 2 e 3).

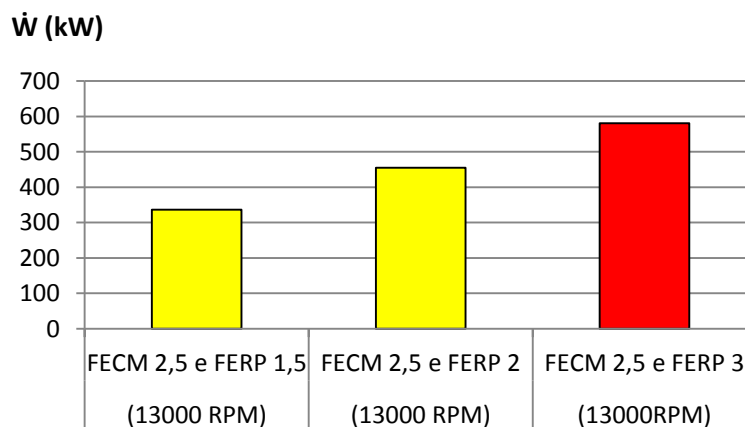


Figura 134 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.

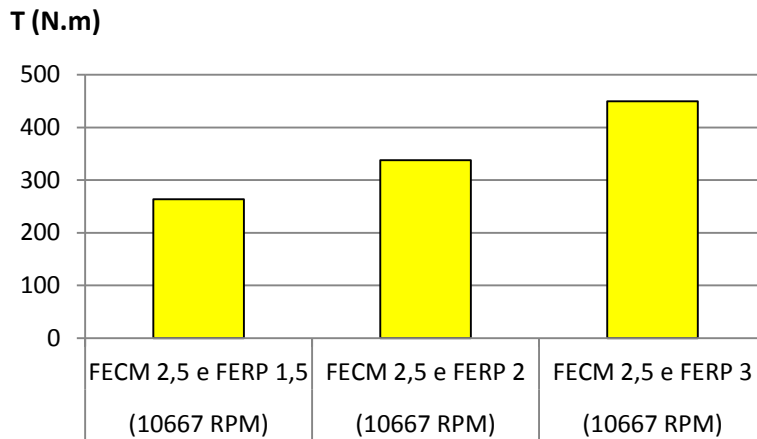


Figura 135 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM.

Neste conjunto de três simulações atinge-se o máximo absoluto de potência para todos os testes, 580,78 kW às 13000 RPM, na simulação de FECM 2,5 e FERP 3. É também nesta simulação que se atinge o máximo de binário 450,02 N.m às 10667 RPM e o valor mais baixo de consumo específico de 235,39 g/kWh às 6000 RPM. Se para a simulação em referência os valores superam os de Otobe *et al.* (1989), para as duas restantes simulações os valores são bastante inferiores.

### 10.2.7 - Fator de escala de caudal mássico 3 conjugado com fatores de escala de razão de pressões 1,5, 2 e 2,5

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3 e FERP 1,5</b>					
6000	110,49	175,85	14,79	245,71	117,00
8333	168,41	192,99	16,23	251,63	131,50
10667	260,66	233,35	19,63	261,12	165,00
13000	291,79	214,34	18,03	285,59	165,70
<b>FECM 3 e FERP 2</b>					
6000	126,16	200,79	16,89	243,30	132,30
8333	199,04	228,10	19,19	247,31	152,70
10667	331,43	296,70	24,96	254,95	204,80
13000	391,98	287,93	24,22	276,34	215,40
<b>FECM 3 e FERP 2,5</b>					
6000	143,38	228,20	19,19	240,99	148,90
8333	237,98	272,71	22,94	243,09	179,50
10667	396,87	355,29	29,88	250,89	241,30
13000	484,32	355,76	29,92	272,01	262,00

Tabela 33 – Simulações com combinação de FECM 3 e FERP (1,5, 2 e 2,5).

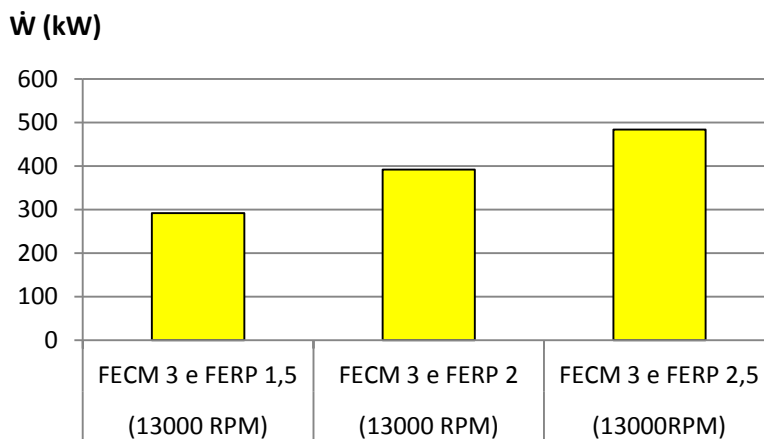


Figura 136 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 13000 RPM.

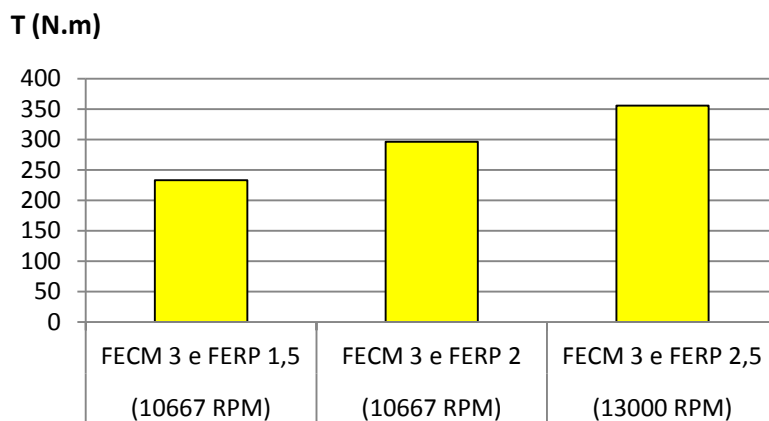


Figura 137 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 10667 RPM e 13000 RPM.

Neste conjunto de três simulações atinge-se o máximo de potência e binário na simulação de FECM 3 e FERP 2,5 às 13000 RPM, com valores de 484,32 kW e 355,76 N.m, respetivamente. O consumo específico tem o seu mínimo nesta simulação, com 240,99 g/kWh às 6000 RPM. Nota-se que para FECM alto em referência a FERP baixo, há valores de potência e binário baixos também. Os valores atingidos nesta simulação são ligeiramente inferiores aos de Otobe *et al.* (1989).

#### 10.2.8 - Resumo das simulações com valores de binário e potência mais aproximados ao artigo de Otobe *et al.* (1989)

Simulação de FECM 1,5 e FERP 1,5:

- Binário – 391,74 N.m às 10667 RPM;
- **Potência – 493,92 kW às 13000 RPM;**
- Consumo específico – 264 g/kWh às 10667 RPM e 276 g/kWh às 13000 RPM.

Simulação de FECM 1,5 e FERP 2:

- Binário – 446,75 N.m às 10667 RPM;
- Potência – 530,29 kW às 13000 RPM;
- Consumo específico – 298,7 g/kWh às 10667 RPM e 286,8 g/kWh às 13000 RPM.

Simulação de FECM 2 e FERP 2:

- **Binário – 401,47 Nm às 10667 RPM;**
- Potência – 523,39 kW às 13000 RPM;
- Consumo específico – **269,7 g/kWh às 10667 RPM** e 280,7 g/kWh às 13000 RPM.

De referir que neste resumo não se inclui a simulação com valor de consumo específico inferior na velocidade de rotação de binário máximo (10667 RPM), simulação de FECM 2 e FERP 2,5 com 246,39 g/kWh. Tal deve-se ao facto de a mesma não compreender resultados de binário e potência tão bons como os mencionados acima.

Após análise dos resultados das três simulações do motor Honda simulado de admissão comum, enunciadas como as mais aproximadas ao motor Honda RA 168 E, importa efetuar agora seis testes entre as 10000 RPM e as 13000 RPM, nomeadamente às 10000 RPM, 10600 RPM, 11200 RPM, 11800 RPM, 12400 RPM e 13000 RPM, de forma a se ter uma perspetiva mais pormenorizada do que se passa ao nível de velocidades de rotação intermédias.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5 e FERP 1,5</b>					
10000	382,58	365,34	30,73	244,68	241,9
10600	432,21	389,37	32,75	248,53	262
11200	474,73	404,77	34,04	252,58	276,8
11800	492,38	398,47	33,52	257,83	278,2
12400	499,59	384,74	32,36	265,06	276,1
13000	492,87	362,05	30,45	271,9	266,5
<b>FECM 1,5 e FERP 2</b>					
10000	454,29	433,82	36,49	242,47	284,6
10600	495,17	446,09	37,52	246,35	297,5
11200	523,37	446,24	37,53	251,71	304,1
11800	529,42	428,44	36,04	257,19	298,3
12400	535,34	412,27	34,68	264,45	295,2
13000	530,52	389,7	32,78	272,01	287
<b>FECM 2 e FERP 2</b>					
10000	389,47	371,92	31,28	244,02	245,7
10600	443,06	399,14	33,57	247,6	267,6
11200	488,43	416,44	35,03	251,46	283,5
11800	514,5	416,37	35,02	256,08	288,7
12400	527,65	406,35	34,18	262,99	289,3
13000	523,98	384,89	32,37	269,6	281

Tabela 34 – Simulações com valores mais aproximados ao artigo da Honda, com seis testes entre as 10000 RPM e as 13000 RPM, nomeadamente simulação de FECM 1,5 e FERP 1,5, simulação de FECM 1,5 e FERP 2 e simulação de FECM 2 e FERP 2.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

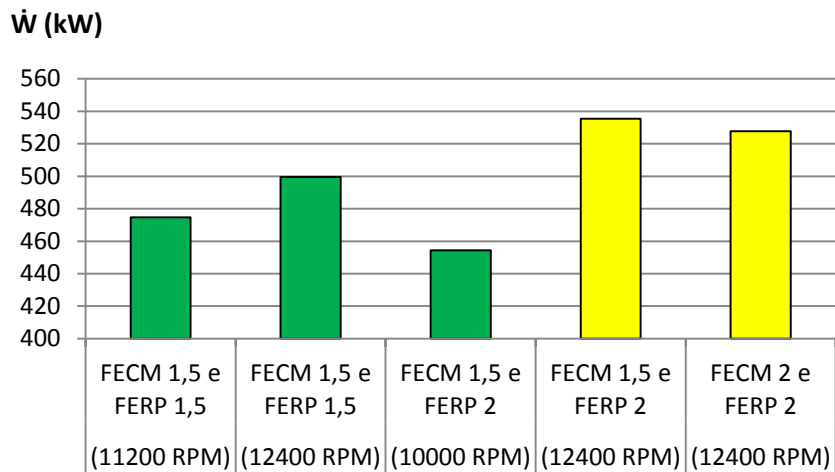


Figura 138 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 11200 RPM, 12400 RPM e 10000 RPM.

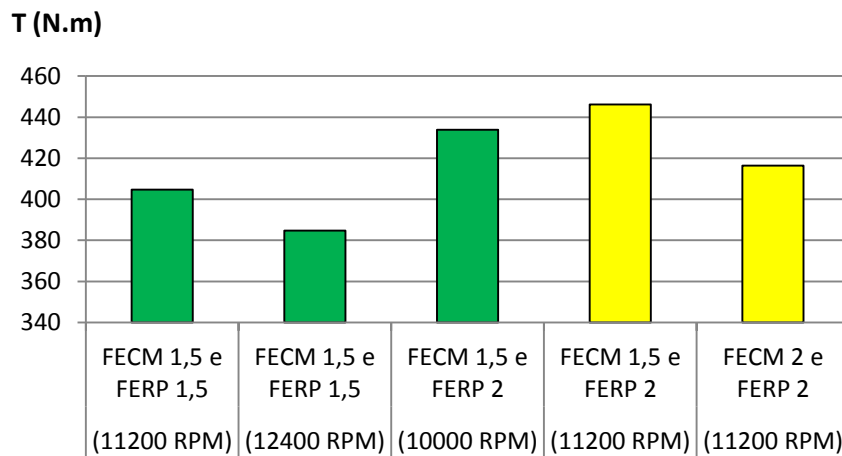


Figura 139 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM, 12400 RPM e 10000 RPM.

### 10.2.9 – Comparação dos resultados obtidos com os resultados de Otobe *et al.*, (1989).

Analisando os gráficos das Figuras 122 e 123 e considerando os valores de potência e binário dos mesmos, entre as 10000 RPM e as 12400 RPM, tem-se que os valores de potência, binário e consumo específico do Honda RA 168 E nas velocidades de rotação 10000 RPM, 11200 RPM e 12400 RPM são os constantes da Tabela 35.

Velocidade de rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	C. Específico (g/kWh)
10000	440	424	300
11200	470	400	277
12400	504	390	278

Tabela 35 – Valores de potência, binário e consumo específico do motor Honda RA 168 E para as velocidades de rotação de 10000 RPM, 11200 RPM e 12400 RPM (Otobe *et al.*, 1989).

A simulação com valores mais aproximados à realidade é a simulação de FECM 1,5 e FERP 1,5. Esta simulação apresenta um valor de binário de 365,34 N.m às 10000 RPM face aos 424 N.m da Tabela 35. A potência para esta velocidade de rotação é de 382,58 kW perante os 440 kW da tabela referida. Nas 11200 RPM o binário na simulação é de 404,77 N.m face aos 400 N.m da mesma tabela. A potência obtida nesta velocidade de rotação é de 474,73 kW face aos 470 kW da tabela. Para as 12400 RPM, o binário da simulação é de 384,74 N.m perante os 390 N.m da tabela. A potência obtida nesta velocidade de rotação é de 499,59 kW face aos 504 kW da tabela. Nota-se assim que os valores obtidos são bastante aproximados dos reais. Há apenas uma divergência significativa de binário e potência a considerar nas 10000 RPM, diferença essa que se esbate aproximadamente nas 11000 RPM. No que concerne ao consumo específico Otobe *et al.* (1989) fazem referência a um valor de 272 g/kWh às 12000 RPM. Analisando a Tabela 34 verifica-se que o valor de consumo específico na simulação FECM 1,5 e FERP 1,5 está entre 257,83 g/kWh e 265,06 g/kWh para as 12000 RPM. Este valor é também muito aproximado ao referido pelos autores.

### 10.3 - Velocidade de rotação do rotor do compressor

Nas Tabelas 37, 38 e 39 estão presentes os resultados de um conjunto de simulações em que se variam os FEVR do rotor para as três simulações anteriores: FECM 1,5 e FERP 1,5, FECM 1,5 e FERP 2 e FECM 2 e FERP 2. O FEVR base assume o valor 1 com as seguintes velocidades de rotação nas seis linhas do compressor: 75000 RPM, 105000 RPM, 12000,0078 RPM, 135000 RPM, 15000 RPM e 165000 RPM, respetivamente. As velocidades de rotação para cada uma das variações de FEVR das tabelas de resultados 37 a 39 constam na tabela 36. Aos valores de FEVR superiores à referência base correspondem valores de velocidade de rotação superiores.

<b>FEVR 1,4 (RPM)</b>					
105000	147000	168000	189000	210000	231000
<b>FEVR 1,3 (RPM)</b>					
97500	136500	156000	175500	195000	241499,984
<b>FEVR 1,2 (RPM)</b>					
90000	126000,008	144000,016	162000	180000	198000,016
<b>FEVR 1,1 (RPM)</b>					
82500	115500	132000	148500	165000	181500
<b>FEVR 0,9 (RPM)</b>					
67500	94500	108000	121500	135000	148500
<b>FEVR 0,8 (RPM)</b>					
60000	84000	96000	108000	120000	132000
<b>FEVR 0,7 (RPM)</b>					
52500	73500	84000	94500	105000	115500

Tabela 36 – Velocidades de rotação do rotor para vários FEVR (1,4, 1,3, 1,2, 1,1, 0,9, 0,8 e 0,7).

**10.3.1 – Fator de escala de caudal mássico 1,5 e fator de escala de razão de pressões 1,5 conjugados com fatores de escala de velocidade de rotação 1,5, 0,9, 0,8 e 0,7:**

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5, FERP 1,5 e FEVR 1,5</b>					
10000	341,94	326,53	27,46	247,86	219,00
10600	390,36	351,67	29,58	251,35	239,30
11200	427,05	364,11	30,63	254,97	251,40
11800	441,19	357,04	30,03	261,20	252,50
12400	446,66	343,98	28,93	268,17	249,80
13000	440,53	323,60	27,22	274,76	240,70
<b>FECM 1,5, FERP 1,5 e FEVR 0,9</b>					
10000	390,82	373,21	31,39	244,14	246,60
10600	440,36	396,71	33,37	247,96	266,30
11200	483,45	412,19	34,67	252,21	281,50
11800	500,89	405,35	34,09	257,33	282,40
12400	509,57	392,42	33,01	264,46	281,00
13000	505,61	371,40	31,24	271,26	272,80
<b>FECM 1,5, FERP 1,5 e FEVR 0,8</b>					
10000	398,11	380,17	31,98	243,66	250,70
10600	448,00	403,59	33,95	247,41	270,40
11200	491,03	418,66	35,21	251,89	285,50
11800	509,04	411,95	34,65	256,91	286,50
12400	518,79	399,52	33,60	263,90	285,50
13000	519,43	381,55	32,09	270,62	279,60
<b>FECM 1,5, FERP 1,5 e FEVR 0,7</b>					
10000	420,00	401,07	33,73	242,59	263,30
10600	465,03	418,94	35,24	246,53	279,60
11200	497,46	424,14	35,67	251,62	289,00
11800	515,99	417,58	35,12	256,60	290,10
12400	526,83	405,71	34,12	263,40	289,30
13000	530,33	389,56	32,77	270,22	285,00

Tabela 37 – Simulações com combinação de FECM 1,5, FERP 1,5 e FEVR (1,5, 0,9, 0,8 e 0,7).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

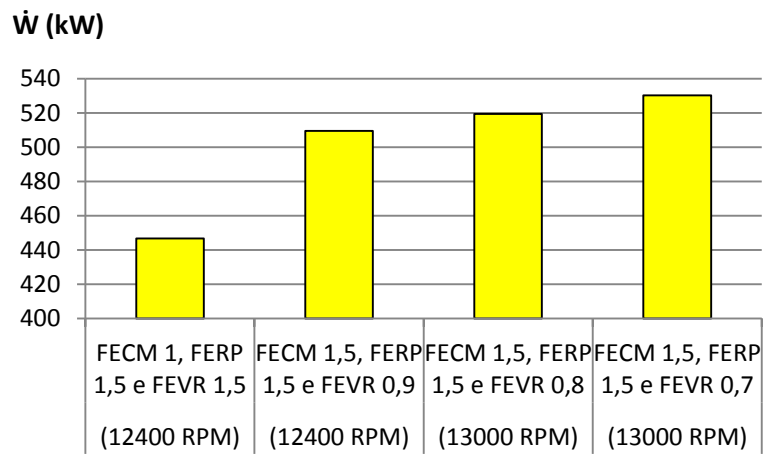


Figura 140 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM e 13000 RPM.

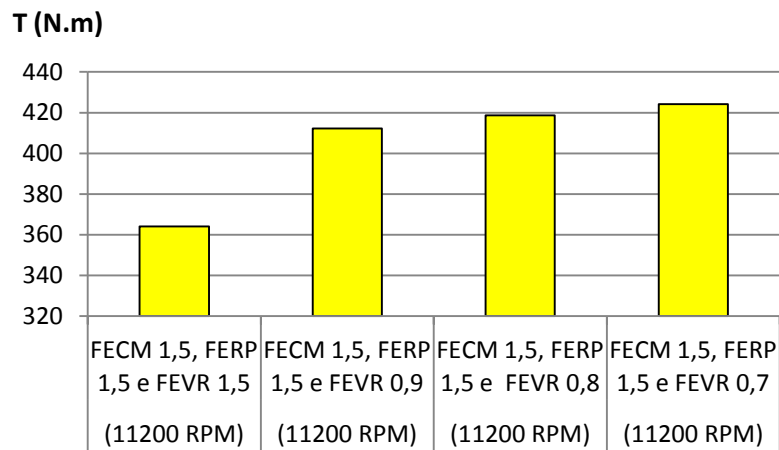


Figura 141 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM.

**10.3.2 – Fator de escala de caudal mássico 1,5 e fator de escala de razão de pressões 2 conjugados com fatores de escala de velocidade de rotação 1,5, 1,4, 1,3 e 0,9:**

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,5</b>					
10000	418,40	399,55	33,61	244,59	264,40
10600	456,68	411,41	34,60	248,77	277,10
11200	482,72	411,58	34,62	253,53	282,50
11800	494,44	400,13	33,66	259,20	280,80
12400	497,82	383,38	32,25	267,05	277,20
13000	487,57	358,15	30,12	274,44	266,10
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4</b>					
10000	425,27	406,10	34,16	244,18	268,20
10600	464,29	418,27	35,18	248,27	281,20
11200	490,72	418,40	35,19	253,15	286,80
11800	502,21	406,42	34,18	258,71	284,60
12400	505,31	389,14	32,73	266,52	280,80
13000	494,41	363,17	30,55	274,05	269,50
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,3</b>					
10000	432,44	412,95	34,73	243,74	272,30
10600	471,93	425,15	35,76	247,79	285,20
11200	499,10	425,54	35,79	252,79	291,30
11800	508,52	411,53	34,61	258,31	287,80
12400	512,84	394,94	33,22	265,99	284,40
13000	501,16	368,13	30,96	273,71	272,80
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 0,9</b>					
10000	461,44	440,64	37,06	242,06	288,60
10600	500,88	451,23	37,95	245,99	300,50
11200	530,42	452,24	38,04	251,39	307,80
11800	536,43	434,12	36,51	256,87	301,90
12400	542,28	417,61	35,13	263,99	298,50
13000	537,50	394,82	33,21	271,77	290,50

Tabela 38 – Simulações com combinação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,5, 1,4, 1,3 e 0,9).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

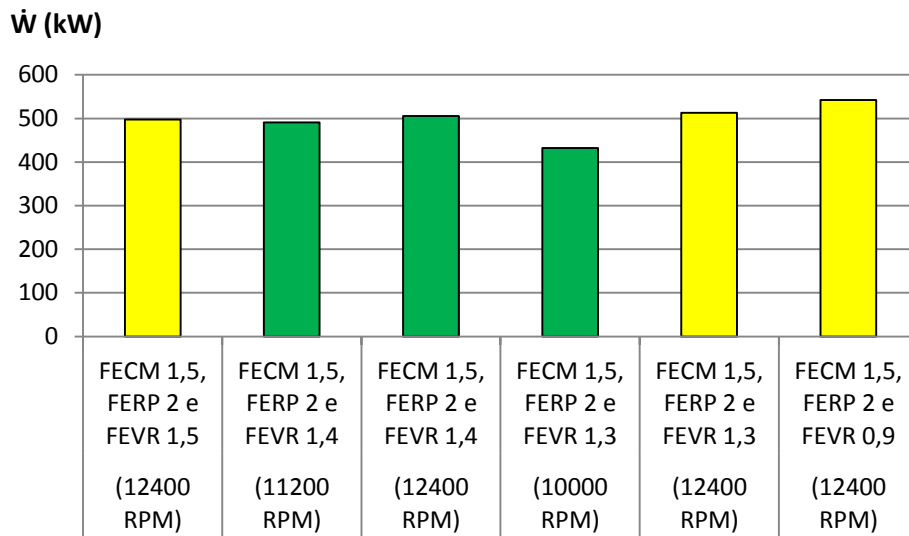


Figura 142 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM, 11200 RPM e 10000 RPM.

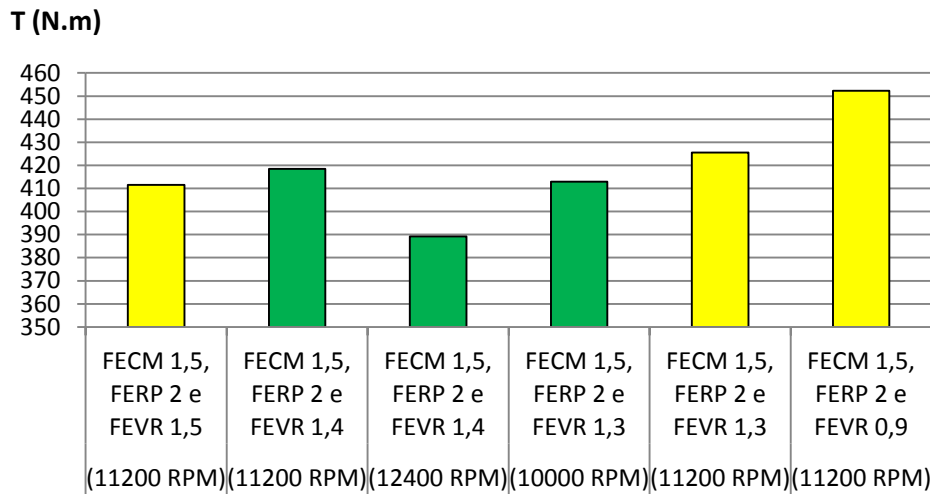


Figura 143 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM, 12400 RPM e 10000 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

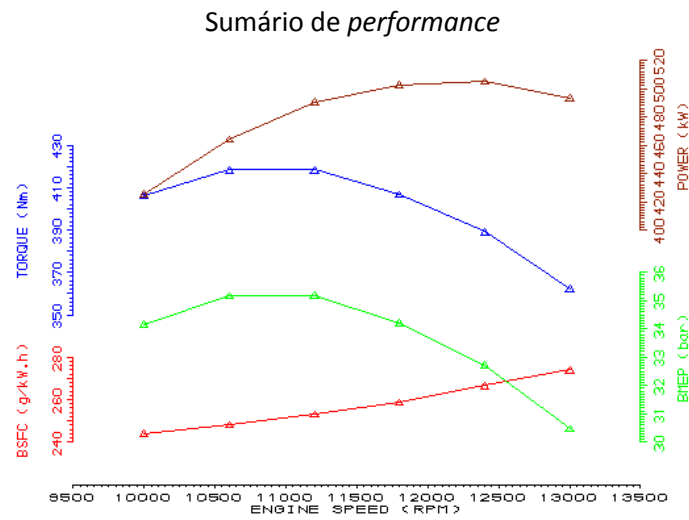


Figura 144 – Sumário de performance para a simulação de FEVM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4.

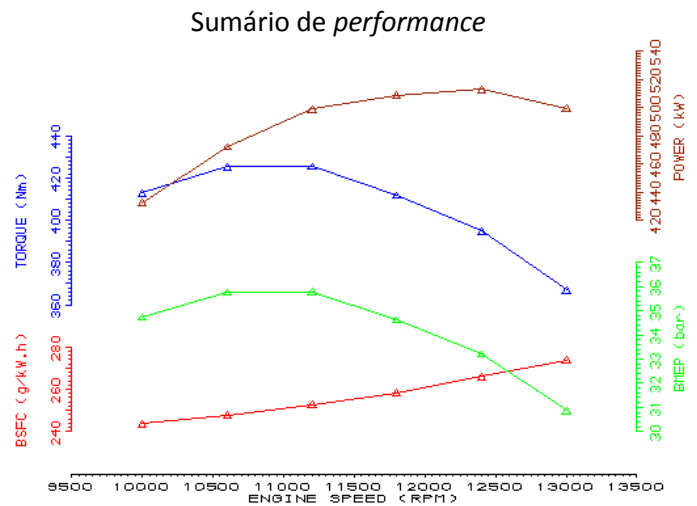


Figura 145 – Sumário de performance para a simulação de FEVM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,3.

**10.3.3 – Fator de escala de caudal mássico 2 e fator de escala de razão de pressões 2 conjugados com fatores de escala de velocidade de rotação 1,5, 1,3, 1,2 e 0,9:**

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 2, FERP 2 e FEVR 1,5</b>					
10000	367,96	351,38	29,55	245,58	233,6
10600	417,35	375,98	31,62	249,33	253,8
11200	457,52	390,08	32,81	253,04	267,3
11800	480,26	388,66	32,69	258,09	271,6
12400	494,02	380,45	32	265,09	273,1
13000	487,23	357,9	30,1	271,75	263,3
<b>FECM 2, FERP 2 e FEVR 1,3</b>					
10000	375,66	358,73	30,17	245,01	237,9
10600	426,68	384,38	32,33	248,69	258,8
11200	469,12	399,98	33,64	252,43	273,4
11800	493,83	399,64	33,61	257,24	278,3
12400	507,23	390,62	32,86	264,22	279,4
13000	500,81	367,88	30,94	270,89	269,8
<b>FECM 2, FERP 2 e FEVR 1,2</b>					
10000	380	362,88	30,52	244,69	240,4
10600	431,75	388,95	32,71	248,34	261,5
11200	475,76	405,64	34,12	252,09	276,9
11800	500,78	405,26	34,09	256,82	281,8
12400	514,11	395,92	33,3	263,79	282,8
13000	508,94	373,85	31,44	270,39	273,7
<b>FECM 2, FERP 2 e FEVR 0,9</b>					
10000	394,59	376,81	31,69	243,69	248,6
10600	448,63	404,16	33,99	247,24	270,5
11200	494,08	421,26	35,43	251,21	286,5
11800	520,80	421,47	35,45	255,77	291,9
12400	534,10	411,31	34,6	262,62	292,5
13000	533,98	392,24	32,99	269,07	285,7

Tabela 39 – Simulações com combinação de FECM 2, FERP 2 e FEVR (1,5, 1,3, 1,2 e 0,9).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

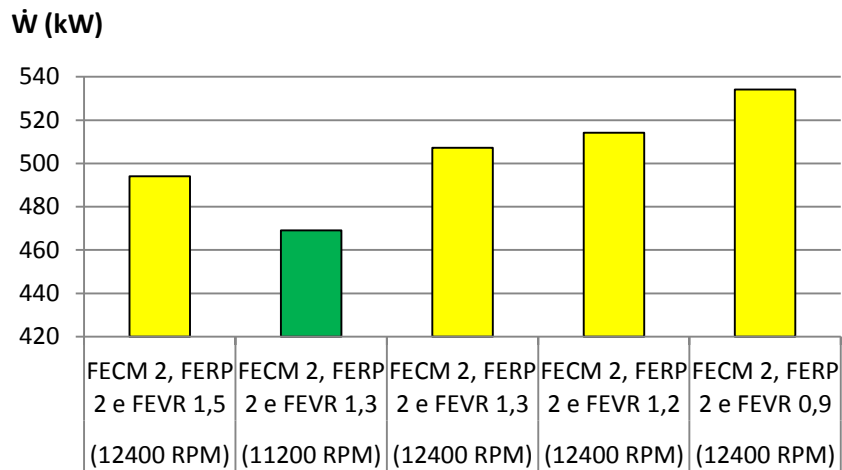


Figura 146 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM e 11200 RPM.

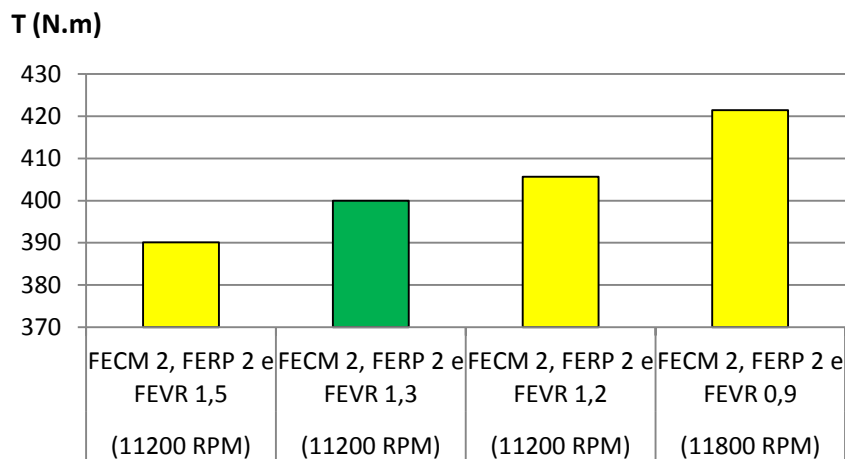


Figura 147 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM e 11800 RPM.

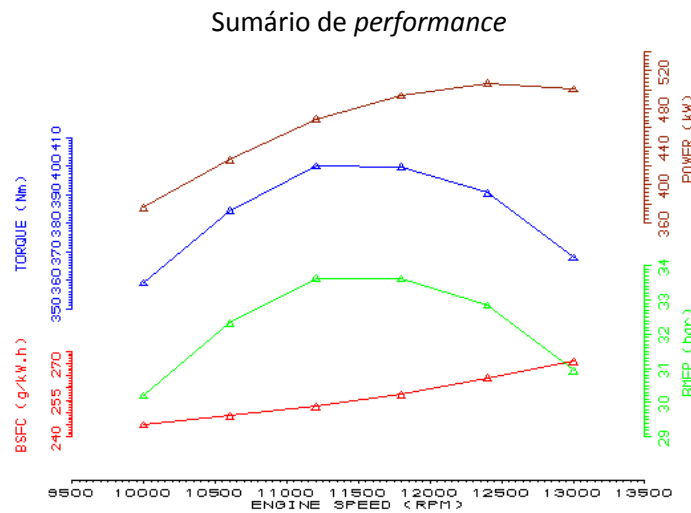


Figura 148 – Gráfico com sumário de *performance* para a simulação de FECM 2, FERP 2 e FEVR 1,3.

Após variação dos FEVR para as simulações dos Subcapítulos 10.3.1, 10.3.2 e 10.3.3, retira-se o seguinte: alterando a velocidade de rotação do rotor, há alteração dos resultados. Há a salientar que a alteração do FEVR no motor Honda, portanto motor com dois turbocompressores, imprime diferenças mais acentuadas nos valores em tabela, comparativamente com o motor de Fórmula 1 para 2014, que tem um compressor apenas. Há simulações com resultados muito aproximados aos de Otobe *et al.* (1989). Esses resultados superam, inclusivamente, os resultados da simulação de FECM 1,5 e FERP 1,5 (FEVR base) enunciada no Subcapítulo 10.2.9 do presente trabalho. De entre várias, destaca-se a simulação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4. Importa agora aferir da validade desta conclusão através da análise dos mapas de curvas de rendimento dos compressores, análise essa a fazer no Capítulo 11.

## 11 - Mapas de curvas de rendimento do compressor do motor Honda RA 168 E

### 11.1 - Razão de pressões e caudal mássico

#### 11.1.1 – Razão de pressões

Tal como foi mencionado anteriormente, Otobe *et al.* (1989) não referem claramente se o coletor de admissão contém uma conduta individual para cada banco de três cilindros ou se a conduta é comum aos seis, fazendo-se a junção dos caudais provenientes dos dois compressores. De qualquer forma, a razão das pressões tem o valor de 3,5 para ambas as tipologias de acordo com os 2,5 bar de pressão relativa proveniente dos aparelhos. No caso da admissão individual é claro que o valor assumido é esse. Na possibilidade de haver junção dos caudais o valor é o mesmo, pois nesse cenário há soma dos valores de caudal, mantendo-se igualdade na pressão.

#### 11.1.2 - Caudal mássico

A equação para cálculo do caudal mássico é a Equação (3) que aqui se replica:

$$\dot{m}_c = \frac{\pi D^2}{4} L N_c \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \rho_{ar} \left( \frac{N}{60i} \right) \eta_{vol} \quad (11)$$

Os valores velocidade de rotação para cálculo de caudal mássico neste motor são os pontos de binário máximo obtido na velocidade de rotação de 11200 RPM e potência máxima obtida na velocidade de rotação de 12400 RPM. Os valores de diâmetro do cilindro, curso do êmbolo, número de cilindros e velocidade de rotação máxima são os decorrentes do artigo segundo Otobe *et al.* (1989). O valor de massa volúmica do ar é o valor para as condições de temperatura 2293,25 K e pressão atmosférica. Para o valor de rendimento volumétrico foram assumidos os valores de 80% e 95%, conforme pontos de potência e binário máximos, respetivamente. Estes valores de rendimento volumétrico foram escolhidos para manter um critério de equidade em relação ao motor simulado para 2014. Não seria coerente efetuar comparação entre os mapas de curvas de rendimento dos dois motores, considerando parâmetros de análise diferentes. Há a referir aqui que em virtude de se estar perante dois compressores, cada um conectado a

um banco de cilindros, o número de cilindros a considerar na equação é três, para ambas as situações de admissão comum ou isolada.

- Diâmetro ( $D$ ) = 79 mm;
- Curso do pistão ( $L$ ) = 50,8 mm;
- Número de cilindros ( $N_c$ ) = 3;
- Pressão de saída / pressão de entrada ( $P_2/P_1$ ) = 3,5;
- Massa volúmica do ar ( $\rho_{ar}$ ) = 1,204 kg/m<sup>3</sup>;
- Número de rotações por minuto ( $N$ ) = 11200 RPM e 12400 RPM;
- Número de rotações por tempo de explosão para cada cilindro ( $i$ ) = 2;
- Rendimento volumétrico ( $\eta_v$ ) = 0,8 para o ponto de potência máxima e 0,95 para o ponto de binário máximo.

Caudal mássico para o ponto de binário máximo nas 11200 RPM com rendimento volumétrico de 0,95:

$$\dot{m}_c = 0,28 \text{ kg/s} \quad (12)$$

Caudal mássico para o ponto de potência máxima nas 12400 RPM com rendimento volumétrico de 0,8:

$$\dot{m}_c = 0,26 \text{ kg/s} \quad (13)$$

## 11.2 - Análise do mapa de curvas de rendimento do compressor

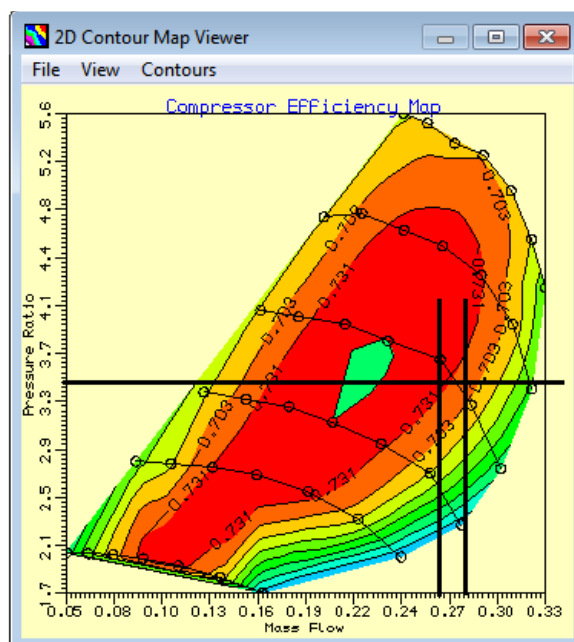


Figura 149 – Mapa de curvas de rendimento dos compressores para FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,1 ou 1,4).

O mapa de curvas de rendimento do compressor da Figura 149 tem a particularidade de conter o ponto de caudal mássico relativo à potência máxima numa posição anterior ao ponto de binário máximo, na escala do eixo das abcissas, o que é incoerente. Esta situação deve-se ao facto de se considerar um valor de rendimento volumétrico relativamente baixo para o ponto de potência máxima. No entanto, esta escolha de valores de rendimento volumétrico já foi devidamente justificada. De qualquer forma, considerando a hipótese de se estar perante um valor de rendimento volumétrico superior aos 80%, para o ponto de potência máxima, como se constata pelo mapa da Figura 149, o ponto correspondente a tal estaria muito próximo da linha de sufoco ou engasgamento, ou até mesmo fora do mapa, sobressaindo daqui a mesma consequência relativamente ao do mapa do motor de Fórmula 1 para 2014. Apesar da irregularidade, este é o mapa que se reporta às características do turbocompressor mais apropriadas, tal como se comprova pelos resultados obtidos nas simulações. Ainda de referir que a localização do ponto de binário máximo é numa ilha de 70,3% de rendimento, valor bastante aceitável.

Os resultados obtidos com a alteração da velocidade de rotação do rotor do compressor vêm corroborar a adequação do mapa de curvas de rendimento do compressor atinente à simulação de FECM 1,5 e FERP 2. De acordo com o Capítulo 10, é o mapa referido que mais se adequa em termos de análise de localização dos seus pontos. Alterando o FEVR, tal como já foi dito, não há alteração física do mapa de curvas de rendimento. Os únicos fatores a alterar o mapa, no programa *Lotus Engine Simulation*, são os FECM e FERP. Portanto, o mapa, após a alteração do FEVR, é o mesmo, mudando apenas a velocidade de rotação do rotor. Os pontos de binário e potência máximos no mapa de curvas de rendimento, situam-se entre a terceira e quarta linhas de velocidade de rotação, com aproximação a esta última. Para FEVR 1 (base) as velocidades de rotação da terceira e quarta linha são 120000,0078 RPM e 135000 RPM respetivamente. Para FEVR 1,4 as velocidades de rotação da terceira e quarta linha são 168000 RPM e 189000 RPM respetivamente. É entre estas duas velocidades de rotação que se situa a faixa de operação do compressor.

## 12 - Compressores com admissão individual para cada banco de cilindros

Perante a possibilidade de o motor Honda RA 168 E ter um coletor de admissão com separação das condutas de admissão de cada banco de cilindros, achou-se pertinente fazer um breve conjunto de simulações para constatar das diferenças de resultados relativamente aos testes com a admissão comum. A Figura 150 mostra o aspeto do ambiente de construção do programa *Lotus Engine Simulation* para o motor com estas características.

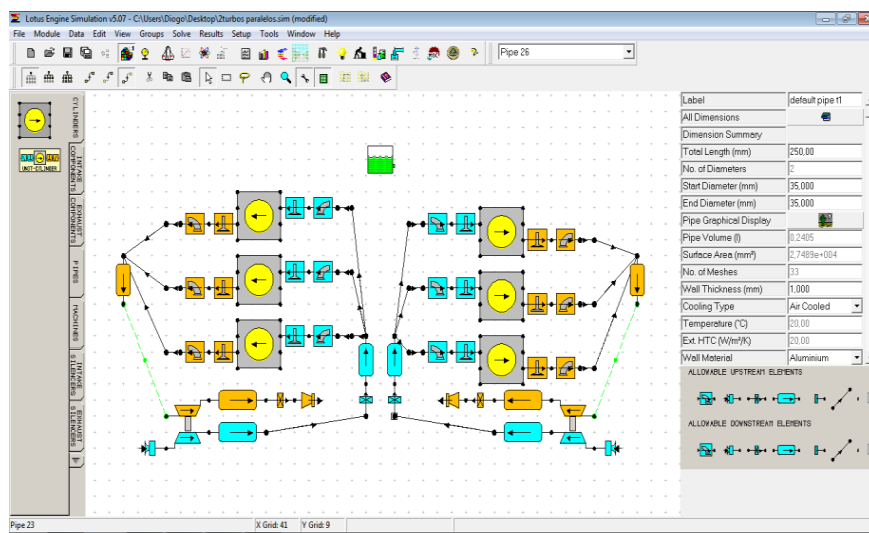


Figura 150 – Turbocompressores em paralelo com admissão individual para cada banco de cilindros.

Não seria conveniente realizar todo um conjunto de simulações paralelas às realizadas para o caso da admissão comum. Optou-se então por escolher os fatores de escala de caudal mássico e de razão de pressões que conduziram aos melhores resultados nas simulações para a admissão comum, variando-se apenas o fator de escala de velocidade de rotação. Assim, assumiu-se FECM 1,5 e FERP 2. Quanto ao FEVR variou-se nos seguintes valores: base (valor 1), 1,4, 1,2, 1,1, 0,9 e 0,8. As simulações relativas aos turbocompressores com a admissão individual para cada banco de cilindros, são as contantes nas Tabelas 40/A e 40/B.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1 (admissão individual)</b>					
10000	426,41	407,19	34,25	242,09	266,9
10600	465,92	419,73	35,3	245,52	278,9
11200	496,55	423,37	35,61	250,73	287,4
11800	510,09	412,8	34,72	256,26	286,4
12400	511,78	394,13	33,15	263,67	281,4
13000	510,79	375,21	31,56	271,82	276,1
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4 (admissão individual)</b>					
10000	402,77	384,62	32,35	243,68	253,7
10600	437,94	394,53	33,18	247,29	264
11200	469,23	400,07	33,65	252,42	273,4
11800	482,82	390,73	32,86	257,97	272,9
12400	485,31	373,74	31,44	265,79	269
13000	482,61	354,51	29,82	273,58	262,6
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,2 (admissão individual)</b>					
10000	414,34	395,66	33,28	242,88	260,2
10600	451,74	406,96	34,23	246,4	271,4
11200	482,89	411,72	34,63	251,59	280,5
11800	496,84	402,07	33,82	257,06	279,8
12400	498,56	383,94	32,29	264,72	275,2
13000	498,2	365,96	30,78	272,52	270

Tabela 40/A – Simulações para admissão individual com combinação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (base, 1,4 e 1,2).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,1 (admissão individual)</b>					
10000	420,31	401,37	33,76	242,49	263,5
10600	458,81	413,33	34,77	245,95	275,1
11200	489,75	417,57	35,12	251,16	284
11800	503,56	407,51	34,28	256,64	283,2
12400	505,25	389,1	32,73	264,18	278,3
13000	505,01	370,96	31,2	272,11	273,3
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 0,9 (admissão individual)</b>					
10000	432,37	412,88	34,73	241,72	270,2
10600	473,02	426,13	35,84	245,1	282,7
11200	502,94	428,81	36,07	250,32	290,6
11800	516,32	417,84	35,14	255,93	289,5
12400	517,98	398,9	33,55	263,18	284,2
13000	515,89	378,95	31,87	271,58	278,6
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 0,8 (admissão individual)</b>					
10000	438,08	418,33	35,19	241,35	273,4
10600	479,65	432,11	36,34	244,72	286,2
11200	508,79	433,8	36,49	249,94	293,6
11800	521,9	422,35	35,52	255,64	292,3
12400	523,65	403,26	33,92	262,74	286,9
13000	520,28	382,18	32,15	271,34	280,8

Tabela 40/B – Simulações para admissão individual com combinação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,1, 0,9 e 0,8).

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

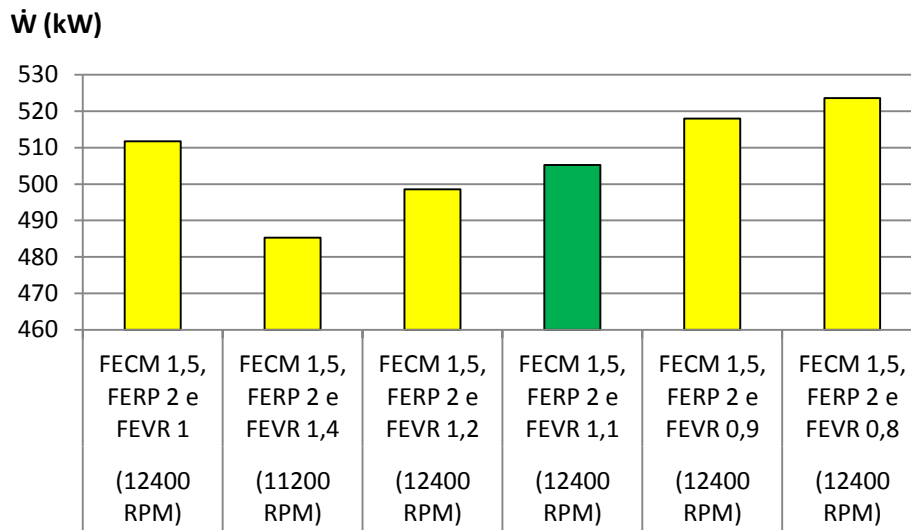


Figura 151 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 12400 RPM e 11200 RPM.

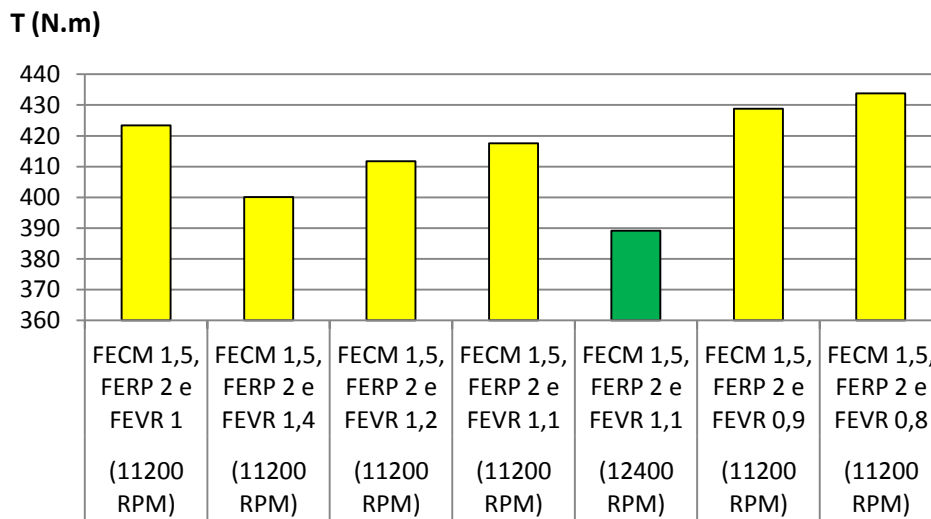


Figura 152 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 11200 RPM e 12400 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R.Vol. (%)
<b>FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4</b>					
10000	425,27	406,10	34,16	244,18	268,20
10600	464,29	418,27	35,18	248,27	281,20
11200	490,72	418,40	35,19	253,15	286,80
11800	502,21	406,42	34,18	258,71	284,60
12400	505,31	389,14	32,73	266,52	280,80
13000	494,41	363,17	30,55	274,05	269,50

Tabela 41 – Simulação com resultados do Subcapítulo 10.4.2 relativa aos compressores com admissão comum e com FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4.

No presente estudo, o FEVR do compressor que conduz aos resultados mais aproximados aos oficiais assume aqui o valor 1,1. É esta simulação que, considerando os valores de todas as velocidades de rotação do motor em teste, apresenta resultados mais aproximados aos de Otobe *et al.* (1989). Efetivamente, a aproximação de resultados entre as duas simulações é muito grande, havendo apenas diferença de poucas unidades entre as mesmas. Tal situação é transversal a todas as velocidades de rotação consideradas. De salientar apenas que no caso do motor com admissão comum, a velocidade de rotação do rotor para FEVR 1,4 situa-se entre as 168000 RPM e as 189000 RPM. No caso do funcionamento com admissão individual a velocidade de rotação do rotor para FEVR 1,1 situa-se entre as 132000 RPM e as 148500 RPM. Atendendo à aproximação de resultados entre os dois tipos de disposição dos compressores e ao facto de este não ser o objeto de estudo, não foram efetuadas considerações adicionais sobre os resultados obtidos. Há apenas a referir que segundo o programa *Lotus Engine Simulation*, os mapas de curvas de rendimento do compressor para ambas as disposições do compressor são exatamente os mesmos.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 13 - Comparação de valores entre resultados do motor Honda simulado e do motor Honda RA 168 E

Antes de se fazerem as necessárias comparações de resultados, importa realçar que há uma discrepância nos valores de velocidades de rotação dos dois motores que se comparam, no que concerne à velocidade de rotação a que é debitada a potência máxima. No caso do motor simulado, considerou-se a velocidade de rotação de 12400 RPM. Para o motor Honda RA 168 E, considerou-se a velocidade de rotação de 12500 RPM. Tal diferença resulta de que para o motor Honda RA 168 E existe um valor oficial em texto no artigo de Otoabe *et al.* (1989), valor esse que se reporta às 12500 RPM. É certo que se poderia retirar um valor pela análise do gráfico com as características de potência e binário oficiais do motor Honda, presente na Figura 122, tal como se fez para as outras velocidades de rotação, no entanto, foi considerada esta opção por se poder fazer aqui uma comparação mais fidedigna, atendendo também à diferença diminuta de velocidades, 100 rotações por minuto.

Assim, os resultados mais prementes de potência, binário e consumo específico das simulações relativos ao motor Honda simulado de admissão comum e os resultados do motor Honda RA 168 E, constam da Tabela 42. Consideraram-se as velocidades de rotação de 10000 RPM, 11200 RPM e 12400 RPM – 12500 RPM. A razão da escolha destas velocidades de rotação para análise é a seguinte: Nas 10000 RPM é debitado o valor de binário máximo para o motor Honda RA 168 E. Nas 11200 RPM é debitado o valor de binário máximo para o motor Honda simulado. Nas 12400 RPM e 12500 RPM são debitados os valores de potência máxima para os motores Honda simulado e Honda RA 168 E, respetivamente.

Motor Honda simulado			
V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	Consumo específico (g/kWh)
<b>FECM 1,5; FERP 2; FEVR 1,4</b>			
10000	425,27	406,10	244,18
11200	490,72	418,40	253,15
12400	505,31	389,14	266,52
Motor Honda RA 168 E			
V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	Consumo específico (g/kWh)
10000	440,00	424,00	300,00
11200	470,00	400,00	277,00
12500	504,00	390,00	278,00

Tabela 42 – Valores de potência, binário e consumo específico dos motores Honda simulado e Honda RA 168 E.

Da presente análise salienta-se uma aproximação muito grande dos valores de potência máxima entre motores, nomeadamente 505,31 kW às 12400 RPM para o motor Honda simulado face aos 504 kW debitados às 12500 RPM com o motor Honda RA 168 E. O binário nas 12400 RPM para o motor Honda simulado é de 389,14 N.m, e de 390 N.m nas 12500 RPM para o motor Honda RA 168 E. Nas 11200 RPM o valor de potência é de 490,72 kW para o motor simulado, face aos 470 kW do motor Honda RA 168 E e o binário é de 418,40 N.m face aos 400 N.m respetivamente. Nas 10000 RPM o valor de potência obtido é de 425,27 kW para o motor simulado face aos 440 kW do motor Honda RA 168 E e o valor de binário é de 406,10 N.m face aos 424 N.m respetivamente. De referir que há simulações, a nível pontual, onde se obtiveram valores mais aproximados de binário ou potência aos de Otobe *et al.* (1989), como se pode verificar nos valores assinalados a verde nas tabelas realizadas até aqui. Contudo, na globalidade dos três valores de velocidade de rotação presentes, não se obtiveram os valores mais adequados: dá-se o exemplo da simulação FECM 2, FERP 2 e FEVR 1,3 em que é obtido um valor de binário de 399,98 N.m às 11200 RPM, portanto praticamente coincidente com o oficial (400 N.m). Contudo, nesta simulação o valor de potência às 12400 RPM é de 542,28 kW, portanto bastante superior ao oficial, pelo que não é a mais adequada.

No que concerne ao consumo específico, a maior diferença de valores é nas 10000 RPM com o motor simulado a obter 244,18 g/kWh perante as 300 g/kWh do motor Honda RA 168 E. Nas 11200 RPM a diferença de valores é de apenas 23,85 g/kWh e na última velocidade de rotação é de 11,48 g/kWh. Está-se perante valores relativamente aproximados aos Otobe *et al.* (1989), portanto com alguma diferença a notar.

Pode dizer-se que o motor simulado apresenta resultados de binário e potência ligeiramente superiores aos do motor Honda RA 168 E e resultados de consumo específico inferiores, com maior diferença. Ambas as situações privilegiam o motor Honda simulado. Ainda a referir que a faixa de velocidades de rotação desde o ponto de binário máximo até ao ponto de potência máxima para o motor simulado é de 1200 RPM e para o motor Honda RA 168 E é de 2500 RPM, pelo que esta última situação em particular é preferível.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 14 - Comparação de valores entre resultados do motor de Fórmula 1 para 2014 e do motor Honda simulado

Importa agora efetuar comparação de resultados entre a melhor simulação do motor de Fórmula 1 para 2014, com a melhor simulação do motor Honda simulado. A melhor simulação, no caso do motor de Fórmula 1 para 2014, é aquela que apresenta melhores *performances* quer em termos de potência e binário, quer em termos de consumo específico. No caso do motor Honda simulado, a melhor simulação é aquela que apresenta resultados mais aproximados aos Otobe *et al.* (1989). Como já foi referido, para o motor de 2014, apenas foram considerados os resultados das simulações do turbocompressor, devido à alteração desprezável que os restantes parâmetros imprimem na globalidade dos resultados. No que concerne ao motor Honda RA 168 E, todas as considerações acerca da aproximação dos resultados das simulações aos valores de Otobe *et al.* (1989) foram já feitas, bem como a comparação entre os resultados dos compressores com admissão comum ou individual. Assim, a comparação de resultados neste capítulo reporta-se aos valores do motor de Fórmula 1 para 2014 e o motor Honda simulado. Considera-se que faz mais sentido a comparação com o motor Honda simulado e não com o motor Honda real em virtude de entrarem aqui em consideração possíveis desajustamentos na realização das simulações, encontrando-se assim os dois parâmetros em análise “em pé de igualdade”, o que não aconteceria comparando uma simulação, com um motor real. Além disso, salienta-se o facto de que os resultados obtidos para o motor Honda simulado são muito próximos dos valores reais, o que permite fazer juízos de valor de forma segura.

É importante salientar que os valores de potência, binário e consumo específico patentes nas tabelas são decorrentes do programa *Lotus Engine Simulation*. Há que ressaltar a possibilidade de que na realidade de 2014 as coisas não se passem exatamente desta forma. No entanto, considerando a ferramenta de trabalho basilar desta dissertação e credibilizando os resultados apresentados na mesma, efetuaram-se as conjeturas tidas por convenientes.

Os principais resultados das simulações eleitas como as melhores no estudo, para cada um dos motores, estão presentes na Tabela 43. No caso do motor de Fórmula 1 para 2014 é a simulação de FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 e no caso do motor

Honda simulado é a simulação de FECM 1,5, FERP 2 e FEVR 1,4. As velocidades de rotação consideradas foram: a) 10000 RPM para ambos os motores, em virtude de por um lado ser aí que o valor de binário começa a ser significativo e por outro para efeitos de perceção do comportamento dos motores; b) 11111 RPM e 11200 RPM para o motor de Fórmula 1 de 2014 e o motor Honda simulado respetivamente, devido a serem as velocidades onde são disponibilizados os valores de binário máximo; c) 14444 RPM e 12400 RPM para o motor de Fórmula 1 para 2014 e o motor Honda simulado respetivamente, no que concerne à potência máxima. No seguimento do raciocínio anterior, de referir que a diferença de velocidades de rotação entre as duas simulações prende-se com a definição dos dados de testes no simulador, que na prática corresponde a dez testes realizados numa faixa de rotação das 10000 RPM às 15000 RPM para o motor de Fórmula 1 para 2014 e seis testes realizados numa faixa de rotação das 10000 RPM às 13000 RPM para o motor Honda simulado. Daqui se depreende a obrigatoriedade da diferença de velocidades de rotação para análise entre os dois motores.

<b>Motor de Fórmula 1 para 2014</b>			
<b>V. rotação (RPM)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Binário (N.m)</b>	<b>Consumo específico (g/kWh)</b>
<b>FECM 3,3; FERP 2; FEVR 0,5</b>			
10000	329,89	315,05	249,12
11111	374,46	321,83	254,47
14444	447,72	296,00	287,01
<b>Motor Honda simulado</b>			
<b>V. rotação (RPM)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Binário (N.m)</b>	<b>Consumo específico (g/kWh)</b>
<b>FECM 1,5; FERP 2; FEVR 1,4</b>			
10000	425,27	406,10	244,18
11200	490,72	418,40	253,15
12400	505,31	389,14	266,52

Tabela 43 - Valores de potência, binário e consumo específico do motor de Fórmula 1 para 2014 e do motor Honda simulado.

## 14.1 - Binário

O binário máximo no motor de Fórmula 1 para 2014 assume o valor de 321,83 N.m às 11111 RPM. No motor Honda simulado o binário máximo acontece nas 11200 RPM com um valor de 418,40 N.m. Há aqui á uma diferença de 96,57 N.m entre os dois motores. É de salientar que a diferença de velocidades de rotação a que acontecem os valores de binário máximo entre os dois motores é de 89 RPM, valor desprezável neste contexto. Nas 10000 RPM, a diferença de binário é de 91,05 N.m e na última velocidade de rotação, é de 93,14 N.m. O motor com dois turbocompressores tem então alguma superioridade, nesta situação.

## 14.2 - Potência

No que concerne à potência, o motor de Fórmula 1 para 2014 atinge a potência máxima de 447,72 kW nas 14444 RPM. O motor Honda simulado atinge 505,31 kW nas 12400 RPM. Há uma diferença de 57,59 kW entre os dois motores. Há que salientar a diferença de velocidade de rotação a que é atingida a potência máxima para cada um dos motores: 2044 RPM. Para as 10000 RPM há uma diferença de 95,38 kW e para a velocidade de rotação intermédia (há aqui uma discrepância de 89 RPM que são desprezáveis) há uma diferença de 116,26 kW. Tal como acontece com o binário, o motor com dois turbocompressores tem alguma superioridade, nesta situação, o que era de esperar atendendo que a potência é produto do binário pela velocidade angular de rotação. A diferença de valores de potência obtidos nas velocidades de rotação respetivas, onde são atingidos os valores máximos, deve-se exatamente ao aumento da velocidade de rotação perante a ligeira diminuição do valor de binário.

### **14.3 - Consumo específico**

Tal como acontece com o binário e a potência, há melhores resultados de consumo específico no motor Honda simulado (valores inferiores). O valor mais baixo de consumo específico das três velocidades de rotação para ambas as simulações acontece nas 10000 RPM. Para o motor Honda simulado, o valor é de 244,18 g/kWh face aos 249,12 g/kWh do motor para 2014, portanto com uma diferença de 4,94 g/kWh. Para as velocidades intermédias (ponto de binário máximo) há uma diferença de 1,32 g/kWh. Para as velocidades onde acontece a potência máxima, há uma diferença de 20,49 g/kWh, sendo que os valores superiores são sempre os do motor de 2014.

### **14.4 - Hipótese comparativa entre o motor de Fórmula 1 para 2014 com 1,5 L de cilindrada e injeção indireta de combustível e o motor Honda simulado**

Para finalizar o presente capítulo foi efetuada simulação utilizando um hipotético motor de Fórmula 1 para 2014 (turbocompressor único) com algumas características do motor Honda RA 168 E. O motor em hipótese obedece a todas as imposições da FIA já referidas, exceto no valor de cilindrada, no sistema de injeção de combustível e nas medidas do cilindro (estas por imposição da assunção do valor de cilindrada): 1,5 L e injeção indireta multiponto sequencial. O valores de diâmetro do cilindro e curso do pistão utilizados foram os valores do motor Honda RA 168 E: diâmetro 79 mm e curso 50,8 mm. A razão de se efetuar esta simulação prende-se com o facto de no capítulo anterior se estar a comparar dois motores muito semelhantes cujas diferenças recaem essencialmente nos turbocompressores. No entanto há, entre outros fatores, estas duas diferenças substanciais (cilindrada e sistema de injeção) que podem ter forte influência na definição dos resultados das simulações, podendo comprometer a comparação se se tiver em conta apenas o fator turbocompressão. Assim efetuaram-se duas simulações de acordo com a Tabela 44.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 (motor para 2014 com 1,5 L e injeção direta)</b>					
10000	302,52	288,88	24,30	246,73	202,60
10556	325,45	294,41	24,76	248,71	208,20
11111	347,24	298,43	25,10	250,80	212,80
11667	361,62	295,98	24,90	254,23	214,00
12222	378,13	295,44	24,85	257,70	216,50
12778	394,99	295,19	24,83	261,25	219,30
13333	403,29	288,85	24,29	267,10	219,40
13889	420,48	289,10	24,32	273,45	224,70
14444	434,96	287,56	24,19	278,82	227,90
15000	438,78	279,33	23,49	284,26	225,80
<b>FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5 (motor para 2014 com 1,5 L e injeção indireta)</b>					
10000	320,62	306,17	25,75	233,97	203,40
10556	345,40	312,46	26,28	235,82	209,10
11111	368,64	316,82	26,65	237,98	213,80
11667	381,08	311,91	26,24	241,19	213,40
12222	398,45	311,32	26,19	244,25	215,60
12778	412,84	308,53	25,95	247,97	216,80
13333	419,68	300,58	25,28	253,04	215,70
13889	434,11	298,47	25,10	257,95	218,50
14444	447,62	295,93	24,89	263,01	220,90
15000	448,88	285,77	24,04	268,89	218,00

Tabela 44 - Simulações para hipotético motor de Fórmula 1 para 2014 com 1,5 L de cilindrada e injeção direta e motor com 1,5 L de cilindrada e injeção indireta.

Pela análise da tabela nota-se que o motor “V6” com 1,5 L e injeção indireta tem praticamente os mesmos valores de potência e binário que o motor objeto deste estudo. Nota-se inclusivamente que o motor com sistema de injeção indireta de combustível tem valores superiores de *performance* em relação ao sistema de injeção direta o que para os mesmos parâmetros (taxa de compressão, comprimento da biela, diagrama de distribuição e diâmetro das válvulas) pode implicar vantagens apenas em termos de emissões poluentes. Há no entanto um importante facto a referir: O hipotético motor com 1,5 L tem o seu ponto de potência máxima na velocidade de rotação máxima o que se revela impraticável, pelo menos com um turbocompressor com estas características. É provável que haja um turbocompressor com outras características que permita que tal não aconteça. Contudo, este não é o objeto de estudo pelo que as considerações ficam

por aqui. De referir apenas que para estas características o motor para 2014 com 1,5 L e injeção direta ou indireta, não funcionaria, portanto a comparação entre o motor “V6” de 1,6 L para 2014 e o motor “V6” de 1,5 L Honda RA 168 E tem que se cingir ao que já foi exposto. A informação retirada daqui pode inclusivamente servir para justificar a razão de a FIA impor para 2014 um motor muito semelhante aos motores dos anos 80, com variação de cilindrada de apenas 0,1 L.

## **15 - Imposição de utilização de um único turbocompressor, justificáveis possíveis**

A diferença média de resultados entre os dois motores abordados no Capítulo 14, considerando as três velocidades de rotação é: binário, 93,6 N.m, potência, 89,74 kW e consumo específico, 13,09 g/kWh. As diferenças de resultados obtidos não são muito acentuadas atendendo aos valores máximos e mínimos atingidos por este tipo de motores. A superioridade do motor Honda simulado é evidente, superioridade essa que está também de acordo com as características oficiais do motor Honda RA 168 E segundo Otobe *et al.* (1989).

Existem alguns fatores que podem ter implicações nas diferenças de resultados, sendo exemplo a considerar os sistemas de injeção de combustível dos dois motores em causa. No entanto, segundo os resultados obtidos no Capítulo 14, verifica-se que o sistema de injeção, no contexto deste estudo, não é pertinente. Poderá sê-lo na prática, mas segundo o programa *Lotus Engine Simulation*, não é. Também no que concerne aos quatro parâmetros iniciais em estudo – diagrama de distribuição, diâmetro das válvulas, comprimento da biela e taxa de compressão - verificou-se que os mesmos não imprimem alterações significativas face ao quinto parâmetro - turbocompressor - pelo que nem sequer foram considerados aquando da realização da bateria de testes com o turbocompressor. O fator que leva à diferença de resultados significativos, segundo o simulador, é o turbocompressor. O motor Honda simulado tem dois aparelhos conectados cada um a um banco de três cilindros, cujas turbinas são acionadas por gases de escape de três cilindros e cujos compressores vão debitar um valor de caudal mássico correspondente a três cilindros também (independentemente da admissão ser comum ou isolada). Por tal, os turbocompressores do motor Honda simulado são de menor tamanho em relação ao motor para 2014. Isto tem as implicações descritas nos subcapítulos seguintes.

## 15.1 - Ao nível da turbina

As turbinas inerentes a cada um dos aparelhos no motor Honda simulado são de dimensões inferiores em relação à turbina do motor para 2014. Neste caso, a desvantagem mais premente é a menor capacidade de trabalhar com um caudal de gás grande, que para o motor de Fórmula 1 é significativo, não tanto pela cilindrada, mas pelas velocidades de rotação atingidas que são consideráveis. É de salientar que a faixa de utilização destes motores é sempre acima das 10000 RPM, pois é a partir daqui que os valores de binário se tornam significativos. Há no entanto a considerar que devido a cada turbina ser acionada por caudal de gases de três cilindros, o efeito descrito é minimizado. Há ainda outra desvantagem decorrente do uso de turbinas pequenas: existência de contrapressão nas condutas de escape do motor, contrapressão essa proveniente da incapacidade da turbina dar vazão ao caudal de gases. Como vantagem principal da utilização de turbinas pequenas há a diminuição do efeito de atraso de funcionamento do turbocompressor, devido à menor inércia de movimento do rotor, vantagem essa que é importante a baixas velocidades de rotação, o que não é o caso. Assim, encontra-se como única justificação para o motor Honda trabalhar com duas turbinas o facto das mesmas estarem ligadas em paralelo, portanto cada uma com metade do caudal mássico total de gases de escape, pelo que, possivelmente não haverá muito efeito de restrição à saída dos mesmos.

A vantagem de uma turbina grande torna-se então evidente nestas circunstâncias, mormente para situações de grande caudal mássico decorrente das altas velocidades de rotação atingidas na Fórmula 1. O motor para 2014 ao trabalhar acima das 10000 RPM, não é muito suscetível ao efeito de atraso de funcionamento do turbocompressor devido a que nessa faixa de rotação a turbina está já em pleno funcionamento devido ao grande caudal de gases de escape que sai do motor. Também o efeito de contrapressão não é muito saliente devido às dimensões adequadas da turbina. Reforça-se assim a vantagem na utilização de uma turbina única nesta situação, embora os resultados do simulador não estejam direccionados nesse sentido. Esta pode ser, no entanto, uma das justificações para a FIA ter imposto a utilização de uma turbina para o motor de 2014.

## 15.2 - Ao nível do compressor

Tal como acontece com a turbina, cada compressor do motor Honda é acionado por energia proveniente de um dos bancos de cilindros do motor. O valor de sobrepressão debitada por cada aparelho é de 2,5 bar e o valor de caudal mássico é de aproximadamente metade do valor que o motor “V6” de 1,6 L necessita para trabalhar nas condições propostas, de acordo com os respetivos mapas de curvas de rendimento do compressor.

Importa agora analisar os referidos mapas. De salientar previamente que não é considerada a incoerência relativa à localização dos pontos de binário e potência máximas no mapa do motor Honda simulado, pois tal já foi devidamente justificado. Posto isto, tendo em conta a linha horizontal de razão de pressões comum aos mapas de curvas de rendimento dos compressores dos motores em análise, linha essa que atravessa a escala do eixo das ordenadas no valor comum de 3,5, tem-se que o intervalo de valores de caudal mássico compreendido pelos mapas dos dois motores é muito diferente. Verifica-se que para cada um dos compressores do motor Honda simulado o valor de caudal mássico admissível na linha de sobrecarga é de aproximadamente 0,12 kg/s e na linha de sufoco ou engasgamento é de 0,32 kg/s, conforme linhas verticais azuis do mapa da Figura 153. Está-se perante um intervalo de 0,2 kg/s de caudal mássico admissível ao funcionamento do compressor. No que concerne ao motor de Fórmula 1 para 2014, o valor de caudal mássico na linha de sobrecarga é de aproximadamente 0,27 kg/s e na linha de sufoco ou engasgamento é de 0,71 kg/s, conforme linhas verticais azuis do mapa da Figura 154. Está-se, neste caso, perante um intervalo de 0,44 kg/s de caudal mássico admissível ao funcionamento de compressor. De referir que é compreensível que os valores não sejam exatamente a dobrar devido a que o motor para 2014 tem mais 0,1 L de cilindrada que o motor Honda simulado e as velocidades de rotação a que são atingidos o binário e a potência máximos são diferentes também. Pela análise das linhas limitadoras do funcionamento do compressor em termos de caudal mássico verifica-se claramente que para além dos valores mínimos e máximos serem diferentes, o intervalo de funcionamento permitido em termos de processamento de caudal mássico, é superior ao dobro, entre os compressores dos

motores em apreço. Este fator, pode ser apontado como outra das razões para a adoção de um único turbocompressor para o motor de 2014.

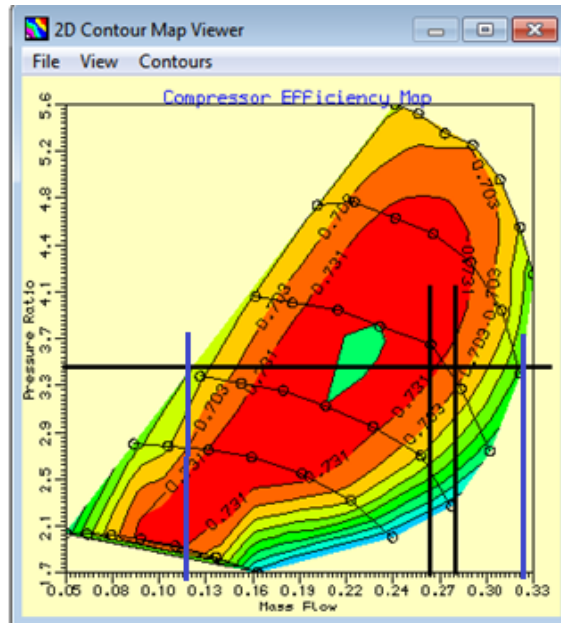


Figura 153 – Mapa de curvas de rendimento de compressor correspondente a cada um dos aparelhos do motor Honda simulado com FECM 1,5, FERP 2 e FEVR (1,1 e 1,4).

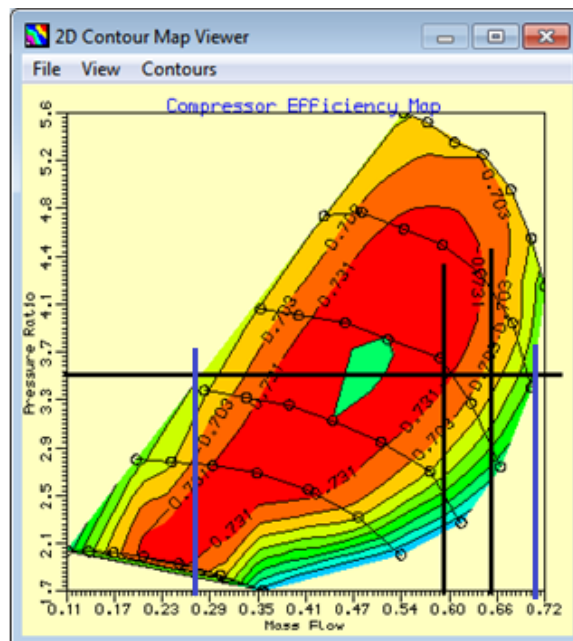


Figura 154 – Mapa de curvas de rendimento do compressor do motor para 2014 com FECM 3,3 FERP 2 e FEVR 0,5.

Paralelamente, o intervalo de velocidade de rotação privilegiado entre os dois motores é diferente, sendo o do motor de 2014 mais alargado: o motor Honda simulado tem o valor de binário máximo nas 11200 RPM e o valor de potência máxima nas 12400 RPM, portanto num intervalo de 1200 RPM. O motor para 2014 tem o seu binário máximo nas 11111 RPM e a sua potência máxima nas 14444 RPM, portanto num intervalo de 3333 RPM. Perante tal, é novamente legítimo considerar a opção da FIA em impor a utilização de um turbocompressor apenas, mas de dimensões superiores. O compressor do motor para 2014, ao ser maior, terá um mapa de curvas de rendimento de acordo com a Figura 154, com um intervalo de processamento de caudal mássico maior que o de um compressor mais pequeno a trabalhar com aproximadamente metade do caudal. Por seu lado, a turbina ao ser maior também, recolhendo e processando os gases do conjunto da totalidade dos seis cilindros, opera com um intervalo de valores de caudal mássico de gases de escape superior também. O efeito de atraso ao funcionamento do turbocompressor não é muito sentido aqui devido à alta velocidade de rotação a que o turbocompressor tem a sua faixa de utilização primordial.

Há ainda a referir como vantagens da utilização de um turbocompressor único que assumem especial importância na Fórmula 1: a) menor espaço ocupado por um aparelho apenas que pode ser colocado numa posição central em relação ao motor (frente, trás ou por cima); b) menos tubagens de ligação quer à turbina quer ao compressor; c) menor peso do conjunto turbocompressor e seus acessórios.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 16 - Implicações do limite de caudal mássico de combustível de alimentação ao motor de Fórmula 1 para 2014

O limite para o desenvolvimento de valores elevados de pressão média efetiva, binário e potência nos motores, especialmente na competição, deve-se em grande medida à capacidade de admissão de comburente ou mistura ar/gasolina (conforme os casos). No caso dos motores sobrealimentados, às custas das altas pressões relativas debitadas pelo compressor, podem atingir-se valores de rendimento volumétrico superiores a 200%, conforme se pode verificar nas tabelas presentes ao longo deste trabalho. O limite para admissão de gás no cilindro é assim, fundamentalmente, a possibilidade de ocorrer a detonação. No entanto, há a salientar que a FIA não impôs limite de pressão debitada pelo compressor na regulamentação para 2014. Ao invés, impôs limite ao caudal mássico de combustível que pode alimentar o motor, para determinados valores de velocidade de rotação. A partir das 10500 RPM, o limite de caudal mássico de combustível é de 100 kg/h. Abaixo das 10500 RPM o valor desce proporcionalmente com a diminuição da velocidade de rotação, segundo a equação presente no Capítulo 1, Subcapítulo 1.7. Com esta medida, em termos de opinião pública, a Fórmula 1 ganha aceitação, ou pelo menos mantém a atenção e importância que lhe é atribuída, ao assumir este papel de preocupação ambiental em termos de limite ao consumo de combustível. No entanto, sob uma visão pragmática, a restrição ao consumo de combustível irá ter um efeito limitante nas *performances* do motor, tal como teve a restrição à pressão relativa debitada pelo turbocompressor, restrição de 4 bar para 2,5 bar, nos anos de 1987 e 1988 respetivamente. Além da imagem de preocupação ambiental que a Fórmula 1 dará em 2014, há a salientar o impacto positivo que esta imposição pode ter para o mercado automóvel comercial e de turismo com o desenvolvimento de tecnologias que visem aumentar o rendimento do motor Otto.

Importa agora aferir da possibilidade de se atingirem os valores de *performance* apresentados pelo simulador, tendo em conta a limitação de consumo de combustível. É de salientar que o programa *Lotus Engine Simulation* não permite introduzir na sua análise a variável limite de caudal mássico de combustível, daí a mesma variável não ter sido introduzida previamente na definição das condições de operação do programa para

o motor de Fórmula 1 de 2014. O cálculo do caudal mássico de combustível pode ser efetuado pela Equação (15).

$$\dot{m}_c = \text{consumo específico} \times \dot{W} \quad (14)$$

$$\text{Consumo específico} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}} \quad (15)$$

Onde  $\dot{m}_c$  é o caudal mássico de combustível em kg/h e  $\dot{W}$  a potência debitada em kW. O consumo específico tem como unidades g/kWh.

Para o ponto de ponto de binário máximo nas 11111 RPM, os valores de *performance* do motor para 2014, segundo o programa *Lotus Engine Simulation*, são 321,83 N.m de binário, 374,46 kW de potência e 254,47 g/kWh de consumo específico. Daqui decorre que o caudal mássico de combustível necessário para tal é de 95,3 kg/h. Para o ponto de ponto de potência máxima nas 14444 RPM, os valores de *performance* do motor para 2014, segundo o programa *Lotus Engine Simulation*, são 296 N.m de binário, 447,72 kW de potência e 287,01 g/kWh de consumo específico. Daqui decorre que o caudal mássico de combustível necessário para tal é de 128,5 kg/h. De acordo com o regulamento da FIA que limita o valor de caudal mássico aos 100 kg/h a partir das 10500 RPM, constata-se que o valor de potência máxima e restantes produtos obtidos no programa *Lotus Engine Simulation*, não são possíveis dentro dos parâmetros de consumo de combustível impostos. Analisando os valores de consumo específico para as velocidades de rotação inferiores às 14444 RPM, constata-se que em nenhuma delas é satisfeito o requisito de consumo de combustível da FIA, sendo que tal só é conseguido no ponto de binário máximo, às 11111 RPM. Também para o conjunto de tabelas atinentes às simulações realizadas para o motor de 2014, constata-se que nenhuma delas compreende resultados que cumpram a limitação de caudal mássico nos respetivos pontos de potência máxima, sendo todos os valores aproximados aos 128 kg/h da simulação eleita como a melhor, para este motor.

Perante o exposto, pode afirmar-se o seguinte: o motor de Fórmula 1 para 2014 terá que ter um consumo específico inferior aos 287 g/kWh necessários para debitar

447,72 kW de potência máxima nas 14444 RPM. Colocando o valor de 100 kg/h na Equação (15) e considerando os 447,72 kW de potência, constata-se que o valor de consumo específico máximo admissível para que se atinja o valor de potência referido às 14444 RPM e às custas de um caudal mássico de combustível limite de 100 kg/h, é de 223,4 g/kWh. Essa diminuição de consumo específico deve ser conseguida aumentando o rendimento do motor de Fórmula 1 para 2014, através da exploração dos seguintes fatores: minimização das perdas por fricção, maximização do limite admissível de taxa de compressão, melhoramento do formato das câmaras de combustão para tornar a combustão o mais rápida possível e otimizando o processo de atomização do combustível de forma a que se permita o emprego de misturas combustível/ar mais pobres (Baker, 2013). Caso não se consigam aumentar os valores de rendimento do motor de forma a diminuir o seu consumo específico, os valores de potência atingidos não chegarão aos 447,72 kW. Esta hipótese de diminuição de potência perante a impossibilidade de se reduzir o consumo específico implica diminuição ou do binário, ou da velocidade de rotação a que é atingida a potência máxima, ou das duas variáveis em simultâneo.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 17 - Conclusões

A realização do presente estudo permitiu fazer algumas considerações acerca do que é expectável para o motor de Fórmula 1 a surgir em 2014. A assunção de que a previsão das características patentes nas tabelas e gráficos explorados ao longo do trabalho corresponderá à realidade em 2014, estaria, certamente, revestida de um otimismo muito imprudente. Todavia, atendendo à realização do estudo em paralelo para o motor Honda RA 168 E, chegou-se à conclusão que os resultados obtidos para o motor de Formula 1 para 2014, poderão ser tidos, como aceitáveis.

As alterações às variáveis diagrama de distribuição, diâmetro das válvulas, comprimento da biela e taxa de compressão, quando comparadas com as alterações ao nível do turbocompressor, não imprimem alterações significativas aos principais resultados em análise: potência, binário e consumo específico. As diferenças de resultados em relação à simulação com as condições de base presente no Subcapítulo 7.1, são reduzidas. Inclusivamente, no Subcapítulo 8.6, onde se combinam os principais valores dos quatro parâmetros iniciais com o quinto parâmetro, turbocompressor, os melhoramentos de resultados decorrentes dessa combinação são limitados: 2,16 kW de potência, 2,68 N.m de binário e 5,75 g/kWh de consumo específico (para o ponto de binário máximo). No que concerne aos testes com o turbocompressor, foi possível numa primeira fase inferir acerca dos resultados em tabela, complementando de seguida as conclusões obtidas com a análise dos mapas de curvas de rendimento dos compressores, para se chegar a novos valores. Assim, é a alteração das características do turbocompressor desde as condições de base (FECM 1, FERP 1 e FEVR 1) até àquelas que conduzem aos melhores resultados (FECM 3,3, FERP 2 e FEVR 0,5) que se revela significativa. Tomando o exemplo da admissão do motor para 2014, o valor para o ponto de binário máximo nas 11111 RPM é de 0,56 kg/s. Verifica-se logo à partida que o mapa de curvas de rendimento do compressor do programa *Lotus Engine Simulation*, relativo às condições base, ao não permitir ultrapassar os 0,22 kg/s, não se coaduna com as necessidades do motor em causa.

Ainda sobre os quatro parâmetros iniciais há a referir dois elementos importantes que inviabilizam a existência de um motor de Fórmula 1 com estas características:

a) com este conjunto de simulações não se atinge a velocidade de rotação máxima permitida (15000 RPM);

b) os valores máximos de binário e potência acontecem na mesma velocidade de rotação ou em velocidades muito próximas (atendendo à gama de rotações do motor).

Os resultados mais importantes do presente estudo são então os seguintes:

**A) Potência e binário:** valores inferiores relativamente ao motor Honda (quer real, quer simulado). A potência máxima do motor para 2014 será de 447,72 kW debitada nas 14444 RPM. O binário máximo será de 321,83 N.m debitado nas 11111 RPM. A diminuição de potência em relação à “era turbo” não será considerável (57,59 kW). O mesmo não acontecerá com a redução no valor do binário, que será da ordem dos 97 N.m. A diferença de potência é menor devido ao facto de a velocidade de rotação do motor para 2014 ser superior à do motor Honda, pelo que a inferioridade de valores de binário não se faz sentir tanto, devido à compensação da velocidade de rotação. No entanto, tendo em conta que há a expansão do valor de velocidade de rotação máxima entre o motor do passado e o do futuro, de 13000 RPM para 15000 RPM e considerando a atenuação da diferença do valor de potência, é provável que a diferença de *performances* não se faça sentir. O motor Honda simulado tem uma faixa de utilização primordial das 11200 RPM às 12400 RPM, isto é, em torno de 1200 RPM. O motor para 2014 terá a sua faixa de utilização das 11111 RPM às 14444 RPM, a que corresponde uma maior gama de variação (3333 RPM). Este aumento da faixa de rotação primordial permitirá uma utilização mais flexível do motor, o que, aliado às tecnologias atuais patentes nos sistemas de transmissão (caixa de velocidades principalmente), permitirá provavelmente otimizar a *performance* do motor.

**B) Consumo específico:** Os valores serão de 254,47 g/kWh no ponto de binário máximo e 287,01 g/kWh no ponto de potência máxima. Os melhores resultados pertencem ao motor Honda. Embora a diferença não seja muito expressiva, há a salientar os 20,49 g/kWh que separam os valores no ponto de potência máxima. A este nível, há a considerar a imposição do limite ao caudal mássico de alimentação de combustível no motor de Fórmula 1 de 2014, que vai obrigar a uma de duas coisas: ou se conseguem baixar os valores de consumo específico de combustível dos 287,01 g/kWh para os 223,4 g/kWh, relativamente ao ponto de potência máxima nas 14444

RPM, ou os valores de potência e binário obtidos nesse ponto serão dificilmente atingíveis. Paralelamente, será necessário baixar também os valores de consumo específico para todas as velocidades de rotação acima das 11111 RPM, limite inferior onde os valores de potência e binário se coadunam com os valores de consumo específico obtidos.

A diferença de resultados entre os dois motores em análise recai essencialmente na existência de um único aparelho turbocompressor. Efetivamente, a existência de um turbocompressor único no contexto das características do motor de Fórmula 1 para 2014, pode ter como vantagens:

a) inexistência do efeito de atraso de funcionamento do turbo, atendendo à faixa de utilização primordial do motor, das 11111 RPM às 14444 RPM;

b) menor efeito de contrapressão dos gases de escape, atendendo às dimensões superiores da turbina;

c) intervalo de valores de caudal mássico em circulação pelo compressor mais alargado, conforme se verificou no Subcapítulo 15.2.

No que concerne à transição do motor atualmente utilizado na Fórmula 1 (motor “V8” de 2,4 L) para o motor de 2014, observam-se duas situações: a) o motor para 2014 será constituído por seis cilindros dispostos em “V” sob um ângulo de 90°, portanto um motor mais compacto e mais robusto (a cambota curta não está sujeita a esforços de torção tão elevados) o que irá conferir vantagens em termos de resistência; b) fazendo uma breve consideração acerca das características de *performance*, pode dizer-se que os valores de potência e binário máximos para os motores de Fórmula 1 atuais são, em média, de 560 kW e 290 N.m respetivamente, portanto, valores pouco diferentes dos obtidos em simulação para o motor de 2014, atendendo às diferenças estruturais entre ambos, nomeadamente 447,72 kW de potência máxima e 321,83 N.m de binário máximo. É expectável que haja então diminuição do valor da potência mas aumento do valor de binário. O valor de potência debitada pelo motor “V8” é superior perante um valor de binário inferior, à custas da velocidade de rotação máxima (18000 RPM) que é mais elevada que no caso de 2014. Assim, presume-se que a sobrealimentação terá um papel preponderante. Ainda para o atual motor “V8”, considerando a velocidade de rotação máxima de 18000 RPM, o comprimento médio da biela de 102 mm e o curso

médio do pistão de 39,77 mm, tem-se que a velocidade média do pistão é de aproximadamente 23,8 m/s. Tendo em conta a caixa de diálogo do *Concept Tool* do programa *Lotus Engine Simulation*, patente na Figura 33, tem-se que a velocidade média do pistão para o motor de Fórmula 1 de 2014 do presente estudo é de 25,64 m/s. São valores próximos que não traduzem acréscimo de perdas de rendimento por fricção, nem acréscimo de desgaste pelo contacto dos segmentos do pistão com a camisa do cilindro. No que concerne à razão comprimento da biela/curso do pistão há a referir que para o motor “V8” atual este parâmetro assume o valor médio de 2,56, enquanto que no motor para 2014 esse valor será de 1,5. Esta diminuição terá como vantagem a deslocação do ponto de aceleração máxima do pistão para um valor mais próximo do PMS, o que implicará facilidade na admissão dos gases. Este fator, aliado a uma judiciosa temporização do ângulo a que se dá a faísca na vela de ignição, deverá culminar na otimização da conjugação entre os fatores, para que a combustão aconteça no tempo mais propício a conduzir ao melhor rendimento do processo. Com a redução da razão comprimento da biela/curso do pistão há ainda diminuição da altura do motor (vantagens na localização do centro de massa) e menor suscetibilidade de cedência das bielas perante esforços axiais.

Por fim, importa realçar um acessório exterior ao motor de combustão interna que, embora não constitua diretamente o corpo do motor, tem a função de aproveitar formas de energia desperdiçadas pelo mesmo: o sistema de recuperação de energia (ERS). De referir que este sistema só pode ser utilizado a partir dos 100 km/h de velocidade ou em caso de saída das *boxes* e está limitado a um débito máximo de 120 kW de potência. O sistema descrito, além de aumentar a potência do motor, reduz o seu consumo específico, o que é de salientar não apenas em termos de prestações do motor, mas também a nível de preocupações ambientais que em muito vão beneficiar a Fórmula 1. Considerando a discrepância de valores de consumo específico entre os resultados do motor de Fórmula 1 para 2014 e a limitação de caudal mássico de combustível (que impossibilita o débito dos valores de potência e binário obtidos acima das 11111 RPM), pode este sistema (ERS) servir para suprir essa lacuna, na medida em que este auxiliador vai baixar os valores de consumo específico para um dado valor de potência.

Se bem que a variável consumo específico não diminui de forma direta pelo simples facto de se reduzir a cilindrada e colocar um turbocompressor, estas duas inovações podem ser satisfatórias na medida que a sua implementação acarreta a exploração de outras áreas importantes para tal, sendo a injeção direta de combustível o exemplo mais flagrante. Esta tecnologia, devidamente explorada e corretamente aliada aos modernos sistemas de ignição eletrónica, pode levar a um aumento significativo dos resultados do motor para 2014, o que irá certamente contribuir de forma significativa para o desenvolvimento dos propulsores comerciais e de turismo, como alternativa à crescente imposição da diminuição dos consumos e emissões poluentes.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 18 - Sugestões de trabalhos futuros

Além dos valores obtidos ao longo deste trabalho, valores esses devidamente justificados com recurso a ferramentas gráficas e textos e tendo em conta as limitações referidas, resultam três parâmetros essenciais que são suscetíveis de exploração a curto prazo, no sentido de se obterem ainda melhores resultados no motor de Fórmula 1 para 2014: limite de caudal mássico de combustível de alimentação, taxa de compressão e sobrepressão debitada pelo compressor. Estes três parâmetros relacionam-se intimamente.

A imposição do limite de caudal mássico de combustível para alimentação do motor é um aspeto importante a salientar, na medida em que levará ao estudo e desenvolvimento das variáveis mais preponderantes para aumentar o rendimento do motor. Essa exploração deverá passar pelos fatores que não estão sujeitos a limites, e que já foram referidas, nomeadamente, o aumento da taxa de compressão até um máximo admissível perante a sobrepressão do compressor, a otimização do formato das câmaras de combustão combinada com o processo de atomização do combustível para tornar a combustão mais rápida, o emprego de misturas ar/combustível mais pobres e a minimização das perdas por fricção.

O combustível a utilizar em 2014 será exatamente igual ao combustível utilizado pelos motores atuais na Fórmula 1 e será um combustível quimicamente aproximado ao combustível comum. Isto implica que a taxa de compressão do motor de 2014, variável importante a explorar para o desenvolvimento do motor, terá que estar de acordo com o limite que lhe é imposto pelo índice de octano do combustível e pelo valor de sobrepressão do compressor. O motor Honda RA 168 E de 1988 utilizava uma mistura com 84% de tolueno, substância que conferia ao combustível grande poder antidetonante. O índice de octano deste combustível era de 101,8 RON. Este motor tinha uma taxa de compressão de 9,4:1 e os seus compressores debitavam valores de sobrepressão de 2,5 bar. Por seu lado, o motor de 2014 ao utilizar um combustível “comum” cuja única margem de manobra patente no referido combustível é o carácter ilimitado do índice de octano, não poderá ter uma taxa de compressão muito elevada devido à existência da sobrepressão na admissão que neste caso, é ilimitada também. No

entanto, há dois fatores a considerar perante esta limitação à taxa de compressão, são eles a imposição de um caudal mássico de combustível para alimentação do motor e a introdução da injeção direta de combustível. O limite de alimentação de combustível vai restringir a sobrepressão que o compressor debita na medida em que para se dar a combustão no interior do cilindro, a mistura gasosa ar/combustível tem que ser estequiométrica ou, se não o for, deve ter valores de razão de equivalência da mistura que aproximem das proporções estequiométricas, de maneira a que a combustão possa acontecer. Quer isto dizer que não é possível que a combustão ocorra apenas à custa do aumento da quantidade de comburente presente (aumento da massa volúmica do ar pela sobrepressão), sem aumentar também a quantidade de combustível. Acontece que o aumento proporcional de fornecimento de combustível será impossível a partir de determinado valor de sobrepressão devido à imposição da FIA, pelo que indiretamente o valor de sobrepressão estará limitado também. Todavia, este fator limitante da sobrepressão do compressor, dá, por outro lado, alguma margem de manobra para que se efetue aumento da taxa de compressão. Se a sobrepressão é limitada, pode a taxa de compressão do motor ser explorada de forma a maximizar o seu valor até ao limite próximo da possibilidade de ocorrer a detonação, melhorando os valores de *performance* resultantes, quer em termos de binário e potência, quer em termos de consumo específico. No que concerne à injeção direta de combustível, há aqui também alguma margem de manobra para aumento da taxa de compressão, em virtude de ser possível com este sistema, aumentar significativamente os valores de taxa de compressão. Ao nível dos automóveis de turismo, com o emprego da injeção direta tem-se assistido ao aumento de valores de 12:1 para os 14:1 sendo exemplo deste último valor um propulsor da Mazda. Posto isto, considerando que o motor Honda RA 168 E tinha uma taxa de compressão de 9,4:1 para um valor de sobrepressão de 2,5 bar, utilizava um sistema de injeção indireta de combustível e o próprio combustível com um índice de octano de 101,8 RON, se se considerar que o motor de Fórmula 1 para 2014 terá um valor de sobrepressão do compressor aproximado aos 2,5 bar do motor Honda, considerando a injeção direta de combustível e um índice de octano de 101,8 RON também, é seguro afirmar que o valor de taxa de compressão a utilizar será até superior a 10:1, valor assumido como condição de base nas simulações realizadas neste estudo. Eventualmente poderá estar-se perante valores de 11:1 ou até 12:1, neste contexto. Terá que haver aqui um compromisso estreito entre o valor de sobrepressão

para o motor de Fórmula 1 de 2014 e o valor de taxa de compressão máxima admissível, tendo em conta o cenário descrito. Relativamente a este assunto, há a referir por fim que o programa *Lotus Engine Simulation* ao não permitir definir valores de caudal mássico de combustível nem valores de sobrepressão do compressor, não torna possível fazer considerações mais concretas sobre os três parâmetros enunciados neste parágrafo. Fica no entanto a possibilidade de que os valores de potência e binário sejam ligeiramente superiores aos obtidos em simulação, não só devido a fatores que não se exploraram, mas também devido a esta suscetibilidade de exploração do limite para a taxa de compressão.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## 19 - Bibliografia

Arias-Paz, M. (1978) *Manual de Automóveis*. 3ª ed., tradução de José de Campos Roxo, Editora Mestre Jou, São Paulo.

Bell, A. G. (1989) *Modern Engine Tuning*. Haynes Publishing.

Ceia, Carlos. (2005) *Normas para Apresentação de Trabalhos Científicos*. 5ª ed., Editorial Presença, Lisboa.

Çengel, Y. A., Boles, M. A., (2006) *Thermodynamics an engineering approach*. 5ª ed., McGraw-Hill

Garrett. *TurbochargerGuide*. Vol. 5, Honeywell Turbo Technologies, Torrance – USA.

Giacosa, D. (2000) *Motori endotermici*. 15ª ed., revisão por Attilio Garro, Biblioteca Tecnica Hoepli, Milano – Italia.

Heywood, J. B. (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill International Editions.

Lotus Engineering. (2001) *Getting Started Using Lotus Engine Simulation*. Lotus Cars Ltd.

Lumley, J. L. (1999) *Engines An Introduction*. Cambridge University Press, Cambridge.

Otobe, Y., Goto, O., Miyano, H., Kawamoto, M., Aoki, A., e Ogawa, T., (1989) *Honda Formula One Turbo-charged V-6 1.5L Engine*. Society of Automotive Engineers, Detroit, Michigan – USA.

Pinto, I. (2011) *Estudo sobre a injeção directa de combustível em motores Otto*. Relatório do Projeto Final do MIEM, Porto, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Sousa, R. J., (1988) Potência Motriz e Binário-Motor, *Mundo Motorizado*. N.º 567, Março, pp. 43-46.

*Tecnologia Automóvel*. (1988) Renault Portuguesa – Direcção de Comunicação e Relações Exteriores.

Vicente, M. C. (1969) *Transformações em Motores de 4 Tempos*. Vol. 3, 4ª ed., tradução de J. Santos Chambino, Colecção Automóveis e Motores, Edições Cetop, Mem Martins.

Wylen G. V., Sonntag R., Borgnakke C., (1994) *Fundamentals of Classical Thermodynamics*. 4ª ed., John Wiley & Sons, Inc., USA

## Sítios da Internet consultados

EPI Inc. (2011) *Piston Engine Technology*. [Internet] Disponível em <<http://www.epi-eng.com/index.html>> [Acedido em 10 de abril de 2013].

Baker, D. (2012) *The 2014 engine – a technical evaluation*. [Internet] Disponível em <<http://us.generation-nt.com/answer/2014-engine-technical-evaluation-topic-52842732.html>> [Acedido em 15 de abril de 2013].

BorgWarner. *Design and Function of a Turbocharger*. [Internet] Disponível em <<http://www.turbodrive.com/en/turbofacts/designTurbine.aspx>> [Acedido em 10 de abril de 2013].

Edgar, J. (2012) *Brake Specific Fuel Consumption*. [Internet] Disponível em <<http://www.autospeed.com/cms/article.html?&A=112611>> [Acedido em 10 de abril de 2013].

Formula 1 – The Official F1 Website. (2013) *Engine/gearbox*. [Internet] Disponível em <[http://www.formula1.com/inside\\_f1/understanding\\_the\\_sport/5280.html](http://www.formula1.com/inside_f1/understanding_the_sport/5280.html)> [Acedido em 10 de abril de 2013].

Garrett. (2013) *Turbo Tech Expert*. [Internet] Disponível em <[http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbo\\_tech\\_expert](http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbo_tech_expert)> [Acedido em 10 de abril de 2013].

Boostlab. (2013) *Garrett GT4202*. [Internet] Disponível em <<http://www.theboostlab.com/store/products/Garrett-GT4202.html>> [Acedido em 29 de abril de 2013].

Auteoch. (2013) *Honda RA 168 E*. [Internet] Disponível em <<http://www.auteoch.com/index.html>> [Acedido em 29 de abril de 2013].

Erb. R. (1994) *Volumetric Efficiency*. [Internet] Disponível em <<http://www.eaa1000.av.org/technicl/engemp/engemp2.htm>> [Acedido em 29 de abril de 2013].

Ztechz. (2011) *Compressor Maps*. [Internet] Disponível em <<http://www.ztechz.net/id6.html>> [Acedido em 29 de abril de 2013].

Fahlgren, E. (2003) *A/R Ratio*. [Internet] Disponível em <[http://www.not2fast.com/turbo/glossary/turbo\\_glossary.shtml](http://www.not2fast.com/turbo/glossary/turbo_glossary.shtml)> [Acedido em 29 de abril de 2013].

## Imagens on line

*Consumo específico, Figura 10*. (2012) Disponível em <<http://www.autospeed.com/cms/article.html?&A=112611>> [http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611\\_3mg.jpg](http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611_3mg.jpg) e [http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611\\_6mg.jpg](http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611_6mg.jpg) [Acedido em 10 de abril de 2013].

*Garrett GT4202, Figura 123*. (2013) [Imagem online]. Disponível em <<http://www.theboostlab.com/store/products/Garrett-GT4202.html>> <http://www.theboostlab.com/store/products/Garrett-GT4202.html>, [Acedido em 10 de abril de 2013].

*Gráfico de características de performance do Jaguar V12 HE, Figura 9*. (2012) Disponível em <<http://www.autospeed.com/cms/article.html?&A=112611>> [http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611\\_3mg.jpg](http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611_3mg.jpg) e [http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611\\_6mg.jpg](http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1126/112611_6mg.jpg) [Acedido em 10 de abril de 2013].

*Honda RA 168 E, Figura 126*. [Imagem online]. Disponível em <<http://www.auteoch.com/v6-engine.html>> <http://www.auteoch.com/v6-engine.html> [Acedido em 10 de abril de 2013].

*Levantamento da válvula de admissão, Figura 6*. (1994) [Imagem online]. Disponível em <<http://www.eaa1000.av.org/technicl/engemp/engemp2.htm>> <http://www.eaa1000.av.org/technicl/engemp/fig2-1.gif> [Acedido em 10 de abril de 2013].

*Mapa de curvas de rendimento do compressor, Figura 4*. (2011) [Imagem online]. Disponível em <<http://www.ztechz.net/id6.html>> <http://www.ztechz.net/sitebuildercontent/sitebuilderpictures/t3-60-cm.jpg>, [Acedido em 10 de abril de 2013].

*Razão A/R da turbina, Figura 1.* (2003) [Imagem online]. Disponível em <[http://www.not2fast.com/turbo/glossary/turbo\\_glossary.shtml](http://www.not2fast.com/turbo/glossary/turbo_glossary.shtml)> [http://www.not2fast.com/turbo/glossary/ar\\_ratio.gif](http://www.not2fast.com/turbo/glossary/ar_ratio.gif), [Acedido em 10 de abril de 2013].

## **Contribuições através de correio eletrónico**

Bomboleo. (2013) *Compressor Flow Maps – Study* [Contribuição por correio eletrónico]. Disponível em: <[GarrettTurboBulletin@Honeywell.com](mailto:GarrettTurboBulletin@Honeywell.com)> e <[antonio.cairrao@bomboleo.com](mailto:antonio.cairrao@bomboleo.com)> [Acedido em 29 de janeiro de 2013].

## **Legislação consultada**

(2012) *2014 Formula One Technical Regulations*. Fédération Internationale de L'Automobile.

(2012) *2013 Formula One Technical Regulations*. Fédération Internationale de L'Automobile.

(2012) *2013 Formula One Sporting Regulations*. Fédération Internationale de L'Automobile.

(2011) *2012 Formula One Technical Regulations*. Fédération Internationale de L'Automobile.

(2012) *2012 Formula One Sporting Regulations*. Fédération Internationale de L'Automobile.

## Anexo A: diagrama de distribuição

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P.M.E. (bar)	C.E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>AAA 25</b>					
1000	12,95	123,66	9,71	247,73	81,3
3800	103,21	259,37	20,37	229,48	158
6600	205,06	296,69	23,3	249,79	196,8
9400	153,72	156,16	12,27	324,24	134,6
12200	55,24	43,24	3,4	703,08	81
<b>AAA 40</b>					
1000	11,5	109,81	8,62	248,92	72,6
3800	109,93	276,26	21,7	232,03	170,4
6600	199,03	287,96	22,62	249,39	190,7
9400	172,54	175,28	13,77	302,75	140,9
12200	106,35	83,24	6,54	444,89	98,6
<b>AFA 70</b>					
1000	11,77	112,38	8,83	250,2	74,6
3800	84,53	212,43	16,68	232,05	130,9
6600	195,67	283,11	22,24	249,66	187,6
9400	160,71	163,26	12,82	317,94	137,9
12200	44,71	34,99	2,75	832,06	77,6
<b>AFA 80</b>					
1000	10,77	102,88	8,08	252,4	68,9
3800	75,32	189,27	14,87	233,35	117,3
6600	186,38	269,66	21,18	249,25	178,4
9400	169,76	172,46	13,55	308,17	141,2
12200	59,89	46,87	3,68	669,31	83,5

Tabela 45/A – Simulações com variação do diagrama de distribuição, AAA 25°, AAA 40°, AFA 70° e AFA 80°.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P.M.E. (bar)	C.E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>AAE 70</b>					
1000	12,13	115,83	9,1	253,04	77,8
3800	100,94	253,67	19,92	232,66	156,7
6600	201,26	291,2	22,87	251,5	194,6
9400	138,94	141,15	11,09	341,46	128,1
12200	28,05	21,96	1,72	1201,87	70,4
15000	-31,34	-19,95	-1,57	-967,29	51,2
<b>AAE 80</b>					
1000	11,61	110,86	8,71	258,87	76,2
3800	106,87	268,56	21,09	236,61	168,7
6600	200,11	289,53	22,74	255,03	196,2
9400	130,27	132,34	10,39	352,18	123,9
12200	24,04	18,81	1,48	1356,99	68,1
15000	-32,23	-20,52	-1,61	-928,18	50,6
<b>AFE 25</b>					
1000	12,23	116,77	9,17	248,98	77,2
3800	87,72	220,45	17,31	231,66	135,6
6600	195,16	282,37	22,18	249,68	187,3
9400	149,2	151,57	11,9	328,58	132,3
12200	32,37	25,34	1,99	1066,3	72
15000	-31,57	-20,1	-1,58	-939,88	50,1
<b>AFE 40</b>					
1000	9,77	93,3	7,33	254,32	63
3800	78,16	196,41	15,43	233,3	121,7
6600	175,71	254,23	19,97	249,87	168,8
9400	162,65	165,23	12,98	314,64	138,2
12200	62,83	49,18	3,86	635,95	83,4

Tabela 45/B – Simulações com variação do diagrama de distribuição, AAE 70°, AAE 80°, AFE 25° e AFE 40°.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P.M.E. (bar)	C.E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>AAA 25 e AFA 70</b>					
1000	11,95	114,1	8,96	249,56	75,6
3800	89,92	225,97	17,75	231,33	138,8
6600	195,96	283,52	22,27	249,28	187,7
9400	165,5	168,12	13,2	312,13	139,5
12200	69,56	54,45	4,28	598,28	86,8
<b>AAE 70 e AFE 25</b>					
1000	10,59	101,08	7,94	256,25	68,8
3800	96,69	242,97	19,08	233,26	150,5
6600	190,18	275,16	21,61	250,91	183,5
9400	139,61	141,83	11,14	338,86	127,8
12200	24,55	19,22	1,51	1333,99	68,4
15000	-31,58	-20,11	-1,58	-943,5	50,4
<b>AAA 25 e AFA 70 combinação com AAE 70 e AFE 25</b>					
1000	9,71	92,68	7,28	258,06	63,5
3800	77,52	194,81	15,3	235,75	122
6600	177,99	257,53	20,23	250,64	171,5
9400	163,01	165,6	13,01	315,21	138,7
12200	72,82	57	4,48	577,45	87,7

Tabela 45/C – Simulações com variação do diagrama de distribuição, AAA 25° e AFA 70°, AAE 70° e AFE 25°, AAA 25 e AFA 70 combinação com AAE 70° e AFE 25°.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

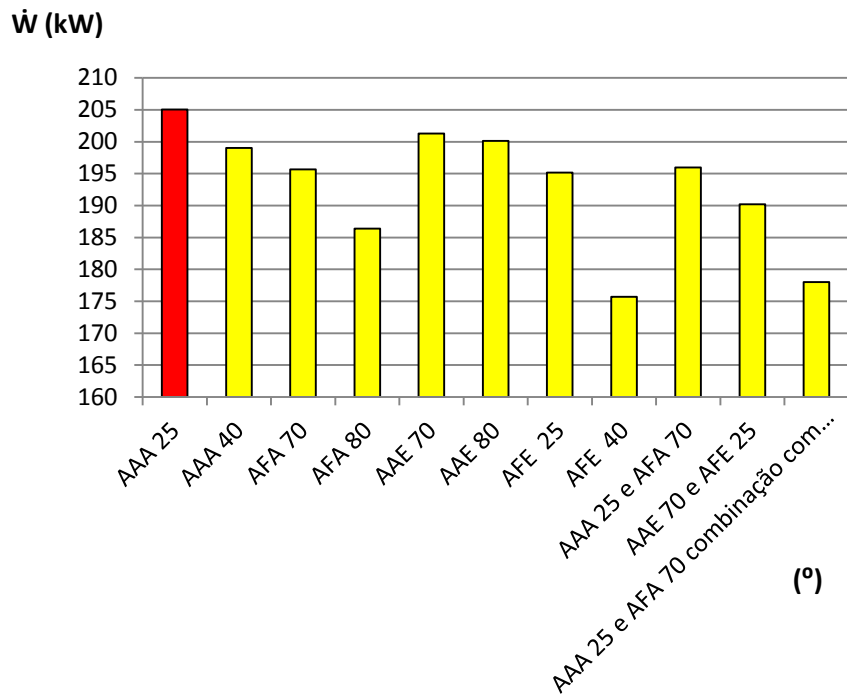


Figura 155 – Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.

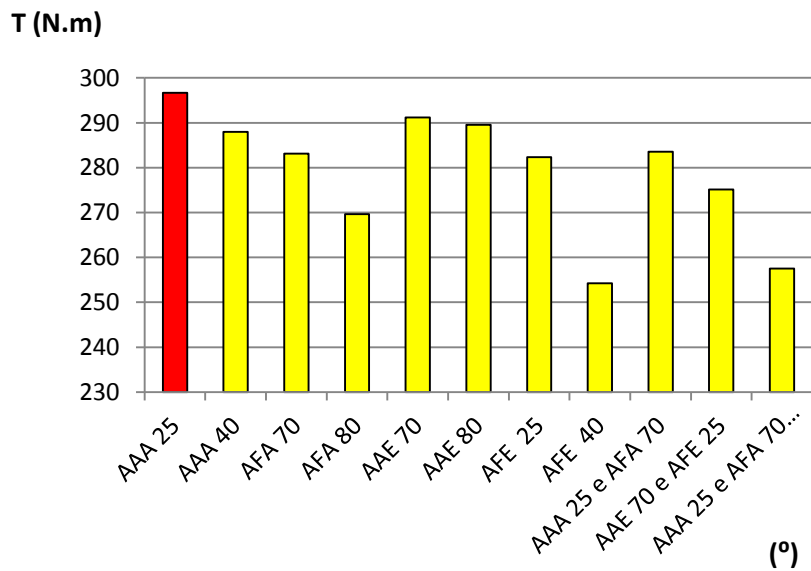


Figura 156 – Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

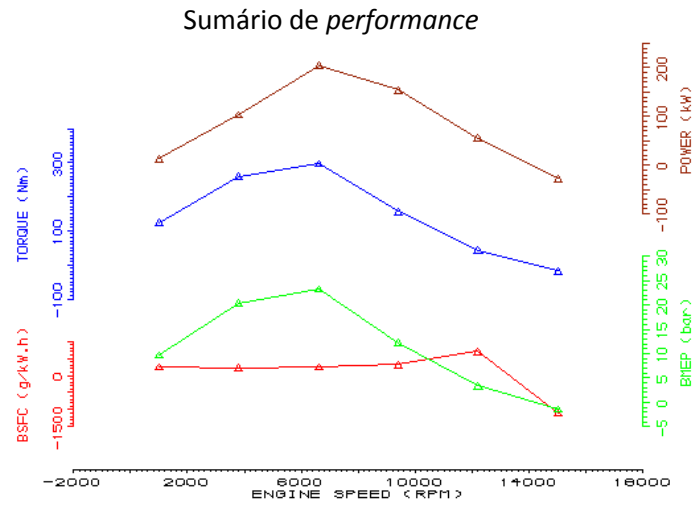


Figura 157 – Sumário de *performance* atinente ao diagrama de distribuição para a simulação de AAA 25°.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Anexo B: diâmetro das válvulas

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>DVA 29,6 mm</b>					
1000	12,90	123,21	9,68	248,35	81,20
3800	100,11	251,58	19,76	229,94	153,60
6600	204,95	296,54	23,29	250,79	197,50
9400	142,29	144,55	11,35	337,66	129,70
12200	35,45	27,75	2,18	1000,83	74,00
<b>DVE 25,6 mm</b>					
1000	12,95	123,70	9,72	248,04	81,50
3800	100,33	252,12	19,80	229,65	153,70
6600	205,83	297,81	23,39	250,51	198,10
9400	145,29	147,60	11,59	334,16	131,10
12200	26,22	20,52	1,61	1283,85	70,20
15000	-32,19	-20,49	-1,61	-948,08	51,50
<b>DVA 29,6 mm e DVE 25,6 mm</b>					
1000	13,06	124,75	9,80	248,01	82,10
3800	101,39	254,78	20,01	229,79	155,40
6600	205,48	297,31	23,35	251,17	198,30
9400	141,76	144,01	11,31	338,79	129,70
12200	34,37	26,90	2,11	1030,84	73,90

Tabela 46 – Simulações com variação de diâmetro das válvulas DVA 29,6 mm, DVE 25,6 mm e combinação de DVA 29,6 mm e DVE 25,6 mm.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

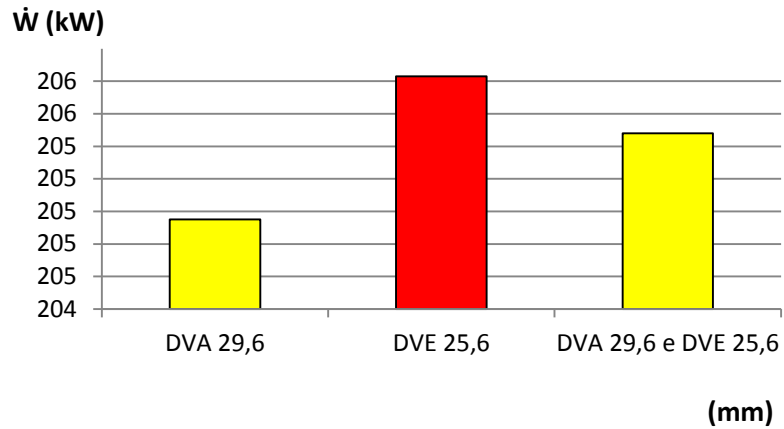


Figura 158 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.

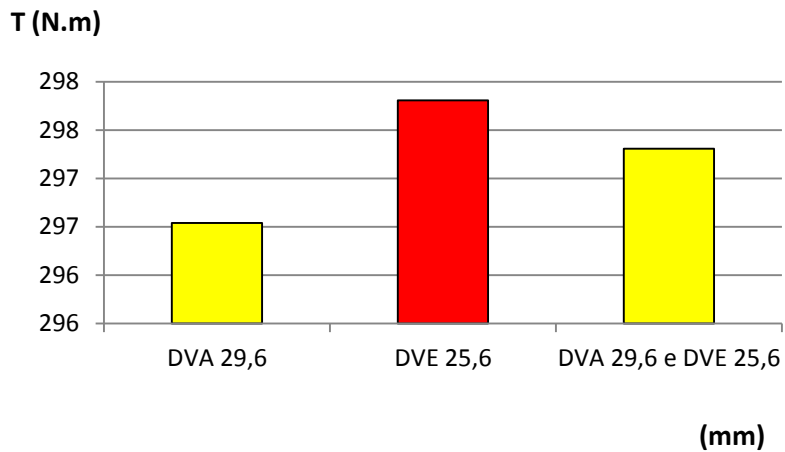


Figura 159 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

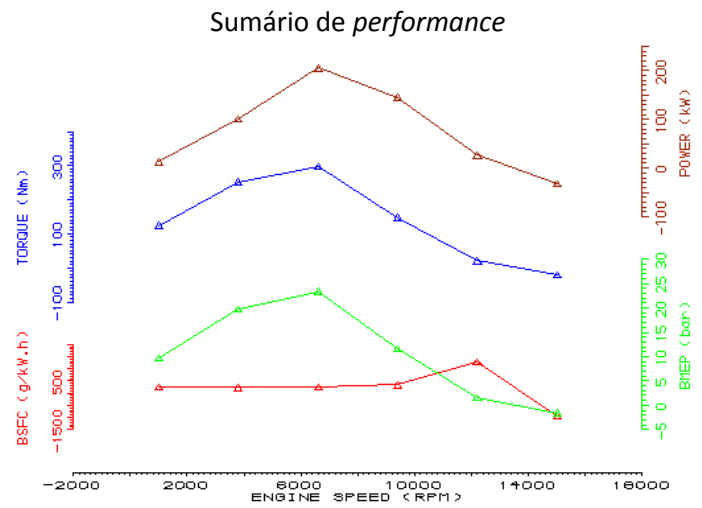


Figura 160 – Sumário de *performance* atinente à simulação para a válvula de escape com 25,6 mm.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Anexo C: comprimento da biela

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>Biela 69 mm</b>					
1000	12,93	123,52	9,7	247,52	81,2
3800	100,17	251,72	19,77	229,58	153,4
6600	205,62	297,5	23,37	250,22	197,7
9400	148	150,35	11,81	331,89	132,6
12200	28,36	22,2	1,74	1201,61	71,1
15000	-32,51	-20,7	-1,63	-931,05	51,1
<b>Biela 77 mm</b>					
1000	12,83	122,48	9,62	248,19	80,7
3800	99,22	249,34	19,58	229,77	152,1
6600	205,33	297,09	23,33	250,15	197,3
9400	146,35	148,67	11,68	332,77	131,5
12200	27,53	21,55	1,69	1227,32	70,5
15000	-32,04	-20,4	-1,6	-942,96	51
<b>Biela 82 mm</b>					
1000	12,77	121,96	9,58	248,54	80,5
3800	98,85	248,4	19,51	229,85	151,6
6600	205,23	296,94	23,32	250,13	197,2
9400	145,43	147,74	11,6	333,29	130,8
12200	27,08	21,2	1,66	1242,21	70,2
15000	-31,81	-20,25	-1,59	-948,73	50,9

Tabela 47/A – Simulações com variação do comprimento da biela de 69 mm, 77 mm e 82 mm.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>Biela 90 mm</b>					
1000	12,7	121,24	9,52	249,02	80,1
3800	98,19	246,74	19,38	229,99	150,7
6600	205,09	296,73	23,31	250,1	197,1
9400	144,15	146,44	11,5	334,02	130
12200	26,59	20,82	1,63	1258,66	69,8
15000	-31,51	-20,06	-1,58	-956,45	50,9
<b>Biela 106,1 mm</b>					
1000	12,58	120,12	9,43	249,79	79,7
3800	97,18	244,21	19,18	230,24	149,3
6600	204,87	296,42	23,28	250,09	196,8
9400	142,19	144,44	11,34	335,18	128,7
12200	25,71	20,13	1,58	1290,45	69,2
15000	-30,97	-19,72	-1,55	-971,58	50,8

Tabela 47/B – Simulações com variação do comprimento da biela de 90 mm e 106,1 mm.

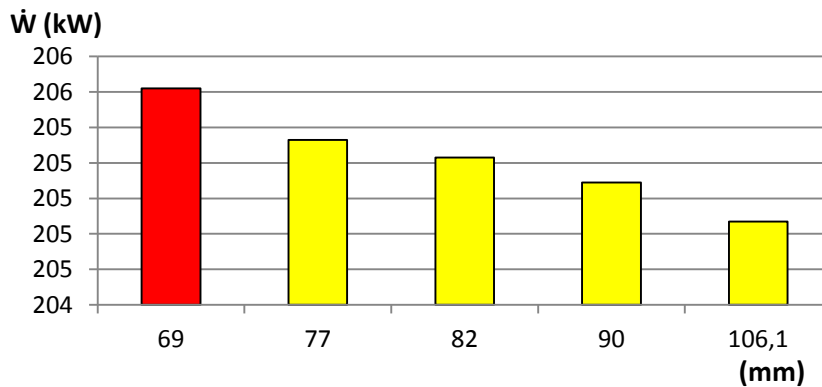


Figura 161 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

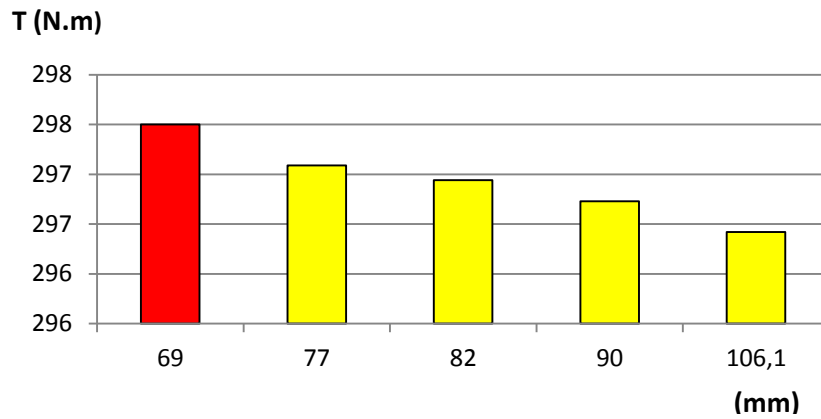


Figura 162 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.

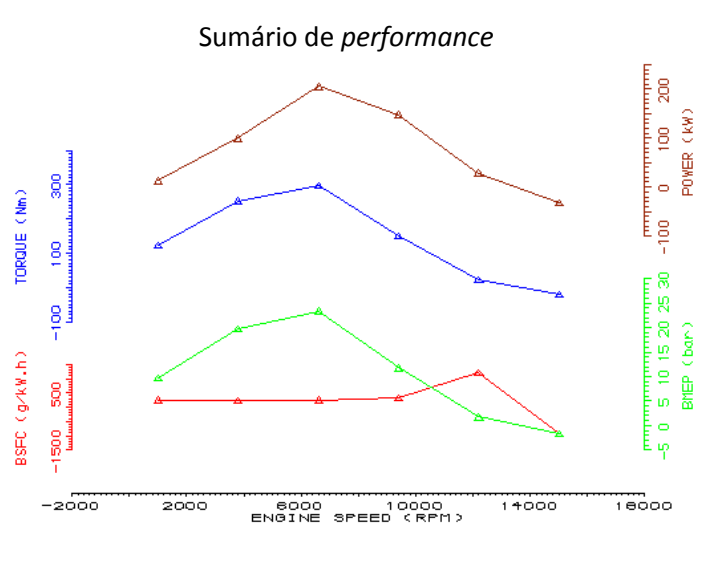


Figura 163 – Sumário de *performance* atinente à simulação para comprimento de biela de 69 mm.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**

## Anexo D: taxa de compressão

V. rotação (RPM)	Potência (kW)	Binário (N.m)	P. M. E. (bar)	C. E. (g/kWh)	R. Vol. (%)
<b>TC 7</b>					
1000	11,78	112,47	8,83	277,01	82,70
3800	98,68	247,98	19,48	255,88	168,50
6600	188,29	272,43	21,40	282,25	204,20
9400	115,12	116,95	9,19	410,32	127,60
12200	14,54	11,38	0,89	2344,92	71,10
15000	-40,35	-25,69	-2,02	-750,20	50,90
<b>TC 8</b>					
1000	12,12	115,74	9,09	265,13	81,50
3800	99,22	249,33	19,58	244,74	162,00
6600	195,41	282,73	22,21	268,62	201,70
9400	125,80	127,80	10,04	377,89	128,40
12200	18,16	14,22	1,12	1854,28	70,30
15000	-38,24	-24,35	-1,91	-783,99	50,50
<b>TC 9</b>					
1000	12,49	119,29	9,37	255,75	81,00
3800	99,30	249,54	19,60	236,30	156,50
6600	200,81	290,55	22,82	258,28	199,30
9400	136,15	138,31	10,86	352,78	129,70
12200	22,48	17,59	1,38	1494,05	70,10
15000	-35,05	-22,31	-1,75	-858,11	50,70
<b>TC 11</b>					
1000	13,08	124,95	9,81	242,36	80,40
3800	98,03	246,35	19,35	224,84	147,00
6600	208,90	302,25	23,74	243,52	195,40
9400	154,80	157,26	12,35	317,30	132,60
12200	32,48	25,42	2,00	1047,17	70,90

Tabela 48 – Simulações com variação da taxa de compressão, TC 7, TC 8, TC 9 e TC 11.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

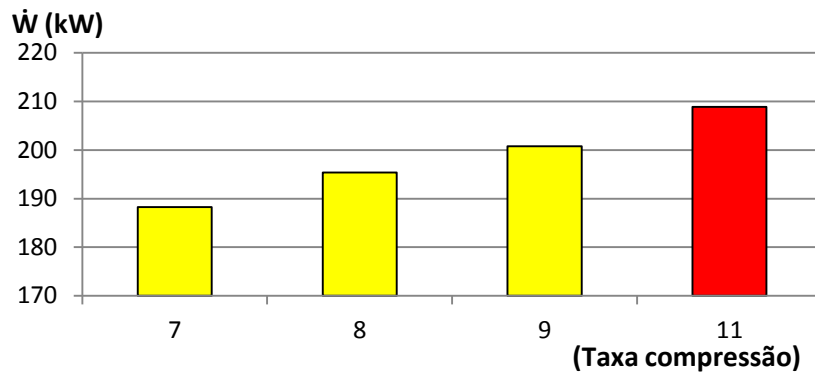


Figura 164 - Gráfico com compilação de valores de potência mais elevados às 6600 RPM.

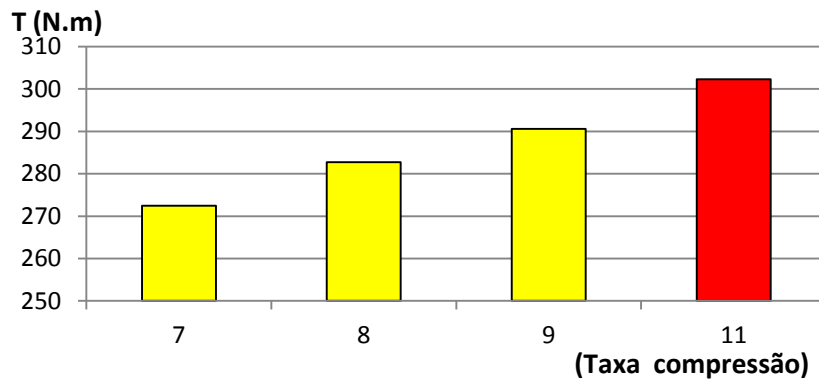


Figura 165 - Gráfico com compilação de valores de binário mais elevados às 6600 RPM.

Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna

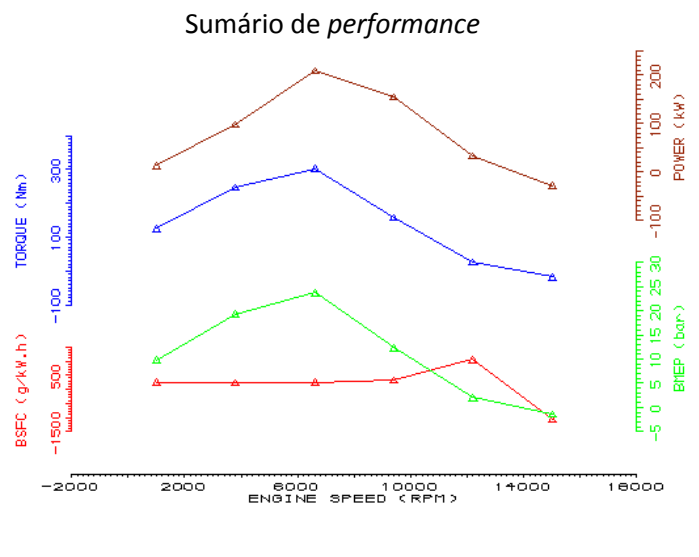



Figura 166 – Sumário de *performance* atinente à simulação de taxa de compressão de 11:1.

**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**


## Anexo E: excerto do catálogo de turbocompressores da Garrett com aparelho GT4202

# GT4202



**DISPLACEMENT 2.0L - 7.0L**

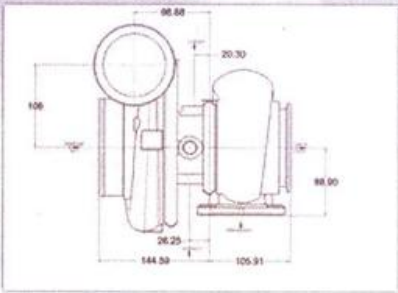
**HORSEPOWER 450 - 1000**



This Turbocharger is Ideal for:

DR

Drag Racing



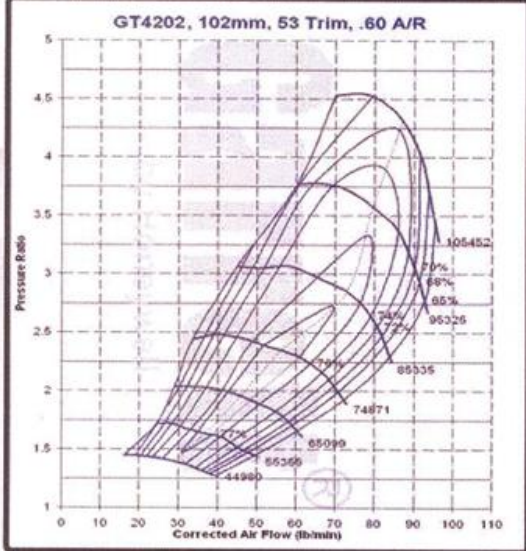
FLANGE		INLET		OUTLET	
Component	Page	Diagram	Page	Diagram	
Compressor	89	37	89	07	
Turbine		See Note			
Oil	91	17	91	06	
Water	93	14	93	14	

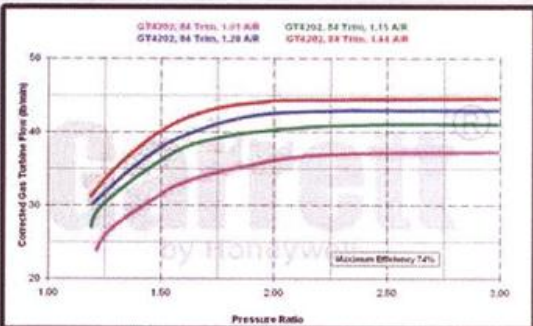
- Journal bearing, oil-cooled CHRA
- Free float, non-wastegated turbine housing
- Optional turbine housings with T4 or diesel turbine inlet flange
- Ported shroud compressor housing to increase surge resistance

GT4202		COMPRESSOR				TURBINE		
Turbo PN	CHRA PN	Ind Whl Dia	Exd Whl Dia	Trim	A/R	Whl Dia	Trim	A/R
731376-2	712402-8	74.3mm	102.3mm	53	0.60	82.0mm	84	1.15

TURBINE HOUSING OPTIONS	
PN	A/R
757707-1*	1.01
757707-2*	1.15
757707-3*	1.28
757707-4*	1.44
757707-9*	1.15

GT4202, 102mm, 53 Trim, .60 A/R





64

[www.TURBOBYGARRETT.com](http://www.TURBOBYGARRETT.com)

