



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Faculdade de Engenharia

**O Turbo Compressor como elemento de redução
de emissões de gases de escape**
Estudo de duas unidades motrizes: aspirado e turbinado

Tiago Cardoso Oliveira

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

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brojo
Co-orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Covilhã, Outubro de 2014

“If you cannot do great things, do small things in a great way”

Napoleon Hill

Agradecimentos

Quero agradecer em primeiro ao meu Orientador, Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brojo, pelo seu empenho e interesse que demonstrou em disponibilizar todos os recursos auxiliares necessários para a realização deste projeto.

Quero também agradecer ao Sr. João António da Silva Correia pelo seu interesse e apoio auxiliar em questões técnicas.

Agradeço à minha namorada o apoio e paciência que as várias etapas deste percurso exigiram.

Por fim, e como não podia faltar, quero agradecer à minha família, especialmente aos meus pais e irmão que tanta força me deram e apoiaram em toda a minha vida académica e que me permitiu estar agora aqui a escrever estas linhas com todo o orgulho.

A todos o meu muito obrigado.

Resumo

Desde o desenvolvimento do primeiro motor de combustão interna até aos dias de hoje tem havido um forte interesse em reduzir os consumos de combustível. O conseqüente aumento do preço dos combustíveis leva a que os engenheiros tenham que se empenhar em reduzir os consumos de combustível dos motores dos automóveis e não só, em todos os transportes públicos acionados por motores de combustão interna, sejam Diesel ou gasolina.

Neste estudo, vamos analisar dois motores de combustão interna: um motor aspirado (sem turbocompressor) e um motor sobrealimentado (com turbocompressor). Para a realização destes dois testes, usamos um banco de ensaios para o motor aspirado e um programa de simulação chamado *Engine Analyser Pro v3.3* para o motor sobrealimentado, visto que não houve hipóteses de fazer este teste fisicamente devido a não existência do motor em questão num banco de ensaios. O estudo consiste na comparação dos consumos, potências e binários entre estes dois motores.

Os resultados obtidos neste estudo vão mostrar que os motores sobrealimentados são mais económicos no consumo e mais eficientes, dado que é possível extrair mais potência, mais binário de um bloco sobrealimentado do que um que não é sobrealimentado.

Num dos capítulos finais vamos fazer referência à questão das emissões dos gases, falando sobre as normas atuais e as previsões para o futuro. A emissão dos gases de escape é um tema atual e em constante mudança para melhorar a questão da poluição atmosférica que tem tido um impacto negativo na nossa natureza.

Palavras-chave

Turbo compressor, estequiométrico, válvula, fluxo de ar, Louis Renault, *inter-cooler*.

Abstract

Since the development of the first internal combustion engine to this days has been a strong interest in reducing fuel consumption. The consequent increase in the price of fuel means that the engineers have to strive to reduce the fuel consumption of the engines of cars and not only, in all public transport powered by internal combustion engines, whether Diesel or petrol.

In this study, we will examine two internal combustion engines: an engine aspirated (without turbocharger) and a supercharged engine (with turbocharger). For the achievement of these two tests, we used a test bench for motor aspirated and a program called Simulation Engine Analyzer Pro v 3.3 supercharged engine, since there was no chance of doing this test physically due to non-existence of the engine in question on a test bench. The study consists in the comparison of consumption, and binary power between these two engines.

The results obtained in this study will show that turbocharged engines are more economical in consumption and more efficient, since it is possible to extract more horsepower, more torque for a block supercharged than one that is not supercharged.

In one of the final chapters we will reference the issue of greenhouse gas emissions, talking about current standards and predictions for the future. The emission of exhaust gases is a current topic and constantly changing to improve the issue of air pollution which has had a negative impact on our environment.

Keywords

Turbo compressor, stoichiometric, valve, airflow, Louis Renault, inter-cooler

Índice

Capítulo 1	1
1.1. Introdução e Perspetivas	1
1.2. Objetivos	2
Capítulo 2	3
2.1. Introdução histórica	3
2.2. Motor de Combustão Interna	4
2.2.1 Princípios de Funcionamento	4
2.2.2 Ciclo 4 tempos do motor de combustão interna	5
2.3. O Turbo Compressor	6
2.4. Sistemas de alimentação do motor	8
2.4.1. Carburador	8
2.4.2. Sistema de Injeção	9
Capítulo 3	11
3.1. Composição do turbo compressor	11
3.2. Rotor do compressor e da turbina	12
3.2.1. Fator de ajustamento do rotor (trim)	13
3.3. Lubrificação do veio	13
3.4. Válvula de segurança	14
3.5. Temperaturas e constituição dos materiais	15
3.6. Limitações do Turbo Compressor	16
Capítulo 4	19
4.1. Introdução ao banco de ensaios	19
4.2. Descrição do ensaio	19
4.3. Dados do motor aplicado no banco de ensaio	20
4.4. Painel de instrumentos do banco de ensaio	21
4.5. Ensaio com a borboleta do acelerador no máximo	22
4.6. Cálculo teórico	25
4.6.1. Relação transmissão para cálculo do consumo	27
4.7. Binário e Potência	31
Capítulo 5	35
5.1. Introdução	35
5.2. Dados técnicos	35
5.3. Simulação no Engine Analyzer Pro v3.3	36
Capítulo 6	39
6.1. Normas europeias de emissões do CO₂	39
6.2. Emissões de CO₂	40
6.3. Metas de emissão de CO₂ para automóveis novos	40
Capítulo 7	43
7.1. Discussão dos Resultados	43
7.2. Conclusões	44
7.3. Propostas para trabalhos futuros	45
Bibliografia	47
ANEXO I	49
ANEXO II	51

Lista de Figuras

Figura 2.1: Figura da cambota, biela e pistão (a) e figura do PMI e PMS (b). Fonte: [16]	4
Figura 2.2: Ciclo 4 tempos de motor de ignição. Fonte [18]	5
Figura 2.3: Funcionamento do Turbo Compressor. Fonte [15]	6
Figura 2.4: Fluxo do ar (azul) e dos gases de escape (vermelho). Fonte [15]	7
Figura 3.1: Figura em corte de um turbo compressor. Fonte: [8]	11
Figura 3.2: Vista em corte do rotor do compressor. Em (a) o veio atravessa o rotor de uma ponta à outra, enquanto que em (b) o veio é apenas fixado na extremidade do rotor. Fonte: [8]	12
Figura 3.3: Lubrificação do veio. Fonte: [7]	14
Figura 3.4: Figura de uma válvula de segurança de um turbo compressor na posição ABERTO e FECHADO. Fonte: [7]	14
Figura 3.5: Temperaturas dos diversos componentes que constituem o turbo compressor num motor Diesel. Fonte: [7]	15
Figura 4.1: Painel de instrumentos do banco de ensaio.	21
Figura 4.2: Gráfico com as injeções obtidas com o PicoScope com o motor a 1360rpm.	23
Figura 4.3: Gráfico com as injeções obtidas com o PicoScope com o motor a 5000rpm.	23
Figura 4.4: Gráfico dos tempos de injeção da tabela 4.	24
Figura 4.5: Gráfico comparativo entre fluxo do injetor e o fluxo calculado da tabela 5.	26
Figura 4.6: Figura ilustrativa para encontrar o perímetro da roda.	28
Figura 4.7: Gráfico do primeiro ensaio até às 6030rpm.	31
Figura 4.8: Gráfico do primeiro ensaio até às 6040rpm	31
Figura 4.9: Gráfico do terceiro ensaio até às 6050rpm	33
Figura 5.1: Potência-binário em função da rotação	37
Figura 5.2: Gráfico da potência e binário simulado no programa.	38

Lista de Tabelas

Tabela 1: Temperatura dos diversos componentes do turbocompressor	16
Tabela 2: Dados técnicos do motor da OPEL. Fonte: [12]	20
Tabela 3: Descrição do Painel de Instrumentos.....	22
Tabela 4: Resumo dos tempos de injeção em função das rotações.....	24
Tabela 5: Consumo de combustível do injetor calculado.	26
Tabela 6: Relações de transmissão do fabricante. Fonte: [12]	27
Tabela 7: Valor das velocidades em função da rotação do motor.	29
Tabela 8: Valor dos consumos entre velocidades diferentes da caixa de transmissão. ..	30
Tabela 9: Primeiro ensaio até 6030rpm.	31
Tabela 10: Segundo ensaio até 6040rpm	32
Tabela 11: Terceiro e último ensaio até 6050rpm	33
Tabela 12: Dados técnicos do motor OPEL com turbo. Fonte: [12]	35
Tabela 13: Propriedades da caixa de velocidades do motor turbinado. Fonte: [12]	38

Lista de Acrónimos

A/F	<i>Air/ Fuel</i>
ACEA	<i>European Automobile Manufacturers Association</i>
AUX	Apreviamento para <i>auxiliary</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
ERS	<i>Energy Recovery System</i>
MPI	<i>Multi Point Injection</i>
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i>
PMI	Ponto Morto Superior
PMS	Ponto Morto Inferior
RPM	Rotações Por Minuto
SPI	<i>Single Point Injection</i>
TRIM	Fator de ajustamento do rotor
UBI	Universidade da Beira Interior
WLTP	<i>World Light Vehicle Manufacturers Association</i>
ZER	Zona de Emissões ZERO

Lista de Símbolos

B	Binário
\dot{W}_e	Potência efetiva do motor
CO_2	Símbolo químico do dióxido de carbono
C_f	Consumo final
C_m	Consumo do motor
H_2O	Símbolo químico da água
NO_x	Símbolo químico dos óxidos de azoto
R_1	Raio do carreto dentado 1
R_2	Raio do carreto dentado 2
V_v	Volume varrido num cilindro
ω_1	Velocidade angular 1
ω_2	Velocidade angular 2
C	Constante do curso do pistão
CV	Abreviação de <i>cavalo-vapor</i>
D	Constante do diâmetro do cilindro
h	Abreviatura para horas
N	Rotação do motor
P	Perímetro da jante de um automóvel
V	Velocidade final
π	Constante de <i>Pi</i> (3.14159265356)

Capítulo 1

1.1. Introdução e Perspetivas

O automóvel já não é considerado um bem de luxo. As fábricas não param de produzir automóveis, pelo contrário, procuram sempre o mais atual e inovador possível para atrair novos consumidores, os transportes públicos são acessíveis a toda a sociedade em quase todo o lado do mundo. Estamos perante uma necessidade, que é a locomoção de veículos. Seja um carro para filha, ou para o neto, este mundo de consumismo não tem fim. Vivemos num mundo em que a deslocação para o trabalho tem que ser num veículo motorizado (ou elétrico). Apenas uma pequena minoria é que vai de bicicleta para o trabalho e poupa assim o meio ambiente. Mas a massa predominante são de fato os veículos motorizados.

Já sabemos que o nosso automóvel é essencial para nos deslocarmos para qualquer lado, principalmente para o trabalho. A estatística fala por si, 126689 veículos automóveis¹ vendidos no ano 2013 só em Portugal e este ano (2014) já vamos com 115025 [2]. Dá para ter uma ideia da escala que estamos a falar que tem tendências de crescimento. Agora vamos pensar da seguinte forma: nestes 126689 veículos automóveis existe um motor de combustão interna que emite CO_2 [20] para a atmosfera. Mesmo que cada um destes veículos automóveis tivesse uma emissão de 100g/km (que não tem de certeza, já para sermos um pouco otimistas) seriam 1.26×10^7 g/km. Dai que os automóveis são considerados os que mais têm contribuído para a poluição atmosférica. No entanto, a emissão dos poluentes dos veículos há 40 anos atrás eram 100 vezes mais poluentes em comparação aos de hoje. Nem tudo é uma má notícia.

Os valores que acabamos de mencionar são realmente preocupantes, mas a evolução é demasiado rápida e a sociedade adapta-se ao conforto com facilidade. Mas felizmente existem entidades reguladoras das emissões dos gases de escape (CO_2) [20] que controlam estes valores (daí a evolução de emissão dos poluentes de há 40 anos atrás) e impõem todos os anos novas metas que os fabricantes são obrigados a atingir, senão, são punidos com uma coima. Vamos ver este tema no capítulo 6.

É de notar que a invenção do motor movido a pistão (século XIX) foi das invenções que mais impacto teve na sociedade e que desde aí não tem parado de crescer [16].

¹ Inclui: Ligeiros Passageiros, Todo-o-Terreno, Monovolumes com mais de 2300kg, Comerciais Ligeiros e Comerciais Pesados.

1.2. Objetivos

Este estudo tem como objetivo principal a comparação de dois motores a gasolina da OPEL. A diferença está na sua aspiração de ar. Um dos motores é normalmente aspirado e o outro é turbo comprimido.

Ao longo deste trabalho vamos comparar vários valores, desde o consumo, potência, binário até as emissões de gases de escape, que é um fator importante a ter em conta nos veículos motorizados.

Para podermos comparar estes valores é necessário fazer ensaios dos quais vamos registar dados importantes para o desenvolvimento deste trabalho. Os ensaios vão ser realizados num banco de ensaios para motores, mas só vai ser possível fazer este ensaio com o motor aspirado. Para o motor turbinado não foi possível nenhuma outra hipóteses a não ser um ensaio com assistência de um *software* para ensaios de motores virtuais.

Capítulo 2

2.1. Introdução histórica

A sobrealimentação é um tema que já vem de há muitos anos atrás nomeadamente pouco depois da criação do motor de combustão interna. Cedo se começou a especular que para aumentar a potência de um motor de combustão interna teríamos que aumentar a quantidade de ar admitida e acompanhar essa quantidade de ar pelo combustível necessário. Os motores por esta altura eram muito pouco eficientes em muitos aspetos [1].

A ideia da sobrealimentação teve o seu início nos anos 1885 e 1896, por Gottlieb Daimler e Rudolf Diesel, respetivamente, que investigavam várias formas de aumentar a potência mas reduzir ao mesmo tempo o consumo de combustível [1].

Em 1905, Alfred J. Buchi e Sulzer Brothers [1] desenvolveram o primeiro motor turbinado usando os gases de escape e patentearam-no. Nesta época o turbo tinha as suas aplicações na aeronáutica para conseguir atingir maiores alturas com os aviões. Em 1915 ainda foi proposta a aplicação do turbo nos motores Diesel.

Foi na Suíça, que o primeiro turbo compressor começou a fazer história. Entre 1909 e 1912, o seu inventor Alfred J. Buchi, chefe-engenheiro do Grupo Sulzer [1] deu vida a um componente mecânico que vai traçar história até à data de hoje.

A primeira aplicação do turbo compressor foi num motor Diesel pois quando Buchi tentou aplicar o mesmo num motor a gasolina, era evidente que o turbo não conseguia aguentar as elevadas temperaturas dos gases de escape (perto de 800°C^2) [1].

Na Primeira Guerra Mundial, o turbo era aplicado com mais frequência apesar de ter ainda algumas limitações, mas mesmo assim na Segunda Guerra Mundial houve mais avanços tecnológicos nesta área mecânica [16].

O turbo compressor, cuja construção não é mais do que um compressor acionado pelos gases de escape, teve um desenvolvimento maior nos Estados Unidos por volta dos anos 40. A Garret, cujo nome vem de 1936 por Cliff Garret, é a marca mais conhecida de turbo compressor no mundo. Esta empresa começou a produzir pequenas turbinas a gás com 20 a 90 cavalos (CV³). Para que o turbo se tornasse um componente viável para a produção em massa, teve que haver

² Celsius (cujo símbolo é °C) designa a unidade de temperatura, assim denominada em homenagem ao astrónomo sueco Anders Celsius (1701-1744) que foi o primeiro a propô-la em 1742.

³ CV é o símbolo do cavalo-vapor, unidade que designa a potência e força. Alguns fabricantes também mencionam a potência dos seus motores em quilowatts (kW). 1CV=0.7355 kW.

uma evolução tecnológica que tornasse possível a construção de peças e componentes de menores dimensões e com mais exatidão [1].

Atualmente a lista de fabricantes de turbo compressores é cada vez maior, visto que é de grande interesse a nível global. Este componente mecânico tem várias aplicações, assim como nos automóveis de estrada, camiões, autocarros, máquinas agrícolas, automóveis de competição, barcos, veículos militares, aviões e ainda em equipamentos de geração de energia.

2.2. Motor de Combustão Interna

2.2.1 Princípios de Funcionamento

“O motor de combustão interna aproveita o aumento de pressão resultante da combustão da mistura ar-combustível para imprimir um movimento de rotação ao veio do motor” [16]. O cilindro do motor é constituído por pistões que deslizam num movimento linear, ligados a um veio chamado cambota que por sua vez transmite o movimento deslizante do pistão através da biela (Figura 1.1).

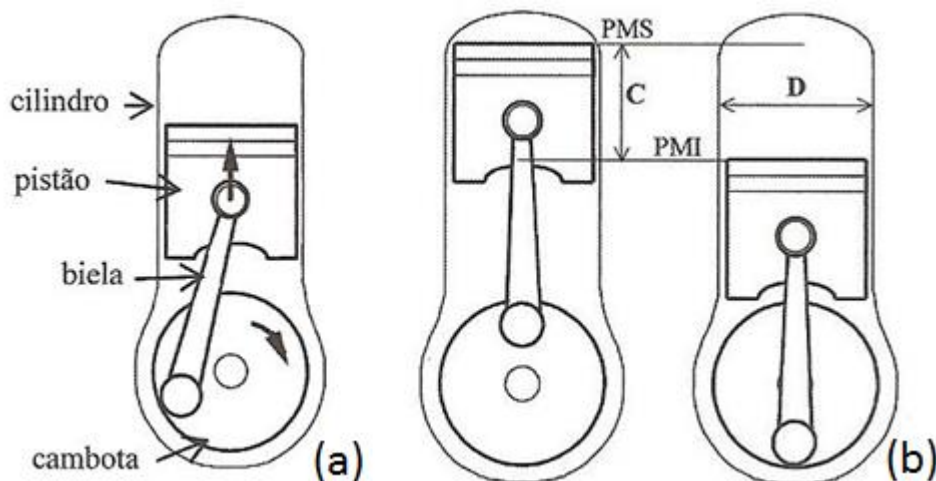


Figura 2.1: Figura da cambota, biela e pistão (a) e figura do PMI e PMS (b). Fonte: [16]

O ponto morto superior (PMS) é o ponto mais alto que o pistão pode atingir, e o ponto morto inferior (PMI) é o ponto mais baixo. O curso do pistão identifica-se pela letra C e a letra D ao diâmetro interior do cilindro.

Com estes dois valores, C e D, podemos facilmente calcular a cilindrada de cada cilindro, ou seja, aplicando a fórmula do volume varrido (cm^3):

$$V_v = C \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} (cm^3)$$

Ex.: Com C=10cm e D=8cm

$$V_v = 10 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \approx 502.66 cm^3$$

No exemplo em cima teríamos então uma cilindrada de $502.66 cm^3$. Num motor com 4 cilindros basta multiplicar a cilindrada de um cilindro pelos restantes.

2.2.2 Ciclo 4 tempos do motor de combustão interna

O motor mais vulgar é o motor a gasolina de ignição por faísca [16]. Vamos ver já a seguir o seu funcionamento. Para isso temos a figura 1.2 que mostra passo a passo os 4 ciclos:

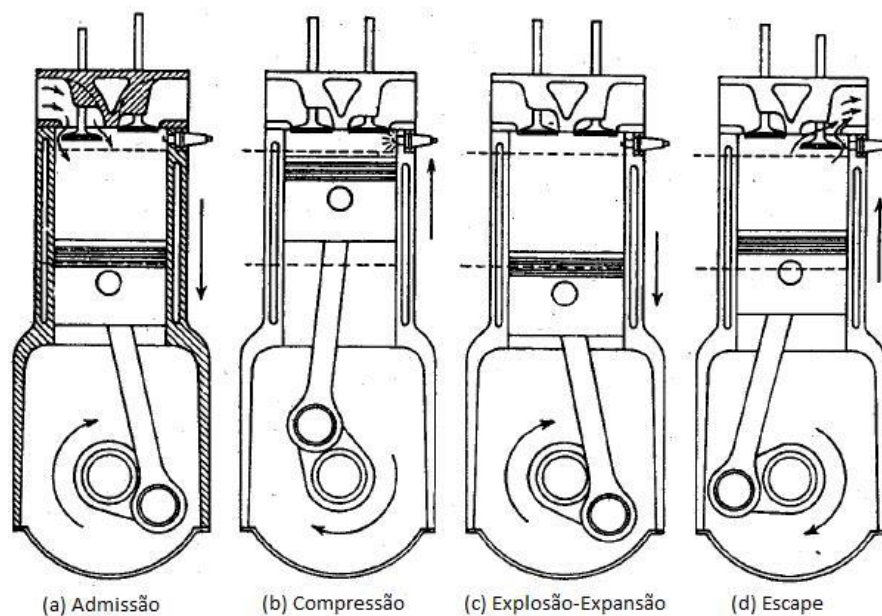


Figura 2.2: Ciclo 4 tempos de motor de ignição. Fonte [18]

- (a) **Admissão** - No ciclo de admissão, que se inicia com o pistão no PMS, inicia-se uma depressão na camara de combustão a qual acaba com o pistão no PMI. Este movimento, com a válvula de admissão aberta, da entrada à mistura de ar e combustível no cilindro.

- (b) **Compressão** - No ciclo da compressão, ambas as válvulas (admissão e escape) estão fechadas, comprimindo a mistura de ar e combustível numa pequena fração do seu volume inicial. A partir daqui inicia-se então a compressão e a pressão no interior do cilindro vai aumentar.
- (c) **Explosão-Expansão** - Neste ciclo, com o pistão no PMS, faz com que o pistão desça para o PMI, derivado das elevadas temperaturas e pressões vindas da combustão, forçam o pistão a descer e rodar a cambota. O rendimento deste ciclo é cinco vezes superior ao da combustão. Com o pistão no PMI, a válvula de escape vai abrir e deixar sair os gases de escape e descer a pressão no cilindro.
- (d) **Escape** - No último ciclo, o combustível queimado irá sair do cilindro através da válvula de escape empurrados pelo pistão em direção ao PMS. Quando o pistão chega ao PMS a válvula de admissão abre logo depois de a válvula de escape se ter fechado e o ciclo começa de novo.

2.3. O Turbo Compressor

Neste tópico vamos dar uma breve introdução ao turbo compressor. Só por curiosidade, o turbo compressor pode gerar rotações até 280000rpm [15].

A turbina está diretamente ligada com um veio ao compressor rodando assim solidário um com o outro para permitir que o compressor extraia e comprima grandes quantidades de ar ambiente. No processo de reaproveitamento dos gases de escape, o arrefecedor EGR ocupa-se de baixar as elevadas temperaturas vindas do escape para dar entrada no circuito de ar para uma nova combustão (podem ser aproveitados até 30% dos gases de escape). O EGR tem ainda como função reduzir os NO_x [15].



Figura 2.3: Funcionamento do Turbo Compressor. Fonte [15]

Na figura 1.3 podemos observar o funcionamento do turbo compressor num conceito generalizado. Os gases de escape saem dos cilindros do motor (após o ciclo de escape) em direção da turbina. O fluxo dos gases fazem rodar a roda da turbina a um elevado número de rotações que são transmitidos ao compressor com a mesma rotação. O compressor admite grandes quantidades de ar ambiente (previamente filtrado) que vão em direção do arrefecedor, mais conhecido por *inter-cooler*⁴, baixando assim a temperatura do ar para uma melhor relação de combustão. A partir daqui o ciclo recomeça de novo.

O turbo compressor é um componente mecânico simples, como vamos ver mais à frente. A sua construção não leva mais do que 40 a 50 componentes separados. O processo de fabrico requer tecnologia moderna o que se traduz num custo mais elevado. A sua fabricação porém justifica-se pelas suas aplicações que tem no mundo automóvel e que tem trazido benefícios relacionados com as emissões (CO_2)⁵.

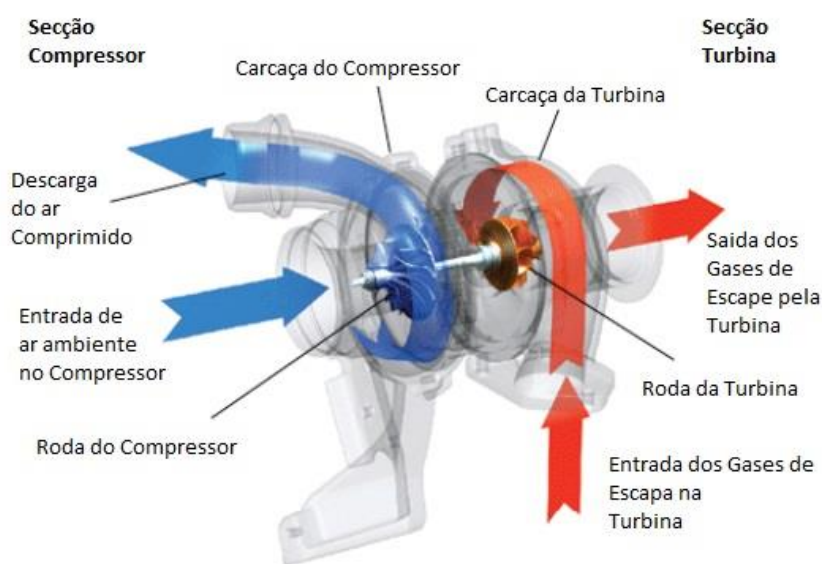


Figura 2.4: Fluxo do ar (azul) e dos gases de escape (vermelho). Fonte [15]

Na Fig. 1.4 temos uma representação dos fluxos dos gases e do ar. As setas azuis destinam-se ao fluxo do ar que vem do exterior (ar ambiente), que passa pelo compressor e é comprimido para depois ir em direção dos cilindros do motor. Em vermelho temos os gases de escape que são responsáveis pelo funcionamento do turbo compressor. Vamos ver o funcionamento mais ao pormenor no capítulo 3

⁴ *Inter-cooler* – Permutador de calor que neste caso serve para baixar a temperatura do ar

⁵ CO_2 – Representação química do dióxido de carbono. É composto por um átomo de carbono e dois átomos de oxigénio. Provém da queima de combustíveis fósseis e mudanças no uso da terra (queimadas)

2.4. Sistemas de alimentação do motor

Nesta parte do trabalho vamos especificar dois tipos de sistemas que produzem a mistura necessária para a queima do combustível. O carburador e o injetor.

2.4.1. Carburador

O sistema de alimentação por carburador já é muito antiga e pouco usual. É um sistema bastante simples na sua constituição. O princípio básico de funcionamento do carburador consiste na passagem de ar num canal convergente-divergente, denominada por *venturi* que aumenta a velocidade do ar pelo tal estreitamento do canal. A lei de *Bernoulli* diz nos que a pressão do ar diminui quando passa por um estrangulamento, neste caso, na conduta *venturi*, e permite que a gasolina seja aspirada, fluindo e misturando-se com o ar dando posteriormente origem à combustão [16].

O caudal da gasolina está dependente da queda de pressão no *venturi* [16]. Na maior parte dos carburadores, existe um afinador que permite aumentar ou diminuir o efeito da queda de pressão com um simples parafuso que pode ser aparafusado ou desaparafusado e achar uma boa relação de alimentação.

O carburador tem as suas desvantagens e a primeira é a impossibilidade de um fluxo constante de gasolina o que impossibilita também uma relação A/F perfeita. A relação A/F (do inglês air-fuel ratio) chama-se estequiométrica quando na teoria todo o ar é consumido para queimar todo o combustível [16]. Daqui nascem as misturas pobres (mais ar que gasolina) e misturas ricas (mais gasolina que ar). Uma outra desvantagem, que também tem a ver com a regulação da mistura, é a variação de altitude ou da pressão atmosférica. Nestes casos, podemos estar por exemplo a 1000m de altitude e ter boas *performances* do motor, e de repente começamos a subir uma serra e passamos para 2000m de altitude e começam os problemas. Como é conhecido do quotidiano, a diferença de altitudes está na quantidade de oxigénio. Quando mais altitude menos oxigénio, o que significa também menos potência para o motor. Elevadas emissões dos gases de escape é uma outra desvantagem.

A vantagem do carburador reside na sua simplicidade que permite a troca entre motores sem grandes modificações. A sua aquisição não é muito dispendiosa, podendo até adquirir carburadores usados em bom estado, pois têm uma boa durabilidade.

2.4.2. Sistema de Injeção

No sistema de injeção as coisas mudaram completamente. Neste caso já não temos um carburador não comandado, mas sim um injetor comandado eletronicamente. As vantagens da utilização do injetor começam logo na redução das emissões dos gases de escape. Isto porque aqui estamos perante um sistema comandado eletronicamente que faz a leitura do caudal mássico de ar injetando depois a quantidade proporcional de gasolina.

O sistema de injeção permite aumentos de potência com redução dos consumos e uma melhor resposta de aceleração do motor.

Há dois tipos de injeção: direta e indireta. A injeção indireta ou multiponto (MPI) consiste na injeção de combustível em vários pontos do motor [3]. A injeção é feita na proximidade da válvula de admissão. O sistema de injeção direta ou injeção monoponto (SPI) ocupa o lugar do carburador [16].

Com os injetores MPI e SPI temos uma boa relação de mistura A/F, mais potência, baixo consumo e a ausência do efeito *knock* mesmo com elevadas taxas de compressão [16].

Os elevados custos destes sistemas e a complexidade são algumas das desvantagens. Um outro problema é a ausência de uma calibração perfeita para injetar pequenas quantidades de gasolina.

Capítulo 3

3.1. Composição do turbo compressor

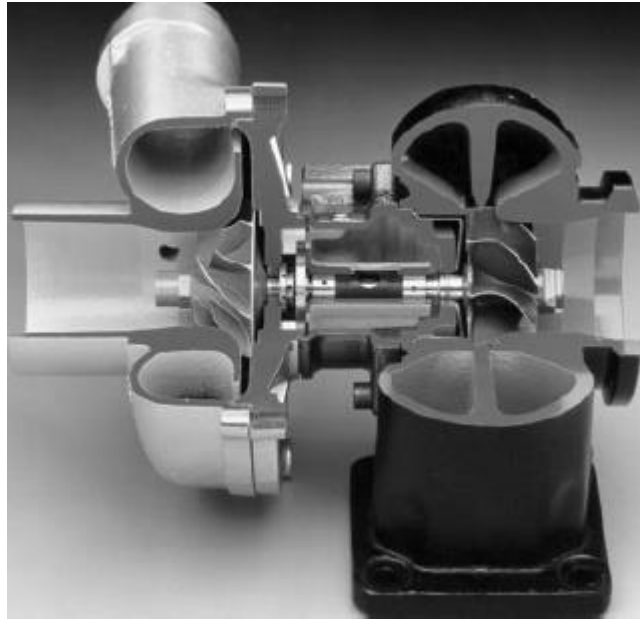


Figura 3.1: Figura em corte de um turbo compressor. Fonte: [8]

Na figura 3.1 temos uma vista em corte de um turbo compressor para podermos ilustrar os seus componentes e a sua forma de fabricação.

Do lado direito temos a carcaça da turbina que direciona os gases vindos da combustão radialmente para roda da turbina fazendo com que esta comece a rodar (existem também modelos diferentes com fluxos axiais para fazer rodar a turbina) [8]. A carcaça central é constituída por rolamentos axiais e de mancal que suportam o veio que faz a ligação da turbina com o compressor. Estes rolamentos são lubrificados por óleo e noutros modelos ainda tem um circuito de lubrificação por água para arrefecer a temperatura do óleo [4] (para evitar a gripagem dos rolamentos e sucessivamente do turbo compressor).

A potência desenvolvida pela turbina, a uma rotação estável, é proporcional a potência desenvolvida no compressor, menos as perdas no centro da carcaça (atrito nos rolamentos) [8]. Um pequeno aumento de combustível na câmara de combustão resulta em temperaturas mais elevadas nos gases de escape que por sua vez aumentam o fluxo de ar no turbo compressor o que permite a combustão de mais combustível e assim um aumento de potência e velocidade. Este processo é crescente, ou seja, quanto mais rotação na turbina, mais fluxo de ar, mais combustível na câmara de combustão. A capacidade de resposta do turbo compressor é outro fator importante na sua conceção. O chamado *turbo lag* ou “atraso do turbo” é nada mais do que o tempo que o turbo compressor necessita para chegar à rotação exigida pelo acelerador o que pode demorar vários segundos (dependendo da velocidade de rotação a que o motor está

exposto naquele momento). Vamos ver mais a frente graficamente, a forma crescente do binário aquando da atuação do turbo compressor.

Certamente que a rotação da turbina tem os seus limites, principalmente para o motor. Para que não haja uma sobrepressão do turbo compressor e que danifique por completo a carcaça, estes vêm equipados com uma válvula de descarga [7]. A sobrepressão também danifica os motores, principalmente quando este atinge elevadas potências desenvolvidas que pode gerar excessos de rotação no motor para o qual não foi concebido.

3.2. Rotor do compressor e da turbina

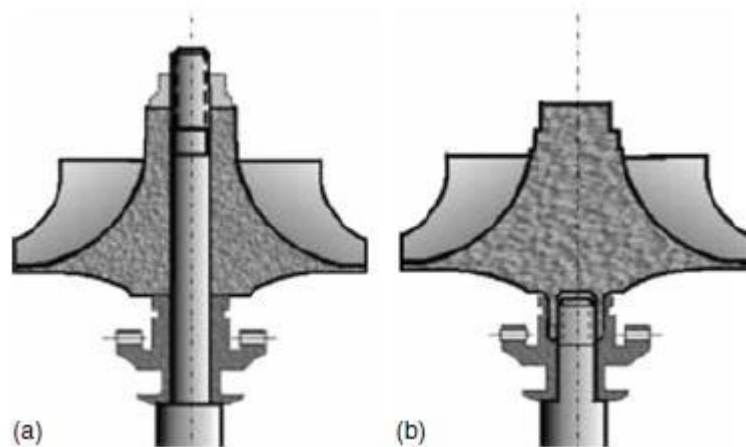


Figura 3.2: Vista em corte do rotor do compressor. Em (a) o veio atravessa o rotor de uma ponta à outra, enquanto que em (b) o veio é apenas fixado na extremidade do rotor. Fonte: [8]

Para começar, um dos requisitos mais importantes na fabricação do rotor do compressor é que este consiga debitar à máxima carga possível de fluxo de ar exigido pelo motor. Para que tal seja possível, os engenheiros têm uma especial atenção na projeção das lâminas. As lâminas podem ter várias formas finais, cuja diferença está no fluxo de ar que conseguem debitar posteriormente. Diferentes formas das aletas determinam logo à partida se o turbo compressor vai ter elevadas pressões a baixas rotações (o que é bom e benéfico em qualquer turbo compressor aplicado num automóvel). Há que ter em consideração as forças centrífugas já que são um fator que limitam a projeção do rotor. Os rotores são construídos com ligas leves e muito resistentes, exemplo disso é o nióbio⁶ que resiste a altas temperaturas ao mesmo tempo. A porca de fixação da Figura 3.2 (a) tem que estar equilibrada para evitar vibrações que possam danificar rotor por fadiga. Como dissemos anteriormente, o veio está apoiado em chumaceiras que normalmente são constituídos por lâminas de cuprochumbo flutuantes hidrodinamicamente. Nos turbo compressores de maior dimensão e por conseguinte mais lentos

⁶ Nióbio – Símbolo químico Nb. Muito utilizado em ligas especiais para proporcionar grandes resistências. [21]

usam-se rolamentos de esferas. O processo de união do rotor da turbina com o veio é um processo específico com máquinas específicas. Neste caso, a união dá-se com diferentes rotações onde o veio é meticulosamente encaixado na cavidade da turbina que por fricção acabam por ficar soldados um com o outro. Isto evita que em processos de soldadura normais haja desequilíbrios no conjunto quando opera em altas rotações [7].

3.2.1. Fator de ajustamento do rotor (trim)

O fator de ajustamento do rotor é uma relação entre o indutor (*inducer*) e exaustão (*exducer*). O indutor é o diâmetro do rotor por onde entram os gases, sejam os do compressor ou da turbina. A exaustão (*exducer*) está relacionado com o diâmetro do rotor por onde saem os gases mencionados anteriormente [8]. O fator de ajustamento do rotor é dado pelas duas seguintes equações:

$$(1) \text{ Factor de ajustamento do rotor da turbina} = \frac{\text{exaustão}^2}{\text{indutor}^2} \times 100 \text{ [8]}$$

$$(2) \text{ Factor de ajustamento do rotor do compressor} = \frac{\text{indutor}^2}{\text{exaustão}^2} \times 100 \text{ [8]}$$

Um compressor com um fator de ajustamento elevado tem maior capacidade de movimento de caudal mássico. No entanto, o fator principal para o aumento de caudal mássico é a dimensão do rotor do compressor o que na equação (2) corresponde ao diâmetro da exaustão.

Uma boa coordenação da turbina e o compressor resulta num bom rendimento geral do turbocompressor.

3.3. Lubrificação do veio

“Nos turbocompressores a lubrificação tem o duplo objetivo de estabelecer uma película viscosa entre o eixo e os seus pontos de apoio e também de retirar a maior quantidade possível de calor para que o ar de aspiração seja o mais frio possível [7]”.

O óleo tem que circular com abundância para que as elevadas temperaturas que vêm dos gases de escape possam baixar e não sobreaquecer o turbo. Este é outro fator importante que se tem que ter em conta na aplicação de turbo compressor.

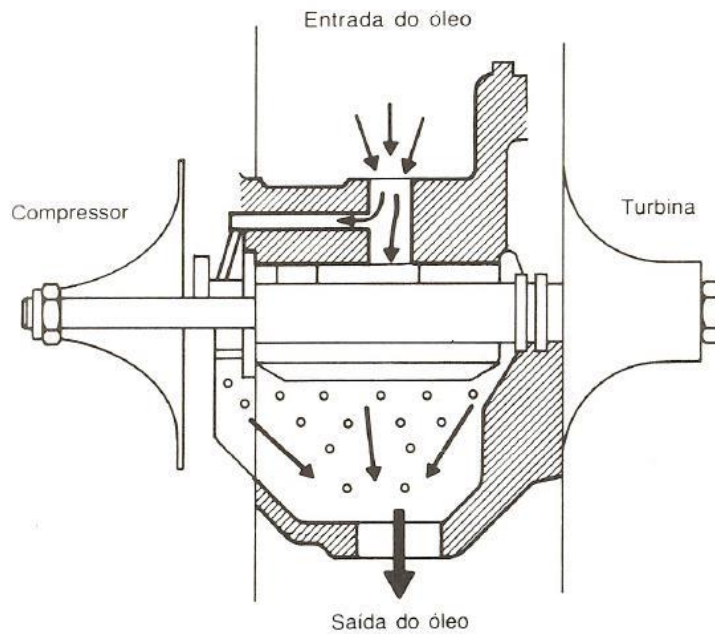


Figura 3.3: Lubrificação do veio. Fonte: [7]

A figura 3.3 representa o fluxo do óleo, que entra numa extremidade através de um tubo de liga metálica e sai na outra extremidade garantindo assim a boa lubrificação. A rotação do veio trata de distribuir o óleo pelas cavidades.

3.4. Válvula de segurança

Outro aspeto importante na construção do turbo compressor é a válvula de descarga ou válvula de segurança (em inglês *wastegate*).

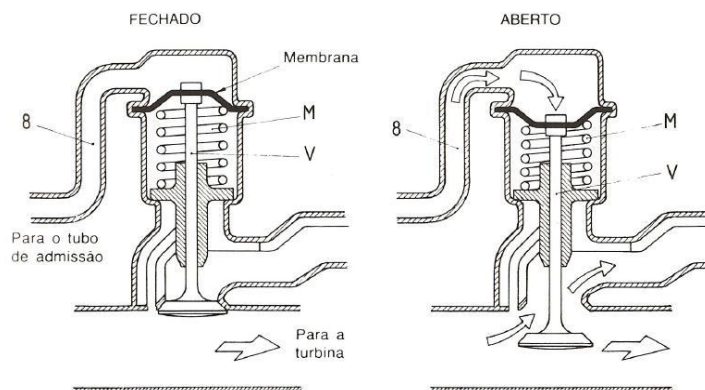


Figura 3.4: Figura de uma válvula de segurança de um turbo compressor na posição ABERTO e FECHADO. Fonte: [7]

Na figura 3.4 temos um exemplo de uma válvula de descompressão. Para um bom funcionamento o turbo não deve exceder os valores de sobrepressão, que oscilam entre os 0.40 e 0.70 bar, consoante o modelo, de modo que o turbocompressor deve dispor de uma válvula de segurança que torne possível baixar a pressão máxima para o qual o motor foi concebido. O passagem pelo tubo em (8) transmite a pressão à membrana que vai abrir a válvula quando a turbina está com excesso de rotação e por conseguinte com excesso de pressão, passando assim por um *by-pass*. Nesta situação, a turbina diminui a sua velocidade de rotação até que a válvula volte para a posição de FECHADO que ocorre com a ajuda da mola (M) e restabelece-se a situação anterior.

3.5. Temperaturas e constituição dos materiais

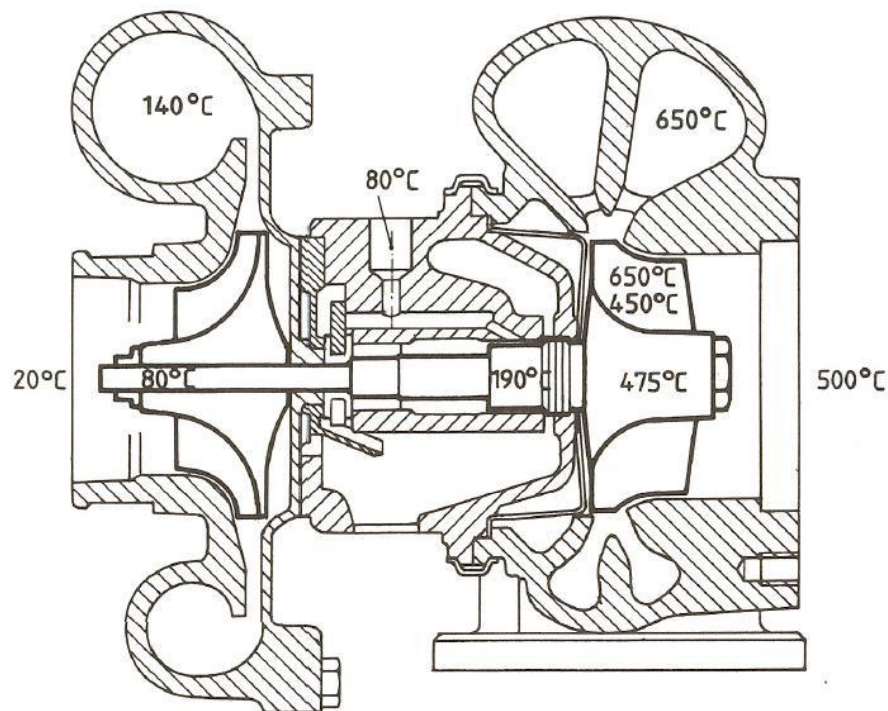


Figura 3.5: Temperaturas dos diversos componentes que constituem o turbo compressor num motor Diesel. Fonte: [7]

Na figura 3.5 temos as várias temperaturas a que o turbo compressor está sujeito num motor Diesel. Para isso vamos listar de uma forma simples e compreensível o nome dos componentes, o material usado e a respetiva temperatura que pode atingir.

Tabela 1: Temperatura dos diversos componentes do turbocompressor

Temperatura	Tipo de Material	Descrição
20°C	Ar ambiente	Entrada de ar ambiente
80°C	Liga de alumínio C355	Veio do compressor
140°C	Liga de alumínio A 356	Cárter do compressor
190°C	Bronze	Rolamento do eixo
450°C	Aço refratário GMR 235	Roda da turbina
475°C	Aço refratário GMR 235	Roda da turbina
500°C	Gases de escape	Entrada dos gases de escape na turbina que podem atingir entre 930°C a 1000°C no caso de motores a gasolina
650°C	Aço especial (não especificado)	Cárter da turbina

Como podemos ver há aqui uma grande variação de temperaturas desde os 20°C aos 1000°C. A seleção do material a usar na construção do turbo compressor tem que ser à base de muitos critérios para que não haja defeitos nem surpresas na sua utilização.

3.6. Limitações do Turbo Compressor

Um aumento de potência através de um turbo tem os seus limites e não é feita de qualquer maneira. Existem alguns critérios que estabelecem até que ponto podemos aumentar a potência.

a) Capacidade mecânica

Um aumento de pressão de admissão provocado pelo turbo compressor implica um aumento na câmara de combustão dos cilindros.

Este aumento de pressão pode ser reduzido através de um permutador de calor que permite a entrada da mesma quantidade de ar no cilindro mas a uma pressão mais baixa. No dimensionamento de motores turbinados tem que se ter sempre em conta a máxima pressão de ignição possível.

b) Capacidade térmica

O uso do turbo compressor vai provocar um aumento das temperaturas no interior do motor. Vamos ver quais são as razões:

A não utilização de um permutador de calor para arrefecimento dos gases de escape vai aumentar significativamente as temperaturas do motor. O coeficiente de transferência de calor também vai aumentar com o aumento de pressão no cilindro. Isto leva a um aumento do gradiente de temperatura na parede do cilindro e assim sucessivamente a um aumento da taxa de calor a ser dissipada.

c) Limitações no uso de combustíveis

Nos motores Otto, a pressão do turbo compressor está dependente da qualidade do combustível. Uma má qualidade do combustível faz com que o motor fique suscetível à ocorrência do “*knock*” (grilar) do motor.

Capítulo 4

4.1. Introdução ao banco de ensaios

Neste capítulo do trabalho vamos descrever o processo e o objetivo deste tema com todos os pormenores. Vamos começar pelo banco de ensaios de motores de combustão interna, o qual estava disponível pelo Departamento de Engenharia Eletromecânica da UBI. O modelo deste banco de ensaios é **D-110** da *TECNER INGENIERIA - BANCO UNIVERSAL PARA ENSAYO DE MOTORES* que permite o ensaio de diversos tipos de motores. Para este trabalho usamos o motor da marca OPEL cujas características vão surgir nos próximos passos. Pretende-se com este ensaio tirar valores com o osciloscópio *PicoScope* igualmente disponibilizado pelo Departamento. Os valores obtidos permitem-nos calcular o consumo específico e depois comparar com o consumo específico do motor turbo comprimido e tirar conclusões, que é o objetivo principal deste trabalho. É de salientar que o ensaio é feito com a borboleta do acelerador no máximo, mesmo em baixa rotação, o que vai fazer com que os valores do consumo sejam um pouco mais elevados que o normal.

4.2. Descrição do ensaio

Pretende-se com este ensaio obter dados relativamente ao consumo específico do motor. O motor que vai ser alvo de ensaio, é um motor da OPEL com 1400cm^3 de cilindrada (aspirado, sem turbocompressor) com 16V (duas válvulas de admissão e duas válvulas de escape). A alimentação deste motor funciona através da injeção direta de combustível onde vamos retirar valores. Para isso, é ligado ao fio de alimentação num dos quatro injetores e obtemos assim com o *PicoScope* os tempos de injeção. Após obter estes dados, procedemos ao cálculo do consumo específico e à elaboração da curva potência-binário. O banco de ensaio possui um sistema que simula o atrito a que um automóvel está sujeito quando circula na estrada. Para isso, no veio da cambota, onde normalmente está acoplado a embraiagem, está acoplado um dinamómetro hidráulico. Este dinamómetro hidráulico funciona com caudal de água o qual é controlado no painel de instrumentos do banco de ensaio. O ensaio é iniciado com o motor “quente”, ou seja, no momento em que o líquido refrigerador chega aos $\pm 78^\circ\text{C}$. A partir daqui vamos registar valores, aumentando pouco a pouco a rotação do motor até chegar às $\pm 5000\text{rpm}$. Vamos proceder ao registo de três ensaios cujos dados vão ser apresentados numa tabela.

4.3. Dados do motor aplicado no banco de ensaio

Neste t3pico vamos apresentar os dados t3cnicos do motor da OPEL. Vejamos a seguinte tabela:

Tabela 2: Dados t3cnicos do motor da OPEL. Fonte: [12]

Descri33o	Valores
Motor/ Cilindrada	1389cm ³
N3mero de cilindros do motor	4
Pot3ncia do motor	66kW/ 90CV 3s 5600rpm
Bin3rio m3ximo	125N.m/4000rpm
Sistema de combust3vel	Inje33o
Sobrealimenta33o (turbocompressor)	N3o
N3mero de v3lvulas em cada cilindro	4
Consumo urbano	9.8l/100km
Consumo em autoestrada	5.7l/100km
Consumo m3dio	7.2l/100km
Emiss3es de CO ₂	151.0g/km

Os dados aqui apresentados na tabela s3o apenas de refer3ncia, nomeadamente, os consumos, que s3o os dados mais relevantes para comparar com os c3lculos te3ricos.

4.4. Painel de instrumentos do banco de ensaio



Figura 4.1: Painel de instrumentos do banco de ensaio.

Tabela 3: Descrição do Painel de Instrumentos.

Letra	Descrição
A	Temperatura do motor H_2O - IN (°C)
B	Entrada livre AUX 2 (para ligação de sensores)
C	Temperatura ambiente (°C)
D	Temperatura do combustível (°C)
E	Temperatura dos gases de escape (°C)
F	Temperatura do motor H_2O - OUT (°C)
G	Temperatura do travão hidráulico (°C)
H	Temperatura do óleo no cárter do motor (°C)
I	Temperatura do ar de admissão (IN) (°C)
J	Entrada livre para sensor AUX 10
K	Temperatura da água refrigerante (mbar)
L	Temperatura do óleo (mbar)
M	Pressão do combustível (bar)
N	Temperatura atmosférica (mbar)
O	Caudal de água (mm)
P	Binário lido no dinamómetro hidráulico (N.m)
Q	Rotação do motor (rpm)
R	Regulação da carga do dinamómetro hidráulico

4.5. Ensaio com a borboleta do acelerador no máximo

Como foi dito anteriormente, este ensaio só é possível com a borboleta do acelerador aberta no máximo, mais conhecido por “acelerador a fundo”. Vamos apresentar os gráficos com os tempos de injeção obtidos com diversos regimes de rotação. Não vamos apresentar todos, apenas os mais relevantes. Vejamos:

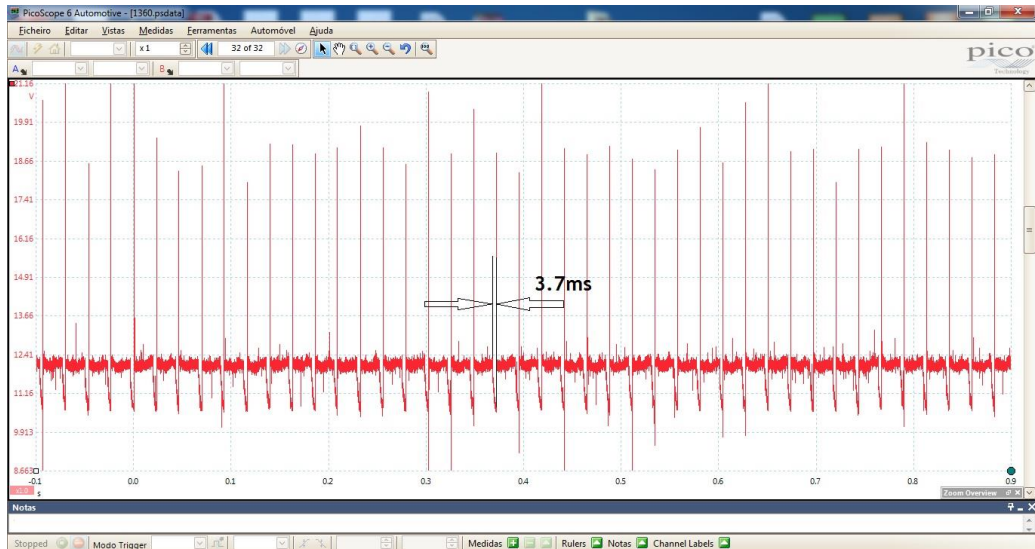


Figura 4.2: Gráfico com as injeções obtidas com o PicoScope com o motor a 1360rpm.

Na Figura 3.2 temos um gráfico que foi obtido com o PicoScope ligado a um dos quatro injetores. Podemos observar que temos 43 injeções/ s às 1360rpm. Às 1360rpm cada injeção necessita de $\pm 3.7\text{ms}$ o qual podemos calcular através do gráfico. Vamos expor todos os tempos de injeção para todas as rotações que foram registadas, numa tabela para melhor visualização. Os tempos de injeção são sempre os mesmos, variando um pouco, mas a diferença é mínima, no entanto o número de injeções vai aumentar com o aumento da rotação do motor.

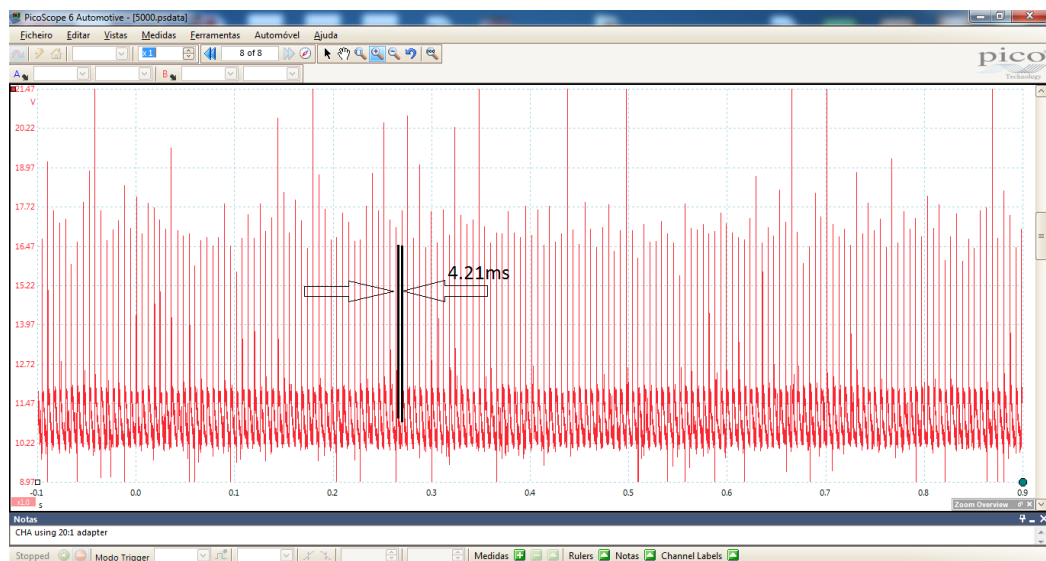


Figura 4.3: Gráfico com as injeções obtidas com o PicoScope com o motor a 5000rpm.

Tabela 4: Resumo dos tempos de injeção em função das rotações.

Rotação registada (rpm)	Tempo de Injeção (ms)	Número de injeções por segundo
1360	3.70	43
1810	3.85	58
2150	3.82	70
2440	3.87	82
2750	3.85	90
3250	3.97	112
3660	3.99	121
4000	3.99	132
4340	4.17	148
4600	4.19	159
5000	4.21	170

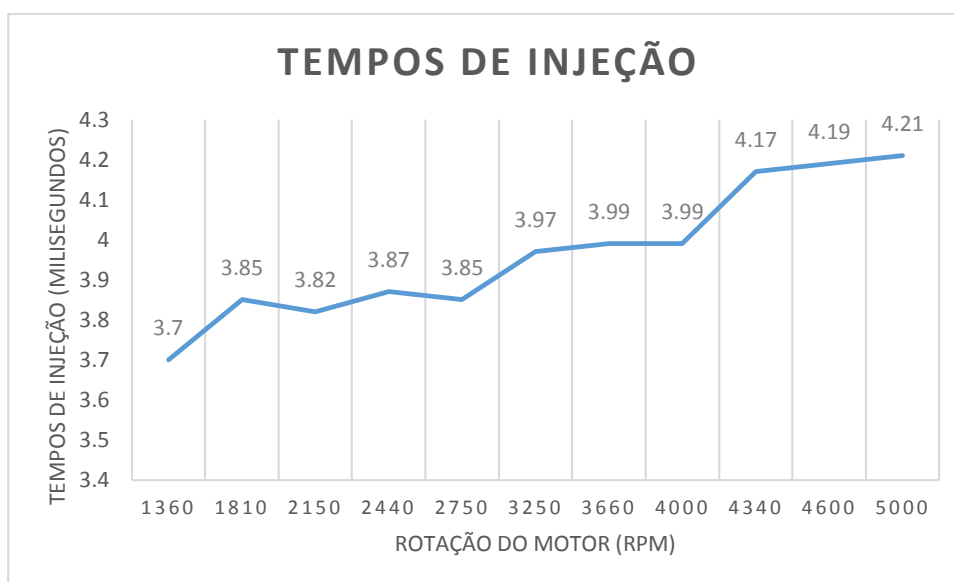


Figura 4.4: Gráfico dos tempos de injeção da tabela 4.

Em termos da **figura 4.4** observamos uma linha com um aumento ligeiro e constante. Não há qualquer desigualdade anormal que se possa verificar. Observamos ainda que à medida que a rotação aumenta, os tempos de injeção aumentam em média 0.06 milissegundos. Isto apesar das diferenças de aumento serem de valores baixíssimos fazem toda a diferença com o motor em andamento. As elevadas rotações também necessitam de uma mistura A/F mais rica em gasolina daí o aumento no gráfico.

O fabricante dos injetores em questão indica um fluxo de combustível à pressão constante de 3bar de 116g/min [ANEXO I]. Com este valor é nos possível fazer algumas comparações e cálculos do fluxo de combustível em determinados momentos.

4.6. Cálculo teórico

Neste tópico vamos calcular a quantidade de combustível que o injetor forneceu ao cilindro durante 60s. O resto dos valores vão estar numa tabela visto que este cálculo se vai repetir para todos os registos.

Indicação do fabricante: 116g/min (a pressão constante de 3bar)

Conversões:

$$116\text{g}/\text{min} = 0.00193\text{g}/\text{ms} [16]$$

Para 1360rpm temos um tempo de injeção de 3.7ms (tabela 4).

Se em t=1s temos 43 injeções, então:

$$\frac{3.7\text{ms} \times 0.00193\text{g}}{1\text{ms}} = 0.00714\text{g}$$

$$0.00714\text{g} \times \frac{40}{\text{s}} = 0.286\text{g}/\text{s}$$

$$\frac{0.286\text{g}}{1\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{\text{min}} = 17.16\text{g} / \text{min}$$

Tabela 5: Consumo de combustível do injetor calculado.

Rotação registada (rpm)	Consumo combustível (g/min) num cilindro	Consumo combustível (g/min) nos 4 cilindros
1360	17.16	68.64
1810	25.86	103.44
2150	30.95	123.80
2440	36.75	147.00
2750	40.12	160.48
3250	51.49	205.96
3660	55.91	223.64
4000	60.99	243.96
4340	71.47	285.88
4600	77.15	308.60
5000	82.88	331.52

Vamos observar a tabela 5 graficamente:

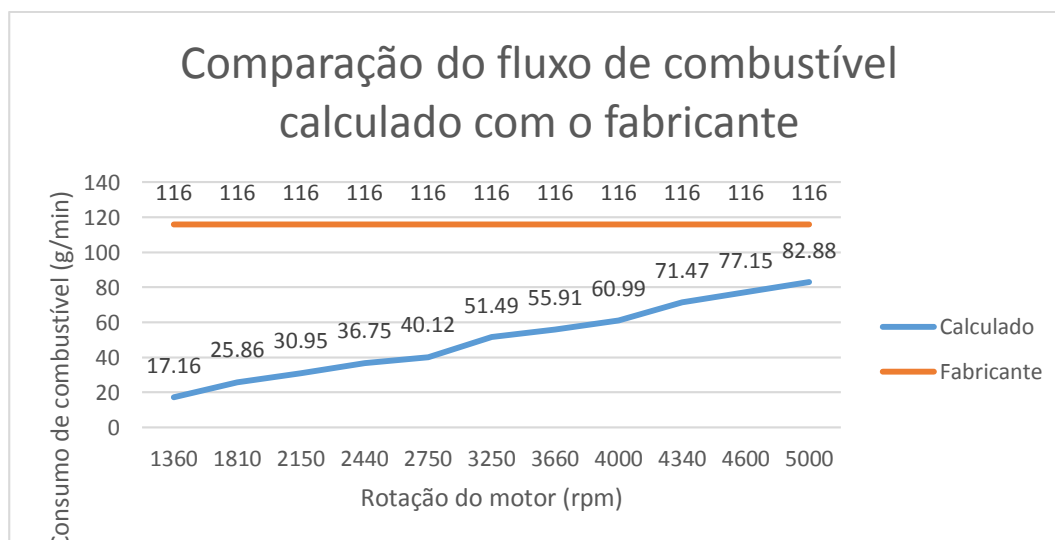


Figura 4.5: Gráfico comparativo entre fluxo do injetor e o fluxo calculado da tabela 5.

Analisando o gráfico observa-se que na rotação máxima do motor o consumo nunca chega ao valor do fluxo máximo de combustível dado pelo fabricante. Isto porque só se pode usar parte do valor limite, i.e., o *duty cycle* tem que ser inferior a cerca de 85%, ou o solenoide de atuação do injetor satura e não funciona.

4.6.1. Relação transmissão para cálculo do consumo

Através da relação da transmissão dada pelo fabricante podemos calcular o consumo a uma dada rotação do motor. Para isso procedeu-se a uma série de cálculos que vão ser apresentados ao longo deste tópico.

Para que se possa relacionar a rotação do motor com o consumo, é necessário a relação de transmissão da caixa de velocidades do motor em questão. Neste caso usou-se a caixa de transmissão *FIVE-SPEED MANUAL TRANSMISSION* da *General Motors* que equipa este motor no OPEL ASTRA (2003). Numa tabela, vão-se expor os valores das relações:

Tabela 6: Relações de transmissão do fabricante. Fonte: [12]

Caixa de velocidades	Relação transmissão
Primeira	3.91
Segunda	2.14
Terceira	1.41
Quarta	1.12
Quinta	0.89
Marcha atrás	3.77
Relação final à saída do diferencial	3.94

Com estes valores vamos aplicar o cálculo da velocidade angular. Assim tem-se que:

$$\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 \quad [13]$$

$$\omega_1 = \frac{R_2}{R_1} \times \omega_2$$

Onde,

ω_1 é a velocidade angular do motor (rad/s);

ω_2 é o valor que procuramos.

R_1 e R_2 são os raios das rodas de transmissão. Mas como temos os valores da relação de transmissão e do diferencial, vamos aplica-los diretamente nos cálculos.

Para este cálculo vamos usar um valor de rotação do motor da tabela 5 e aplicar. Assim temos 1360rpm com uma relação de transmissão de 3.91 e do diferencial de 3.94 (mudança engrenada em 1ª):

$$\omega_1 = \frac{R_2}{R_1} \times \omega_2$$

$$1360 = 3.91 \times \omega_2$$

$$\omega_2 = \frac{1360}{3.91 \times 3.94}$$

$$\omega_2 = 88.28rpm \text{ (na roda)}$$

Agora, vamos considerar uma jante de um automóvel com 15” e encontrar o perímetro final. Para isso, procedemos a um método artesanal marcando um ponto no pneu da jante e um ponto de partida. Quando o ponto no pneu dar uma volta completa tira-se a medida do rasto que fica no solo, que neste caso é o nosso perímetro.

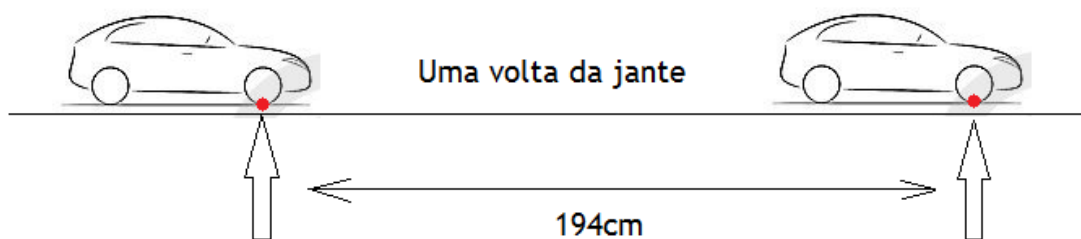


Figura 4.6: Figura ilustrativa para encontrar o perímetro da roda.

Após este procedimento verificou-se que o perímetro é de 194cm. No cálculo vamos ter que converter em km's que serão 0.00194km.

Continuando:

$$V = \left(\frac{N \times P}{R_t \times R_d} \right) \times 60 [km/h]$$

Em que:

N é o número de rotações do motor;

P é o perímetro da roda;

R_t é a relação da transmissão;

R_d é a relação do diferencial.

Finalmente temos:

$$V = \left(\frac{1360 \times 0.00194}{3.91 \times 3.94} \right) \times 60$$

$$V = 10.28 \text{ km/h}$$

Vamos resumir todas as velocidades numa tabela:

Tabela 7: Valor das velocidades em função da rotação do motor.

Rotação em RPM	Em 1ª velocidade	Em 2ª velocidade	Em 3ª velocidade	Em 4ª velocidade	Em 5ª velocidade
1360	10.28	18.78	28.50	35.87	45.14
1810	13.68	24.99	37.92	47.74	60.08
2150	16.24	29.68	45.05	56.71	71.37
2440	18.44	33.68	51.12	64.36	80.99
2750	20.78	37.96	57.62	72.54	91.29
3250	24.56	44.87	68.10	85.73	107.88
3660	27.65	50.53	76.69	96.54	121.49
4000	30.22	55.22	83.81	105.51	132.78
4340	32.79	59.91	90.93	114.48	144.06
4600	34.76	63.50	96.38	121.34	152.69
5000	37.78	69.03	104.76	131.89	165.97

Consumo:

Atendendo que o motor consome 68.64 g/min às 1360rpm, temos que:

$$68.64 \text{ g/min} \cong 4.12 \text{ L/h}$$

ou seja, de 100km em 100km vai gastar:

$$C_f = \frac{100}{V} \times C_m [L/100km]$$

V é a velocidade do veículo em 1ª a 1360rpm

C_m consumo do motor às 1360rpm

$$C_f = \frac{100}{10.28} \times 4.12 = 40.08 L/100km$$

A divisão dos 100/10.28 diz-nos que a esta rotação e velocidade o veículo necessita de aprox. 9.7h para percorrer os 100km o que justifica o consumo elevadíssimo que dá no final. Esta comparação também não é a realidade visto que não andamos a esta velocidade para percorrer 100km. Por isso, vamos expor numa tabela todas as possibilidades de rotação com todas as velocidades da transmissão.

Tabela 8: Valor dos consumos entre velocidades diferentes da caixa de transmissão.

Rotação em RPM	Consumo Combustível dos 4 cilindros (g/min)	Consumo 1ª velocidade [L/100km]	Consumo 2ª velocidade [L/100km]	Consumo 3ª velocidade [L/100km]	Consumo 4ª velocidade [L/100km]	Consumo 5ª velocidade [L/100km]
1360	68.64	40.08	21.94	14.45	11.48	9.12
1810	103.44	45.38	24.84	16.37	13.00	10.33
2150	123.80	45.72	25.03	16.49	13.10	10.41
2440	147.00	47.84	26.18	17.25	13.70	10.89
2750	160.48	46.34	25.36	16.71	13.27	10.55
3250	205.96	50.32	27.54	18.15	14.41	11.45
3660	223.64	48.52	26.56	17.50	13.90	11.04
4000	343.96	48.43	26.51	17.47	13.87	11.02
4340	285.88	52.31	28.63	18.86	14.98	11.91
4600	308.60	53.27	29.16	19.21	15.26	12.13
5000	331.52	52.65	28.82	18.99	15.08	11.98

Observando a tabela xxxx concluímos que a medida que aumenta a velocidade que se engrena na caixa de velocidades diminui o consumo. Temos várias relações de rotação com o consumo e podemos tirar conclusões para nosso próprio benefício na condução. Os valores nesta tabela desprezam questões de perdas.

4.7. Binário e Potência

Durante o ensaio também foram registados os valores do binário resistente do dinamómetro, que corresponde ao binário efetivo do motor. Para uma melhor perceção da oscilação do binário introduzimos três gráficos de três ensaios efetuados. Vejamos:

Tabela 9: Primeiro ensaio até 6030rpm.

Ensaio Nº 1		
Vel. Rotação	Binário lido	Potência
rpm	N.m	kW
1050	97	10.45
1080	98	10.86
1500	102	15.70
2280	107	25.04
2650	108	29.38
3000	109	33.56
3510	115	41.43
4010	120	49.39
4600	115	54.30
5010	110	56.57
5640	105	60.79
6030	97	60.04

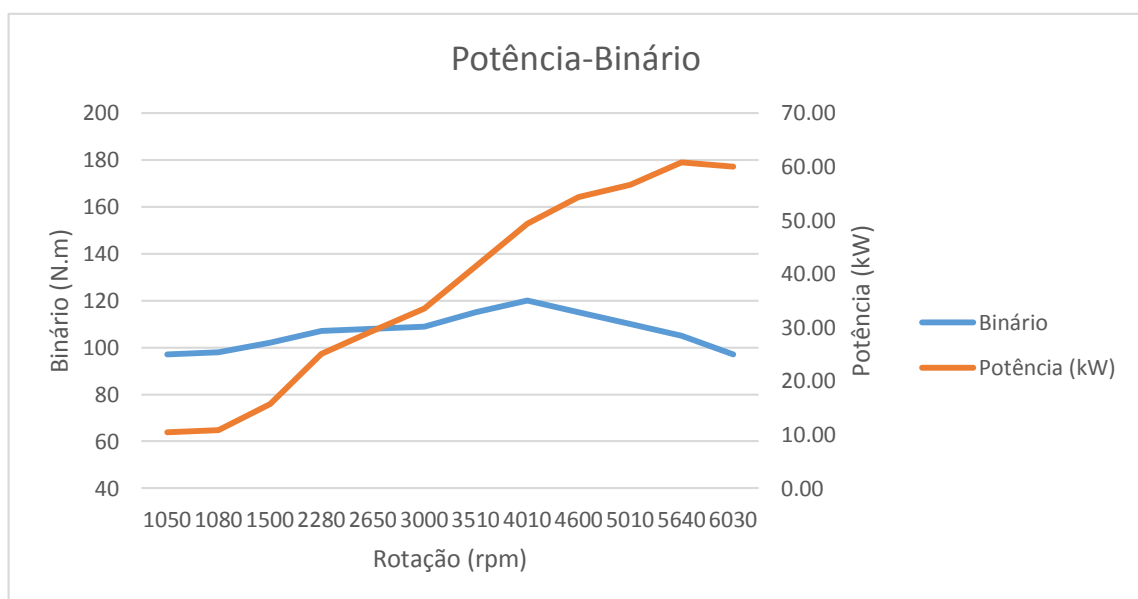


Figura 4.7: Gráfico do primeiro ensaio até às 6030rpm.

Tabela 10: Segundo ensaio até 6040rpm

Ensaio Nº 2		
Vel. Rotação	Binário lido	Potência
rpm	N.m	kW
1030	90	9.52
1500	95	14.63
2040	110	23.03
2400	117	28.82
2720	119	33.22
3040	120	37.44
3410	122	42.70
4150	124	52.82
4530	122	56.73
5050	119	61.68
5500	115	64.92
6040	97	60.04

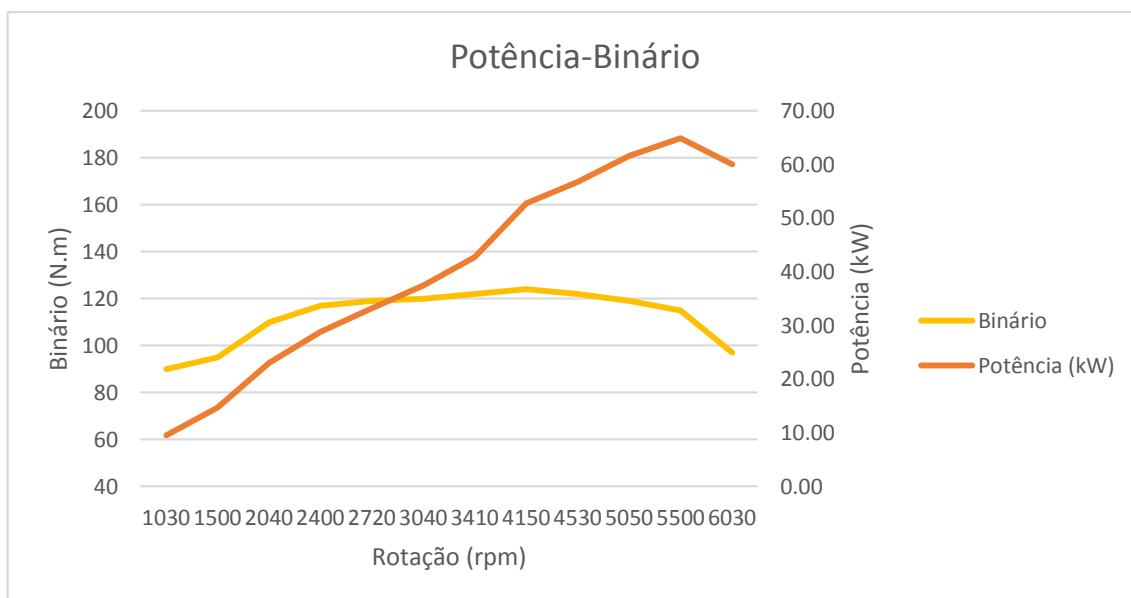


Figura 4.8: Gráfico com segundo ensaio até às 6040rpm.

Tabela 11: Terceiro e último ensaio até 6050rpm

Ensaio Nº 3		
Vel. Rotação	Binário lido	Potência
rpm	N.m	kW
1050	91	9.81
1770	96	17.44
2030	114	23.75
2400	117	28.82
2620	118	31.73
3030	120	37.32
3380	121	41.98
4100	124	52.18
4500	120	55.43
5050	118	61.16
5640	114	66.00
6050	104	64.58

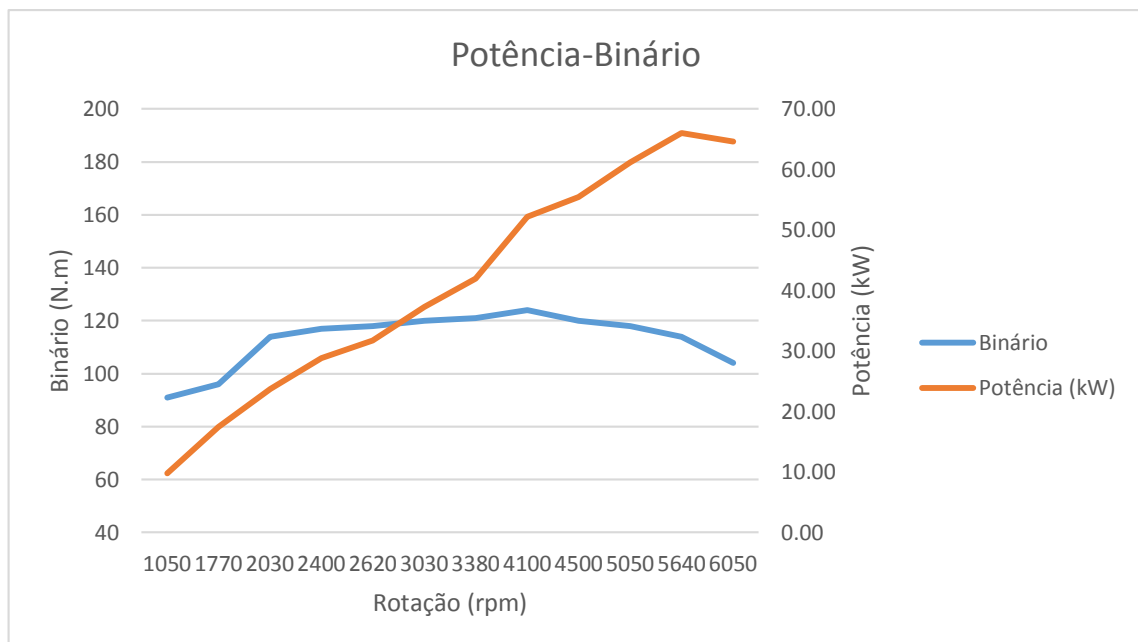


Figura 4.9: Gráfico do terceiro ensaio até às 6050rpm

Analisando as figuras 4.7, 4.8 e 4.9 vemos que o comportamento é sempre idêntico pois estamos perante um gráfico que mostra a evolução do binário num motor. A linha que mostra a potência foi calculada usando a fórmula da potência útil.

Assim tem-se que:

$$\dot{W}_e = \frac{2\pi NB \times 0.992923}{60.75} [W] \quad [16]$$

Em que:

N é a velocidade rotação (rpm);

B é o binário (N.m)

Vamos pegar num dos valores da tabela 8 e aplicar a fórmula.

$$\dot{W}_e = \frac{2\pi \times 97 \times 1050 \times 0.992923}{60.75}$$

$$\dot{W}_e = 10454.18 \text{ W} \cong 10.46 \text{ kW}$$

Este valor permite-nos comparar a evolução do binário conjuntamente com a potência e ver o seu desempenho e desenvolvimento. Dá para ver que a potência tal como o binário tem uma fase de decrescimento no gráfico, isto porque o binário já não está no momento quando a potência começa a ter um declive. Aumentando a rotação do motor fazia com que a potência continuasse a subir, mas isso iria provocar um motor demasiado rotativo e de pouca longevidade. Começamos aqui a ver que é preciso encontrar uma relação perfeita. O binário está ainda dependente da caixa de transmissão que faz variar o binário independentemente das características do motor.

Falta dizer que a potência final à saída do veio ainda sofre perdas por dissipação resultantes do veículo em movimento. Essas perdas vêm da aerodinâmica, do atrito entre o contacto do pneu do veículo com o asfalto e perdas da transmissão. Resumindo:

- 61.5% – perdas na aerodinâmica do veículo;
- 31.8% – perdas de atrito entre pneu e asfalto;
- 0.7% – perdas da transmissão.

Capítulo 5

5.1. Introdução

Neste capítulo vamos à segunda parte deste trabalho, que consiste na simulação virtual de um motor mas desta vez turbo alimentado. O objetivo neste capítulo é encontrar os consumos específicos deste motor e compará-los com o motor estudado no capítulo 3. Para isso utilizamos o programa *Engine Analyzer Pro v3.3* que permite um estudo completo de todas as características deste motor.

O motor em questão é uma evolução do antigo cujas características evolutivas são logo visíveis. Trata-se de um motor também da marca OPEL com 1400cm^3 de cilindrada com 140CV. Em relação ao antigo motor, o novo tem mais 50CV de potência isto graças ao seu sistema turbo.

5.2. Dados técnicos

Vamos ver os dados técnicos na tabela 9 do motor OPEL turbinado, e vejamos as diferenças com a tabela 2 do tópico 3.3:

Tabela 12: Dados técnicos do motor OPEL com turbo. Fonte: [12]

Descrição	Valores
Motor/ Cilindrada	1389cm^3
Número de cilindros do motor	4
Potência do motor	103kW/ 140CV às 4900rpm
Binário máximo	200N.m/1850rpm
Sistema de combustível	Injeção
Sobrealimentação (turbocompressor)	Sim
Número de válvulas em cada cilindro	4
Consumo urbano	8.0l/100km
Consumo em autoestrada	4.6l/100km
Consumo médio	5.9l/100km
Emissões de CO_2	139g/km
Caudal dos injetores [ANEXO II]	237g/min

Vendo a tabela 9 observamos logo as grandes diferenças deste motor com o primeiro que ensaiamos no banco dinamométrico. Como foi dito antes, esta unidade motriz tem mais 50CV que o primeiro que testamos, logo o binário também tem uma diferença de 75N.m. Em termos do consumo, provavelmente vamos ficar um pouco cétricos. Mas não, não há aqui nenhum engano e os dados falam por si. Apesar dos 50CV de potência a mais, este motor não consome mais, pelo contrário, tem consumos inferiores ao motor que não é turbo comprimido. E porque? É isto que vamos discutir ao longo deste capítulo, apesar de as formas de o fazer não serem as mais reais, visto que este teste é a base de um *software* virtual. Uma das grandes diferenças de um motor turbo comprimido com um normalmente aspirado é o binário máximo. Enquanto que o motor OPEL aspirado precisa de 4000 rotações por minuto para atingir um binário de 125 N.m, a nova geração deste motor com turbo compressor já tem o binário máximo logo à 1850rpm, o que é uma vantagem de 2150rpm. Esta diferença traduz-se claramente no consumo e por conseguinte nas emissões do CO_2 .

5.3. Simulação no Engine Analyzer Pro v3.3

Neste tópico procedeu-se à simulação do motor turbinado, aproximando o melhor possível as características do fabricante no simulador.

Mas antes de mais, tem que ser referido que o simulador para este caso está muito limitado na introdução das características do motor a testar, começando pela relação da transmissão que não é possível introduzir o que vai afetar imediatamente a curva do binário. Para além disso, o *software* nas fábricas de grandes marcas usam os seus próprios simuladores e conseguem assim aproximarem-se muito da realidade.

Vamos observar a figura 45665 e analisá-la:

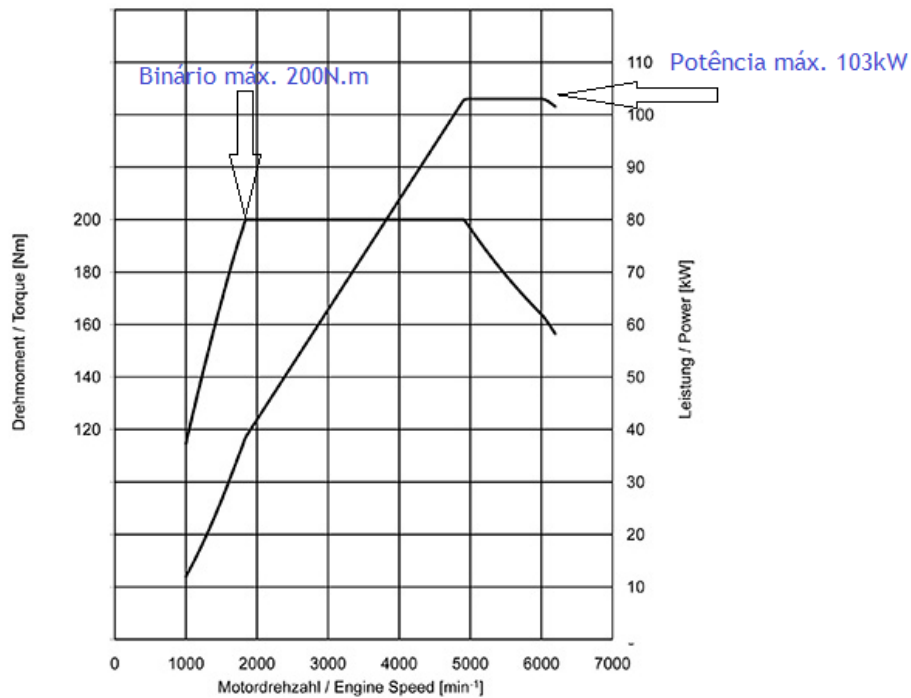


Figura 5.1: Potência-binário em função da rotação

Ao contrário do primeiro motor que foi analisado, este apresenta binários máximos a baixas rotações (que nos poupa combustível). O corte do binário máximo representado no gráfico deve-se por limitações conseguidas com as engrenagens da caixa de velocidades e diferencial.

A seguir, vamos ver o gráfico potência-binário do Engine Analyzer. Os únicos valores possíveis de introduzir são: a cilindrada, o turbo compressor, o volume de cada cilindro, definir se é um motor a gasolina ou Diesel (neste caso a gasolina com 98 octanas)⁷ e definir a alimentação com 4 injetores. O resto dos dados, não são possíveis de introduzir visto que não houve acesso a mais informação sobre esta unidade motriz.

No programa foram introduzidos os seguintes dados:

- Cilindrada: 1400cc
- Turbo compressor: Sim (com 1.5bar)
- Combustível: Gasolina 98 octanas
- Número de injetores: 4

⁷ Octanagem – é o índice de resistência à detonação de combustíveis usados nos motores de ignição. [21]

O resto dos cálculos são feitos pelo programa e apresenta o gráfico.

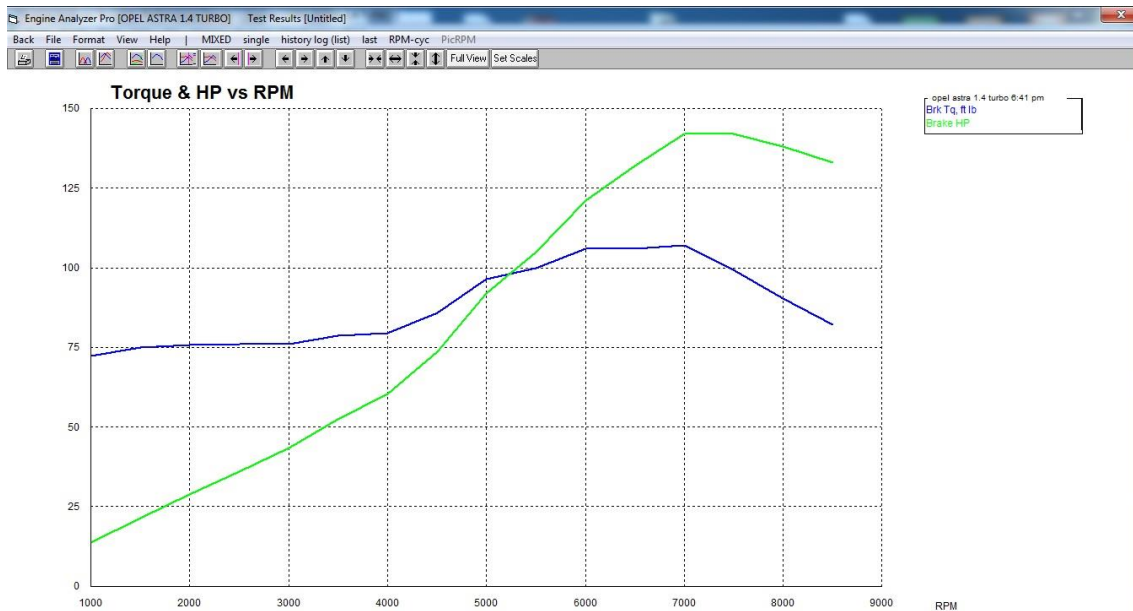


Figura 5.2: Gráfico da potência e binário simulado no programa.

Como se pode ver, o gráfico não é bem coerente e a potência máxima neste motor simulado é às 7000rpm. Este é o melhor e mais coerente que se conseguiu simular. Como foi dito antes, as relações da transmissão não tem introdução possível, e para além disso, o programa simula o motor num dinamómetro virtual. No entanto, vamos ver as relações de transmissão do fabricante para esta unidade.

Tabela 13: Propriedades da caixa de velocidades do motor turbinado. Fonte: [12]

Caixa de velocidades	Relação transmissão
Primeira	3.82
Segunda	2.14
Terceira	1.48
Quarta	1.07
Quinta	0.88
Sexta	0.74
Marcha atrás	3.55
Relação final à saída do diferencial	3.94

A caixa de velocidades (*M32 6-SPEED MANUAL TRANSMISSION (MZO)*) em questão tem mais uma velocidade que a anterior. O valor da relação é 0.74 que permite uma velocidade máxima de aprox. 200km/h às 5000rpm.

$$D = \left(\frac{N \times P}{R_t \times R_d} \right) \times 60 \text{ [km/h]}$$

$$D = \left(\frac{5500 \times 0.00194}{0.74 \times 3.94} \right) \times 60$$

$$D = 199.62 \text{ km/h}$$

Enquanto que o motor de 90CV necessita de 5000rpm para atingir 165km/h este porém vai necessitar bastante menos rotação do motor para a mesma velocidade. Neste caso estamos a falar de 850rpm a menos. Vejamos:

$$D = \left(\frac{N \times P}{R_t \times R_d} \right) \times 60 \text{ [km/h]}$$

$$D = \left(\frac{4150 \times 0.00194}{0.74 \times 3.94} \right) \times 60$$

$$D = 165.68 \text{ km/h}$$

Este benefício, traz-nos duas vantagens: menor consumo de combustível e menor emissões de gases de escape. O turbo compressor joga aqui um papel importante cujas vantagens foram descritas em capítulos anteriores. Para além disso, o grande binário a baixa rotação permite recuperações de velocidades em menor tempo que se traduz mais uma vez na poupança de combustível e redução de emissões.

Capítulo 6

6.1. Normas europeias de emissões do CO_2

Em toda a Europa muitos dos fabricantes estão empenhados na revolução ecológica, reduzindo o nível de consumos e emissões a cumprir pelas regras impostas pela Comissão Europeia, mas uma nova alteração nas diretivas comunitárias pode revigorar todo o processo realizado pelos fabricantes de automóveis.

Atualmente existe o NEDC (New European Driving Cycle), criado no ano 2000, que veio substituir o antigo ciclo, uma vez que não incluía o arranque-a-frio dos motores, todos os veículos ficavam 40 segundos ligados a aquecer antes de efetuarem o teste. O que é de grande importância para a análise de emissões [19].

NEDC destina-se a avaliar os níveis de emissões de motores de automóveis e economia de combustível em automóveis de passageiros (excluindo camiões e veículos comerciais) [19].

As Nações Unidas vieram propor a substituição do NEDC pelo WLTP (World Light Vehicle Test Procedure), o WLTP apresenta resultados muito minuciosos o que poderá levar as marcas a um maior investimento na redução das emissões e consumos ou gerar alternativas de mobilidade ecológica, como viaturas híbridas ou elétricas. As Nações Unidas esperam conseguir apresentar uma versão final em Outubro de 2015. Até lá as marcas têm batalhado no sentido de atrasar a introdução destes novos testes [19].

A ACEA (European Automobile Manufacturers Association) veio pronunciar-se para a possibilidade do custo complementar ser transposto pelas marcas para o cliente final [19].

6.2. Emissões de CO_2

As emissões dos gases poluentes dos veículos são testadas quando efetuam o ciclo de condução NEDC.

Os transportes rodoviários proporcionam um impacto de grande escala no meio ambiente, contribuindo cerca de 20 a 25% de energia consumida e emissões de dióxido de carbono, um grande contribuinte para o aquecimento global [9].

O cumprimento da meta europeia para o protocolo de Quioto, a ACEA prontificou-se a apresentar uma média de 140 g CO_2 /km de emissões até 2008, e de 120 g CO_2 /km até 2012. Como meta intermediária, pretendia-se atingir o valor médio de 165 g CO_2 /km a 170 g CO_2 /km nos carros novos, vendidos na EU em 2003 [9].

Mas Portugal vai mais longe, nomeadamente Lisboa, que vai proibir a circulação de veículos com matrícula inferior ao ano 2000 em maior parte das zonas de Lisboa, os designados “carros velhos”. Diz a ZER (Zonas de Emissões Reduzidas) que a redução de emissões de CO_2 é importantíssima e que no ano de 2011 e 2012 já conseguiram 20% de redução, o que se torna crucial para o ambiente.

6.3. Metas de emissão de CO_2 para automóveis novos

Em 2020 na Europa todos os automóveis novos deverão emitir o máximo de 95 gramas de dióxido de carbono por km. Para garantir que a união europeia cumpra as metas de emissão de gases de efeito de estufa estipulados no protocolo de Quioto foi definida uma estratégia

global para reduzir as emissões dos automóveis novos. O Objetivo é que em 2015 os automóveis novos emitam o máximo de 130 gCO₂/km e que em 2020 que o valor se fixe em 95 gCO₂/km. De acordo com a última informação disponível, o CO₂ proveniente dos transportes rodoviários aumentou 21% entre 1990 e 2011 e é responsável por cerca de 23% das emissões totais de CO₂ na união europeia.

“A partir de 2010, os Estados-Membros devem recolher e, a partir de 2011, transmitir à Comissão informações sobre o número de automóveis novos de passageiros matriculados, as emissões médias de CO₂ desses veículos, a massa média e a superfície de apoio das rodas desses automóveis, bem como a repartição desses dados por variante de automóvel. Com base nestas informações, a Comissão elabora e põe à disposição do público, a partir de 2011, um registo que reúne todos esses dados, em especial as emissões médias de CO₂ do ano anterior [10].

A partir de 2012, os construtores que não respeitem o seu objetivo devem pagar um "prémio sobre as emissões excedentárias". Esse prémio é calculado a partir:

- *do número de gramas por quilómetro que corresponde ao número excedentário de emissões de um fabricante relativamente ao seu objetivo de emissões médias,*
- *do número de automóveis novos de passageiros fabricados por esse fabricante e matriculados durante o ano,*
- *e do montante do prémio para o ano em causa (20 euros em 2012, 35 euros em 2013, 60 euros em 2014 e 95 euros a partir de 2015)” [10].*

Capítulo 7

7.1. Discussão dos Resultados

Os resultados obtidos no estudo dos dois motores são o que se esperava desde início. O motor sem turbo é um motor com prestações aceitáveis e boas com um consumo médio dentro daquilo que se espera no dia-a-dia. Os consumos calculados não são os mais reais, visto que o teste foi com o acelerador no máximo, daí haver algumas diferenças de valores nos consumos comparado com o fabricante. Mas é compreensível que os consumos sejam diferentes, pois são situações diferentes. Enquanto que os consumos do fabricante são publicados depois de vários testes a conduzir o automóvel em que as acelerações são sempre moderadas, no estudo feito neste trabalho as condições são totalmente diferentes. O motor está parado num banco de ensaios, sem caixa de velocidades mas acoplado a um dinamómetro. Já era de esperar que ia haver diferenças.

Os cálculos da relação de transmissão estão coerentes com a realidade e ótimos para tirar várias conclusões e fazer análises sobre comportamentos de condução.

Os melhores resultados obtidos foram na elaboração dos gráficos da potência-binário que tem um papel fundamental na descrição das características do motor. Porém, na elaboração deste mesmo gráfico para o motor turbinado, os resultados já não são os mesmos, sendo que o resto do trabalho foi mais baseado no gráfico do fabricante.

Em suma, o estudo realizado neste trabalho foi interessante. Foi possível ver certas características numa perspetiva diferente do que estamos habituados a ler das revistas. O estudo realizado correu dentro das expectativas.

7.2. Conclusões

A constante procura de automóveis com baixo consumo tem vindo a aumentar com o decorrer dos anos pondo em prática as capacidades dos engenheiros das marcas de automóveis. Por outro lado, as restrições de emissões de CO_2 também têm vindo a aumentar mas neste caso sempre para valores mais baixos e mais “verdes”⁸ o que não tem sido fácil visto que a necessidade de recorrer a novas tecnologias é constante.

Os motores Diesel da atualidade já são 100% turbinados e com injeção direta. A vantagem é fenomenal sendo que já estão quase ao nível dos motores a gasolina e nalguns casos até com prestações muito superiores.

No âmbito deste tema houve um interesse em explorar o turbo compressor nos seus diversos aspetos, não sendo possível estudar todos os aspetos ao pormenor, pois cada elemento que o constitui tem uma área de estudo distinta.

Os resultados obtidos no estudo realizado neste trabalho foram satisfatórios e rigorosos. A dominância das prestações dos motores turbinados era previsível e não obtivemos resultados contraditórios. O primeiro motor testado neste trabalho está, em comparação com a atualidade, um pouco obsoleto. O constante *downsizing*⁹ dos motores (seja Diesel ou a gasolina) mostra claramente o caminho que as grandes marcas estão a seguir. Por exemplo, a Renault, tem uma unidade motriz a gasolina com $900cm^3$, três cilindros e 90CV de potência. É algo extraordinário graças ao turbo que lhe foi aplicado. Ora, se compararmos com o primeiro motor OPEL aqui estudado, torna-se evidente que com menos de $500cm^3$ temos potências iguais e como podemos imaginar mais económico no consumo. De acordo com o fabricante da Renault este motor tem emissões de CO_2 de 99g/km que cumpre a norma europeia de emissões EURO V.

O turbo compressor continua a dominar o mercado cada vez mais e graças a esta tecnologia as marcas conseguem aguentar a batalha nas reduções de emissões de gases. A tecnologia dos turbos vai continuar a desenvolver-se para patamares que hoje ainda não estão ao alcance.

⁸ Verdes no sentido de um ar mais limpo e sem poluição.

⁹ Downsizing – consiste na redução da cilindrada e aumento da potência dos motores Diesel e gasolina.

7.3. Propostas para trabalhos futuros

Como não podia deixar de ser, este trabalho não esteve isento de limitações. A ausência da possibilidade de testar o motor OPEL 1.4 Turbo para fazer uma comparação direta com o motor OPEL 1.4 injeção (aspirado) tornou o trabalho não tão comparativo como era desejado. As grandes marcas de automóveis não se podem limitar a fazer simulações de unidades motrizes tendo que optar, como não podia ser diferente, por construir fisicamente todas as peças que constituem o motor e proceder à produção. É claro que uma simulação virtual não é em vão. Conseguem-se prever claramente situações de falhas que possam surgir ou até mesmo avarias que podem levar o motor à sua desintegração por falha mecânica. Mas antes da produção existe a prototipagem. Fabricam-se um certo número de motores e estes sim são levados para além dos seus limites para o qual foram concebidos na teórica e isto porquê? Para garantir que o consumidor final terá um automóvel com um motor fiável, duradouro e económico. Mas nem todos os testes correm como é desejado havendo grandes desilusões e perdas de investimento por parte dos fabricantes. Mas para evitar estas situações recorre-se cada vez mais às simulações virtuais que são um grande salva vidas dos fabricantes.

Outro aspeto interessante seria a medição do caudal do injetor, que neste caso foi baseado na ficha técnica do fabricante mas que não deixava de ser um investimento de tempo curioso pegar num injetor e ver realmente o verdadeiro caudal e testá-lo com diferentes pressões. Através de uma balança de precisão é possível fazer esta medição pesando exatamente a quantidade de combustível que sai do injetor em cada ciclo de injeção. Este processo permite a comparação direta com os dados do fabricante visto que vem em g/min. Deste modo, marcando o tempo de várias injeções e a quantidade de combustível que ficava no recipiente calculava-se o valor exato. Aconselhava-se fazer esta tiragem com um injetor de um motor normalmente aspirado com um injetor de um motor turbo. Como foi visto neste trabalho, os injetores têm caudais diferentes para permitir (no caso do motor turbo comprimido) melhores misturas de ar-combustível na combustão.

Outra proposta interessante seria o estudo dos rotores do compressor e da turbina que constituem um elemento principal na construção de um turbocompressor. Também foi mencionado anteriormente que a disposição das lâminas do rotor têm uma grande influência na quantidade de fluxo de ar que esta debita sob carga. Assim, uma turbina cujo rotor está otimizado para fluxo máximo, irá refletir-se diretamente no compressor por causa da ligação direta com a turbina.

Há várias formas de poder executar este estudo recorrendo a *software* adequado para o estudo do comportamento de fluxos de ar e de gases.

A última proposta tem uma vertente eletrónica que está relacionado com a recuperação de energia elétrica. Desde o início da temporada 2014 da Fórmula 1 que este sistema está em

operação. Em todas as épocas são introduzidos novas regras para os construtores dos motores da F1. A temporada 2013/ 2014 começou com uma das regras que impõe o uso de um turbo compressor com sistema de recuperação de energia (ERS) usando dois geradores inteligentes que transformam a energia mecânica e o calor em energia elétrica e *vice-versa*. Este sistema permite um aumento de potência de aproximadamente 160CV num curto espaço de tempo.

Posto isto, é de grande interesse explorar este sistema para o uso em veículos comerciais. Este sistema podia ser usado para fornecer energia a bateria do automóvel ou para alimentar outro tipo de sistemas. Olhando para o trabalho que foi efetuado no estudo do turbo compressor torna claro que o veio que faz a ligação entre o compressor e a turbina é uma peça sem qualquer função a não ser esta da interligação. O centro da carcaça do turbo ainda está por explorar sendo que cada vez mais interesse no desenvolvimento deste tema.

Bibliografia

- [1] **Autoblog.** A Evolução do Turbo. *Autoblog*. [Online] <http://www.autoblog.pt/a-evolucao-do-turbo/>. [última consulta a 2 de Junho de 2014]
- [2] **Autoinforma.** Vendas Veículos Automóveis em Portugal 2014. *Autoinforma*. [Online] [http://www.autoinforma.pt/index.php?MIT=0&template_id=1339&xpto=1&a\[\]=&a\[\]=01,,36458,,...](http://www.autoinforma.pt/index.php?MIT=0&template_id=1339&xpto=1&a[]=&a[]=01,,36458,,...) [última consulta a 27 de Outubro de 2014]
- [3] **Ball, Richard Stone and Jeffrey K. 2004.** *Automotive Engineering Fundamentals*. USA : SAE, 2004.
- [4] **Ballal, Arthur H. Lefebvre and Dilip R. 2010.** *Gas Turbine Combustion - Alternative Fuels and Emissions (Third Edition)*. USA : Taylor and Francis Group, 2010.
- [5] **Bosch Automotive Catalog.** Válvula de Injeção 116g, Gasolina. *Bosch Automotive Catalog*. [Online] <http://www.bosch-automotive-catalog.com/pt/product-detail/>.
- [6] —. Válvula de Injeção, Gasolina. *Bosch Automotive Catalog*. [Online] <http://www.bosch-automotive-catalog.com/pt/product-detail/>. [última consulta a 5 de Maio de 2014]
- [7] **Castro, Miguel de. 1990.** *Manual do Turbo (1ª Edição)*. Espanha : EDICIONES CEAC, SA, 1990.
- [8] **Crolla, Professor David, et al. 2014.** *Encyclopedia of Automotive Engineering*. USA : John Wiley and Sons, Lda., 2014.
- [9] **ELAC.** Estratégia Local Para As Alterações Climáticas. *ageneal*. [Online] http://www.ageneal.pt/DirEscrita/upload/docs/ELAC_1.pdf. [última consulta a 2 de Junho de 2014]
- [10] **Europa.** Limites de emissões de CO2 dos automóveis novos. *Europa*. [Online] http://europa.eu/legislation_summaries/internal_market/single_market_for_goods/motor_vehicles/interactions_industry_policies/128200_pt.htm. [última consulta a 2 de Junho de 2014]
- [11] **F. Zhao, M.-C. Lai, D.L. Harrington. 1999.** *Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines*. UK : PERGAMON, 1999.
- [12] **GM Power Train.** 2013 EUROPE POWERTRAIN PRODUCT PORTFOLIO. *GM Power Train*. [Online] <http://www.gmpowertrain.com/EuropeVehicleEngines/PowertrainProductsEurope.aspx>. [última consulta a 5 de Maio de 2014]

- [13] **Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak. 2011.** *Automotive Transmissions (Second Edition)*. Heidelberg : Springer, 2011.
- [14] **Heywood, John B. 1988.** *Internal Combustion Engine Fundamentals*. USA : McGraw-Hill, 1988.
- [15] **Honeywell.** Turbo Fundamentals. *Honeywell*. [Online] <http://turbo.honeywell.com/turbo-basics> . [última consulta a 3 de Maio de 2014]
- [16] **Martins, Jorge. 2011.** *Motores de Combustão Interna (3ª Edição)*. PORTO : Publindústria, Edições Técnicas, 2011.
- [17] **Oliveira, Luis Adriano e Lopes, António Bameiro. 2010.** *Mecânica dos Fluidos (3ª Edição)*. Lisboa : ETEP, 2010.
- [18] **Pulkrabek, Willard W. 2003.** *Engineering Fundamentals Of The Internal Combustion Engine*. New Jersey : Prentice Hall Upper Saddle River, 2003.
- [19] **turbo.sapo.** Fabricantes ameaçados por alteração dos testes de emissões da U.E. *turbo.sapo*. [Online] <http://turbo.sapo.pt/ambiente/artigo/fabricantes-ameacados-por-alte-11376.html>. [última consulta a 2 de Junho de 2014]
- [20] **Wikipedia.** Dióxido de Carbono. *Wikipedia*. [Online] http://pt.wikipedia.org/wiki/Di%C3%B3xido_de_carbono. [última consulta a 2 de Setembro 2014]
- [21] **Wikipedia.** *Wikipedia*. [Online] <http://en.wikipedia.org/> [última consulta a 2 de Setembro de 2014]
- [22] **Winner, Markus Maurer and Hermann. 2013.** *Automotive Systems Engineering*. Heidelberg : Springer, 2013.

ANEXO I

ANEXO II