

**FACULDADE DE TECNOLOGIA  
FATEC SANTO ANDRÉ**

**Tecnologia em Mecânica Automobilística**

**Guilherme Nepomuceno de Castilho**

**Lucas Joaquim do Nascimento**

**Vitor Sanchez de Souza**

**ESTUDO DETALHADO DA EVOLUÇÃO DO TURBOCOMPRES-  
SOR E COMO A SOBREALIMENTAÇÃO AUMENTA A EFICIÊN-  
CIA VOLUMÉTRICA DO MOTOR DE COMBUSTÃO**

Santo André – São Paulo  
2018

**CENTRO PAULA SOUZA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
FATEC SANTO ANDRÉ**

**Tecnologia em Mecânica Automobilística**

**Guilherme Nepomuceno de Castilho**

**Lucas Joaquim do Nascimento**

**Vitor Sanchez de Souza**

**ESTUDO DETALHADO DA EVOLUÇÃO DO TURBOCOMPRESSOR E  
COMO A SOBREALIMENTAÇÃO AUMENTA A EFICIÊNCIA VOLUMÉ-  
TRICA DO MOTOR DE COMBUSTÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso entregue à Fatec Santo André como requisito parcial para obtenção do título de Tecnólogo em Mecânica Automobilística.

Orientador: Prof. Msc. Cleber Willian Gomes

Santo André – São Paulo  
2018

C352e

Castilho, Guilherme Nepomuceno de

Estudo detalhado da evolução do turbocompressor e como a sobrealimentação aumenta eficiência volumétrica do motor de combustão / Guilherme Nepomuceno de Castilho, Lucas Joaquim do Nascimento, Vitor Sanchez de Souza. - Santo André, 2018. – 90f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.

Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2018.

Orientador: Prof. Msc. Cleber Willian Gomes

1. Mecânica. 2. Evolução. 3. Turbocompressor. 4. Motor de combustão. 5. Sobrealimentação. 6. Veículos. 7. Eficiência. I. Nascimento, Lucas Joaquim do II. Souza, Vitor Sanchez de III. Estudo detalhado da evolução do turbocompressor e como a sobrealimentação aumenta eficiência volumétrica do motor de combustão.

**LISTA DE PRESENÇA**

SANTO ANDRÉ, 25 DE JUNHO DE 2018

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA "ESTUDO DETALHADO DA EVOLUÇÃO DO TURBO COMPRESSOR E COMO A SOBREALIMENTAÇÃO AUMENTA A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DO MOTOR DE COMBUSTÃO" DOS ALUNOS DO 6º SEMESTRE DESTA U.E.

**BANCA**

PRESIDENTE:

PROF. FERNANDO GARUP DALBO \_\_\_\_\_

MEMBROS:

PROFª CARLA KORPS MAUERBERG GERULAITIS \_\_\_\_\_

SENHOR ALVARO CESAR GARCIA \_\_\_\_\_

**ALUNOS:**

GUILHERME NEPOMUCENO DE CASTILHO \_\_\_\_\_

LUCAS JOAQUIM GOMES DO NASCIMENTO \_\_\_\_\_

VITOR SANCHEZ DE SOUZA \_\_\_\_\_

*Aos nossos pais, familiares e amigos que nos ajudaram e incentivaram nessa realização tão importante de nossas vidas.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecemos, primeiramente, a Deus que nos deu forças e nos abençoou para a realização desse trabalho; aos nossos pais, familiares e amigos pelo grande incentivo e compreensão; ao nosso orientador, Prof. Msc. Cleber Willian Gomes, que sempre esteve disposto a tudo para nos ajudar; aos Professores Fernando Garup Dalbo e Carla Korps Mauerberg Gerulaitis, que muito nos honram por participarem desta banca; ao Álvaro Cesar Garcia e a todos os professores, funcionários, amigos e colegas da FATEC SANTO ANDRÉ que estiveram ao nosso lado nessa importante etapa de nossas vidas.

## RESUMO

Este trabalho tem por objetivo apresentar a evolução do turbocompressor e como sua utilização aumenta a eficiência volumétrica do motor de combustão interna proporcionando ganhos expressivos de torque e potência. Será apresentada a linha do tempo do turbocompressor desde suas primeiras tecnologias para redução de ineficiências, como o turbolag, até as tecnologias mais atuais empregadas nesse tipo de sobrealimentação. Também se abordará como a sobrealimentação afeta o ganho de potência e torque do motor e de que forma esse efeito positivo acontece na prática. Além disso, será apresentado um exemplo de aplicação do turbocompressor em um motor. Por fim, destaca-se que este trabalho contará com uma novidade gráfica que são os Qr code's que farão da sua leitura algo mais didático, ilustrativo e interativo.

**Palavras-chaves:** sobrealimentação, turbo, eficiência volumétrica, torque, potência, turbolag.

## **ABSTRACT**

This work aims to present the evolution of the turbocharger and how its use increases the volumetric efficiency of the internal combustion engine guaranteeing significant gains in torque and power. The turbocharger timeline will be presented, from its first technologies to reduce inefficiencies like turbolag, to the most current technologies used in this type of supercharging. It will also be discussed how the supercharging affects the engine's power and torque gain and how this positive effect actually happens, and will also be shown an example of applying the turbocharger to an engine. This work counts with a graphic novelty that are the Qr code's that will make of its reading something more didactic, illustrative and interactive.

**Keywords:** supercharging, turbo, volumetric efficiency, torque, power, turbolag.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - A Linha do tempo.....	2
Figura 2 - Manchete de época sobre a quebra do recorde mundial de altura de um avião.....	4
Figura 3 - Exemplo de um 1962 <i>Chevrolet Corvair Monza</i> .....	5
Figura 4 - Motor flat 6 cilindros 2.4 litros sobrealimentado do <i>Corvair Monza Spyder</i> .....	6
Figura 5 - O ciclo de admissão.....	8
Figura 6 - O ciclo de compressão.....	9
Figura 7 - O ciclo de combustão.....	10
Figura 9 - O ciclo de exaustão.....	11
Figura 8 - Demonstração da comparação da combustão normal com a detonação. ....	12
Figura 10 - Representação de como o ar adentra o interior do cilindro de um motor de combustão interna.....	14
Figura 11 - Representação do funcionamento do turbocompressor.....	18
Figura 12 - Representação do posicionamento do intercooler. ....	19
Figura 13 - O intercooler instalado no sistema de sobrealimentação.....	21
Figura 14 - Esquema didático de ligação da válvula <i>Wastegate</i> ao conjunto tubo compressor.....	22
Figura 15 - Porta <i>Wastegate</i> interna. ....	23
Figura 16 - Representação de um atuador pneumático de uma <i>Wastegate</i> . ...	24
Figura 17 - Turbocompressor dotado de <i>Wastegate</i> eletrônica.....	25
Figura 18 - Comparação fluxo de massa por razão de pressão do TGF (BorgWarner KP39) e TGV (BorgWarner BV40) .....	28
Figura 19 - Exemplo de um motor <i>2.0 V6 Biturbo Maserati</i> .....	30
Figura 20 - Ilustração do sistema biturbo sequencial. ....	31
Figura 21 - Vista em corte de um turbocompressor com carcaça twin-scroll. ...	32
Figura 22 - Coletor de escape e turbina do tipo monofluxo.....	33
Figura 23 - Ilustração em raio X do sistema pulsativo.....	34
Figura 24 - Representação do TRIM em um rotor.....	36

Figura 25 - Ilustração da carcaça do turbocompressor mostrando relação A/R. .....	37
Figura 26 - Carcaças de turbinas Garrett GT30R T3. ....	39
Figura 27 - Carcaças de turbinas Garrett GT30R T3. ....	39
Figura 28 - Mapa de eficiência de turbocompressor. ....	40
Figura 29 – Esquema da válvula <i>Blow-off</i> . ....	42
Figura 30 - Curva Torque X Potência <i>GM Astra</i> . ....	45
Figura 31 - Cálculos motor <i>Up! Aspirado</i> . ....	57
Figura 32 - Cálculos motor <i>Up! Turbo</i> . ....	58
Figura 33 - Cálculos motor <i>Up! Turbo</i> . ....	59
Figura 34 - Curva de Torque x Potência <i>Up! TSI</i> . ....	60
Figura 35 - Curva de Torque x Potência <i>Focus 2.0</i> . ....	61
Figura 36 - Motor <i>Zetec Rocam</i> . ....	62
Figura 37 - Curvas de eficiência volumétrica <i>Ford Zetec Rocam 1.6</i> . ....	63
Figura 38 - Análise curva de Torque x Eficiência volumétrica. ....	64
Figura 39 - Veículo utilizado para o cálculo matemático. ....	65
Figura 40 - Ficha técnica do veículo a ser utilizado. ....	66
Figura 41 - Layout e dados inseridos do motor <i>AP 1.8</i> . ....	67
Figura 42 - Curva de Torque x Potência <i>VW Ap 1.8</i> , gerada pelo software DYNO 2003™. ....	68
Figura 43 - Curva torque e potência <i>VW Ap 1.8</i> adaptada. ....	69
Figura 44 - Curva de eficiência volumétrica motor <i>Ap 1.8</i> . ....	70
Figura 45 - Cálculo da eficiência volumétrica. ....	71
Figura 46 - Mapa de eficiência da turbina escolhida. ....	72
Figura 47 - Nova curva de torque e potência, veículo sobrealimentado. ....	73
Figura 48 - Nova curva torque e potência <i>VW Ap 1.8</i> adaptada. ....	74
Figura 49 - Curva de eficiência volumétrica pós-turbo. ....	75
Figura 50 - Comparação das curvas de eficiência volumétrica. ....	76

## LISTA DE QR CODE

QrCode 1 - O ciclo Otto .....	7
QrCode 2 - Motor de combustão interna dotado de turbocompressor, consumindo ar .....	13
QrCode 3 - Funcionamento do intercooler .....	22

## LISTA DE MAPAS

Mapa 1 - Mapa de atuação da <i>Wastegate</i> eletrônica, .....	26
Mapa 2 - Exemplo de situação de <i>Wastegate</i> fechada .....	27

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Pressão no Cilindro x Ângulo de virabrequim .....	15
---	----

## LISTA DE SIMBOLOGIAS

$\Delta P$  – (Diferença de pressão entre o coletor de escape e o coletor de admissão)

EGR – (Sistema de recirculação dos gases de escape)

TGF – (Turbina de geometria fixa)

TGV – (Turbina de geometria variável)

TSI – (Sigla dos motores sobrealimentados da Volkswagen)

MPI – (Sigla dos motores aspirados e com injeção indireta da Volkswagen)

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1.FORMULAÇÃO DO PROBLEMA .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2.JUSTIFICATIVA DO TEMA.....</b>	<b>2</b>
<b>2. A HISTÓRIA DO TURBOCOMPRESSOR .....</b>	<b>2</b>
<b>2.1.A LINHA DO TEMPO .....</b>	<b>2</b>
<b>2.2.A CHEGADA AO MUNDO AUTOMOTIVO .....</b>	<b>4</b>
<b>2.3.O PRIMEIRO CARRO COM MOTOR TURBO .....</b>	<b>4</b>
<b>2.4.A CHEGADA DEFINITIVA AOS CARROS DE PASSEIO .....</b>	<b>5</b>
<b>3. O MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....</b>	<b>6</b>
<b>3.1.O FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO</b>	<b>7</b>
3.1.1. ADMISSÃO .....	8
3.1.2. COMPRESSÃO .....	9
3.1.3. COMBUSTÃO .....	10
3.1.4. EXAUSTÃO.....	11
3.1.5. O PROBLEMA DO CICLO DE COMBUSTÃO – A DETONAÇÃO .....	11
<b>4. COMO O AR ADENTRA OS CILINDROS DO MOTOR.....</b>	<b>12</b>
<b>4.1.ALIMENTAÇÃO DE AR .....</b>	<b>13</b>
4.1.1. MISTURA AR-COMBUSTÍVEL .....	17
<b>5. FUNCIONAMENTO DO TURBOCOMPRESSOR .....</b>	<b>17</b>
<b>5.1.INTERCOOLER (RESFRIADOR DE AR).....</b>	<b>19</b>
5.1.1. A DENSIDADE DO AR AFETANDO O RENDIMENTO DO MOTOR.	19
<b>5.2.O QUE É O INTERCOOLER .....</b>	<b>21</b>
<b>5.3.VÁLVULA WASTEGATE .....</b>	<b>22</b>
<b>5.4.MEIOS DE ATUAÇÃO.....</b>	<b>24</b>
5.4.1. ATUAÇÃO PNEUMÁTICA .....	24

5.4.2. ATUAÇÃO ELETRÔNICA .....	25
<b>6. TURBO DE GEOMETRIA VARIÁVEL (TGV).....</b>	<b>27</b>
<b>6.1.VANTAGENS DO TGV.....</b>	<b>29</b>
<b>7. SISTEMA BI-TURBO.....</b>	<b>29</b>
<b>7.1.PARALELO .....</b>	<b>29</b>
<b>7.2.SEQUENCIAL .....</b>	<b>30</b>
<b>8. TURBINA MONOFLUXO E PULSATIVA .....</b>	<b>31</b>
<b>8.1.PULSATIVA (TWIN-SCROLL) .....</b>	<b>32</b>
8.1.1. A PROBLEMÁTICA.....	32
<b>8.2.O SISTEMA TWIN SCROLL .....</b>	<b>34</b>
<b>9. CARACTERÍSTICAS DOS TURBOCOMPRESSORES.....</b>	<b>35</b>
<b>9.1.VALORES INTRÍNSECOS AOS TURBOCOMPRESSORES .....</b>	<b>35</b>
9.1.1. TRIM .....	35
9.1.2. RELAÇÃO A/R.....	36
9.1.3. MAPAS DE EFICIÊNCIA.....	40
9.1.4. LINHA DE REVERSÃO DE FLUXO.....	41
9.1.5. LINHA DE ESTRANGULAMENTO .....	43
9.1.6. LINHAS DE ROTAÇÃO DA TURBINA.....	43
<b>10. A ESCOLHA DO TURBOCOMPRESSOR IDEAL .....</b>	<b>44</b>
<b>10.1.CALCULANDO A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA .....</b>	<b>44</b>
10.1.1.CALCULANDO A VAZÃO DE AR.....	46
<b>10.2.DETERMINANDO A PRESSÃO DE TRABALHO DE UM TURBOCOMPRESSOR PARA ATENDER UMA POTÊNCIA DESEJADA .....</b>	<b>51</b>
10.2.1.CALCULANDO A PRESSÃO ABSOLUTA NO COLETOR DE ADMISSÃO (MAP) REQUERIDA PELO MOTOR PARA SE ATENDER A POTÊNCIA DESEJADA. ....	52
<b>11. COMPROVAÇÕES MATEMÁTICAS, EQUAÇÕES NO MS EXCEL™, E O EXEMPLO MATEMÁTICO USANDO DYNO 2003™. ....</b>	<b>55</b>

<b>11.1.O EXEMPLO MATEMÁTICO USANDO SOFTWARE DYNO 2003™</b> .....	<b>65</b>
11.1.1.O VEÍCULO .....	65
<b>12. A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA AFETANDO A TAXA DE COMPRESSÃO</b> .....	<b>76</b>
<b>13. TURBOCOMPRESSOR E INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>78</b>
<b>13.1.ENTENDA O QUE É A INJEÇÃO DIRETA</b> .....	<b>78</b>
13.1.1.ESTRATIFICADO .....	78
13.1.2.ESTEQUIOMÉTRICO.....	79
13.1.3.CARGA TOTAL .....	79
<b>13.2.INJEÇÃO DIRETA VS INJEÇÃO INDIRETA.....</b>	<b>79</b>
13.2.1.PRINCIPAIS VANTAGENS EM COMPARAÇÃO AO SISTEMA DE INJEÇÃO INDIRETA .....	80
<b>14. CONCLUSÃO</b> .....	<b>81</b>
<b>15. REFERÊNCIAS DE FIGURAS</b> .....	<b>82</b>
<b>16. REFERÊNCIAS DE Qr Code</b> .....	<b>87</b>
<b>17. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>88</b>

# 1. INTRODUÇÃO

Ultimamente, tem se falado bastante da sobrealimentação de motores. Neste contexto, nota-se que, nos últimos anos, os veículos com motores chamados *downsizing*, os quais são motores turbo de baixa cilindrada, vêm tendo um grande desempenho graças ao turbocompressor aliado à injeção direta. Para efeito de estudos, podemos comparar a ficha técnica de um veículo desse tipo com um naturalmente aspirado.

Segundo a ficha técnica do novo *Volkswagen Up! TSI*, ele possui, em seu motor de 1.0 litro de cilindrada, 3 cilindros sobrealimentados com injeção direta e duplo comando de válvulas variável, uma potência de 101 cv a 5000 rpm e 16,8 kgfm a 1500 rpm. Podemos, a partir desse exemplo, observar o grande benefício do turbocompressor em um motor.

Analisando o mesmo veículo, o *Volkswagen Up!* porém na versão *MPI*, nota-se que ele tem também um motor de 1.0 litro, 3 cilindros, aspirado, gera 75 cv a 6250 rpm e 9,7 kgfm a 3000 rpm. Neste passo, ao compararmos os motores do *Up!* percebemos que o motor *MPI* de aspiração natural tem uma acentuada queda de 25,7% de potência e 42,2% a menos de torque em relação ao motor *TSI*. Esse exemplo simples mostra que a tecnologia do turbocompressor é a chave para motores de maior desempenho e menos poluentes, pois é possível, com um motor pequeno, de baixa cilindrada e com pouco consumo de combustível, obter um desempenho de motores maiores.

## 1.1. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

O questionamento que surge quando se observa esse ganho de desempenho é: porque o veículo turbo tem maior potência e torque em comparação ao motor naturalmente aspirado? A resposta dessa questão está relacionada diretamente à eficiência volumétrica.

## 1.2. JUSTIFICATIVA DO TEMA

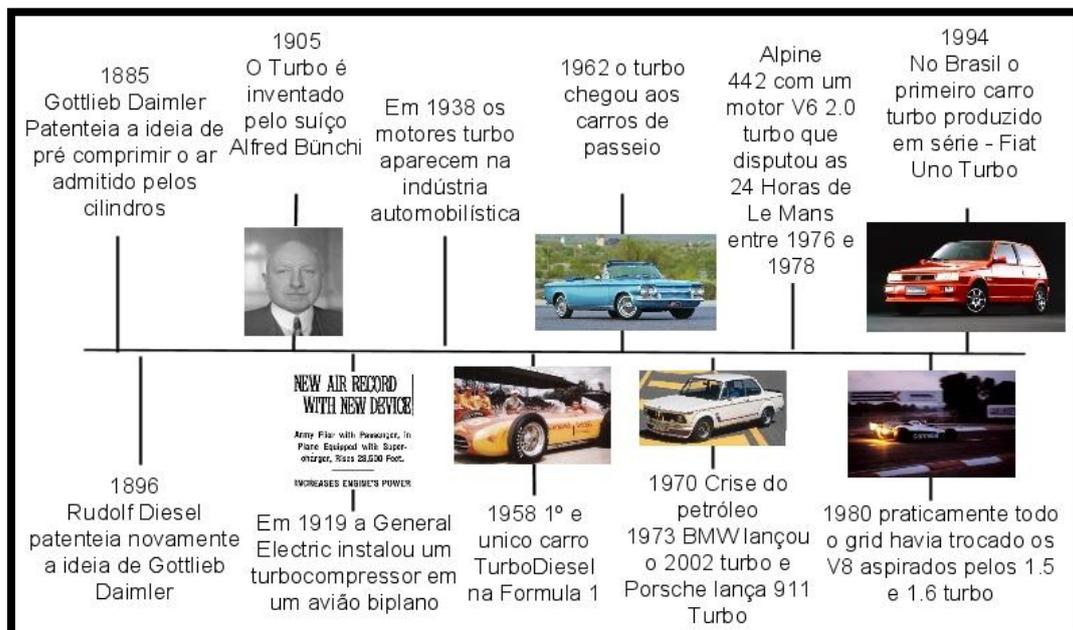
Devido à alta tendência de motores turbo e de preparações (competição) de motores utilizando de sobrealimentação turbo, desenvolvemos esse tema para abordar as tecnologias empregadas ao longo dos anos e construir um documento, explicativo e didático, sobre turbo para o leitor. Afinal, a tendência é que, daqui a alguns anos, praticamente todos os motores de combustão interna tenham esse tipo de sobrealimentação.

## 2. A HISTÓRIA DO TURBOCOMPRESSOR

Para começar a discorrer sobre o turbocompressor e como ele opera, precisamos conhecer qual é a sua origem e compreender a sua evolução ao longo do tempo.

### 2.1. A LINHA DO TEMPO

Figura 1 - A Linha do tempo.



Autoria própria.

Segundo Contesini (2014), a história do turbo compressor tem o seu início em 1885, no momento em que Gottlieb Daimler patenteia a ideia de pré-comprimir o ar admitido pelos cilindros. Após 11 anos, o engenheiro alemão Rudolf Diesel repetiu o feito.

O turbo que se popularizou e que conhecemos hoje em dia só foi desenvolvido e inventado efetivamente, no ano de 1905, pelo engenheiro suíço Alfred Büchi, o qual patenteou o projeto no mesmo ano e descrevia sua criação como:

*“Uma máquina reciprocante pela qual a energia dos gases expelidos pelo motor aumentaria o fluxo da mistura ar-combustível” no qual “a energia cinética dos gases de escape moveria um eixo ligado a uma turbina, que serviria como pré-compressor para o ar admitido pelos cilindros”*

Como podemos ver, a descrição de sua patente é exatamente o funcionamento do turbocompressor atual.

O primeiro motor a ser equipado com esse tipo de sobrealimentação foi o de uma locomotiva a Diesel, pois na ocasião os motores que usavam essa recente invenção eram os de grande deslocamento volumétrico, como os motores marítimos, ferroviários e aeronáuticos. A invenção do turbocompressor foi um grande avanço para os então motores aeronáuticos, existentes na época em que os motores radiais predominavam. Esses motores sofriam com o problema da rarefação do ar em grandes altitudes uma vez que eles eram naturalmente aspirados e, como o turbocompressor mantém a pressão de admissão mínima constante, os aviões puderam voar em maiores altitudes sem grandes problemas. Para comprovar o funcionamento do turbo, a *General Electric* instalou um turbocompressor em um avião biplano e, graças à nova tecnologia, ele conseguiu voar a 8.700 metros de altitude, alcançando o novo recorde mundial da época, em 1919.

Figura 2 - Manchete de época sobre a quebra do recorde mundial de altura de um avião.



Adaptado de flatout.com.br

## **2.2. A CHEGADA AO MUNDO AUTOMOTIVO**

Contesini (2014) constata que a chegada do turbocompressor no mundo automobilístico foi marcada pela fabricante de motores suíça *Sauren*, que em 1938 lançou seu motor turbo diesel para caminhões, fazendo um enorme sucesso, na época, graças ao aumento significativo de desempenho oriundo desse tipo de sobrealimentação. Até a chegada aos veículos de passeio, foram longos 20 anos, com uma pequena escala no mundo das pistas.

## **2.3. O PRIMEIRO CARRO COM MOTOR TURBO**

Conforme afirma Contesini (2014), nas *500 milhas de Indianápolis*, no ano de 1952, a fabricante de motores diesel Cummins participou com seu veículo turbo diesel. O veículo se chamava *Cummins Diesel Special*, o qual, embora não

tenha ganhado a corrida, percorreu todas as 500 milhas sem parar nos *pit-stops* por conta do baixo consumo e da resistência e robustez empregada nos motores Diesel.

## 2.4. A CHEGADA DEFINITIVA AOS CARROS DE PASSEIO

Conforme mencionado por Contesini (2014), em 1962, finalmente o turbocompressor chegou ao mundo dos veículos de passeio. A precursora em trazer essa tecnologia a um veículo de passeio foi a *Chevrolet* que, nesse ano, lançou a versão esportiva do *Corvaair Monza*. A versão denominada *Spyder* usava um motor flat de 6 cilindros e de 2,4 litros sobrealimentado com um turbo.

Figura 3 - Exemplo de um 1962 *Chevrolet Corvaair Monza*.



Adaptado de [carstyling.ru](http://carstyling.ru)

Figura 4 - Motor flat 6 cilindros 2.4 litros sobrealimentado do *Corvair Monza Spyder*.



Adaptado de [classicmotorsports.com](http://classicmotorsports.com)

### **3. O MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA**

Após discorrermos acerca do surgimento, da história e da ideia fundamental dos turbocompressores, vamos entender como um motor de combustão interna ciclo Otto funciona para que, deste modo, possamos compreender a total relação entre o motor e o turbocompressor.

### 3.1. O FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO

Qr Code 1 - O ciclo Otto.



adaptado de [inexistentman.net](http://inexistentman.net)

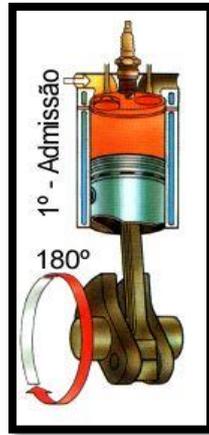
(Passe o leitor de Qr Code do seu smartphone e veja o gif animado).

Segundo Bosch (2004) o motor Alternativo é uma máquina térmica que permite transformar energia química do combustível em calor, bem como o calor em trabalho.

Seu ciclo de trabalho baseia-se em 4 ciclos de funcionamento:

### 3.1.1. ADMISSÃO

Figura 5 - O ciclo de admissão.



Adaptado de [antonioguilherme.web.br](http://antonioguilherme.web.br)

Nesse ciclo, correspondente a 180° da árvore de manivelas, a válvula de admissão se abre e o êmbolo parte do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI) dotado de grande velocidade de deslocamento, causando uma grande diferença de pressão entre o interior do cilindro e o coletor de admissão. Essa depressão gerada pelo êmbolo causa o arraste da mistura Ar/Combustível para dentro do cilindro. Assim, uma grande turbulência é gerada devido aos desenhos geométricos do êmbolo e dos dutos do cabeçote, fazendo com que o combustível se misture completamente ao ar e se gaseifique por completo devido à baixa pressão no cilindro e à temperatura do ar de admissão.

### 3.1.2. COMPRESSÃO

Figura 6 - O ciclo de compressão.

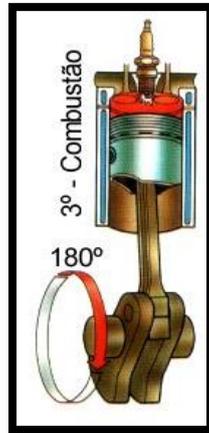


Adaptado de [antonioguilherme.web.br](http://antonioguilherme.web.br)

Nesse ciclo, a válvula de admissão se fecha e o êmbolo começa a se deslocar do PMI ao PMS. A carga mássica de Ar e combustível então passa a ser comprimida, pois o cilindro está completamente fechado. Neste raciocínio, a compressão causa um efeito catalítico para o próximo tempo do ciclo, que acelera o processo de mistura total.

### 3.1.3. COMBUSTÃO

Figura 7 - O ciclo de combustão.

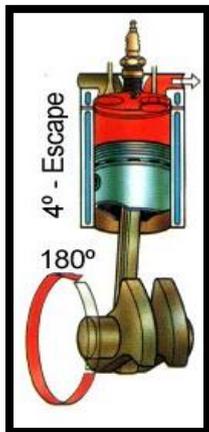


Adaptado de [antonioguilherme.web.br](http://antonioguilherme.web.br)

Correspondendo ao ciclo em que o êmbolo chega ao PMS depois de ter comprimido toda a mistura Ar/Combustível, o ciclo de ignição é onde efetivamente o motor de combustão gera trabalho. Quando o êmbolo chega ao PMS, uma centelha promovida pela vela de ignição inflama a mistura Ar/Combustível, que estava ali totalmente comprimida. Neste momento, um grande vetor força elástica resulta na cabeça do êmbolo, fazendo que ela se desloque na direção do PMS com grande força e velocidade. Por meio do mecanismo biela-manivela, o êmbolo transfere o trabalho ali transformado para a árvore de manivela, resultando torque e potência.

### 3.1.4. EXAUSTÃO

Figura 8 - O ciclo de exaustão.



Adaptado de antonioguilherme.web.br

Nesse ciclo, o êmbolo, que está em PMS, sobe e a válvula de escape se abre, liberando todo gás resultante da queima da carga de Ar e combustível. Após o êmbolo chegar em PMS, ele está pronto para mais um ciclo que vai repetir todo o processo descrito.

### 3.1.5. O PROBLEMA DO CICLO DE COMBUSTÃO – A DETONAÇÃO

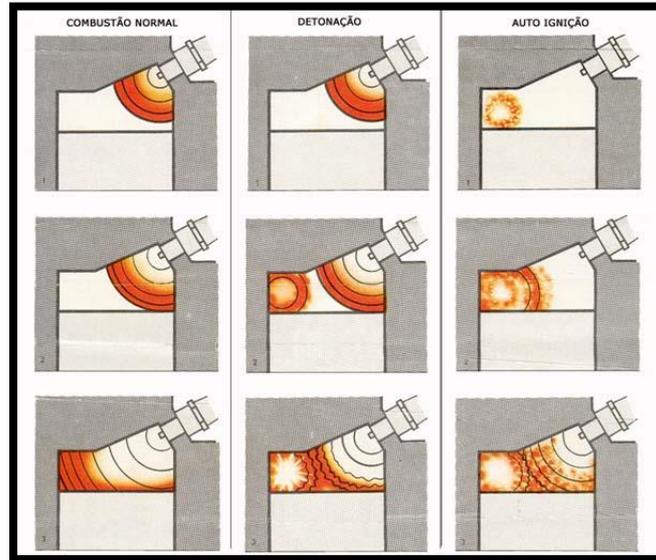
Em motores ciclo Otto, a detonação é o fenômeno da combustão indesejada da mistura ar-combustível, que se inicia sem ter sido provocada pela centelha da vela de ignição. Durante a detonação, uma contrapressão é gerada contra a frente de chama iniciada pela centelha da vela de ignição, resultando em picos de pressão no interior do cilindro.

Os fatores que podem gerar a detonação são:

- Alta temperatura na câmara de combustão;
- Combustível de baixa octanagem;

- Ponto de ignição muito avançado;
- Pontos quentes na câmara de combustão.

Figura 9 - Demonstração da comparação da combustão normal com a detonação.



Adaptado de "A Bíblia do Carro".

#### 4. COMO O AR ADENTRA OS CILINDROS DO MOTOR.

Após estudarmos como funciona o motor de combustão interna, constatamos que existem duas classificações quanto ao seu tipo de admissão de Ar: (i) naturalmente aspirado; (ii) sobrealimentado.

## 4.1. ALIMENTAÇÃO DE AR

Qr Code 2 - Motor de combustão interna dotado de turbocompressor, consumindo ar.



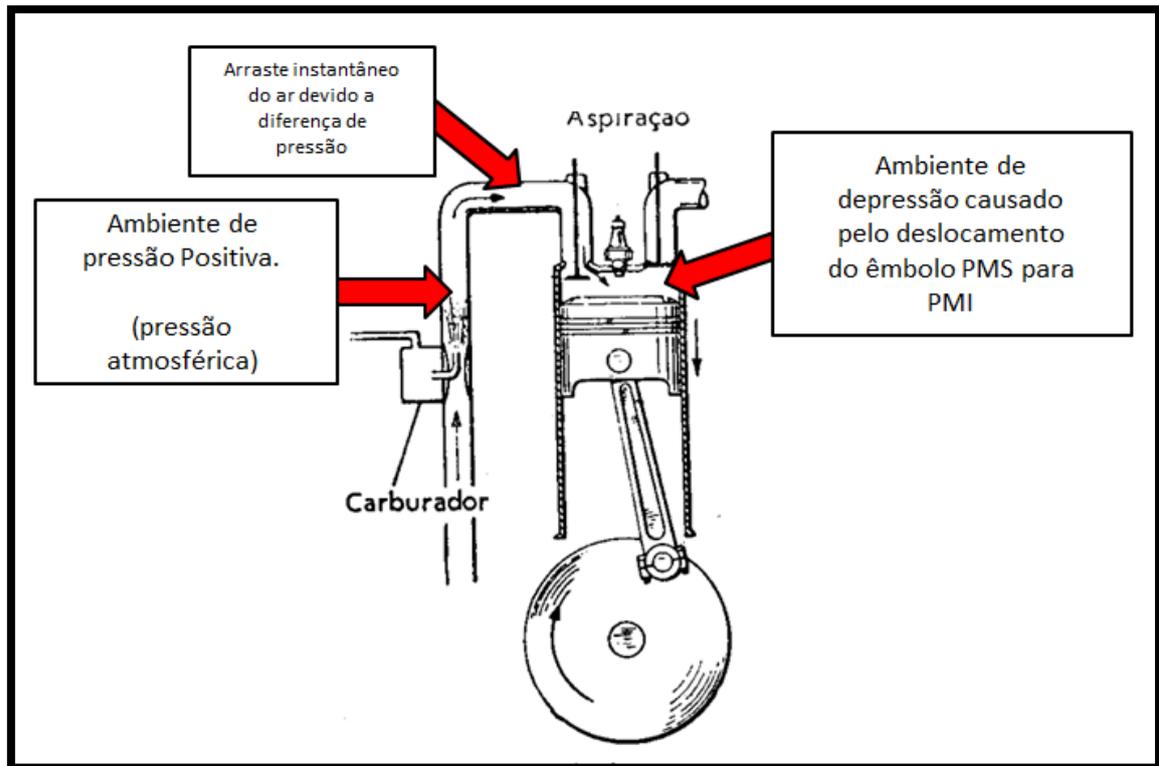
Adaptado de Turbocharger\_Animation\_by\_Tyroola

(Passe o leitor de Qr Code do seu smartphone e veja o gif animado).

Brunetti (2012) afirma que desempenho de um motor de combustão interna está diretamente vinculado à quantidade mássica de ar admitido dentro do cilindro, pois sabe-se que quanto maior a carga mássica de ar admitida maior será a quantidade de combustível injetado e oxidado, obedecendo uma relação estequiométrica do regime de carga imposto.

O fluxo de ar que escoar para dentro do cilindro de um motor naturalmente aspirado ocorre em função do gradiente de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro, uma vez que essa depressão decorre do deslocamento do êmbolo de PMS a PMI, após a abertura da válvula.

Figura 10 - Representação de como o ar adentra o interior do cilindro de um motor de combustão interna.

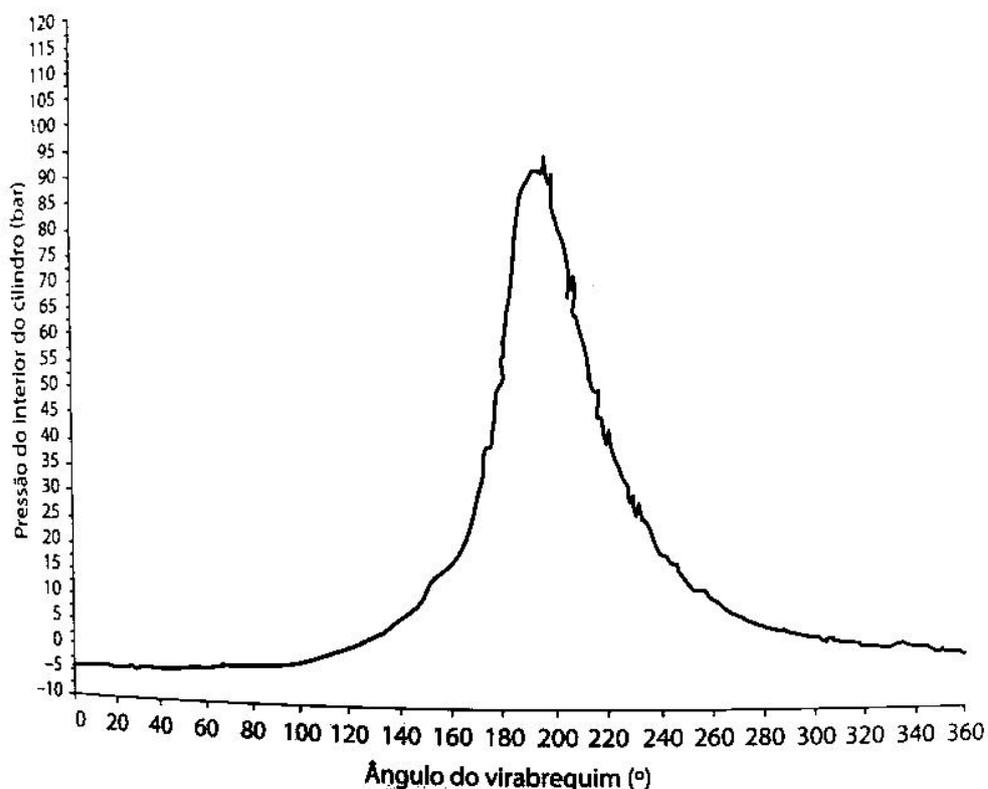


Adaptado de Turbomachinery.com

Os motores naturalmente aspirados possuem, como característica, a limitação dessa diferença de pressão entre coletor de admissão e interior do cilindro, que será no máximo a pressão atmosférica do ambiente.

Gráfico 1 - Pressão no Cilindro x Ângulo de virabrequim.

*Condição: 6.000 rpm @ WOT*



Adaptado de Brunetti (2012).

Para melhor uma melhor compreensão, passamos a analisar um simples exemplo prático. A partir de um determinado motor, obtemos o gráfico da imagem acima em que, no ciclo de admissão (PMS a PMI), consegue-se causar uma depressão de -5 Bar, no interior do cilindro, no momento de admissão.

Este motor está equipando um veículo que está rodando em uma cidade na qual a pressão atmosférica é de 1bar (nível do mar), o seu condutor está com o acelerador completamente acionado, em plena carga, e o motor se encontra a 6000 Rpm, conforme se extrai do gráfico. Assim, adotando que a borboleta de aceleração está totalmente aberta e a pressão no interior do coletor de admissão é a pressão atmosférica da cidade em questão, podemos visualizar que o gradiente de pressão entre cilindro e coletor é de 6 Bar, ou seja, a pressão no interior

do cilindro está 500% menor que a pressão atmosférica, o que causa o arraste instantâneo do ar atmosférico para o ambiente de menor pressão, o qual, no caso, é o cilindro do motor que está no ciclo de admissão.

Vamos a mais um exemplo. Ao se analisar o mesmo veículo operando nas mesmas condições e rotação, no entanto, em uma cidade com maior altitude em relação ao nível do mar, a sua pressão atmosférica é de 0,85 Bar. Desse modo, temos um gradiente de 5,85 bar, somente em razão da pressão atmosférica ter caído 15% em relação a pressão atmosférica anterior.

Adotando um raciocínio análogo, entretanto, agora imaginado que, no mesmo motor do gráfico 1, foi instalado um turbocompressor que gera 1,5 bar de pressão positiva na admissão, teremos:

- Pressão no coletor de admissão = 1,0 Bar (atm) + 1,5 Bar (turbocompressor)
- Pressão no coletor de admissão = 2,5 Bar
- Depressão a 6000 rpm (conforme gráfico 1) = -5 Bar
- Gradiente de pressões = 7,5 bar

Após a sobrealimentação desse motor, observamos que tivemos um aumento de 25% no gradiente de pressão em relação ao primeiro caso, o que melhora o enchimento dos cilindros do motor.

Com menor gradiente de pressão, as perdas de torque e potência do motor são evidentes, pois menos ar é admitido e, conseqüentemente, menos O<sub>2</sub> consegue ser arrastado para dentro do cilindro, ou seja, menor é o poder de admissão do motor. Já com o maior gradiente, maior também é a massa de ar que adentra o motor, o que permite que se obtenha mais torque e potência.

Sendo assim, a partir desse exemplo, nota-se como o ar adentra os cilindros do motor e que o motor naturalmente aspirado é totalmente sensível a diferenças de pressões atmosféricas.

#### 4.1.1. MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

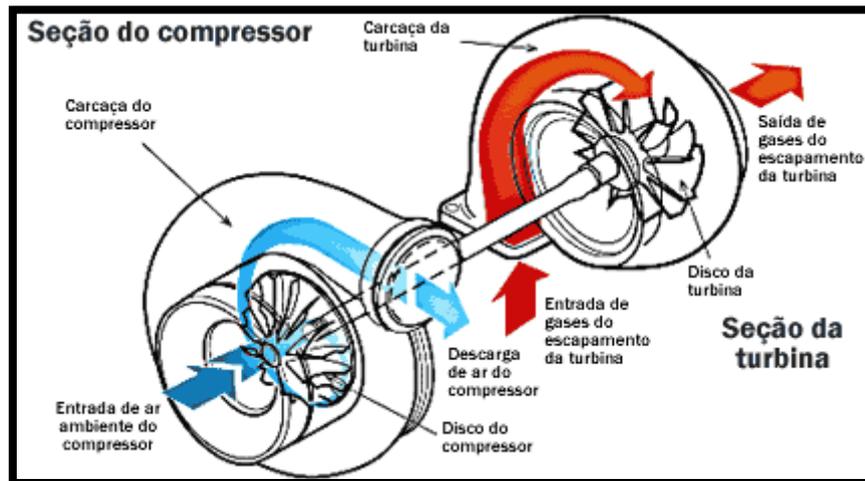
Segundo Brunetti (2012), trata-se da proporção mássica da mistura ar-combustível usada na combustão dos motores. São três os tipos de mistura: pobre, estequiométrica e rica.

- **Mistura pobre:** é denominada desta forma a mistura ar-combustível com massa de ar que excede a estequiometria para o combustível utilizado.
- **Mistura estequiométrica:** consiste na mistura ar-combustível com massa de ar e combustível balanceadas para o combustível utilizado.
- **Mistura rica:** é assim conhecida a mistura ar-combustível com massa de combustível que excede a estequiometria para o combustível utilizado.

### 5. FUNCIONAMENTO DO TURBOCOMPRESSOR

Segundo Brunetti (2012), o funcionamento do turbocompressor é provido pela inércia dos gases de escape gerados pela queima da mistura ar-combustível. Após a abertura da válvula de escape no cabeçote, esses gases são liberados com velocidade proporcional ao regime de carga do motor, ocorrendo uma expansão imediata desses gases. Eles percorrem os dutos do coletor de escape nos quais há o encontro dos gases de escape dos diferentes cilindros do motor. Após essa união, são forçados a passar por uma voluta chamada carcaça de turbina em que, conforme passam, movimentam um rotor ali presente. Por meio de um eixo solidário, o rotor da turbina gira o rotor do compressor, o qual tem o papel de fazer a admissão e compressão do ar ambiente.

Figura 11 - Representação do funcionamento do turbocompressor.



Adaptado de [thextremexperience.com](http://thextremexperience.com)

Grandes quantidades de ar são seccionadas e comprimidas, tornando o ar com muita carga térmica e diminuindo sua densidade. Assim, não se consegue extrair o melhor desempenho do motor, razão pela qual, logo após a pressurização, é utilizado um intercooler (resfriador de ar) para diminuir a temperatura e aumentar a densidade do ar admitido pelo motor. Com isso, consegue-se admitir mais ar na câmara de combustão e, conseqüentemente, mais  $O_2$ , realizando uma combustão mais eficiente e, deste modo, diminuindo os níveis de emissões por se conseguir queimar todo o combustível injetado na câmara.

Figura 12 - Representação do posicionamento do intercooler.



Adaptado de [garrett.honeywell.com](http://garrett.honeywell.com)

## 5.1. INTERCOOLER (RESFRIADOR DE AR)

Para entendermos como o intercooler funciona e para que ele serve, estudaremos como a densidade do ar afeta o desempenho do motor.

### 5.1.1. A DENSIDADE DO AR AFETANDO O RENDIMENTO DO MOTOR

Massa específica do ar ou densidade do ar é a massa definida por unidade de volume. É uma das variáveis mais importantes para definições de torque e potência de um motor de combustão interna.

Conforme Bosch (2004), o torque gerado por um motor e, consequentemente, sua potência são diretamente proporcionais ao teor de calor da carga mássica de ar do cilindro. O fluxo de oxigênio presente no ar atmosférico é o que nos indica qual é esse poder calorífico. A quantidade de oxigênio que adentra o

cilindro do motor no tempo de admissão está totalmente vinculada com o ar atmosférico, pois o ar atmosférico, de acordo com Morales (2017), é composto de 21% de O<sub>2</sub>, 78% de N<sub>2</sub> e 0,03% de CO<sub>2</sub>, sendo o restante, 0.93%, composto de gases nobres como o argônio (Ar), neônio (Ne), radônio (Rn), hélio (He), criptônio (Kr) e xenônio (Xe). Todos esses percentuais de participação dos mencionados gases são em volume. Então, para sabermos o que realmente nos interessa, que é a massa de O<sub>2</sub>, devemos saber a densidade do gás analisado.

Conforme Alan (2008), a densidade do ar seco pode ser calculada usando a lei dos gases ideais, expressa como função da temperatura e da pressão:

$$\rho = \frac{P}{(R_{\text{especifico}} * T)}$$

Onde:

$\rho$  = densidade

P = pressão absoluta

R específico = constante específica dos gases para o ar seco é 287,058 J/(kg·K) em unidades SI.

T = temperatura

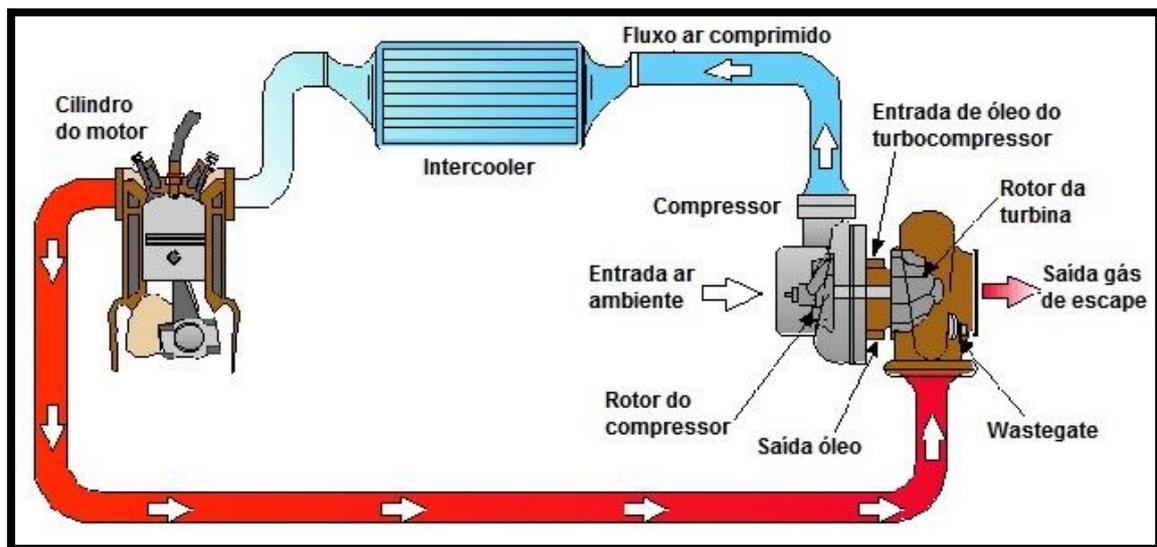
Analisando essa simples equação, observa-se que a temperatura é inversamente proporcional à densidade do ar.

É sabido também que, após a pressurização de um gás, sua pressão tende a aumentar devido à interação molecular (atrito entre moléculas). Desse modo, após o turbo compressor aspirar o ar atmosférico e comprimi-lo, sua temperatura de saída do compressor aumenta muito, diminuindo drasticamente sua densidade e afetando muito a concentração de O<sub>2</sub> no ar atmosférico. Neste passo, também haverá redução do poder de combustão e produção de trabalho pelo motor, já que menor combustível será injetado e oxidado.

Com essa problemática em mente, verificou-se que era necessário um artifício para diminuir essa alta temperatura de saída do compressor, que no caso é um trocador de calor conhecido como intercooler.

## 5.2. O QUE É O INTERCOOLER

Figura 13 - O intercooler instalado no sistema de sobrealimentação.



Adaptado de retificagrodiesel.com.br

Segundo Bell (1997), o intercooler é um componente que tem por objetivo trocar calor do ar de admissão, recém pressurizado pelo turbocompressor e com alta carga térmica, com o ar ambiente de menor carga térmica antes dele ir para o coletor de admissão do motor.

Qr Code 3 - Funcionamento do intercooler.



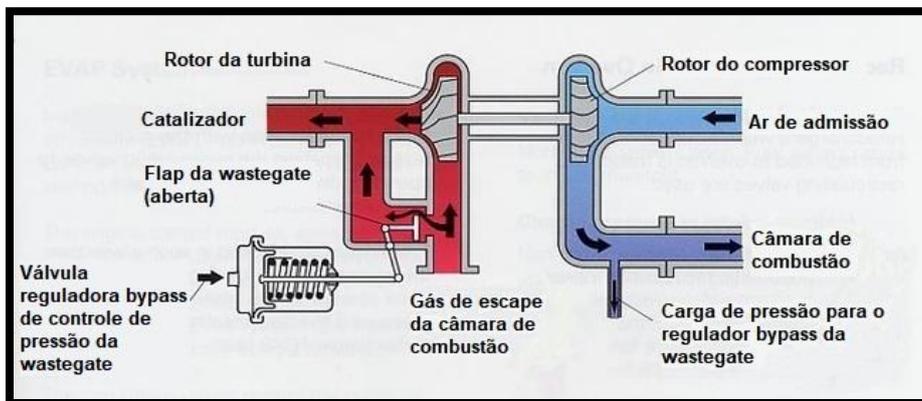
Adaptado de imgur.com

(Passe o leitor de Qr Code do seu smartphone e veja o gif animado).

Em seu funcionamento, o ar de admissão percorre o interior do intercooler, e o ar ambiente é, de forma forçada, conduzido a passar entre as aletas do intercooler, assim, realizando a troca térmica do ar de admissão com o ar ambiente, resfriando o ar a ser admitido pelo motor, em média, 70% e aumentando a densidade do ar e a presença de O<sub>2</sub> na câmara de combustão.

### 5.3. VÁLVULA WASTEGATE

Figura 14 - Esquema didático de ligação da válvula *Wastegate* ao conjunto tubo compressor



Adaptado de 4x4brasil.com.br

Segundo a Garrett (2017), a válvula *Wastegate* é utilizada para realizar o controle de pressão positiva no coletor de admissão. Neste raciocínio, ela é incorporada à turbina do conjunto turbocompressor onde trabalha na regulação da passagem dos gases de escape que vêm do motor. Assim, age para que ocorra o desvio desses gases da turbina direto para o escape e a diminuição do fluxo de gases que irá passar pelo rotor da turbina. Ao controlar esse o fluxo de gases, a válvula *Wastegate* consegue regular as rotações do rotor da turbina, consequentemente, diminuindo ou aumentando as rotações do compressor e, desse modo, conseguindo regular a pressão de compressão.

As rotações de um turbocompressor podem chegar a 280.000 RPM.

Figura 15 - Porta *Wastegate* interna.

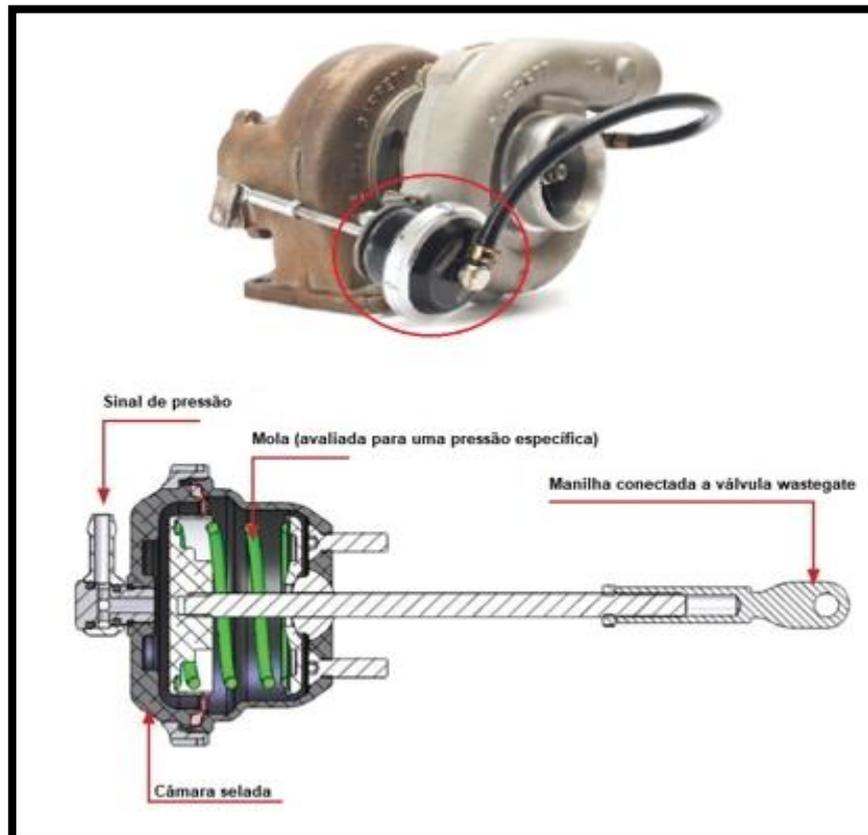


Adaptado de flatout.com.br

## 5.4. MEIOS DE ATUAÇÃO

### 5.4.1. ATUAÇÃO PNEUMÁTICA

Figura 16 - Representação de um atuador pneumático de uma *Wastegate*.



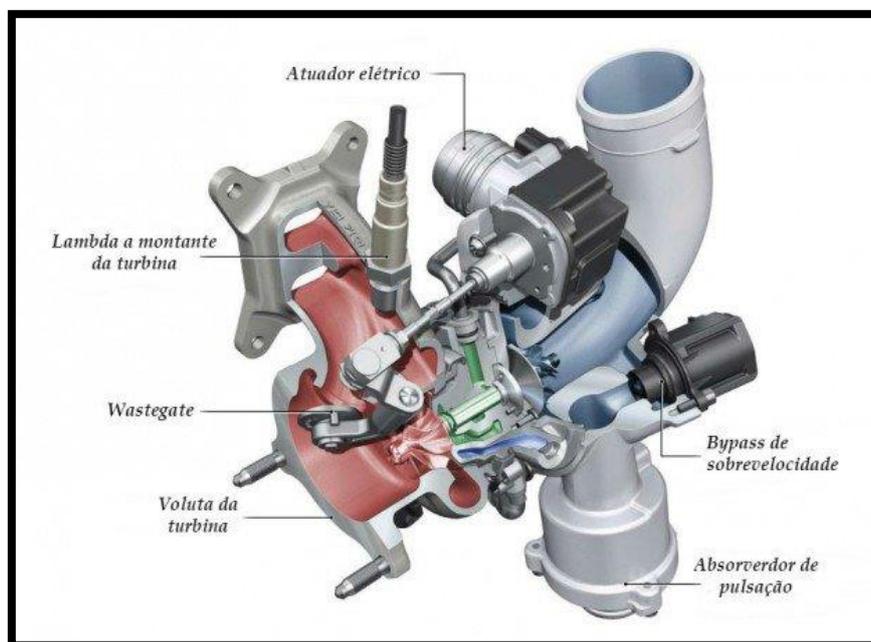
Adaptado de turbosmart.com

Segundo Garrett (2017), o meio de atuação da válvula é feito através da pressão que é gerada pelo compressor, usando-a como pressão de referência. Quando ela supera a carga de uma mola, calibrada para a pressão desejada no coletor de admissão, que está contida dentro da válvula, uma haste solidária a mola é acionada e, com um movimento axial, atua em uma válvula *by pass* na carcaça do turbo (*Wastegate* interna) ou no próprio coletor de escape

(*Wastegate* externa), desviando uma parte dos gases que iriam passar pelo rotor do turbo, limitando suas rotações e, conseqüentemente, regulando a pressão no compressor.

#### 5.4.2. ATUAÇÃO ELETRÔNICA

Figura 17 - Turbocompressor dotado de *Wastegate* eletrônica.



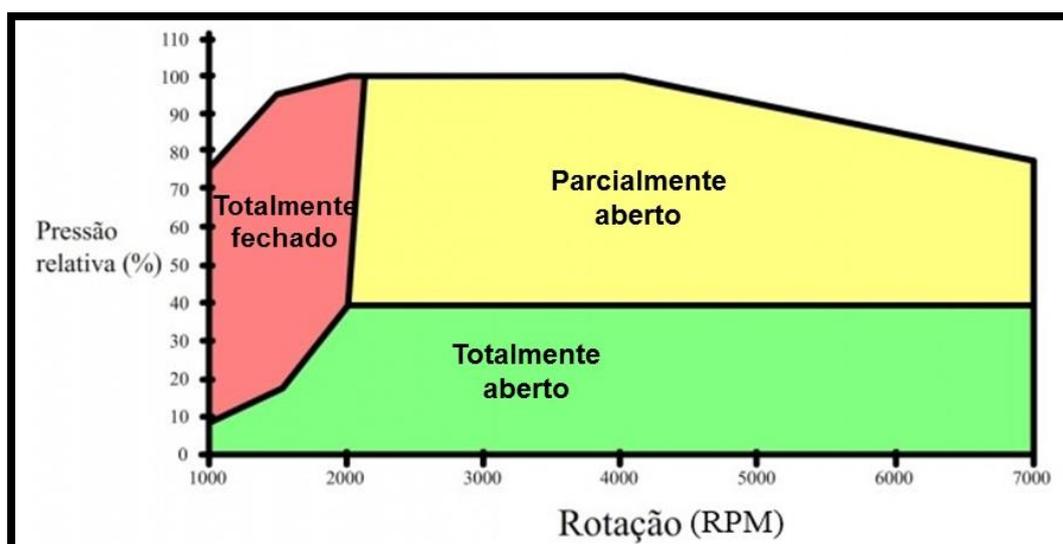
Adaptado de flatout.com

Forma de atuação muito comum em motores *downsize*, de acordo com Passos (2016), a *Wastegate* eletrônica é atuada por um comando elétrico através de um atuador elétrico, feito pela unidade de comando eletrônico do motor. Assim, a pressão da admissão e o fluxo mássico de ar admitido pelo motor são ajustados de acordo com a demanda, e não somente pela pressão de descarga do compressor, como acontece na *Wastegate* pneumática.

Esses turboscompressores são dotados dessa válvula comandada eletronicamente a qual permite um aprimoramento ainda maior de suas respostas em

baixas rotações e a manutenção de uma boa pressão positiva na admissão. Tal quadro se torna possível, pois a válvula consegue controlar ativamente o fluxo de ar conforme o regime de carga imposto, assim, gerando um platô na curva de torque que se mantém em uma faixa de rotação. Para entendermos melhor, vamos visualizar um mapa de atuação no gráfico abaixo.

Mapa 1 - Mapa de atuação da *Wastegate* eletrônica.

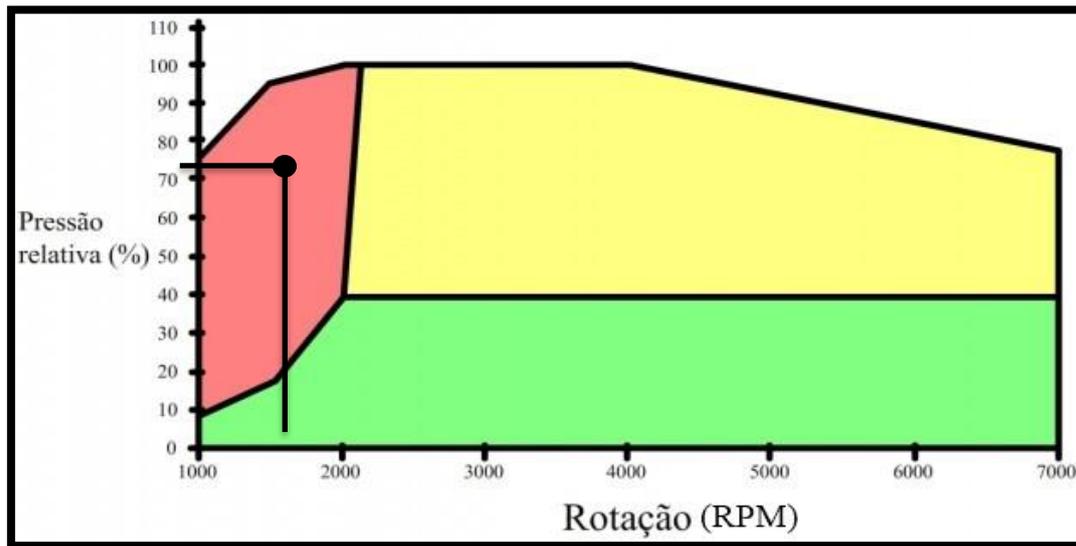


Adaptado de [www.flatout.com.br](http://www.flatout.com.br)

O eixo Y desse gráfico representa a pressão relativa, ou seja, o gradiente de pressão atmosférica e pressão do coletor. Já o eixo X representa as rotações do motor. Quando a pressão relativa (eixo y) está em 0%, a borboleta de aceleração está totalmente fechada e, a 100%, a borboleta está totalmente aberta.

Na área vermelha, o UCE (unidade de comando eletrônico) mantém a válvula *Wastegate* totalmente fechada a fim de alcançar a pressão positiva na admissão imediatamente. Na área verde, mantém-se a válvula totalmente aberta com o objetivo de atender emissões e economia de combustível. Na área amarela, ela mantém o modo de controle em abertura parcial, avaliando rotação, carga, pressão de admissão e, principalmente, a posição do pedal do acelerador.

Mapa 2 - Exemplo de situação de *Wastegate* fechada.



Adaptado de [www.flatout.com.br](http://www.flatout.com.br)

A seguir, um exemplo bastante simples. Adotando 1500 RPM e 70% de pressão relativa (70% de ângulo de borboleta), a válvula *Wastegate* se encontra totalmente fechada, pois caímos na zona vermelha do Mapa. Essa situação pode ser encontrada em arrancadas, por exemplo. E, no caso com a válvula *Wastegate* estar totalmente fechada, o turbo irá alcançar sua pressão máxima rapidamente e o veículo sairá da inércia com grande desempenho, pois a admissão se encontra em pressão positiva.

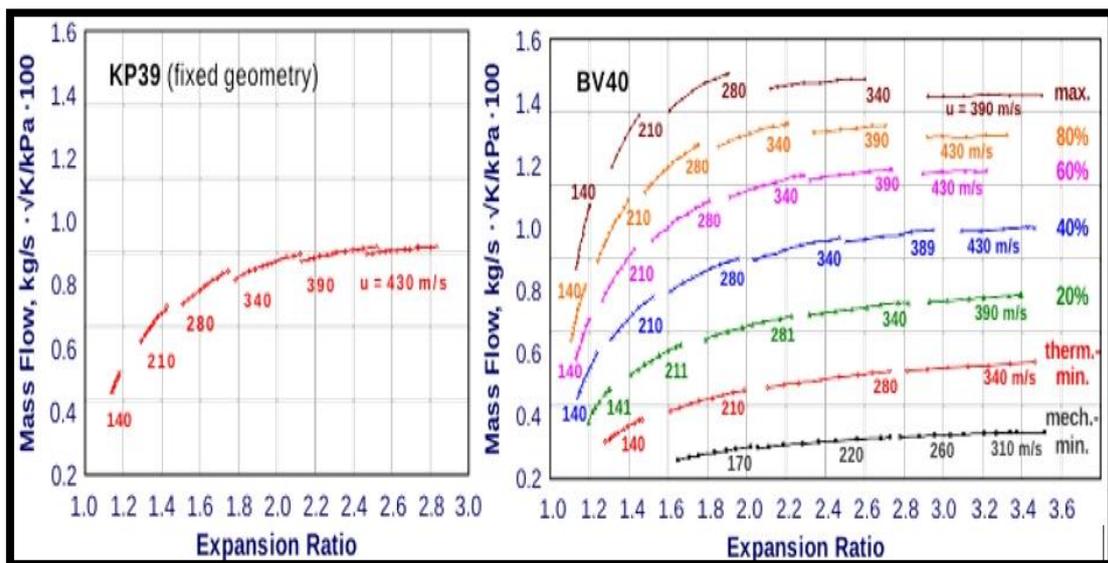
## 6. TURBO DE GEOMETRIA VARIÁVEL (TGV)

Segundo BorgWarner (2017), turbos de geometria variável (TGV) possuem palhetas que alteram o fluxo dos gases de escape para maximizar a pressão do turbo por toda a faixa de rotação do motor. Durante operações com baixa pressão (baixo fluxo de gases, baixa rotação do motor), as palhetas restringem o caminho dos gases para a turbina, diminuindo a área, com o objetivo de aumentar a pressão e acelerar o fluxo dos gases de escape.

Com o aumento da rotação do motor e, conseqüentemente, o aumento do fluxo dos gases de escape, um atuador rotaciona as palhetas, aumentando a área disponível para a passagem dos gases e, finalmente, permitindo maior pressão do turbo em rotações altas.

Comparado a um turbo de geometria fixa (TGF), o TGV permite uma significativa flexibilidade da razão pressão/fluxo e, por consequência, do  $\Delta P$  do motor (diferença de pressão entre o coletor de escape e o coletor de admissão), segundo Fenske (2017). Essa flexibilidade pode ser usada para melhorar as características de torque em baixas rotações, reduzindo o turbolag e, em motores diesel, direcionando o fluxo do EGR. Os gráficos a seguir comparam o fluxo de massa por razão de pressão de um TGV e um TGF.

Figura 18 - Comparação fluxo de massa por razão de pressão do TGF (BorgWarner KP39) e TGV (BorgWarner BV40)



Adaptado de dieselnets.com

Em muitas aplicações, o TGV não possui válvula *by-pass*, implicando que a turbina deva ser capaz de suportar todo o fluxo de gases de escape do motor enquanto evita sobrepresão e sobrerotação.

## 6.1. VANTAGENS DO TGV

- Sem perdas de restrição por conta da válvula *Wastegate*;
- Maior razão A/F e pico de torque em rotações baixas do motor;
- Melhora da aceleração do veículo, sem a necessidade de utilizar turbos com grandes perdas por bombeamento em altas rotações do motor;
- Potencial de redução do  $\Delta P$  do motor;
- Controle do  $\Delta P$  do motor que pode ser usado para direcionar o fluxo do EGR em motores diesel que usam sistemas EGR de loop de alta pressão;
- Habilidade de prover freio motor;
- Habilidade de aumentar temperatura de escape para controle do sistema de pós-tratamento de emissões.

## 7. SISTEMA BI-TURBO

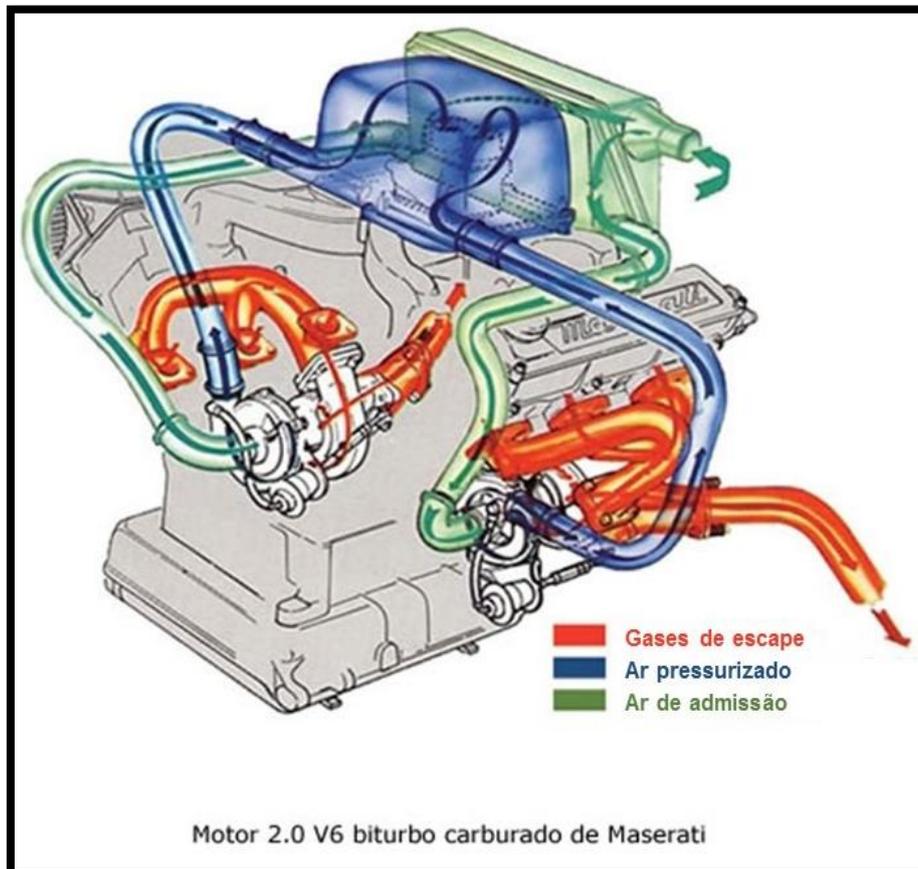
Pela busca da eficiência e de melhor desempenho, as montadoras sempre procuraram novas tecnologias. Neste passo, uma delas foi a utilização de dois turbocompressores simultaneamente em um mesmo motor por meio do que se conseguiu a diminuição do “lag de turbina” (tempo em que o turbocompressor leva para gerar pressão positiva na admissão). Os dois turbocompressores podem ser dispostos de duas formas segundo Contesini (2014).

### 7.1. PARALELO

Neste sistema, utiliza-se dois turbocompressores idênticos em paralelo. Cada turbocompressor fornece ar pré-comprimido para metade dos cilindros. O primeiro carro a utilizar esse sistema foi o *Maserati Biturno 1981*, o qual é

equipado com um motor V6 com duas turbinas idênticas, uma para cada bancada de cilindros.

Figura 19 - Exemplo de um motor 2.0 V6 *Biturbo Maserati*.



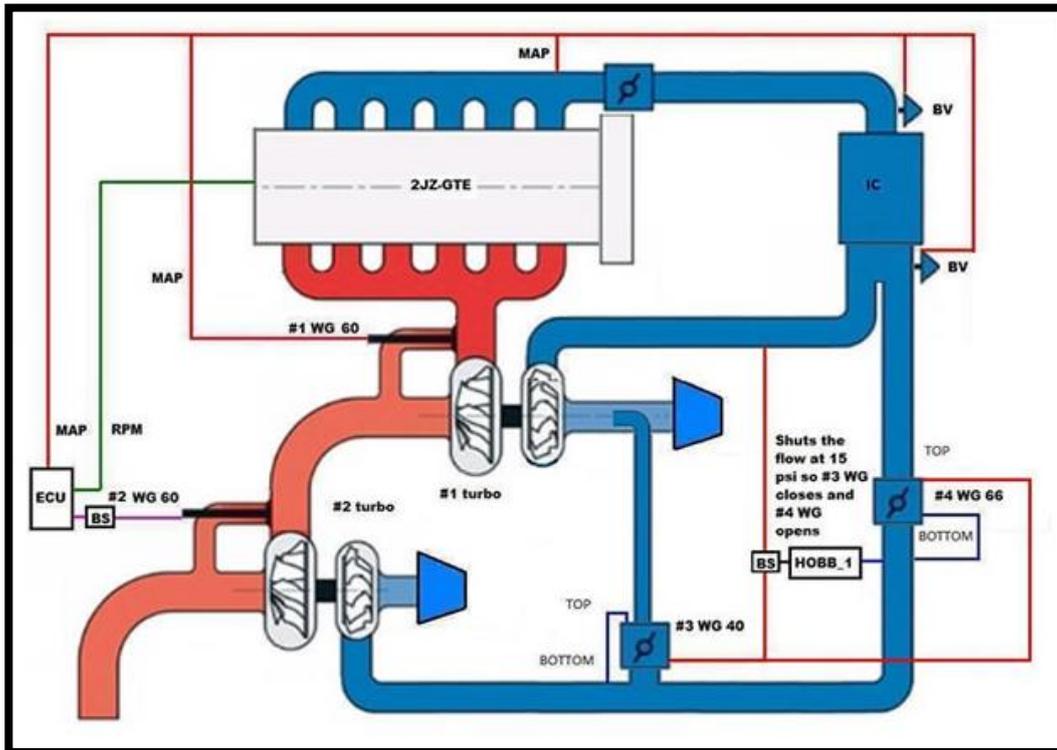
Adaptado de [aficionadosalamecanica.com](http://aficionadosalamecanica.com)

## 7.2. SEQUENCIAL

Já esse modo, utiliza dois turbocompressores de tamanhos diferentes (um pequeno e um grande) em série.

Em baixas rotações do motor, o pequeno turbo trabalha como principal; já em altas rotações, o grande entra em cena fornecendo ar para o motor.

Figura 20 - Ilustração do sistema biturbo sequencial.



Adaptado de [aficionadosalamecanica.com](http://aficionadosalamecanica.com)

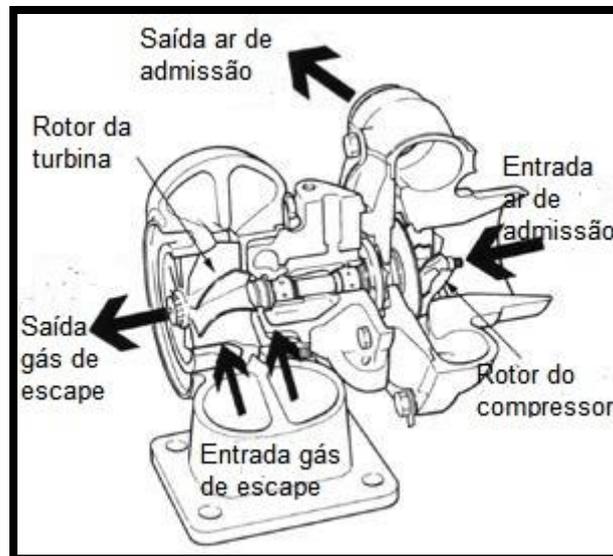
Esse modo de operação permite uma melhor resposta do motor em alta ou em baixas rotações, diferentemente de que ocorre ao se utilizar só um turbocompressor, hipótese na qual, normalmente, um motor que costuma ter um bom torque em baixa, deixa de ter potência em alta (utilizando uma turbina pequena). Ou ainda, pelo contrário, perde torque em baixa e tem potência em alta (utilizando uma turbina grande), não tendo um equilíbrio de desempenho.

## 8. TURBINA MONOFLUXO E PULSATIVA

As turbinas são divididas em algumas classes, nesse tópico vamos estudar as de monofluxo e pulsativas. A definição vem do sistema de escape:

## 8.1. PULSATIVA (*TWIN-SCROLL*)

Figura 21 - Vista em corte de um turbocompressor com carcaça twin-scroll.



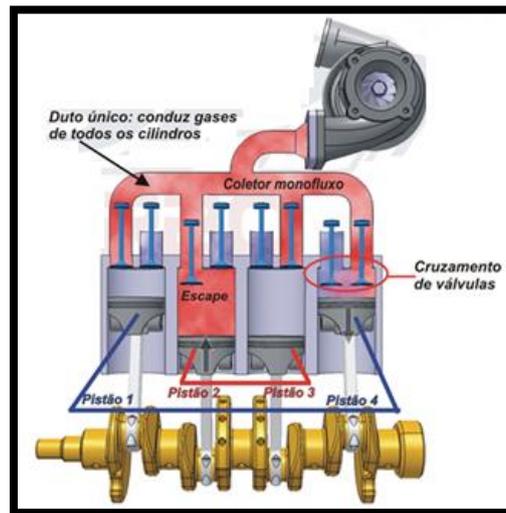
Adaptado de [performancespecialties.wordpress.com](http://performancespecialties.wordpress.com)

Para entender o que é a turbina *Twin-Scroll* devemos entender a problemática no qual ela foi desenvolvida em cima.

### 8.1.1. A PROBLEMÁTICA

Para facilitarmos nosso entendimento, vamos imaginar um motor 4 cilindros com ordem de ignição 1-3-4-2.

Figura 22 - Coletor de escape e turbina do tipo monofluxo.



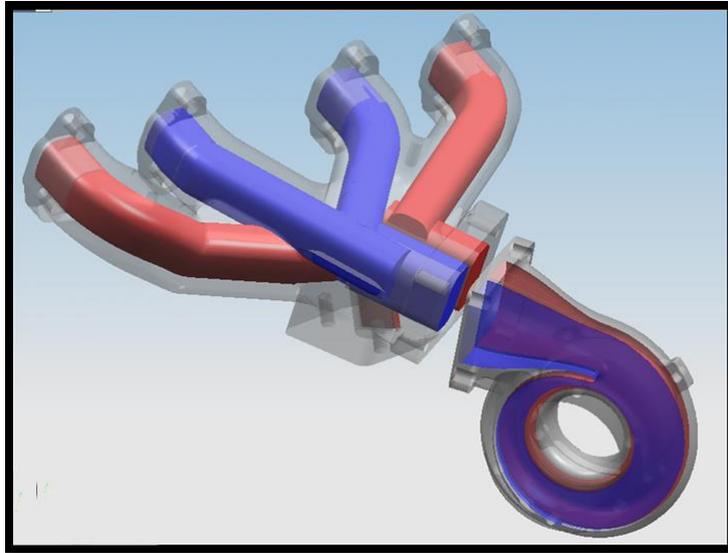
Adaptado de Motores, preparação e dicas. - blogger

Segundo Pascoal (2015), após a combustão do primeiro cilindro, o motor entra no ciclo de escape no qual a válvula de escape se abre e os gases resultantes da queima são expelidos, saindo pelos dutos do cabeçote e chegando no coletor de escape. No coletor de escape, esses gases continuam seu caminho até chegar ao seu destino que é o turbocompressor nesta hipótese. No entanto, antes de chegar em seu destino, esse gás encontra uma série de dificuldades em realizar um fluxo contínuo e uniforme. No caminho, parte desse gás, que está acelerado, acaba encontrando desvios, que são os dutos do cilindro 2, 3 e 4, os quais são característicos de um coletor de admissão monofluxo. Ao encontrar estes dutos, esse gás perde sua aceleração, diminuindo a velocidade de seu fluxo e chegando tardiamente a turbina. Tal problema se repete com os demais cilindros também, o que agrava um dos efeitos mais indesejáveis do turbocompressor, que é o turbolag.

Com essa problemática em mente, foi desenvolvido um coletor de escape e turbina do tipo *Twin-Scroll* ou pulsativa.

## 8.2. O SISTEMA TWIN SCROLL

Figura 23 - Ilustração em raio X do sistema pulsativo.



Adaptado de spaturbo.com

Conforme Pascoal (2015), a turbina do tipo *Twin-Scroll*, conhecida também como pulsativa ou duplofluxo, basicamente, é composta por uma carcaça de turbina com duas volutas idênticas “separadas” e um coletor de escape individual, um para cada par de cilindros gêmeos, como representado na figura: em vermelho (cilindro 1 e 4) e azul (cilindro 1 e 3). Desse modo, o coletor de escape é usado para o correto direcionamento dos gases provindos da combustão de cada cilindro, assim alimenta a turbina com um fluxo de gases de escape regular e de maior velocidade, em comparação com a *Single-Scroll*.

Voltando ao funcionamento de um motor ciclo Otto, no qual existem quatro tempos (admissão, compressão, ignição e escape), deve-se observar que todos esses ciclos ocorrem necessariamente em  $720^\circ$  (duas voltas do virabrequim). Neste raciocínio, por exemplo, em um motor 4 cilindros, ocorre uma combustão a cada  $180^\circ$  com intervalo de ignição 1-3-4-2 e, em um motor 6 cilindros, ocorre uma combustão a cada  $120^\circ$  com intervalo de ignição 1-5-3-6-2-4.

Em motor de 4 cilindros, nos quais os cilindros de números 1-4 e 2-3 são gêmeos, pois sobem e descem juntos, pode-se observar, por meio da ordem de ignição, que, para se obter um melhor fluxo dos gases de escape, sem gerar turbulência nos dutos e na turbina, separá-los é a melhor maneira. Além disso, também deve-se diminuir o Turbolag devido ao fluxo contínuo e sem desacelerações do gás de escape promovidas pelos desvios dos demais dutos do coletor de escape.

## **9. CARACTERÍSTICAS DOS TURBOCOMPRESSORES**

A escolha de um turbocompressor é um processo que exige uma série de cálculos e da obtenção de dados para que haja um casamento entre as duas máquinas: motor e turbocompressor. Neste capítulo, estudaremos como é este processo de escolha.

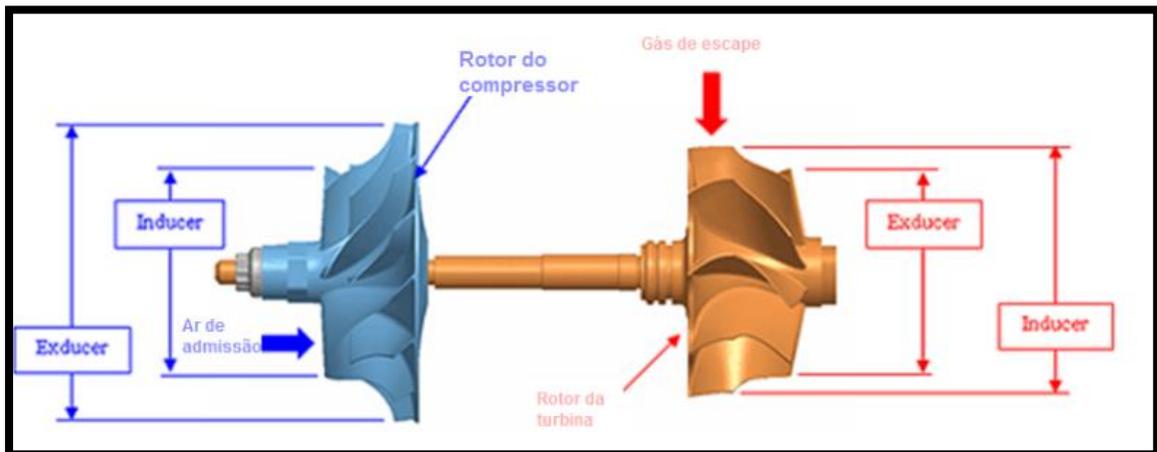
### **9.1. VALORES INTRÍNSECOS AOS TURBOCOMPRESSORES**

#### **9.1.1. TRIM**

Segundo Garrett (2018), o TRIM é um termo usado para expressar a relação entre o Indutor (Inducer) e a Descarga (Exducer) de ambos os rotores da turbina e do compressor.

- Indutor: é o diâmetro por onde o ar entra no rotor.
- Descarga: é o diâmetro por onde o ar sai do rotor.

Figura 24 - Representação do TRIM em um rotor.



Adaptado de dieseladdict.com

A relação gerada pela entrada e saída do ar do rotor origina a seguinte equação:

$$Trim = \frac{inducer^2}{exducer^2} * 100$$

Então, para um compressor com indutor (inducer) de 61 mm e a descarga (exducer) de 82 mm, a relação é igual a 55.

Quanto maior o TRIM, maior a capacidade dessa turbina realizar trabalho, uma vez que ela terá um escoamento de ar maior, conforme Garrett (2018). Neste raciocínio, ao se comparar dois turbocompressores iguais, mas um com o TRIM de 65 e o outro de 55, haverá um escoamento de ar maior pelo primeiro.

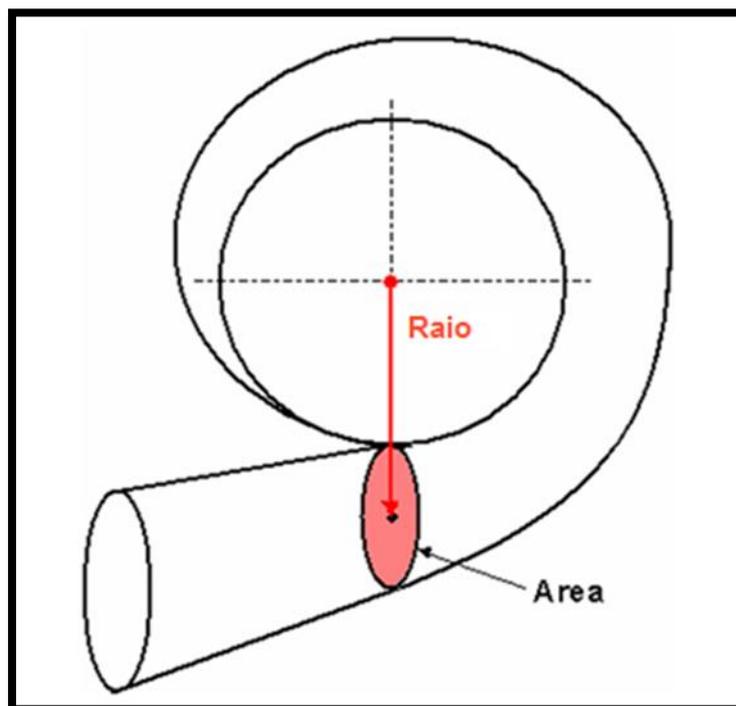
### 9.1.2. RELAÇÃO A/R

A relação A/R (área/raio) descreve uma característica geométrica da carga de todos turbocompressores. É definida tecnicamente pela área do plano transversal da entrada do compressor dividido pelo raio que vem da linha de

centro do turbocompressor até o centro da área do plano descrito anteriormente, segundo Segundo Garrett (2018).

Ao se observar a figura a seguir, torna-se mais compreensível esta definição.

Figura 25 - Ilustração da carcaça do turbocompressor mostrando relação A/R.



Adaptado de turbobygarrett.com

A relação A/R produz efeitos diferentes no compressor e na turbina.

Para o compressor, não há grandes diferenças no desempenho final em razão das alterações na relação A/R. Costuma-se utilizar carcaças com relação A/R maior em aplicações de baixo *boost* e com relação A/R menor em aplicações de alto *boost*. Por não produzir grandes diferenças na performance do turbocompressor, não há opções de relação A/R disponíveis para carcaças de compressores comercialmente.

Para a turbina, a relação A/R produz modificações significativas na performance do turbocompressor, já que esta é utilizada para controlar o fluxo dos gases da turbina. Utilizando uma relação A/R menor, aumenta-se a velocidade dos gases no rotor da turbina, aumentando o torque do motor em baixas rotações e resultando em um aumento rápido do boost. Contudo, uma relação A/R menor também faz com que o fluxo dos gases entre no rotor mais tangencialmente, reduzindo sua capacidade de fluxo em rotações altas. Tal fato prejudica a performance do motor em altas rotações.

Utilizando uma relação A/R maior, diminui-se a velocidade dos gases de escape e o crescimento do boost. O fluxo dos gases entra na turbina de forma radial, aumentando a capacidade efetiva de fluxo do rotor e resultando em maior torque do motor em altas rotações.

O dimensionamento da relação A/R é feito com base na característica de desempenho desejada do motor.

Para veículos de passeio, são mais utilizadas turbinas com relação A/R menor, pois proporcionam maior torque do motor em baixas rotações e resultam em melhor resposta em condições de transiente, que são as mais comuns em condições de condução urbana.

Para veículos de competição, é mais recorrente o uso de turbinas com relação A/R maior, porquanto proporcionam maior torque do motor em altas rotações. Embora isto sacrifique a resposta em condições de transiente e em baixas rotações, o motor, neste cenário de competição, passa a maior parte do tempo operando em rotações altas, o que compensa a perda de desempenho nas outras condições.

A seguir, um exemplo de como a relação A/R modifica dramaticamente a geometria do turbocompressor.

Figura 26 - Carcaças de turbinas Garrett GT30R T3.



Adaptado de enginebasics.com

Figura 27 - Carcaças de turbinas Garrett GT30R T3.



Adaptado de enginebasics.com

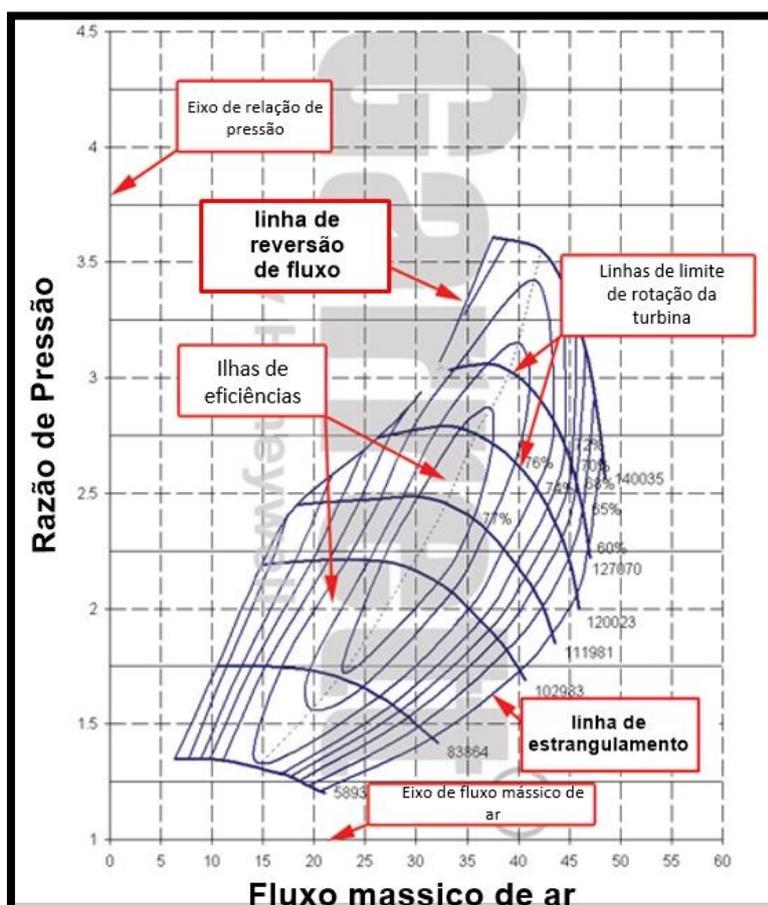
Essas duas carcaças pertencem ao mesmo modelo de turbina, a Garrett GT30R T3. Porém, a carcaça 1 tem relação A/R 0,78 e a carcaça 2 tem relação A/R 1,04.

### 9.1.3. MAPAS DE EFICIÊNCIA

Segundo Imperial (1986), os mapas de eficiência são ferramentas que tornam possível determinar se o turbocompressor atende às demandas de volume e pressão exigidas pelo motor em um regime de operação específica. Eles são obtidos por experimentos e ensaios realizados pelos próprios fabricantes. Nessa esteira, deve-se destacar que os dados para obter e construir esses mapas de eficiência são diversos, tais como: diâmetro da turbina e compressor, tipo dos mancais do eixo, relação A/R e matérias utilizadas.

Vejamos abaixo como é a aparência de um desses mapas e os dados que ele nos mostra.

Figura 28 - Mapa de eficiência de turbocompressor.



Adaptado de garret.com

Quando analisamos gráficos de eficiência de turbocompressores, nos deparamos com dois eixos: o eixo horizontal (abscissas) representa o fluxo mássico de ar, geralmente em libras por minuto, sendo que essa unidade pode variar de acordo com o fabricante e país de origem do equipamento. Já o eixo vertical (ordenadas) apresenta a razão de pressão entre pressão atmosférica e pressão de boost, obedecendo a seguinte equação:

$$\text{Razão de pressão} = \frac{P_{\text{atmosferica}} + P_{\text{boost}}}{P_{\text{atmosferica}}}$$

Neste passo, a leitura do gráfico deve ser feita em função das ilhas de eficiência, as quais representam a condição em que o turbocompressor tem sua melhor eficiência térmica, ou seja, o quanto da energia cinética dos gases de escape ele consegue transformar em pressão.

O casamento do turbocompressor com o motor determina sua melhor resposta de funcionamento e durabilidade do equipamento.

Para um bom projeto de motor sobre alimentado, deve-se buscar condições de operação do turbocompressor nas regiões em que a ilha de eficiência se apresenta mais ao centro do gráfico. Neste local, a eficiência é máxima e, assim, consegue-se manter o conjunto turbocompressor fora de zonas críticas, como as linhas de surto e linha de choque. Nota-se que quanto maior a eficiência menor é o tamanho da ilha no mapa de eficiência da turbina.

#### **9.1.4. LINHA DE REVERSÃO DE FLUXO**

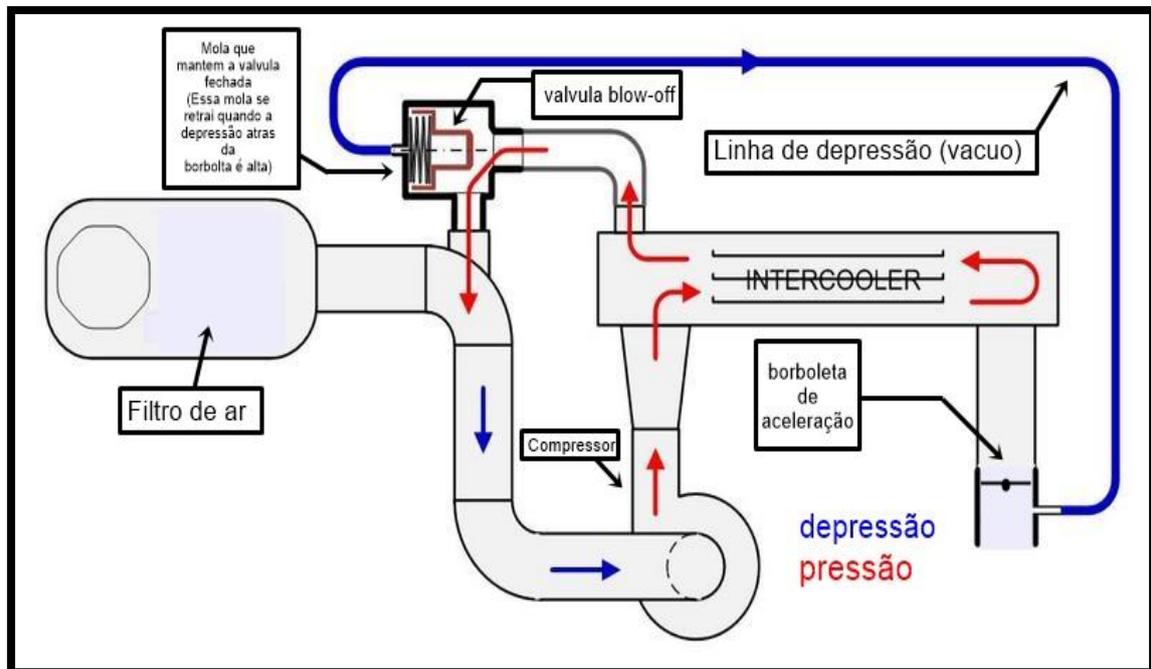
A linha de reversão de fluxo ou *surge line* é um ponto muito importante para o qual se deve atentar na escolha de um turbocompressor, segundo Imperial (1986). Ela delimita o gráfico à esquerda, e representa um modo de operação em que o fluxo se torna maior que a razão de pressão, ou seja, não há pressão

suficiente para manter o fluxo. Assim, ele tende a retornar contra as aletas do rotor do compressor e, como ele está girando em sentido contrário, a reversão de fluxo freia o rotor do compressor. Ao freá-lo, o fluxo gera uma torção no eixo, a qual cria uma tensão de cisalhamento ao eixo. Observa-se que esse esforço é prejudicial e pode ocasionar sua quebra com o tempo.

#### 9.1.4.1. A VÁLVULA *BLOW OFF*

De acordo com Garrett (2018), a válvula *blow-off* é um dispositivo que nos ajuda a não cair em zonas críticas de funcionamento do turbocompressor demonstradas no mapa de eficiência. Seu funcionamento é bem simples e o seu uso nos traz uma grande vantagem.

Figura 29 – Esquema da válvula *Blow-off*.



Autoria própria.

O princípio de funcionamento da válvula *blow-off* baseia-se no instante após um regime de plena carga. A borboleta de aceleração se fecha abruptamente e, com o motor ainda em alta rotação, gera-se uma grande depressão na região atrás da borboleta (coletor de admissão), onde se localiza uma tomada de vácuo que está ligada através de uma mangueira a válvula *blow-off*. Essa depressão (vácuo), gerada pelo fechamento abrupto da borboleta de aceleração e ligada através de uma mangueira a válvula *blow-off*, puxa a mola ali presente e, por consequência, abre a válvula e libera esse ar pressurizado para o filtro de ar ou mesmo para atmosfera.

#### **9.1.5. LINHA DE ESTRANGULAMENTO**

A linha de estrangulamento, ou *choke line*, caracteriza um tipo de operação do turbocompressor na qual ele é incapaz de oferecer um fluxo mássico de ar que o regime de carga demanda, segundo Imperial (1986).

Em outras palavras, pelo seu tamanho pequeno, o conjunto turbocompressor não consegue suprir as demandas de ar solicitadas pelo motor em regimes de altas rotações e cargas altas.

Essa linha delimita o gráfico à direita e, perto dela, a eficiência do conjunto cai demasiadamente, e o turbocompressor atua como um estrangulador da admissão/escape do veículo.

As consequências desse modo de operação são: fluxo de ar insuficiente para o motor, rotação e temperatura excessivas no conjunto turbocompressor e vida útil reduzida.

#### **9.1.6. LINHAS DE ROTAÇÃO DA TURBINA**

Presente na maioria dos gráficos de eficiência de turbocompressores, as linhas de rotação indicam qual vai ser a rotação de trabalho do turbocompressor

em um determinado ponto, segundo Imperial (1986). Devemos nos atentar a esses limites para que o conjunto não trabalhe em rotações que prejudiquem o equipamento, o que é ideal para manter uma longa vida útil, e diminuir as perdas de eficiência por calor excessivo.

## **10. A ESCOLHA DO TURBOCOMPRESSOR IDEAL**

Segundo Imperial (1986), ao iniciar os trabalhos para escolha de um turbocompressor, é preciso se atentar a alguns parâmetros físicos e característicos que se deseja obter. Deve-se, então, calcular qual é a eficiência volumétrica do motor.

Nesse sentido, deve-se recordar que a eficiência volumétrica é a capacidade que o motor tem de preencher o seu volume teórico por completo. Assim, a eficiência volumétrica varia de acordo com o perfil de comando de válvulas, geometria do coletor de admissão, quantidade e diâmetro das válvulas, ou seja, podemos dizer que ela é ditada pela tecnologia do cabeçote e soluções empregadas que facilitem e aprimorem a troca gasosa do motor.

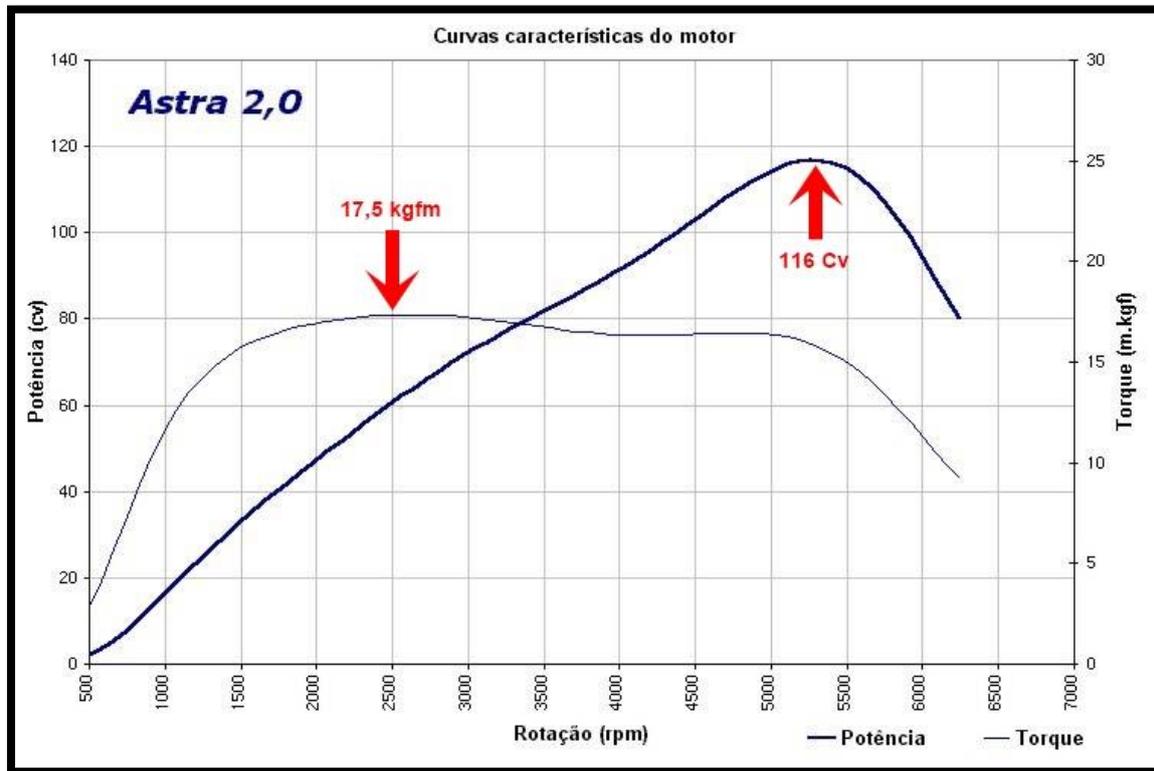
Sendo um valor intrínseco e determinado pelas características do cabeçote, para se calcular o valor da eficiência volumétrica, é necessário que se tenha instrumentos de medição e equipamentos que permitem mensurar o seu valor, além de um cálculo complexo e extenso. Porém, para fins práticos e didáticos, pode-se obter o seu valor de uma maneira mais simples, que, apesar de não ser exata, alcança resultados muito próximos aos valores reais.

### **10.1. CALCULANDO A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA**

É sabido que, quando um motor está em torque máximo, ele está realizando o seu maior trabalho, ou seja, o torque máximo é o momento em que o

motor está em seu maior índice de eficiência volumétrica. Logo, teoricamente, sua eficiência volumétrica é 100% do valor real.

Figura 30 - Curva Torque X Potência GM Astra.



Adaptado de Adrenaline – Uol.

Para exemplificarmos melhor, acima, temos a curva de Torque X Potência de um veículo *GM Astra*, que tem seu torque máximo de 17,5 Kgf.m entre 2500 a 3000. Nessa faixa de rotações, o motor está realizando o seu maior trabalho, tem seu volume completo de acordo com sua capacidade volumétrica e está aproveitando e convertendo efetivamente a energia química do combustível em força motriz. Assim, pelo menos teoricamente, este motor está com a eficiência volumétrica 100% do seu valor real entre 2500 a 3000 rpm. Após isso, o motor passa a não conseguir completar o seu volume devido ao aumento de revoluções por minuto e da incapacidade do cabeçote de realizar a troca gasosa.

### 10.1.1. CALCULANDO A VAZÃO DE AR

Para calcular a eficiência volumétrica, é preciso saber qual é a vazão de ar no instante do torque máximo, conforme Imperial (1986), já que teoricamente este é o momento de máxima eficiência volumétrica que o motor alcança.

Com este objetivo, utilizaremos as seguintes variáveis: (i) Potência no instante do torque máximo; (ii) combustível utilizado.

#### 10.1.1.1. O CALCULO DA POTÊNCIA GERADA NO INSTANTE DO TORQUE MÁXIMO

É possível, facilmente, calcular qual é a potência gerada no instante do torque máximo de qualquer motor, sendo, para isto, necessário apenas saber qual é o valor do torque máximo e a rotação em que ele aparece. Conforme Brunetti (2012), usa-se do princípio de que a potência é o produto do torque pela rotação.

$$P = T * \omega$$

Onde:

P = potencia (kW)

T = torque (N.m)

$\omega$  = rotação em (Rad/min)

Depois de descoberta a potência que está sendo gerada no instante do torque máximo, pode-se associá-la a uma característica dos combustíveis, isto é, ao poder calorífico e ao consumo específico.

### 10.1.1.2. O CÁLCULO DO CONSUMO ESPECÍFICO INDICADO DE COMBUSTÍVEL PARA ATENDER A POTÊNCIA GERADA NO INSTANTE DO TORQUE MÁXIMO.

De acordo com Brunetti (2012) o poder calorífico de um combustível é a quantidade de energia a qual ele pode produzir por unidade de massa. A seguir, utilizaremos o poder calorífico inferior (PCI), o qual representa a energia por unidade de massa que um combustível libera ao entrar em combustão.

Os valores encontrados nos combustíveis utilizados no meio automobilístico são: Gasolina (11,8 KW/Kg) Etanol (7 KW/Kg) Diesel (12KW/Kg)

Sabendo os valores de Poder Calorífico, calcula-se o consumo específico de combustível indicado (CEI), que é um valor que indica a quantidade de combustível consumido por hora para gerar uma quantidade de potência.

De acordo com Brunetti (2012), sabe-se que um motor de combustão interna, em média, tem sua eficiência térmica em torno de 31 a 35%, nos melhores casos. Desse modo, da energia contida no combustível, o motor só consegue converter 31% a 35% em trabalho.

Então, usa-se a seguinte equação para achar o CEI, conforme Imperial (1986):

$$CEI = \frac{1 \frac{kW}{h}}{\eta_{térmica} * PCI}$$

Onde:

$\eta$  térmica = eficiência térmica do motor

PCI = poder calorífico inferior (kW/Kg)

CEI = consumo específico indicado(Kg/h)

Após encontrar o CEI utilizado para gerar a potência de 1Kw basta multiplicá-lo pela potência que está sendo gerada no instante do torque máximo e pela razão estequiométrica, assim é possível encontrar a vazão de ar daquele instante de máxima eficiência volumétrica (torque máximo).

### 10.1.1.3. O CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA DE AR

Abaixo, temos a equação que resultará na vazão de ar, no instante do torque máximo de acordo com Imperial (1986), ou seja, a vazão de ar na qual a eficiência volumétrica é máxima.

Neste raciocínio, a equação contém a potência gerada no momento do torque máximo, a relação estequiométrica utilizada, e o consumo específico de combustível utilizado para atender a potência de 1kW.

Então, teremos:

$$\dot{m} = \frac{P * \lambda * CEI}{60}$$

Onde:

$\dot{m}$  = Vazão mássica de ar no instante do torque máximo (Kg/min)

P = Potência do instante do torque máximo (kW)

$\lambda$  = Relação ar/combustível

CEI = consumo específico indicado (Kg/h)

Depois de acharmos a quantidade mássica de ar que o motor está consumindo naquela rotação e o instante do torque máximo, podemos encontrar o consumo volumétrico, que é o que nos interessa para achar o valor da eficiência volumétrica do motor.

#### 10.1.1.4. O CÁLCULO DA VAZÃO VOLUMÉTRICA DE AR REAL

Para encontrar a vazão volumétrica, basta associá-lo a densidade do ar que está entrando no motor, conforme Imperial (1986):

$$\dot{m} \text{ volumetrico} = \frac{\dot{m} \text{ massico}}{\rho_{ar}}$$

Onde:

$\dot{m}$  volumétrico = vazão volumétrico de (m<sup>3</sup>/min)

$\dot{m}$  mássico = vazão mássico de ar (kg/min)

$\rho$  = densidade do ar (Kg/m<sup>3</sup>)

Encontrada a vazão volumétrica de ar do motor, no instante e rotação do torque máximo, vamos ao último passo para encontrar o valor de eficiência volumétrica.

#### 10.1.1.5. O CÁLCULO DA VAZÃO VOLUMÉTRICA DE AR IDEAL

Será que a vazão volumétrica que encontramos no instante do torque máximo é realmente o motor com eficiência volumétrica 100%, isto é, completamente cheio? Para responder essa pergunta, é preciso saber a vazão volumétrica ideal, ou seja, considerando o motor com eficiência volumétrica de 100%. Para isso, segundo Brunetti (2012), usa-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_{teorica} = \frac{cil * \omega}{n} * \eta_{teorica}$$

Onde:

$\dot{m}_{teorica}$  = vazão volumétrica teórica no instante do torque máximo (m<sup>3</sup>/min)

$cil$  = cilindrada do motor (m<sup>3</sup>)

$\omega$  = rotação do motor em no momento do torque máximo (rpm)

$n$  = número de revoluções para completar um ciclo Otto

$\eta$  = eficiência volumétrica teórica em torque máximo, valor 100% (ideal)

#### 10.1.1.6. O CÁLCULO DO VALOR DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA REAL

Agora, temos as duas vazões volumétricas: (i) a ideal que considera um motor de eficiência volumétrica igual a 1; (ii) e a vazão volumétrica real, ambos em condição de torque máximo.

Então, para encontrarmos a eficiência volumétrica, basta fazer a razão do real pelo ideal conforme Imperial (1986):

$$\eta = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}}$$

Onde:

$\dot{m}_{real}$  = vazão volumétrica real no instante do torque máximo (m<sup>3</sup>/min)

$\dot{m}_{ideal}$  = = vazão volumétrica ideal no instante do torque máximo (m<sup>3</sup>/min)

$\eta$  = eficiência volumétrica real

Os valores típicos de eficiência volumétrica encontrados para motores aspirados são os seguintes: de 80% a 89%, para motores com duas válvulas por

cilindro, e de 90% a 99%, para motores com quatro válvulas por cilindro, ambos em condição de plena carga.

## **10.2. DETERMINANDO A PRESSÃO DE TRABALHO DE UM TURBOCOMPRESSOR PARA ATENDER UMA POTÊNCIA DESEJADA**

Obtidos os valores de eficiência volumétrica do motor, prosseguimos com os cálculos para obter o turbocompressor ideal.

É muito comum, em casos de sobrealimentação para motores de competição, haver um acréscimo no CEI (consumo específico indicado), conforme Imperial (1986). Tal acréscimo ocorre para afastar os motores do risco de detonação, evitando danos ao hardware.

Importante ressaltar que isso não se aplica a motores que usam da sobrealimentação para obter eficiência, como é o caso dos motores *downsize*.

Então:

$$CEITurbo = CEIaspirado + Acréscimo$$

Porém, isso é comum apenas no meio das competições com veículos sobrealimentados para performance, e não se aplica a veículos sobrealimentados de fábrica, já que, neste caso, se busca melhorar a eficiência do motor.

O valor do acréscimo é definido pelo preparador (mecânico/engenheiro).

### 10.2.1. CALCULANDO A PRESSÃO ABSOLUTA NO COLETOR DE ADMISSÃO (MAP) REQUERIDA PELO MOTOR PARA SE ATENDER A POTÊNCIA DESEJADA.

Após obter o valor de eficiência volumétrica real, vamos calcular o quanto de pressão absoluta (MAP) que deverá existir no coletor de admissão para o motor atender a potência desejada, utilizando, para isto, uma adaptação da lei dos gases ideais, sugerida por Imperial (1986):

$$P * V = n * R * T$$

Acima, temos a lei dos gases ideais, a qual foi enunciada pela primeira vez por Émile Clapeyron, em 1834, onde:

P = Pressão (Pa)

V = Volume (m<sup>3</sup>)

n = Número de mols

R = Constante dos gases ideais 286,9

T = Temperatura (Kelvin)

Como queremos obter um valor de pressão, vamos reescrever a equação:

$$P = \frac{n * R * T}{V}$$

Agora, sabendo que pressão é o produto do número de mols (n), pela constante dos gases ideais (R), pela temperatura do gás em kelvin, dividido pelo volume que o gás ocupa em m<sup>3</sup>, podemos ir adiante e deixar a equação da forma que nos seja conveniente para calcular o MAP. Então, substituímos os valores na equação por dados que representem a mesma grandeza.

Considerando que o número de mols ( $n$ ) representa a fração molar do gás estudado, ele pode ser substituído pela vazão mássica pelo motor ( $\dot{m}$ ), dado este que foi encontrado anteriormente. Então:

$$P = \frac{\dot{m} * R * T}{V}$$

O valor  $R$  é mantido, já que este é uma constante, e, na temperatura ( $T$ ), será inserido o valor de temperatura em kelvin, sendo que esta temperatura é a do ar admitido pelo motor.

Com a variável volume ( $V$ ) escrita de outra forma, a equação passa estar do seguinte modo:

$$P = \frac{\dot{m} * R * T}{[(rpm/2) * l * \eta]}$$

Onde:

Rpm = rotação por minuto

$l$  = cilindrada em  $m^3$

$\eta$  = eficiência volumétrica

Nessa substituição de ( $V$ ), podemos visualizar como se comporta a eficiência volumétrica, a qual demonstra o quanto que o motor efetivamente enche o seu volume (cilindrada). Neste raciocínio, a eficiência volumétrica ( $\eta$ ) entra na equação como um valor percentual, corrigindo o valor de vazão mássica de ar e demonstrando o valor real de volume preenchido.

Então, a equação que define a pressão absoluta no coletor para atender a potência escolhida fica:

$$MAP = \frac{\dot{m} * R * T}{[(rpm/2) * l * \eta]}$$

Onde:

MAP = pressão absoluta no coletor para atender a potência (Psi)

$\dot{m}$  = vazão mássica de ar Kg/min

R = constante dos gases ideais 286,9

T = temperatura (kelvin)

rpm = rotação por minuto

l = cilindrada (m<sup>3</sup>)

$\eta$  = eficiência volumétrica

Neste momento, já contando com a equação que rege a pressão absoluta no coletor, torna-se possível calcular a razão de pressão, que é um dado fundamental para plotarmos a curva de trabalho do turbocompressor no mapa de eficiência. Desse modo, teremos:

$$Razãodepressão = \frac{MAP}{Patm}$$

Onde:

MAP = pressão absoluta no coletor (Psi)

Patm = pressão atmosférica (Psi)

A razão de pressão nos mostra quantas vezes maior é a pressão no coletor de admissão do que a pressão atmosférica. E, agora, por fim, podemos ver qual é a pressão que o turbocompressor vai ter para atender a potência que escolhemos.

$$P_{turbo} = MAP - P_{atm}$$

Após conhecido todos os cálculos e raciocínios para se definir a escolha de uma pressão de um turbocompressor para atender a potência desejada, podemos facilmente usar um software, tal como o Microsoft Excel, e inserir todas essas equações para que sejam realizados os cálculos e nos sejam fornecidos os dados para plotarmos no mapa de eficiência de turbocompressor.

## **11. COMPROVAÇÕES MATEMÁTICAS, EQUAÇÕES NO MS EXCEL™, E O EXEMPLO MATEMÁTICO USANDO DYNO 2003™.**

Uma forma muito boa de absorver todo o conteúdo apresentado até aqui é desenvolver a análise de um exemplo prático. Para isso, escolhemos um veículo que permite mostrar que os dados calculados pelo EXCEL™, com base nas equações apresentadas, aproxima-se muito da realidade. Apesar de existirem variações, tal fato pode ser explicado por não ser possível incluir dados como os de geometria e aerodinâmica do coletor de admissão, o que influencia nos dados de eficiência volumétrica e de alteração de pressão no coletor de admissão, dentre outros valores.

Porém, com o uso das equações matemáticas, é possível chegar em um valor aproximado.

O veículo escolhido é o *VW Up!* em sua versão aspirada. Assim, com seus dados em mãos, podemos calcular qual é o turbo ideal para ele e ver se os dados calculados se aproximam com a sua versão turbo, *Up! TSI*

Para deixar os cálculos de uma forma mais padronizada, realizaremos todo o cálculo com o veículo na gasolina. A seguir, a ficha técnica do *VW Up! Aspirado* segundo a *VW do Brasil*:

Quadro 1 - Ficha técnica VW Up! (aspirado).

Potência	75 cv	6250 rpm
Torque	9,7 Kgfm	3000 rpm
Cilindrada	1,0 litro	
Combustível utilizado	Gasolina – A/F 12:1	
Válvulas por cilindro	4 válvulas	
Temperatura do ar de admissão	Adotado para o cálculo 45 °C	
Pressão atmosférica	14,7 Psi (nível do mar)	

Adaptado de carrosnaweb.com.br

Com a ficha técnica do motor aspirado, podemos inserir esses dados na planilha do EXCEL™, que contém as equações apresentadas no capítulo anterior. Assim, saberemos qual é a eficiência volumétrica do *Up! Aspirado*:

Figura 31 - Cálculos motor *Up! Aspirado*.

RPM	VALOR CALCULADO	VALOR CALCULADO	VALOR CALCULADO
	CONSUMO VOLUMETRICO DE AR REAL (m <sup>3</sup> /min)	CONSUMO VOLUMETRICO AR IDEAL (m <sup>3</sup> /min)	EFICIENCIA VOLUMETRICA (%)
1000	0,35	0,5	69,69
1500	0,63	0,75	84,04
2000	0,87	1	87,11
2500	1,09	1,25	87,11
3000	1,46	1,5	97,48
3500	1,71	1,75	97,48
4000	1,95	2	97,48
4500	2,08	2,25	92,24
5000	2,18	2,5	87,11
5500	1,97	2,75	71,74
6000	1,38	3	46,12
6500	1,00	3,25	30,75

Autoria própria

Calculados os valores, então, verificamos que o *VW Up! Aspirado* tem 97,48% de eficiência volumétrica máxima, o que é um valor muito bom para um motor aspirado no qual, comumente, encontramos valores entre 80% e 89%, para motores com duas válvulas por cilindro, e de 90% a 99%, para motores com quatro válvulas por cilindro, ambos em condição plena carga.

Encontrada a eficiência volumétrica do motor, passamos aos valores que desejamos chegar, que, no nosso caso, são os do *VW Up! TSI*:

Quadro 2 - Ficha técnica VW Up! TSI (turbo).

Potência	101 cv	5000 rpm
Torque	16,8 Kgfm	1500 rpm
Cilindrada	1,0 litro	
Combustível utilizado	Gasolina – A/F 12:1	
Válvulas por cilindro	4 válvulas	
Temperatura do ar de admissão	Adotado para o cálculo: 150°C após compressão do turbo e 85 °C após intercooler	
Pressão atmosférica	14,7 Psi (nível do mar)	

Adaptado de carrosnaweb.com.br

Inserindo os valores na planilha do EXCEL™, então descobriremos qual é a pressão de trabalho do *VW Up! TSI* para atender essa potência de 101cv:

Figura 32 - Cálculos motor *Up! Turbo*.

DADOS CALCULADOS (motor turbo)	
<b>Consumo específico indicado (Kg/h)</b>	0,272
<b>Consumo massico de ar no instante da potencia maxima (kg/min)</b>	4,03
<b>MAP absoluto requerido para atender a potencia (Kgf/cm<sup>2</sup>)</b>	1,80
<b>Pressão de Turbo (Kgf/cm<sup>2</sup>)</b>	0,78
<b>Razão de Pressão</b>	1,77
<b>rpm da nova potencia desejada</b>	5000
<b>Novo A/F</b>	12

Autoria própria.

Ao final dos cálculos, obtivemos que o *VW Up!* em sua versão turbo precisa de uma pressão absoluta de 1,80 Kgf/cm<sup>2</sup> para atender os seus 101 cavalos. Tal resultado seria impossível de ser obtido no *Up! Aspirado*, pois temos um limite físico em que somente é possível ter, no máximo, a pressão atmosférica como pressão absoluta no coletor de admissão.

Aqui está a questão crucial dessa monografia, por meio desse exemplo, nota-se que o turbocompressor é a chave para se atender a potência desejada. Neste passo, deve-se ressaltar que é ele que aumenta a eficiência volumétrica do motor, já que, no coletor de admissão, existe um ambiente com uma pressão maior que a pressão atmosférica, resultando em um motor que enche mais que o seu volume.

A seguir, veremos de quanto é a eficiência volumétrica do motor do *Up! TSI*:

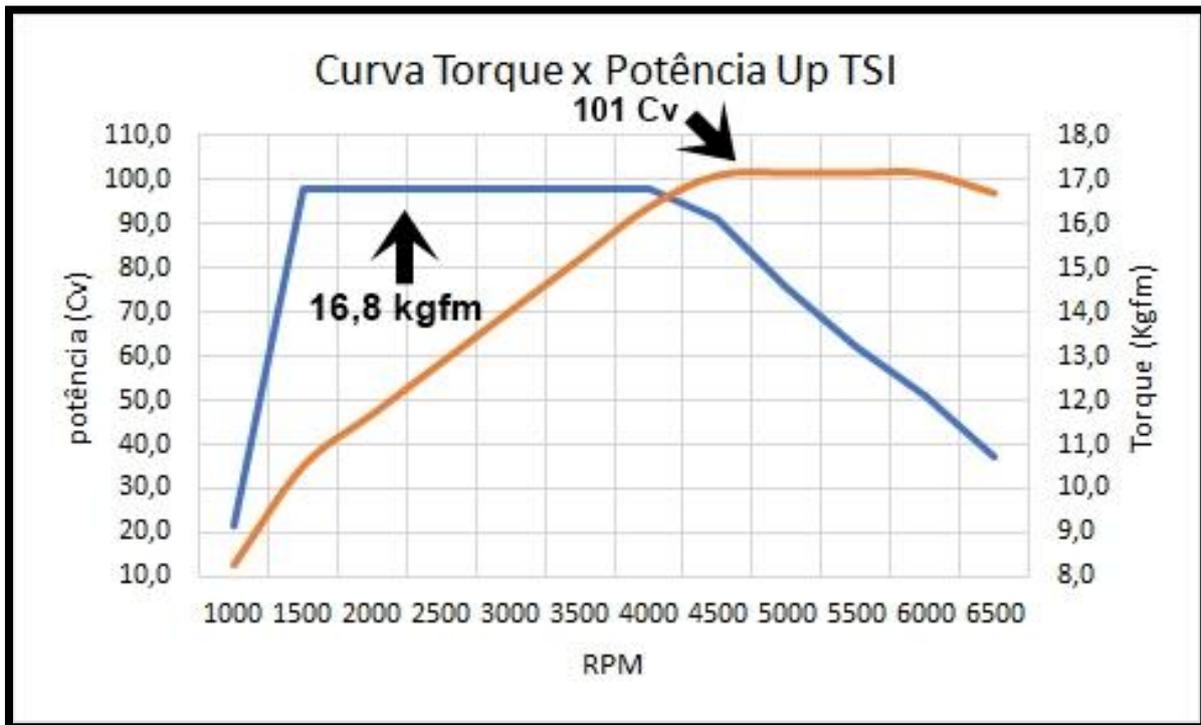
Figura 33 - Cálculos motor *Up! Turbo*.

RPM	VALOR CALCULADO	VALOR CALCULADO	VALOR CALCULADO
	CONSUMO VOLUMETRICO DE AR REAL (m <sup>3</sup> /min)	CONSUMO VOLUMETRICO AR IDEAL (m <sup>3</sup> /min)	EFICIENCIA VOLUMETRICA (%)
1000	0,52	0,50	103,83
1500	1,43	0,75	190,36
2000	1,90	1,00	190,36
2500	2,38	1,25	190,36
3000	2,86	1,50	190,36
3500	3,33	1,75	190,36
4000	3,81	2,00	190,36
4500	4,02	2,25	178,83
5000	3,98	2,50	159,21
5500	3,81	2,75	138,45
6000	3,63	3,00	121,14
6500	3,37	3,25	103,83

Autoria própria.

Verifica-se, nesse momento, o quão grande é a eficiência volumétrica do motor do *Up! TSI*. Agora, vamos entender o porquê de ela precisar atingir esse alto valor:

Figura 34 - Curva de Torque x Potência Up! TSI.

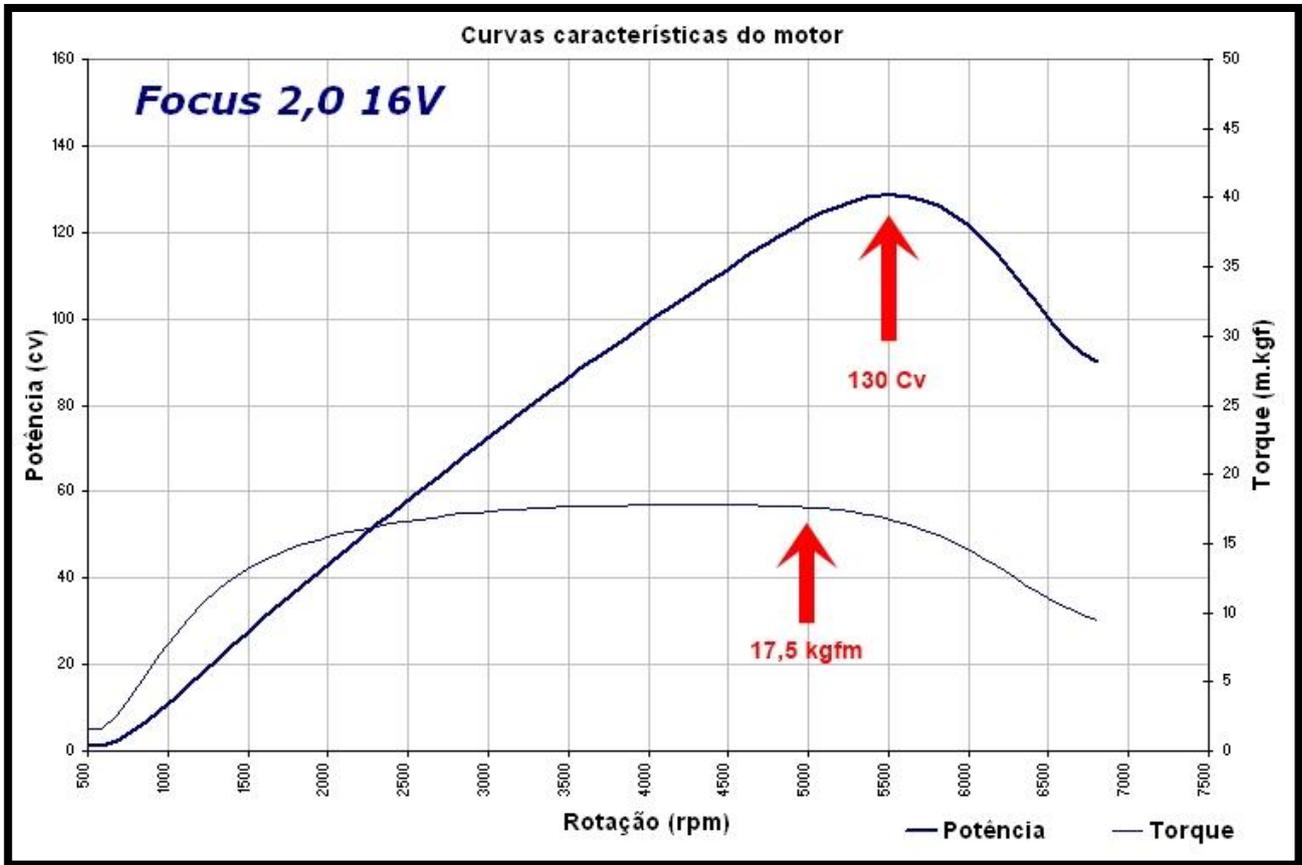


Adaptado de Adrenaline – Uol.

Na figura acima, temos a curva Torque x Potência do *Up! TSI*, sendo, a partir dela, possível perceber que esse motor possui um elevado torque específico (torque produzido por unidade de volume).

Foram encontrados valores de torque, em torno dos 16,8 kgfm, como é o caso do *Up! TSI*, em motores de maiores cilindradas, conforme no exemplo abaixo:

Figura 35 - Curva de Torque x Potência *Focus 2.0*.



Adaptado de Adrenaline – Uol..

O motor que gera a curva de torque acima é o do *Ford Focus*, o qual possui um torque de 17,5 Kgfm, valor bastante próximo ao gerado pelo veículo estudado, o *Up! TSI*.

No caso do *Ford Focus*, o seu torque, de 17,5 Kgfm, é gerado por um propulsor de 2,0 litros, 4 cilindros e 16V, e o torque máximo vem a 5000 rpm, indicando que ali é que o motor tem sua máxima eficiência volumétrica.

Já o *Up! TSI*, com seu motor de 1 litro de cilindrada e 3 cilindros, gera um torque de 16,8 Kgfm, de 1500 a 4000 rpm. Tal resultado corresponde a 96% do torque do *Focus*, sendo gerado por um motor com a metade do volume

(cilindrada) do *Focus*, o que indica que, para o *Up! TSI* gerar esse torque equivalente ao de um motor 2.0, como no exemplo, ele tem que se encher mais do que o seu volume real. E é justamente este o trabalho do turbocompressor em que a indução forçada faz com que o motor se encha mais que seu volume real.

Dos cálculos expostos sobre *Up! TSI* (figura 33), obtém-se que, quando o motor está em torque máximo, ele apresenta uma eficiência volumétrica de 190,36%, o que leva a conclusão de que o motor está se enchendo mais do que o volume teórico e, então, se equiparando com um motor 2.0.

Após a exposição sobre o funcionamento do turbocompressor e do como ele aumenta a eficiência volumétrica do motor, torna-se fácil entender o porquê das soluções “*downsize*” e da grande gama de motores sobrealimentados no mercado automobilístico.

Com o objetivo de deixar esta monografia ainda mais ilustrada e de fácil entendimento, vamos a exposição e análise de mais exemplo a fim de difundir e fixar o que é a eficiência volumétrica.

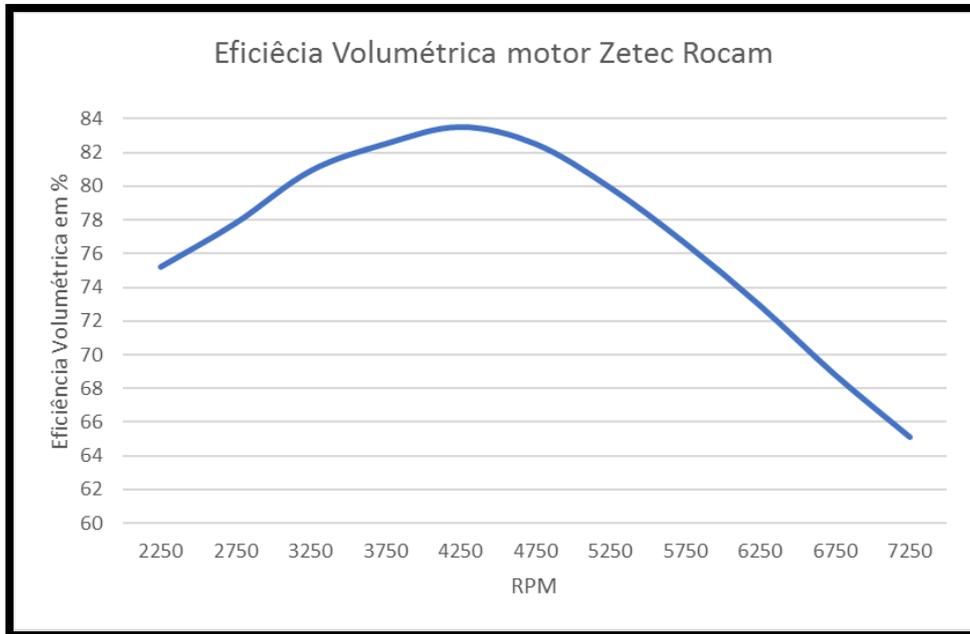
Na figura abaixo, há a curva de eficiência volumétrica do motor *Ford Zetec Rocam* 1.6:

Figura 36 - Motor Zetec Rocam.



Adaptado de <http2.mlstatic.com>

Figura 37 - Curvas de eficiência volumétrica Ford Zetec Rocam 1.6.

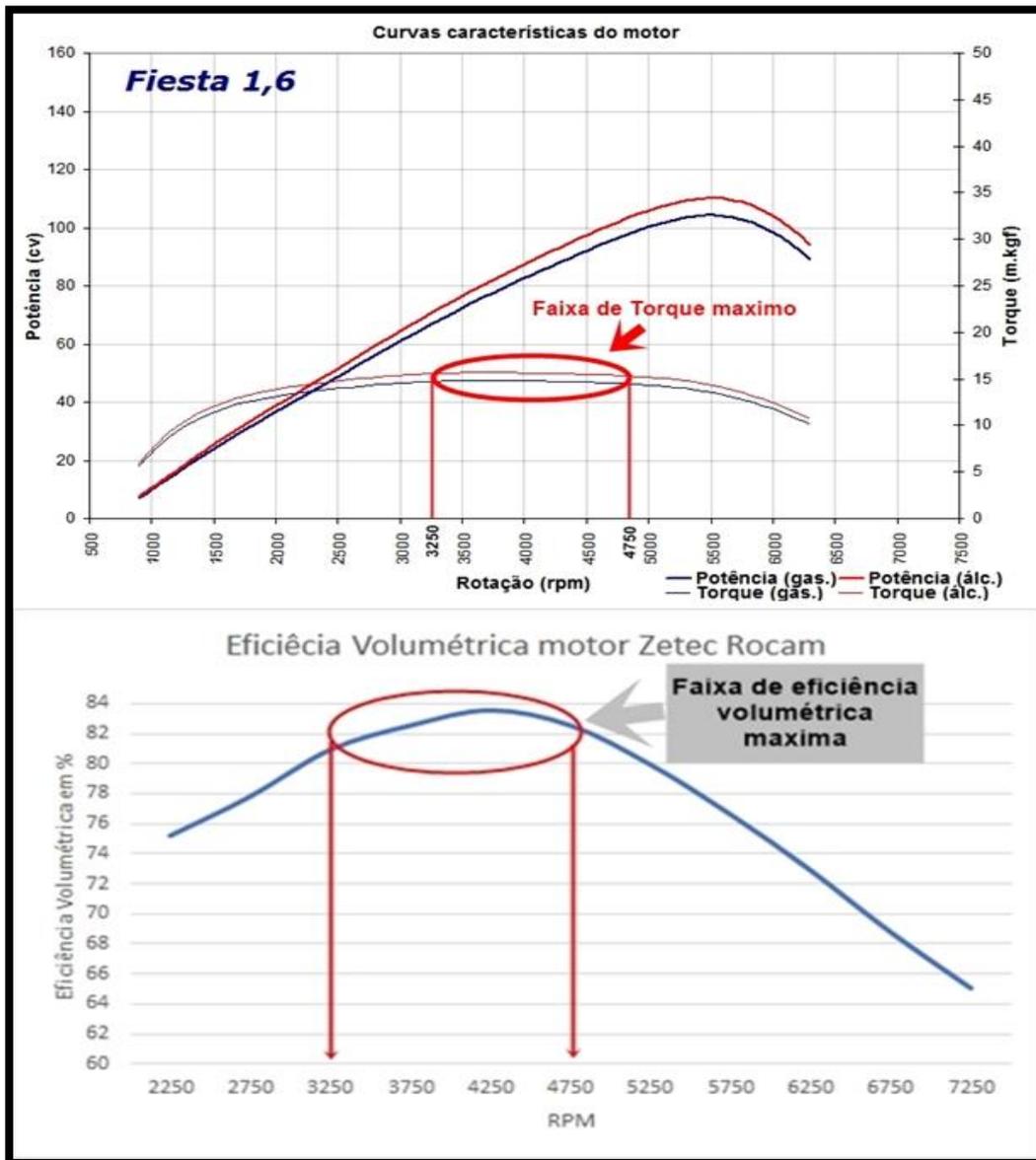


Adaptado de flatout.com

Para uma primeira análise, vamos verificar a curva de eficiência volumétrica do motor *Zetec Rocam*.

O range de máxima eficiência volumétrica desse motor é de 83,8% e ele mantém mais de 90% desse valor de 3250 a 4750 rpm. Logo, conforme, Brunetti (2012) essa faixa de rotação tem que coincidir com a faixa de torque máximo do motor:

Figura 38 - Análise curva de Torque x Eficiência volumétrica.



Adaptado de flatout.com

Na figura 38, nota-se que a faixa de rotação em que o *Zetec Rocam* gera o seu maior Torque (3250 a 4750 rpm) é a mesma em que ele tem a sua máxima eficiência volumétrica. Desse modo, conforme exposto nos capítulos anteriores, constata-se, a partir das figuras acima, que, quando o motor está no máximo preenchimento de seu volume, este é o momento em que o máximo trabalho,

isto é, o máximo torque será gerado. Desse modo, pode-se associar a curva de torque como sendo o espelho da eficiência volumétrica do motor.

## 11.1. O EXEMPLO MATEMÁTICO USANDO SOFTWARE DYNO 2003™

Usando um software, o DYNO 2003™, que é um programa de simulação matemática de motores muito utilizado por preparadores de veículos de competição, apresentaremos um exemplo matemático para comprovar o ganho de eficiência volumétrica e performance de um veículo, que, a princípio, era aspirado e teve o seu motor sobrealimentado.

### 11.1.1. O VEÍCULO

Para o exemplo prático, utilizaremos o *VW Gol CL 1.8 MI*:

Figura 39 - Veículo utilizado para o cálculo matemático.



Adaptado de carrosnaweb.com

Abaixo, confira a ficha técnica declarada pela montadora:

Figura 40 - Ficha técnica do veículo a ser utilizado.

Volkswagen Gol CL 1.8 Mi	
Ano 1998	Preço R\$ 10.150 <a href="#">desvalorização</a>
Procedência Nacional	Garantia 1 ano
Configuração Hatch	Porte Compacto
Ocupantes 5	Portas 2
Manutenção ? 4	Conforto ? 2
Índice CNW ? 0,25	Ranking CNW ? 6832
<b>Motor</b>	
Instalação Dianteiro	Aspiração Natural
Disposição Longitudinal	Alimentação Injeção multiponto
Cilindros 4 em linha	Comando de válvulas Simples no cabeçote, correia dentada
Tuchos Hidráulicos	
Válvulas por cilindro 2	Diâmetro dos cilindros 81 mm
Razão de compressão 10:1	Curso dos pistões 86,4 mm
Cilindrada 1781 cm³	Potência máxima 98 cv a 5500 rpm
Combustível Gasolina	Torque máximo 15 kgfm a 3000 rpm
Peso/potência 9,64 kg/cv	Torque específico 8,42 kgfm/litro
Peso/torque 63,00 kg/kgfm	Potência específica 55,03 cv/litro
Código do motor AP-1800	

Adaptado de carrosnaweb.com

Para criar a simulação desse motor no software DYNO 2003™, é preciso carregar o motor exemplo, que já está pré-programado na biblioteca do programa e, após isto, basta conferir os dados. Veja, abaixo, o layout dos dados já carregados deste motor *Ap 1.8 Mi*.

Figura 41 - Layout e dados inseridos do motor AP 1.8.

**Short Block**

Short Block: Volkswagen 1.8L      Bore: 81.03 mm      Stroke: 86.36 mm  
 No. Cylinders: 4      Cylinder Volume: 445.30 cc      Total Vol: 1781.19 cc

---

**Cylinder Heads**

Cylinder Heads: Low Performance/Pocket Porting      Air Flow

Valve Specifications:

Intake Valves/Port: 1      Exhaust Valves/Port: 1  
 Intake Valve Dia: 40.00 mm      Exhaust Valve Dia: 33.00 mm

---

**Compression**

Compression Ratio: 10.00      CR Calc

Combustion Space: 49.48 cc      Cylinder Volume: 445.30 cc

---

**Induction**

Induction Flow: 170.0 cfm @ 3.00 inHg      Fuel Type: Gasoline  
 Manifold Type: Dual-Plane Std-Flow      Nitrous Injection: 0.0 lbs/min

Forced Induction Specifications:

Blower Type: Turbo-Garrett T51 42-3

Island Flow: 350.0 cfm      Surge Flow: 260.0 cfm      Pressure Ratio: 1.70  
 Impeller Speed: \*\*\* rpm      Belt Ratio: \*\*\*      Internal Ratio: \*\*\*  
 Peak Efficiency: 75.0 %      Boost Limit: 10.0 psi      Intercooler: \*\*\* %

---

**Exhaust**

Exhaust System: Stock Manifolds And Mufflers

---

**Camshaft**

Cam Name: VW272      CamManager

Intake Lift At Valve: 10.50 mm      Lifter Type: Solid  
 Exhaust Lift At Valve: 10.50 mm      Lifter Acceleration Rate: 3.10

Valve Opening/Closing Based On: Seat-To-Seat

Primary Timing (Seat-to-Seat): IVO: 30.0      IVC: 62.0      EVO: 70.0      EVC: 22.0  
 Secondary Timing (0.050-inch): IVO: \*\*\*      IVC: \*\*\*      EVO: \*\*\*      EVC: \*\*\*

Cam Installed Advanced(+)/Retarded(-): 0.0

True IVO: 30.0      True EVO: 70.0  
 True IVC: 62.0      True ICA: 106.0      True EVC: 22.0      True ECA: 114.0

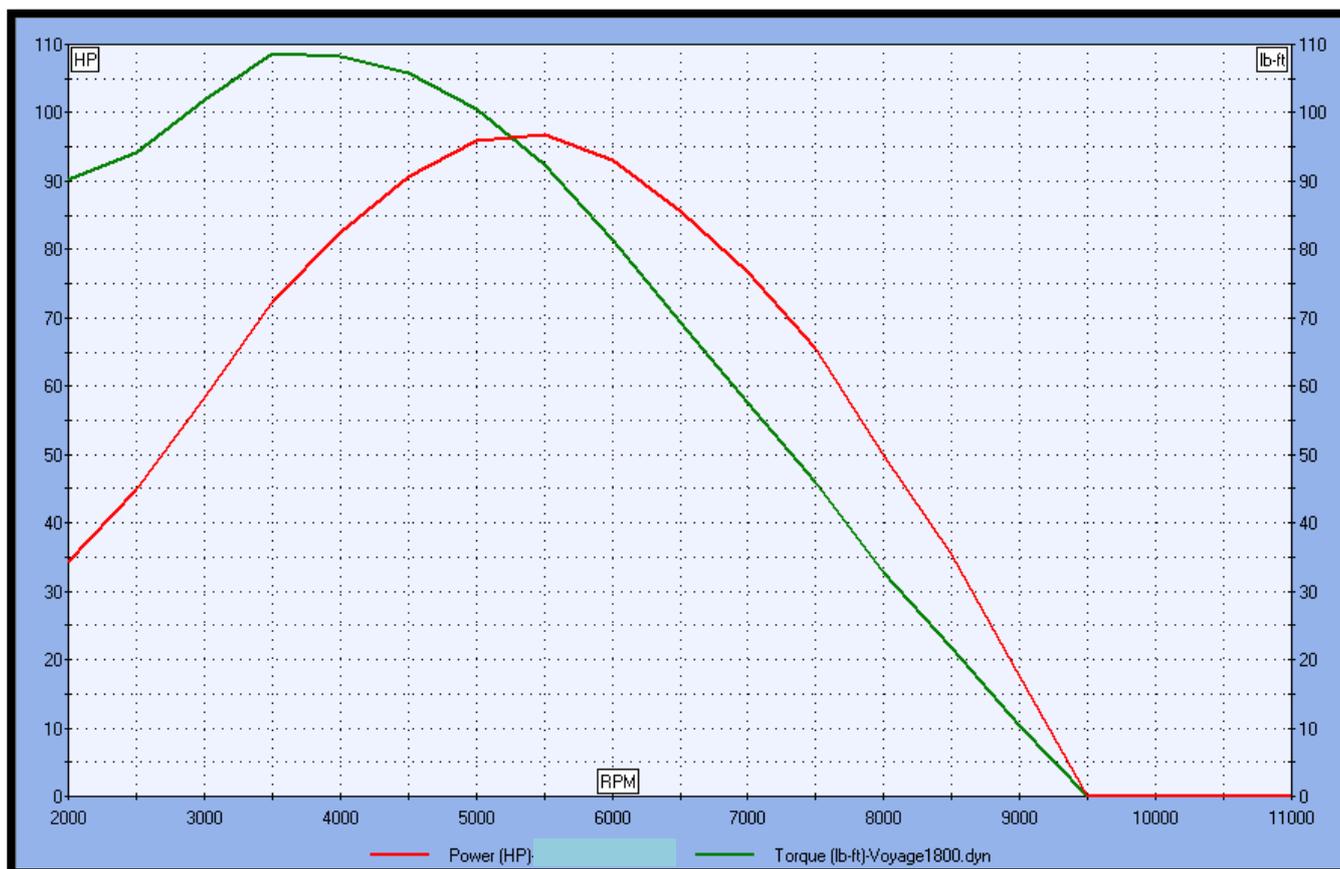
Cam Timing Summary:

Intake Duration: 272.0      Exhaust Duration: 272.0  
 Intake Centerline Angle: 106.0      Exhaust Centerline Angle: 114.0  
 Lobe Centerline Angle: 110.0      Valve Overlap: 52.0

Adaptado de DYNO 2003™.

Após inserir e carregar os dados no software, ele nos plota a curva de torque e potência do motor.

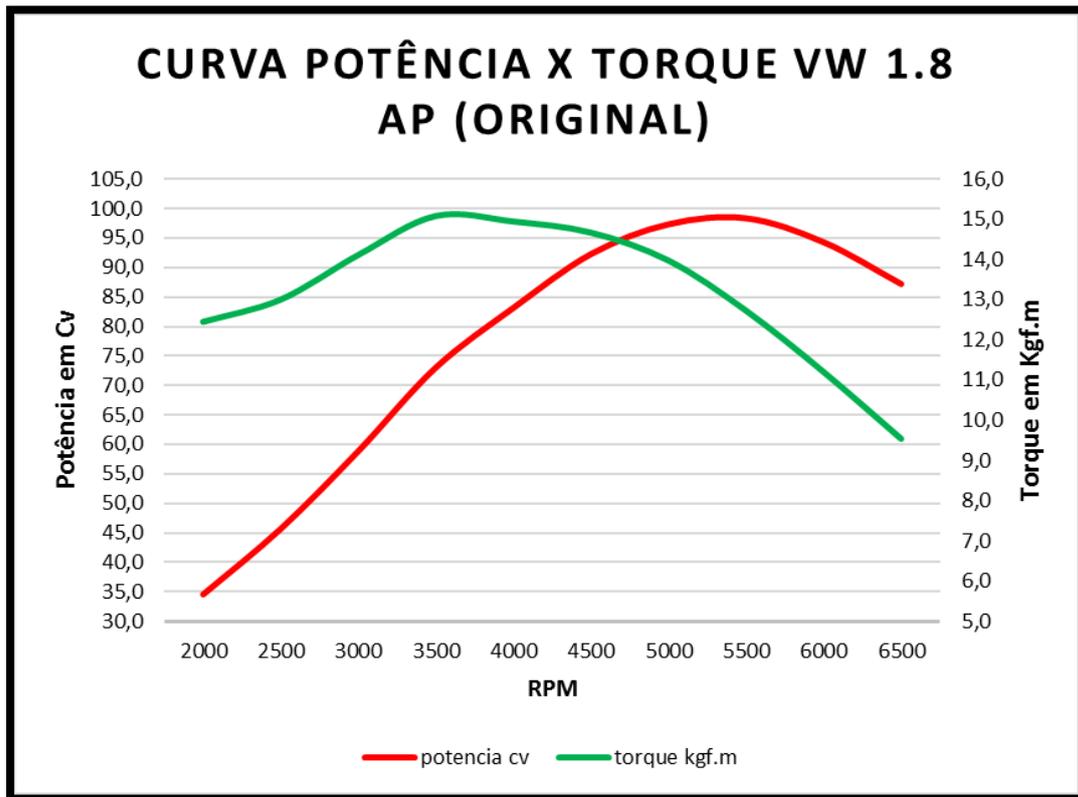
Figura 42 - Curva de Torque x Potência VW Ap 1.8, gerada pelo software DYNO 2003™.



Adaptado de DYNO 2003™.

Para entendermos melhor a curva de torque e a potência acima gerada pelo software, esta foi adaptada no EXCEL™ e os valores convertidos para unidades de potência em Cv e torque em Kgf.m. Confira, abaixo:

Figura 43 - Curva torque e potência VW Ap 1.8 adaptada.



Autoria própria.

Constatamos que o cálculo do software sofre uma pequena variação comparado aos dados do fabricante, porém o valor se aproxima muito do real, tornando o software confiável:

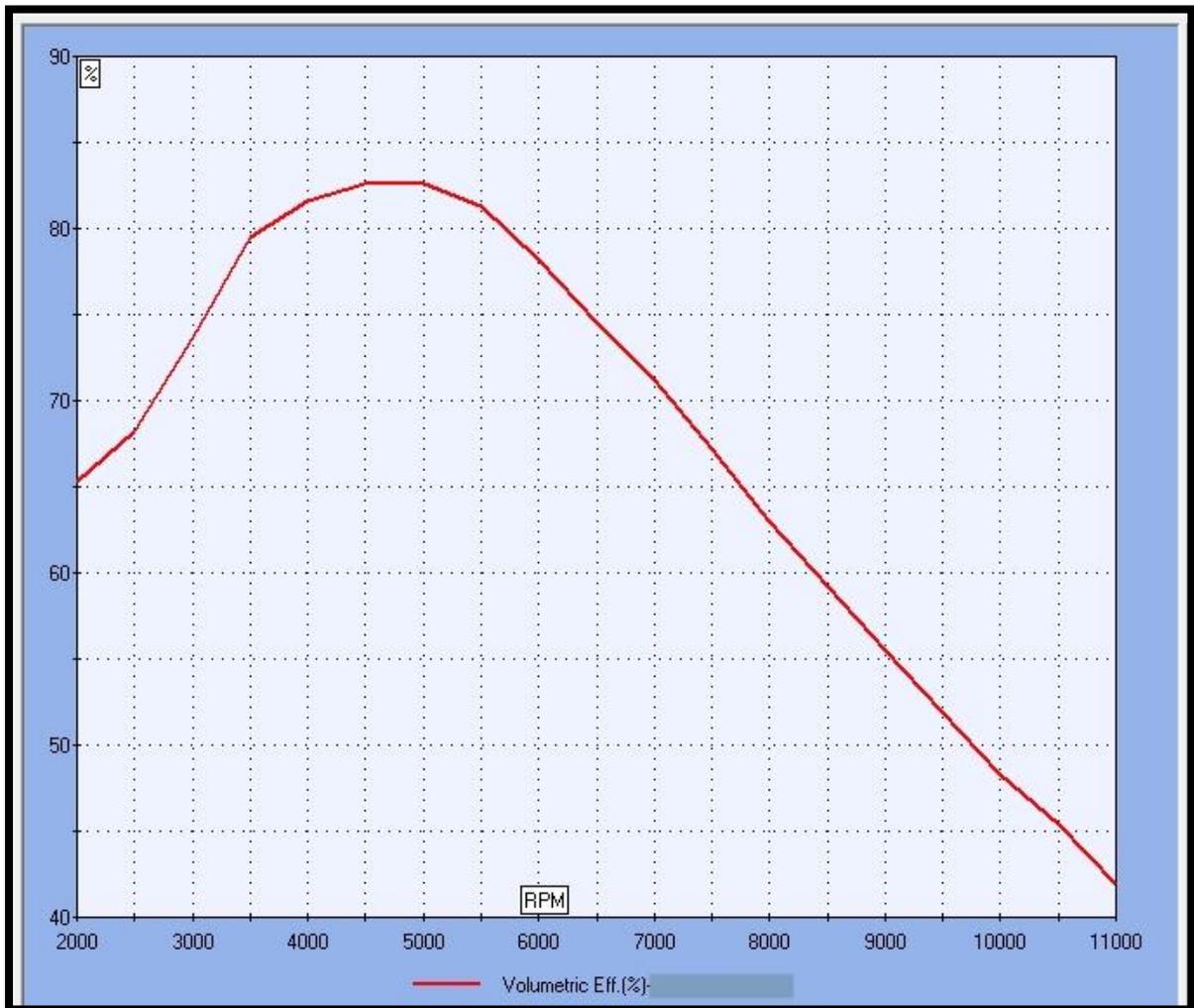
Quadro 3 - Comparação de valores (Fabricante x Software).

VW Ap 1.8 (dados do fabricante)	VW Ap 1.8 (dados calculados pelo software)
98 Cv @ 5500 rpm	98,3 Cv @ 5000 rpm
15 Kgfm @ 3000 rpm	15,1 Kgfm @ 3500 rpm

Autoria própria.

Veremos agora qual é a curva de eficiência volumétrica deste motor no estado aspirado:

Figura 44 - Curva de eficiência volumétrica motor *Ap 1.8*.



Adaptado de DYNO 2003™.

Ao ver a curva de eficiência volumétrica plotada pelo software, observamos que o motor *Ap 1.8* tem 82,6% de eficiência volumétrica, o que faz com que seus cilindros sejam preenchidos com 367,81 cm<sup>3</sup>, ao invés dos 445,3 cm<sup>3</sup> que seria seu volume teórico.

A eficiência volumétrica também foi calculada por meio da nossa tabela criada no EXCEL™ e os resultados coincidiram.

Figura 45 - Cálculo da eficiência volumétrica.

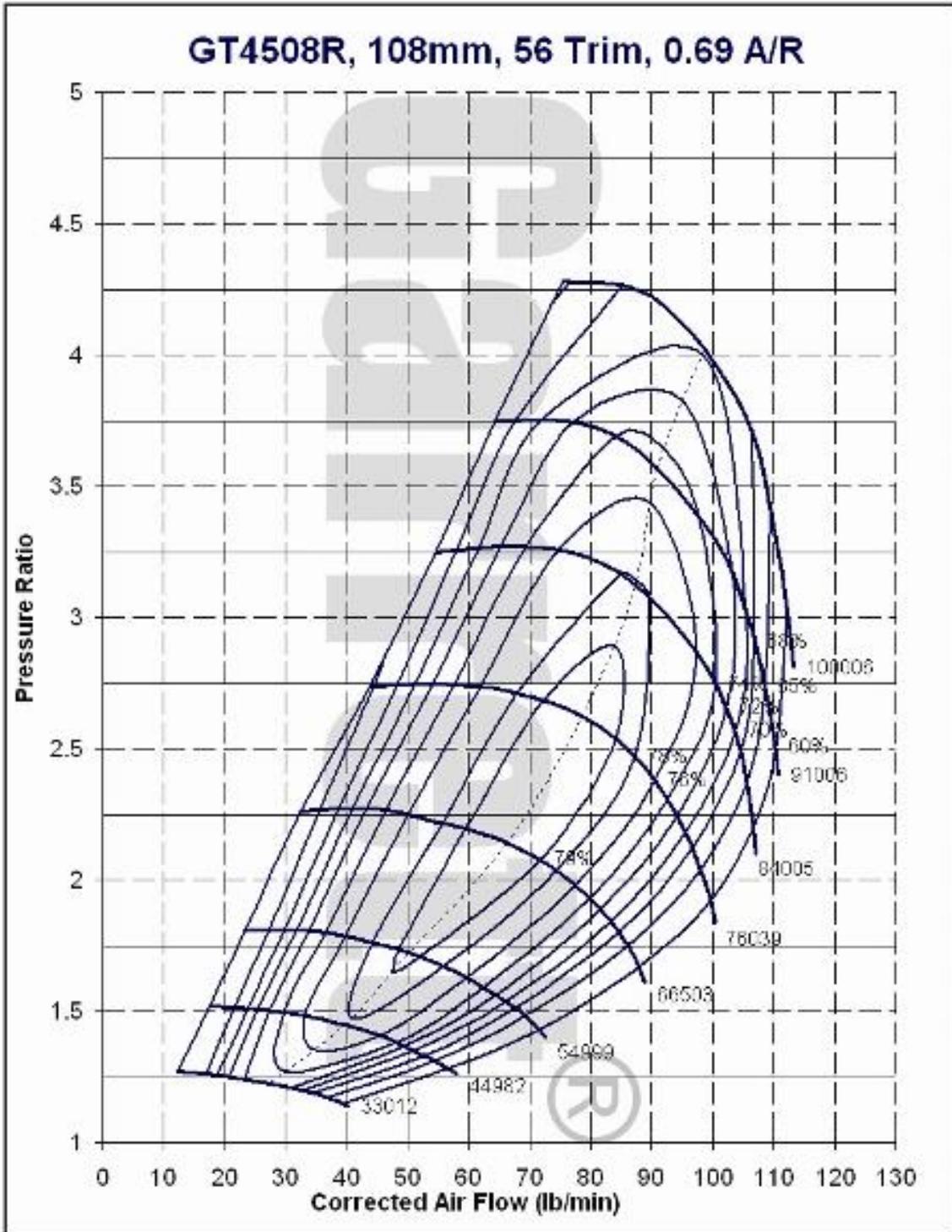
RPM	VALOR CALCULADO	VALOR CALCULADO	VALOR CALCULADO
	CONSUMO VOLUMETRICO DE AR REAL (m <sup>3</sup> /min)	CONSUMO VOLUMETRICO AR IDEAL (m <sup>3</sup> /min)	EFICIENCIA VOLUMETRICA (%)
1000	0,63	0,90	69,48
1500	0,98	1,35	72,56
2000	1,42	1,80	78,74
2500	1,89	2,25	84,14
3000	2,25	2,70	83,37
3500	2,58	3,15	81,83
4000	2,81	3,60	77,97
4500	2,88	4,05	71,02
5000	2,81	4,50	62,53
5500	2,64	4,95	53,26
6000	0,00	5,40	0,00
6500	0,00	5,85	0,00

Autoria própria.

Ao se analisar a planilha, observa-se uma pequena variação em comparação com o valor do software. Isto acontece em razão de a planilha ser limitada e construída com base nas equações básicas, apresentadas no capítulo 8.1.1. Porém, ressalta-se que os valores não são discrepantes.

Optou-se pelo modelo de turbocompressor da Garrett, o qual está na biblioteca do software e apresenta o seguinte mapa de eficiência:

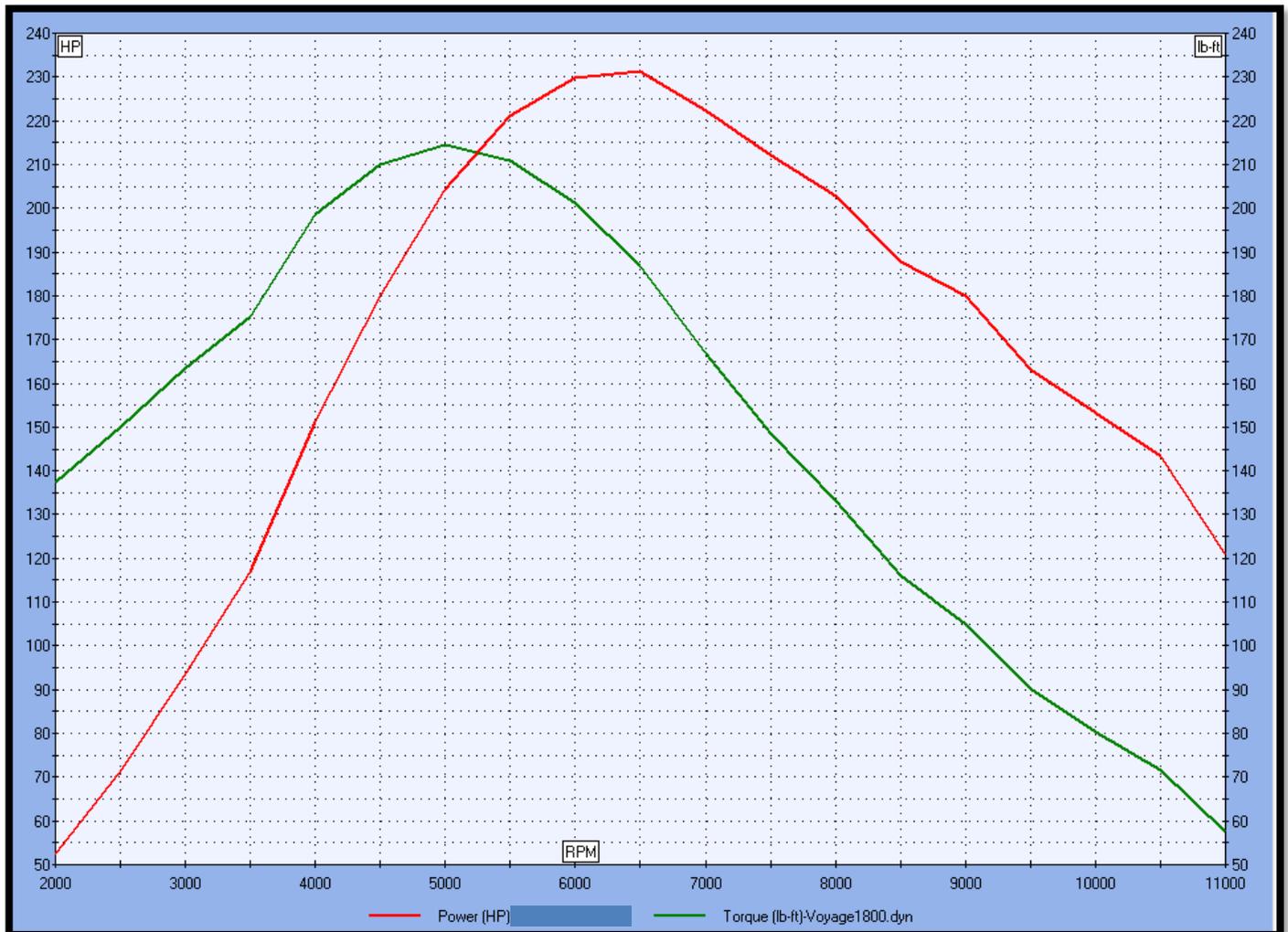
Figura 46 - Mapa de eficiência da turbina escolhida.



Adaptado de cdn.shopify.com

Após escolhida essa Turbina e razão de pressão 2,65:1, o software nos gerou a nova curva de potência e torque do motor.

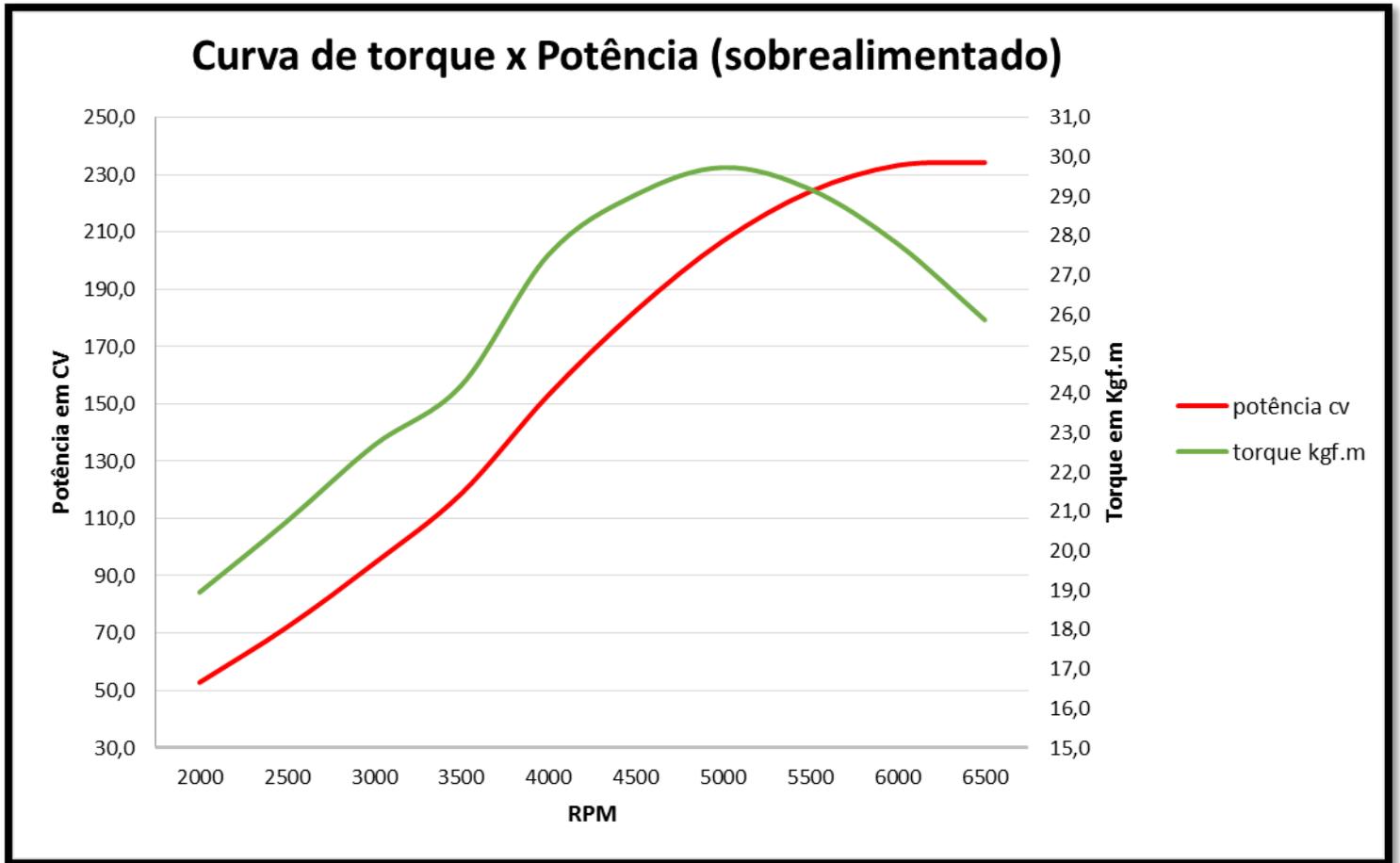
Figura 47 - Nova curva de torque e potência, veículo sobrealimentado.



Adaptado de DYNO 2003™.

A seguir, a curva de torque e potência feita no EXCEL™, com as unidades Kgf.m e Cv:

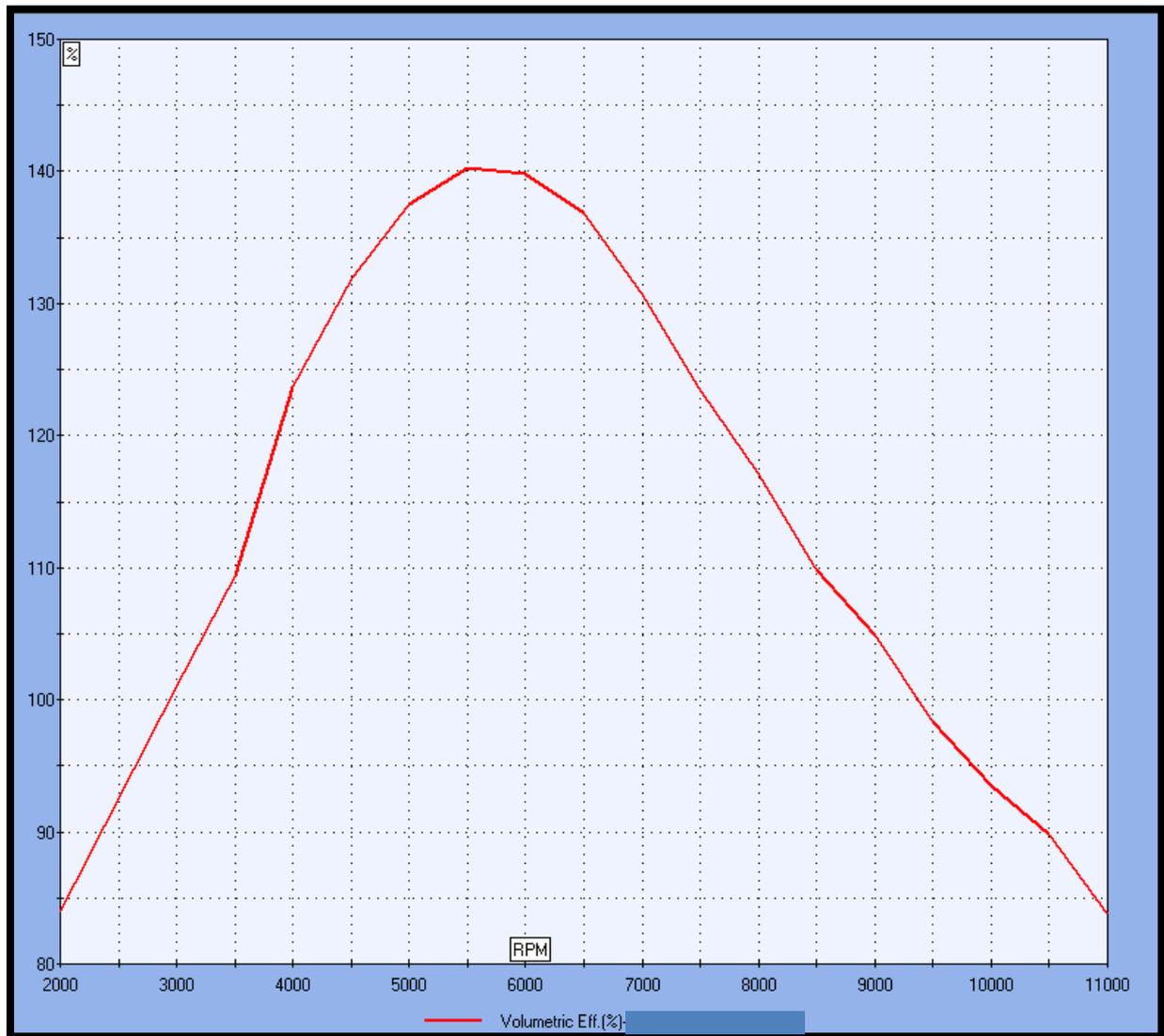
Figura 48 - Nova curva torque e potência VW Ap 1.8 adaptada.



Autoria própria.

Agora, a parte mais importante que comprova toda teoria e todo o fundamento desse trabalho e que responde a sua questão principal é o registro da nova curva de eficiência volumétrica.

Figura 49 - Curva de eficiência volumétrica pós-turbo.

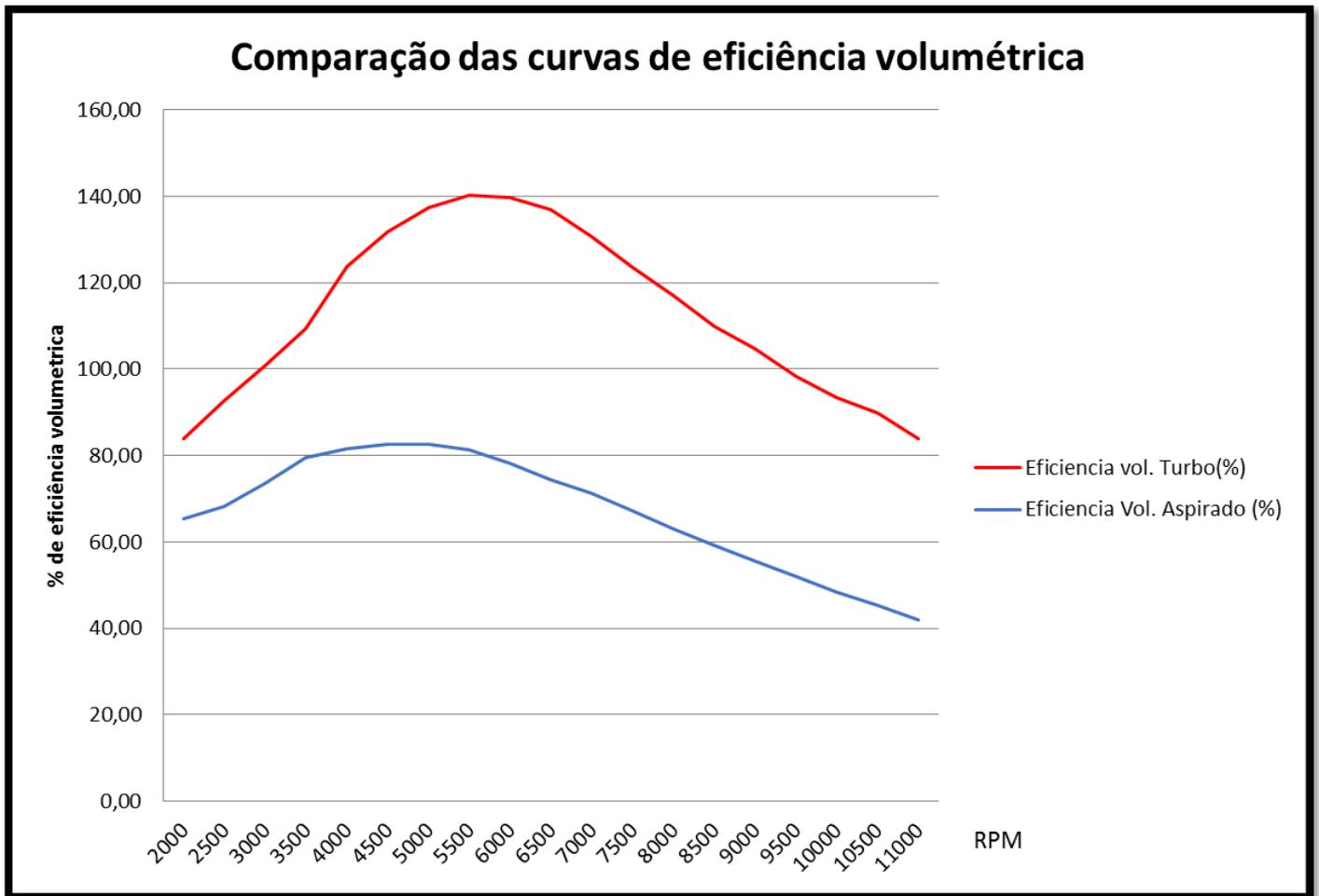


Autoria própria.

Podemos ver o grande ganho de eficiência volumétrica causada pelo turbo compressor.

Para melhor entendimento, vamos sobrepor às curvas de eficiência volumétrica do motor aspirado e do motor sobrealimentado.

Figura 50 - Comparação das curvas de eficiência volumétrica.



Autoria própria.

## 12. A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA AFETANDO A TAXA DE COMPRESSÃO

A razão de compressão é um dos dados mais importantes e intrínsecos à geração de torque do motor, uma vez que ela indica quantas vezes o volume do cilindro é reduzido na câmara de combustão.

Motores sobrealimentados são altamente sensíveis a variação de razão de compressão, pois alguns deles podem passar dos 300% de eficiência volumétrica com a indução forçada.

A taxa de compressão é definida pela equação:

$$RC = \frac{V_{cilindro} + V_{câmara}}{V_{câmara}}$$

Onde:

RC = razão de compressão

$V_{cilindro}$  = volume do cilindro (ml)

$V_{câmara}$  = volume da câmara (ml)

Sabendo que os veículos sobrealimentados têm a capacidade de preencher os cilindros do motor mais do que o volume teórico devido ao aumento da eficiência volumétrica, a razão de compressão se altera, visto que ela é diretamente proporcional ao volume do cilindro.

Vamos calcular o ganho de taxa de compressão quando o motor atinge seu pico de eficiência volumétrica.

Olhando para o exemplo apresentado no capítulo 11, nota-se que, após a sobrealimentação, o veículo atingiu um pico de 140% de eficiência volumétrica.

Neste raciocínio, com 140% de eficiência volumétrica, os cilindros serão enchidos com 630 ml de ar. Assim, o volume da câmara de combustão se manteve já que a razão de compressão foi mantida (10:1), motivo pelo qual pode se concluir que seu valor é de 45 ml. Desse modo, quando esse motor atinge o pico de 140% de eficiência volumétrica, a taxa de compressão passa a ser 15:1.

$$RC = \frac{630 \text{ ml} + 45 \text{ ml}}{45 \text{ ml}}$$

$$RC = 15:1$$

Concluimos, então, que para motores sobrealimentados em que geralmente a indução forçada faz com que a eficiência volumétrica passe dos 100%, a razão de compressão é um fator que devemos nos atentar, pois sabe-se que, ao atingir picos muito altos, o motor pode vir a sofrer danos catastróficos.

## **13. TURBOCOMPRESSOR E INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL**

A maior parte dos automóveis de passeio atuais, que tem turbocompressor, utilizam o sistema de injeção direta de combustível, o que ocorre principalmente para atender legislações de emissões.

### **13.1. ENTENDA O QUE É A INJEÇÃO DIRETA**

Como o próprio nome diz, pode-se definir injeção direta, de acordo com Bosch (2005), como o sistema que injeta o combustível diretamente na câmara de combustão, isto é, sem passar antes pelo coletor de admissão.

Seus principais componentes são: bomba coletora de baixa pressão, bomba de combustível de alta pressão, *rail*, válvula injetora de alta pressão e unidade de controle.

Este sistema pode funcionar em diferentes modos de operação, a seguir expostos:

#### **13.1.1. ESTRATIFICADO**

De acordo com Bosch (2005), este modo é utilizado em baixa carga ou em rotações constantes, nas quais não há necessidade de aceleração. O combustível é injetado no tempo de compressão e a mistura ar-combustível é queimada na cavidade da superfície do êmbolo. Assim, a cavidade produz um efeito *swirl* que leva a mistura ar-combustível próxima aos eletrodos vela de ignição.

Esta mistura estratificada é cercada, predominantemente, por ar e gases residuais, o que mantém o combustível e a chama longe das paredes do cilindro. Por ser uma mistura muito pobre (pouca massa de combustível), o nível de emissões neste modo de operação é muito baixo.

### **13.1.2. ESTEQUIOMÉTRICO**

É utilizado em regime de carga moderado. A injeção ocorre no tempo de admissão, criando uma mistura ar-combustível homogênea e estequiométrica, segundo Bosch (2005).

### **13.1.3. CARGA TOTAL**

É usado em rápidas acelerações ou em alta carga. A injeção ocorre no tempo de admissão e é homogênea e rica (pouca massa de ar).

## **13.2. INJEÇÃO DIRETA VS INJEÇÃO INDIRETA**

De acordo com Brunetti (2012), em motores com turbocompressor, o sistema de injeção direta proporciona um melhor controle da combustão, podendo assim operar com maior taxa de compressão e pressão do turbo, sem que isso aumente a chance de detonação (knock). Em motores com injeção indireta, pressões elevadas do turbo aumentam a taxa de compressão e, conseqüentemente, a chance de detonação, limitando o desempenho e aumentando o desgaste do motor.

### **13.2.1. PRINCIPAIS VANTAGENS EM COMPARAÇÃO AO SISTEMA DE INJEÇÃO INDIRETA**

- Melhor controle da mistura ar-combustível;
- Menor chance de detonação;
- Combustão mais eficiente;
- Economia de combustível;
- Menor emissão de poluentes;
- Principais desvantagens;
- Complexidade do sistema;
- Altas pressões de trabalho, levando a um maior stress nos componentes;
- Custo elevado;
- Complexidade do controle do NOx;
- Complexidade do controle da emissão de partícula.

## 14. CONCLUSÃO

O presente trabalho, que tem como tema central a eficiência volumétrica, nos permite concluir que o uso do turbocompressor em um motor de combustão interna provê um melhor desempenho, uma vez que melhora as curvas de torque e potência do motor. A partir dos exemplos matemáticos apresentados nesta monografia, demonstrou-se uma significativa melhora na eficiência volumétrica dos motores que utilizam sobrealimentação. Para efeitos de conclusão, pode-se retomar os exemplos dos carros *VW Gol* e *VW Up!* mencionados no corpo deste trabalho. No caso do *VW Gol 1.8*, verificou-se que, depois da sobrealimentação, a eficiência volumétrica do motor aumentou de 82,6% para um pico de 140%, o que é bastante significativo. Igualmente, ao se comparar *VW Up! Aspirado* com o *VW Up! Turbo*, os ganhos saltaram de 97,48% para 190,36%, segundo a planilha, o que evidencia a melhora na eficiência volumétrica com a sobrealimentação.

## 15. REFERÊNCIAS DE FIGURAS

Figura 1 – A linha do tempo. Autoria própria.

Figura 2 – Manchete de época sobre a quebra do recorde mundial de altura de um avião. Disponível em <<https://www.flatout.com.br/wp-content/uploads/2014/10/FlatOut-2014-10-21-%C3%A0s-21.11.23.jpg>> Acesso em 05 de agosto de 2017.

Figura 3 – Exemplo de um 1962 Chevrolet Corvair Monza. Disponível em <[http://www.carstyling.ru/en/car/1960\\_chevrolet\\_corvair/images/16418/](http://www.carstyling.ru/en/car/1960_chevrolet_corvair/images/16418/)> Acesso em 05 de agosto de 2017.

Figura 4 – Motor flat 6 cilindros 2.4 litros sobrealimentado do Corvair Monza Spyder. Disponível em <<https://classicmotorsports.com/project-cars/1963-chevrolet-corvair-monza-spyder/carbs-for-our-corvair/>> Acesso em 06 de agosto de 2017.

Figura 5 – O ciclo de admissão. Disponível em <<http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>> Acesso em 12 de agosto de 2017.

Figura 6 – O ciclo de compressão. Disponível em <<http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>> Acesso em 12 de agosto de 2017.

Figura 7 – O ciclo de combustão. Disponível em <<http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>> Acesso em 12 de agosto de 2017.

Figura 8 – Demonstração da comparação da combustão normal com a detonação. Disponível em <<https://pt.slideshare.net/WyrisonFreitas/a-bblia-do-carro>> Acesso em 12 de agosto de 2017.

Figura 9 – O ciclo de exaustão. Disponível em <<http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>> Acesso em 12 de agosto de 2017.

Figura 10 – Representação de como o ar adentra o interior do cilindro de um motor de combustão interna. Disponível em

<<http://ociomuitocurioso.blogspot.com/2015/11/17-curiosidades-sobre-carros.html>> Acesso em 20 de agosto de 2017.

Figura 11 – Representação do funcionamento do turbocompressor. Disponível em <<https://www.thextremexperience.com/driver-education/why-a-turbocharger-can-make-all-the-difference/>> Acesso em 25 de agosto de 2017.

Figura 12 – Representação do posicionamento do Intercooler. Disponível em <<https://turbo.honeywell.com/whats-new-in-turbo/video/how-a-turbocharger-works/>> Acesso em 01 de setembro de 2017.

Figura 13 – O intercooler instalado no sistema de sobrealimentação. Disponível em <<http://www.retificagrodiesel.com.br/Artigos/turbo.php>> Acesso em 01 de setembro de 2017.

Figura 14 – Esquema didático de ligação da válvula wastegate ao conjunto turbocompressor. Disponível em <<http://www.4x4brasil.com.br/forum/attachments/mitsubishi/539728d1480426284-ajuda-turbina-l200-gls-2006-a-wastegate.jpg>> Acesso em 10 de setembro de 2017.

Figura 15 – Porta wastegate interna. Disponível em <<https://www.flatout.com.br/acceleramos-e-dissecamos-o-novo-chevrolet-cruze-turbo-ltz-plus-7-coisas-que-voce-precisa-saber/>> Acesso em 10 de setembro de 2017.

Figura 16 – Representação de um atuador pneumático de uma Wastegate. Disponível em <<http://www.turbosmart.com/technical-articles/internal-wastegate-faq/>> Acesso em 15 de setembro de 2017.

Figura 17 – Turbocompressor dotado de wastegate eletrônica. Disponível em <<https://www.flatout.com.br/tudo-sobre-turbo-como-funciona-a-geometria-variavel-compressao-e-mapas/>> Acesso em 15 de setembro de 2017.

Figura 18 – Comparação fluxo de massa por razão de pressão do TGF (BorgWarner KP39) e TGV (BorgWarner BV40). Disponível em <[https://www.dieselnet.com/tech/air\\_turbo\\_vgt.php](https://www.dieselnet.com/tech/air_turbo_vgt.php)> Acesso em 22 de abril de 2018.

Figura 19 – Exemplo de um motor 2.0 V6 Biturbo Maserati. Disponível em <<http://www.aficionadosalamecanica.com/turbo-biturbo.htm>> Acesso em 23 de março de 2018.

Figura 20 – Ilustração do sistema biturbo sequencial. Disponível em <<http://www.aficionadosalamecanica.com/turbo-biturbo.htm>> Acesso em 23 de março de 2018.

Figura 21 – Vista em corte de um turbocompressor com carcaça twin-scroll. Disponível em <<https://performancespecialties.wordpress.com/2011/08/10/twin-scroll-turbochargers/>> Acesso em 25 de março de 2018.

Figura 22 – Coletor de escape e turbina do tipo monofluxo. Disponível em <<http://lucianopreparacao.blogspot.com/p/turbinas-pulsativas-x-mono-fluxo.html>> Acesso em 25 de março de 2018.

Figura 23 – Ilustração em raio X do sistema pulsativo. Disponível em <<http://www.blog.spaturbo.com.br/monofluxo-x-pulsativo/>> Acesso em 31 de março de 2018.

Figura 24 – Representação do trim em um rotor. Disponível em <<http://www.dieseladdict.com/turbo-wheel-trim/>> Acesso em 31 de março de 2018.

Figura 25 – Ilustração da carcaça do turbocompressor mostrando relação A/R. Disponível em <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine\\_housing\\_AR\\_and\\_housing\\_sizing](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housing_AR_and_housing_sizing)> Acesso em 28 de maio de 2018.

Figura 26 – Carcaças de turbinas Garrett GT30R T3. Disponível em <<http://www.enginebasics.com/Advanced%20Engine%20Tuning/AR%20turbo%20ratio%20explained.html>> Acesso em 28 de maio de 2018.

Figura 27 – Carcaças de turbinas Garrett GT30R T3. Disponível em <<http://www.enginebasics.com/Advanced%20Engine%20Tuning/AR%20turbo%20ratio%20explained.html>> Acesso em 28 de maio de 2018.

Figura 28 – Mapa de eficiência de turbocompressor. Disponível em <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor\\_maps](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps)> Acesso em 18 de novembro de 2017.

Figura 29 – Esquema da válvula blow-off. Autoria própria.

Figura 30 – Curva Torque X Potência GM Astra. Disponível em <<http://bestcars.uol.com.br/carros/comp/5hatches/curvas-astra-g.jpg>> Acesso em 13 de maio de 2018.

Figura 31 – Cálculos motor Up! Aspirado. Autoria própria.

Figura 32 – Cálculos motor Up! Turbo. Autoria própria.

Figura 33 – Cálculos motor Up! Turbo. Autoria própria.

Figura 34 – Curva de torque x potência Up! TSI. Disponível em <<https://www.bris-koda.net/forums/topic/434155-technical-discussion-12-tsi-vs-10-tsi/>> Acesso em 02 de junho de 2018.

Figura 35 – Curva de torque x potência Focus 2.0. Disponível em <<http://bestcars.com.br/un/148-15.htm>> Acesso em 02 de junho de 2018.

Figura 36 – Motor Zetec Rocam. Disponível em <[https://http2.mlstatic.com/motor-ford-focus-ecosport-fiesta-zetec-rocam-16-8v-flex-D\\_NQ\\_NP\\_17077-MLB20131847010\\_072014-F.webp](https://http2.mlstatic.com/motor-ford-focus-ecosport-fiesta-zetec-rocam-16-8v-flex-D_NQ_NP_17077-MLB20131847010_072014-F.webp)> Acesso em 03 de junho de 2018.

Figura 37 – Curvas de eficiência volumétrica Ford Zetec Rocam 1.6. Disponível em <<https://www.flatout.com.br/wp-content/uploads/2015/04/txcomp-graph1.jpg>> Acesso em 03 de junho de 2018.

Figura 38 – Análise curva de Torque x Eficiência volumétrica. Disponível em <<http://bestcars.uol.com.br/comp3/prisma-fiesta-7.htm>> Acesso em 09 de junho de 2018.

Figura 39 – Veículo utilizado para cálculo matemático. Disponível em <<https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=2723>> Acesso em 10 de junho de 2018.

Figura 40 – Ficha técnica do veículo a ser utilizado. Disponível em <<https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=2723>> Acesso em 10 de junho de 2018.

Figura 41 – Layout e dados inseridos do motor AP1.8. DYNO 2003 ProTools Edition. Version 4.05. California: Motion Software, Inc., 2003. 1 CD-ROM.

Figura 42 – Curva de Torque x Potência VW Ap 1.8 gerada pelo software DYNO 2003™. DYNO 2003 ProTools Edition. Version 4.05. California: Motion Software, Inc., 2003. 1 CD-ROM.

Figura 43 – Curva torque e potência VW Ap 1.8 adaptada. Autoria própria.

Figura 44 – Curva de eficiência volumétrica motor Ap 1.8. DYNO 2003 ProTools Edition. Version 4.05. California: Motion Software, Inc., 2003. 1 CD-ROM.

Figura 45 – Cálculo da eficiência volumétrica. Autoria própria.

Figura 46 – Mapa de eficiência da turbina escolhida. Disponível em <[https://cdn.shopify.com/s/files/1/1297/9789/products/garrett-gt4508r-twinscroll-turbo-content-2\\_large.jpg?v=1528381088](https://cdn.shopify.com/s/files/1/1297/9789/products/garrett-gt4508r-twinscroll-turbo-content-2_large.jpg?v=1528381088)> Acesso em 16 de junho de 2018.

Figura 47 – Nova curva de torque e potência, veículo sobrealimentado. DYNO 2003 ProTools Edition. Version 4.05. California: Motion Software, Inc., 2003. 1 CD-ROM.

Figura 48 – Nova curva torque e potência VW Ap 1.8 adaptada. Autoria própria.

Figura 49 – Curva de eficiência volumétrica pós turbo. DYNO 2003 ProTools Edition. Version 4.05. California: Motion Software, Inc., 2003. 1 CD-ROM.

Figura 50 – Comparação das curvas de eficiência volumétrica. Autoria própria.

## **16. REFERÊNCIAS DE Qr Code**

Qr code 1 - O ciclo Otto. Disponível em <<http://www.inexistentman.net/images/como-funciona/four-stroke-engine.gif>> Acesso em 12 de agosto de 2017.

Qr code 2 - Motor de combustão interna dotado de turbocompressor, consumindo ar. Disponível em <<https://goo.gl/iP75FD>> Acesso em 25 de agosto de 2017.

Qr code 3 – Funcionamento do intercooler. Disponível em <<https://i.imgur.com/EJXMUy0.gif>> Acesso em 01 de setembro de 2017.

## 17. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BOSCH, Robert. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. São Paulo: Blucher, 2005. 1232 p.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**: Volume 1. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2012. 554 p.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**: Volume 2. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2012. 486 p.

IMPERIAL, Juan Miralles. **Turbo: Sobrealimentação de Motores Rápidos**. 1. Ed. Portugal: CETOP, 1986.

CORTESINI, Leonardo. **A História dos Motores Turbo**. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/sop-pessao-historia-dos-motores-turbo/>>. Acesso em: 16 set. 2017.

CORTESINI, Leonardo. **Qual a Diferença Entre Twin-turbo, Biturbo e Turbo Twin-scroll?**. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/qual-a-diferenca-entre-twin-turbo-biturbo-e-turbo-twin-scroll/>>. Acesso em: 01 out. 2017.

FENSKE, Jason. **How Does A Variable Geometry Turbocharger Work**. Disponível em: <<http://www.howdoesacarwork.com/2015/01/how-does-variable-geometry-turbocharger.html>>. Acesso em: 23 set. 2017.

PASSOS, Rodrigo. **Tudo sobre turbo**: como funciona a geometria variável, compressão e mapas. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/tudo-sobre-turbo-como-funciona-a-geometria-variavel-compressao-e-mapas/>>. Acesso em: 23 set. 2017.

FERRARA, Michael. **Twin Scroll vs. Single Scroll Turbo Test**. Disponível em: <<http://dsportmag.com/the-tech/twin-scroll-vs-single-scroll-turbo-test-the-great-divide/>>. Acesso em: 02 out. 2017.

GARRETT, Honeywell. **Log Style vs Tubular Style**. Disponível em: <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/log\\_style\\_vs\\_equal\\_length\\_manifolds](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/log_style_vs_equal_length_manifolds)>. Acesso em: 02 out. 2017.

GARRETT, Honeywell. **How a Turbo System Works**. Disponível em: <<https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/basic>>. Acesso em: 02 out. 2017.

GARRETT, Honeywell. **Blow-Off Valves**. Disponível em: <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/blow\\_off\\_valves](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/blow_off_valves)>. Acesso em: 03 dez. 2017.

GARRETT, Honeywell. **Wheel Trim**. Disponível em: <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/wheel\\_trim](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/wheel_trim)>. Acesso em: 25 mar. 2018.

GARRETT, Honeywell. **Air/Fuel Ratio tuning: Rich vs Lean**. Disponível em: <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/airfuel\\_ratio\\_tuning\\_rich\\_vs\\_lean](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/airfuel_ratio_tuning_rich_vs_lean)>. Acesso em: 04 dez. 2017.

GARRETT, Honeywell. **Turbine housing A/R and sizing**. Disponível em: <[https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine\\_housing\\_AR\\_and\\_housing\\_sizing](https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housing_AR_and_housing_sizing)>. Acesso em: 28 maio 2018.

ENGINE, Basics. **What is turbine A/R and how does it affect turbo performance?**. Disponível em: <<http://www.enginebasics.com/Advanced%20Engine%20Tuning/AR%20turbo%20ratio%20explained.html>>. Acesso em: 28 maio 2018.

HONEYWELL, International Inc. **How a Turbocharger Works**. Disponível em <<https://turbo.honeywell.com/whats-new-in-turbo/video/how-a-turbocharger-works/>> Acesso em 25 ago. 2017.

SPA, Turbo Ltda. **Monofluxo vs Pulsativo**. Disponível em: <<http://www.blog.spaturbo.com.br/monofluxo-x-pulsativo/>>. Acesso em: 31 mar. 2018.

PARKER, Akweli. **How Direct Injection Engines Work**. Disponível em: <<https://auto.howstuffworks.com/direct-injection-engine.htm>>. Acesso em: 15 out. 2017.

RENAULT, Groupe. **Stratified charge engine**. Disponível em: <[https://web.archive.org/web/20130927033559/http://www.renault.com/en/Innovation/eco-technologies/Documents\\_Without\\_Moderation/PDF%20ENV%20GB/Stratified-charge%20engine.pdf](https://web.archive.org/web/20130927033559/http://www.renault.com/en/Innovation/eco-technologies/Documents_Without_Moderation/PDF%20ENV%20GB/Stratified-charge%20engine.pdf)>. Acesso em: 15 out. 2017.

MAZDA, Motor Corporation. **SKYACTIV-G Technology**. Disponível em: <<https://web.archive.org/web/20130807061140/http://www.mazda.com/mazdaspirit/skyactiv/engine/skyactiv-g.html>>. Acesso em: 15 out. 2017.

CARROSNAWEB. **Ficha técnica VW Up Move 1.0 2019**. Disponível em: <<https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=8901>>. Acesso em: 16 jun. 2018.

CARROSNAWEB. **Ficha técnica VW Up Move 1.0 TSi 2019**. Disponível em: <<https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=8903>> Acesso em: 16 jun. 2018.

DYNO 2003 ProTools Edition. Version 4.05. California: Motion Software, Inc., 2003. 1 CD-ROM.