

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**RENAN VINICIUS DE OLIVEIRA BENITES**

**ESTUDO DO PROCESSO DE AUMENTO DE POTÊNCIA EM UM MOTOR  
POR MEIO DE SOBREALIMENTAÇÃO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PATO BRANCO**

**2016**

RENAN VINICIUS DE OLIVEIRA BENITES

**ESTUDO DO PROCESSO DE AUMENTO DE POTÊNCIA EM UM  
MOTOR POR MEIO DE SOBREALIMENTAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 1, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEM – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Campus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Douglas da Costa Ferreira

Co-orientador: Prof. Janerson Forner Flores

PATO BRANCO

2016

## FOLHA DE APROVAÇÃO

### ESTUDO DO PROCESSO DE AUMENTO DE POTÊNCIA EM UM MOTOR POR MEIO DE SOBREALIMENTAÇÃO

Renan Vinicius de Oliveira Benites

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 02/12/2016 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

---

Prof. Dr. Fabiano Ostapiv  
(UTFPR)

---

Prof. Dr. Sergio Luiz Ribas Pessa  
(UTFPR)

---

Prof. Dr. Douglas da Costa Ferreira  
(UTFPR)  
Orientador

---

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros  
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

\*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

## RESUMO

BENITES, Renal Vinícius de Oliveira. Análise de aumento de potência em um motor com aplicação de sobrealimentação. 2016. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2016.

A caracterização de motores sobrealimentados ainda é uma atividade de pesquisa pouco desenvolvida, não havendo suficiente literatura científica que analise esse fenômeno, principalmente no Brasil. A maior parte da literatura disponível sobre o tema está restrito às informações técnicas de fabricantes de peças para motores sobrealimentados ou revistas não científicas sobre o tema. A iniciativa de estudar o processo de sobrealimentação de forma mais científica foi o grande motivador desse trabalho de conclusão de curso. O trabalho foi desenvolvido por meio de um estudo de caso de sobrealimentação com utilização de turbo compressor em um veículo VW Fusca, que passou de 46 cv para mais de 200 cv. Inicialmente foi realizada uma pesquisa acerca das modificações sofridas no motor de combustão por meio da sobrealimentação e analisadas as curvas de potência e torque devido a esse processo. Depois foram coletados dados do motor específico do estudo de caso e foi realizado um estudo teórico do ganho de potência e torque desse motor após a sobrealimentação. Por fim, o motor foi modificado de acordo com o especificado e os resultados de potência e torque foram medidos no veículo alterado. Os resultados teóricos e práticos foram comparados e pode-se verificar uma boa assertividade dos cálculos realizados, demonstrando que a metodologia empregada para o estudo teórico pode ser utilizada como base para estudos de sobrealimentação de motores no futuro.

**Palavras-chave:** Sobrealimentação, turbo, rendimento, potência.

## ABSTRACT

BENITES, Renal Vinícius de Oliveira. Analysis of power increase in an engine with application of turbocharging. 2016. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2016.

The characterization of turbocharged engines is still an underdeveloped research activity and there is not enough scientific literature to analyze this phenomenon, mainly in Brazil. Most of the literature available on the subject is restricted to the technical information of manufacturers of supercharged engine parts or non-scientific journals on the subject. The initiative to study the supercharging process in a more scientific way was the great motivator of this work of conclusion of course. The work was developed through a case study of supercharging using turbocharger in a VW Fusca vehicle, which went from 45 hp to over 197 hp. Initially a research was carried out on the modifications suffered in the combustion engine by means of supercharging and the power and torque courses due to this process were analyzed. Then, data were collected from the specific motor of the case study and a theoretical study of the power and torque gain of this motor was carried out after the supercharging. Finally, the engine was modified as specified and the power and torque results were measured on the altered vehicle. The theoretical and practical results were compared and a good assertiveness of the calculations can be verified, demonstrating that the methodology used for the theoretical study can be used as a basis for studies of engine overcharging in the future.

**Keywords:** Engine, turbocharged, performance, power.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de 4 tempos de operação do motor Otto .....	15
Figura 2 – Diagramas teóricos $p-v$ e $T-s$ do Ciclo padrão a ar Otto ideal .....	15
Figura 3 – Diagrama $p-v$ do Ciclo Diesel real .....	16
Figura 4 – Conjunto móvel de um motor 4 cilindros em linha .....	17
Figura 5 – Representação do raio do virabrequim e o comprimento da biela .....	19
Figura 6 – Gráfico demonstrando mistura rica e mistura pobre .....	23
Figura 7 – Gráfico de potência e consumo em relação ao tipo de mistura .....	24
Figura 8 – Exemplo de Dinamômetro que utiliza freio de fricção mecânica .....	25
Figura 9 – Exemplo de Dinamômetro que fluidos para absorver energia .....	26
Figura 10 – Exemplo de Dinamômetro que utiliza correntes de Foucault .....	27
Figura 11 – Exemplo de pistões original e com diâmetros maiores .....	28
Figura 12 – Exemplo de Virabrequins original e de maior curso .....	29
Figura 13 – Método para se averiguar a altura de <i>deck</i> .....	30
Figura 14 – Bloco do motor Vw que equipa os Vw 1300, 1500 e 1600 .....	31
Figura 15 – Tabela de volumes para o motor VW refrigerado a ar .....	32
Figura 16 – Imagem esquemática de um turbocompressor cortado ao meio .....	34
Figura 17 – Exemplo de rotor do compressor. ....	35
Figura 18 – Exemplo de mapa de compressor .....	37
Figura 19 – Exemplo de coletor de escape para motor com turbocompressor. ....	41
Figura 20 – Relação A/R. ....	42
Figura 21 – Diferença de parâmetros entre compressor e turbina. ....	44
Figura 22 – (a) <i>Wastegate</i> fechada, (b) <i>Wastegate</i> aberta. ....	45
Figura 23 – Carburadores que serão colocados no fusca. ....	55
Figura 24 – Cabeçote com as válvulas de maior diâmetro .....	56
Figura 25 – Detalhes do turbocompressor R444 Turbo Performance MP 210 .....	57
Figura 26 – Mapa do compressor do modelo R444 Turbo Performance MP 210. ....	59
Figura 27 – Vw “Fusca” posicionado no dinamômetro para testado. ....	61
Figura 28 – Resultados obtidos na passada do veículo. ....	62
Figura 29 – Curvas de potência e torque do veículo. ....	63
Figura 30 – Comparação entre os dados reais e os dados calculados. ....	64

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Imposto sobre Produto Industrializado para automóveis.....	9
Tabela 2 – Poder calorífico inferior do etanol e da gasolina vendidos no Brasil .....	21
Tabela 3 – Massa específica do etanol e da gasolina vendidos no Brasil.....	21
Tabela 4 – Relação estequiométrica do etanol e da gasolina vendidos no Brasil .....	22
Tabela 5 – Porcentagens de eficiência volumétrica típicas de motores .....	38
Tabela 6 – Potência do motor em relação a eficiência térmica .....	52
Tabela 7 – Potência do motor em relação a eficiência térmica .....	54

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>9</b>
1.1	OBJETIVO.....	10
1.1.1	Objetivo Geral.....	10
1.1.2	Objetivos Específicos.....	10
1.2	JUSTIFICATIVA.....	11
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>13</b>
2.1	DESCRIÇÃO DO MOTOR .....	13
2.1.1	Motor do estudo de caso.....	27
2.2	DESCRIÇÃO DO AUMENTO DE VOLUME.....	27
2.3	DESCRIÇÃO ACERCA DA SOBREALIMENTAÇÃO (TURBO) .....	33
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>47</b>
3.1	INTRODUÇÃO.....	47
3.2	DESCRIÇÃO DETALHADA .....	48
3.3	RESULTADOS ESPERADOS .....	49
<b>4</b>	<b>CÁLCULO DA POTÊNCIA DO MOTOR ORIGINAL .....</b>	<b>51</b>
<b>5</b>	<b>ALTERAÇÃO DO VOLUME DO MOTOR.....</b>	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>MODIFICAÇÃO COM SOBREALIMENTAÇÃO .....</b>	<b>55</b>
<b>7</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>61</b>
<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>65</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>67</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Motores de 1.0 a 2.0 litros são muito utilizados no Brasil por seu baixo consumo de combustível e porque o Imposto sobre Produto Industrializado para comercialização é o menor dentre esses motores, como mostrado na tabela (1).

**Tabela 1 – Imposto sobre Produto Industrializado para automóveis**

<b>Automóveis</b>	<b>A partir de Julho de 2014</b>
<b>Até 1.0</b>	7,0%
<b>De 1.0 até 2.0 flex.</b>	11,0%
<b>De 1.0 até 2.0 gasolina</b>	13,0%
<b>Acima de 2.0 flex.</b>	18,0%
<b>Acima de 2.0 gasolina</b>	25,0%

Fontes: <http://fazenda.gov.br/>. <http://www12.senado.leg.br/>. modificadas.

Motores de baixo volume e aspiração natural, concebidos antes do início da década de 2000 para veículos básicos, normalmente, apresentam baixa potência. Uma forma de aumentar a potência destas máquinas térmicas é a utilização de indução forçada de ar para o interior do motor. Essa indução pode ser realizada de duas maneiras: instalação de um compressor movido por polia ligada ao virabrequim, ou instalação de um turbo compressor ligado ao coletor de escape do automóvel.

Entretanto, aplicar uma das soluções possíveis em um motor que possui certo nível de desgaste pode prejudicá-lo, principalmente as paredes do cilindro, devido à pressão na câmara de combustão. Sem a pressão o ar expande e ocupa mais espaço no interior do cilindro, assim, o trabalho realizado pelo compressor de ambos os métodos será inutilizado, ou mesmo levar à quebra do motor.

Esse trabalho de conclusão de curso é um estudo do processo de aumento de potência de um motor por meio de sobrealimentação. A ideia principal é avaliar as modificações que serão realizadas por meio de estudo analítico, avaliando o funcionamento do motor, suas perdas e rendimentos e então calcular qual será a potência à partir das modificações realizadas. Em seguida serão realizadas as alterações determinadas e o resultado analítico será comparado com o

experimental. A análise das diferenças entre a potência calculada e a potência obtida será discutida.

A realização dessas modificações irá ser comparada com os cálculos realizados para verificar se eles estavam corretos.

## 1.1 OBJETIVO

### 1.1.1 Objetivo Geral

Estudar a sobrealimentação para aumento de potência de motores, comparando resultados analíticos e experimentais. Tem também como objetivo apresentar uma maneira diferente se ver o panorama que é a preparação de motores, visto que muitos ainda demonstram “preconceito” acerca de adicionar um turbocompressor ao motor de seu veículo, pois têm receio de que irá danificar o motor. Fornecer um guia que ajudará a quem se interessa em colocar um turbocompressor em seu veículo.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

Para complementar o objetivo geral, são estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- Catalogar as medidas de componentes do motor que serão trocados;
- Refazer os cálculos preliminares após a obtenção das medidas dos componentes do motor;
- Definição dos componentes para sobrealimentação;
- Realizar os cálculos para analisar a eficiência do Compressor;
- Analisar a pressão de trabalho do turbocompressor;
- Realizar a medição de potência do motor sobrealimentado para verificar a acurácia dos cálculos realizados;
- Concluir sobre os resultados encontrados

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Segundo a Revista americana *Popular Mechanics* (Ed. abril, 1971), motores pequenos desgastam mais que motores com maior cilindrada porque para obter a potência requerida para manter a velocidade das vias, são necessárias muitas trocas de marcha para alcançar o regime de rotação onde se encontra o torque e potência utilizáveis. Além disso, para acompanhar o tráfego, um veículo que possui pouca potência requer que o motor esteja em uma rotação quase que limite para o motor, apenas para manter a velocidade exigida. Além disso, como são usados a maior parte do tempo perto do limite, os componentes gastam por conta das maiores temperaturas e pressão que ocorrem no cilindro.

De acordo com o site [direcao-defensiva.info](http://direcao-defensiva.info), [blogautopecasmolina.com](http://blogautopecasmolina.com) e [www.motorclube.com.br](http://www.motorclube.com.br), veículos com motor de baixo rendimento são limitados para fazer diversos tipos de ultrapassagem por conta de sua falta de potência ou por rodarem com sua capacidade máxima de carga bruta. Também é visto que se o automóvel for utilizado com o ar condicionado ligado, além de perder parte de sua potência, seu consumo de combustível torna-se equivalente a um veículo com motor maior e mais potente.

Sendo assim, aumentar a capacidade volumétrica do motor e ainda acrescentar o turbocompressor pode possibilitar uma viagem mais tranquila e confortável, não alterando drasticamente o consumo e ainda evitando-se esforços no motor por conta da menor carga aplicada ao acelerador para manter a velocidade da via.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Essa revisão bibliográfica irá tratar sobre motores a combustão, utilizados em automóveis, especificamente o motor do veículo Volkswagen 1300 (conhecido como Fusca) que será o foco deste TCC. Também irá tratar da retificação do motor e acerca da sobrealimentação de motores.

### 2.1 DESCRIÇÃO DO MOTOR

Veículos comerciais utilizam motores à combustão interna, e de acordo com Heywood (1988, p. 1), estes motores têm como propósito transformar a energia contida no combustível em energia mecânica, sendo essa energia gerada pela queima ou oxidação da mistura ar/combustível que foi injetada dentro do cilindro.

Nos automóveis, são utilizados dois tipos de motores à combustão interna, sendo motores a gasolina e motores a diesel, que operam segundo o ciclo Otto e Diesel, respectivamente. Ambos os motores seguem o padrão biela, manivela e pistão, que serão abordados a seguir.

O ciclo Otto pode operar com gasolina, etanol ou gás natural (GNV), sendo qualquer dos combustíveis supracitados são misturados com ar e depois injetado para a câmara de combustão (Martins, 2006; Pereira et al., 2004). Heywood (1988) afirma que os motores do Ciclo Otto são conhecidos como motores de ignição por centelha, e nesses motores, o ar e o combustível são misturados em um sistema de admissão para depois serem introduzidos na câmara de combustão por meio de um carburador ou sistema de injeção eletrônica.

O ciclo Diesel opera com óleo Diesel e a mistura de ar e combustível ocorre diretamente dentro da câmara de combustão. Diferente dos motores ciclo Otto, o motor Diesel comprime o ar no cilindro, para que, perto do ponto máximo de compressão, o combustível seja injetado, pressurizado, para dentro da câmara de combustão. Por conta disso, o motor ciclo Diesel também é conhecido como motor de ignição por compressão (Martins, 2006).

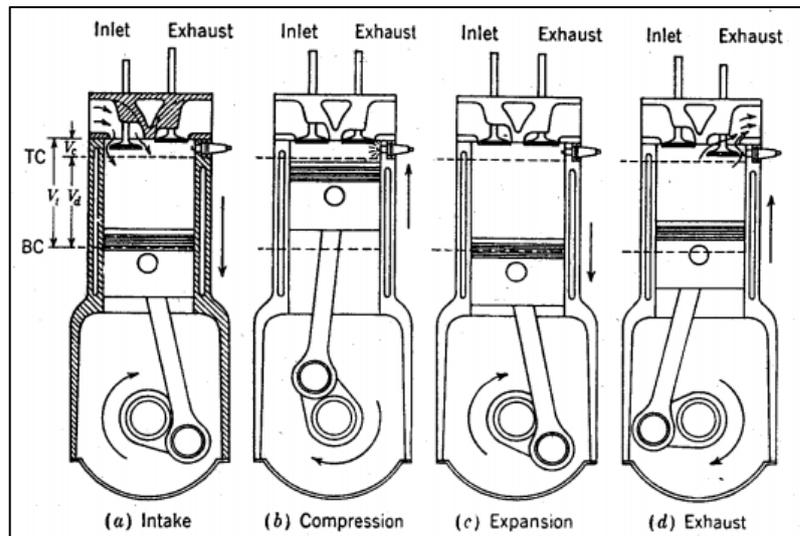
Como o motor que será utilizado no projeto é movido à gasolina, o ciclo padrão Otto será colocado em evidência em relação ao padrão Diesel.

Motores do ciclo Otto podem ter duas configurações de operação, sendo 2 ou 4 etapas de funcionamento. Os motores conhecidos como 2 tempos foram utilizados por muito tempo em motocicletas e em poucos automóveis, sendo que o motor 4 tempos é o mais utilizado em veículos. A maior diferença entre os dois é que o motor 2 tempos precisa de apenas uma volta da manivela para concluir o processo, enquanto o motor 4 tempos necessita de duas voltas para concluir o processo (Martins, 2006).

Visto que o objeto de estudo deste trabalho é um motor 4 tempos, cada processo será explanado. Os 4 processos são: Admissão, Compressão, Combustão e Exaustão. No processo de Admissão, o embolo está se deslocando para seu ponto mais baixo do curso, conhecido como ponto morto inferior (PMI), causando uma depressão que, com a válvula de admissão aberta, aspira a mistura para dentro da câmara de combustão. No processo de Compressão, a válvula de admissão será fechada e o pistão subirá até o ponto mais alto de seu curso, conhecido por ponto morto superior (PMS), onde a mistura será comprimida. A Combustão da mistura ocorre com o pistão ainda no PMS, sendo decorrente de uma centelha gerada pela vela de ignição. A explosão dos gases faz com o pistão seja empurrado para seu PMI devido a pressão gerada na câmara de combustão. Por fim, o processo de Exaustão ocorre, com o pistão subindo novamente ao PMS, com a válvula de escape aberta para que os gases resultantes da queima saiam pelo coletor de escape (Obert, 1999).

A Figura 1, apresentada a seguir, mostra como ocorre os 4 tempos do motor regido pelo ciclo Otto, mostra as localizações dos pontos morto inferior (BC na figura) e superior (TC na figura) e também apresenta o volume total ( $v_t$ ), volume deslocado pelo topo do pistão ( $v_d$ ) e o volume morto ( $v_c$ ) (Heywood, 1988).

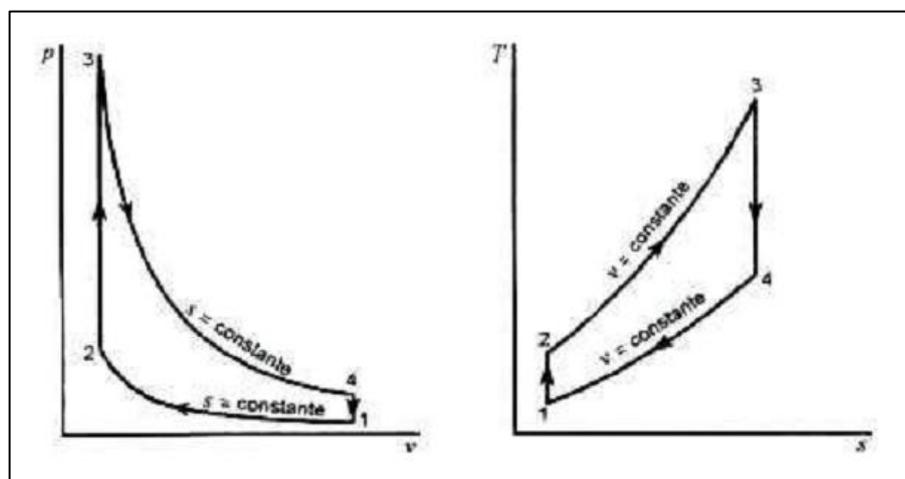
Figura 1 – Ciclo de 4 tempos de operação do motor Otto



Fonte: Heywood (1988, p. 10).

A Figura 2 apresenta o ciclo padrão a ar Otto, sendo este o ciclo ideal que se aproxima do ciclo real e, é representado na forma de diagramas  $p-v$  e  $T-s$ , apresentados na disciplina de Termodinâmica clássica. O processo que ocorre a partir do ponto 1 até o ponto 2 representa uma compressão isoentrópica do ar, no momento em que o pistão está se movendo do PMI para o PMS, do ponto 2 ao ponto 3, o ar contido no cilindro recebe calor, a volume constante, ao passo que o pistão está no PMS. O processo que ocorre entre os pontos 3 e 4 é um processo de expansão isoentrópica e entre os pontos 4 e 1 é a rejeição de calor do ar, no momento em que o pistão está no PMI (Van Wylen, 1995).

Figura 2 – Diagramas teóricos  $p-v$  e  $T-s$  do Ciclo padrão a ar Otto ideal

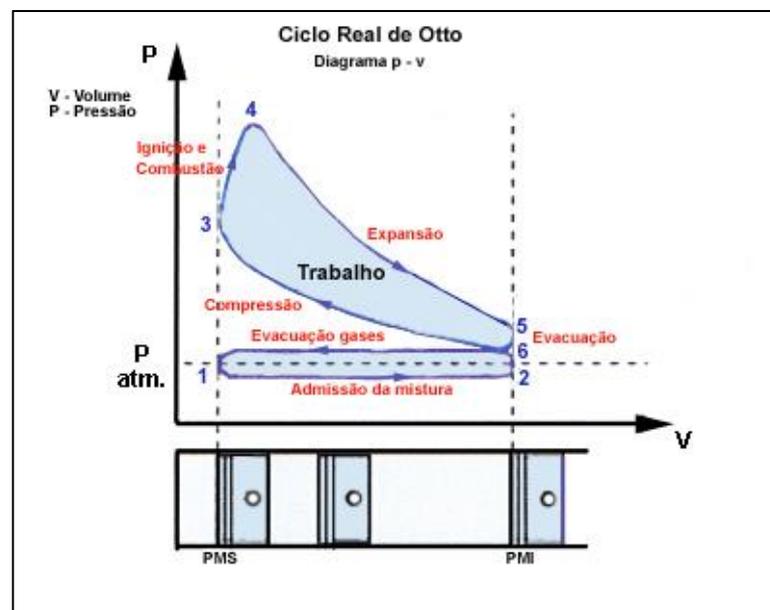


Fonte: Van Wylen (1995, p. 274).

De acordo com o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 453), os ciclos da Figura 2 são formulados a partir de certas condições, sendo estas: considera-se a mistura ar-combustível como um gás ideal, o calor específico do gás é considerado como constante, a adição e dissipação de calor ocorrem de forma infinitamente rápida, etc.

A Figura 3 representa o ciclo de carga real do motor a combustão Diesel, onde são introduzidos os tempos de Admissão e Exaustão.

**Figura 3 – Diagrama  $p-v$  do Ciclo Diesel real**



Fonte: Wikienergia (2012).

Heywood (1988, p. 10) destaca que a divisão do volume total pelo volume morto é conhecido como taxa de compressão, e motores a gasolina têm valores entre 8 e 12. Van Wylen (1995, p. 275) conclui que quanto maior for a taxa de compressão do motor que segue o ciclo Otto, maior será sua rendimento térmico. Entretanto, ao se aumentar muito a taxa de compressão, o combustível pode sofrer com detonação por conta das fortes ondas de pressão no interior do cilindro.

Para que seja calcula a potência, alguns conceitos serão previamente explanados.

Segundo (SENAI CIMATEC, MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA, 2003, p. 11), motores são constituídos por:

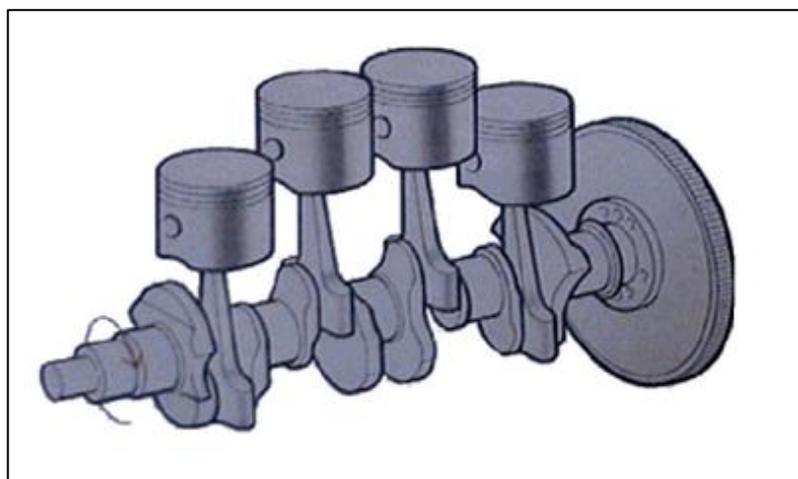
- Tampa de válvulas;
- Cabeçote;
- Bloco do motor;
- Conjunto móvel;
- Cárter.

O Bloco de motor e o conjunto móvel serão os focos, pois serão as peças que serão modificadas no motor do veículo.

De acordo com o Martins (2006), o bloco do motor é um componente estrutural que contem os cilindros e suas respectivas camisas, onde se movimentam parte dos componentes móveis, e os dutos de arrefecimento e óleo do motor. A parte de cima do bloco é selado pelo cabeçote a parte de baixo pelo cárter. As camisas dos cilindros podem ser usinadas no próprio bloco do motor ou serem removíveis, sendo que o motor estudado possui camisas intercambiáveis, encontradas a venda na WEB. Estas necessitam ser duras para conter o desgaste e a pressão da câmara de combustão.

O conjunto móvel é constituído pelos pistões, bielas e o virabrequim, e segundo o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 456), estes componentes reagem a força originada pela combustão e geram forças inertes de massa. A Figura 4 apresentada a seguir exhibe o conjunto móvel de um motor 4 cilindros em linha, contendo pistões, bielas, virabrequim e o volante do motor.

**Figura 4 – Conjunto móvel de um motor 4 cilindros em linha**



Fonte: Mercedes Benz do Brasil, 2006 (apud Tillman, 2013, p. 42).

De acordo com Tillman (2013, p. 132), o volume do motor é determinado quando o pistão se desloca em seu curso, partindo do PMI e avançando ao PMS. Contudo ao se efetuar o calculo, será obtido o volume para apenas um cilindro, ou seja, caso o motor tenha mais cilindros, deve-se multiplicar por um fator  $N$ , sendo este o número de cilindros do motor. A equação é descrita abaixo:

$$C = N * \left( \frac{\pi * D^2}{4} * s \right) \quad (1)$$

, onde  $C$  representa a volume em centímetros cúbicos,  $N$  representa o número de cilindros,  $D$  representa o diâmetro do pistão em centímetros e  $s$  representa o curso do pistão em centímetros.

De acordo com o manual do proprietário, o veículo Vw 1300 (o qual é o foco desse estudo de caso) é equipado com o motor 1,3 litros e 4 cilindros, conhecido como boxer a ar e possui o diâmetro dos pistões de 77 milímetros e curso do virabrequim de 69 milímetros. Sendo assim, o volume é dado por:

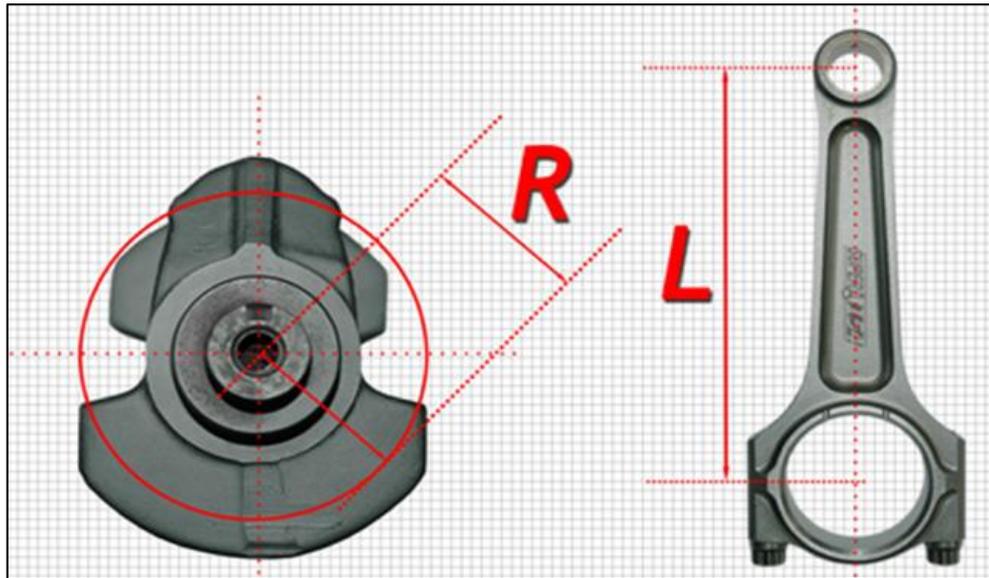
$$C = 4 * \left( \frac{\pi * 7,7^2}{4} * 6,9 \right) \quad (2)$$

$$C = 1285,23 \text{ cm}^3$$

Como é mostrado acima, é de costume as montadoras arredondarem o valor em litros da cilindrada dos automóveis no mundo inteiro.

Segundo Samahá, o comprimento da biela, de centro a centro (como mostra a figura 5) e o raio do virabrequim (metade do curso), são fatores que determinam o conforto de rodar do veículo. Sendo assim, foi criada a relação  $r/l$ , onde  $r$  significa *radius* (raio do virabrequim) e  $l$  significa *length* (comprimento da biela). Testes indicam que valores de até 0,3 são considerados bons para conforto, pelo menor ângulo de inclinação da biela, e valores acima de 0,3 fazem com o motor vibre mais ao se acelerar por conta da maior inconstância do movimento do pistão.

Figura 5 – Representação do raio do virabrequim e o comprimento da biela



Fonte: SPA Turbo (2016), modificado.

De acordo com o professor Carlos Alberto Alves Varella (UFRRJ, 2010), existem três tipos de potência de motores a combustão que são obtidas a partir de ensaios ou cálculos: a Potência Teórica, a Potência Indicada e a Potência Efetiva.

A Potência Teórica é calculada utilizando-se propriedades físicas e quantidade de combustível que teoricamente entra na câmara de combustão, resultando em um valor livre de perdas, ou seja, toda a energia química é convertida em energia mecânica. Segue sua Equação:

$$P_T = p_c * q * d \quad (3)$$

, onde “ $P_T$ ” representa a Potência teórica em Kcal/h, “ $p_c$ ” representa poder calorífico do combustível em Kcal/Kg, “ $q$ ” representa o consumo de combustível em L/h e “ $d$ ” representa a densidade do combustível em Kg/L.

A Potência Indicada depende das características dimensionais do conjunto pistão, biela e árvore de manivelas, da rotação do virabrequim, e da pressão de expansão, sendo assim uma estimativa da potência, pois não considera perdas mecânicas. É obtida com a seguinte Equação:

$$P_I = \frac{1}{2} * p * V_{cilindro} * n * N \quad (4)$$

, onde " $P_I$ " representa a Potência indicada em Watts, " $p$ " representa a pressão na expansão em Pa, " $V_{cilindro}$ " representa o volume no cilindro em  $m^3$ , " $n$ " representa a rotação do motor em rps e " $N$ " representa o número de cilindros que o motor possui.

A Potência Efetiva não é obtida de forma trivial, pois é necessária a utilização de um equipamento chamado dinamômetro. Os parâmetros de torque e rotação do motor são obtidos seguindo normas da ABNT, e a potência é estimada pelo princípio da energia mecânica resultante de uma força tangencial a circunferência de raio R (ponto onde é localizada a ponta da biela). Com os parâmetros em mãos, é utilizada a Equação:

$$P_E = 2 * \pi * T_o * N \quad (5)$$

, onde " $P_E$ " representa a Potência efetiva em Watts, " $T_o$ " representa o torque do motor em Nm e " $N$ " representa a rotação do motor em rps.

A partir dos três métodos de cálculo de potência de um motor, são obtidos os rendimentos, térmico, mecânico e volumétrica. Os rendimentos são uma maneira de comparar motores que são mais eficientes em transformar energia química em energia mecânica com os menos eficientes, sendo que quanto maior o rendimento, uma dada quantidade de combustível gera mais potência.

Segundo Malfatti, Laércio (2009) e Heywood (1988), rendimento térmico é a quantidade de energia térmica proveniente da queima de combustível que esta sendo convertida em energia mecânica e transmitida pelos pistões, ou seja, a energia que realmente "empurra" o pistão. Conforme mostra Çengel e Boles (2006, p. 404), as eficiências térmicas dos motores movidos a gasolina variam de 25 a 30 %, ou seja, a potência teórica é reduzida em até  $\frac{1}{4}$  para que chegue ao asfalto.

Malfatti, Laércio (2009 apud Heywood, 1988) relata que o rendimento mecânico é obtido com base na potência de atrito, esta aferida em um dinamômetro ativo com o motor funcionando sem ignição, porem, trabalhando normalmente como se estivesse em um automóvel no dia-a-dia. Desta forma, o dinamômetro fornecerá apenas a potência necessária para mover os componentes móveis do motor após superar todas as forças de atrito causadas por acessórios do motor. Esta eficiência varia de 90% em rotações entre 1800 e 2400 rpm com a borboleta de admissão de ar completamente aberta (WOT – Wide Open Throttle), todavia, pode chegar até 75% para rotações mais altas, onde o motor atinge sua potência máxima.

De acordo com Carvalho (2011 apud Taylor, 1985), a eficiência volumétrica é determinada pela razão entre a massa da mistura ar/combustível que entrará no momento da admissão e a massa que realmente entra na câmara de combustão, considerando a densidade do ar nas condições de pressão e temperatura no momento. Segundo Souza, Gustavo (2010), a eficiência volumétrica pode ser afetada por algumas variáveis como, tipo de combustível, taxa de compressão do motor, projeto das válvulas de admissão e escape dentre outros. Esta é definida por:

$$n_v = \frac{2 * \dot{m}_a}{\rho_{ar,adm} * V_d * N} \quad (6)$$

, onde “ $n_v$ ” representa a eficiência volumétrica, “ $\dot{m}_a$ ” fluxo de massa de ar admitido pelo motor em Kg/s, “ $\rho_{ar,adm}$ ” representa a densidade do ar admitido em Kg/m<sup>3</sup>, “ $V_d$ ” representa o volume total deslocado em m<sup>3</sup> e “ $N$ ” representa a rotação do motor em rps.

Alguns dados relacionados ao combustível são necessários para se calcular a potência de motores, como poder calorífico inferior do combustível, densidade do combustível e relação ar/combustível estequiométrica, mostrados na tabela (2), (3) e (4) abaixo:

**Tabela 2 – Poder calorífico inferior do etanol e da gasolina vendidos no Brasil**

<b>Poder Calorífico Inferior</b>	<b>Kcal/Kg</b>
<b>Etanol</b>	6752,39
<b>Gasolina (E27)</b>	9437,5

Fonte: Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável (2008).

**Tabela 3 – Massa específica do etanol e da gasolina vendidos no Brasil**

<b>Massa específica</b>	<b>g/L</b>
<b>Etanol</b>	792
<b>Gasolina (E27)</b>	761,34

Fonte: Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável (2008).

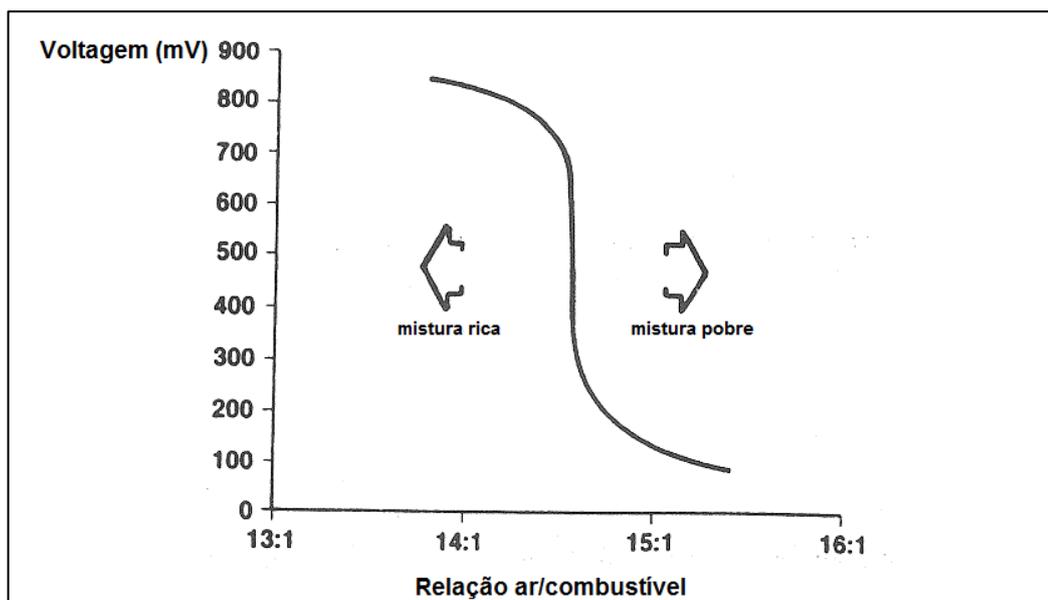
**Tabela 4 – Relação estequiométrica do etanol e da gasolina vendidos no Brasil**

<b>Relação ar/combustível</b>	<b>(adimensional)</b>
<b>Etanol</b>	9,0
<b>Gasolina (E27)</b>	13,16

**Fonte: Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável (2008).**

De acordo com o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 605), a relação ar/combustível teoricamente ideal para o funcionamento de um motor movido a gasolina é de 14,7:1, entretanto, Davis (2002) afirma que para atingir e manter esta relação em veículos de aspiração natural é algo que possui certa dificuldade, sendo que em motores com turbocompressor é ainda mais difícil. Por conta disto, veículos utilizam a sonda lambda (ou sensor de oxigênio), que consiste em um sensor que detecta a presença de oxigênio nos gases que saem na exaustão, então esse oxigênio gera uma variação de voltagem de acordo com a quantidade presente e que é enviada para o microcomputador (ECU) do veículo. Se o sinal de voltagem for baixo, significa que o motor está com uma mistura pobre, ou seja, o motor está trabalhando com uma relação ar/combustível maior do que 14,7. Se o sinal de voltagem for alto, significa que o motor está com funcionando com uma mistura rica, funcionando com uma relação ar/combustível menor do que 14,7 (Husselbee, 1989). A figura 6 mostra o gráfico da voltagem, em mV, e a relação ar/combustível, apresentando a transição de mistura rica para mistura pobre.

Figura 6 – Gráfico demonstrando mistura rica e mistura pobre



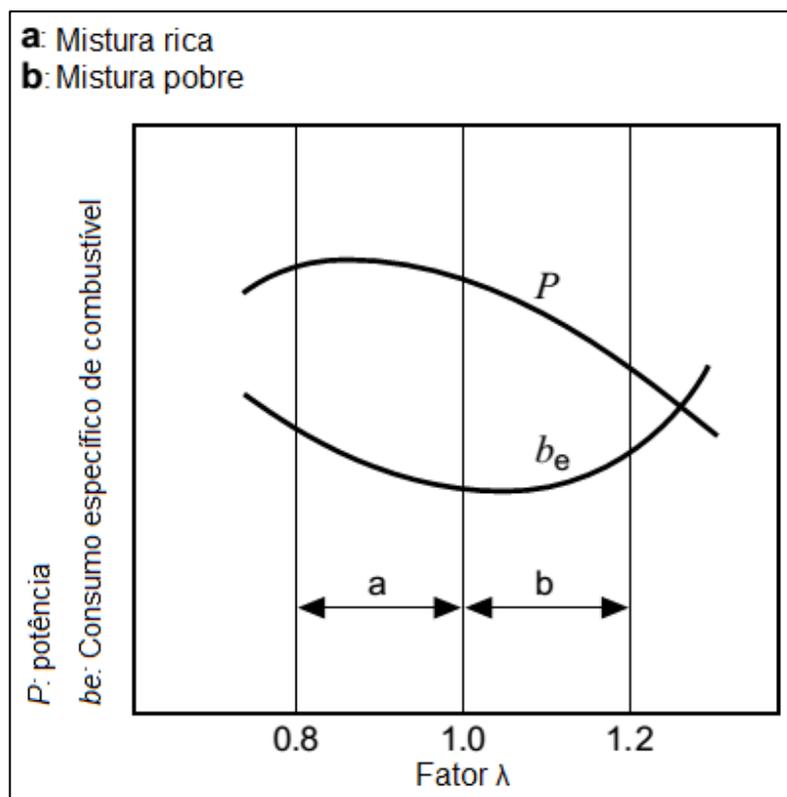
Fonte: Husselbee (1989, p. 65), modificado.

Visto que a mistura dificilmente será estequiométrica, é comum se utilizar o fator de excesso de ar, conhecido na literatura como lambda ( $\lambda$ ), para verificar se o veículo está funcionando com uma mistura pobre ou rica de ar e combustível (Martins, 2006).

O Manual técnico de sistema de injeção de gasolina K-Jetronic/Robert Bosch (2000) afirma que lambda é obtido dividindo-se o valor real da mistura, que vai variar de acordo com o sinal que o sensor recebeu no escape, pelo valor de 14,7, que é o valor dito como estequiométrico. Sendo assim,  $\lambda=1$  significa que a mistura está conforme o valor teórico de estequiometria. Se  $\lambda<1$ , significa que a mistura está com menos ar, sendo assim, esta rica em combustível. Se  $\lambda>1$ , significa que a mistura está com excesso de ar, caracterizando-se como pobre em combustível.

Motores a combustão por centelha, com aspiração natural de ar, atingem seu maior rendimento com lambda variando entre 0,85 e 0,95, enquanto atingem seu maior nível de economia de combustível com lambda variando entre 1,1 e 1,2, como mostrado na figura 7.

Figura 7 – Gráfico de potência e consumo em relação ao tipo de mistura



Fonte: Manual técnico de sistema de injeção de gasolina K-Jetronic/Robert Bosch (2000, p. 8), modificado.

Hartman (2007) afirma que motores a combustão atingem sua potência máxima com mistura rica por conta de o ar ser escasso na câmara de combustão quando a borboleta de admissão de ar está totalmente aberta, por conta de fatores, como variação de temperatura, turbulência e velocidade que a mistura entra na câmara, que não são considerados nas equações.

De acordo com a Garrett by Honeywell, misturas mais pobres geram mais calor ao entrar em combustão, sendo assim, motores equipados com turbocompressor devem utilizar mistura mais rica possível, para que não ocorra detonação ou pré-ignição da mistura. Hartman (2007) diz que motores com taxa de compressão moderada funcionam bem com  $\lambda=0,9$ , atingindo seu pico de torque e melhor consumo de combustível, utilizando gasolina comum, enquanto motores auxiliados por turbocompressor necessitam de  $\lambda=0,85$  ou menos para rodar sem perigo de falhas.

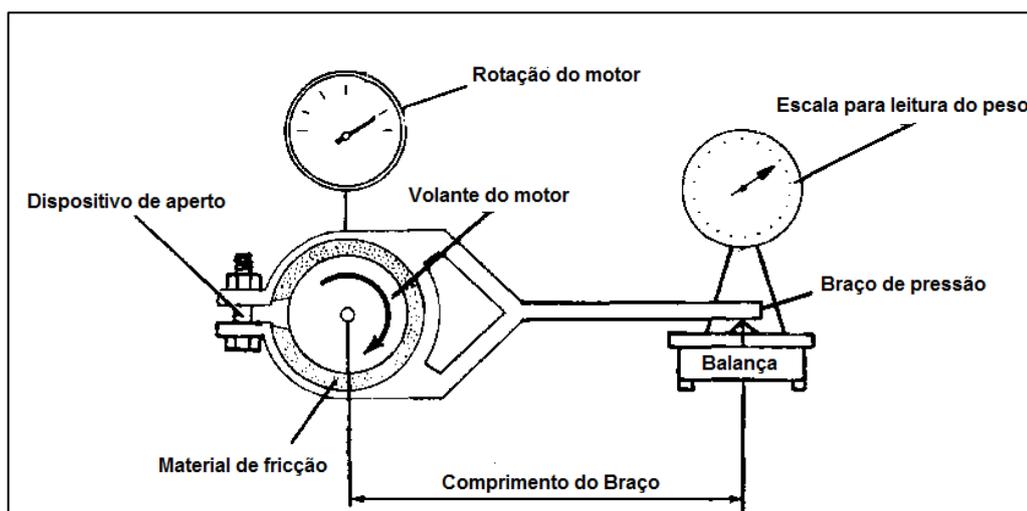
Segundo Martelli e Lacava (2010), o fator de excesso de ar ( $\lambda$ ) contribui para se encontrar a vazão de ar que o motor realmente admitiu, aprimorando o cálculo da eficiência volumétrica com a equação 7.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{comb.} * \lambda * \frac{ar}{comb.} \quad (7)$$

, onde “ $\dot{m}_{ar}$ ” representa a vazão de ar real no motor em Kg/s, “ $\dot{m}_{comb.}$ ” representa a vazão de massa de combustível admitido pelo motor em Kg/s, “ $\lambda$ ” representa o fator de excesso de ar e “ $\frac{ar}{comb.}$ ” representa a relação estequiométrica ideal para um dado combustível.

Em conformidade com Pulkrabek (1997), dinamômetros são equipamentos utilizados para medir o torque, e conseqüentemente, a potência de motores, a combustão por ignição e também por compressão, que são operados em faixas de rotações e cargas variadas. Para medir o torque e a potência da máquina térmica, o dinamômetro utiliza alguns métodos para absorver a energia fornecida pelo motor. Alguns dinamômetros mais simples absorvem a energia utilizando um freio de fricção mecânica (Inércia), porém estes são os equipamentos menos indicados para veículos com nível de potência mais alto por não serem tão flexíveis e precisos quanto os outros tipos. A figura 8 mostra o modelo:

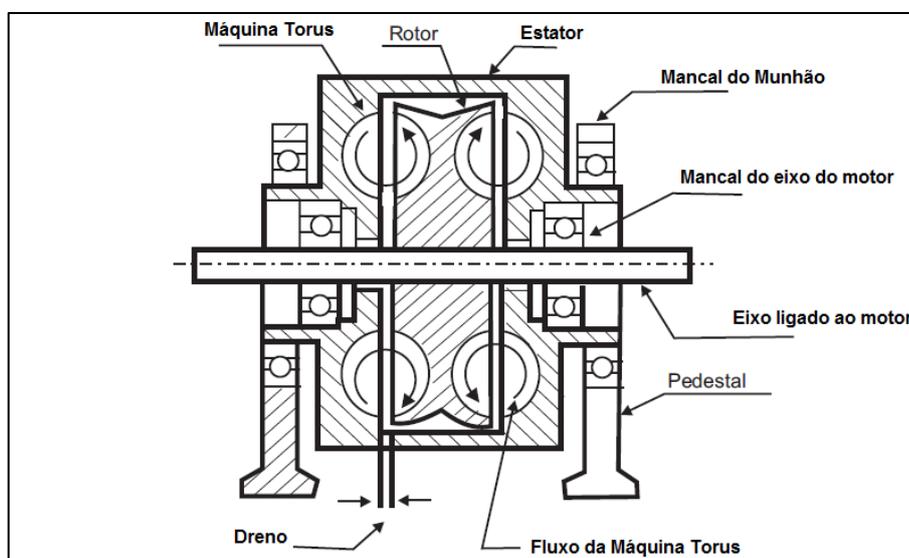
**Figura 8 – Exemplo de Dinamômetro que utiliza freio de fricção mecânica**



Fonte: Parekh (2013), modificado.

Os dinamômetros modernos podem funcionar a base de fluidos/hidráulica e também por correntes de Foucault. Os dispositivos que atuam por meio de fluidos absorvem a energia proveniente do motor por meio de água ou óleo bombeados por orifícios ou absorve a energia dissipada por perdas viscosas em uma combinação de rotor e estator. Desta maneira, grandes quantidades de potência podem ser absorvidas, sendo uma boa escolha para testar motores maiores. A figura 9, a seguir mostra o modelo:

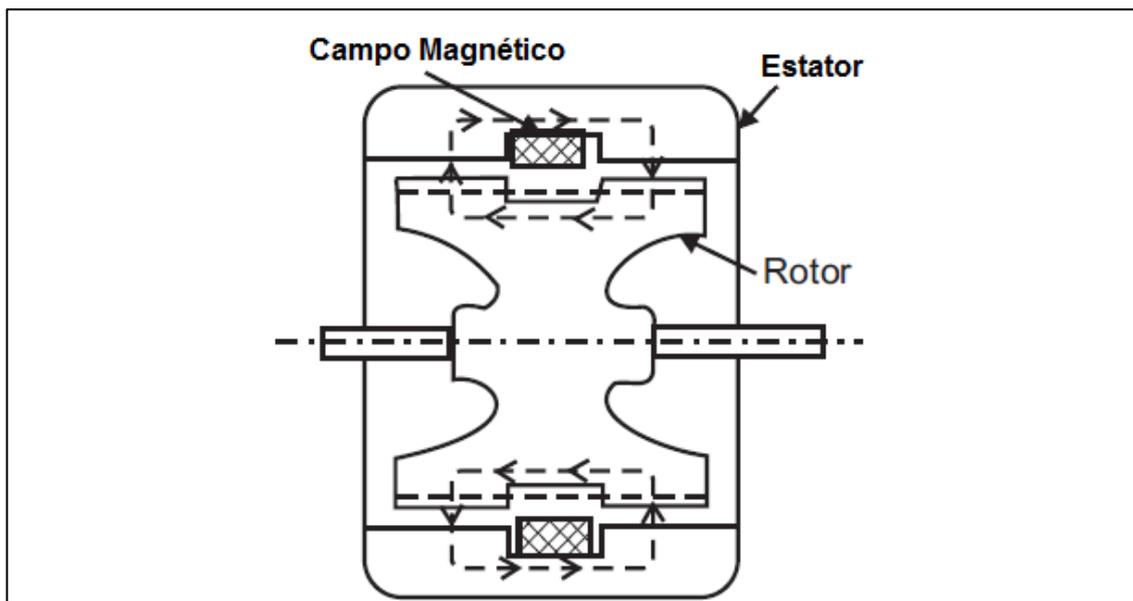
**Figura 9 – Exemplo de Dinamômetro que fluidos para absorver energia**



**Fonte: Mechanical Engineering (2016), modificado.**

O instrumento operado por correntes de Foucault utilizam um disco que é movido pelo motor que esta sendo testado, rodando em um campo magnético com força controlada. A rotação deste disco age como um condutor elétrico cortando as linhas do campo magnético, e assim, produzindo as correntes de Foucault no disco. Como não há fios ligados ao disco, a energia absorvida pelas correntes induzidas se mantém no disco. Sua maior vantagem é que possui grande precisão por conta da carga variável e, por ser possível utiliza-lo rodando ao contrário, é possível testar as perdas mecânicas para a obtenção da eficiência mecânica, visto que o disco é utilizado como motor para o motor desligado. A figura 10 demonstra seu funcionamento:

Figura 10 – Exemplo de Dinamômetro que utiliza correntes de Foucault



Fonte: Mechanical Engineering (2016), modificado.

### 2.1.1 Motor do estudo de caso

O motor da marca Volkswagen, do modelo 1300 fabricado em 1972, de acordo com dados encontrados no Manual de Instruções Vw 1300 e 1500 (1971-72), tem o motor conhecido por ser refrigerado a ar, de volume 1285 cm<sup>3</sup> que possui duas válvulas por cilindro, pistões de 77 mm, virabrequim com 69 mm de curso, taxa de compressão de 6,6:1, o bloco é produzido em ferro fundido e sua potência e torque originais são de 46 Cv (SAE) a 4600 rpm e 9,1 Kgfm (SAE) a 2600 rpm movido pela combustão de Gasolina, respectivamente, nesta versão.

## 2.2 DESCRIÇÃO DO AUMENTO DE VOLUME

Segundo Davis (1998), há apenas dois modos de se alterar a capacidade volumétrica de um motor, sendo estas o aumento do diâmetro dos pistões e o aumento do curso do virabrequim. Davis (1998) complementa dizendo que alterar o comprimento da biela ou alterar a altura de compressão do pistão não alteram o deslocamento, ou seja, não ocorre o aumento de volume do motor, porém pode ser

necessária a troca de ambos para adequar o motor a Relação  $r/l$  e a taxa de compressão para dado combustível que será utilizado.

Contudo, Stapleton (2005) e Samahá (2000) afirmam que o tamanho do bloco do motor impõe o limite de volume máximo que pode ser obtido de um determinado motor. Stapleton (2005) diz que o aumento do diâmetro dos pistões depende do projeto de fundição que foi empregado no bloco do motor, especificamente a espessura das paredes dos cilindros, que serão usinadas para que se tenha espaço para os novos pistões de maior diâmetro. Segundo Stapleton (2005), este tipo de aumento de volume é rentável, especialmente em motores usados por conta de seu desgaste, mas ao atingir o limite de diâmetro máximo, não será mais possível a retífica do motor e, caso não haja possibilidade de troca das camisas do cilindro, o motor será inutilizado visto que não será mais possível a realização de uma retífica. Huneycutt (2011) afirma que é bom chanfrar o topo do bloco, na região dos cilindros, para facilitar a montagem dos pistões com os anéis em seus lugares. A figura 11 mostra um exemplo de diferentes diâmetros de pistões para um motor de Scooter, sendo o de 39 mm o pistão original do motor de 49,5 centímetros cúbicos.

**Figura 11 – Exemplo de pistões original e com diâmetros maiores**



**Fonte: 49 cc scoot, modificado.**

Conforme Stapleton (2005), o aumento de volume do motor pode ser realizado trocando-se o virabrequim original do veículo por uma peça que proporcionará maior curso do pistão, como é mostrado no exemplo da figura 12, o virabrequim original de 86 mm do motor Nissan SR20 (acima) e o virabrequim de 91 mm de curso (abaixo).

**Figura 12 – Exemplo de Virabrequins original e de maior curso**

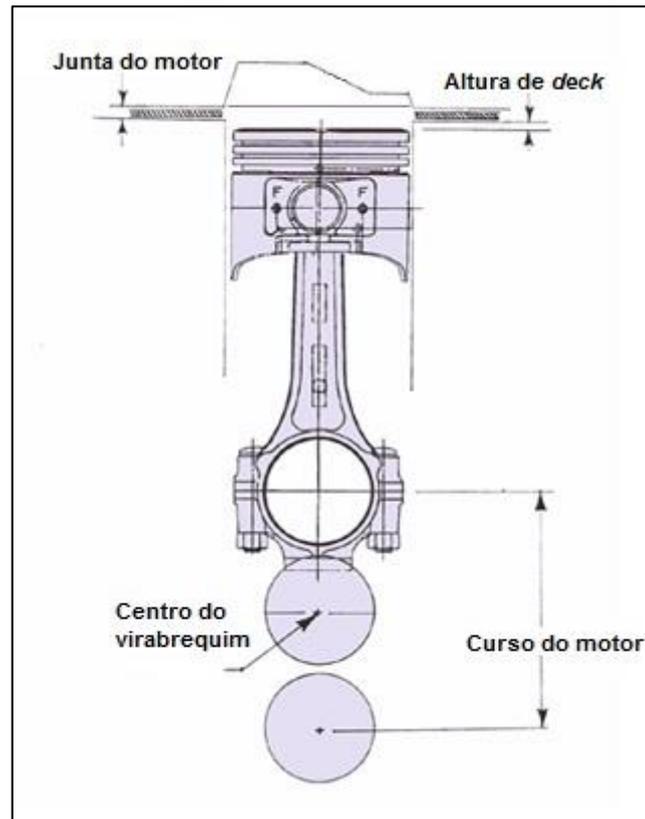


**Fonte: Ratsun, fórum (2012), modificado.**

Davis (1998) afirma que o aumento do curso do virabrequim é uma maneira de aumentar significativamente o volume do motor, se comparado ao aumento do diâmetro do pistão. De acordo com Connolly (2000), um curso maior do virabrequim permite o motor obter mais desempenho em rotações mais baixas e a dirigibilidade e faixa de torque do motor é alterada em relação ao original.

Lingenfelter (1996) diz que é necessário observar a altura de *deck* do bloco do motor antes de se trocar o virabrequim por um de maior curso, para que o pistão não avance além do bloco, onde se encontra a junta do motor. A figura 13 mostra o significado da altura de *deck* e como é encontrada.

**Figura 13 – Método para se averiguar a altura de *deck***



Fonte: Victory Library, modificado.

Segundo o mecânico Sergio, o aumento do curso do virabrequim influencia na velocidade média do pistão, na relação  $r/l$  e na taxa de compressão, como dito anteriormente. Com o aumento do curso, a velocidade média dos pistões também aumenta e pode ultrapassar o limite de 20 m/s que a maioria dos pistões originais aguentam, gerando mais fadiga ao pistão e assim reduzindo sua vida útil. Se for demasiado o aumento do curso, pode ser necessário a utilização de bielas com menor comprimento, gerando uma inclinação exagerada do componente, piorando a relação  $r/l$ .

Lingenfelter (1996) afirma que o aumento de curso do virabrequim deve ser analisado previamente, observando se, ao se montar as bielas, seus parafusos não irão chocar-se contra a parede do bloco ou até a junta do cárter. Blocos de motor possuem certa folga em seu alojamento, como mostrado na figura 14 o bloco de um motor Vw refrigerado a ar que equipa os Vw 1300-1600 e o virabrequim alocado em sua posição de trabalho.

Figura 14 – Bloco do motor Vw que equipa os Vw 1300, 1500 e 1600



Fonte: The Samba, fórum (2011), modificado.

No caso do motor que será estudado, Connolly (2000) afirma que, por conta do motor da Vw possuir os cilindros afixados no bloco e não fundidos como na maioria, isto facilita o aumento do volume do motor por meio do aumento do diâmetro dos pistões, visto que a Vw utiliza os mesmos bloco e virabrequim nas três versões de motores (1300, 1500 e 1600) variando apenas os diâmetros dos cilindros e pistões. Visto que o motor Vw refrigerado a ar é versátil, a figura 15 mostra os diâmetros e cursos de virabrequim mais utilizados, tanto para montar um motor original (*Stock*), quanto para montar um motor que será utilizado em competições.

Figura 15 – Tabela de volumes para o motor VW refrigerado a ar

Diâmetro dos pistões	Curso do virabrequim			Volume do motor		
	64	69	74	76	78.4	82
77	1192*	1286**	1378	1415	1460	1527
83	1385	1493+	1601	1644	1696	1774
85.5	1496	1584++	1699	1745	1800	1882
87	1521	1641	1759	1806	1863	1949
88	1556	1679	1799	1848	1906	1994
90.5	1646	1776	1903	1955	2016	2110
92	1700	1835	1967	2020	2084	2180
94	1776	1915	2052	2109	2175	2275

\* Stock 1200cc; \*\* Stock 1300cc; + Stock 1500cc; ++ Stock 1600cc

Em verde: aumentos de volume mais populares

Fonte: Air cooled tech (2002), modificado.

### 2.3 DESCRIÇÃO ACERCA DA SOBREALIMENTAÇÃO (TURBO)

De acordo com Heisler (1998, p. 315), um motor a combustão por ignição pode ter até 30 % de rendimento térmico, e dos 70% restantes, 38% é a energia em forma de calor que é perdido junto aos gases formados pela queima do combustível que saem pelo escapamento do automóvel. O turbocompressor utiliza uma parte da energia dos gases de escape para girar o rotor de uma turbina que compartilha um eixo com um rotor onde se encontra um compressor, e este aspira o ar e o comprime para dentro do sistema de admissão, onde ocorre a mistura com o combustível. Sendo assim, o turbocompressor aproveita até 1/3 destes 38% de energia que seriam desperdiçados usando o sopro dos gases provenientes da combustão.

Segundo o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 528), a sobrealimentação aumenta o rendimento de um motor com dado deslocamento e de acordo com sua velocidade aumentando a quantidade de massa de ar que entra na câmara de combustão, na forma de ar comprimido.

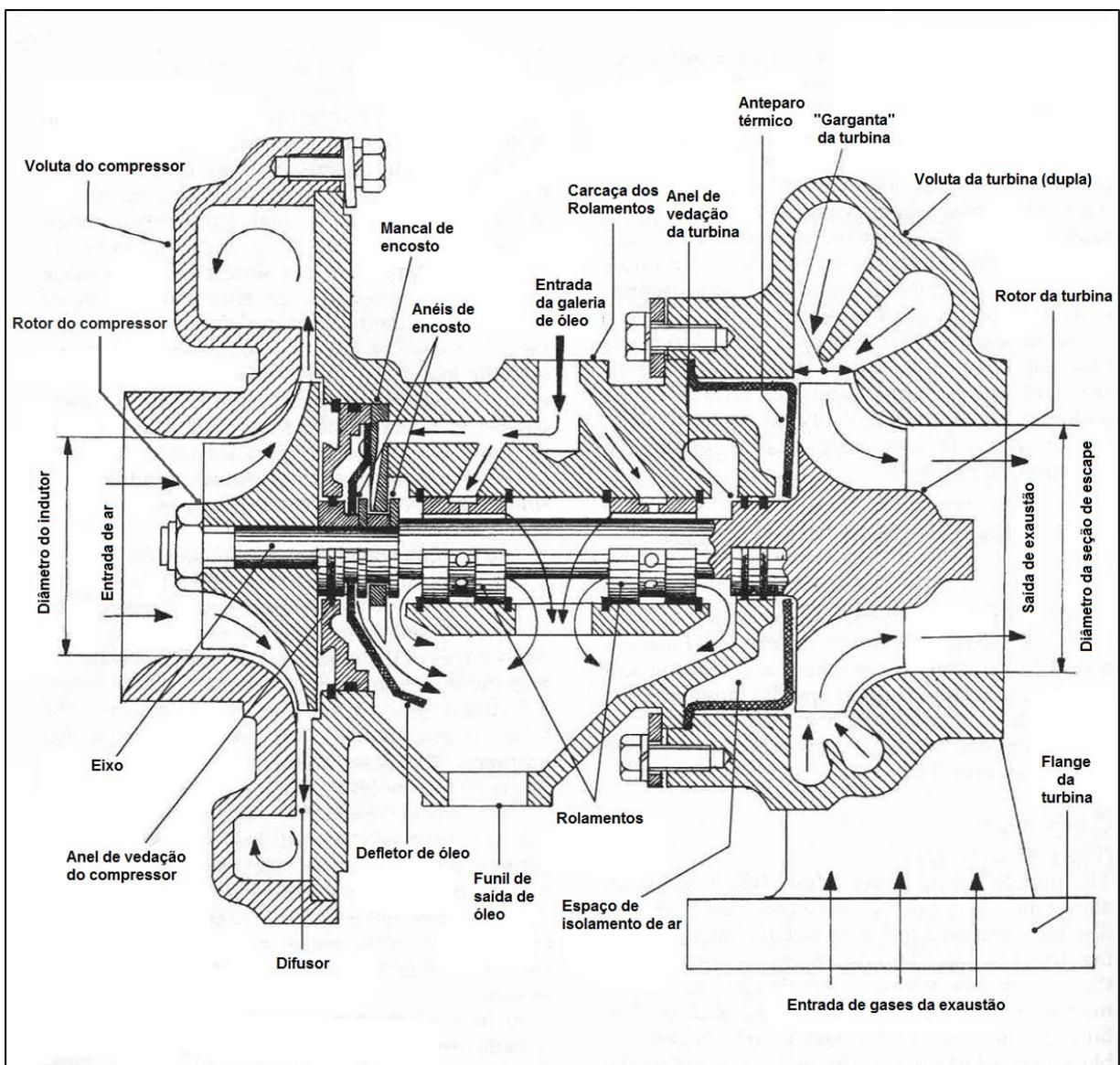
Apesar dos benefícios, Heisler (1998) afirma que adicionar um turbocompressor pode afetar no fluxo de gases do escapamento por conta do bloqueio das paletas da turbina, assim, com o motor em baixas rotações consequentemente baixo fluxo de gás, o turbocompressor funciona com baixa eficácia. De acordo com Tang et al. (2015), normalmente é preferível adicionar um turbocompressor de pequeno tamanho para melhorar sua performance em baixas velocidades do motor, porém só será efetivo se o motor trabalhar em velocidades mais baixas e com pouca pressão. Como a turbina possui tamanho reduzido, quando o motor estiver em altas rotações, o fluxo de ar que sairá na exaustão fará com que o rotor da turbina exceda sua capacidade, gerando uma pressão maior que a pressão máxima especificada pelo componente, assim, o componente será levado a falha.

Para se escolher um turbocompressor a ser instalada em um veículo, é necessário se conhecer as características construtivas de alguns componentes que formam o conjunto e estabelecer metas de desempenho e de como o veículo será utilizado. Além disso, cada turbina possui um mapa de rendimento, que é fornecido

pele fabricante, onde é descrito faixas de pressão e fluxo de ar que a turbina terá seus melhores rendimentos (Bell, 1997; MacInnes, 1979).

Heisler (1998, p. 317) diz que o turbocompressor pode ser dividido em três partes principais: a turbina ligada ao coletor de gases de exaustão do motor (conhecida como “carcaça quente”), o compressor centrífugo que envia o ar comprimido à admissão (conhecido como “carcaça fria”) e o eixo que liga a turbina ao compressor, apoiado em rolamentos, como mostra a figura 16.

Figura 16 – Imagem esquemática de um turbocompressor cortado ao meio.



Fonte: Heisler (1998, p. 318), modificado.

O compressor é composto por três componentes principais, os quais são: o rotor, o difusor e a voluta. O rotor possui pás radiais curvadas em um mesmo sentido, possuindo um ângulo tal que faça com que o ar entre no rotor com o mesmo ângulo da entrada das pás, ganhando eficiência em relação a um rotor de pás perpendiculares (MacInnes, 1979). Heisler (1998) afirma que por conta de todas as pás terem a curvatura no mesmo sentido, faz com que o espaço entre as pás ajam como células, e visto que a base do rotor possui curvatura suave, quando o ar entra no rotor, ele desliza axialmente do centro às bordas. Ao ser expelido radialmente pelo rotor, o ar segue para o difusor e então para a voluta do compressor, onde será guiado pela forma circular (assemelhada a um caracol) da voluta, em constante expansão, até tubulação de admissão do motor. De acordo com a BorgWarner Turbo Systems, o difusor é projetado de modo que o ar atravesse ele diminuindo sua velocidade, aumentando sua pressão e temperatura, praticamente sem perdas. A figura 17 mostra um exemplo de rotor para um turbocompressor fabricado pela Garrett by Honeywell.

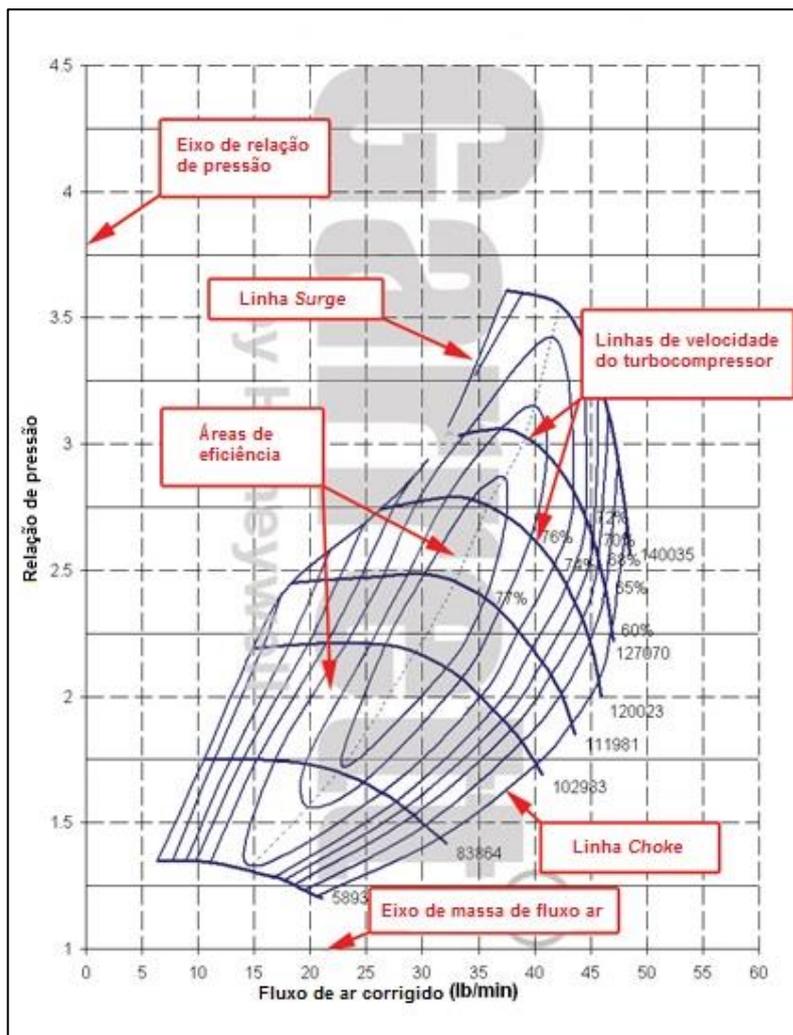
**Figura 17 – Exemplo de rotor do compressor.**



**Fonte: Turbo rebuild (2016), modificado.**

O compressor é um componente importante, pois fornece meios para se escolher um turbocompressor para dada utilização e meta de potência. De acordo com o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 533), os compressores possuem uma curva característica, que indica uma área onde o compressor desempenhará sua função com mais eficiência. O gráfico do compressor é plotado com variações da razão entre a pressão que será aplicada ao sistema e a pressão atmosférica em relação à variação da taxa de fluxo de ar necessário para gerar a potência esperada pelo cliente (Garret by Honeywell; BorgWarner Turbo Systems). Linhas de velocidade do compressor e regiões que expressam a eficiência do compressor complementam o gráfico. O Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 534) afirma que ao lado esquerdo do gráfico encontra-se a linha de instabilidade do compressor (*surge*) e ao lado direito encontra-se a linha que representa o limite afogamento ou estrangulamento do compressor (*choke*). A figura 18 mostra um exemplo de gráfico fornecido pela Garrett by Honeywell, identificando os parâmetros supra citados.

Figura 18 – Exemplo de mapa de compressor.



Fonte: Garrett by HoneyWell, modificado.

Conforme a BorgWarner Turbo Systems e MacInnes (1979, p. 18), a região a esquerda da linha *Surge* é onde o compressor sofrerá com instabilidade de fluxo de ar e poderá acarretar na falha dos mancais de rolamento. *Surge* acontece quando o motor não suporta a quantidade de ar que o turbocompressor está enviando, ocorrendo o retorno do ar em excesso ao compressor, e chegando ao compressor, este é comprimido novamente e enviado ao motor, formando um ciclo. Para ser evitado, deve-se instalar uma válvula de alívio (*Blow off*) e dimensionar o turbocompressor para a capacidade volumétrica que o motor admite (Garrett by Honeywell).

Para Garrett by Honeywell, a região a direita da linha *Choke* é a área em que o turbocompressor atinge grandes velocidades por não ser capaz de pressurizar uma grande quantidade de massa de ar que atravessa suas pás, sendo definido

pela Garrett como ponto em que a eficiência do compressor se torna menor que 58%. *Choke* ocorre quando se escolhe um turbocompressor de pequenas dimensões para um motor que possui grande capacidade de admissão de ar.

MacInnes (1979, p. 18) afirma que compressores não trabalham com grandes faixas de fluxo de ar porque assim se obtém menores picos de eficiência, entretanto, como turbocompressores serão utilizados em motores de vários volumes, o compressor do turbocompressor acaba não alcançando uma grande eficiência, como em turbinas a gás, por exemplo.

Para se utilizar o mapa de compressor, primeiramente deve-se obter a relação de pressão e a massa de fluxo de ar. De acordo com a Garrett by Honeywell, para se obter os parâmetros citados, é necessário se conhecer a meta de potência, o volume real do motor, a rotação máxima do motor e as condições do ambiente. Garrett by Honeywell ainda afirma que certas variáveis precisam ser estimadas, dada a dificuldade para aferi-las.

A eficiência volumétrica pode ser medida, caso o veículo tenha sido testado em um dinamômetro, entretanto, para simplificar os cálculos, Garrett expressa valores típicos para motores com duas e quatro válvulas por cilindro, como mostra a tabela 5.

---

**Tabela 5 – Porcentagens de eficiência volumétrica típicas de motores**

Válvulas por cilindro	Eficiência volumétrica (%)
2	88-95
4	95-99

---

**Fonte: Garrett by Honeywell, modificado.**

A temperatura no coletor de admissão também possui valores típicos que variam de acordo com a eficiência do compressor e a utilização ou não do resfriador de ar (*intercooler*). São consideradas temperaturas entre 37,8 °C a 54,4 °C para turbocompressores que possuem o resfriador de ar e temperaturas entre 79,4 °C e 148,9 °C para turbocompressores sem o resfriador de ar (Garrett by Honeywell). Holmgren (2005) diz que é possível se obter a temperatura no coletor de admissão utilizando-se termopares, sensores de pressão e sensores de velocidade indutiva

angular, além do modelo computacional utilizado no programa *MATLAB-SIMULINK*. Todavia, seu modelo funciona apenas para um único veículo, expressando assim a dificuldade em se obter valores de temperatura.

O consumo específico de combustível (bsfc) é a taxa de combustível requerida para gerar cada cavalo vapor, e para motores que possuem turbocompressor podem variar entre 0,5 a 0,6 ( $\frac{lb}{Hp \cdot h}$ )(Garrett by Honeywell). Nebra (2003) diz que o consumo específico é obtido quando se testa um motor ou veículo em um dinamômetro.

Com os dados obtidos e/ou admitidos, de acordo com a facilidade de sua respectiva obtenção, é utilizado a equação 8.

$$W_{ar} = pot_{.meta} * \frac{ar}{comb.} * \frac{bsfc}{60} \quad (8)$$

, onde " $W_{ar}$ " representa a vazão de ar real no motor em lb/min, " $pot_{.meta}$ " representa a potência que se deseja alcançar, no volante do motor, em Hp, " $\frac{ar}{comb.}$ " representa a relação estequiométrica ideal para um dado combustível e " $\frac{bsfc}{60}$ " representa o consumo específico de combustível dividido por 60 para que seja obtido em  $\frac{lb}{Hp \cdot min}$ .

Este cálculo abrange quaisquer motores e velocidades de motor, porém, assume que o consumo específico seja constante por toda a faixa de velocidades.

A próxima etapa é calcular a pressão necessária para se alcançar a potência desejada, utilizando-se a equação 9.

$$P_{req} = \frac{W_{ar} * R * (460 + T_m)}{n_v * N/2 * C} \quad (9)$$

, onde " $P_{req}$ " representa a pressão absoluta para se atingir a potência desejada, " $W_{ar}$ " representa a vazão de ar real no motor em lb/min, " $R$ " representa a constante do gás ideal (639,6 Torr), " $T_m$ " representa a temperatura no coletor de admissão em °F, " $n_v$ " representa a eficiência volumétrica,  $N$  representa a velocidade do motor em rpm e  $C$  representa o volume do motor, em polegadas cúbicas (Hartman, 2007, p. 127).

Com a pressão absoluta obtida (em psi), subtrai-se a pressão atmosférica, que equivale a 14,7 psi, para que se obtenha a pressão manométrica. Ambos os valores são necessários para se encontrar a relação de pressão utilizada nos mapas

de compressor. Entretanto, Hartman (2007) afirma que na entrada do compressor há uma perda de pressão, que, caso não seja trivial de se medir, também pode ser estimada (1 psi), considerando um sistema de tubulação bem desenvolvido para o fluxo de ar que irá transpassar. Visto que o compressor não possui 100% de eficiência, considera-se uma perda de 2 psi na sua saída, que deve ser acrescentada a pressão absoluta do coletor de admissão. Assim, a relação de pressão será obtida com a equação 10.

$$\Pi_c = \frac{p_{2c}}{p_{1c}} \quad (10)$$

, onde  $\Pi_c$  representa a razão de pressão,  $p_{2c}$  representa a soma da pressão manométrica com a perda na saída do compressor e  $p_{1c}$  representa a subtração da pressão atmosférica com a perda estimada na entrada do compressor.

Após obtida a razão de pressão, verifica-se se é possível aplicar a pressão ao motor sem que ocorra avarias, sendo necessário a substituição de componentes como pistões, bielas e virabrequim caso o motor original não suporte a pressão para gerar a potência que se deseja.

De acordo com a Garrett by Honeywell, com a vazão de ar e a razão de pressão plota-se o ponto de operação no mapa do compressor, para verificar se o compressor irá operar em condições fora das linhas de *surge* e *choke* e com eficiência satisfatória. Hartman (2007, p. 130) indica que é sensato verificar, além da vazão de ar para rotação máxima, também as vazões de ar para rotações precedentes, para garantir que o compressor não trabalhe na região de *surge* nem mesmo com a borboleta da admissão parcialmente aberta.

Martins (2006) afirma que a turbina vai anexada ao coletor de escape, onde absorve a energia cinética dos gases resultantes da explosão e a transforma em energia mecânica para rotacionar o eixo que a liga junto ao compressor. Heisler (1998) e o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 535) aponta que, por conta da turbina trabalhar a altas temperaturas (faixa de 600-900 °C), são utilizados matérias como ferro fundido nodular, aço fundido com ligas e também ligas baseadas em níquel (Inconel).

De acordo com a BorgWarner Turbo Systems, existem dois tipos de turbina: a turbina radial, utilizada em rotores com até 300 mm de diâmetro e a turbina axial, que é utilizada em rotores com mais de 160 mm de diâmetro. A turbina

radial é a utilizada nos turbocompressores, por seu tamanho e custo de fabricação serem menores do que as axiais.

Ao sair do motor, os gases resultantes da queima passam por um coletor que, em sua ponta vai conectado o bocal da turbina, como mostra a figura 19. O funcionamento da turbina é contrário ao do compressor, e virtude de receber o gás no bocal e expeli-lo no centro do rotor, onde será conectado a continuidade do sistema de escapamento do veículo.

**Figura 19 – Exemplo de coletor de escape para motor com turbocompressor.**



Fonte: Hotcampinas, fórum (2015).

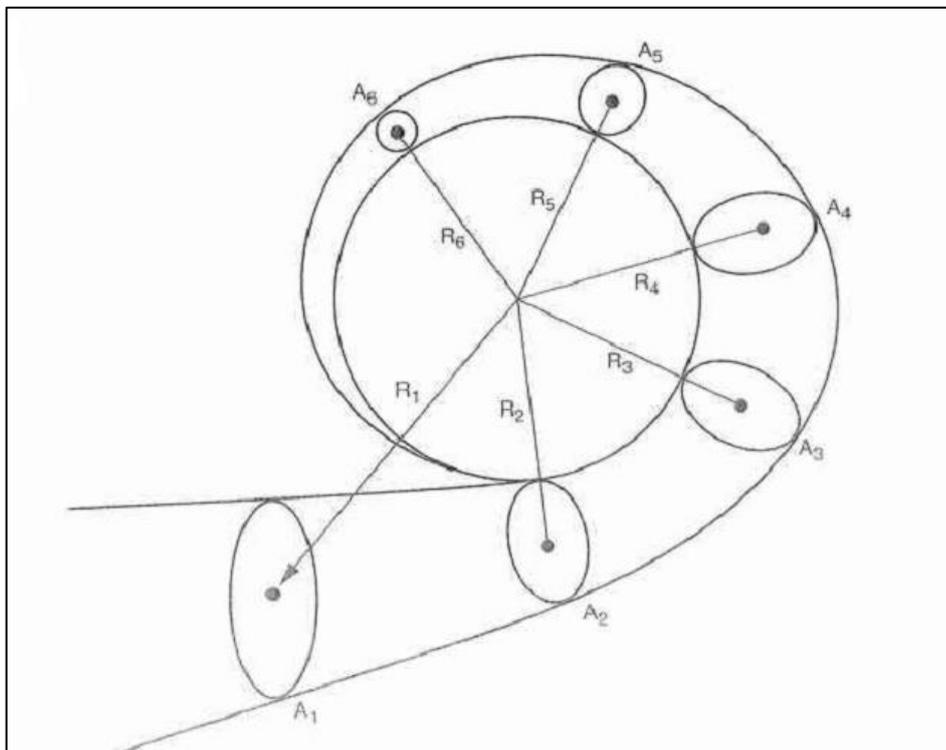
Similar ao compressor, a turbina também é composta por uma voluta e um rotor, entretanto, Martins (2006) afirma que apesar das semelhanças ao compressor, a turbina não requer um desenho tão sofisticado do rotor, pois funciona a partir da aceleração dos gases que empurram as pás, enquanto o rotor do compressor funciona desacelerando suavemente o ar que entra, visto que se tem menor dificuldade em controlar um processo de dinâmica de fluidos me aceleração que em desaceleração. Isto faz com que a turbina seja utilizada seja mais tolerante em relação a variação de carga, possibilitando a utilização de uma mesma turbina em mais de um tipo de motor.

O desempenho da turbina é dependente de sua voluta, podendo ter sua geometria variável e até construção com separação de fluxo. Um exemplo são os

veículos comerciais e caminhões, ambos movidos a diesel, onde seus motores trabalham em baixas velocidades e obtêm melhor desempenho com turbocompressor de duplo fluxo, que faz com que os fluxos se unam antes de chegar ao propulsor, formando pulsos que irão atuar juntamente com a energia cinética para gerar potência no eixo do turbocompressor. Visto que esta configuração gera instabilidade de pressão, a carcaça com duplo fluxo é utilizada em motores de baixa e média velocidade (Martins, 2006, p. 183; Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch, 2005, p. 534).

A turbina possui dois parâmetros que devem ser analisados previamente antes de sua aquisição, sendo o *trim* e a relação A/R. A relação A/R é um parâmetro que indica características físicas das carcaças do compressor e da turbina, influenciando minimamente no desempenho do compressor e largamente no desempenho da turbina. De acordo com Bell (1997, p. 32), A/R significa a área da seção circular da carcaça dividido pelo raio, que é a distância entre centros da carcaça e da área. A figura 20 mostra como funciona.

**Figura 20 – Relação A/R.**



**Fonte: Bell (1997, p. 32).**

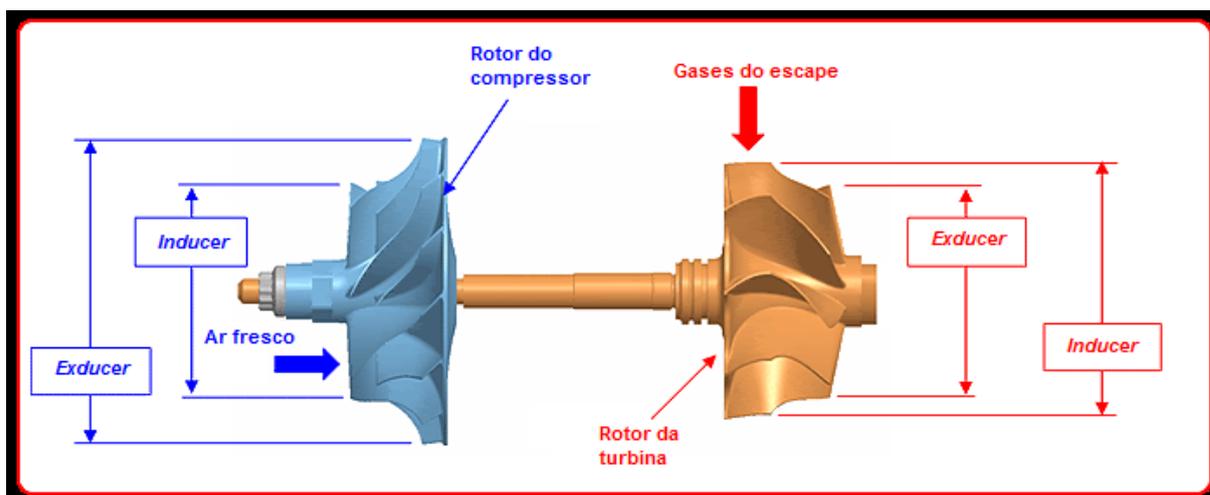
A relação A/R influi na capacidade de ajuste de fluxo da turbina, por conseguinte, um A/R pequeno favorece um fluxo com mais velocidade no rotor da turbina e um A/R maior diminui a velocidade do fluxo de gases. Isto significa que um turbocompressor que utiliza uma turbina com pequeno A/R terá uma resposta mais rápida de pressão em baixas rotações do motor, entretanto, em rotações mais altas sua menor dimensão acarretará em contrapressão no coletor de escape e isto fará com que se reduza o desempenho do motor. Contudo, ao se optar por um A/R maior, o ar entrará na turbina de uma forma que aumenta a efetividade do rotor, diminuindo a contrapressão no coletor e, assim, aumentando a potência em altas velocidades do motor. Entretanto, em baixas rotações, uma relação A/R maior demorará mais para aumentar a pressão, por conta do pequeno fluxo de gases que não é capaz de ocupar completamente a área transversal da voluta, gerando um atraso, também conhecido como *lag* (Garrett by Honeywell; Bell, 1997).

O *trim* é um termo amplamente utilizado para descrever tanto o compressor quanto a turbina. É obtido a partir da divisão entre o diâmetro do indutor (*Inducer*) elevado ao quadrado pelo diâmetro da descarga (*Exducer*) elevado ao quadrado, sendo o resultado da divisão multiplicado por 100. A equação 11 demonstra como é calculado.

$$\mathit{trim} = \left( \frac{(\mathit{Inducer})^2}{(\mathit{Exducer})^2} \right) * 100 \quad (11)$$

Ressaltando que a entrada e saída de ar do compressor são o contrario da turbina, a figura 21 ilustra de forma clara o funcionamento.

Figura 21 – Diferença de parâmetros entre compressor e turbina.



Fonte: Hondaswap, fórum (2008), modificado.

Quanto maior for o *trim*, maior será a área de contato das pás com o ar ou os gases de escape, assim, melhorar será a capacidade de fluxo do turbocompressor. Todavia, o aumento exagerado desta variável pode aumentar a inércia dos rotores, fazendo com que o turbocompressor demore mais para entregar pressão (Heisler, 1998)

O eixo do turbocompressor é o elemento que liga as duas carcaças e pode chegar a velocidades de até 300000 rpm. Tendo em vista que o turbocompressor deve durar tanto quanto o motor de um veículo que o possui desde sua concepção, os mancais deslizantes devem ser especificamente projetados para suportar as cargas e velocidades as quais enfrentará (BorgWarner Turbo Systems).

De acordo com o Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch (2005, p. 533), o eixo é alojado em uma carcaça onde também se acomodam os mancais deslizantes ou de rolamento e as galerias de óleo que lubrificam os mancais com a ajuda do circuito de óleo do motor.

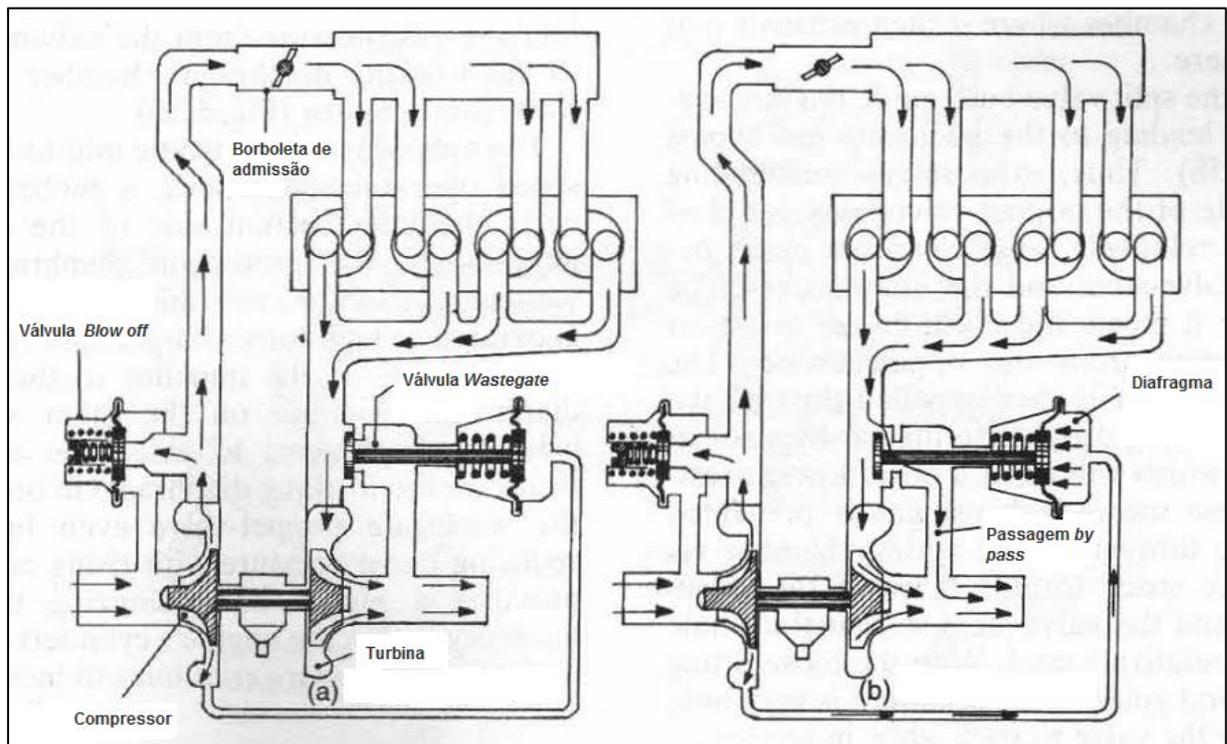
O fabricante de turbocompressores BorgWarner Turbo Systems afirmam que esta carcaça central deve ser vedada para que não ocorra vazamentos e de modo que os gases provenientes da queimam não invadam as galerias de óleo.

Visto que a turbina trabalhará a altas temperaturas, Heisler (1998, p. 315) diz que há um espaço entre o rotor da turbina e a carcaça dos mancais, onde é confinado ar por uma proteção de aço inox em forma de copo, fazendo com que o ar sirva de barreira térmica para isolar os mancais de rolamento do calor.

Para preservar o componente para que este não atinja velocidades e temperaturas muito altas, os turbocompressores são equipados com uma válvula do tipo *by pass* conhecida como *wastegate* (Heisler, 1998, p. 330).

A *wastegate* vai ligada ao coletor de escape, antes da turbina, mantendo-se fechada durante condições normais de pressão. Ao se elevar a pressão além da pressão a qual foi escolhida, a válvula se abre e permite a passagem de parte dos gases de escape, até que se estabilize a pressão (Heisler, 1998, p. 331). A BorgWarner Turbo Systems afirma que a *wastegate* é controlada por um diafragma com mola, que é empurrado pelo ar comprimido que vem do compressor quando o sistema ultrapassa a pressão designada. A figura 22 demonstra o funcionamento.

Figura 22 – (a) *Wastegate* fechada, (b) *Wastegate* aberta.



Fonte: Heisler (1998, p. 331), modificado.



### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 INTRODUÇÃO

Foi realizada uma pesquisa bibliográfica a respeito de motores a combustão interna e seus componentes, principalmente os componentes que serão trocados ou modificados no decorrer do trabalho, e também como se calcular seus rendimentos e potências. Foi também pesquisado sobre o turbocompressor e como selecionar um de acordo com a potência que se deseja obter.

Para adentrar mais no assunto, houve duas visitas na mecânica Injet, três visitas na mecânica Dametto Motorsport e uma visita na Retífica Retibra, todas localizadas na cidade de Pato Branco, PR. A visita à mecânica Injet ajudou na descoberta de que o motor realmente suportaria o acréscimo de potência adicionada pelo turbocompressor e a caixa de transmissão, apesar de ter relações inadequadas para um motor de maior potência, também suportaria a potência extra. Também ajudou a se descobrir alguns conceitos de aumento de volume do motor, posteriormente pesquisados em bibliografias.

A visita realizada na mecânica Dametto Motorsport teve como objetivo o de conhecer o veículo a ser estudado. Nas visitas posteriores, foram observadas as peças que foram trocadas no Fusca e descritas a suas diferenças em relação a original.

Depois de realizada a pesquisa bibliográfica e em campo, é chegada a hora de se comparar os dados fornecidos pelo fabricante, os resultados obtidos com base nos cálculos e os resultados obtidos na prática, utilizando-se o dinamômetro localizado na cidade de Pato Branco. Esses dados são obtidos em forma de curvas de potência e torque em relação a velocidade do motor (rpm).

### 3.2 DESCRIÇÃO DETALHADA

Com os dados do fabricante em mãos e a curva de potência teórica calculada (equação 1), o veículo será montado e acertado na mecânica Dametto Motosport. Componentes que serão trocados terão suas especificações anotadas e serão fotografados para fins informativos e demonstrativos, e serão comparados com as peças originais.

Quando finalizado a montagem, o automóvel será deslocado para a Pista Motores & Cia, localizada em Pato Branco, para que sejam feitos os ajustes de pressão e se verifique possibilidade de quebra. Caso ocorra alguma quebra, o veículo retornará a oficina Dametto Motorsport para realizar os devidos reparos.

Depois de levado a pista, o carro será levado para a oficina Pro Auto Preparações, localizada em Pato Branco, para que sejam obtidas as curvas de potência e torque originais do veículo. Ambas as curvas serão comparadas, para testar a eficácia das equações que foram ensinadas no curso de Eng. Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, na disciplina de Máquinas Térmicas 1.

O resultado será comparado com a potência que foi estimada de acordo com os cálculos de elevação de pressão que o turbocompressor gera no motor.

### 3.3 RESULTADOS ESPERADOS

Visto que os cálculos de potência de um motor a combustão interna possuem alguns valores de porcentagem, que variam de acordo com a temperatura e pressão atmosférica espera-se que os valores teóricos de potência e torque sejam maiores que os valores obtidos no dinamômetro.

Mesmo na fase inicial de cálculos, foi possível destacar que os gráficos de potência e torque não expressam de forma real o que acontece no motor, ou seja, são retas ao invés de curvas suaves. Este comportamento do gráfico pode ser explicado por conta da equação (1) ser uma equação de primeiro grau, logicamente gerando uma reta, e depois é obtido o valor do torque de acordo com a potência e velocidade do motor. Sendo assim, o valor do torque tende a ser constante por causa do aumento de potência e rotação ser constante.

Visto que o aumento de volume do motor proporciona um aumento de potência, será calculada a potencia de acordo com o novo volume e então comparada comparado com a potência original do motor 1300 e do motor 1600.

Após a instalação do turbocompressor, é desejado que o motor alcance, no mínimo, 200 cv, que serão averiguados no teste realizado no dinamômetro.



#### 4 CÁLCULO DA POTÊNCIA DO MOTOR ORIGINAL

Originalmente, o motor do veículo de estudo tinha um volume de 1285 cm<sup>3</sup> e 46 cv (SAE) a 4600 rpm informados pela Volkswagen.

Com a equação (3) e algumas conversões de unidade que serão apresentadas, é possível obter a potência teórica do motor em função de sua velocidade, e multiplicando-se pela eficiência térmica, é obtido um valor muito próximo do valor divulgado pela fabricante Volkswagen.

Utilizando os dados apresentados nas tabelas 1, 2 e 3, com a equação (7) é possível encontrar a vazão de ar que entrará no motor, desconsiderando o volume morto da taxa de compressão:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V_{motor} * n}{1000 * 60} * \rho_{ar} \quad (7)$$

, onde  $\dot{V}_{ar}$  representa a vazão de ar que entra no motor em g/s,  $V_{motor}$  representa o volume do motor em cm<sup>3</sup> obtido com (2),  $n$  representa a rotação do motor em rpm e  $\rho_{ar}$  a massa específica do ar (1,201 g/L).

Com o resultado da equação (2) e a rotação de potência máxima do motor informado pela Volkswagen, é calculado o volume de ar admitido no motor:

$$\dot{V}_{ar} = \frac{1285,23 * 4600}{1000 * 60} * 1,201$$

$$\dot{V}_{ar} = 59,17 \text{ g/s} \quad (8)$$

Utilizando a vazão de ar que entra no motor e a razão estequiométrica da Gasolina, obtém-se a vazão de combustível que entrará na câmara de combustão.

$$\dot{V}_{comb.} = \frac{\dot{V}_{ar}}{13,16} \quad (9)$$

, onde  $\dot{V}_{comb.}$  representa a vazão de combustível que entra no motor em g/s, de acordo com a razão estequiométrica da gasolina brasileira, que possui 27% de etanol.

$$\dot{V}_{comb.} = 4,496 \text{ g/s} = 0,004496 \text{ Kg/s} \quad (10)$$

Com a equação (3) e alguns fatores de conversão, encontra-se a potência teórica do motor em cavalos vapor (cv).

$$P_T = p_c * q * d * 4186,8 * 0,00136 \quad (11)$$

, onde **4186,8** é fator de conversão de Kcal para J e **0,00136** é o fator de conversão de J para cv.

Os resultados seguem na tabela 6, mostrada abaixo.

**Tabela 6 – Potência do motor em relação a eficiência térmica**

Potência Teórica calculada para 4600 rpm (cv)	Eficiência térmica (%)
60,4	25
72,5	30

**Fonte: Própria autoria.**

Visto que o fabricante informa 46 cv (SAE) nesta mesma velocidade, observar-se que a equação para se medir a quantidade de ar que o motor admite considera que o motor esta admitindo 100% de seu volume e não há atrito entre as partes móveis, já que o valor de potência calculado para ambas as eficiências térmicas são maiores que o testado e fornecido pela Volkswagen do Brasil.

## 5 ALTERAÇÃO DO VOLUME DO MOTOR

Foi-se optado pelo aumento de volume do motor por conta da sua facilidade, visto que o motor Vw a ar possui o mesmo curso de pistão em suas três versões de volume (1300, 1500 e 1600), sendo necessária a troca somente dos cilindros do motor, que vão aparafusados no bloco. Todavia, Connolly (2000) afirma que para transformar um 1300 em um 1500/1600, deve-se trocar o cabeçote, já que o cabeçote dos motores 1500 e 1600 são iguais e o cabeçote do motor 1300 é um pouco menor. Foi-se optado por escolher um volume original para se alcançar para conter custos, pois para ir além dos 1600 cm<sup>3</sup>, as peças custam mais caro por serem confeccionadas por encomenda.

Com isso, mantém-se o curso do pistão em 69 milímetros e os diâmetros dos pistões agora serão de 85,5 mm cada. Com esta especificação, a Volkswagen informa um volume de 1584 cm<sup>3</sup>, para fins de verificação, será utilizada a equação (1) para obter o volume que será utilizado no cálculo da potência.

$$C = 4 * \left( \frac{\pi * 8,55^2}{4} * 6,9 \right) \quad (12)$$

$$C = 1584,64 \text{ cm}^3$$

Novamente utilizando os dados apresentados nas tabelas 1, 2 e 3, com a equação (13) é possível encontrar a vazão de ar que entrará no motor, desconsiderando o volume morto da taxa de compressão. Será utilizado valor de rotação de potência máxima do motor 1600 informado pela Volkswagen, sendo calculado o volume de ar admitido no motor:

$$V_{ar} = \frac{1584,64}{1000} * \frac{4600}{60} * 1,201 \quad (13)$$

$$V_{ar} = 72,95 \text{ g/s}$$

Utilizando a vazão de ar que entra no motor e a razão estequiométrica da Gasolina, obtém-se a vazão de combustível que entrará na câmara de combustão.

$$V_{comb.} = \frac{V_{ar}}{13,16} \quad (14)$$

$$V_{comb.} = 5,543 \text{ g/s} = 0,005543 \text{ Kg/s} \quad (15)$$

Com a equação (3) e alguns fatores de conversão, encontra-se a potência teórica do motor em cavalos vapor (cv).

$$P_T = p_c * q * d * 4186,8 * 0,00136 \quad (16)$$

, onde **4186,8** é fator de conversão de Kcal para J e **0,00136** é o fator de conversão de J para cv.

Os resultados seguem na tabela 7, mostrada abaixo.

---

**Tabela 7 – Potência do motor em relação a eficiência térmica**

<b>Potência Teórica calculada para 4600 rpm (cv)</b>	<b>Eficiência térmica (%)</b>
74,5	25
89,4	30

---

**Fonte: Própria autoria.**

Haja vista que o fabricante informa 65 cv (SAE) na mesma velocidade do motor menor, também observar-se que este motor não possui 100% de eficiência volumétrica e mecânica.

## 6 MODIFICAÇÃO COM SOBREALIMENTAÇÃO

De acordo com Miller (2008), para se melhorar a eficiência volumétrica, os meios mais comuns são colocar válvulas de maior de diâmetro, utilizar mais válvulas por cilindro, melhorar a forma do coletor de admissão, aumentar os tempos de admissão e escape utilizando comandos de válvulas com maior graduação, dentre outros meios.

Sendo assim, para melhorar a eficiência volumétrica e também oferecer mais combustível nas câmaras de combustão, alguns componentes foram substituídos.

O carburador original foi mantido e foi acrescentado mais outro igual, ambos com borboletas de 32 mm, tendo em vista o aumento de fluxo de mistura, como mostra a figura 23.

**Figura 23 – Carburadores que serão colocados no fusca.**



**Fonte: Própria autoria.**

O comando de válvulas foi trocado por um comando fabricado pela empresa Pauter, com graduação  $286^\circ$  de duração na admissão e  $276^\circ$  de duração no escape, com *lobe center* de  $108^\circ$ , além disso, as válvulas agora possuem um levante de 15,2 mm na admissão e 15,5 mm no escape, aumento significativo em relação ao levante original de 7,5 mm tanto na admissão, quanto no escape. A figura 24 mostra as válvulas de maior diâmetro colocadas no cabeçote.

**Figura 24 – Cabeçote com as válvulas de maior diâmetro.**



**Fonte: Própria autoria.**

Com as modificações do motor concluídas, foi-se instalado o turbocompressor. Como o proprietário havia adquirido um modelo, o estudo será realizado em relação ao modelo escolhido.

O componente adquirido pelo proprietário foi um turbocompressor fabricado pela empresa Master Power, modelo R444 Turbo Performance MP 210, mostrada na figura 25.

Figura 25 – Detalhes do turbocompressor R444 Turbo Performance MP 210.

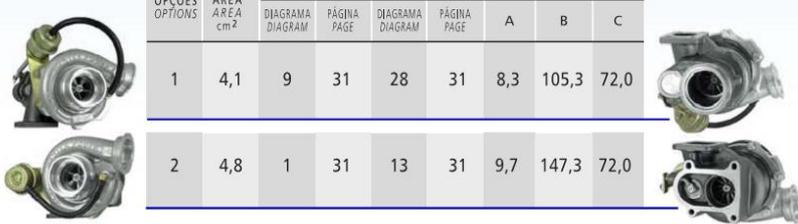


**R444 TURBO PERFORMANCE MP 210**  
44,05/46 145/360hp

ROTOR COMPRESSOR / COMPRESSOR WHEEL	44,05mm x 63,0mm - 6/6 PALHETAS / BLADES Alumínio fresado / Forged Aluminium		
ROTOR TURBINA / TURBINE WHEEL	46,0mm x 55,0mm - 12 PALHETAS / BLADES		
CARCAÇA CENTRAL / BEARING HOUSING	ÓLEO / OIL - Diagrama 05 e 11 - Página 30		
CARCAÇA COMPRESSORA / COMPRESSOR HOUSING	ÁREA AREA	8 cm <sup>2</sup>	ENTRADA / INLET - Diagrama 06/2 - Página 30 SAÍDA / OUTLET - Diagrama 02 - Página 30

**OPÇÕES DE CARCAÇA TURBINA TURBINE HOUSING OPTIONS**

OPÇÕES OPTIONS	ÁREA AREA cm <sup>2</sup>	BASE INLET		SAÍDA OUTLET		COTAS (mm) DIMENSIONS (mm)		
		DIAGRAMA DIAGRAM	PÁGINA PAGE	DIAGRAMA DIAGRAM	PÁGINA PAGE	A	B	C
1	4,1	9	31	28	31	8,3	105,3	72,0
2	4,8	1	31	13	31	9,7	147,3	72,0



Fonte: Catálogo de Turbos Master Power, modificado.

Seguindo a literatura abordada previamente, serão adotadas as seguintes considerações:

- Eficiência volumétrica será 95%, visto que o motor teve este quesito otimizado com os novos carburadores, válvulas e comando de válvulas.
- A temperatura no coletor de admissão será de 82,2 °C, que é a media entre as temperaturas recomendadas para motores sem resfriador de ar.
- O consumo específico de combustível será de  $0,55 \frac{lb}{Hp \cdot h}$ .
- Meta de potência de 200 cv (197,3 HP).

Com estes dados, é hora de obter a vazão de ar do motor utilizando-se a equação 8:

$$W_{ar} = 23,8 \text{ lb/min} = 0,18 \text{ kg/s} \quad (17)$$

Lembrando-se que os dados devem ser obtidos de acordo com as unidades utilizadas nos mapas de potência, visto que elas pode variar de acordo com o fabricante.

Utilizando-se a equação 9, obtem-se a pressão absoluta:

$$P_{req} = 46,11 \text{ psi} \quad (18)$$

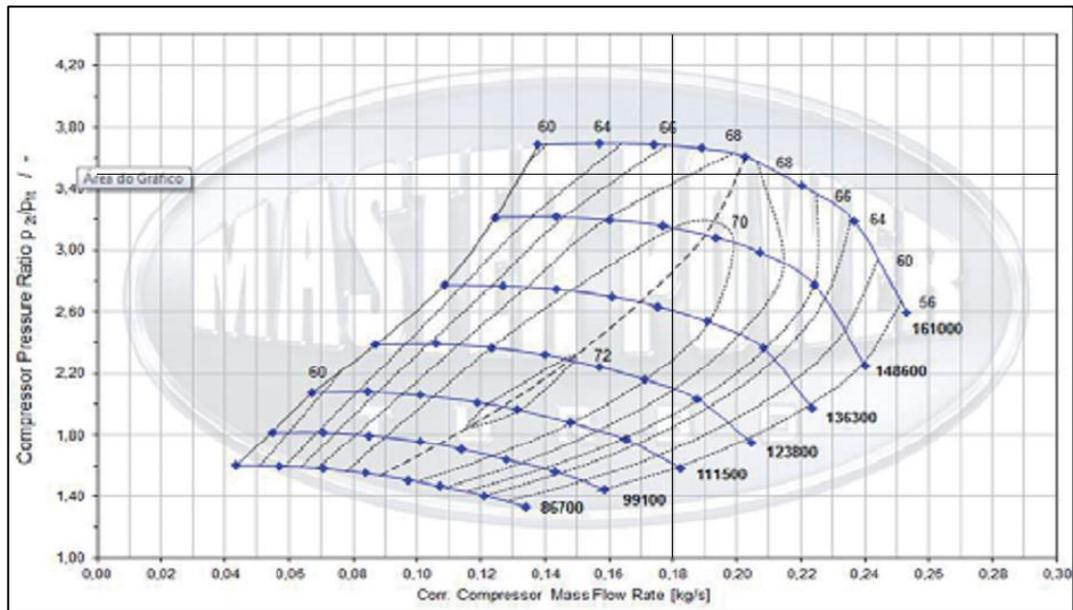
Resultado obtido considerando-se o volume do motor como 96,7 cegas cúbicas e temperatura de 180 °F.

Considerando as perdas citadas na entrada e saída do compressor, a pressão atmosférica de 14,7 psi e utilizando-se a equação 10, obtem-se a razão de pressão.

$$\Pi_c = 3,51 \quad (10)$$

Com ambos os dados, basta utilizar o mapa de compressor da fabricante e verificar se este trabalhará em faixas adequadas. Plotando as informações no mapa, é possível observar que o turbocompressor escolhido esta trabalhando com uma eficiência de 68% para a rotação de potência máxima do motor original, como mostra a figura 26.

**Figura 26 – Mapa do compressor do modelo R444 Turbo Performance MP 210.**



Fonte: Catálogo de Turbos Master Power, modificado.



## 7 ANÁLISE DOS RESULTADOS

O veículo foi levado à oficina Pro Auto Preparações para ser avaliado no dinamômetro de rolos, modelo Dynotech 720i. A figura 27 mostra o veículo posicionado para ser medido.

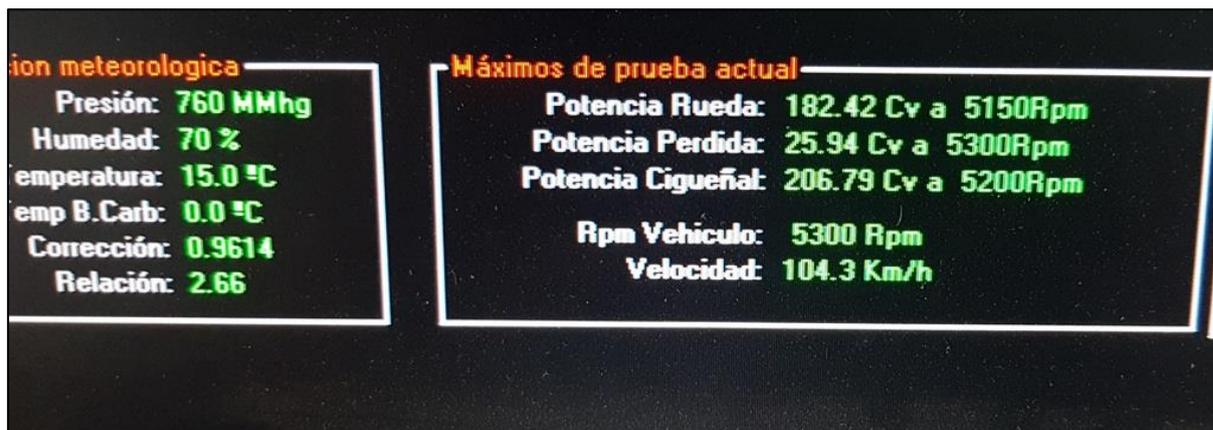
Figura 27 – Vw “Fusca” posicionado no dinamômetro para testado.



Fonte: Própria autoria.

Devido a problemas com o veículo, foi possível realizar apenas uma passagem, pois o resto do tempo o veículo teve problemas na vareta que aciona as borboletas dos carburadores. A figura 28 mostra o resultado, em números que aparece na tela do aparelho.

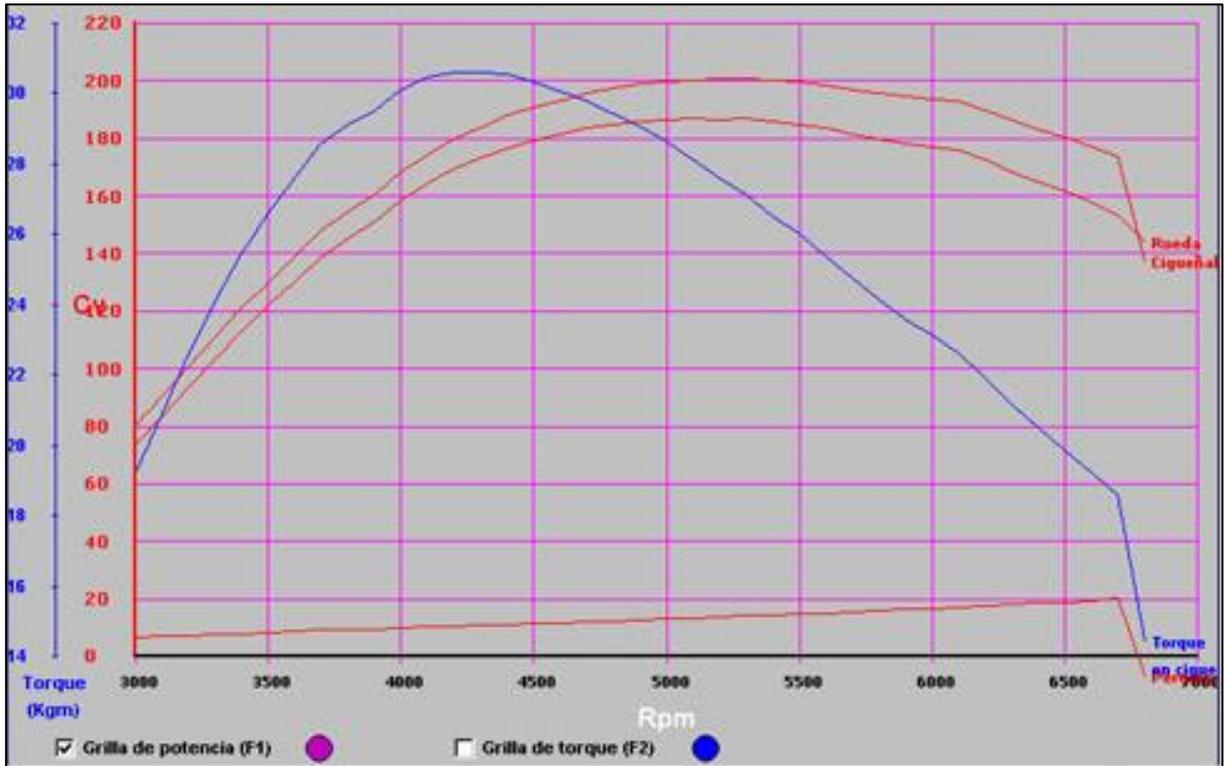
Figura 28 – Resultados obtidos na passada do veículo.



Fonte: Própria autoria.

A figura 28 apresenta também as condições as quais o veículo foi testado, tais como pressão atmosférica, humidade relativa do ar e temperatura ambiente. É possível notar que o veículo obteve sua potência máxima nas rodas (descontando todas as perdas) a 5150 rpm, e obteve a potência máxima em seu virabrequim (*Cigüeñal*) a 5200 rpm. A 5300 rpm ocorre a maior diferença entre as curvas de potência nas rodas e potência no virabrequim, podendo ser explicada por conta do atrito (tração) dos pneus com os rolos do equipamento. A figura 29 ilustra as curvas de ambas as potências e também a curva de torque no virabrequim.

Figura 29 – Curvas de potência e torque do veículo.

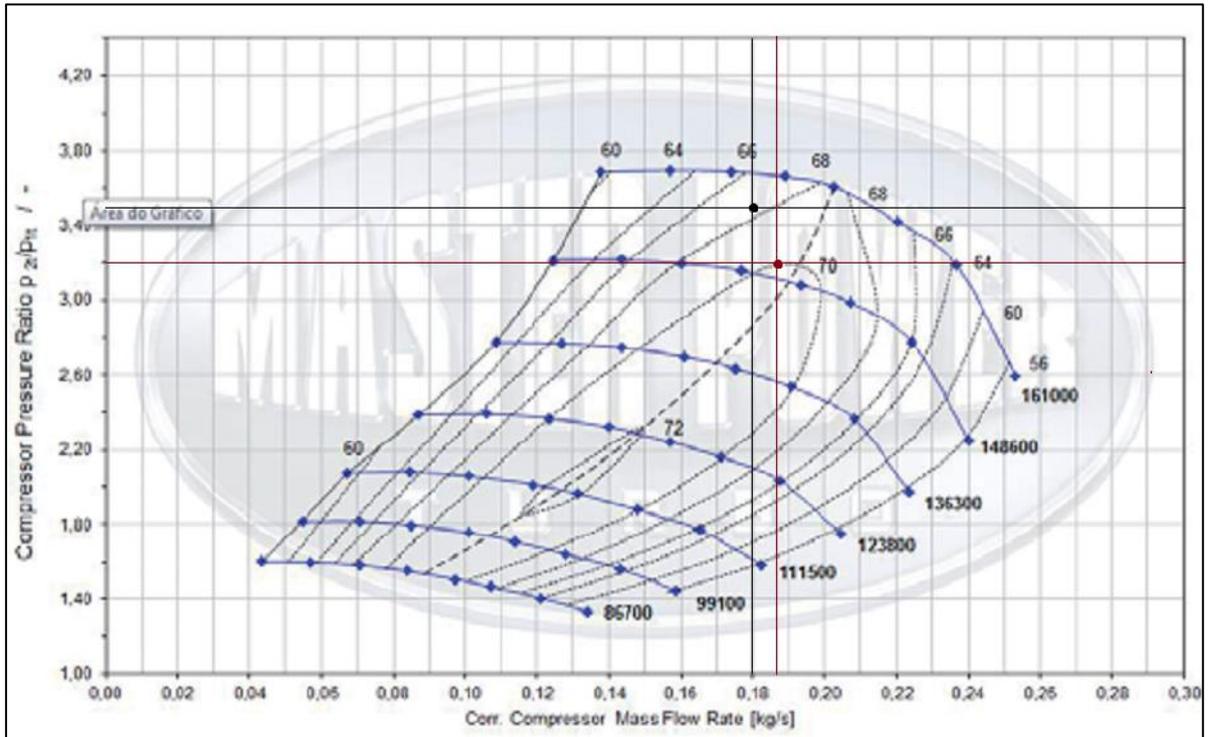


Fonte: Própria autoria.

Comparando-se os resultados esperados com o que foi obtido após o teste, nota-se que nos cálculos, a pressão manométrica necessária para se gerar 200 cv foi de 31,41 psi (2,14 Bar), sendo considerado que a potência de 200 cv ocorreria a 4600 rpm, contudo, a pressão utilizada foi de 2 Bar e a potência máxima no motor foi obtida em 5200 rpm. Na teoria, a pressão manométrica que seria necessária para render os 206,79 cv (203,96 HP) a 5200 rpm é de 1,87 Bar, demonstrando que as considerações de eficiência volumétrica, temperatura do ar na entrada da admissão e consumo específico estão próximos do real.

Voltando ao mapa de compressor e plotando os resultados obtidos no dinamômetro, é visível que o compressor está trabalhando com mais eficiência. A figura 30 mostra a plotagem do mapa do compressor para ambos, sendo o ponto preto os dados teóricos, e o ponto bordo os dados práticos obtidos. Nota-se que com os dados reais utilizados, a eficiência do compressor subiu para 70%.

Figura 30 – Comparação entre os dados reais e os dados calculados.



Fonte: Fonte: Catálogo de Turbos Master Power, modificado.

## 8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Durante muito tempo, os turbocompressores eram utilizados apenas em automóveis esportivos, algo que vem mudando ao passo que pesquisam mais tecnologias para se obter motores a combustão com maior eficiência. É possível notar esta diferença de eficiência nos cálculos de potência original do veículo, que possui um motor de concepção antiga. Ouve uma diferença de 14,4 cv, considerando que o motor tenha 25% de eficiência térmica e 26,5 cv, se considerar que o motor tenha 30% de eficiência térmica. Esta potência perdida pode ser traduzida em menor eficiência volumétrica e mecânica.

Quando foi calculada a potência do motor com o turbocompressor, foi-se admitida uma eficiência volumétrica de 95% e ainda assim foi alcançado um valor de potência próximo do real. Diminuindo a eficiência volumétrica para 90%, o compressor aumenta um pouco sua velocidade, mas ainda se mantém com 70% de eficiência e a pressão chega aos 2 Bar, que é exatamente a mesma pressão utilizada no veículo. Isto mostra que, mesmo no pior caso (90%) e considerando que a temperatura e consumo específico realmente são os valores admitidos, o motor com turbocompressor mantém a eficiência volumétrica alta.

Os resultados mostram que com o que foi apresentado é possível estimar valores de potência de um veículo e pressão de trabalho próximos da realidade, em vista que na teoria, serão obtidos resultados conservadores.

Em trabalhos futuros, seria necessário encontrar meios para se alcançar os valores que foram admitidos no cálculo da pressão absoluta e vazão de ar do compressor. Medidas como testar o veículo em um dinamômetro que expresse o consumo específico, junto as curvas de potência e torque antes de colocar o turbocompressor, utilizar um termopar para medir a temperatura no coletor de admissão após adicionar o turbo e se possível, medir a eficiência mecânica do sistema.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

49 CC SCOOT. Disponível em: < <http://www.49ccscoot.com/faq/whichkit.html> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:41.

AGÊNCIA SENADO. **Isenção de IPI pode valer para veículos importados destinados a pessoas com deficiência.** 2015. Disponível em: < <http://www12.senado.leg.br/noticias/materias/2015/02/19/isencao-de-ipi-pode-valer-para-veiculos-importados-destinados-a-pessoas-com-deficiencia> >. Acesso em: 01 jun. 2016, 19:27.

AIR COOLED TECH, 2002. Disponível em: < [http://www.aircooledtech.com/tech\\_tables/](http://www.aircooledtech.com/tech_tables/) >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:54.

BANCO NACIONAL DE DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO E SOCIAL; CENTRO DE GESTÃO E ESTUDOS ESTRATÉGICOS. **Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável.** 1. ed. Rio de Janeiro. 2008. Disponível em: < [http://www.cgee.org.br/publicacoes/conferencia\\_bioetanol.php](http://www.cgee.org.br/publicacoes/conferencia_bioetanol.php) >. Acesso em: 15 mai. 2016, 17:27.

BELL, Corky. **Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems** . 1. ed. [United States of America]: Bentley Publishers, 1997.

BORGWARNER TURBO SYSTEMS. Design e função de um turboalimentador, 2016. Disponível em: < <http://www.turbos.bwauto.com/pt/products/turbochargerCompressor.aspx> >. Acesso em: 10 nov. 2016, 18:27.

CÂMARA, Júlio César Chaves. **Motores de combustão interna.** Salvador: SENAI Cimatec, Área Tecnológica de Processos de Fabricação, 2003. 147 p. Apostila.

CARVALHO, Márcio Augusto Sampaio de. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo otto utilizando diferentes tipos de combustíveis.** 2011. 168 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2011.

CONNOLLY, John. **Building a 'Big' Aircooled VW Engine (Type 1)**. 2000. Disponível em: < <http://www.aircooled.net/vw-performance-engines/> >. Acesso em: 23 out. 2016, 15:27.

DAVIS, Earl. **Supercharging, Turbocharging, and Nitrous Oxide Performance Handbook**. 1. ed. [United States of America]: Motorbooks, 2002.

DAVIS, Marlan. **Engine Boring and Engine Stroking Fundamentals**, 1998. Disponível em: < <http://www.hotrod.com/articles/ccrp-9812-engine-boring-and-stroking-fundamentals/> >. Acesso em: 29 out. 2016, 19:23.

GARRETT © COPYRIGHT HONEYWELL INTERNATIONAL INC. Turbo Tech, 2016. Disponível em: < [https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/choosing\\_turbo](https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/choosing_turbo) >. Acesso em: 10 nov. 2016, 18:27.

GMBH, Robert Bosch. **Gasoline Fuel-injection System K-jetronic**. Tradução: Peter Girling. 4. ed. [United States of America]: © Robert Bosch GmbH, 2000 Postfach 30 02 20, 2000.

GMBH, Robert Bosch. **Manual de tecnologia automotiva**. Tradução: Euryale de Jesus Zerbini et al. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2005.

HARTMAN, Jeff. **Turbocharging Performance Handbook**. 1. ed. [United States of America]: Motorbooks International, MN, 2007.

HEISLER, Heinz. **Advanced engine technology**. 1. ed. Londres: SAE International, 1995.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engines fundamentals**. 1. ed. [United States of America]: McGraw-Hill Education, 1988.

HOLMGREN, Anders. **Mean Value Modelling of the intake manifold temperature**. 2005. 60 f. Dissertação (Master's thesis performed in Vehicular Systems) – Dept. of Electrical Engineering, Linkopings universitet, Linkoping, 2005.

HONDASWAP, Fórum. 2008. Disponível em: < <http://hondaswap.com/threads/turbo-trim-calculator.174676/> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 16:04.

HOTCAMPINAS, Fórum. 2015. Disponível em: < <http://forum.hotcampinas.com/showthread.php?51985-Tempra-Turbo-Stile-16V-Forjado!!> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 16:02.

HUNEYCUTT, Jeff. The Foundation. **Hot Rod Magazine.**, [United States of America], p. 68-77, abr. 2011.

HUNTINGTON, Roger. Those 'little' 4-cylinder engines – Can you have durability and performance? **Popular Mechanics.**, New York, p. 94-97, abr. 1971.

HUSSELBEE, William L. **Automotive Computer Control Systems: Fundamentals and Service**. Edição fascículo. Florida: Harcourt Brace Jovanovich. Inc., 1989.

LACAVA, Pedro Teixeira; MARTELLI, André Luiz. INJECTION TIMING EVALUATION OF A COMPRESSED NATURAL GAS DIRECT INJECTION ENGINE BASED ON EXPERIMENTAL DATA AND ONE-DIMENSIONAL SIMULATION. **Mecânica Computacional Vol XXIX**. Argentina, p. 3629-3637. 2010.

LINGENFELTER, John. **John Lingenfelter on Modifying Small-block Chevy Engines**. 1. ed. [United States of America]: HP Books, 1996.

MACLNNES, Hugh. **Turbochargers**. 1. ed. [United States of America]: H. P. Books, 1979.

MALFATTI, Laércio. **Análise qualitativa do ciclo real e tempo de combustão em um motor padrão ASTM-CFR operando com mistura de gasolina com etanol hidratado**. 2009. 133 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. 2. ed. Porto, Portugal: Publindústria, Produção de Comunicação, Lda, 2006.

MASTER POWER TURBO. **Catálogo Racing**. Rio Grande do Sul, 2013. 32 p.

MECHANICAL ENGINEERING. **Dynamometer: Introduction and Types**. 2016. Disponível em: < <http://me-mechanicalengineering.com/dynamometer-introduction-types/> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:38.

MERCEDES BENZ DO BRASIL. Apostila de treinamento técnico: matemática e metrologia. Impresso. 2006. 38 p.

MILLER, Jay K. **Internal Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems**. 1. ed. [United States of America]: CarTech Inc., 2008.

MINISTÉRIO DA FAZENDA. **Tabela de IPI de Automóveis – 24/12**. 2013. Disponível em: < [http://www.fazenda.gov.br/copy\\_of\\_area-destaques/tabela-de-ipi-de-automoveis-2013-24-12/view](http://www.fazenda.gov.br/copy_of_area-destaques/tabela-de-ipi-de-automoveis-2013-24-12/view) >. Acesso em: 01 jun. 2016, 19:15.

NEBRA, Silvia Azucena. **Máquinas Térmicas Aula 19 e 20**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2003. 29 p. Apostila.

OBERT, Edward F. **Motores de combustión interna: analisis y aplicaciones**. Tradução: Burgess H. Jennings. 2. ed. [México]: Compañia Editorial Continental, S.A. de C.V., 1999.

PAREKH, Ishan. **Introduction to Gears & Dynamometers (Theory of Machines)** Disponível em: < <http://pt.slideshare.net/ishanparekh/introduction-to-gears-dynamometers> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:34.

PEREIRA, Bruno Silva.; JUSTO, João Francisco.; LAGANÁ, Armando Antonio. Maria. **Controle da Mistura ar/combustível em um Motor a Combustão Interna: Sistema em Malha Fechada.** In: SIMPÓSIO INTERNACIONAL DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 23., 2015, São Paulo. Anais do XXIII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva - SIMEA 2015 São Paulo: Blucher, 2015. p. 673-689.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine.** 1. ed. [United States of America]: Prentice Hall, Inc., 1997.

RATSUN, Fórum. 2012. Disponível em: < <http://community.ratsun.net/topic/37322-datsunami-510-sr23det-s14-build-sr-titty-three/page-4> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:44.

SAMAHÁ, Fabrício. A relação entre cilindrada, taxa de compressão e a potência do motor. 2000. Disponível em: < <http://bestcars.uol.com.br/ct/cilindrada.htm> >. Acesso em: 22 out. 2016, 15:13.

SAMAHÁ, Fabrício. Relação R/L. 2002. Disponível em: < <http://bestcars.uol.com.br/tecprep/rl-1.htm> >. Acesso em: 20 out. 2016, 18:13.

SITE BLOGAUTOPECASMOLINA.COM. Disponível em: < <http://blogautopecasmolina.com/vantagens-e-desvantagens-do-carro-com-motor-1-0-2/> >. Acesso em: 03 mai. 2016, 15:43.

SITE DIRECAO-DEFENSIVA.INFO. Disponível em: < <http://direcao-defensiva.info/como-dirigir-cuidados.html> >. Acesso em: 03 mai. 2016, 15:31.

SITE WWW.MOTORCLUBE.COM.BR. Disponível em: < <http://www.motorclube.com.br/materias/cuidados-com-caminhoes-na-estrada.aspx> >. Acesso em: 03 mai. 2016, 15:50.

SOUZA, Gustavo Rodrigues de. **Estudo experimental e numérico do sistema de admissão de um motor de combustão interna**. 2010. 155 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

SPA TURBO. Disponível em: < <http://www.blog.spaturbo.com.br/o-que-e-rl-do-motor-2/> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:24.

STAPLETON, Daniel. **How to plan & build a fast road car**. 1. ed. [England]: Veloce Publishing Limited, 2005.

TANG, Quijun.; FU, Jianqin.; LIU Jingping.; BOULET, Benoit.; TAN, Ligang.; ZHAO, Zhichao. **Comparison and analysis of the effects of various improved turbocharging approaches on gasoline engine transient performance**. [S.l.]: Elsevier Ltd, 2015. Disponível em: < <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.063> >. Acesso em: 05 mai. 2016, 16:44.

TILLMANN, Carlos Antonio da Costa. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. Pelotas: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Sul-rio-grandense, Rede e-Tec Brasil, 2013. 165 p. Apostila.

THE SAMBA. 2011. Disponível em: < <http://www.thesamba.com/vw/forum/viewtopic.php?t=451260> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:49.

TURBO REBUILD. Disponível em: < <https://www.turborebuild.co.uk> >. Acesso em: 03 mai. 2016, 15:50.

VARELLA, Carlos Alberto Alves. **Estimativa da potência dos motores de combustão interna**. Rio de Janeiro: UFRRJ, Instituto de Tecnologia-Departamento de Engenharia Área de Máquinas e Mecanização Agrícola, 2013. 35 slides. Apresentação em Power Point. Disponível em: < [http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154\\_motores\\_e\\_tratores/apresenta/estimativa da potencia dos motores.pdf](http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratores/apresenta/estimativa%20da%20potencia%20dos%20motores.pdf) >. Acesso em: 05 mai. 2016, 16:44.

VICTORY LIBRARY. Disponível em: < <http://victorylibrary.com/mopar/polygraphics.htm> >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:46.

VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. **Manual de instruções Gol/Parati**. São Bernardo do Campo: Volkswagen, 2004.

WIKIENERGIA. Disponível em: < [http://www.wikienergia.pt/~edp/index.php?title=Imagem:Motor-03\\_cópia.jpg](http://www.wikienergia.pt/~edp/index.php?title=Imagem:Motor-03_cópia.jpg) >. Acesso em: 15 dez. 2016, 15:19.

WYLEN, Gordon J. Van; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Tradução: Euryale de Jesus Zerbini; Ricardo Santilli Ekman Simões. 4. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1995.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: Mcgraw Hill, 2007.