

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**RODRIGO SORGATO**

**ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE FASE DO COMANDO DE VÁLVULAS EM UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO OTTO TURBO ALIMENTADO**

**CAXIAS DO SUL  
2014**

**RODRIGO SORGATO**

**ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE FASE DO COMANDO DE VÁLVULAS EM UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO OTTO TURBO ALIMENTADO**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado  
como requisito parcial para a conclusão do  
curso de Engenharia Mecânica na  
Universidade de Caxias do Sul.

Estágio II MEC0258

Supervisor: Prof. Adelaír Lino Colombo,  
MSc. Eng.

**CAXIAS DO SUL**

**2014**

**RODRIGO SORGATO**

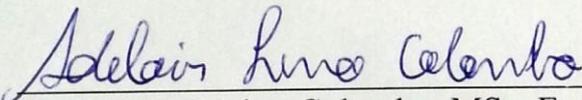
**ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE FASE DO COMANDO DE VÁLVULAS EM UM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO OTTO TURBO ALIMENTADO**

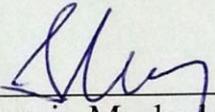
Trabalho de Conclusão de Curso,  
apresentado como requisito parcial para  
a conclusão do curso de Engenharia  
Mecânica na Universidade de Caxias do  
Sul.

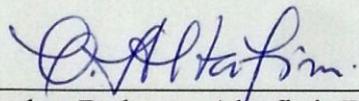
Supervisor:  
Prof. Adelair Lino Colombo, MSc. Eng.

Aprovado em 26, 06, 14

**Banca Examinadora:**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Adelair Lino Colombo, MSc. Eng.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Sergio Machado de Godoy, MSc. Eng.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Carlos Roberto Altafini, Dr. Eng.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente aos meus pais Vera e Nilton que sempre estiveram ao meu lado nos bons momentos, souberam, com sabedoria, ajudar em todos os momentos difíceis. Ainda, agradeço a eles pelos conselhos recebidos e por me ouvirem quando estava com dificuldades. A minha avó Anair por ajudar sempre que precisei.

Agradeço a minha noiva Daiane pela companhia em todos estes anos de estudo e por me dar suporte em todos os momentos.

Aos amigos Guilherme Macedo Pinto, Rodrigo de Souza e Souza e Frank Rudkowski pelo apoio, principalmente nas etapas finais desta jornada. Ao amigo Lucas Kriger pelo auxílio na realização dos testes desenvolvidos. Ao amigo e colega de trabalho Marcelo Tedesco pela ajuda no desenvolvimento deste trabalho.

A todos meus familiares, colegas de trabalho e amigos, que contribuíram de alguma forma para eu pudesse chegar ao final do curso.

## RESUMO

O movimento das válvulas de admissão e do embolo do motor geram ondas de pressão que se propagam no coletor de admissão. Estas ondas se bem aproveitadas podem aumentar o rendimento volumétrico do motor. Este trabalho faz uma abordagem experimental sobre a variação da fase de abertura e fechamento das válvulas em um motor de combustão interna de ciclo Otto turbo alimentado. Através de testes em dinamômetro de rolo do tipo inercial foram obtidas curvas de torque e potência, de acordo com as variações do ajuste estático do comando de válvulas. Os ajustes foram definidos entre 2 e 6 graus adiantado e atrasado em relação ao seu ponto simétrico. A intenção da experimentação foi verificar as influências da variação de fase no torque e potência do motor e correlacionar os resultados com a base teórica estudada. Nos resultados foi possível observar o aumento da velocidade do escoamento no coletor de admissão de acordo com o aumento do torque e potência do motor, o que está relacionado com o aumento do rendimento volumétrico do motor. Os melhores resultados, considerando o motor a 7000 rpm, foram observados com o comando de válvulas atrasado em 6 graus, onde foram obtidos aproximadamente 52 kW ou 70 Hp de potência e 71 N.m ou 7 kgf.m de torque, quando comparado aos resultados com o comando de válvulas adiantado em 6 graus.

**PALAVRAS-CHAVE:** Motor de combustão interna, variação de fase do comando de válvulas, ondas de pressão, turbo alimentado.

## ABSTRACT

The movement of the intake valves and the engine's piston generates pressure waves, which extend into the intake manifold. These waves, if effective, also can be used to increase the volumetric efficiency of the engine. This work do an experimental approach about the phase variation of opening and closing of the valves, in an internal combustion engine Otto cycle turbocharged. The tests were realized on a roller dynamometer where torque and power curves were obtained, according the variations in the static setting control valves. The settings was defined between 2 and 6 degrees, early and late, considering the relation with the symmetrical point. The intend of the experiment was to verify and study the influence of the phase variation in torque and power of the engine, comparing it with the theory. As a result, it was possible to observe in the intake manifold the increasing of the flow velocity, according to the increase in torque and engine power, which is related to the increase in the volumetric efficiency of the engine. The best results, considering the engine in 7000 rpm, were obtained with the control valve late in 6 degrees, resulting in about 52kW (70 HP) of power and 71 N.m (7kgf.m) of torque, while comparing to the results with the control valve early in 6 degrees.

**KEYWORDS:** Internal combustion engine, camshaft phase variation, pressure waves, turbocharged.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Polia fixa original.....	10
Figura 2 – Polia ajustável .....	11
Figura 3 – Componentes motor de combustão interna.....	14
Figura 4 – Ciclos do motor Wankel.....	15
Figura 5 – Componentes do motor Wankel.....	16
Figura 6 – Componentes básicos do motor de impulso.....	17
Figura 7 – Funcionamento do motor de impulso.....	17
Figura 8 – Combustão motor MIF.....	18
Figura 9 – Combustão motor MIE.....	19
Figura 10 – Motor alternativo a quatro tempos .....	20
Figura 11 – Motor alternativo a dois tempos.....	21
Figura 12 – Tipos de acionamento de válvulas .....	24
Figura 13 – Características do comando de válvulas .....	25
Figura 14 – Pressão na admissão em relação o movimento do pistão.....	28
Figura 15 – Variação de pressão na entrada da válvula de admissão.....	29
Figura 16 – Diagrama teórico de abertura e fechamento de válvulas .....	30
Figura 17 – Diagrama real de abertura e fechamento de válvulas.....	31
Figura 18 – Comando de válvulas tradicional .....	33
Figura 19 – Funcionamento sistema i-VTEC - Honda.....	35
Figura 20 – Sistema Valvetronic da BMW .....	36
Figura 21 – Sistema VarioCam Plus da Porsche .....	36
Figura 22 – Motor para análise experimental.....	37
Figura 23 - Interface do Software WinSSDino .....	39
Figura 24 – Interface do WideBand O2 Datalogger FuelTech.....	39
Figura 25 – Fluxograma de atividades .....	40
Figura 26 – Sensor de pressão PS-10b Fuel Tech .....	41
Figura 27 – Instalação dos sensores de pressão.....	41
Figura 28 – Ajuste simétrico do comando de válvulas.....	42
Figura 29 – Dados para correções de torque e potência.....	44
Figura 30 - Torque do motor em função do avanço/retardo do comando de válvulas.....	46
Figura 31 – Potência do motor em função do avanço/retardo do comando de válvulas .....	46

Figura 32 – Pressão na admissão em função do avanço/retardo do comando de válvulas.....	47
Figura 33 – Pressão no duto em função do avanço/retardo do comando de válvulas .....	48
Figura 34 – Variação de pressão em função do avanço/retardo do comando de válvulas .....	48
Figura 35 – Curva de pressão no coletor de admissão .....	49

## LISTA DE SIGLAS

VTEC	<i>Variable valve Timing and lift Eletronic Control</i>
FA	Fluido Ativo
MIF	Motores de Ignição por Faísca
MIE	Motores de Ignição Espontânea
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
TAI	Temperatura de Autoignição
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
OHC	<i>OverHead Camshaft</i>
DOHC	<i>Double OverHead Camshaft</i>
AAA	Avanço Abertura Admissão
RFA	Retardo Fechamento Admissão
AAE	Avanço Abertura Escape
RFE	Retardo Fechamento Escape

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>9</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E ESTRUTURA DO TRABALHO.....	9
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	12
1.3	OBJETIVOS .....	12
<b>1.3.1</b>	<b>Objetivo Geral.....</b>	<b>12</b>
<b>1.3.2</b>	<b>Objetivos Específicos .....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>13</b>
2.1	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	13
2.2	CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	13
<b>2.2.1</b>	<b>Motores alternativos.....</b>	<b>13</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Motores rotativos .....</b>	<b>14</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Motores de impulso.....</b>	<b>16</b>
2.3	CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES ALTERNATIVOS .....	18
<b>2.3.1</b>	<b>Motores de Ignição por Fâisca ou Otto (MIF) .....</b>	<b>18</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Motores de Ignição Espontânea ou Diesel (MIE) .....</b>	<b>19</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Motores alternativos a quatro tempos (4T).....</b>	<b>20</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Motores alternativos a dois tempos (2T) .....</b>	<b>21</b>
2.4	SISTEMA DE ADMISSÃO E ESCAPE.....	22
<b>2.4.1</b>	<b>Coletor de admissão.....</b>	<b>23</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Válvulas de admissão e escape.....</b>	<b>23</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Comando de válvulas.....</b>	<b>24</b>
2.5	SINCRONISMO DE FUNCIONAMENTO.....	26
<b>2.5.1</b>	<b>Perda de pressão .....</b>	<b>26</b>
<b>2.5.2</b>	<b>Rendimento volumétrico .....</b>	<b>27</b>
<b>2.5.3</b>	<b>Inércia e pulsação do Fluido Ativo.....</b>	<b>27</b>
<b>2.5.4</b>	<b>Diagrama teórico de funcionamento .....</b>	<b>29</b>
<b>2.5.5</b>	<b>Diagrama real de funcionamento .....</b>	<b>30</b>
<b>2.5.6</b>	<b>Influência do ângulo de abertura e fechamento das válvulas.....</b>	<b>31</b>
<b>2.5.7</b>	<b>Comando de válvulas tradicional.....</b>	<b>33</b>
<b>2.5.8</b>	<b>Comando de válvulas variável.....</b>	<b>34</b>

<b>3</b>	<b>PROPOSTA DE TRABALHO .....</b>	<b>37</b>
3.1	ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	37
3.2	APARATO EXPERIMENTAL.....	37
3.3	METODOLOGIA.....	40
<b>3.3.1</b>	<b>Preparação do motor .....</b>	<b>40</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Configuração do software de aquisição de dados .....</b>	<b>42</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Parâmetros iniciais do teste .....</b>	<b>42</b>
<b>3.3.4</b>	<b>Testes para Aquisição de dados.....</b>	<b>43</b>
<b>3.3.5</b>	<b>Análise dos resultados .....</b>	<b>43</b>
<b>3.3.6</b>	<b>Comparativo dos resultados com a base teórica .....</b>	<b>44</b>
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>45</b>
4.1	TORQUE E POTÊNCIA .....	45
4.2	VARIAÇÃO DE PRESSÃO .....	47
4.3	PERDA DE PRESSÃO X TORQUE E POTÊNCIA .....	50
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>52</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>54</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E ESTRUTURA DO TRABALHO

Devido à crescente demanda por motores econômicos, com alto desempenho e com nível de emissão de gases cada vez menor, as montadoras automotivas realizam grandes investimentos em projetos que visam aumentar a competitividade perante sua concorrência.

Historicamente, entre estes investimentos, pode-se citar como os principais o sistema de injeção e ignição eletrônica, que revolucionaram a indústria automotiva, alavancando posteriormente uma série de outros sistemas eletrônicos que transformaram os veículos em modernas máquinas, capazes de se adaptar a diferentes situações, como condições climáticas diversas, combustíveis de diferentes composições e diferentes formas de condução.

Desde a idealização do motor de combustão interna, feita pelo Francês *Beau de Rochas* em 1862 e pela criação do motor de combustão interna de ciclo Otto, feita pelo engenheiro alemão *Nikolaus August Otto* em 1876, muitas aplicações surgiram e muitas melhorias foram introduzidas no projeto.

Por ser aplicado em variadas situações e submetido a diferentes solicitações de carga e rotação, o motor de combustão interna é um grande desafio para as montadoras, pois as empresas fabricantes de motores necessitam criar soluções inovadoras para atender as exigências de seus clientes. Um bom veículo deve ter desempenho satisfatório, tanto em regimes de baixa rotação do motor (trânsito urbano), quanto em regimes de altas rotações (deslocamento em vias rápidas).

Na tentativa de se atingir mais flexibilidade em regimes de carga intermediária, onde os automóveis no meio urbano são mais utilizados, muitas propostas para melhoria de desempenho vêm surgindo, passando por turbo – compressores e injeção direta.

Com grande influência no desempenho e rendimento, o comando de válvulas é um dos mais importantes componentes do motor. Ele é responsável por gerenciar a abertura e fechamento das válvulas, com o objetivo de controlar o fluxo de ar na admissão e exaustão do motor.

O tempo de abertura das válvulas de admissão e exaustão está diretamente ligado ao desempenho do motor, pois devido à inércia dos gases, são necessários ajustes diferentes para obter-se o melhor aproveitamento do motor em baixas ou altas rotações.

Poucos veículos hoje disponíveis no mercado possuem algum tipo de mecanismo capaz de dar esta flexibilidade nos tempos de abertura e fechamento das válvulas. Assim,

opta-se por soluções medianas, que favorecem a utilização do motor em faixas intermediárias de rotação.

Por outro lado, alguns motores de produção da BMW, Porsche e Toyota cumprem bem este papel. No Brasil, destaca-se a Honda, com seu motor dotado do sistema VTEC (*Variable valve timing and lift eletronic control*), que varia instantaneamente a fase do comando de válvulas de admissão e escape de acordo com a solicitação de carga e rotação exigida do motor.

Uma estratégia utilizada amplamente no automobilismo, para possibilitar o ajuste estático do comando de válvulas, é a substituição da polia fixa original, ilustrada na Figura 1, por uma polia ajustável, conforme a Figura 2. Com esta polia é possível alterar a posição do comando de válvulas sem precisar remover a correia do motor, girando o centro da mesma no sentido horário para avançar e no sentido anti-horário para atrasar o comando de válvulas.

Esta alteração torna-se importante devido a limitações técnicas impostas no regulamento de cada categoria, onde impossibilitam a troca de componentes originais ou limitam alterações de determinadas características construtivas do motor.

Figura 1 – Polia fixa original



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Figura 2 – Polia ajustável



Fonte: Disponível em: <<http://www.fueltech.com.br/polia-de-comando-ajustavel-vw-ap-8v-preto-prod-538.html>> Acesso em: 29 de agosto de 2013

Esta estratégia mostra-se muito eficiente, entretanto por ser um ajuste estático, limita-se a melhorar o desempenho do motor em rotações pré-estabelecidas, diferentemente dos sistemas modernos como o VTEC citado anteriormente.

Conforme Giacosa (2000), no desenvolvimento de motores para altas rotações é necessário retardar o fechamento da válvula de admissão. Esse retardo é necessário devido à inércia do ar admitido, pois em altas rotações é exigido um período maior de abertura para o enchimento completo do cilindro. Caso contrário o tempo de admissão não será totalmente aproveitado, e o rendimento volumétrico será reduzido.

Entretanto, a alteração de fase do comando de válvulas pode propiciar diferentes resultados em um motor turbo alimentado, pois a pressão gerada na admissão auxilia no período mais crítico dos motores naturalmente aspirados, o ciclo de admissão.

Nesta análise experimental, esperam-se drásticas alterações na curva de torque e potência do motor. Devido ao grande fluxo de ar gerado pelo turbo compressor, a perfeita sincronização das ondas de pressão com a abertura das válvulas, através do ajuste estático do comando de válvulas, podem trazer grandes benefícios.

## 1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Baseado na importância do correto ajuste deste componente e pela complexibilidade envolvida no fluxo de ar controlado por ele, o presente trabalho justifica-se com a finalidade de avaliar teoricamente e experimentalmente a influência do seu ajuste no desempenho de um motor turbo alimentado, onde a pressão aplicada no coletor de admissão altera o comportamento do fluxo dos gases, podendo desta forma ser mais bem aproveitada.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho será analisar experimentalmente a influência da variação da fase do comando de válvulas na curva de torque e potência de um motor de ciclo Otto turbo alimentado. Neste contexto espera-se que as influências em um motor turbo alimentado sejam mais expressivas do que em um motor naturalmente aspirado.

### 1.3.2 Objetivos Específicos

- Revisar a bibliografia disponível sobre motores e especialmente o sistema de comando de válvulas;
- Ensaiar o motor com diversas propostas de variação de fase;
- Analisar os dados experimentais e comparar com a base teórica.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA**

Os motores de combustão interna são máquinas que tem o objetivo transformar a energia térmica em energia mecânica diretamente utilizável (GIACOSA, 2000).

O calor pode ser obtido de diversas formas, como por combustão, energia elétrica, energia atômica e etc. Na grande maioria de suas aplicações, o calor é proveniente da queima do combustível, ou seja, transforma a energia química em trabalho mecânico.

Através de uma sequência de processos realizados em uma mistura de ar e combustível é possível obter trabalho. Esta mistura, denominada fluido ativo (FA) presente em todos os motores de combustão interna, tem influencia direta com a combustão.

### **2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Segundo Giacosa (2000), de acordo com a forma em que obtém o trabalho mecânico, os motores de combustão interna são classificados como: motores alternativos, motores rotativos e motores de impulso.

#### **2.2.1 Motores alternativos**

Os motores alternativos são definidos por gerar trabalho através do movimento linear de um pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela.

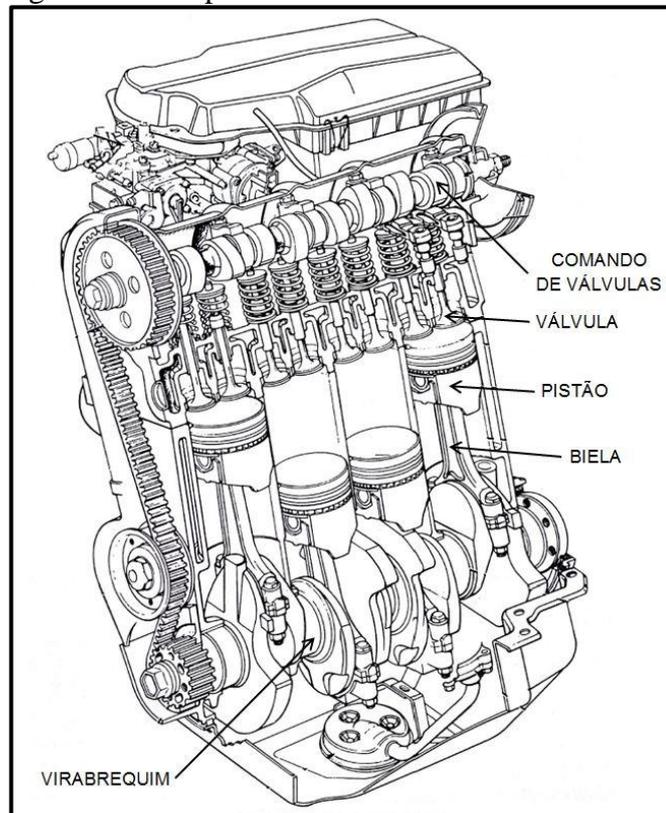
Conforme Taylor (1971), a grande vantagem dos motores alternativos está no seu baixo peso e volume. Estes fatores no campo de transporte terrestre são essenciais para destaca-los perante os outros tipos de motores.

Atualmente suas vantagens continuam proporcionando maiores aplicações. Isto é possível, pois desde a sua criação os motores alternativos receberam diversos artifícios eletrônicos que trouxeram a redução do consumo de combustível e o aumento da eficiência perante as outras formas de transformar a energia química do combustível em trabalho mecânico.

Mesmo possuindo formas construtivas diferentes, os motores alternativos possuem componentes dimensionados para desempenhar as mesmas funções primárias. Conforme é

possível observar na Figura 3, seus principais componentes são: pistão, biela, virabrequim, válvulas e comando de válvulas.

Figura 3 – Componentes motor de combustão interna



Fonte: Adaptado de Heywood, 1988.

O pistão é responsável por vedar e transmitir o deslocamento proveniente da expansão dos gases para a biela, que ao receber este esforço transfere o movimento proveniente da expansão para o virabrequim. Esse componente, que através de sua forma construtiva, transforma o movimento linear dos pistões em movimento rotacional (HEYWOOD, 1988).

As válvulas controlam a entrada e saída dos gases no interior do cilindro, sendo elas controladas pelo comando de válvulas, que através de seus cames promovem a abertura e fechamento das válvulas de acordo com o ciclo do motor.

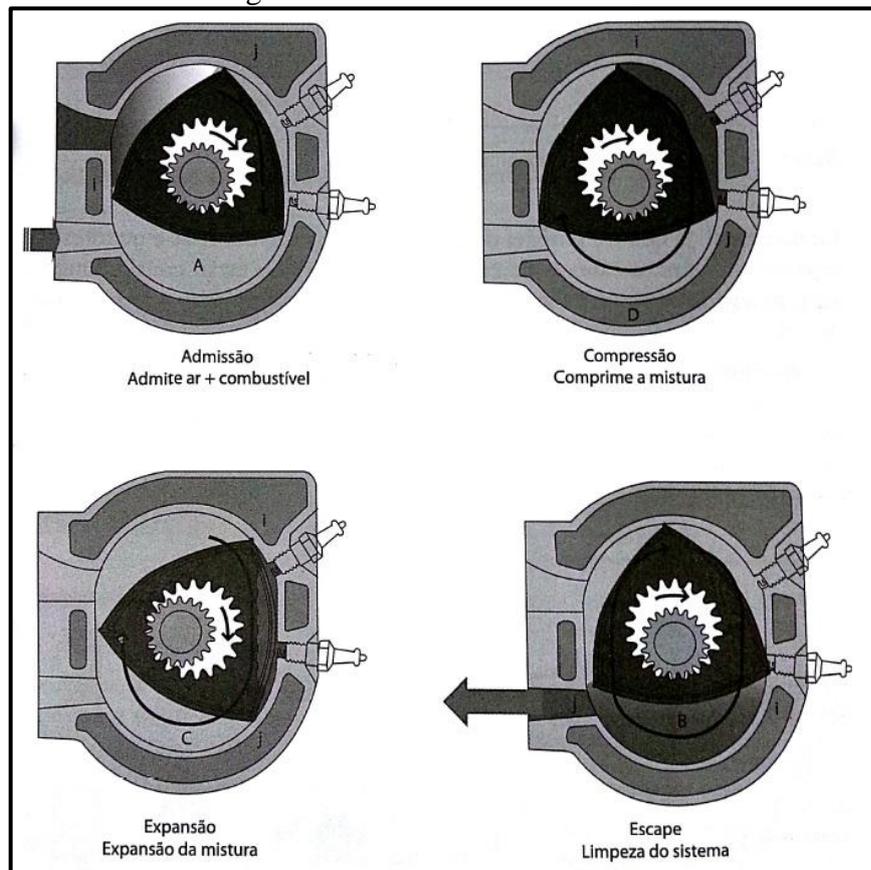
### 2.2.2 Motores rotativos

Nos motores rotativos não existe o movimento linear encontrado nos motores alternativos, portanto o trabalho é obtido diretamente de um movimento rotacional. Como exemplo principal deste sistema pode-se citar o motor Wankel.

Mesmo o rotor não realizando os movimentos lineares de um pistão, o seu princípio de funcionamento é o mesmo dos motores alternativos, pois respeita o mesmo ciclo dos demais motores de combustão interna.

Como mostrado na Figura 4, acompanhando o movimento observa-se que o motor Wankel também realiza os processos de admissão, compressão, expansão e escape dos motores alternativos de pistão.

Figura 4 – Ciclos do motor Wankel



Fonte: Adaptado de Brunetti, 2012a.

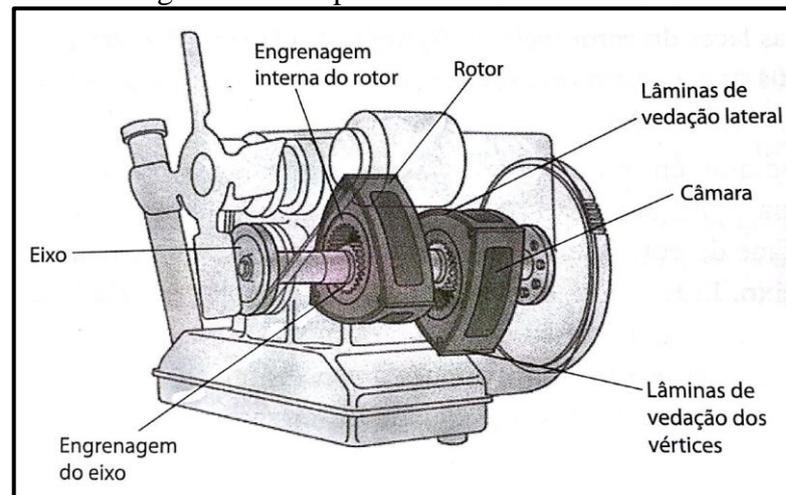
Devido à razão de relação das engrenagens, uma face completará uma volta somente após três voltas do eixo do motor, o que traria trabalho positivo somente a cada três voltas do eixo. Entretanto, como em cada volta do rotor as três faces realizam trabalho positivo, pode-se dizer que é obtido trabalho positivo em cada volta do eixo do motor (GIACOSA, 2000). Diferentemente da maioria dos motores alternativos onde o cilindro gera trabalho positivo a cada duas voltas do virabrequim.

De acordo com Brunetti (2012a), sua estrutura é composta por um rotor, com geometria próxima a de um triângulo e de um estator, cujo formato geométrico é gerado pela posição dos três vértices do rotor durante seu funcionamento.

Mesmo sendo considerado um motor rotativo, o rotor sofre movimentos de translação associado à rotação. Na Figura 5 é possível observar que o rotor tem seu movimento guiado pela engrenagem central, o que evidencia que o rotor não gira em torno do seu eixo, provocando desta forma movimento lateral no mesmo.

Também é possível observar na Figura 5 a forma construtiva dos demais componentes de um motor Wankel com dois rotores.

Figura 5 – Componentes do motor Wankel



Fonte: Brunetti, 2012a.

Por não ser necessária a utilização de válvulas de admissão e escape, a sua utilização torna-se interessante nas mesmas aplicações dos motores alternativos, porém algumas graves desvantagens acabaram não difundindo o seu conceito.

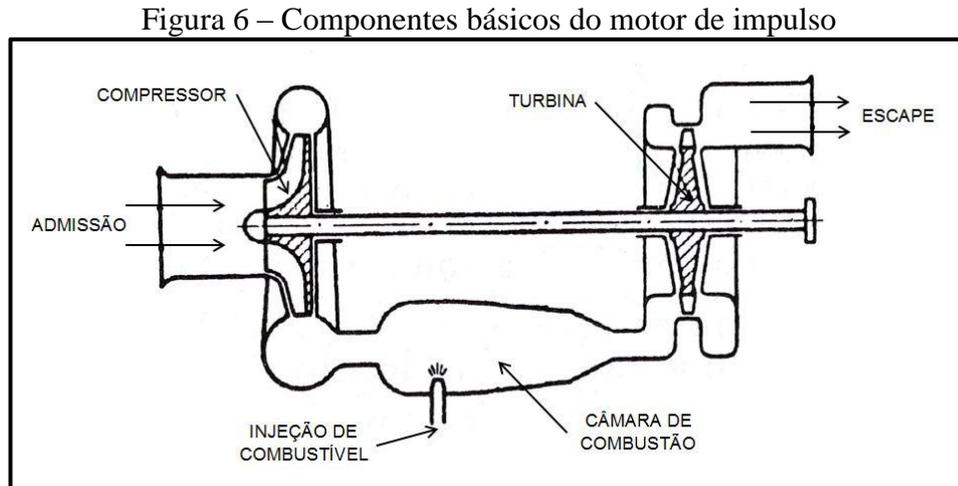
Segundo Giacosa (2000), entre as desvantagens se destacam a necessidade de possuir lubrificante misturado com o combustível, o desgaste prematuro que ocorre nas lâminas de vedação dos vértices e a grande diferença de temperatura entre o lado quente e o lado frio do motor, gerando deformações na pista do estator.

### 2.2.3 Motores de impulso

Assim como os motores alternativos e rotativos, os motores de impulso também têm seu funcionamento baseado nos tempos de admissão, compressão, expansão e escape. Sua principal aplicação está na aviação, neste caso é aproveitada a energia do jato dos gases de escape, onde o motor é impelido pela força de reação dos gases (BRUNETTI, 2012a).

Uma característica que o diferencia dos demais motores de combustão interna, é o fato de os quatro tempos do seu ciclo de funcionamento ocorrerem sempre nos mesmos locais, o que gera grande diferença de temperatura entre os lados quente e frio do motor.

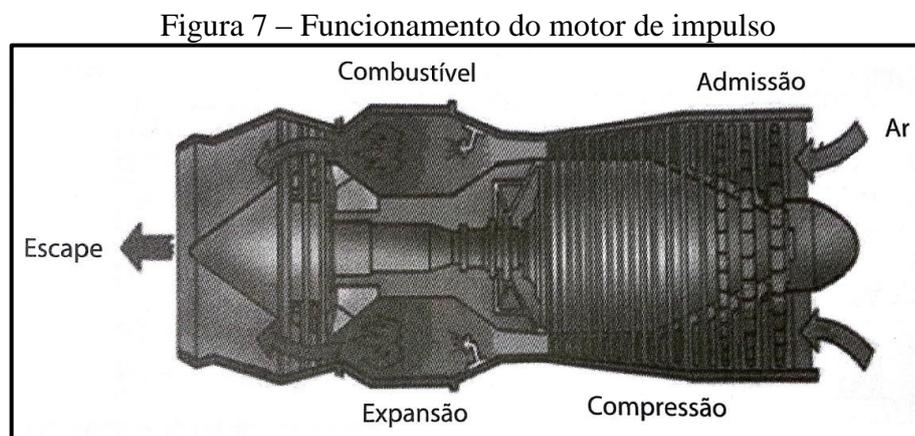
Na Figura 6 é possível observar os componentes básicos deste tipo de motor.



Fonte: Adaptado de Giacosa, 2000.

Os rotores localizados na entrada do motor admitem o ar e posteriormente o comprimem dentro da câmara de combustão. Em seguida através da injeção contínua de combustível ocorre a queima da mistura e a expansão dos gases, em seguida estes gases movimentam a turbina, que está ligada diretamente com o eixo dos rotores do compressor.

De acordo com Giacosa (1970), o trabalho da turbina, descontado do trabalho do compressor, é a energia útil do sistema. Analisando o processo de funcionamento dos motores de impulso, na Figura 7 é possível observar esta afirmação, pois parte da energia da expansão dos gases é gasta para movimentar os rotores do compressor através do seu eixo.



Fonte: Brunetti, 2012a.

## 2.3 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Dentro dos motores alternativos existe uma série de fatores que podem classificá-los. Segundo Brunetti (2012a), os principais fatores são o sistema ignição e ciclo de operação.

Quanto ao sistema de ignição são classificados em MIF (Motores de Ignição por Faísca ou Otto) e MIE (Motores de Ignição Espontânea ou Diesel).

Quanto aos tempos do ciclo de operação, os motores alternativos podem possuir diferentes configurações. Define-se tempo como sendo o curso do pistão, e não se deve confundir tempo com processo, pois, ao longo de um tempo, podem ocorrer diversos processos.

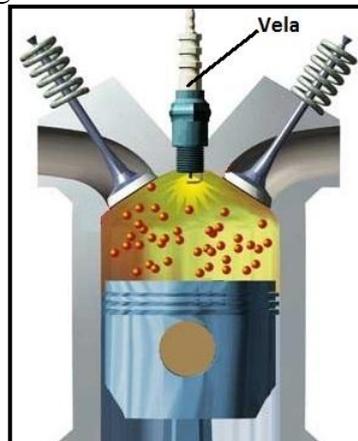
Desta forma, quanto ao número de tempos, os motores alternativos são divididos em dois grupos, são eles os motores alternativos a quatro tempos (4T) e os motores alternativos a dois tempos (2T).

### 2.3.1 Motores de Ignição por Faísca ou Otto (MIF)

Neste tipo de motor, a mistura de ar e combustível é admitida pelos cilindros ou formada diretamente no interior do cilindro no caso dos motores com injeção direta de combustível (GDI) *Gasoline Direct Injection*, e posteriormente são inflamados através de uma faísca gerada entre os eletrodos de uma vela de ignição, conforme ilustrado na Figura 8.

Os motores Otto são amplamente utilizados em carros de passeio com motores movidos à gasolina ou etanol.

Figura 8 – Combustão motor MIF



Fonte: Adaptado de: <[http://quatorrodas.abril.com.br/reportagens/novastecnologias/conteudo\\_196919.shtml](http://quatorrodas.abril.com.br/reportagens/novastecnologias/conteudo_196919.shtml)> Acesso em: 28 de setembro de 2013

Devido a sua maior eficiência, o sistema GDI teve grande crescimento nas duas últimas décadas. Seu conceito vindo dos motores Diesel trouxeram com eles alguns benefícios importantes para os motores Otto. Como exemplo, o GDI permite duas injeções de combustível no mesmo ciclo de combustão, o que segundo Brunetti (2012a), implica na redução da temperatura da câmara de combustão, gerando maior resistência a detonação, permitindo-se desta forma a possibilidade de aumentar a taxa de compressão e a eficiência do motor.

### 2.3.2 Motores de Ignição Espontânea ou Diesel (MIE)

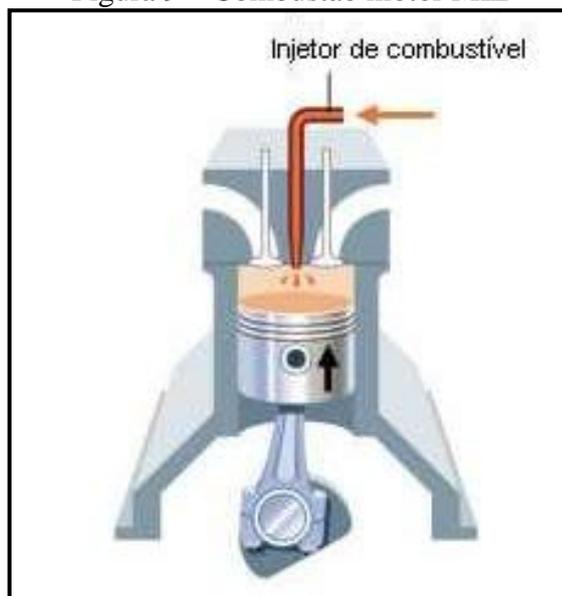
Devido a sua elevada robustez e torque em baixas rotações, os motores de ignição espontânea ou Diesel, são amplamente utilizados em veículos pesados para transporte de carga.

Nestes motores o processo de admissão ocorre de forma diferente dos motores de ignição por faísca, pois nele é admitido apenas ar para dentro do cilindro.

Após a compressão, para que ocorra o processo de autoignição, antes de iniciar a injeção de combustível, é necessário que a temperatura do ar ultrapasse a TAI (Temperatura de Autoignição) do combustível (BRUNETTI, 2012a).

Na Figura 9 é ilustrado o interior de um motor MIE, onde é possível observar a presença do injetor de combustível e a ausência da vela de ignição.

Figura 9 – Combustão motor MIE

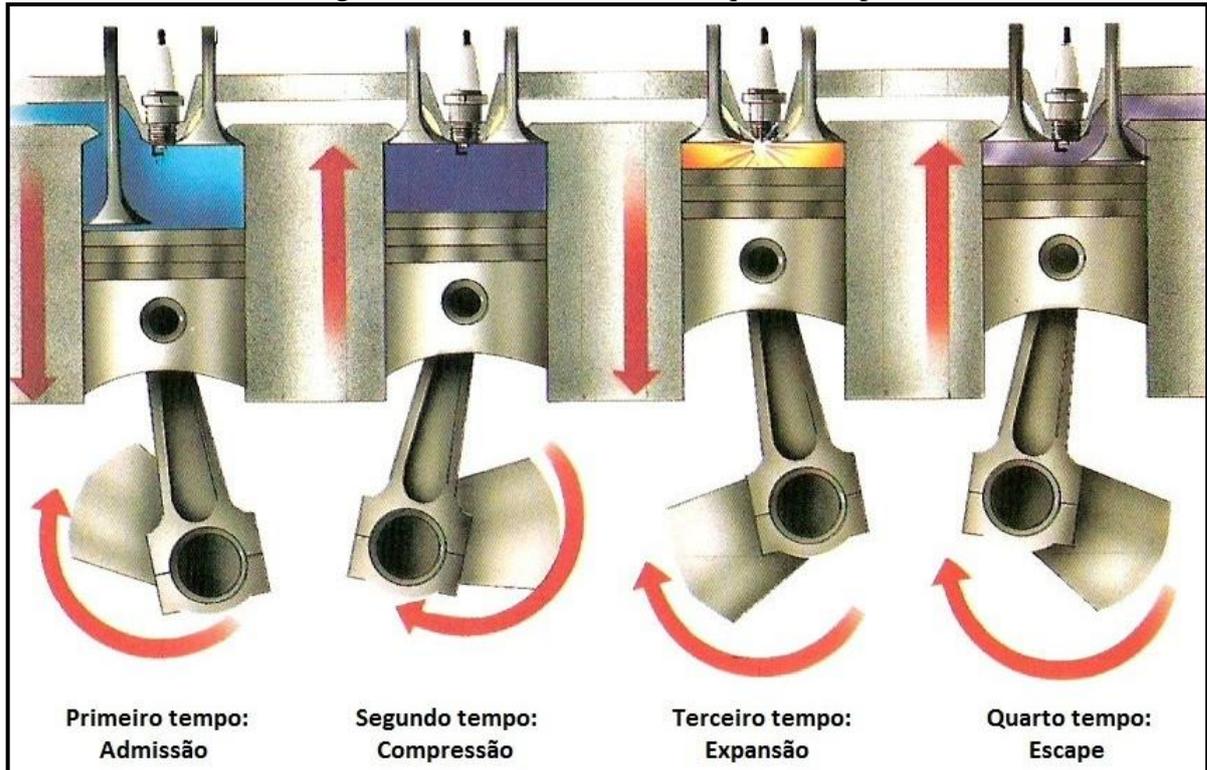


Fonte: Disponível em: <<http://www.carrosnaweb.com.br/dicasdiesel.asp>> Acesso em: 28 de setembro de 2013.

### 2.3.3 Motores alternativos a quatro tempos (4T)

Nestes motores, o pistão percorre quatro cursos para completar o seu ciclo, desta forma o seu funcionamento permite a obtenção de trabalho positivo a cada duas voltas do virabrequim (HEYWOOD, 1988). Os quatro tempos são apresentado na Figura 10.

Figura 10 – Motor alternativo a quatro tempos



Fonte: Adaptado de Tabuenca, 1996.

No tempo de admissão, o pistão desloca-se do PMS (Ponto Morto Superior) para o PMI (Ponto Morto Inferior), gerando neste movimento a sucção da mistura ar/combustível através da válvula de admissão para o interior do cilindro, ou somente ar no caso dos motores MIF com sistema GDI e motores MIE. O êmbolo em seu deslocamento do PMS para o PMI acelera e posteriormente desacelera com um perfil senoidal.

Após inicia-se o tempo de compressão, onde fecha-se a válvula de admissão e o pistão se desloca do PMI até o PMS, comprimindo neste momento a mistura ou apenas ar, dependendo para isto, se o motor é MIF ou MIE.

Para o caso de motores MIE, a compressão deve ser suficientemente alta para que o ar ultrapasse a TAI do combustível.

Posteriormente ocorre a ignição da mistura através de uma faísca, ou a combustão espontânea no caso dos motores MIE, onde é injetado o combustível no ar quente contido na câmara de combustão.

A combustão provoca a expansão dos gases e gera grande pressão dentro do cilindro, movimentando o pistão do PMS para o PMI. Este é o processo que realiza o trabalho positivo do motor (BRUNETTI, 2012a).

Para finalizar o ciclo de funcionamento, é realizado o tempo de escape, onde o pistão movimenta-se do PMI até o PMS expulsando os gases do cilindro através das válvulas de escape.

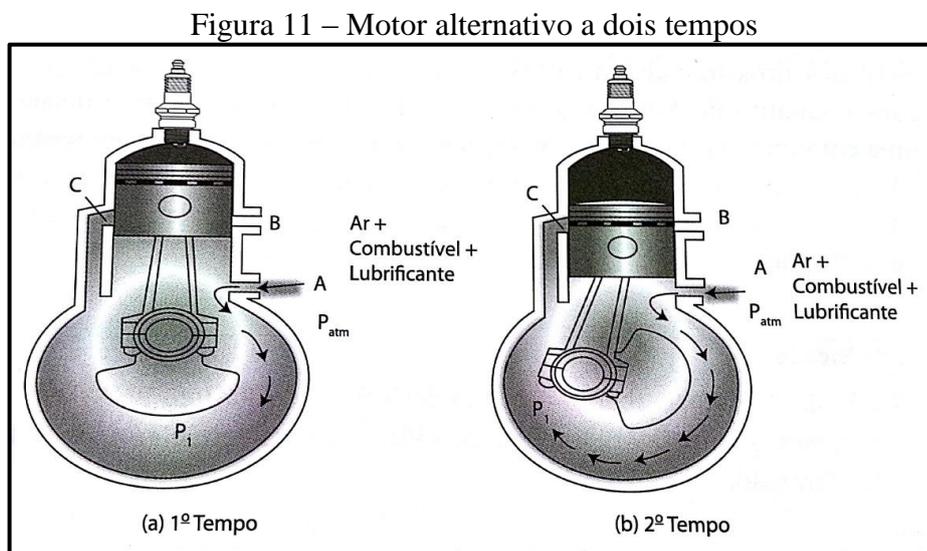
Segundo Giacosa (2000), o processo de escape é muito importante para o rendimento do motor, pois a inércia dos gases de escape auxilia o enchimento do cilindro para a próxima etapa de admissão.

### 2.3.4 Motores alternativos a dois tempos (2T)

Conforme Taylor (1971), a característica principal que distingue o método de operação dos motores de dois tempos é que, a cada volta do virabrequim se obtém trabalho positivo.

Os processos realizados no motor a quatro tempos são realizados da mesma maneira, porém, alguns destes tempos se sobrepõem no mesmo curso.

Na Figura 11 é possível observar o fluxo da mistura na operação dos seus dois ciclos, seguido de seu detalhamento conforme abordado por BRUNETTI (2012a).



Fonte: Brunetti, 2012a.

Em seu primeiro ciclo de operação, ilustrado pela Figura 11a, deve-se supor que o pistão esteja no PMS com sua mistura comprimida. Ao ser acionada a ignição, inicia-se o processo de expansão e o pistão é empurrado para o PMI.

Durante o seu deslocamento o pistão comprime o conteúdo do cárter, em seguida a passagem de escape B e a passagem C que liga o cárter ao cilindro são descobertas. Neste momento os gases provenientes da combustão são expulsos pela passagem B. Este processo conta com o auxílio da nova mistura que entra pela passagem C proveniente do cárter, e que se encontra levemente pressurizada.

No segundo movimento realizado pelo pistão, ilustrado pela Figura 11b, ocorrem simultaneamente os tempos de admissão e compressão. Esse processo é possível, pois ao deslocar o pistão do PMI ao PMS, o mesmo fecha as passagens B e C gerando uma depressão no cárter. Esta depressão tem grande importância para realizar a sucção da mistura quando o pistão libera a entrada A (BRUNETTI, 2012a).

No fim deste curso o motor terá uma nova mistura comprimida na câmara de combustão e uma nova mistura no cárter aguardando para entrar no cilindro pela passagem C novamente. Em seguida ocorre a ignição da mistura comprimida e o seu ciclo começa novamente.

Dentre uma série de fatores negativos, o motor dois tempos possui como maior desvantagem o sistema de lubrificação. O fato de não poder utilizar o cárter como reservatório de óleo, exige que o lubrificante esteja presente na mistura admitida, sendo ela normalmente na proporção de 1:20, ou seja, uma parte de óleo para vinte partes de combustível.

A lubrificação é realizada por aspensão pela própria mistura ao entrar em contato com os componentes internos do motor, onde devido a sua precariedade, acabam reduzindo a durabilidade do motor, além de dificultar a combustão e comprometer a emissão de gases por queimar o lubrificante juntamente com o combustível.

Como ponto positivo pode-se citar a ausência do sistema de válvulas, o que torna o motor menor e mais leve, além de ter menor custo de fabricação em relação a um motor de quatro tempos com a mesma potência.

## 2.4 SISTEMA DE ADMISSÃO E ESCAPE

Tendo como base o funcionamento do motor alternativo a quatro tempos detalhado anteriormente, fica clara a importância do sistema de admissão e do sincronismo entre os diversos componentes que o compõem.

Dentre estes componentes, podem-se citar o coletor de admissão, as válvulas e o comando de válvulas como os itens de maior importância para o seu funcionamento. Eles são responsáveis por controlar o fluxo de entrada do FA e saída dos gases.

#### **2.4.1 Coletor de admissão**

O coletor de admissão é o componente de ligação entre o corpo de borboleta (ou carburador) e os dutos de admissão do cabeçote do motor.

Por conduzir a mistura, ou somente ar no caso dos motores MIF com injeção direta, o coletor de admissão é de fundamental importância para a eficiência volumétrica do motor. Segundo Heywood (1988), a combinação da pulsação da massa de ar com as diferentes geometrias dos dutos de admissão, torna o sistema indispensável para se atingir a eficiência volumétrica dos cilindros.

O sincronismo destes efeitos com o tempo de abertura e fechamento das válvulas pode determinar o desempenho do motor. Sua forma construtiva varia de acordo com a cilindrada e regime de operação planejada para o motor (BRUNETTI, 2012b).

Estudos realizados por Sodré *at al* (2008), comprovam que dutos curtos produzem maior torque em altas rotações, de forma contrária dutos longos proporcionam o aumento do torque em baixas rotações. Alguns coletores possuem as duas configurações em conjunto, estes são chamados de coletores variáveis.

O princípio básico do coletor de admissão, e que antecede todas as características citadas até o momento, é a função de garantir a distribuição igualitária de mistura entre todos os cilindros do motor.

#### **2.4.2 Válvulas de admissão e escape**

As válvulas são componentes responsáveis por controlar a entrada do FA e a saída dos gases da combustão do interior dos cilindros. Nos motores populares são comumente utilizadas duas válvulas por cilindro, uma para a admissão e outra para o escape, porém, dependendo das estratégias do fabricante, o motor pode possuir quatro ou até cinco válvulas por cilindro.

A variação da quantidade de válvulas normalmente está relacionada com o regime de utilização do motor, onde um número maior proporcionará um aumento na vazão e por consequência um melhor enchimento do cilindro principalmente em altas rotações.

Devido a elevada potência dos motores atuais, todos os componentes do motor devem ter seus materiais escolhidos de forma rigorosa. Com este ponto de vista, as válvulas devem suportar as repetitivas solicitações causadas pelo impacto sobre o seu assentamento no cabeçote, mantendo também a sua estrutura sem deformação mesmo sendo submetidas às altas temperaturas provenientes da combustão.

Segundo Giacosa (2000), um fator de grande importância para garantir o correto funcionamento das válvulas é a dissipação do calor adquirido pela mesma. Esta dissipação é realizada em sua grande maioria através do seu guia e pelo seu assentamento quando em contato com o cabeçote.

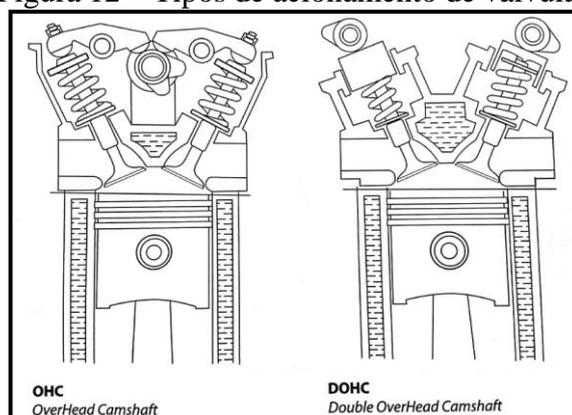
Para isto, diversas estratégias são utilizadas para reduzir ou eliminar os efeitos das altas temperaturas, algumas delas são a utilização de ligas especiais e a introdução de sódio em seu interior para aumentar a condutibilidade térmica, reduzindo assim seu tempo de resfriamento (GIACOSA, 2000).

Outra estratégia para reduzir a transferência de calor para as válvulas de escape é a redução do seu diâmetro e conseqüentemente a redução da área exposta da válvula na câmara de combustão.

### 2.4.3 Comando de válvulas

O comando de válvulas tem a função de controlar a troca dos gases do interior dos cilindros através da abertura das válvulas de admissão e escape. Seu sistema de acionamento pode ser através de um único eixo ou ser dividido entre dois, sendo neste caso um eixo responsável pela admissão e o outro pelo escape. Na Figura 12 é possível observar as duas formas construtivas citadas.

Figura 12 – Tipos de acionamento de válvulas

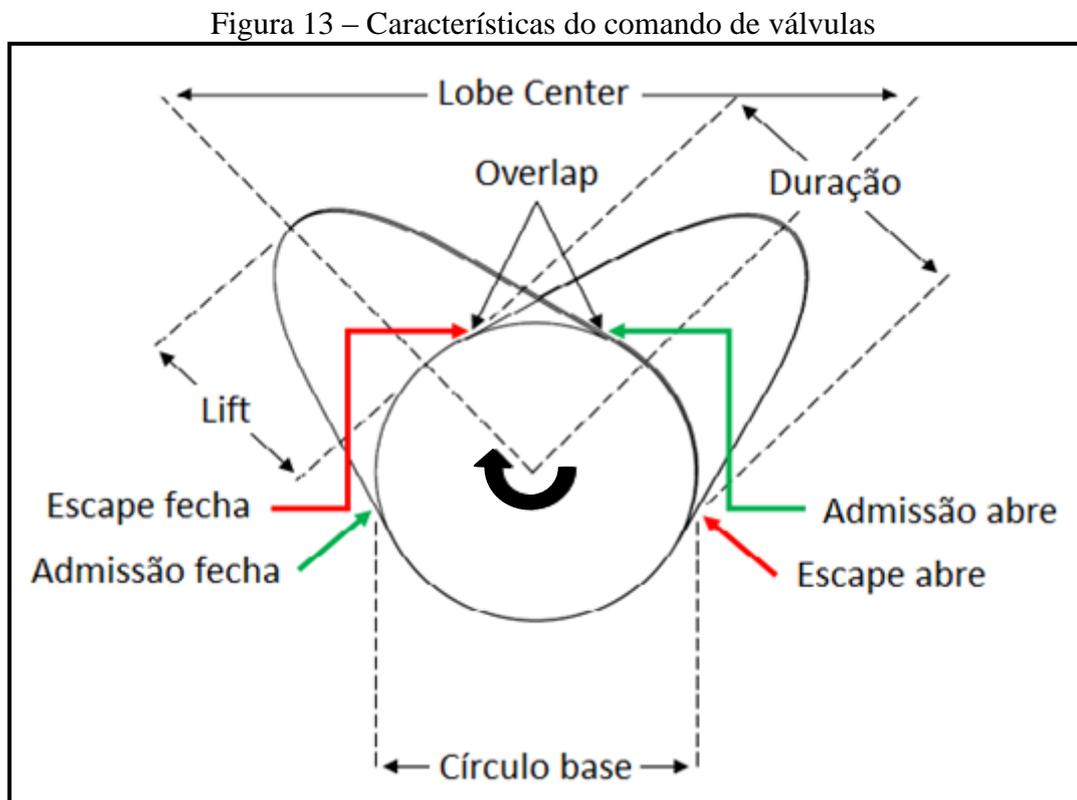


Fonte: Brunetti, 2012a.

Independentemente de sua divisão, ambos os eixos possuem cames ao longo do seu comprimento, sendo a geometria destes a responsável por definir o ângulo de permanência e o curso de abertura que as válvulas devem ter em funcionamento.

O ângulo de permanência de abertura das válvulas é um dos parâmetros mais importantes no desenvolvimento de um comando de válvulas, pois ele definirá a duração dos períodos de admissão e escape, o que está diretamente ligado a eficiência volumétrica.

Na Figura 13 são identificadas as principais dimensões de um comando de válvulas. Dimensões estas que ao se relacionarem definem a faixa de rotação ideal do motor bem como o seu torque e potência.



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

O levante do comando, também conhecido como *lift*, corresponde à altura do came a contar da extremidade do círculo base até o topo do mesmo. Esta altura, subtraída dos valores de folga do sistema de acionamento das válvulas, representa o deslocamento de abertura da válvula.

O *Lobe Center* corresponde ao ângulo formado entre as extremidades dos cames de admissão e escape de um mesmo cilindro. Este ângulo em conjunto com o período de “duração” formado pela geometria do came, da origem ao ângulo de superposição de abertura das válvulas, também chamado de *Overlap*.

## 2.5 SINCRONISMO DE FUNCIONAMENTO

Segundo o princípio de funcionamento dos motores alternativos de quatro tempos, é necessário duas voltas do virabrequim para completar um ciclo. Na teoria estes 720° são igualmente divididos entre os seus quatro tempos, porém na prática alguns fatores físicos impedem que esta teoria funcione.

Nas aplicações automotivas, onde a faixa de rotação e carga do motor possui grande variação, o desafio é muito maior para se conseguir a máxima eficiência volumétrica, sendo esta eficiência dependente de outros fatores como a perda de carga que influencia na vazão de ar admitido pelo cilindro.

A seguir serão detalhadas as dificuldades e soluções encontradas para eliminar ou minimizar estes impactos.

### 2.5.1 Perda de pressão

A maioria das tubulações apresentam componentes ou divisões que geram perda de pressão no escoamento como curvas, reduções e etc. Segundo Munson (2005) esta perda de pressão localizada pode ser determinada pelo método baseado no coeficiente de perda de carga  $K_l$ . Segundo deduções da equação de Darcy-Weisbach, tem-se o coeficiente de perda de carga definido pela equação (2.1):

$$K_l = \frac{\Delta P}{(\rho V^2/2)} \quad (2.1)$$

Sendo:

$K_l$ : Coeficiente de perda de carga do componente (adimensional);

$V$ : Velocidade do escoamento (m/s);

$\rho$ : a massa específica do ar (kg/m<sup>3</sup>);

$\Delta P$ : Perda de pressão (Pa).

Onde também pode-se expressar (2.1) conforme a equação (2.2) para determinar a queda de pressão em Pascal:

$$\Delta P = K_l \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.2)$$

### 2.5.2 Rendimento volumétrico

Segundo Brunetti (2012) o rendimento volumétrico é definido como sendo a relação entre a massa de mistura nova que entra no cilindro durante a admissão e a massa que ocuparia o volume deslocado pelo pistão. De forma análoga Heywood (1988) define o rendimento volumétrico  $\eta_v$  como sendo a vazão mássica de ar no conduto de admissão pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão.

Desta forma tem-se a equação (2.3) que define o rendimento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\rho_a V_d N} \quad (2.3)$$

Sendo:

$\dot{m}$ : a vazão mássica através do conduto de admissão (kg/s);

$\rho_a$ : a massa específica do ar admitido na temperatura de referência (kg/m<sup>3</sup>);

$V_d$ : o volume deslocado pelo pistão entre o PMS e PMI (m<sup>3</sup>);

$N$ : rotação do motor (rev./s).

### 2.5.3 Inércia e pulsação do Fluido Ativo

O ar contido nos dutos do coletor de admissão possui energia cinética. Esta energia se bem aproveitada poderá comprimir a mistura no interior do cilindro no exato instante do fechamento da válvula de admissão. Segundo Heywood (1988), aproveitando a inércia do gás pode-se elevar o rendimento volumétrico de um motor e conseqüentemente elevar sua potência.

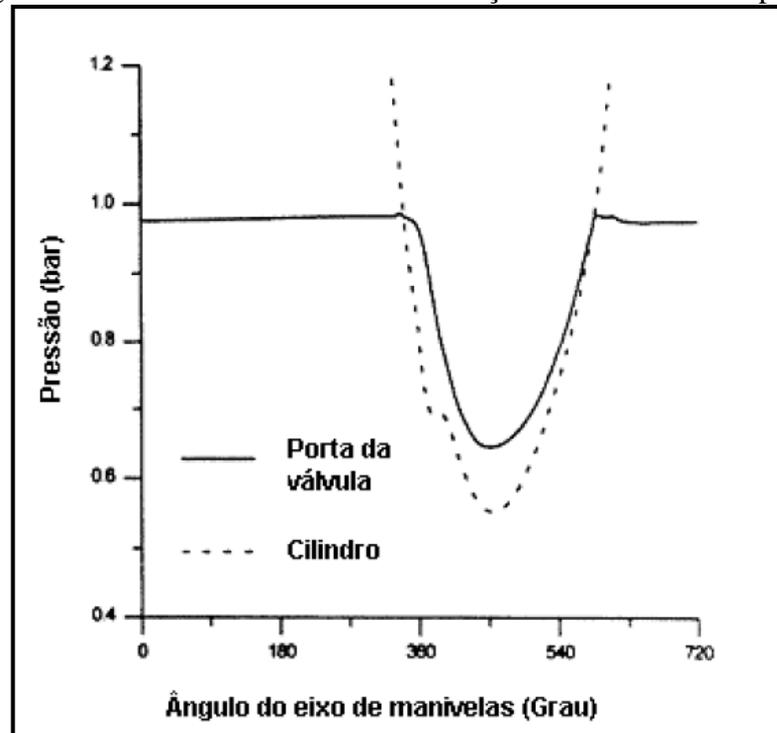
Em motores sobrealimentados a inércia do gás pode ser aproveitada da mesma maneira, tendo ainda como benefício a pressão no coletor de admissão que aumenta a massa de ar introduzida no cilindro. Segundo Heywood (1988) o máximo torque alcançado por um motor é proporcional a máxima quantidade de ar que o cilindro admitiu.

Outro fator importante para o aumento do rendimento volumétrico é o aproveitamento da pulsação do FA no coletor de admissão.

Estudos realizados por Morse *at al* (1938), mostraram as influências dos pulsos de pressão nos dutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão. Nesse trabalho foi evidenciado que o aproveitamento das ondas de pressão pode aumentar o rendimento volumétrico dos motores. O movimento dos pistões provocam perturbações que durante a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape, se propagam como ondas de rarefação e compressão ao longo do coletor de admissão.

De acordo com Benajes *et al* (1997), o movimento dos pistões entre o PMS e o PMI produz uma redução da pressão no interior do cilindro em relação à pressão no duto de admissão, e se fosse monitorada, teria como resultado algo semelhante ao ilustrado na Figura 14.

Figura 14 – Pressão na admissão em relação o movimento do pistão



Fonte: Benajes *at al*, 1997.

Enquanto o FA possui uma velocidade em direção ao cilindro, a onda de rarefação produzida pela abertura da válvula de admissão se move na direção oposta. Tal onda de rarefação viaja pelo duto de admissão na velocidade do som, que é na ordem de 340 m/s, sendo muito maior que a velocidade do FA que pode chegar a 90 m/s (HEISLER, 1995).

Desta forma o FA se desloca a aproximadamente 90 m/s na direção do cilindro, enquanto a onda de rarefação que originalmente se deslocava na direção oposta, ao chegar ao início do duto de admissão se reflete e muda de direção, se tornando uma onda de compressão

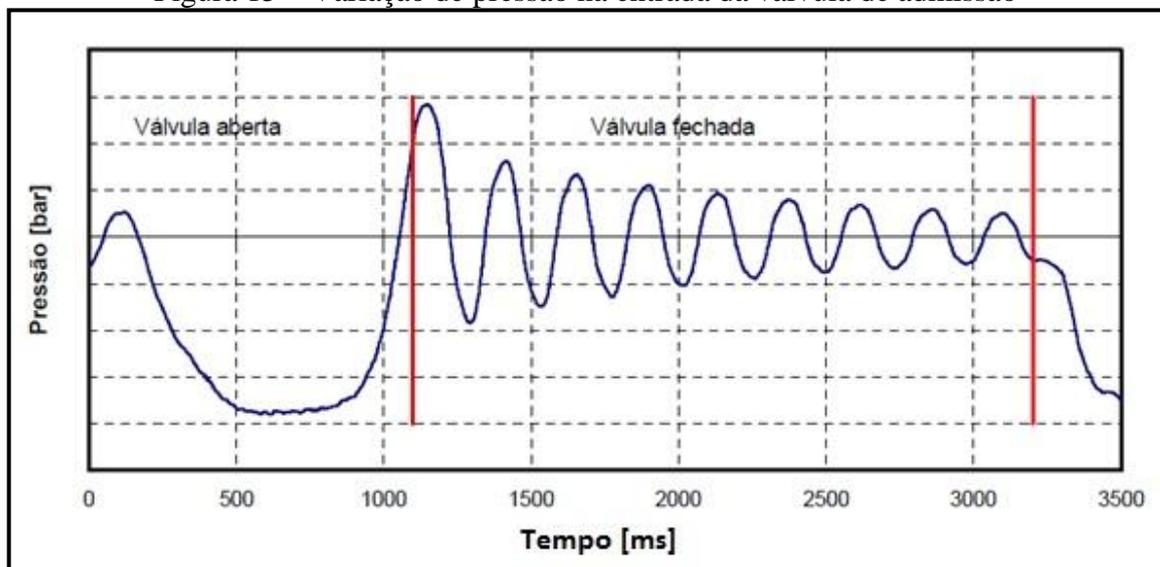
(HANRIOT, 2001); neste momento a perturbação se propaga no mesmo sentido do FA sob a forma de onda de compressão. Então ao se aproximar do cilindro, o FA irá chegar na entrada da válvula na forma de sucessivas e rápidas ondas de pressão.

Se o comprimento do duto de admissão ou a faixa de rotação do motor forem de tal forma que a onda de compressão chegue no exato momento em que a válvula de admissão se fecha, tem-se o máximo rendimento volumétrico (PEREIRA, 2004). Esta situação reforça a importância do ajuste entre os diversos componentes do sistema de admissão.

Nos casos onde a válvula de admissão se fecha com a presença de depressão, a massa de ar que entra no cilindro é reduzida e como consequência o rendimento volumétrico é prejudicado. Cabe salientar que as ondas de compressão estão presentes continuamente no coletor de admissão em todas as faixas de rotação, porém somente em determinada faixa específica de rotação a massa de ar admitida no cilindro é máxima (PEREIRA, 2004).

A Figura 15 mostra como seria o comportamento da variação de pressão na entrada da válvula de admissão ao longo do tempo. Observa-se o aparecimento de uma depressão no momento da abertura da válvula de admissão. É neste momento que surge a onda de rarefação dando início ao processo detalhado anteriormente.

Figura 15 – Variação de pressão na entrada da válvula de admissão



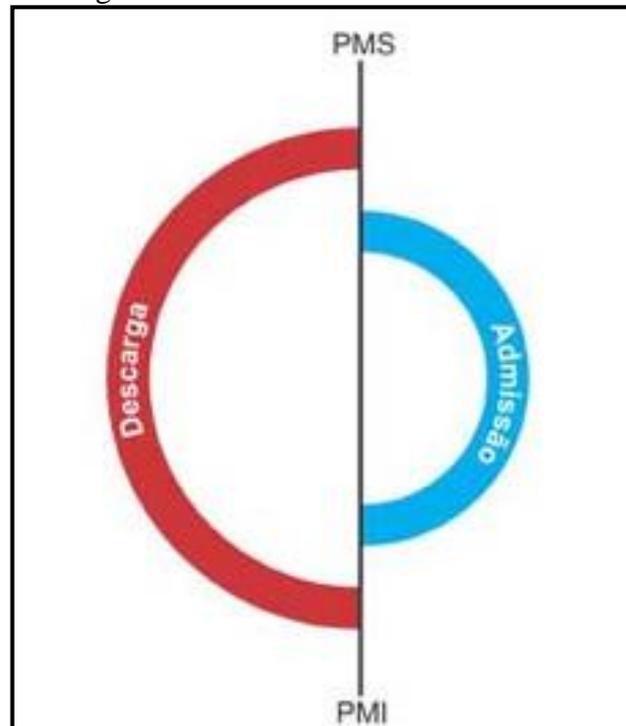
Fonte: Adaptado de Pereira, 2004.

#### 2.5.4 Diagrama teórico de funcionamento

Didaticamente o ciclo de admissão e escape do motor alternativo a quatro tempos pode ser representado por períodos de abertura e fechamento de válvulas igualmente

distribuídos entre o curso desenvolvido pelo pistão, ou seja, instantaneamente a cada 180° do virabrequim ocorre a abertura ou fechamento das válvulas, conforme ilustrado na Figura 16.

Figura 16 – Diagrama teórico de abertura e fechamento de válvulas



Fonte: Disponível em: <<http://arquivo.oficinabrasil.com.br/noticias/?COD=380>>  
Acesso em: 05 de outubro de 2013.

Tendo por base esta afirmação, significaria que exatamente quando o pistão chegasse ao PMS iniciaria a abertura da válvula de admissão, e com o mesmo conceito, estaria completamente fechada assim que o pistão chegasse ao PMI.

Este conceito não estaria errado se não fosse um fator físico presente no funcionamento do motor. Como abordado anteriormente, a inércia do FA impede que o motor tenha um bom rendimento volumétrico funcionando conforme o ciclo teórico ilustrado.

### 2.5.5 Diagrama real de funcionamento

Devido à dificuldade de se movimentar uma massa de ar de forma instantânea, a sincronia real de funcionamento das válvulas ocorre de forma defasada em relação ao PMS e PMI. Isso significa que a admissão começa antes de o pistão chegar ao PMS e termina depois do pistão passar pelo PMI.

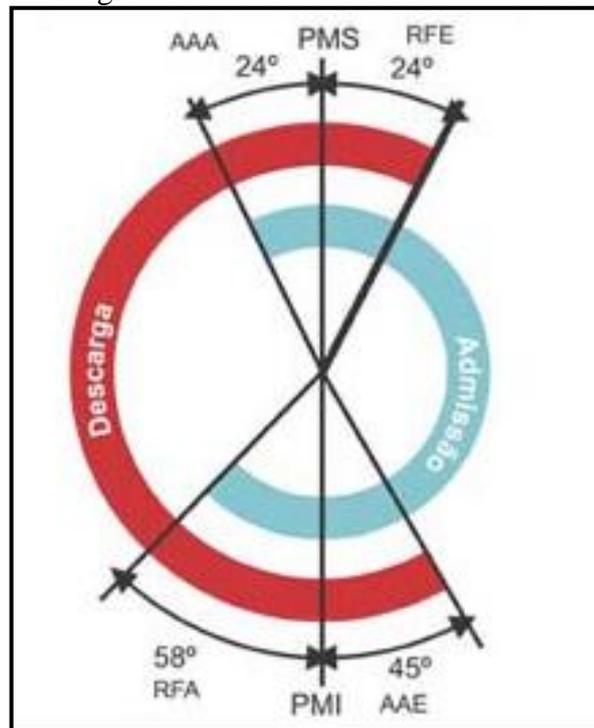
A válvula de admissão iniciando sua abertura antes do PMS implica na sua abertura completa quando começar o curso de admissão pelo pistão e irá oferecer menor resistência ao

escoamento (BRUNETTI, 2012b). Além deste benefício, será reduzida a depressão no interior do cilindro, pois como a válvula de admissão começa a se abrir antes, a variação de pressão entre o interior do cilindro e o coletor de admissão tende a ser menor ao iniciar o deslocamento do pistão do PMS para o PMI.

A válvula de escape, ao fechar após o PMS faz com que em um curto período de tempo ambas as válvulas estejam abertas. Ao usar um ângulo de superposição tende a melhorar o rendimento volumétrico (BRUNETTI, 2012b). Isto é possível, pois o ar que entra pela válvula de admissão ajuda a expulsar os gases de escape do cilindro, garantindo que a combustão seja realizada com a maior parcela possível de mistura nova.

A Figura 17 representa um diagrama real de abertura de válvulas, onde a admissão inicia com  $24^\circ$  de avanço de abertura da admissão (AAA) e termina com  $58^\circ$  de retardo no fechamento da admissão (RFA) e o escape inicia com  $45^\circ$  de avanço de abertura do escape (AAE) e encerra com  $24^\circ$  de retardo no fechamento do escape (RFE).

Figura 17 – Diagrama real de abertura e fechamento de válvulas



Fonte: Disponível em: <<http://arquivo.oficinabrasil.com.br/noticias/?COD=380>>  
Acesso em: 05 de outubro de 2013.

### 2.5.6 Influência do ângulo de abertura e fechamento das válvulas

Conforme abordado anteriormente, é conhecido que a abertura antecipada da válvula de admissão e o fechamento tardio da válvula de escape auxiliam no aumento do rendimento

volumétrico, porém, este ângulo de abertura deve ser conhecido e criteriosamente avaliado para não gerar prejuízos ao motor.

Conforme Lukanin (1988), se a válvula de escape começar a abrir muito prematuramente, aumentará a perda de trabalho útil do período de expansão, por outro lado se a válvula de escape abrir tardiamente, elevará o trabalho negativo durante a expulsão dos gases de escape no decorrer do movimento do pistão do PMI até o PMS.

Estas antecipações e postergações dá origem ao ângulo de superposição de abertura das válvulas, também chamado de *overlap*. Este momento corresponde ao período em que se está encerrando o ciclo de escape e iniciando o período de admissão.

Quando o motor está em cargas parciais haverá escoamento de gases de escape para os dutos de admissão durante o *overlap*, deslocando parte da nova mistura novamente para o coletor de admissão (BRUNETTI, 2012b). Este efeito reduz o rendimento volumétrico e se agrava ao ser ampliado o ângulo de superposição.

Em motores sobrealimentados, por outro lado, como a pressão na admissão é maior, a mistura nova não permite o retorno dos gases de escape e parte dela escoar para fora do cilindro durante o período de superposição de abertura das válvulas. Neste caso a tendência é favorecer o enchimento do volume contido na câmara de combustão com mistura nova, em troca da perda de mistura nova através da válvula de escape (BRUNETTI, 2012b).

Este efeito também pode ser aproveitado em motores naturalmente aspirados, onde o período de superposição das válvulas fará com que a nova mistura expulse totalmente os gases de escape. É nesta condição em que se obtém o maior rendimento volumétrico (GIACOSA, 2000).

A experiência prática amplamente utilizada no automobilismo, diz que ao adiantar o comando de válvulas proporciona mais torque em baixas rotações, do mesmo modo que ao se atrasar o comando de válvulas proporcionará mais torque em altas rotações. Entretanto o valor de avanço e retardo varia para cada motor devido às diferentes dimensões do coletor de admissão, válvulas e etc.

Esta definição é coerente e está de acordo com os estudos realizados por Heywood (1988), pois devido à inércia da mistura, é vantajoso antecipar a abertura da válvula de admissão para poder elevar o rendimento volumétrico em baixas rotações.

Com base nas definições abordadas e de acordo com o projeto e aplicação em que se deseja utilizar o motor, existem formas distintas de se obter a melhor configuração. Ao desejar deslocar a faixa de torque máximo do motor para rotações mais elevadas, pode-se

adotar um coletor de admissão mais curto ou quando possível, postergar o fechamento da válvula de admissão através do ajuste do comando de válvulas.

### 2.5.7 Comando de válvulas tradicional

No comando de válvulas tradicional o ângulo de permanência de abertura das válvulas de admissão e escape ocorre de forma igual em todas as faixas de rotação e carga do motor.

Este tipo de comando permite apenas que o ajuste estático seja realizado para ajustar o melhor ponto de abertura, e pode ter limitações de ajustes ainda maiores no caso de motores que possuem apenas um comando de válvulas, pois o *overlap* não pode ser alterado pelo fato de os cames da admissão e escape estarem no mesmo eixo, conforme é possível observar na Figura 18.

Figura 18 – Comando de válvulas tradicional



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Neste caso, ao se atrasar a abertura das válvulas de admissão, simultaneamente é atrasado a abertura da válvula de escape. Neste exemplo, um possível efeito positivo ao postergar a abertura da admissão pode ser parcialmente anulado pelo atraso na abertura do escape.

Nos motores dotados de comandos de válvulas independentes, um para admissão e outro para o escape, existe uma importante vantagem para o ajuste, pois mesmo sendo limitado ao ajuste estático, neste tipo de comando é possível variar a fase dos comandos

individualmente, proporcionando uma maior liberdade no ajuste, podendo até mesmo ser alterado o ângulo de superposição das válvulas (*overlap*).

### 2.5.8 Comando de válvulas variável

Com o auxílio de sistemas eletrônicos, algumas montadoras desenvolveram sistemas capazes de variar o momento de abertura e fechamento das válvulas e até mesmo o curso de abertura das mesmas de forma automática.

O ajuste da fase do comando de válvulas pode resultar em aumento do torque e potência do motor, além de poder reduzir a emissão de poluentes e o consumo de combustível (SCHAEFFLER, 2011).

Dentre alguns sistemas existentes, os mais conhecidos são o VVT-I da Toyota, o Valvetronic da BMW e o VarioCam Plus da Porsche. Na indústria automobilística brasileira o mais conhecido é o VTEC (*Variable valve timing and lift electronic control*) desenvolvido pela Honda. Sistema este que foi desenvolvido nos anos 80 no Civic.

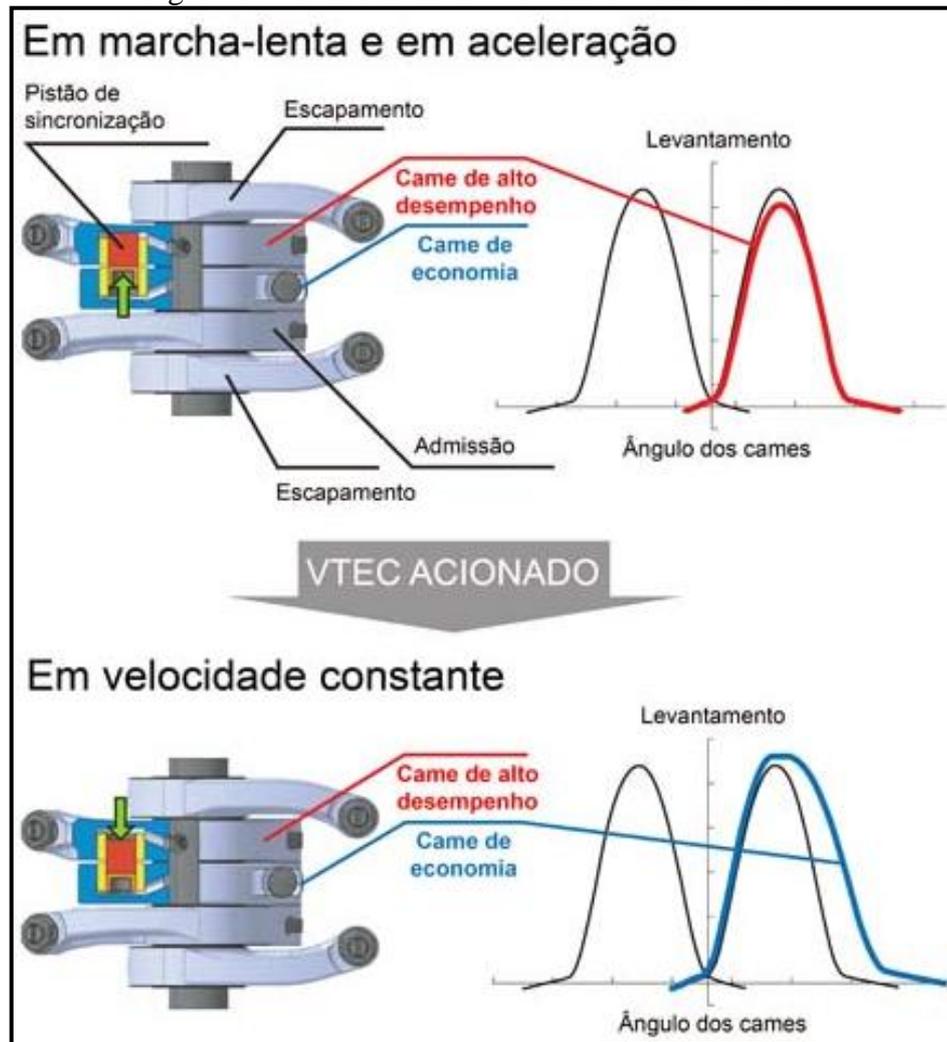
Neste sistema são duas válvulas de admissão e duas de escape, onde cada válvula possui três cames de acionamento, sendo o central para melhorar o desempenho em altas rotações e os laterais para baixas rotações (GUIMARÃES, 2008).

Apesar das vantagens proporcionadas, o VTEC tinha limitações, pois o mesmo trabalhava somente em dois estágios, não podendo extrair todos os benefícios de um comando variável.

Para suprir esta ineficiência a Honda desenvolveu o i-VTEC, sistema que possui funcionamento semelhante ao antigo VTEC, porém capaz de ajustar continuamente a posição do comando de acordo com parâmetros vindos da central eletrônica. Desta forma o motor consegue extrair a máxima potência em todas as faixas de rotação, adaptando-se as variadas cargas em que são submetidos.

Na Figura 19 é possível analisar o funcionamento do sistema i-VTEC com o motor em marcha lenta e em aceleração, e com o veículo em velocidade constante.

Figura 19 – Funcionamento sistema i-VTEC - Honda



Fonte: Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br/tecprep/comando-variavel-2.htm>> Acesso em: 07 de outubro de 2013.

Em busca de um objetivo comum, as montadoras desenvolveram diferentes mecanismos para suprir a necessidade de variar as fases de admissão e escape de seus comandos de válvulas.

Existem sistemas que atuam somente nas válvulas de admissão, sistemas que atuam somente nas válvulas de escape e sistemas que atuam em ambas. Cada sistema tem suas vantagens e limitações, tendo a sua similaridade no fato de uma central eletrônica controlar seus parâmetros de acordo com sinais captados do motor.

Na Figura 20 é ilustrado o sistema Valvetronic da BMW que se destaca por possuir variação contínua do tempo de abertura de todas as válvulas e controle de levante das válvulas de admissão. Outro recurso exclusivo deste sistema é a eliminação da borboleta de aceleração, pois são as próprias válvulas de admissão que fazem o controle do volume de mistura a ser admitido.

Figura 20 – Sistema Valvetronic da BMW

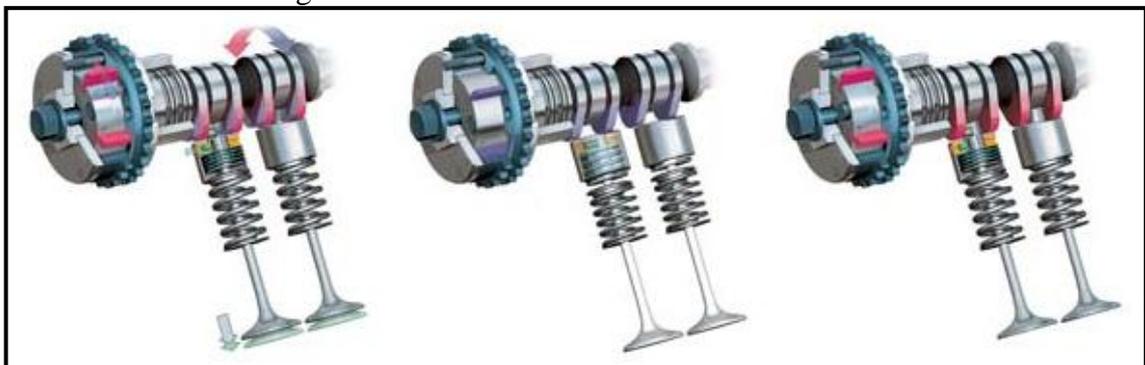


Fonte: Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br/tecprep/comando-variavel-3.htm>>  
Acesso em: 15 de outubro de 2013.

O sistema VarioCam Plus da Porsche, tem funcionamento semelhante ao VTEC da Honda, onde seu comando de admissão dotado de três cames por válvula, modifica a abertura das válvulas de acordo com a solicitação do motor, conforme ilustrado na Figura 21.

Nele o comando de válvulas possui dois cames onde o elemento de contato é acionado hidráulicamente, onde em baixas rotações é acionado o perfil menor e em altas rotações aciona o perfil maior (GUIMARÃES, 2008).

Figura 21 – Sistema VarioCam Plus da Porsche



Fonte: Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br/tecprep/comando-variavel-3.htm>>. Acesso em: 15 de outubro de 2013.

### 3 PROPOSTA DE TRABALHO

#### 3.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

O presente trabalho consiste em analisar de forma experimental as influências da alteração de fase do comando de válvulas na curva de torque e potência do motor, correlacionando os resultados obtidos com a base teórica estudada.

De acordo com a fundamentação teórica analisada, a inércia, a pulsação dos gases e a vazão mássica de ar no interior do coletor de admissão são fatores de extrema importância para o bom rendimento volumétrico do motor. Os dados levantados experimentalmente foram confrontados com a fundamentação teórica com a finalidade de justificar os resultados obtidos.

#### 3.2 APARATO EXPERIMENTAL

Para atingir os objetivos do estudo foi necessária a preparação e instrumentação de um motor de combustão interna de ciclo Otto, sendo o mesmo turbo alimentado.

Para tanto, o estudo foi realizado em um motor Volkswagen AP com cilindrada total de 1.892 cm<sup>3</sup> equipado com turbocompressor. O mesmo é ilustrado na Figura 22 seguido de suas principais características técnicas.

Figura 22 – Motor para análise experimental



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

- Bloco do motor Volkswagen AP 1.8L com diâmetro do cilindro alterado de 81,0 mm para 83,5 mm;
- Bielas forjadas Powertech de 144 mm;
- Pistões forjados Powertech de 83,5 mm;
- Cabeçote e admissão Volkswagen Golf (fluxo cruzado), retrabalhado em bancada de fluxo;
- Comando de válvulas Crower modelo E-7998 com 256° de duração de admissão e 11,65 mm de *lift*;
- Válvulas de admissão com 41 mm em inox;
- Válvulas de escape com 35 mm em inox;
- Turbo compressor Master Power R6564-4;
- Injeção eletrônica programável FuelTech RacePRO 1Fi;
- Combustível: Etanol;
- Injetores de combustível: 4 Trickflow 120 lbs/h e 4 Bosch 160 lbs/h;
- Bomba de combustível: 2 modelo GTI Full (15 bar) Dinâmica Bombas;
- Ignição eletrônica programável FuelTech RacePRO 1Fi;
- Módulo de ignição Fire4s FuelTech com roda fônica;
- Corpo de aceleração duplo com 55 mm;
- Coletor de escape tubular de 41 mm de diâmetro em inox.

Para o levantamento dos resultados provenientes das variações de fase do comando de válvulas foi utilizado um dinamômetro de rolo do tipo inercial, o qual é capaz de medir o torque e potência do motor através da transferência de movimento das rodas do veículo para um rolo de peso conhecido que compõem o equipamento.

O dinamômetro utilizado foi o modelo 2025 da fabricante Servitec, sendo suas principais características: rolo de 24", estação atmosférica com medições automáticas (pressão barométrica, temperatura e umidade relativa do ar), freio eletromagnético e limite de potência de 2000Hp.

Através da interface do Software WinSSDino, este equipamento disponibiliza a curva de torque e potência do motor em relação a sua rotação, além de outras informações importantes como temperatura do ar, umidade relativa do ar e pressão barométrica do ambiente do teste.

Na Figura 23 é ilustrada a interface do software ao disponibilizar os seus resultados.

Figura 23 - Interface do Software WinSSDino



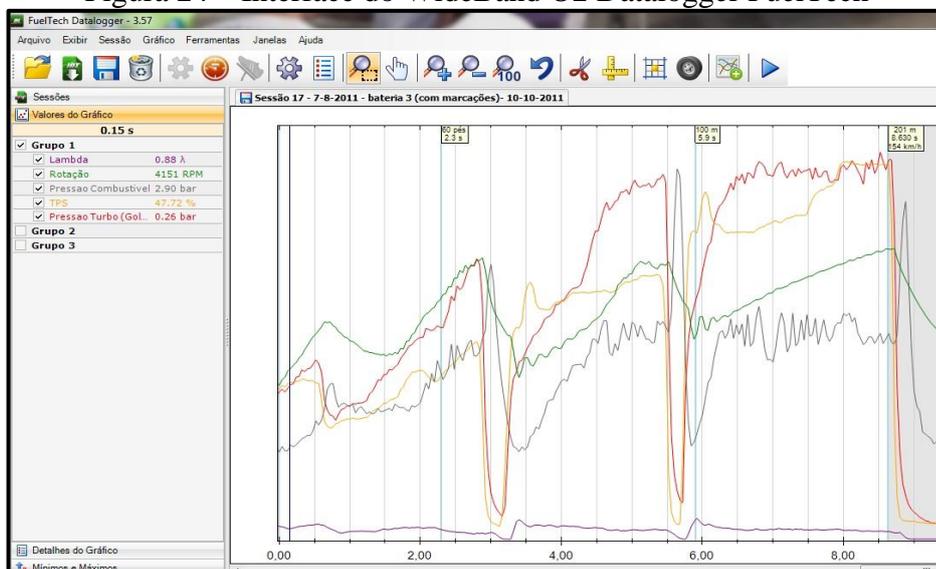
Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Para correlacionar os resultados obtidos em dinamômetro com a base teórica, foi utilizado um equipamento de aquisição de dados WideBand O2 Datalogger da FuelTech para gravar os parâmetros de funcionamento do motor.

Através dele é possível obter as informações de rotação do motor, pressão de combustível, percentual de abertura do acelerador, pressão na admissão, pressão no duto de admissão, temperatura do motor, temperatura do ar na admissão, leitura da sonda lambda entre outros.

Na Figura 24 é ilustrada a interface do software do equipamento, onde as informações são disponibilizadas graficamente em função do tempo.

Figura 24 – Interface do WideBand O2 Datalogger FuelTech

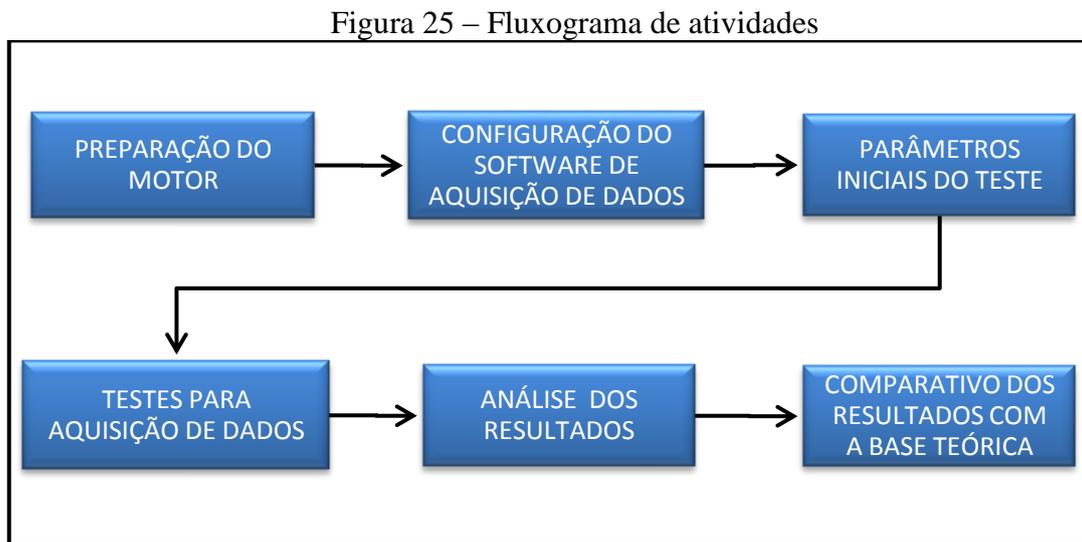


Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

### 3.3 METODOLOGIA

As etapas definidas para a execução do trabalho compreendem desde a preparação do motor para a aquisição dos dados até a etapa de comparação dos resultados com a base teórica.

Na Figura 25 é ilustrado o fluxograma com as etapas definidas para a realização do estudo, seguido das atividades que as compõem.



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

#### 3.3.1 Preparação do motor

Nesta etapa foram ajustados os parâmetros do motor para a realização dos testes conforme segue:

- Revisão dos componentes de desgaste do motor;
- Ajuste do comando de válvulas em sua posição de simetria entre o avanço da abertura da válvula de admissão e o retardo do fechamento da válvula de escape;
- Acerto dos tempos de injeção para todas as faixas de pressão de turbina utilizada;
- Posicionamento dos sensores que serão utilizados (pressão de combustível, pressão na admissão, pressão no duto de admissão, sonda lambda, abertura do corpo de aceleração, temperatura do motor e temperatura do ar).

Para a aquisição da pressão no duto de admissão foi necessário instalar um sensor de pressão modelo PS-10b conforme ilustrado na Figura 26. Este sensor possui sinal de saída de 1 a 5 V, faixa de operação de 0 a 10 bar e exatidão (incluindo não-linearidade, histerese e repetibilidade) de  $\pm 0,5\%$  em fundo de escala.

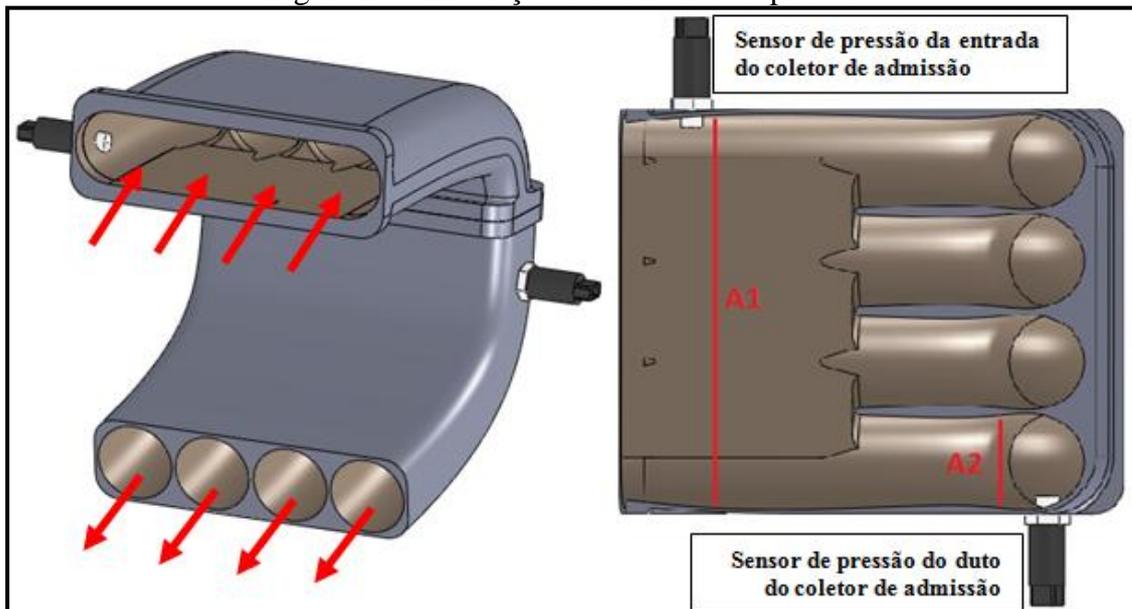
Figura 26 – Sensor de pressão PS-10b Fuel Tech



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Conforme é possível observar na Figura 27, os locais de instalação dos sensores foram definidos com o intuito de captar a pressão em diferentes áreas da seção de escoamento e que o sensor instalado no duto estivesse o mais próximo possível da válvula de admissão.

Figura 27 – Instalação dos sensores de pressão



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

### 3.3.2 Configuração do software de aquisição de dados

Nesta etapa foi configurado o equipamento de aquisição de dados WideBand O2 Datalogger para captar os dados de interesse e realizado a calibração do sensor de abertura do corpo de aceleração.

Para a correta leitura das informações os sensores foram configurados conforme abaixo:

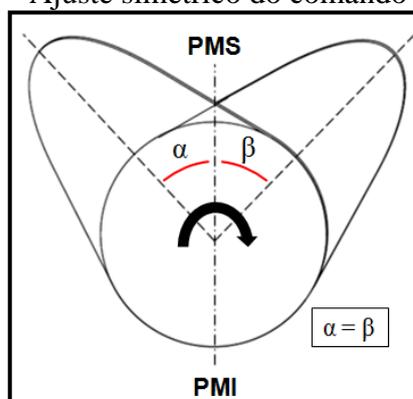
- Lambda: suavização do canal nível 1 e escala de leitura entre  $0,65\lambda$  e  $0,99\lambda$ ;
- Pressão de combustível, pressão na admissão e pressão no duto: suavização do canal nível 1 com leitura linear de 1,00 V para 0 bar e 5,00 V para 10 bar;
- Abertura do corpo de aceleração: Suavização do canal nível 1 com leitura linear de 2,07 V para 0% e 4,17 V para 100% de abertura.

### 3.3.3 Parâmetros iniciais do teste

Foi realizado nesta etapa o ajuste do comando em sua posição simétrica entre o avanço de abertura da válvula de admissão e o retardo do fechamento da válvula de escape.

Conforme ilustrado na Figura 28 esta posição corresponde ao ponto onde o ângulo  $\alpha$  e  $\beta$  são iguais em relação à linha de centro do comando de válvulas, ou seja, o ângulo em que ocorre a abertura máxima da válvula de admissão antes do PMS é o mesmo em que ocorre a abertura máxima da válvula de escape depois do PMS.

Figura 28 – Ajuste simétrico do comando de válvulas



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Esta configuração visa estabelecer o ponto inicial do ajuste estático do comando de válvulas, de onde as variações seguintes terão como base.

### 3.3.4 Testes para Aquisição de dados

Nesta etapa foram realizados os testes com diferentes ajustes estáticos da fase do comando de válvulas, sendo adotadas as seguintes estratégias:

- Comando de válvulas na sua posição de simetria entre o avanço da abertura da válvula de admissão e o retardo do fechamento da válvula de escape;
- Comando de válvulas com avanço de 2°, 4° e 6° em relação ao seu ponto de simetria;
- Comando de válvulas com retardo de 2°, 4° e 6° em relação ao seu ponto de simetria.

A alteração da fase do comando de válvulas foi realizada através das marcações contidas na extremidade da polia ajustável, onde cada marcação corresponde a 2 graus de alteração em relação ao virabrequim.

Com o objetivo de reduzir a probabilidade de erros nos resultados foram realizados três testes com cada configuração, sendo o ajuste mecânico do comando efetuado aleatoriamente para minimizar os erros por paralaxe.

Ainda para aumentar a precisão na avaliação, os testes foram iniciados com a mesma temperatura do motor e temperatura do ar da admissão, sendo desta forma seguida parcialmente a norma NBR ISO 1585 (1996) que estabelece critérios para ensaios de motores com foco na obtenção da potência líquida efetiva.

Estas estratégias visaram reduzir as variáveis que influenciam no aumento ou redução da eficiência volumétrica do motor e consequentemente no torque e potência medidos.

### 3.3.5 Análise dos resultados

Nesta fase foi realizada a organização dos dados obtidos no dinamômetro e no sistema de aquisição de dados do motor.

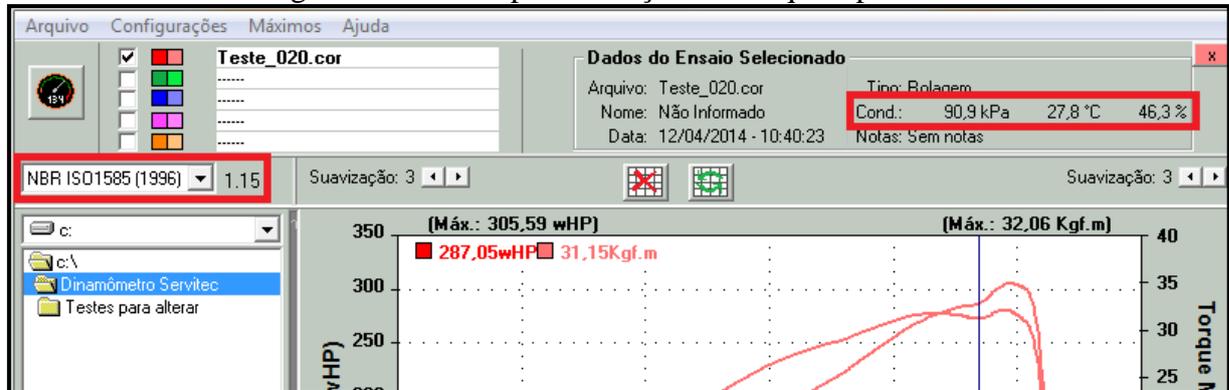
As correções indicadas na norma NBR ISO 1585 (1996) foram aplicadas diretamente pelo sistema operacional do dinamômetro, onde o mesmo também disponibiliza outras opções de normas como SAE J 1349 (2004), DIN 70020 (1986) e JIS D 1001 (1993).

Tais correções são realizadas tendo como referência a temperatura do ar em 25 °C e pressão seca de 99 kPa.

Para efetuar tais correções o sistema operacional se baseia por informações adquiridas pelo próprio equipamento, como temperatura do ar, umidade relativa e pressão atmosférica.

Na Figura 29 são identificados os dados do ensaio utilizados para a correção.

Figura 29 – Dados para correções de torque e potência



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

### 3.3.6 Comparativo dos resultados com a base teórica

Nesta etapa foi realizado o estudo comparativo entre os resultados obtidos experimentalmente e a base teórica.

Com as informações de pressão obtidas em dois pontos do coletor de admissão, onde as áreas da seção de escoamento são diferentes e o coeficiente de perda de carga é igual para todos os ajustes testados, foi possível avaliar o comportamento do fluxo de ar.

Este foi focado nos parâmetros que demonstraram os impactos na velocidade de escoamento, que se reflete no enchimento dos cilindros e consequentemente no desempenho do motor.

## 4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Após a realização dos testes em dinamômetro seguindo as variações no avanço e retardo estático do comando de válvulas conforme descrito na seção 3.3.4, os dados obtidos serviram para confrontar os parâmetros de funcionamento do motor com o seu desempenho final refletido no torque e potência.

Os resultados obtidos foram disponibilizados de acordo com a norma NBR ISO 1585 (1996), onde o dinamômetro efetua as correções automaticamente com base nas informações adquiridas no momento do teste. A temperatura do ar variou entre 27,7 °C e 30,0 °C e a pressão atmosférica variou entre 90,9 kPa e 91,0 kPa.

Os resultados referentes ao torque e potência foram obtidos em kgf.m e Hp e apresentados graficamente de acordo com o sistema internacional em N.m e kW respectivamente, sendo ambos o resultado disponível na roda do veículo. Com caráter informativo, o fator de correção usualmente utilizado para se estimar a potência no motor é de 1,2, ou seja, as perdas na transmissão do movimento são de aproximadamente 20% entre o motor e roda do veículo.

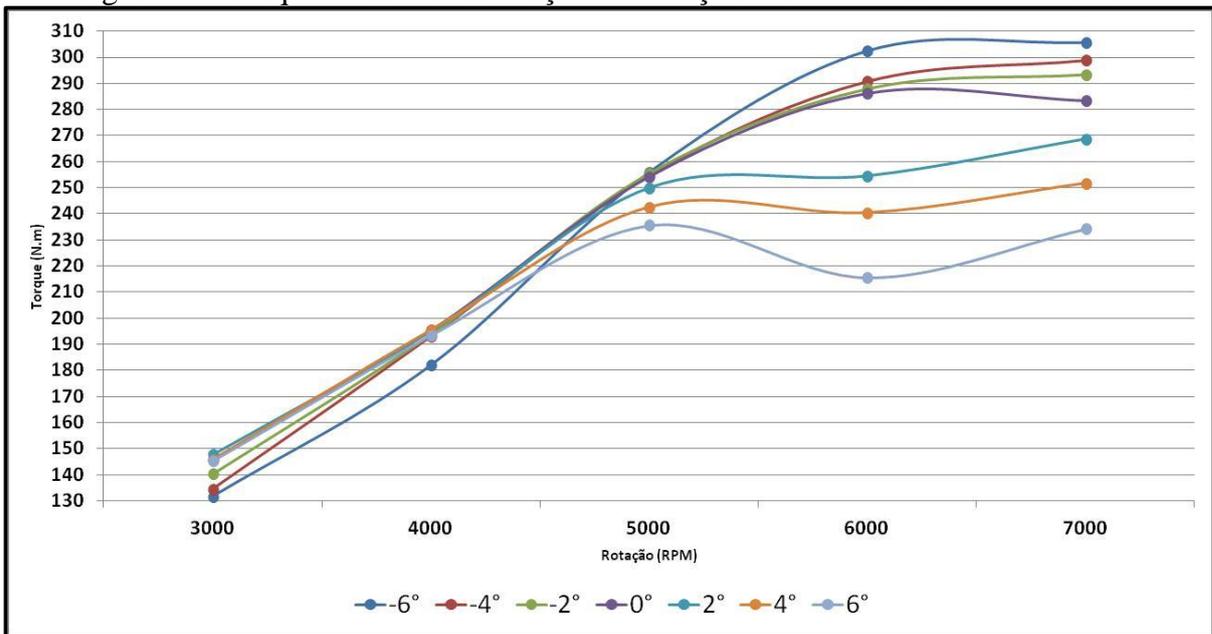
### 4.1 TORQUE E POTÊNCIA

Através dos resultados obtidos em dinamômetro foi possível observar a grande influência entre o ajuste do comando de válvulas e o desempenho do motor. É sabido que o avanço ou retardo da abertura e fechamento das válvulas influencia no rendimento volumétrico, e através dos dados obtidos foi possível conhecer o comportamento do escoamento do ar na admissão devido a estas alterações.

Percebeu-se nos testes experimentais que o comportamento do escoamento do ar no coletor de admissão teve grande influência na curva de torque do motor, onde se observa o aumento do torque do motor na rotação máxima conforme foi sendo atrasado o comando de válvulas.

Na Figura 30 é possível verificar o impacto do ajuste do comando de válvulas no torque do motor, onde a diferença entre os ajustes 6° atrasado e 6° adiantado chegou a aproximadamente 72 N.m ou 7 kgf.m ocorrido a 7000 rpm.

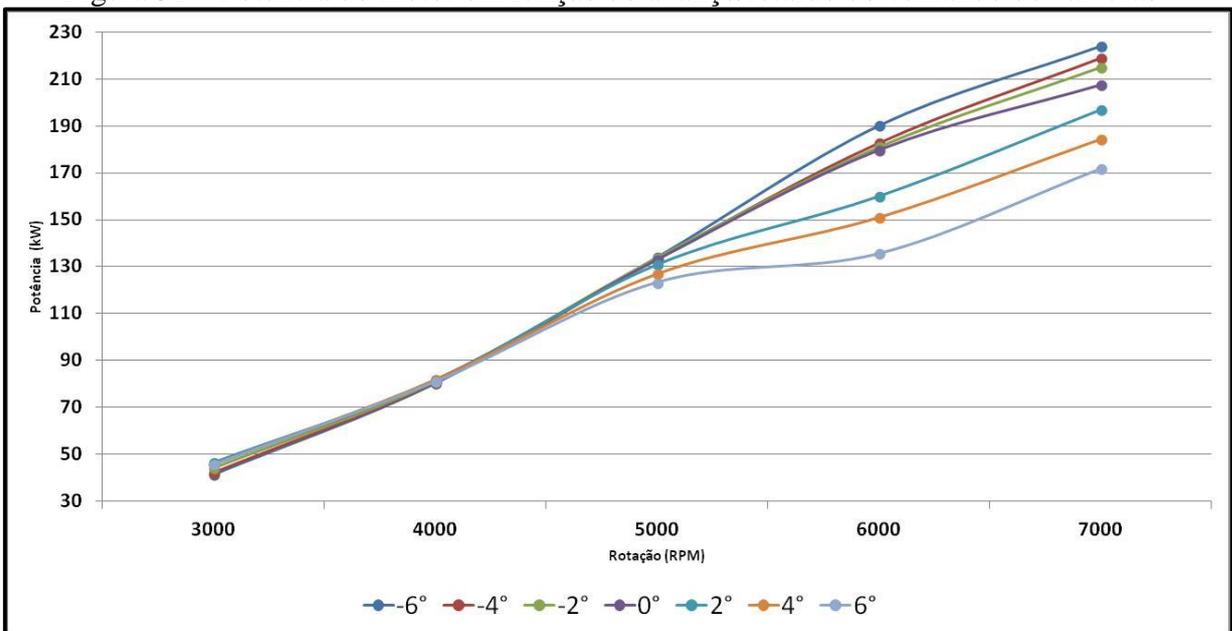
Figura 30 - Torque do motor em função do avanço/retardo do comando de válvulas



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

De forma similar, o comportamento da curva de potência do motor sofreu grandes variações de acordo com o ajuste do comando de válvulas, onde a diferença de potência entre os ajustes 6° atrasado e 6° adiantado chegou a aproximadamente 52 kW ou 70 Hp ocorrido a 7000 rpm, como é possível observar na Figura 31.

Figura 31 – Potência do motor em função do avanço/retardo do comando de válvulas



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Nas Figura 30 e Figura 31 é possível observar que nos ajustes com o comando de válvulas adiantado obtiveram os piores resultados de potência e torque máximo, porém o resultado se inverte ao se analisar o comportamento em baixa rotação, mais especificamente na faixa de 3000 rpm o torque com o comando de válvulas adiantado é superior.

Esta particularidade vem ao encontro com as definições de Giacosa (2000) e Heywood (1988), onde ambos ressaltam a importância de se retardar o fechamento da admissão no desenvolvimento de motores para altas rotações.

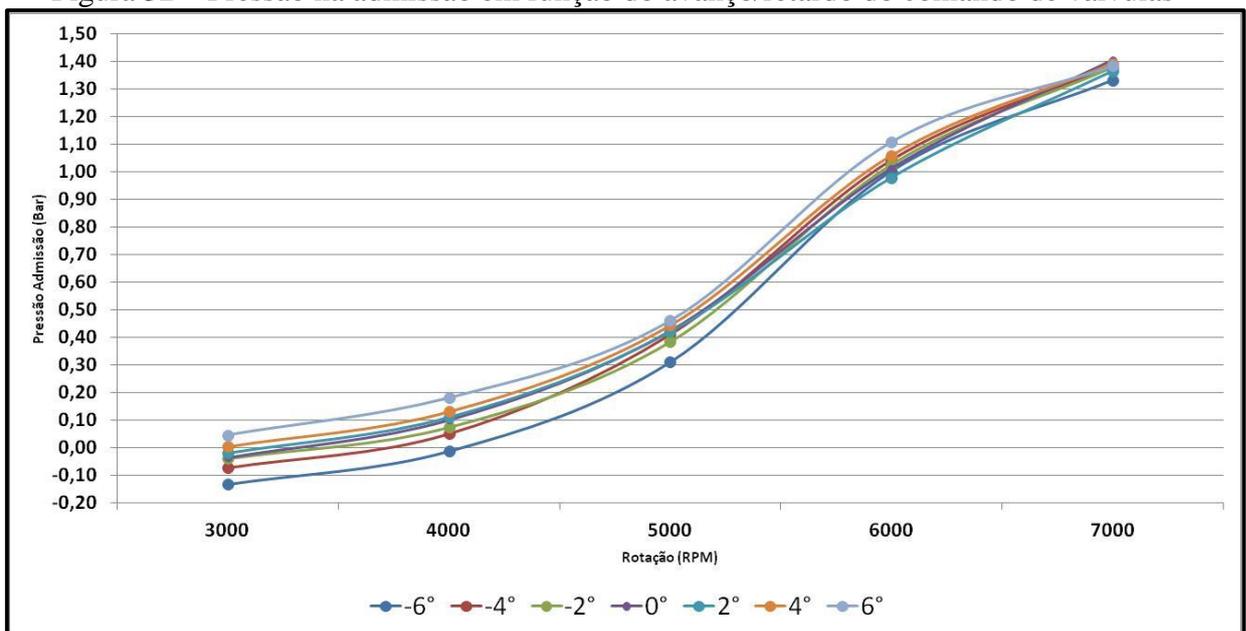
O fato de o motor ser turbo alimentado ressaltou o impacto gerado pela mudança nos tempos de abertura e fechamento das válvulas, onde a perda de carga é ampliada ao se ter escoamentos com altas velocidades, algo que ocorre de forma menos acentuada em motores naturalmente aspirados.

## 4.2 VARIAÇÃO DE PRESSÃO

A variação de pressão entre dois pontos da admissão que possuem seção de escoamento diferente ajudam a justificar o comportamento do desempenho do motor.

A Figura 32 mostra o comportamento da pressão na admissão em relação à rotação, onde se observa que na rotação máxima a pressão foi muito próxima em todos os ajustes do motor. Desta forma pode-se estabelecer que a pressão na entrada do coletor de admissão é constante para ambos os ajustes do comando de válvulas com o motor a 7000 rpm.

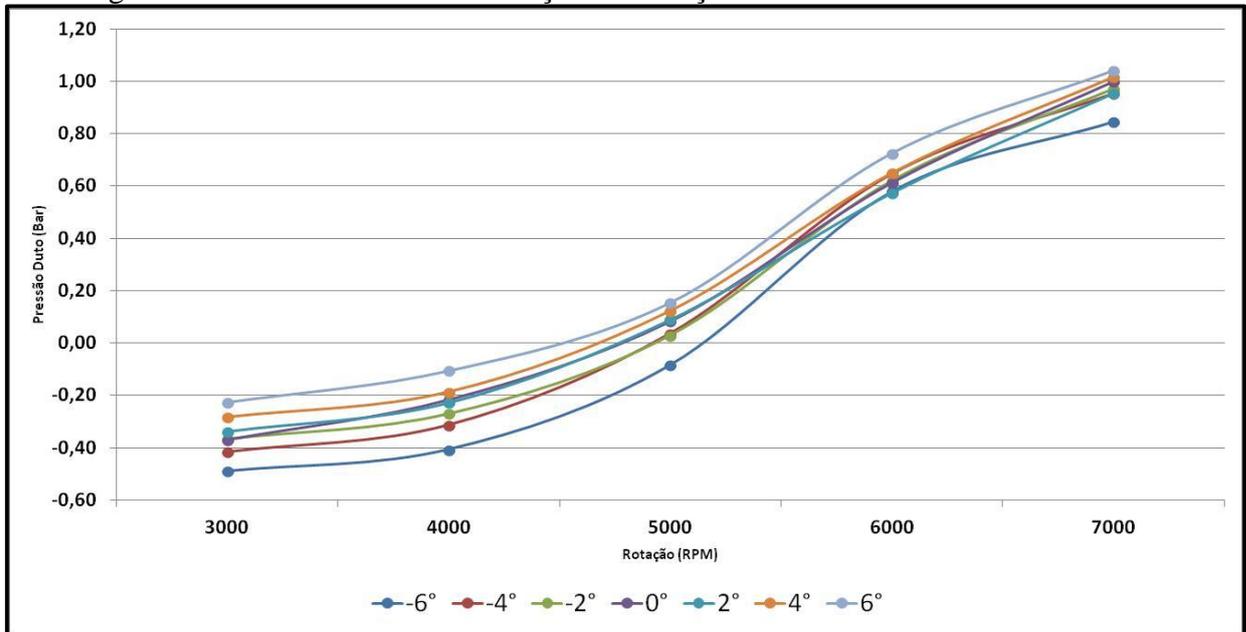
Figura 32 – Pressão na admissão em função do avanço/retardo do comando de válvulas



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Por outro lado a pressão no duto de admissão não apresentou o mesmo comportamento. Conforme exposto na Figura 33, a pressão para os ajustes do comando de válvulas atrasado obtiveram pressões mais baixas.

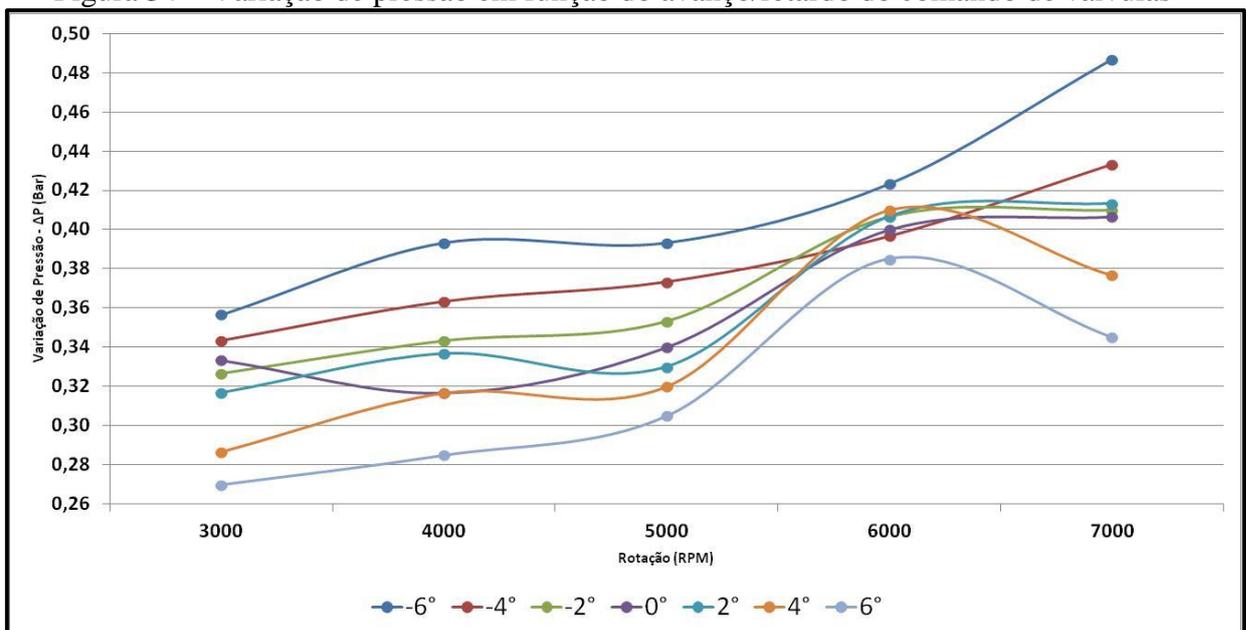
Figura 33 – Pressão no duto em função do avanço/retardo do comando de válvulas



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Conseqüentemente, ao se analisar a Figura 34 observa-se que a variação de pressão é sempre superior para os ajustes com o comando de válvulas atrasado.

Figura 34 – Variação de pressão em função do avanço/retardo do comando de válvulas



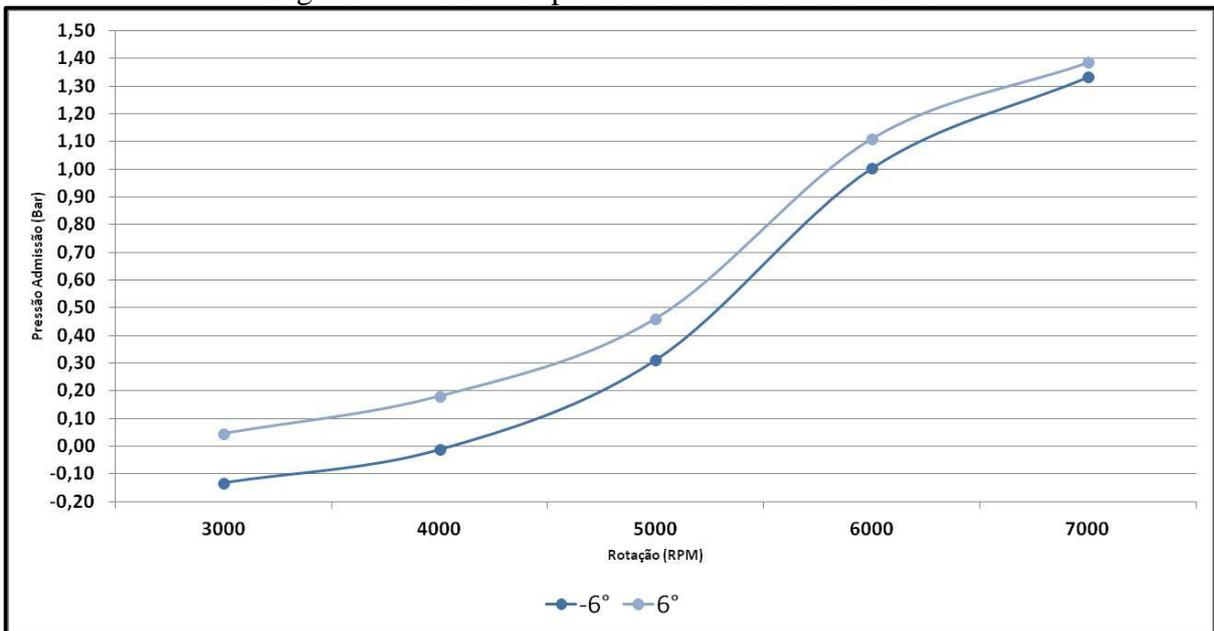
Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Ao se analisar esta afirmação identifica-se uma situação interessante que ocorre no escoamento entre o coletor de admissão e os cilindros. Observa-se que ao longo de todas as faixas de rotação a variação de pressão para os ajustes atrasados foram maiores, geradas pelo aumento mais acentuado da velocidade de escoamento que gerou maior perda de carga, porém observa-se no gráfico de torque e potência que para rotações abaixo de 4500 rpm tanto o torque quanto a potência do motor foram superiores para o comando de válvulas adiantado.

Esta particularidade ocorre, pois adiantando o início do ciclo de admissão facilita o enchimento dos cilindros para baixas rotações devido à inércia do ar que está escoando. Desta forma, mesmo este ajuste possuindo velocidades de escoamento menores proporciona um maior enchimento dos cilindros.

Está melhora em baixa rotação auxilia na elevação da pressão da turbina, onde pode-se observar na Figura 35 em um comparativo entre o comando 6 graus atrasado e 6 graus adiantado.

Figura 35 – Curva de pressão no coletor de admissão



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2014.

Observa-se então que o melhor desempenho do motor com o comando adiantado para as faixas de rotação abaixo de 4500 rpm é devido a pressão de turbina ser maior, fazendo com que uma massa de ar maior entre nos cilindros, quando comparado as situações onde o comando de válvulas está atrasado.

### 4.3 PERDA DE PRESSÃO X TORQUE E POTÊNCIA

Para realizar a análise comparativa entre os ajustes do comando de válvulas, foi considerado os resultados de pressão, torque e potência para a rotação máxima e somente com o comando de válvulas ajustado em 6 graus adiantado e 6 graus atrasado. Nesta graduação está as maiores diferenças entre os resultados, facilitando a visualização dos comparativos.

O comportamento do escoamento no interior da admissão pode explicar o aumento ou redução do desempenho do motor e através da equação de Darcy-Weisbach chega-se às conclusões que justificam as mudanças nas curvas de torque e potência.

A variação de pressão entre a entrada da admissão e o duto de admissão próximo da válvula indica o aumento ou redução da vazão mássica de ar admitido pelo cilindro, que por consequência afeta o rendimento volumétrico e o desempenho do motor.

De acordo Darcy-Weisbach, para perda de pressão localizada tem-se a equação (4.1).

$$\Delta P = K_l \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (4.1)$$

Sendo:

$\Delta P$ : Perda de pressão (Pa);

$K_l$ : Coeficiente de perda de pressão (adimensional);

$\rho$ : a massa específica do ar ( $\text{kg/m}^3$ );

$V$ : Velocidade do escoamento (m/s).

Ao relacionar a perda de carga com o comando de válvulas 6 graus atrasado e 6 graus adiantado através da equação (4.1) tem-se:

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \frac{K_l \frac{1}{2} \rho V_1^2}{K_l \frac{1}{2} \rho V_2^2} \quad (4.2)$$

Como nas duas condições analisadas o escoamento ocorre em uma mesma seção, onde o coeficiente de perda carga  $K$  e a massa específica  $\rho$  podem ser considerados iguais, simplifica-se a relação dada pela equação (4.2) onde pode-se observar que a variação de pressão ou perda de carga varia com o quadrado da velocidade do escoamento.

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \frac{V_1^2}{V_2^2} \quad (4.3)$$

Com base nos resultados obtidos nos testes em dinamômetro, na condição onde o comando de válvulas estava 6 graus atrasado a variação de pressão foi de 0,49 bar e com o comando de válvulas 6 graus adiantado a variação de pressão foi de 0,35 bar, sendo ambos os resultados para o motor a 7000 rpm.

Inserindo os valores obtidos  $\Delta P_1 = 0,49 \text{ bar}$  e  $\Delta P_2 = 0,35 \text{ bar}$  em Pascal na equação (4.3) tem-se a seguinte relação.

$$\frac{49000}{35000} = \frac{V_1^2}{V_2^2} \quad (4.4)$$

Ao resolver a equação (4.4) isolando  $V_1^2$  tem-se a relação dada pela equação (4.5):

$$V_1 = 1,18 \cdot V_2 \quad (4.5)$$

De acordo com a equação (4.5) conclui-se que na situação onde o comando de válvulas está 6 graus atrasado, a perda de carga foi maior devido ao aumento da velocidade do escoamento no duto, que por sua vez aumentou a vazão de ar que entrou nos cilindros do motor. Esta razão diz que a velocidade  $V_1$  foi aproximadamente 1,18 vezes maior que  $V_2$ .

Desta forma, analisando a equação de Heywood (1988) para o rendimento volumétrico  $\eta_v$ :

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}}{\rho_a V_d N} \quad (4.6)$$

Sendo  $\rho_a$ ,  $V_d$  e  $N$  constantes para as situações analisadas, conclui-se através da equação (4.6) que ao aumentar a vazão mássica  $\dot{m}$ , aumenta-se também o rendimento volumétrico do motor, que por consequência eleva o torque e potência devido ao maior enchimento dos cilindros.

## 5 CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos em dinamômetro e no sistema de aquisição de dados, é evidenciado experimentalmente e teoricamente que ao atrasar o comando de válvulas obtém-se um melhor rendimento volumétrico para um motor de combustão interna de ciclo Otto turbo alimentado em regime de alta rotação. Isto ocorre devido ao aumento da massa de ar que entra nos cilindros, resultante da postergação do fechamento da válvula de admissão no presente motor analisado.

Este efeito ocorre, pois o ar sob pressão localizado no coletor de admissão consegue entrar rapidamente no cilindro para ocupar o volume deslocado pelo pistão, vencendo a inércia devido à diferença de pressão existente entre a admissão e o interior do cilindro, fazendo com que a abertura tardia das válvulas de admissão não seja prejudicial.

Em contrapartida este retardo no fechamento das válvulas amplia o ciclo de admissão após o PMI, proporcionando um tempo maior para que a pressão da admissão proveniente da turbina seja igualada a pressão interna do cilindro.

De acordo com Guimarães (2008), a redução do enchimento do cilindro promove o aumento da pressão no coletor de admissão. Esta afirmação é comprovada quando analisado o comportamento da pressão no duto para altas rotações, onde a pressão foi maior quando obtido o menor torque e potência do motor. Observa-se também que a redução gradativa da pressão no duto acompanhou o aumento do torque e potência após as mudanças no ajuste estático do comando.

Outros benefícios ao se atrasar o comando de válvulas estão no ciclo de escape, onde por se tratar de um eixo único para os cames de escape e admissão, provoca simultaneamente o retardo da abertura e fechamento das válvulas de escape em relação à posição do virabrequim, gerando um melhor aproveitamento do ciclo de expansão pelo retardo na abertura do escape e auxilia o motor no bombeamento do grande volume dos gases de escape proveniente da expansão quando postergado o fechamento das mesmas.

Observa-se então que a união de diversos fatores contribuiu para as alterações identificadas no escoamento do ar no coletor de admissão, sendo a variação de pressão a alteração melhor visualizada nesta análise.

Outro fator que contribui para as alterações identificadas é o aproveitamento das pulsações contidas no coletor de admissão, onde a vazão mássica de ar admitida pelo cilindro também é afetada pelas ondas de compressão geradas pelo movimento alternativo dos pistões.

Baseado na bibliografia estudada e nos resultados obtidos experimentalmente, conclui-se que para o dado motor analisado o atraso no comando de válvulas em 6 graus proporcionou expressivos ganhos de torque e potência máximos. Em relação ao comando de válvulas adiantado em 6 graus foram obtidos aproximadamente 52 kW ou 70 Hp de potência e 71 N.m ou 7 kgf.m de torque a mais em 7000 rpm.

Com o objetivo de expandir o conhecimento sobre as influências da variação de fase em motores turbo alimentados são elencados algumas sugestões para trabalhos futuros conforme segue:

- Analisar a influência do ajuste estático do comando de válvulas no consumo de combustível em um motor turbo alimentado;
- Obter valores de velocidade e vazão do escoamento na saída do coletor de admissão através de sensores específicos;
- Analisar os impactos na emissão de gases devido à alteração do ajuste estático do comando de válvulas em um motor turbo alimentado;
- Analisar o comportamento das ondas de rarefação em relação à posição de abertura das válvulas para um motor turbo alimentado.

## REFERÊNCIAS

- BENAJES, J.; REYES, E.; GALINDO, J.; PEIDRO, J. **Pre-design model for intake manifolds in internal combustion engines**. SAE, Paper n.970055, 1997.
- BEST CARS, Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br/tecprep/comando-variavel-2.htm>>. Acesso em: 07 de outubro de 2013.
- BEST CARS, Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br/tecprep/comando-variavel-3.htm>>. Acesso em: 15 de outubro de 2013.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**: volume 1, São Paulo, SP: Blucher, 2012a.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**: volume 2, São Paulo, SP: Blucher, 2012b.
- CARROS NA WEB, Disponível em: <<http://www.carrosnaweb.com.br/dicasdiesel.asp>>. Acesso em: 28 de setembro de 2013.
- FUELTECH, Disponível em: <<http://www.fueltech.com.br/polia-de-comando-ajustavel-vw-ap-8v-preto-prod-538.html>>. Acesso em: agosto de 2013.
- GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. 3. ed. Barcelona, ES: Editorial Cientifico-Medica, 1970.
- GIACOSA, D. **Motori endotermici**. 15. ed. Milano: Ulrico Hoepli Editore, 2000.
- GUIMARÃES, L. M., **Análise de escoamento dinâmico em coletores de admissão de motores de combustão interna com variador de fase**, Dissertação de Mestrado, PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2008.
- HANRIOT, S. M., **Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna**, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2001.
- HEISLER, H., **Advanced engine technology**, London, SAE International, 1995.
- HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, USA: McGraw-Hill, 1988.
- LUKANIN, V. N. **Motores de combustión interna**. Moscou, Rússia: Editorial Mir, 1988.
- MORSE, P. M.; BODEN, R. H.; SCHECTER, H. **Acoustic vibrations and internal combustion engine performance**. Journal of Applied Physics, v.9, 1938.
- MUNSON, B. R. **Uma introdução concisa à mecânica dos fluidos**. São Paulo: Blucher, 2005.
- OBERT, E. F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre, RS: Globo, 1971.

OFICINA BRASIL, Disponível em: <<http://arquivo.officinabrasil.com.br/noticias/?COD=380>>. Acesso em: 05 de outubro de 2013.

PEREIRA, L. V. M., **Análise experimental da defasagem de abertura das válvulas de admissão em motores de combustão interna**, Dissertação de Mestrado, PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2004.

SODRÉ, J. R.; COSTA, R.; SILVA, R. H. **Efeitos do comprimento do conduto de admissão na performance de um motor de combustão interna**, PUC Minas, CEFET Bambuí, 2008.

QUATRO RODAS, Disponível em: <[http://quatorrodas.abril.com.br/reportagens/novastecnologias/conteudo\\_196919.shtml](http://quatorrodas.abril.com.br/reportagens/novastecnologias/conteudo_196919.shtml)>. Acesso em: 28 de setembro de 2013.

SCHAEFFLER BRASIL LTDA, **Componentes do trem de válvulas e variadores de fase do eixo comando: Tecnologia e diagnóstico de falha**. Brasil, Setembro, 2011.

SERVITEC, Disponível em: <<http://www.servitecdinamometro.com.br/produtos/2020>>. Acesso em: 31 de outubro de 2013

TABUENCA, T. B. **Ciência e tecnologia**. Rio de Janeiro, RJ: Klick, 1996.193p.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. 2.ed. São Paulo, SP: E. Blücher, 1971.