

**FATEC SANTO ANDRÉ**  
**CURSO DE MECÂNICA AUTOMOBILÍSTICA**

**AUGUSTO COELHO DA SILVA**  
**THOMAS DA SILVA**

**ANÁLISE DE COMANDOS DE VÁLVULAS PARA GANHO DE**  
**RENDIMENTO DO MOTOR**

**SANTO ANDRÉ**  
**2018**

Augusto Coelho da Silva

Thomas da Silva

**Análise de comandos de válvulas para ganho de rendimento do motor**

Monografia apresentada ao Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística da FATEC Santo André, como requisito parcial para obtenção do título de Tecnólogo em Mecânica Automobilística, orientado pelo Prof.º Marco Aurélio Fróes.

Santo André

2018

S586a

Silva, Augusto Coelho da

Análise de comandos de válvula para ganho de rendimento do motor / Augusto Coelho da Silva, Thomas da Silva. - Santo André, 2019. – 40f: il.

Trabalho de Conclusão de Curso – FATEC Santo André.  
Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2019.

Orientador: Prof. Marco Aurélio Fróes

1. Mecânica. 2. Veículos. 3. Comando de válvulas. 4. Motor. 5. Rendimento. 6. Desempenho. I. Silva, Thomas da. II. Análise de comandos de válvula para ganho de rendimento do motor.

629.2



Faculdade de Tecnologia de Santo André

CENTRO PAULA SOUZA

GOVERNO DO ESTADO  
DE SÃO PAULO

## LISTA DE PRESENÇA

SANTO ANDRÉ, 15 DE DEZEMBRO DE 2018

LISTA DE PRESENÇA REREFENTE À APRESENTAÇÃO DO  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA  
"ANÁLISE DE COMANDOS DE VÁLVULAS PARA GANHO DE  
RENDIMENTO DO MOTOR" DOS ALUNOS DO 6º SEMESTRE  
DESTA U.E.

### BANCA

PRESIDENTE:  
PROF. MARCO AURÉLIO FRÓES

MEMBROS:  
PROF. FERNANDO GARUP DALBO

PROF. CLEBER WILLIAM GOMES

### ALUNOS:

AUGUSTO COELHO DA SILVA

THOMAS DA SILVA

Augusto Coelho da Silva

Thomas da Silva

[www.fatecsantandre.com.br](http://www.fatecsantandre.com.br) | [fycoelho@gmail.com](mailto:fycoelho@gmail.com)

Rua Profeta Jesuino Paulista, 150 - Centro - Santo André - SP - CEP: 06026-130

Fone (0xx11) 4437-2215

## **RESUMO**

O presente projeto consiste no estudo do comando de válvulas dos motores de automóveis em geral, bem como analisar os dados de desempenho de um motor X24XF longitudinal com 4 cilindros em linha e cilindrada de 2.405cm<sup>3</sup>, em um veículo GM S10, com comando de válvulas original ensaiado no dinamômetro de inercia e, posteriormente analisar o mesmo motor com comando de válvulas com maior amplitude de permanência de admissão. Após o estudo foi feita a comparação dos dados coletados. O estudo possui explorações bibliográficas para ampliar os conhecimentos sobre o tema, na qual trará como principais autores Brunetti (2012) e Martins (2016). A metodologia foi cunhada em testes práticos, visando resultados quantitativos e qualitativos.

**Palavras-chave:** Comando de válvulas, Desempenho, S10.

## **ABSTRACT**

This project consists of the study of the camshaft of car engines in general, as well as the performance data of a X24XF longitudinal engine with 4 cylinders in line and 2,405cm<sup>3</sup> displacement, in a GM S10, with original camshaft tested in the inertial dynamometer, and later to analyze the same engine with a new camshaft with greater amplitude of admission permanence. After the study, the data collected were compared. The study has bibliographic explorations to expand the knowledge about the theme, in which Brunetti (2012) and Martins (2016) will be the main authors. The methodology was built in practical tests, aiming quantitative and qualitative results.

**Key words:** Camshaft, Performance, S10.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Metodologia .....	4
Figura 2- Ciclo de Quatro Tempos. ....	7
Figura 3- Exemplo de curva específica com relação à mistura carburante .....	11
Figura 4- Representação do sistema de escape completo .....	19
Figura 5- Sistema de atenuação de ruídos do escapamento .....	20
Figura 6- Construções do comando de válvulas .....	21
Figura 7- Representação do procedimento de medição de folga .....	24
Figura 8- Calibre para a verificação de folga nas válvulas .....	25
Figura 9- Tucho de válvulas .....	26
Figura 10- Comando de válvulas com tucho mecânica .....	27
Figura 11- Comando de válvulas e balancins.....	28
Figura 12 - Peças móveis do comando de válvulas com balancim .....	29
Figura 13 - Diagrama de válvulas.....	30
Figura 14 - Análise dos ângulos de fechamento das válvulas.....	32
Figura 15 - Informações do ambiente aferidas no ensaio dinamométrico .....	34
Figura 16 - Informações medidas do veículo.....	34
Figura 17 - Representação da aplicação de torque.....	36
Figura 18 - Derivadas que originam a fórmula para o cálculo do torque .....	37
Figura 19 - Curvas de torque e potência do veículo plotadas em teste dinamométrico (22/09/18).....	39
Figura 20 - Curvas do teste da segunda fase do projeto (03/11/18) .....	40

## SUMÁRIO

OBJETIVO .....	5
MOTIVAÇÃO .....	5
1. CONCEITOS DE MCI .....	6
2. FORMAÇÃO DA MISTURA CARBURANTE.....	8
3. EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	16
4. SISTEMA DE ESCAPE.....	18
5. COMANDO DE VÁLVULAS.....	20
6. COMPENSAÇÃO DE FOLGA DAS VÁLVULAS.....	22
7. COMANDOS DE VÁLVULAS COM TUCHO .....	25
8. COMANDOS DE VÁLVULAS COM BALANCIM.....	27
9. DIAGRAMA DE VÁLVULAS .....	30
10. DINAMÔMETRO DE INÉRCIA .....	34
11. PROCESSOS MECÂNICOS.....	38
12. RESULTADOS DOS TESTES PRÁTICOS.....	39
CONCLUSÃO .....	41
REFERÊNCIAS .....	42

## INTRODUÇÃO

Na sociedade contemporânea a frota de veículos automotivos está cada vez maior, devido ao crescimento populacional, popularização do automóvel, facilidade de aquisição, dentre outras questões variáveis. Importante considerar que da mesma maneira que se dá o crescimento de aquisição, também ocorre o aumento considerável da concorrência entre as fábricas automotivas, que visam oferecer sempre o melhor produto para atrair compradores. Dentre as qualificações estão o impacto ao meio ambiente, desempenho do veículo, conforto e consumo.

Para o desenvolvimento do estudo, será feita uma pesquisa bibliográfica, na qual serão consultados livros, revistas, teses e dissertações que discorrem sobre o assunto, a fim de ter aportes teóricos que ampliarão os conhecimentos sobre a temática. Após essa pesquisa serão feitos os testes no dinamômetro de inércia, da praça técnica da faculdade com o motor original e o motor utilizando o novo comando de válvulas e aferir os dados coletados.

A Metodologia será feita da seguinte maneira: Teste do dinamômetro de inércia com motor original do veículo, posteriormente será realizada a troca do comando de válvulas, na qual a posteriormente os testes serão refeitos com novo comando válvulas, conforme mostra a figura a seguir:

Fonte: Autoria própria



Figura 1 - Metodologia

## **OBJETIVO**

Pensando nas considerações iniciais, houve o interesse modificar o comando de válvulas, tendo como objetivo realizar um estudo sobre variados tipos de comandos de válvulas, verificando o melhor comando para ganhar rendimento nas curvas de potência e torque. Para isso, será utilizado o motor de um veículo S10, modelo X24XF, com capacidade volumétrica de 2.405cm<sup>3</sup>.

## **MOTIVAÇÃO**

No decorrer do curso, ao tomarmos conhecimento que a praça técnica da faculdade possui um equipamento para ensaio dinamométrico, nos surgiu o interesse em encontrar um tema onde seria possível a sua utilização, devido ao fato de ser um tipo de equipamento que não teríamos fácil acesso normalmente. Ao pensarmos nas possibilidades para o tema, decidimos fazer um estudo sobre o comando de válvulas, por ser um componente crucial no motor e ser usualmente modificado para a preparação de motores em termos de ganho de potência e torque, isso nos motivou a querer entender o impacto que a troca do comando de válvulas tem em um motor, e avaliar no dinamômetro os resultados dessa troca.

## 1. CONCEITOS DE MCI

Neste trabalho faremos considerações dos conceitos relacionados aos motores de combustão interna em seu funcionamento. Segundo Brunetti (2012), classifica-se motor de combustão interna como uma máquina térmica, que permite que seja realizada a transformação da energia térmica gerada pela reação química da combustão em trabalho mecânico.

Pertinente considerar que estudaremos um motor cujo combustível utilizado para seu funcionamento é a gasolina, entretanto, Brunetti (2012) afirma existir outras fontes para realizar o trabalho em um motor de combustão interna, como por exemplo o álcool, o diesel e o gás. Para o referido autor, esses combustíveis podem ser denominados como fluidos ativos, devido ao fato de serem os responsáveis por atuar como a fonte de energia para a reação química da combustão, e conseqüentemente para a geração da energia térmica que será transformada em trabalho.

De acordo com Brunetti (2012) o início do processo de combustão se dá com o que é chamado de ignição, que pode se dar por meio de faísca, ou devido ao aumento de pressão, gerando uma combustão espontânea. Nesse estudo nos aprofundaremos no método de ignição por faísca, esses tipos de motores são conhecidos como motores de ciclo Otto.

O processo de combustão, de acordo com Brunetti (2012) ocorre no espaço entre a cabeça do cilindro e a cabeça do pistão, espaço esse denominado como câmara de combustão. A faísca que dá início ao processo é gerada entre os eletrodos de uma vela de ignição, atingindo a mistura ar-combustível previamente dosada pelo sistema de injeção do veículo e admitida pela válvula de admissão. Com a combustão dessa mistura é gerado um aumento de pressão, o que é necessário para a movimentação do pistão.

No que diz respeito ao fluido ativo, Brunetti (2012) explana a ocorrência conjunto de processos que se repetem de forma periódica, a esses é dado o nome de ciclo de operação, ou simplesmente de ciclo. Ao curso realizado pelo pistão entre ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI) é dado o nome de tempo. O foco nesse trabalho são os motores a 4 tempos, porém também existem motores de combustão interna a 2 tempos, mas estes não são convenientes devido à natureza

deste estudo. Nos motores a 4 tempos o curso entre PMI e PMS é percorrido duas vezes pelo pistão, o que corresponde a uma volta da árvore de manivelas e do eixo do motor, para o cumprimento de um ciclo.

A seguir serão descritos os quatro tempos que ocorrem nesse tipo de motor, conforme Brunetti (2012, p. 36-37):

- Tempo de admissão. O pistão desloca-se do PMS ao PMI. Neste movimento o pistão dá origem a uma sucção através da válvula de admissão (VA) que se encontra aberta. O cilindro é então preenchido com mistura combustível-ar no Motor de Ignição por Fâisca e por ar no Motor por Ignição Espontânea.
- Tempo de compressão. Fecha-se a VA e o pistão desloca-se do PMI ao PMS, comprimindo a mistura ou o ar. Neste segundo caso a compressão deverá ser bastante maior para que se atinjam temperaturas elevadas.
- Tempo de Expansão. Pouco antes de se atingir o PMS no MIF salta a fâisca que provoca a ignição da mistura, enquanto que no MIE é injetado o combustível no ar quente, iniciando-se uma combustão espontânea. A combustão da mistura provoca um grande aumento na pressão, o que permite impelir o pistão para PMI, de tal maneira que os gases produzidos na combustão sofrem uma expansão. Este é o tempo no qual se obtém trabalho útil do motor.
- Tempo de escape. Com a válvula de escape (VE) aberta, o pistão desloca-se do PMI ao PMS, empurrando os gases para fora do cilindro, para poder reiniciar o ciclo pelo tempo de admissão.

1

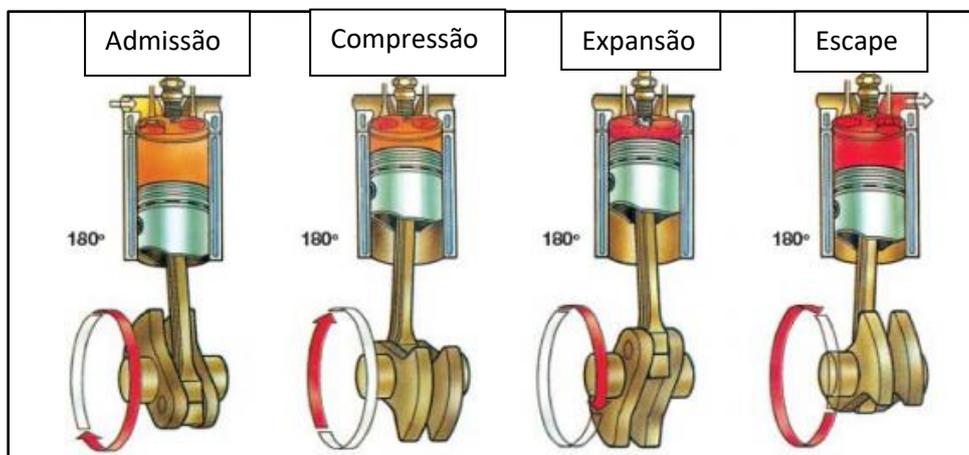


Figura 2- Ciclo de Quatro Tempos.

<sup>1</sup> Adaptado de (Manual Mahle Brochura Miolo NOVO, 6/6/2008)

## 2. FORMAÇÃO DA MISTURA CARBURANTE

Como descrito por Brunetti (2012), a propagação da chama no motor de ciclo Otto é dependente de uma certa proporção na mistura ar-combustível. O operador deste tipo de motor pode variar a carga, a rotação do motor, ou ambos, através da posição do acelerador, que define a abertura da válvula de borboleta. Tal válvula se encarrega do controle do fluxo de ar que adentra o motor, esse ar é dosado de acordo com o regime de carga ou rotação que o motor se encontra. O sistema injetor dosa então a quantidade de combustível para a mistura.

A seguir serão descritas as diferentes condições de funcionamento e suas relações ar-combustível, segundo as concepções de Franco Brunetti (2012, p.448 – 450):

- Relação combustível-ar (F):  
Como descrito anteriormente, é a relação entre a massa, ou vazão de combustível, e a massa de ar, ou vazão de ar, que formam a mistura.

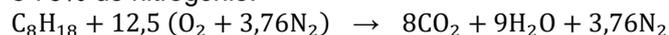
$$F = \frac{m_c}{m_a} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

Em muitos textos sobre o assunto e montadoras de origem norte-americana, utiliza-se a relação inversa ar-combustível.

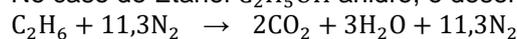
$$\lambda = \frac{1}{F} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$$

- A figura apresenta de forma esquemática a proporcionalidade usual entre as massas de ar e combustível admitidas pelo motor. Nota-se que a grande dificuldade do sistema de alimentação é colocar ar no interior do cilindro para posterior combustão. A quantidade de combustível é muito menor.

- Relação combustível-ar estequiométrica ( $F_e$ ): É a relação combustível-ar quimicamente, isto é, supondo uma combustão completa, esse valor servirá como referência. Por exemplo, supondo a gasolina tendo uma composição média  $C_8H_{18}$  e o ar tendo em volume, aproximadamente, 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio:



No caso do Etanol  $C_2H_5OH$  anidro, o desenvolvimento será o seguinte:



- Fração relativa combustível-ar ( $F_R$ ):

É a relação entre certa relação combustível-ar e a relação estequiométrica de um dado combustível.

$$F_R = \frac{F}{F_e}$$

Quando  $F_R < 1$  a mistura denomina-se pobre.

Quando  $F_R > 1$  a mistura denomina-se rica.

Quando  $F_R = 1$  a mistura denomina-se estequiométrica.

## 2.1. Tipo de mistura em relação ao comportamento do motor

Brunetti (2012) afirma quanto ao ponto de vista da admissão, a relação combustível-ar nada mais é que o quociente entre a massa do combustível e a massa de ar que são admitidos no motor, porém partindo do ponto de vista da combustão, o que determina o comportamento da mistura não é simplesmente sua composição média, mas crucialmente a homogeneização do vapor de combustível no ar, podendo em casos onde pode-se ter uma mistura onde  $F_R > 1$ , porém a mistura apresenta características de uma mistura pobre, devido a uma má homogeneização.

Quanto ao comportamento do motor, as misturas podem ser classificadas em quatro tipos fundamentais:

- Limite pobre:

É a mistura mais pobre possível em combustível, que ainda possibilite manter o motor estável.

A chama, excessivamente lenta, irá manter-se durante grande parte do curso de expansão e possivelmente até o fim do escape, início da admissão.

Esse fenômeno provoca o superaquecimento da câmara e a ignição da mistura admitida, causando retorno de chama (*back fire*). O motor nessa situação torna-se instável, não conseguindo rotação constante, mesmo fixando o acelerador e a carga no eixo.

Obviamente, o limite pobre é uma situação indesejável. A sua apresentação visa a demonstrar que no motor Otto existe um limite inferior de pobreza da mistura, abaixo do qual o motor não poderá funcionar. Em condições normais, de uma forma geral, o limite pobre dos motores Otto acontece para misturas com  $F_R$  entre 0,7 e 0,85

- Mistura econômica:

Em geral, é uma mistura levemente pobre, de forma que o excesso de ar provoque que uma combustão completa e adequada do combustível admitido. É a mistura que, na condição desejada para o motor, produz o mínimo consumo específico. Contribui também para a redução da emissão de monóxido de carbono (CO).

- Mistura de máxima potência:

É uma mistura levemente rica, de forma que o excesso de combustível provoque a combustão completa e adequada do ar que o motor pode admitir. É a mistura que, numa dada rotação e posição do acelerador, produz a máxima potência. Nessa situação, aumenta-se a probabilidade da emissão de monóxido de carbono (CO).

- Limite rico:

É uma condição na qual o excesso de combustível dificulta a propagação da chama. A vaporização em excesso (consome energia térmica), sem a respectiva combustão (libera energia térmica), por falta de ar, provoca diminuição da temperatura da câmara de combustão, com conseqüente extinção da chama. Como conseqüência, há instabilidade (oscilação) na rotação de funcionamento do motor, mesmo sem alterar a posição da borboleta aceleradora e a carga de seu eixo (Virabrequim). Ao ultrapassar o limite rico, o motor não funciona (efeito popular chamado de motor afogado) (BRUNETTI, 2012, p.450-451)

## 2.2. Curva característica do motor em relação à mistura

Brunetti (2012) afirma para que haja a determinação da relação entre ar e combustível, é necessária a utilização de ferramentas, para o auxílio no dimensionamento do motor e também do sistema de alimentação. Tal dimensionamento é relacionado diretamente com a forma com que o motor se comporta, exigindo assim que a ferramenta a ser utilizada deva permitir que a quantidade de mistura para cada condição de rotação e da posição da borboleta aceleradora seja variável, e ainda quando fixada a rotação e a posição da borboleta, possa haver a variação da massa de combustível admitida.

As ferramentas em questão são o carburador elementar, e o sistema de injeção, porém devido ao fato do carburador ser para os dias atuais um componente em desuso, esse trabalho terá seu foco apenas nos sistemas de injeção que são a tecnologia atualmente utilizada.

Brunetti (2012) descreve que os funcionamentos de ambos possuem suas similaridades, na forma em que, uma vez que a rotação e a posição da borboleta aceleradora forem fixadas, o sistema proporcionará a variação de massa de combustível a ser admitida para manter a relação ar-combustível desejada.

Fonte: Monografia de Rodrigo Faggi, Instituto Mauá de Tecnologia

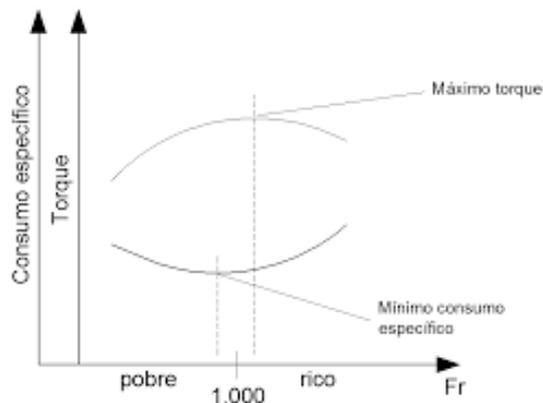


Figura 3- Exemplo de curva específica com relação à mistura carburante

### 2.3. Injeção eletrônica para motores otto

Como expresso por Brunetti (2012), devido ao nível nas exigências para emissões de poluentes nos gases de escape dos motores de combustão interna ter aumentado significativamente, as empresas do ramo automobilístico procuram cada vez mais por métodos com maior aperfeiçoamento e menor necessidade de recursos humanos na área de alimentação de combustível, e essa é a finalidade do sistema de injeção eletrônica.

A injeção eletrônica de combustível para motores de ciclo Otto é um desenvolvimento antigo que saiu de modelos puramente mecânicos, para sistemas atuais que se valem do desenvolvimento e da redução de custos pelos quais passou a eletrônica (BRUNETTI 2012, p.462).

Um aspecto importante deste tipo de injeção, é não confundir com o sistema de injeção presente nos motores Diesel, no qual o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão afim de ser comprimido e iniciar o processo de combustão através de autoignição.

Para Brunetti (2012) refere sobre o funcionamento da combustão no motor de ciclo Otto, que sua principal diferença do ciclo Diesel é o fato de sua combustão ser iniciada através de faísca, e que a autoignição nessa situação é um problema para o processo. Nos sistemas mais utilizados de injeção atualmente o combustível é injetado no sistema junto à válvula de admissão ou no próprio coletor de admissão, e

é admitido por sucção devido ao fluxo de ar que é gerado durante a abertura da válvula de admissão.

#### 2.4 Injeção eletrônica analógica

Martins (2016) expõe ser grande vantagem da utilização de injetores eletromagnéticos no lugar de comandados pela pressão da gasolina, é o fato de se poder trabalhar com pressões muito mais baixas, o que diminui o custo das bombas e também o seu consumo. As principais informações necessárias para o controlador eletrônico são da vazão de ar e da velocidade do motor, bem como parâmetros como a temperatura do sistema de arrefecimento e posição da borboleta aceleradora, e também a temperatura do ar e o regime de carga do motor. Todas essas informações são processadas por um controlador eletrônico que envia impulsos elétricos aos injetores, com uma certa frequência e duração. A duração dos impulsos determina a quantidade de combustível admitida por cada cilindro.

Complementa ainda que:

Nos sistemas mecânicos, cada injetor é alimentado por uma conduta de combustível na qual circulam impulsos de pressão (média pressão) necessários para abrir a válvula do injetor e permitir a injeção de combustível. Nos sistemas eletrônicos – como os injetores são abertos eletronicamente – pode-se usar uma única conduta de gasolina (atualmente conhecida por “*common rail*”) para todos os injetores, onde a gasolina circula a pressão de injeção (baixa pressão) (MARTINS, 2016, p.153).

Martins (2016) também relata que as principais vantagens desse sistema para um sistema de injeção mecânico são: um menor número de peças em movimento, redução de ruído e a menor necessidade de fabricação ultra precisa de componentes, bem como o maior controle sobre as condições de operação. A conduta que fornece o combustível aos injetores é ligada em uma válvula que limita a pressão do fluido, fazendo com que o excesso de gasolina retorne ao depósito, a mesma válvula que limita a pressão está ligada ao coletor de admissão, de forma a impor um diferencial de pressão através dos injetores que faz com que a queda de pressão e a calibração sejam constantes em diferentes regimes de carga.

Sobre a injeção eletrônica analógica, Brunetti (2012) explica que esse sistema foi o primeiro de injeção eletrônica a chegar no Brasil. O autor descreve esse

sistema como sendo PFI (*port fuel*) multiponto, analógico, com injeção do tipo *full group*. O controle de oxigênio que é feito pela sonda lambda é realizado em malha aberta e é dedicado a um único combustível, a massa de ar é medida por um sensor de palheta e não possui diagnose embarcada.

Sobre o funcionamento do sensor de palheta o autor explica:

Em função da vazão de ar no coletor de admissão (função da rotação e da posição da borboleta), o sensor de palheta, constituído de duas placas planas e uma mola, gira mais ou menos sobre o eixo. A placa em contato com o fluxo de ar é realmente sensora e a outra é puramente amortecedora. O eixo desse sistema está ligado a um potenciômetro, que envia o sinal ao micro controlador (BRUNETTI, 2012. p.469).

Continuando sobre o sensor, Brunetti (2012) descreve que este sensor é volumétrico, e por isso o sistema também possui um sensor para a aferição da pressão ambiente e da temperatura para que se possa determinar a vazão do ar em massa. Em função do cálculo da massa de ar a ser admitida, o micro controlador presente nesse sistema efetua então o cálculo da massa de combustível a ser injetada para que a relação ar-combustível esteja dentro do desejado.

O autor prossegue a descrição desse sistema referindo que o cálculo dessa massa de combustível injetado é determinado em função do tempo em que as válvulas de injeção permanecem abertas, sendo estas basicamente válvulas solenoide de duas posições, aberta ou fechada. Para garantir que o combustível injetado seja realmente proporcional ao tempo de permanência de abertura da válvula deve-se garantir que a diferença entre as pressões do combustível e do coletor de admissão permaneçam constantes, e para isso é utilizado um regulador de pressão de combustível, que mantém a proporção em relação à tomada de pressão no coletor de admissão.

Brunetti (2012) delinea esse sistema como sendo um sistema *full group*, onde os injetores se abrem durante o mesmo período a cada volta do motor, fazendo assim com que apenas metade da massa de combustível requerida seja injetada por cada abertura do injetor.

Quanto a este tipo de injeção eletrônica, Brunetti (2012) nos deixa com a seguinte consideração:

Com esses primeiros sistemas de injeção eletrônica de combustível, já era possível interromper a alimentação do motor em manobras de

desaceleração com o veículo engrenado (*cut-off*), garantindo menor consumo de combustível e menor emissão de poluentes. Essa estratégia considera a posição do pedal acelerador, indicada pelos interruptores de posição da borboleta. Esses mesmos interruptores são responsáveis por comandar o enriquecimento de combustível a plena carga (p. 470 – 471).

## 2.5. Injeção eletrônica digital

Martins (2016) relata que devido ao aumento da necessidade de controle de emissões na legislação americana a partir dos anos 80, foi preciso desenvolver uma forma de se obter grande precisão sobre o combustível que é injetado para a queima. Para se chegar a essa meta foi desenvolvido um método para calcular com exatidão a quantidade de combustível, a ferramenta para a utilização desse método foi a introdução de valores através da memória do controlador eletrônico, que requer grande quantidade de dados armazenados e um sistema digital para tratamento de informações.

Para Martins (2016), esse sistema:

As quantidades exatas a injetar em diferentes condições de carga e velocidade são determinadas com o motor no banco de ensaio e guardadas na memória do controlados em forma de tabela de duas entradas. Quando o motor está a trabalhar, os sensores que medem a carga do motor e sua velocidade enviam essa informação para o controlador eletrônico que os compara com os valores memorizados. Se estes coincidirem com um par de valores previamente ensaiados, a quantidade a injetar será lida diretamente da memória e a injeção decorrerá normalmente. Se o par de valores não coincidir com um par memorizado, será efetuada uma interpolação entre os valores memorizados mais próximos, calculando-se a exata massa de gasolina a injetar (p.155).

Martins (2016) afirma que a carga do motor pode ser lida de algumas formas diferentes, podendo ser pela pressão no coletor de admissão, a posição da borboleta aceleradora ou a vazão de ar. O sinal analógico enviado por essas medições é convertido em um sinal digital. Os sinais analógicos são representados por simples sinais de tensão (volts).

Quando olhando as considerações de Brunetti (2012), ele descreve este sistema como sendo aplicado em um segundo momento da injeção, a eletrônica digital por trás dele permite novas estratégias de controle do motor, que sejam mais complexas e eficazes. Esse sistema é descrito pelo autor como PFI (*port fuel*) multiponto, digital, com injeção sequencial fasada, neste sistema o controle do sensor de oxigênio é feito em malha fechada e permite flexibilidade quanto a

misturas de combustível, diferente do sistema analógico anterior a este. A massa de ar é medida através de um sensor de vazão mássica (MAF) ou por meio de um sensor de pressão do coletor, nesta versão existe diagnose embarcada que no momento é o sistema OBDBr2.

Brunetti (2012) explana como vantagem do sistema digital para o analógico o fato de poder haver maior flexibilidade para alteração dos dados de calibração. Tais dados ficam armazenados na memória do microprocessador ao passo que os sistemas analógicos dependiam de definições impostas por seus componentes físicos, sendo assim os módulos digitais podem ser aplicados em toda uma gama de motores, necessitando apenas modificações de *software*, o que reduz consideravelmente o custo de componentes.

O autor fala sobre o sensor utilizado na determinação da vazão de ar, conhecido como sensor MAF (*mass air flow*), que se baseia no conceito de variação de tensão para a manutenção de temperatura de um fio quente, que é a principal parte deste sensor.

Quanto maior a massa de ar que passa pelo fio e rouba seu calor, maior a tensão necessária para manter o fio aquecido. Esse sensor apresenta como desvantagens o erro quando em regimes de pulsação elevada no coletor de admissão (*back flow*) e do custo elevado, com a vantagem da menor dificuldade de aplicação ao motor (BRUNETTI, 2012. p. 473).

Como alternativa ao sensor MAF, Brunetti (2012) apresenta a utilização da tecnologia rotação-densidade *Speed Density* para se determinar a massa de ar. Este cálculo usa como parâmetros a pressão medida no interior do coletor de admissão, a temperatura do ar admitido e a rotação do motor, tendo assim para cada condição de funcionamento a vazão em massa de ar admitido. Existem desvantagens para o uso desse sistema, como por exemplo o erro decorrente da variabilidade na produção dos motores e de ser mais difícil de ser aplicado, requerendo para cada motor uma calibração entre a correlação da pressão do coletor e da vazão do ar, porém tem como vantagem o menor custo e a menor vulnerabilidade a entradas falsas de ar.

Brunetti (2012) apresenta a possibilidade de depois do cálculo da massa de ar e da injeção da quantidade de combustível a utilização da realimentação deste cálculo, tal possibilidade é denominada de controle do sensor de oxigênio (sonda lambda) em malha fechada, e é realizado com o sinal do sensor de oxigênio dos gases de escape, instalado no coletor de escapamento.

### 3. EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

A eficiência volumétrica é definida como sendo a relação entre a massa de mistura que entra para o cilindro durante o curso de admissão e a massa que encheria o volume deslocado pelo pistão, com a massa específica da atmosfera (BRUNETTI, 2012, p.48)

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_e}{\rho_e \cdot V_{cilindros} \cdot n}, \text{ onde}$$

$\dot{m}_e$ : vazão mássica de mistura fresca que escoar para dentro dos cilindros

$V_{cilindros}$ : Cilindrada total do motor.

$\rho_e$ : Densidade (ou massa específica) de mistura fresca que escoar para dentro dos cilindros nas condições de entrada (ambiente do vão do motor).

$n$ : Rotação do motor

$\eta_v$ : Eficiência (ou rendimento) volumétrica.

O fator 2 aparece na equação por se tratar de motores a quatro tempos nos quais tem-se um tempo motor para duas voltas do virabrequim.

Martins (2016) destaca a importância do parâmetro da eficiência volumétrica e expõe que com a diminuição da pressão do coletor de admissão, também diminui a eficiência volumétrica. Pondera também que para motores sobrealimentados a eficiência volumétrica é inversa, sendo assim, no momento da abertura da válvula de admissão mesmo antes de qualquer movimento do pistão, o gás a ser admitido entra na câmara de combustão devido a sua pressão ser maior, conseguindo assim admitir um volume de gás fresco igual ao volume varrido no escape.

#### 3.1. Densidade ou massa específica de entrada

Brunetti (2012) considera que a eficiência volumétrica é uma grandeza de grande interesse como forma de medir e avaliar o desempenho do conjunto do cilindro como um elemento de bombeamento, e continua:

Para avaliar esse desempenho é necessário definir a densidade de entrada como a densidade da mistura fresca na entrada da válvula ou próximo dela. Quando  $\rho$  é determinado dessa maneira, a eficiência volumétrica resultante mede as condições de bombeamento do cilindro e perdas na válvula somente (BRUNETTI, 2012, p.49).

O autor complementa afirmando que nos momentos em que não for possível ou conveniente a medição de  $\rho$  na entrada da válvula, sempre será possível efetuar

a medição da densidade da atmosfera próxima da tomada de ar do motor sem maiores dificuldades. Ele também explica que, quando a densidade for tomada nesse ponto, ela se torna então a medida do desempenho de escoamento do sistema de admissão do motor como um todo, bem como um indicativo das condições dos cilindros e das perdas nas válvulas, e que quando a eficiência volumétrica é determinada dessa forma ela passa a se chamar eficiência volumétrica global.

#### 4. SISTEMA DE ESCAPE

Sobre o sistema de escape de um MCI, Brunetti (2012) expressa ser necessário dispor de um sistema que colete e descarregue os gases de combustão de forma eficaz, que seja capaz de reduzir o ruído causado pelo motor no ambiente, causar a menor perda possível de potência, satisfazer exigências operacionais, por exemplo, durabilidade e nível de vibração, possuir uma geometria externa compacta, e ser de baixo custo.

Segundo o autor, de maneira ideal, o processo pode ser dividido em duas partes, onde na primeira ocorre a liberação de gases de combustão, que se expandem para o coletor de escape, e na segunda o pistão expulsa os gases queimados através de seu movimento.

Considerando o processo ideal descrito por Brunetti (2012):

Os gases que escapam do cilindro sofrem uma expansão livre, sendo este um processo termodinamicamente irreversível. Os gases que permanecem no cilindro sofrem uma expansão adiabática e reversível até a pressão atmosférica, antes que o pistão inicie o curso de exaustão (p.106).

Ao tratar da função de expulsão dos gases da queima, Brunetti (2012) relata quanto ao processo ideal, que esta expulsão é gerada a partir do movimento do pistão, que empurra os gases para fora da câmara de combustão, em um volume equivalente a cilindrada unitária de tal cilindro. De forma idealizada o processo ocorre após a pressão no cilindro ter atingido a pressão de descarga, e é simplesmente o caso de um deslocamento dos gases queimados no coletor.

Brunetti (2012) também discorre sobre um fenômeno conhecido como contrapressão de escape, notando sua influência na potência e na eficiência do motor. Os sistemas de escapamento são projetados para que haja menor contrapressão possível durante o período de escape, já que o trabalho realizado para a expulsão dos gases acaba sendo diretamente proporcional a essa contrapressão. Outro agravante é que o acréscimo de contrapressão de escape contribui para um aumento na fração de gases residuais em um cilindro, o que diminui a eficiência volumétrica de um motor.

Fonte: Material didático Prof. Fróes

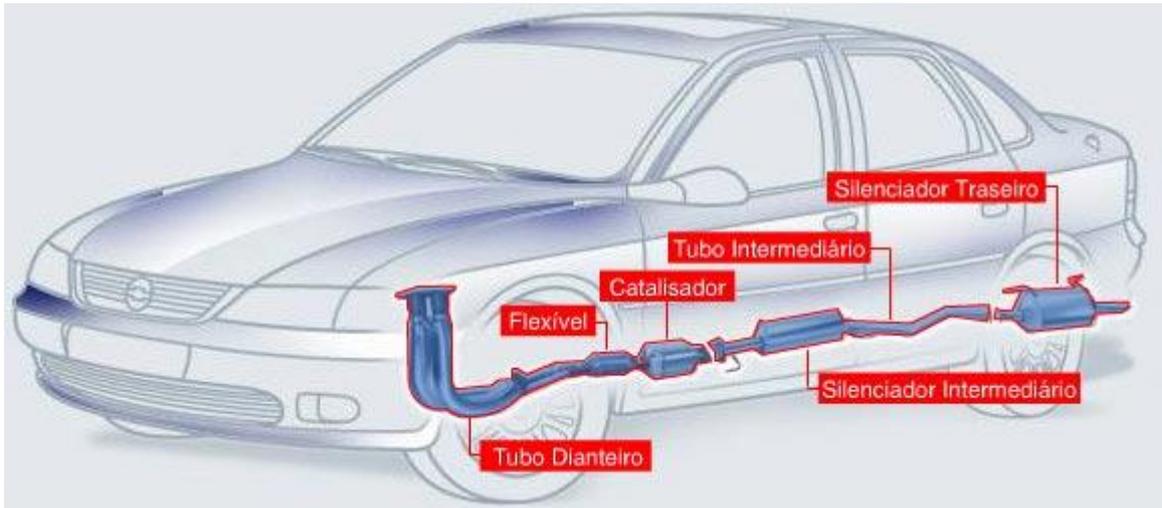


Figura 4- Representação do sistema de escape completo

Uma das funções primordiais do sistema de exaustão, de acordo com Brunetti (2012) é a sua capacidade de atenuar ruídos. De forma simples as fontes de ruído do sistema de escape podem ser divididas em fontes primárias e secundárias.

**Fontes primárias:** São relacionadas a flutuações cíclicas de massa e entropia, geralmente envolvem as válvulas de admissão e escape e são geralmente associadas a partes móveis. A ação da onda envolve processos não lineares e é melhor caracterizada no domínio do tempo.

**Fontes secundárias:** Estão relacionadas ao espalhamento dos vórtices através de um escoamento turbulento, que em certos casos correspondem a processos não lineares ou quase lineares. Neste caso os fenômenos podem ser descritos tanto no domínio do tempo como no da frequência.

Pertinente ressaltar que a maior parte das emissões de ruídos de tal sistema ocorrem nas terminações abertas, e descreve o sistema: “De um ponto de vista acústico, um sistema de escapamento é uma sequência de elementos, conectados por tubos, visando atenuar o ruído proveniente do motor “ (BRUNETTI, 2012. p.121).

Fonte: Material didático Prof. Fróes



Figura 5- Sistema de atenuação de ruídos do escapamento

## 5. COMANDO DE VÁLVULAS

De acordo com Ihlemann (2003), existem diversos tipos e construções de comandos de válvulas, porém todos tem em comum a sua função de realizar a abertura e o fechamento das válvulas. O que diferencia é a quantidade de válvulas abertas por cilindro e seu local de funcionamento, seja no cabeçote ou no bloco do motor. A seguir veremos alguns tipos de construções.

- **Overhead Valves (OVH):** O mecanismo de acionamento depende da disposição das válvulas. Atualmente, são usadas, via de regra, válvulas suspensas, acionadas por balancins articulados ou pela combinação de um balancim articulado e uma haste impulsora (denominada vareta). Os elementos de acionamento acima citados servem para transformar a curva de elevação determinada pelo perfil do came em um movimento de curso da válvula de troca de gases.
- **Overhead Camshaft (OHC):** Os eixos comando no cabeçote são instalados acima da linha de separação do cabeçote e do bloco de cilindro. A construção é denominada Overhead Camshaft (OHC) – em caso de um único eixo comando – ou Double Overhead Camshaft (DOHC), quando há dois eixos comando no cabeçote. Os mecanismos correspondentes para o acionamento das válvulas são os trens de válvulas OHC e DOHC (IHLEMANN, 2003, p.),

Fonte: Material Didático Prof. Fróes

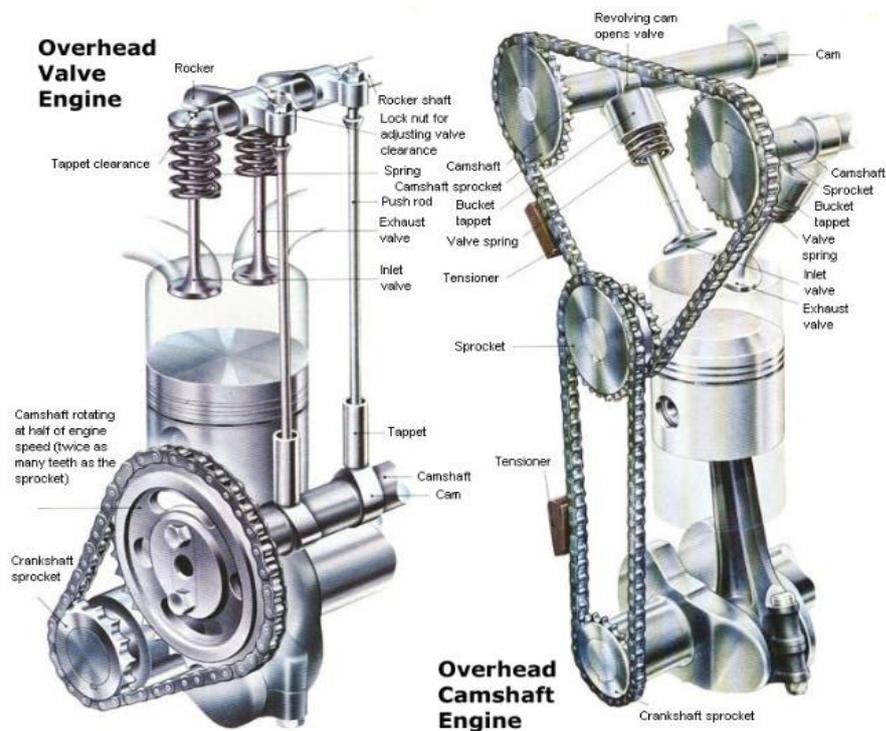


Figura 6- Construções do comando de válvulas

Altas potências do motor somente podem ser obtidas se as válvulas desempenharem sua função com precisão, especialmente em altas rotações, ou seja, quando os processos de abertura e fechamento ocorrem de forma sincronizada com a rotação do virabrequim. É um pré-requisito que o sistema de acionamento tenha elementos que sejam o menos elásticos possíveis. Os comandos de válvulas OHC e DOHC preenchem esses pré-requisitos, motivo pelo qual, na Europa, são desenvolvidos principalmente motores com eixo comando instalado no cabeçote.

### 5.1. Trem de válvulas com acionamento direto

Segundo Ihlemann (2003), nesse sistema, não haverá nenhum elemento multiplicador entre a válvula e o eixo comando, o sistema de válvulas com tucho é um exemplo onde o curso do ressalto do eixo comando é transmitido diretamente da extremidade do tucho para a válvula.

Ihlemann (2003) afirma que esse sistema se destaca por ser minimamente elástico, isso garante um bom desempenho em altas rotações. Outra vantagem

desse sistema é o contato deslizante entre o ressalto do eixo comando e a extremidade do tucho ser direto, não há nenhum elemento intermediário como em outros sistemas onde por exemplo poderia haver um mancal de rolamento entre as duas faces.

## 5.2. Trem de válvulas com acionamento indireto

Ihlemann (2003), destaca que, relacionando esses trens de válvulas com o sistema anterior, se encontra como diferencial um elemento intermediário multiplicador de força e de movimento chamado de balancim flutuante ou balancim articulado. Nesse novo sistema o curso do ressalto do eixo é transmitido através de uma alavanca onde uma extremidade do balancim está apoiada no cabeçote e a outra sobre a ponta da haste da válvula. Nesse tipo de construção é possível construir diversas relações de transmissão entro o curso do ressalto do eixo comando e da válvula.

## 6. COMPENSAÇÃO DE FOLGA DAS VÁLVULAS

Segundo Ihlemann (2003), é necessário que todo o sistema mencionado até agora nessa análise disponha de folga no momento que a válvula esteja fechada. Essa folga tem como objetivo aumentar a durabilidade da vida útil do sistema pois irá compensar o desgaste proveniente de mudanças de temperatura e atrito que gera mudanças dimensionais nos componentes do sistema.

Ihlemann (2003) destaca que, se a folga da válvula for muito pequena, não será possível assegurar a total vedação da câmara de combustão, porém se a folga for muito grande ocasionara em ruídos no sistema devido ao impacto do corpo, dessa forma é possível concluir que o sistema é uma grandeza variável que irá depender da temperatura e condições de trabalho juntamente com o tempo de vida útil dos componentes.

Como um exemplo Ihlemann (2003) expõe ser quando o motor de combustão interna estiver em regime de plena potência onde a temperatura irá se aumentar, a válvula de elevação irá se aquecer mais rápido que o cabeçote pois ela está mais próxima do local da combustão (região de maior capacidade calorífica). Com isso a

válvula irá se dilatar mediante aos diferentes coeficientes de dilatação dos materiais do sistema gerando uma alteração na folga da válvula que poderá ser compensada de algumas maneiras:

**Compensação de folga das válvulas:** É necessário que todo o sistema mencionado até agora nessa análise disponha de folga no momento que a válvula esteja fechada. Essa folga tem como objetivo aumentar a durabilidade da vida útil do sistema pois irá compensar o desgaste proveniente de mudanças de temperatura e atrito que gera mudanças dimensionais nos componentes do sistema.

Se a folga da válvula for muito pequena, não será possível assegurar a total vedação da câmara de combustão, porém se a folga for muito grande ocasionara em ruídos no sistema devido ao impacto do corpo, dessa forma é possível concluir que o sistema é uma grandeza variável que irá depender da temperatura e condições de trabalho juntamente com o tempo de vida útil dos componentes.

Ihlemann (2003) cita um exemplo claro é quando o motor de combustão interna estiver em regime de plena potência onde a temperatura irá se aumentar, a válvula de elevação irá se aquecer mais rápido que o cabeçote pois ela está mais próxima do local da combustão (região de maior capacidade calorífica). Com isso a válvula irá se dilatar mediante aos diferentes coeficientes de dilatação dos materiais do sistema gerando uma alteração na folga da válvula que poderá ser compensada de algumas maneiras.

**Compensação hidráulica:** Nesse caso os elementos hidráulicos ajustam a folga das válvulas automaticamente. Esse sistema pode ser utilizado com tuchos, balancins articulados e flutuantes. É um sistema muito parecido com todos os dimensionamentos de motores OHV.

Os componentes dos elementos hidráulicos de compensação são formados por uma unidade de carcaça preenchida de óleo, uma válvula de retenção e a mola de retorno.

Seu princípio de funcionamento de compensação da folga se dá através de duas fases: a fase no qual o curso excêntrico do came é transmitido e a fase do círculo base do eixo comando. Durante o momento de abertura da válvula uma força é transmitida pelo tucho ou balancim. Essa força e as forças contrárias produzidas pela mola de retorno da válvula e pela inércia são resultados da fase de abertura.

**Compensação de escoamento:** Na fase do círculo base não ocorre transmissão do curso devido à diferença de pressão onde a válvula de retenção entre a câmara de alta pressão e o reservatório do óleo é aberta. Dessa maneira o óleo flui pelo rebaixo da carcaça novamente para a câmara de alta pressão compensando a folga, através do balanceamento de pressão.

**Importância do dimensionamento na compensação de folga:** Nos trens de válvulas com elementos hidráulicos é necessário que a força de atuação das molas de retorno das válvulas seja maior que as forças inerciais sob qualquer condição de regime do motor. Dessa forma torna-se possível evitar a perda de força no contato do trem de válvulas que pode implicar no funcionamento do elemento compensador.

Para que isso ocorra é utilizado nos trens de válvulas molas com constantes maiores do que nos sistemas ajustados mecanicamente.

**Compensação mecânica de folga:** Nesse sistema a folga da válvula é medida no processo de montagem do trem de válvulas havendo diversas maneiras de regulagem. Uma dessas maneiras é por meio do dimensionamento do tucho.

Tuchos com a largura do fundo escalonados predominam na aplicação pois apresentam menor peso.

Tuchos com ajustes superior, chamados de “*topshim*” levam vantagem em relação ao processo de desmontagem para reparações pois não precisa desmontar item por item. A desvantagem desse sistema é que em comparação aos semelhantes, tem-se uma massa maior, fazendo com que ocupe mais espaço no sistema.

Fonte: Material didático Prof. Fróes



Figura 7- Representação do procedimento de medição de folga

No caso dos motores DOHC, a baixa altura dos trens de válvulas pode ser aproveitada com os tuchos mecânicos e também é possível regular a folga através de parafusos de ajustes se o trem de válvula for com balancins articulados. Dessa forma é possível reduzir a altura no cabeçote, ganhando espaço geométrico, deixando o veículo mais compacto.

Comparando os elementos mecânicos com os hidráulicos as soluções mecânicas implicam em trabalho adicional para ajustes e manutenções, porém apresentam menor rigidez e menor massa com exceção do modelo comentado acima, “*topshim*”.

Uma boa vantagem dos elementos mecânicos sobre os hidráulicos é que não há contato do ressalto do eixo comando com o círculo base e as molas de válvula irão produzir menor força, dessa forma a perda de material por atrito será menor.

Fonte: [www.worldtools.com.br](http://www.worldtools.com.br)



um deles, por exemplo, o tucho deve ser fabricado com aço temperado, já o came feito em ferro fundido cinzento ou duro. O perfil inclinado do came também é uma estratégia para reduzir o desgaste, pois é usinado a sua ponta para q fique com uma angulação menos agressiva ao entrar em contato com o tucho.

De acordo com Kiminami (2013) os tuchos com elementos hidráulicos de compensação são produzidos com uma chapa de aço estampado de repuxo, dessa maneira é possível obter baixo peso conforme comentado anteriormente.

Para fabricar os tuchos hidráulicos são necessárias algumas etapas; as matérias primas são a base de fitas de aço e arame, a carcaça externa do tucho é fabricada em fita de aço, em seguida é feito um canal de alimentação do óleo na carcaça para adquirir seu efeito hidráulico. Esses componentes pré-fabricado agora são montados e soldados a laser para obtenção do tucho hidráulico.

Após obtenção da peça é necessário mais alguns processos, dessa vez para garantir a qualidade e durabilidade. O tucho será submetido a diversos tratamentos térmicos em fornos contínuos.

Fonte: Catálogo de vendas Delphi



Figura 9- Tuchos de válvulas

Fonte: Material didático Prof. Fróes

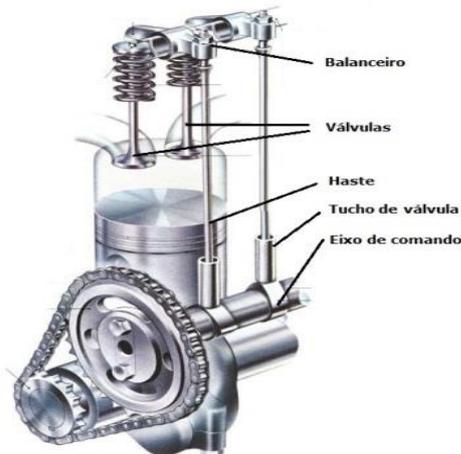


Figura 10- Comando de válvulas com tucho mecânica

## 8. COMANDOS DE VÁLVULAS COM BALANÇIM

De acordo com Ihlemann (2003) existem alguns modelos que serão citados a seguir:

**Balancim flutuante:** Geralmente são fabricados em chapas metálicas e o contato com o levante do comando se dá através de um rolete apoiado sobre mancais de rolamentos. Porém existem balancins fabricados em aço fundido por processo de alta precisão que são utilizados em casos específicos. Os balancins de chapas metálicas são os mais comuns devido ao custo que é menor.

O momento de inércia e a rigidez do balancim depende de sua geometria, comparando com os tuchos, as alavancas curtas geram momentos de inércia de massa menores, assim podendo ter uma menor geometria trabalhando ao lado das válvulas. Por outro lado, vendo do ponto de vista da rigidez os tuchos levam vantagem.

**Balancim articulado:** Nessa configuração, o eixo comando se localiza abaixo do balancim, em uma de suas extremidades. O curso do levante do eixo é transmitido para o balancim por meio de contato deslizante ou por rolete de apoio. Para manter o desgaste do sistema baixo os balancins articulados usam roletes de apoio com rolamentos de agulha. Na outra extremidade do balancim, é feita a regulagem mecânica da folga de válvula através de um parafuso ou de algum elemento hidráulico como um inserto por exemplo.

O ponto de contato entre o elemento de compensação de folga e a válvula devem ser localizados na ponta da haste da válvula. Essa área de contato deve ser abaulada para que gere uma pressão superficial na haste da válvula maior.

O material utilizado para a fabricação desse tipo de balancim é alumínio injetado sobre pressão. O abastecimento de óleo no sistema se dá através de pequenos furos no corpo do balancim por onde o óleo irá passar e alimentar os componentes hidráulicos além de lubrificar todas as peças que estão em constante atrito como os roletes por exemplo e manter a temperatura controlada.

Comparando o Balancim articulado com outros sistemas Ihlemenn (2003) afirma ser notável uma desvantagem em relação a sua baixa rigidez, isso se deve ao fato de que sua geometria faz com que ele fique distante do contato do came e da válvula. Já nos modelos em que o eixo comando com balancim articulado onde o contato do came fica entre o elemento hidráulico e o ponto de apoio terá uma rigidez maior.

Fonte: <https://www.edsolique.com/>



Figura 11- Comando de válvulas e balancins

Fonte: Material didático Prof. Fróes

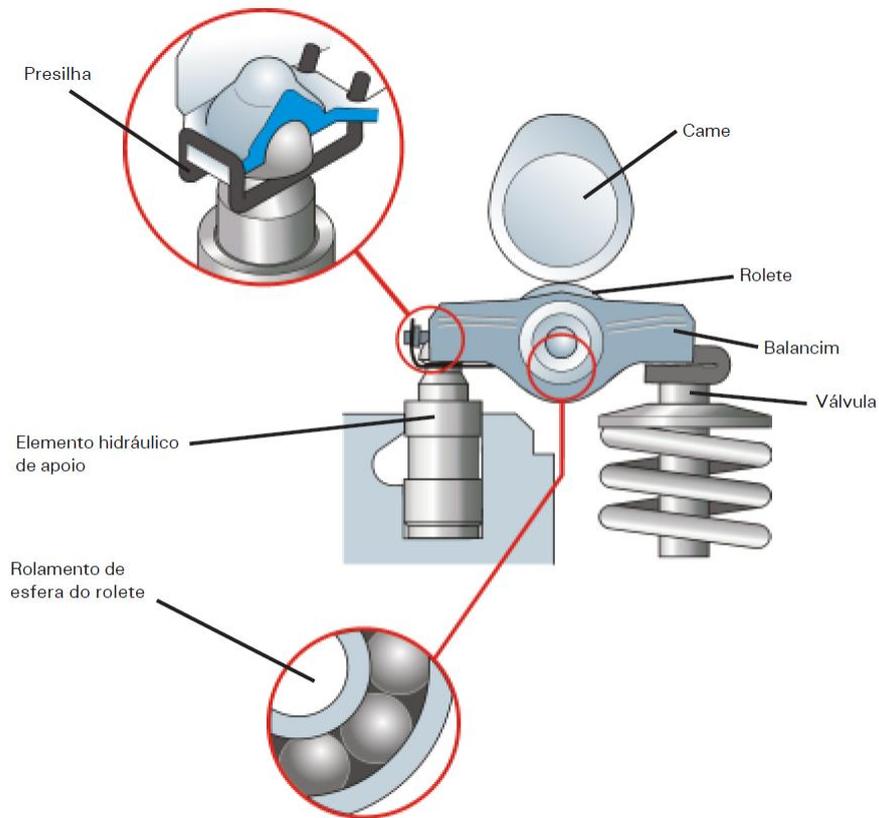


Figura 12 - Peças móveis do comando de válvulas com balancim

## 9. DIAGRAMA DE VÁLVULAS

Martins (2016) descreve o diagrama de válvulas como uma forma de representar os tempos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, os 360 graus representados deste tipo de diagrama se referem a uma volta na árvore de manivelas, sendo necessárias duas voltas para se ter um ciclo completo, os tempos de abertura e fechamento das válvulas são representados em ângulos.

Fonte: Material didático Prof. Fróes

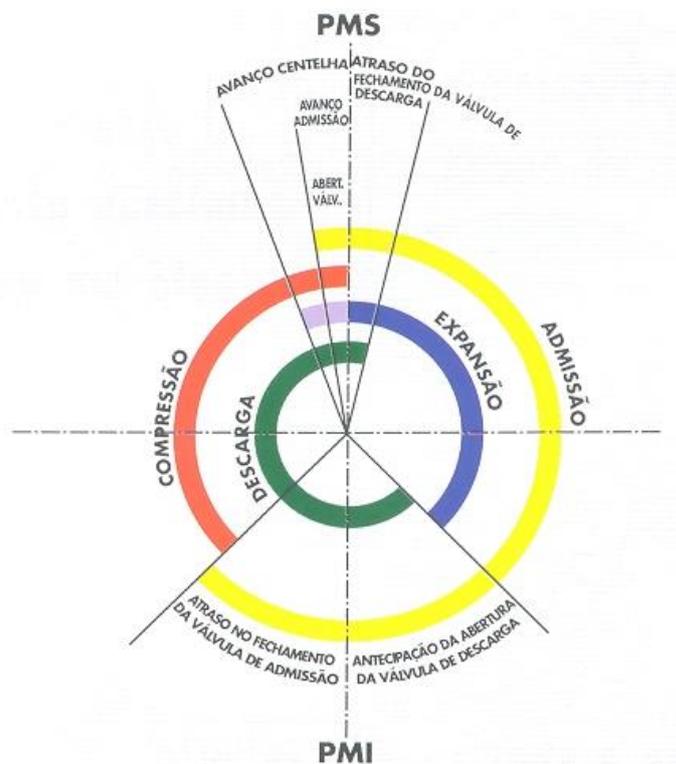


Figura 13 - Diagrama de válvulas

Segundo o manual de mecânica da Bosch (2005), o sincronismo das válvulas é regulado pelo eixo do comando de válvulas, que gira na metade da frequência da árvore de manivelas, que o aciona. O eixo do comando de válvulas abre as válvulas para que ocorra a troca de gases, na válvula de admissão injetando o gás fresco com o combustível, e na válvula de escape para que ocorra a eliminação dos gases provenientes do processo de combustão.

É citado no mesmo manual, que durante o período em que as válvulas se sobrepõem, ocorre a possibilidade dos gases de escape fluírem de para dentro do duto de admissão, ou do duto de escape de volta para a câmara de combustão. Esse fenômeno pode ser referido como um tipo de recirculação, porém pode ser prejudicial para o motor em momentos de marcha lenta, este problema não pode ser totalmente resolvido, uma vez que é necessário um compromisso entre o

levantamento das válvulas em altas rotações, e uma marcha lenta que seja satisfatória.

Quanto a sincronização das válvulas, é dito no manual da Bosch (2005) que no caso de uma sincronização precoce nas válvulas de escape, é permitido um alto grau de purga, o que garante uma baixa compressão residual no momento em que o pistão realiza seu curso de baixo para cima, ainda que ocorra uma queda no índice de trabalho dos gases de combustão. Quanto a válvula de admissão, é dito sobre sua importância na relação entre o consumo de ar e a velocidade do motor, e que o seu sincronismo é diretamente ligado a esta relação. Quando a válvula de admissão se fecha de maneira precoce, a máxima eficiência da carga ocorre em baixa velocidade do motor, à medida que quando se faz o retardo deste fechamento o pico de eficiência é mudado para uma zona mais alta da velocidade do motor.

Durante a primeira volta da árvore de manivelas ocorre o processo de admissão, a abertura da válvula de admissão se dá entre 10 e 15 graus antes do ponto morto superior, e se fecha entre 40 e 60 graus depois do ponto morto inferior. Após o processo de admissão da mistura carburante, é realizada a compressão para que haja o aumento da pressão dentro da câmara de combustão. A até 40 graus antes do ponto morto superior ocorre a liberação da centelha que iniciará o processo de combustão da mistura ar-combustível, então ocorre o tempo de expansão em um motor quatro tempos. Por último ocorre o tempo de exaustão, ou escape, onde a válvula que irá coletar os gases resultantes da queima se abre, esta abertura ocorre entre 45 e 60 graus antes do ponto morto inferior, e então o pistão se movimenta em direção ao ponto morto superior, expulsando os gases, a válvula se fecha entre 5 e 20 graus depois do ponto morto superior. Com o fechamento da válvula de escape, o motor inicia um novo ciclo de combustão.

Fonte: Material didático Prof. Fróes

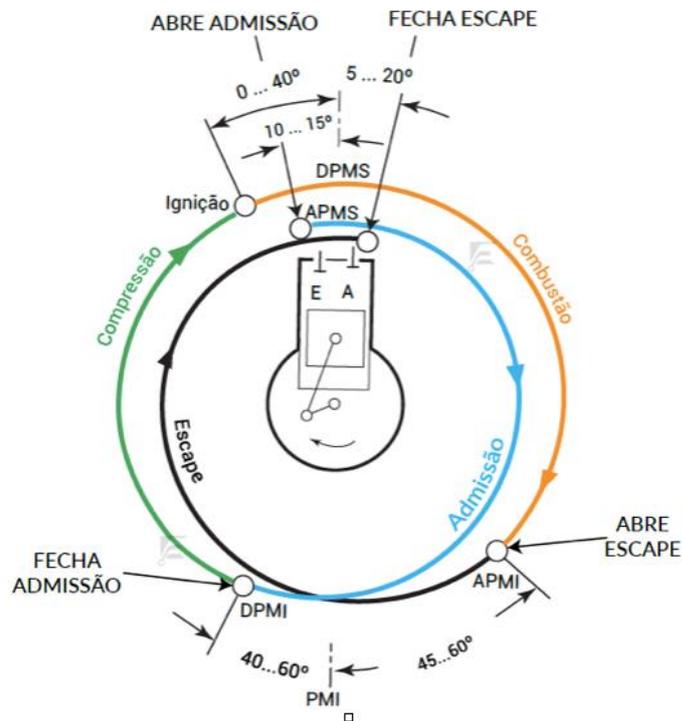


Figura 14 - Análise dos ângulos de fechamento das válvulas

### 9.1. Análise do diagrama de válvulas

Ao analisarmos as informações do diagrama de válvulas representado na imagem anterior, podemos montar a seguinte conclusão em relação aos ângulos médios de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape:

#### **Admissão:**

- Início da abertura:  $12^\circ 30'$  APMS
- Curso positivo da admissão:  $180^\circ$  DPMS
- Fechamento da válvula:  $50^\circ$  DPMI
- Ângulo de permanência da admissão:  $241^\circ 30'$

#### **Escape:**

- Início da abertura:  $52^\circ 30'$  APMI
- Curso positivo do escape:  $180^\circ$  DPMI

- Fechamento da válvula: 12°30' DPMS
- Ângulo de permanência do escape 245°

## 10. DINAMÔMETRO DE INÉRCIA

Segundo descrito por Luiz Ricardo Trajano Silva, em seu livro “manual de operações Dynotec”, o dinamômetro de inércia é um sistema para realizar testes em veículos automotores onde é possível medir principalmente capacidades de torque e potência, além de perdas na transferência da potência do motor até roda. Essas perdas são causadas pelas folgas em elementos de transferência como a caixa de marcha (relação de transmissão das engrenagens), o eixo cardam, além da temperatura do motor, entre outros fatores.

Neste projeto, as informações mais relevantes foram as curvas de torque e potência, bem como a potência perdida entre o sistema de transmissão e as rodas, e neste capítulo será explicado de acordo com as concepções de Nussenveig, como são feitos os cálculos de torque e potência utilizados na plotagem das curvas.

Fonte: Autoria Própria



Figura 15 - Informações do ambiente aferidas no ensaio dinamométrico

Fonte: Autoria Própria



Figura 16 - Informações medidas do veículo

Para o ensaio dinamométrico ser conduzido com segurança e precisão existe uma sequência de processos a ser seguida, tal sequência consiste em

- Examinar a data de validade dos pneus e inspecionar quanto a presença de corpos, como pedras por exemplo, nos sulcos do pneu.
- Examinar o desgaste dos pneus.

- Examinar a profundidade dos sulcos do pneu.
- Conferir o torque na fixação dos parafusos da roda e retirar a calota removível caso haja.
- Calibrar os pneus com pressão de teste.
- Eliminar a tendência direcional nos rolos de teste.
- Travar a roda traseira e o freio de estacionamento.
- Travar as cintas de carga.
- Travar as cintas direcionais.

Após esta sequência o veículo está em condições de passar pelo teste dinamométrico.

## TORQUE

Rotação de um corpo sobre o próprio eixo, pode se dizer, movimento circular das partes do corpo em volta do eixo fixo com apenas um grau de liberdade. Para falar de torque, temos que falar sobre a força aplicada numa distância linear infinita que no caso será uma rotação gerada num rolo, essa força pode ser representada por “W” (trabalho), quanto maior a distância for, maior será o torque gerado quando se aplicar a força.

Fonte: Nussenveig, Física Básica 1- Mecânica

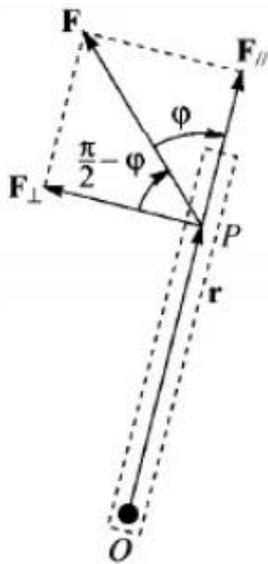


Figura 17 - Representação da aplicação de torque

Toque é definido pelo produto entre força e distância:

$$\tau = F \cdot r$$

Sendo:

$\tau$  = Torque (mkgf)

F= Força aplicada (N)

R= Distância da referência (m)

Esta é a forma mais simples de se demonstrar o cálculo de torque, esta fórmula é construída a partir de derivadas que levam em consideração velocidade, aceleração e deslocamento linear.

Fonte: Nussenveig, Física Básica 1- Mecânica

$$\begin{aligned} \text{Deslocamento linear} &= x \leftrightarrow \theta = \text{Ângulo de rotação} \\ \text{Velocidade linear} &= v = \frac{dx}{dt} \leftrightarrow \omega = \frac{d\theta}{dt} = \text{Velocidade angular} \\ \text{Aceleração linear} &= a = \frac{dv}{dt} \leftrightarrow \alpha = \frac{d\omega}{dt} = \text{Aceleração angular} \end{aligned}$$

Figura 18 - Derivadas que originam a fórmula para o cálculo do torque

## POTÊNCIA

Segundo o material de aula do Prof. Dr. Carlos Alberto Alves Varela, da UFRRJ (Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro), a potência pode ser dita como a quantidade de energia que é convertida em função do tempo, no caso de um motor ciclo Otto esta energia é convertida em movimento do conjunto biela x manivela.

No cálculo desta grandeza, o torque é essencial, pois sem torque não é possível haver potência, como é demonstrado na fórmula a seguir:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot n$$

Sendo:

P= Potência (cv)

$\tau$ = Torque (mkgf)

n= Rotação do motor (rpm)

## 11. PROCESSOS MECÂNICOS

Após realizado teste com veículo em condições originais, foram constatadas inconformidades nas curvas de potência e torque, e outro fato importante quanto a taxa de compressão, que no 1º e 2º cilindro mediu 15,5bar de pressão, e no 3º cilindro 16,75bar, apresentando uma diferença brusca no 4º cilindro, que apresentou 7bar.

Quanto a essa diferença de compressão, a princípio suspeitamos dos tuchos hidráulicos, pois o motor estava com um leve som de batida conforme o ciclo, porém ao retirar a tampa de válvulas notamos um desgaste excessivo no jogo de balancins juntamente com o came da válvula de escape no 4º cilindro do comando original de graduação 256, o que provocou essa grande perda de compressão fazendo com que os outros 3 cilindros do veículo trabalhassem forçados para suprir as necessidades do regime do ciclo Otto.

Constatados tais problemas, o foco além de colocar o comando 272º na gaiola do cabeçote, se tornou também regular a compressão do cilindro avariado, fazendo o aplainamento de sua face, colando junta de vedação nova e parafusos de fixação, além do jogo de balancins novos.

Após o reparo notamos uma grande melhora na taxa de compressão dos cilindros que não tiveram diferença maior que a tolerância de 1,5bar de pressão, e os resultados dos ensaios serão apresentados no capítulo a seguir.

## 12. RESULTADOS DOS TESTES PRÁTICOS

Os testes realizados no veículo Chevrolet S10 2001 foram realizados em duas etapas, uma com o veículo com o motor original, seu comando de válvulas com angulação  $256^\circ$ , para que fosse possível avaliar o seu estado atual. O intuito após esta fase do trabalho era o de realizar a troca do comando de válvulas para um de angulação  $272^\circ$ , e identificar as mudanças que esta troca traria para o desempenho do motor.

Apresentamos aqui o resultado das curvas de torque e potência do teste da primeira fase do projeto:

Fonte: Autoria própria

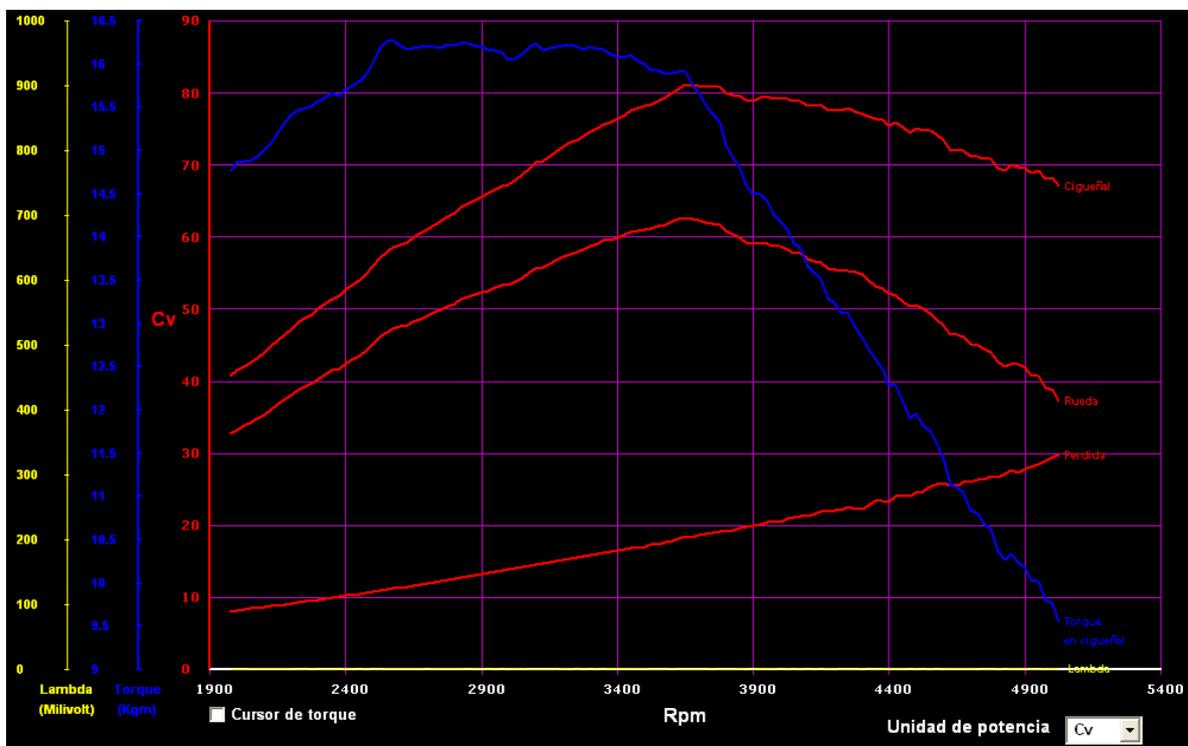


Figura 19 - Curvas de torque e potência do veículo plotadas em teste dinâmico (22/09/18)

É nítido que as curvas de potência e torque do veículo estavam bem irregulares, a cerca de 3800rpm o motor perdia mais de 50% da sua capacidade além das variações tremulas em todos os pontos do gráfico. Essa avaria se devia ao fato do desgaste natural do comando de válvula juntamente com seus componentes fixos e móveis, principalmente os balancins que se encontravam próximos ao fim vida útil, isso gerou uma perda grande de compressão no 4º cilindro cerca de - 50% da taxa em que se encontravam os outros 3 cilindros.

Fonte: Autoria Própria

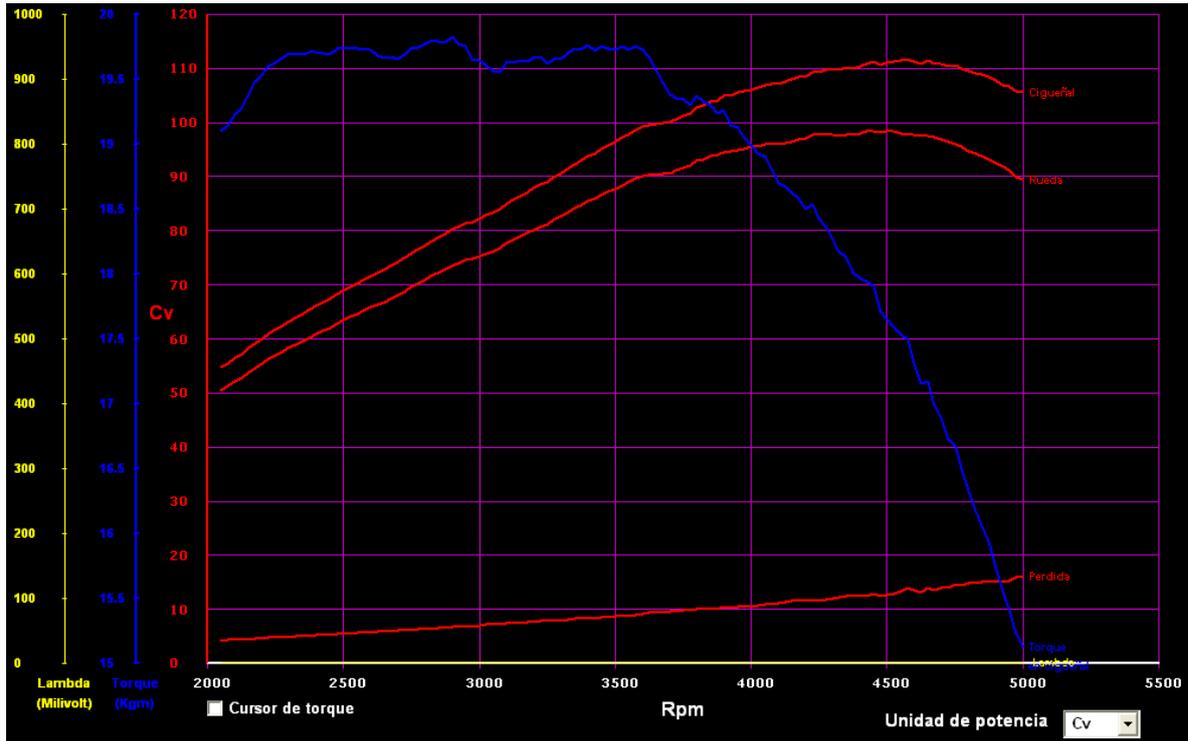


Figura 20 - Curvas do teste da segunda fase do projeto (03/11/18)

Este é o resultado do teste gerado na segunda fase do projeto, onde foi realizada a troca do comando de válvulas para o de angulação  $272^\circ$ .

Além do aumento no torque, a sua curva se tornou mais constante do que anteriormente, e a curva de potência já não apresenta mais a mesma queda aos 3800rpm, agora a queda se inicia em 4500rpm e não é mais acentuada. Outra mudança foi o corte de giro do motor, que agora se dá aos 500rpm, rotação que mal era alcançada com o motor original.

A potência no motor saiu de 80cv para agora pouco mais de 110cv, demonstrando o quanto o comando de válvulas novo influencia no motor ciclo Otto.

## **CONCLUSÃO**

Ao terminar esse projeto, podemos compreender melhor os parâmetros envolvidos não apenas no funcionamento do motor, mas também dos sistemas ligados a ele, e pudemos ver que existe muito mais por trás do funcionamento de um veículo do que normalmente imaginamos.

Tendo realizado a parte prática, temos agora os números que refletem o real impacto que o comando de válvulas tem em um motor ao ser modificado, demonstrando um aumento de performance expressivo nas curvas de torque e potência, e conseqüentemente na dirigibilidade.

## REFERÊNCIAS

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. Ed. Blucher. São Paulo, 2005

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna. V. 1**. Ed. Blucher. São Paulo, 2012.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna. V. 2**. Ed. Blucher. São Paulo, 2012.

KIMINAMI, S. C. **Introdução aos processos de fabricação de produtos metálicos**. Ed. Blucher. São Paulo. 2013.

IHLEMANN, A. **Sistemas de comando de válvulas para motores de combustão interna: Desenvolvimento, fabricação, aplicações**. Verlag Moderne. Ed.Süddeutscher Verlag Onpact Gmbh, 81677 München, 2003

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 5ª edição, Ed. Engebook. 2016.

NUSSENVEIG, H. MOYSÉS. **Curso de física básica 1 – Mecânica**. Ed. Blucher. São Paulo, 2002

VARELA, C. ALBERTO ALVES. **Material de aula UFRRJ**.