

**Universidade de Brasília - UnB**  
**Faculdade UnB Gama - FGA**  
**Curso de Engenharia Automotiva**

**ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NO SISTEMA DE  
ADMISSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO  
INTERNA CICLO OTTO**

**Autor: Lukas Christian Beserra Silva**

**Orientador: Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira**

**Brasília, DF**

**2016**



**Lukas Christian Beserra Silva**

**ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NO SISTEMA DE ADMISSÃO DE MOTORES DE  
COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO: CARACTERIZAÇÃO DE UMA  
BANCADA DE FLUXO PARA CABEÇOTES**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Dr. Alessandro Borges de Souza  
Oliveira

Co-Orientador: Dr. Manuel Nascimento Dias  
Barcelos Junior

**Brasília, DF**

**2016**

Este trabalho é dedicado a Deus pela oportunidade de realizar o sonho de me formar no curso que sempre sonhei.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meu Senhor e Salvador Jesus Cristo que morreu por mim e me deu a oportunidade de ter uma nova vida através de sua morte.

Aos meus pais que, sempre me apoiando, acreditaram desde o início nesse sonho, que me ajudaram as horas mais difíceis e nos melhores momentos do curso. Sem o apoio, sustento e incentivo esse sonho seria muito mais difícil de realizar. A vida de vocês sempre será um exemplo para mim e graças ao esforço de vocês realizamos mais esse sonho.

A minha noiva, Talita Duarte, que me apoiou, incentivou e acreditou no meu potencial e contribuiu para que esse trabalho fosse realizado da melhor forma possível.

Aos professores Alessandro Borges e Manuel Barcelos pelo apoio e por dedicarem tempo e conhecimento para me orientar e contribuírem na minha formação como engenheiro.

A todos os meus amigos e colegas que estiveram comigo em uma das caminhadas mais complexas, divertidas, desgastantes e enriquecedoras da minha vida. A companhia de vocês fez essa caminhada ser mais especial.

A todos os professores da FGA que contribuíram de inúmeras formas para o meu crescimento acadêmico e pessoal, que me ajudaram a tornar um profissional preparado e diferenciado. Em especial a professora Rita de Cássia por sua dedicação, ajuda e cobrança.

*O medo faz parte da vida da gente. Algumas pessoas não sabem como enfrentá-lo, outras - acho que estou entre elas - aprendem a conviver com ele e o encaram não como uma coisa negativa, mas como um sentimento de autopreservação.*

*Ayrton Senna*



## RESUMO

Este trabalho tem por objetivo caracterizar uma bancada de fluxo para cabeçotes analisando a perda de carga no sistema de admissão do motor Volks Wagem EA111 Power. A bancada utilizada para as análises foi a MotorPower 200 v.106. Nela serão realizados testes já pré-definidos pela bancada e testes externos para a coletor para aquisição de dados suficientes para as análises propostas. Os dados gerados por ela serão analisados e possibilitarão a construção de curvas de performance comparadas com o motor em ambiente de uso normal (instalado no veículo). Para que a bancada escolhida fosse capaz de realizar os testes propostos foi necessária a criação de um plenum para conectar o furo de aferição da bancada ao cabeçote do motor. Através das análises, das curvas e dos dados gerados será possível identificar os principais pontos de perda de carga do sistema de admissão, o indicativo de possíveis causas e a proposição de alterações capazes de solucionar os problemas identificados.

**Palavras-chave:** Coletor de admissão. Bancada de fluxo. Perda de carga.

## **ABSTRACT**

This paper's aim is to characterize a stand flow for cylinder heads analyzing the load loss in the Volks Wagem EA111 Power motor's intake system. The stand used for analysis was MotorPower 200 v.106. The pre-defined tests in the stand flow and external tests for the manifold will be accomplished to obtain sufficient data to the proposed analysis. The data which will be generated by the stand flow will be analyzed and it'll enable the creation of performance graphics compared to the motor in normal use environment (installed in the vehicle). To be able to have the chosen stand flow able to perform the proposed tests, it was necessary to have the creation of a plenum to connect the stand flow's measure hole to the motor's cylinder head. Through the analysis, the graphics and the data generated, it will be possible to identify the major points of load loss in the manifold, also the indicative of possible causes and the proposition of alterations capable of solving the identified problems

**Keywords:** Intake Manifold. Stand flow. Load loss.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – ciclo otto - livro Termodinâmica - Yunus A Cengel, A. Boles pg 401.....	18
Figura 2 - Motor dois cilindros, horizontal, quatro tempos com coletor de admissão adaptado (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999) .....	22
Figura 3 - Curva de torque em função dos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).....	22
Figura 4 - Curvas de torque ( $N_o$ ) e potencia ( $M_o$ ) do motor adaptado para os diversos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).....	24
Figura 5 - influência do comprimento do conduto de admissão no rendimento volumétrico do motor (Heisler, 1995). .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
Figura 6 - Rendimento volumétrico versus rotação do motor (Heisler, 1995).....	25
Figura 7 - Efeitos do comprimento do runners na eficiência Volumétrica em um motor Jaguar - (Heisler, 1995).....	26
Figura 8 - Perdas de pressão no sistema de admissão de um motor de combustão interna, quatro tempos com ignição por centelha, determinadas para uma condição de vazão permanente. Curso = 89 mm. Diâmetro cabeça pistão = 84 mm (Heywood, 1988) .....	31
Figura 9 - Esquema do experimento de Reynolds - <a href="http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAWxUAI/experimento-reynolds">http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAWxUAI/experimento-reynolds</a> .....	33
Figura 10 – Perfil de velocidade em dutos para escoamento laminar .....	34
Figura 11 - Diagrama de Moody .....	37
Figura 12 – Bancada e componentes .....	40
Figura 13 – interface do usuário da bancada .....	41
Figura 14 - Saida CFM da bancada .....	41
Figura 15 - Furo de Aferição .....	42
Figura 16 – Abertura de conexão do plenum ao cabeçote.....	43
Figura 17 – Base inferior do Plenum com a abertura de conexão com a bancada. ....	43
Figura 18 – Cabeçote instalado ao plenum.....	44
Figura 19 – coletor de Admissão instalado ao cabeçote.....	45
Figura 20– TBI do coletor (borboleta de admissão do ar).....	45
Figura 21– Filtro de Ar conectado ao coletor e suas conexões .....	46
Figura 22 – da esquerda para a direita: conexão de ar com a caixa de filtro; conector da caixa de filtro com a TBI .....	46

## **LISTA DE GRAFICOS**

Gráfico 1 - TBI em marcha lenta.....	63
Gráfico 2 - TBI Aberta .....	64
Gráfico 3 - comparação dos dados com o sistema ideal.....	66

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 - Unidades medidas.....	51
Tabela 2 - Dados do cabeçote.....	52
Tabela 3 - Coletor com TBI fechada .....	53
Tabela 4 - Coletor com abertura de marcha lenta.....	54
Tabela 5 - Tabela carga completa coletor.....	55
Tabela 6 - Sistema de admissão sem o filtro .....	56
Tabela 7 - Sistema de admissão sem o filtro .....	56
Tabela 8 - TBI em marcha lenta sem filtro.....	57
Tabela 9 - Carga total sem filtro.....	57
Tabela 10 - TBI fechada com filtro VOX.....	58
Tabela 11 - TBI em marcha lenta com filtro VOX .....	59
Tabela 12 - TBI em carga total com filtro VOX .....	59
Tabela 13 - TBI fechada com filtro MANN .....	60

# Sumário

<b>1.</b>	<b>Introdução .....</b>	<b>14</b>
<b>1.1.</b>	<b>Objetivo Geral .....</b>	<b>15</b>
<b>1.2.</b>	<b>Objetivos específicos .....</b>	<b>15</b>
<b>1.3.</b>	<b>Desenvolvimento do Trabalho de Conclusão de Curso.....</b>	<b>16</b>
<b>2.</b>	<b>Referencial Teórico .....</b>	<b>16</b>
<b>2.1.</b>	<b>Motores de combustão interna .....</b>	<b>16</b>
2.1.1.	Histórico .....	16
2.1.2.	Motores 4 tempos, ciclo Otto .....	18
2.1.2.1.	Conceitos principais.....	18
<b>2.2.</b>	<b>Sistema de admissão .....</b>	<b>19</b>
2.2.1.	Geometria .....	20
2.2.1.1.	Diâmetro do coletor .....	21
2.2.1.2.	Volume variável.....	21
2.2.1.3.	Inercia dos Gases .....	27
2.2.1.4.	Efeito RAM .....	28
2.2.2.	Perda de Carga.....	29
2.2.2.1.	Perda por atrito.....	29
<b>2.3.</b>	<b>Escoamento .....</b>	<b>31</b>
2.3.1.	Experimento de Reynolds.....	32
2.3.2.	Escoamento Laminar .....	33
2.3.2.1.	Escoamento laminar em dutos .....	34
2.3.3.	Escoamento turbulento .....	35
2.3.3.1.	Escoamento turbulento em dutos .....	36
<b>3.</b>	<b>Metodologia .....</b>	<b>38</b>
<b>3.1.</b>	<b>Bancada de análise de fluxo – MotorPower 200 .....</b>	<b>38</b>
3.1.1.	Ciclo de admissão.....	39
3.1.2.	Teste do fator de correção .....	39
3.1.3.	Determinação de vazamento.....	40
<b>3.2.</b>	<b>Componentes.....</b>	<b>40</b>
3.2.1.	Bancada: .....	40
3.2.2.	Plenum de transferência: .....	42
3.2.3.	Cabeçote .....	44
3.2.4.	Coletor de Admissão .....	44

3.2.5. Filtro de Ar: .....	45
3.2.6. Conexões: .....	46
<b>3.3. Dados a serem aferidos .....</b>	<b>47</b>
3.3.1. Cubic Feet per Minute .....	47
3.3.2. Temperatura.....	48
<b>3.4. Teste preliminar .....</b>	<b>48</b>
3.4.1. Procedimentos .....	48
3.4.2. Resultados.....	48
<b>3.5. Parâmetros de Análise dos Testes .....</b>	<b>49</b>
<b>3.6. Metodologia dos Testes.....</b>	<b>50</b>
<b>4. Testes .....</b>	<b>51</b>
<b>4.1. Teste do Cabeçote.....</b>	<b>52</b>
<b>4.2. Teste do Coletor .....</b>	<b>53</b>
4.2.1. TBI fechada .....	53
4.2.2. TBI Marcha Lenta .....	54
4.2.3. TBI Aberta.....	54
<b>4.3. Sistema de admissão sem filtro .....</b>	<b>55</b>
4.3.1. TBI fechada .....	56
4.3.2. TBI Marcha Lenta .....	56
4.3.3. TBI Aberta.....	57
<b>4.4. Sistema de Admissão com o filtro VOX.....</b>	<b>58</b>
4.4.1. TBI fechada .....	58
4.4.2. TBI Marcha Lenta .....	58
4.4.3. TBI Aberta.....	59
<b>4.5. Sistema de Admissão com o filtro MANN .....</b>	<b>60</b>
4.5.1. TBI Fechada .....	60
<b>5. Dificuldades Enfrentadas.....</b>	<b>61</b>
<b>5.1. Dificuldades iniciais .....</b>	<b>61</b>
<b>5.2. Dificuldades na vedação.....</b>	<b>61</b>
<b>5.3. Dificuldades durante os testes.....</b>	<b>62</b>
<b>6. Considerações e Análises dos Resultados.....</b>	<b>63</b>
<b>7. Conclusão .....</b>	<b>67</b>
<b>7.1. Realizar o reparo dos rotores com mal funcionamento.....</b>	<b>67</b>
<b>7.2. Revisão dos vazamentos .....</b>	<b>67</b>

<b>7.3.</b>	<b>Apresentação de sistemas alternativos .....</b>	<b>68</b>
<b>7.4.</b>	<b>Simulação para validação dos resultados experimentais .....</b>	<b>68</b>
<b>8.</b>	<b>Referências .....</b>	<b>70</b>

# 1. Introdução

Os motores de combustão interna vêm sofrendo grandes mudanças desde sua criação, em meados do século XIX. Graças aos Avanços tecnológicos os motores se tornaram mais potentes, mais eficientes e menos poluentes.

Através de temas como desenvolvimento sustentável, meio ambiente, eficiência energética, entre outros, o mundo hoje tem caminhado para uma visão cada vez mais preocupada com o futuro do meio ambiente e com a qualidade de vida dos indivíduos. Mas em contrapartida é sabido que a frota mundial de carros tem crescido de forma assustadora, e a brasileira segue o mesmo ritmo. Segundo a Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA), no ano de 2014 a frota brasileira ultrapassou os 40 milhões de veículos. Só no ano de 2015 foram fabricados mais de 2,5 milhões de veículos, um acréscimo de quase 7% em apenas um ano. Todo esse crescimento de frota aumenta proporcional e consequentemente a poluição emitida.

Considerando esses aspectos e no melhor rendimento dos motores, os fabricantes e desenvolvedores de motores realizam diversas pesquisas a fim de aumentar a eficiência e diminuir o nível de poluentes que são expelidos pelos motores. Não só as grandes empresas, mas também as grandes potências políticas mundiais tem se preocupado com o meio ambiente através de programas que regulamentam as emissões veiculares, os quais servem como medida para certificar que os fabricantes de veículos trabalhem no sentido de diminuir as emissões de poluentes e cumpram os limites regulamentados.

Dentre de diversas áreas e frentes de pesquisa como combustão, sistemas de válvula, sensores, materiais dos componentes, processos de fabricação, sistemas de injeção e eletrônica embarcada, encontram-se os coletores de admissão. Os estudos realizados nessas áreas normalmente estão voltados a sua geometria, tipo de fluxo e aperfeiçoamento do sistema.

Os coletores de admissão têm influência direta no comportamento dinâmico do motor, na sua eficiência volumétrica e na eficiência estequiométrica do motor. Responsáveis por levar o ar ou a mistura ar-combustível para a câmara de combustão, os coletores são dimensionados e projetados para (i) evitar, o máximo possível, as perdas de carga do sistema de admissão; (ii) levar uma quantidade igual de carga em cada cilindro; (iii) se obter uma distribuição uniforme de intensidade de mistura para cada cilindro; (iv) realizar um intervalo de aspiração igual entre

as derivações dos dutos (para evitar efeitos RAMS distintos nos dutos); (v) manter adequada a velocidade do ar em baixas rotações do motor, sem afetar a eficiência volumétrica nas rotações mais altas; (vi) evitar as interferências entre os fluxos de cada cilindro e uma carga mensurável do efeito RAM.

Considerando o exposto – isto é, a relação entre a atual visão ambientalista automotiva e a evolução dos coletores de admissão para a redução de emissões poluentes –, a principal motivação para este trabalho é o aprofundamento dos conhecimentos em motores de combustão interna, mais especificadamente os de ciclo Otto, abrangendo características importantes de projeto que influenciam no desempenho, consumo, eficiência e emissões de poluentes. Com o auxílio da bancada de fluxo, onde serão realizados os experimentos, e dos dados a serem recolhidos é possível mensurar alguns parâmetros no arranjo e no design dos coletores de admissão para uma faixa de rotação específica. A obtenção dos dados, a comparação com a teoria existente e a sua aplicabilidade também são motivadores deste trabalho.

## **1.1. Objetivo Geral**

O objetivo deste trabalho é avaliar a viabilidade do uso da bancada de fluxo MotorPower 200 como bancada de análise da perda carga no sistema de admissão do motor de combustão interna ciclo Otto, Volkswagen 1.6 Power EA111, causadas por diferentes componentes do sistema como: filtro de ar, duto de admissão, mangueiras, ressonadores e *runners*.

## **1.2. Objetivos específicos**

- Estudar o comportamento do fluxo de ar em coletores de admissão e sua influência no comportamento do motor;
- Caracterizar a bancada de fluxo;
- Criar uma rotina de trabalho para levantamento de dados da Bancada;
- Instrumentar a bancada de fluxo para coletores de admissão;
- Analisar a perda de carga nos componentes do sistema de admissão;
- Aplicar a teoria e comparar com os dados levantados;
- Levantar a curva de perda de carga para o funcionamento do motor;

- Identificar os componentes do sistema que geram maior perda de carga, a teoria que explica essa perda de carga e soluções para a diminuição da perda de carga;
- Propor alterações nos componentes ou na disposição ou no design do sistema para melhor eficiência do mesmo.

### **1.3. Desenvolvimento do Trabalho de Conclusão de Curso**

A estrutura deste trabalho foi dividida em seções para apresentação do conteúdo proposto. Na seção 1 são explanados os objetivos, a introdução do assunto e as motivações desse trabalho. A seção 2 apresenta o referencial teórico do assunto em questão, a qual foi dividida em tópicos específicos que abordam a história dos motores de combustão interna, os fundamentos para o estudo de eficiências em motores de combustão interna, características dos componentes dos motores ciclo Otto, a teoria do escoamento em que o ar está submetido, e os componentes e a teoria aplicada em coletores de admissão. A seção 3 discorre sobre a metodologia utilizada e a modelagem para obtenção dos resultados. Na seção 4 são apresentados os resultados obtidos e os comentários. A seção 5 expõe as conclusões do trabalho e sugestões de pesquisas futuras. Por último, na seção 6 se encontra a bibliografia utilizada para a elaboração do trabalho.

## **2. Referencial Teórico**

### **2.1. Motores de combustão interna**

#### **2.1.1. Histórico**

Em meados século XIX, o mecânico alemão Etienne Lenoir (1822-1900) criou o primeiro motor de combustão interna, mais precisamente em 1860, o qual tinha a potência de 1 cv e trabalhava com gás de iluminação (o gás normalmente usado era obtido do carvão mineral). Nele, o combustível era queimado dentro do próprio motor, de forma que sua criação trouxe um rápido desenvolvimento mecânico. Os motores de Lenoir levavam ampla vantagem sobre as máquinas a vapor por serem mais versáteis e eficientes, mais leves por cavalo vapor, de inicialização mais rápida e por possibilitarem uma adaptação maior a diversos tipos de

máquinas e aplicações mecânicas, o que culminou na sua rápida adesão e o desuso dos motores a vapor. (<http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>)

Em 1867, o engenheiro e inventor alemão Nikolaus August Otto, baseando-se na máquina de Lenoir, construiu o primeiro protótipo do motor que comprimia a mistura de ar-combustível, cuja ignição era feita por uma centelha elétrica. O invento gerou a medalha de ouro da Feira de Hannover naquele ano. Porém, em 1862 o engenheiro francês Beau de Rochas publicou estudos teóricos nos quais estabelecia alguns princípios termodinâmicos para motores quatro tempos assemelhados ao ciclo Otto, acarretando em alguns conflitos de patente anos mais tarde. (<http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>)

Tanto o motor de Otto quanto o de Beau usavam como combustível o gás de carvão ou o gasogênio e, para o processo de ignição, uma centelha elétrica. Porém o conceito do motor de quatro tempos proposto por Otto logo se tornou o padrão para a maioria dos desenvolvimentos que vieram em seguida. Karl Benz, que em 1879 criara um motor dois-tempos baseado no ciclo de Otto, utilizou novamente o conceito para criar seu próprio motor de quatro tempos, que foi empregado no famoso Benz Motorwagen de 1885, o primeiro automóvel produzido comercialmente com motor de ciclo Otto, lançado ao público oficialmente em 1886. (<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2013/03/motores-combustao-interna-uma-breve.html>)

Mais tarde, em 1893, o engenheiro alemão Rudolf Diesel descreveu o funcionamento de um novo motor onde a ignição da mistura ar-combustível era feita por compressão, portanto um novo ciclo termodinâmico. Este motor, denominado por Diesel como “motor térmico racional”, acabou sendo conhecido como Motor Diesel. Atualmente, grande parte dos motores modernos tomam por base os motores construídos por Otto e Diesel, onde os princípios de funcionamento e o ciclo termodinâmico são os mesmos idealizados em 1867 e 1893, respectivamente. As principais características de cada ciclo são:

a) Motores de ciclo Otto: utilizam combustível de baixa volatilidade, como a gasolina e o álcool. Necessitam de centelha produzida por um sistema elétrico para a ignição do combustível

b) Motores de ciclo Diesel: utilizam como combustível o óleo diesel e derivados. A inflamação do combustível injetado sob pressão na câmara de combustão ocorre pela compressão do ar e conseqüente elevação da temperatura dentro da câmara (ignição por compressão).

Para este trabalho, os testes realizados e as análises feitas concentrar-se-ão apenas nos motores de ciclo Otto e no sistema de admissão do mesmo. A seguir a descrição dos principais componentes, dos principais conceitos a serem utilizados e dos fenômenos atuantes no sistema de admissão.

## 2.1.2. Motores 4 tempos, ciclo Otto

### 2.1.2.1. Conceitos principais

O ciclo termodinâmico de Otto é uma representação real de um ciclo que assume a adição de calor no ponto morto superior (PMS), o qual é composto por 4 etapas internamente reversíveis que descrevem o funcionamento do motor.

A seguir a figura 1 representa o ciclo Otto real e ideal em um diagrama  $P \times V$ , logo temos as seguintes etapas tanto para real, onde a máquina trabalha com um volume de controle, e o ideal, onde existe um volume fechado:

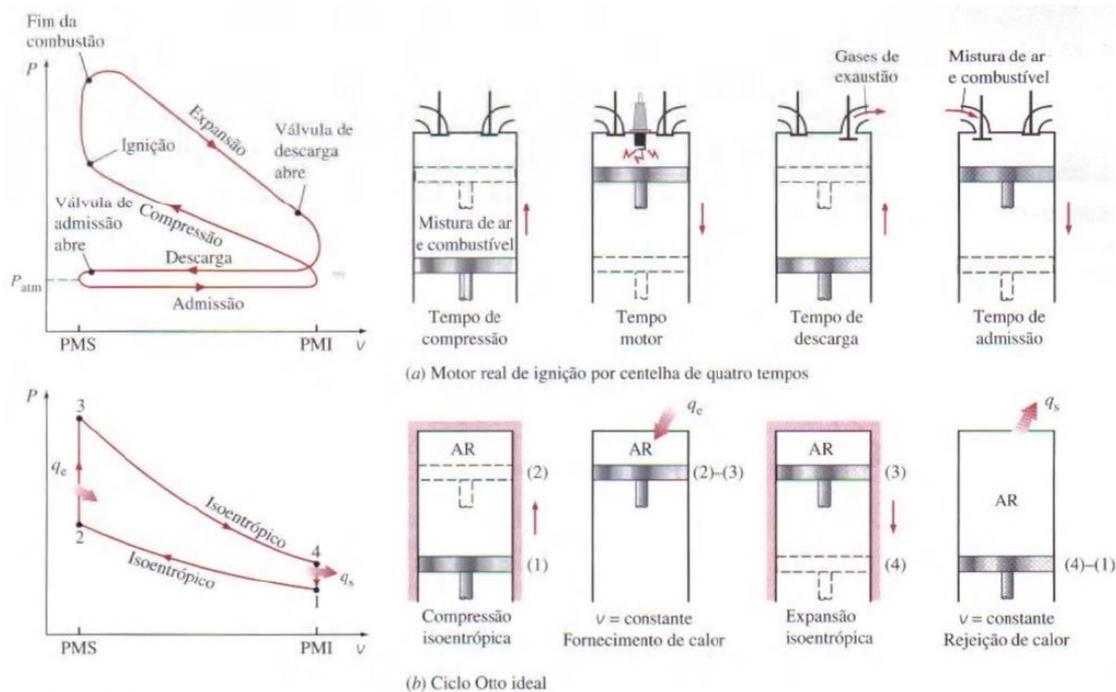


Figura 1 – ciclo otto - livro Termodinâmica - Yunus A Cengel, A. Boles pg 401

1-2: De 1 para 2 temos uma compressão isentrópica da mistura ar-combustível, onde o pistão se move do Ponto Morto Inferior (PMI) para o Ponto Morto Superior (PMS). Nesse processo a mistura ar-combustível é comprimida até estar pronta para a segunda etapa.

2-3: De 2 para 3 ocorre uma a adição de calor a volume constante (processo isométrico). Essa adição de calor se dá pela ignição da mistura por meio de uma centelha elétrica proporcionada pela vela de ignição.

3-4: De 3 para 4 o pistão se move do PMS para o PMI em uma expansão isentrópica. É nessa etapa que o gás realiza o trabalho sobre o pistão, transformando a energia oriunda da queima do combustível em trabalho mecânico. Nessa etapa nenhum calor é adicionado ao ciclo.

4-1: De 4 para 1 temos a rejeição do calor não utilizado na forma de trabalho a volume constante (isométrico). Voltando assim ao ponto inicial do ciclo. *Abertura das Válvulas*

Como mostrado na figura 1 o motor ciclo Otto possui 4 tempos: compressão, expansão, exaustão e admissão. Assim, este trabalho se concentrará apenas no tempo de admissão analisando as peças e componentes que fazem parte desse tempo e os efeitos e influência dos seus componentes.

## 2.2. Sistema de admissão

O sistema de admissão dos MCIs é o responsável por levar o ar atmosférico, que será utilizado como comburente no ciclo de combustão, até os cilindros. A depender do sistema o ar pode ser misturado ao combustível no caminho até o cilindro, denominando-se mistura ar/combustível (a/c). O sistema de admissão é composto, de maneira geral, por *runners* (dutos ou tubos), mangueiras, conexões, filtros e bicos injetores (os bicos injetores não fazem parte do sistema de admissão no caso de motores com injeção direta de combustível. Nestes o combustível é injetado diretamente no cilindro).

Todo o circuito que compõe o sistema de admissão é projetado de forma a melhorar o rendimento de seus componentes, garantir a uniformidade da massa de ar nos mesmo e a menor perda de carga possível da entrada do circuito até a cabeça do cilindro.

Um dos principais componentes deste sistema são os *runners* de admissão ou coletores de admissão, os quais são responsáveis por garantir a uniformidade de massa que entra em cada um dos cilindros. Além disso, os *runners* são projetados para melhorar o rendimento volumétrico e para a produzir baixas perdas de carga ao longo do escoamento dentro dos mesmos. Como a uniformidade da entrada de ar em cada cilindro impõe que o ar admitido escoe através de geometrias similares, espera-se que a geometria dos dutos seja projetada de acordo com as características de trabalho de cada motor, a fim de contribuir para um melhor rendimento

do mesmo. Logo, tem-se que o comprimento e o diâmetro do duto, e eventuais câmaras intermediárias, influenciam diretamente no projeto de sistemas de admissão, levando-se ainda em consideração os efeitos pulsantes com variações temporais e espaciais (HANRIOT,2001).

Outro fator importante no sistema de admissão é a análise da dinâmica do movimento dos MCIs, pois o gás é admitido e descarregado através de válvulas, localizadas no corpo do cabeçote do motor, as quais trabalham de modo alternado. Como consequência, o movimento no escoamento do gás é pulsante e não estacionário; ou seja, a velocidade e a pressão variam no tempo. Esse fenômeno ocorre devido a diferença de pressão entre a entrada do duto de admissão e o cilindro; gerando, assim, no interior do duto, sobrepostos ao movimento do gás, os fenômenos pulsantes (oscilação de pressão devido ao movimento das válvulas e do pistão) (HANRIOT,2001). Esses fenômenos serão abordados com maior clareza futuramente no tópico: inercia dos gases.

Por fim temos que os objetivos em um projeto de um coletor de admissão, segundo Heisler (1995), devem considerar os seguintes fatores:

1. Fluxo mais direto possível para cada cilindro;
2. Quantidade igual de carga para cada cilindro;
3. Distribuição uniforme da intensidade de mistura para cada cilindro (massa de mistura uniformemente distribuída);
4. Intervalo de aspiração igual entre as derivações dos dutos;
5. Menor diâmetro possível para que se mantenha adequada a velocidade do ar em baixas rotações do motor, sem afetar a eficiência volumétrica nas rotações mais altas;
6. Evitar as interferências entre os fluxos de cada cilindro;
7. Carga mensurável do efeito RAM.

Os fatores a cima citados serão abordados nos próximos tópicos onde serão explanados com maior profundidade e expostas as suas influencias no sistema de admissão.

### 2.2.1. Geometria

Existem vários fatores que influenciam o desempenho do motor e que podem trazer benefícios para o seu comportamento, um deles como mostrado anteriormente é o coletor de admissão. Em razão disso, é necessário para uma maior eficiência de todos os componentes do motor um projeto de dimensionamento dos *runners*. A seguir, expõe-se as principais influências

geométricas dos coletores de admissão para que se tenha o melhor aproveitamento da massa de ar e dos fenômenos ondulatórios e fluidodinâmicos no momento da admissão.

### **2.2.1.1. Diâmetro do coletor**

Segundo Heisler (1995), ao se fixar o comprimento do duto do coletor observa-se que:

- Quanto maior o diâmetro maior a área de troca de calor;
- Coletores de diâmetros menores aceleram a velocidade do fluido, conseqüentemente reduzem a rotação em que o ponto máximo da curva de eficiência volumétrica é atingido;
- O valor máximo de eficiência volumétrica não se altera com a variação do diâmetro, apenas a rotação em que ele ocorre.

Logo, tem-se que o uso de diâmetros maiores contribui para a troca de calor do fluido porem aumentam a rotação de eficiência volumétrica do motor. Por essa razão é importante que o diâmetro do coletor esteja adequado ou ajustado ao comportamento dinâmico do motor para que contribua para uma maior eficiência, uma vez que o diâmetro do coletor não interfere na curva de eficiência volumétrica, apenas a desloca para outra faixa de rotação.

### **2.2.1.2. Volume variável**

Em 1999 Nowakowski e Sobieszczanski adaptaram em um motor 1.4l um sistema de admissão variável, onde o comprimento do conduto poderia variar de 220 a 1060 mm, afim de analisar o comportamento dinâmico do motor de acordo com o comprimento dos *runners*. Nele foram realizados experimentos em dinamômetro e um estudo de modelos físicos e matemáticos para maximização do enchimento do cilindro.

Na Figura 2 tem-se o MCI de dois cilindros horizontais, com coletor de admissão adaptado por Nowakowski e Sobieszczanski, 1999. Em seguida, na Fig. 32, a análise da variação do torque máximo em função do comprimento do *runner* de admissão avaliado.

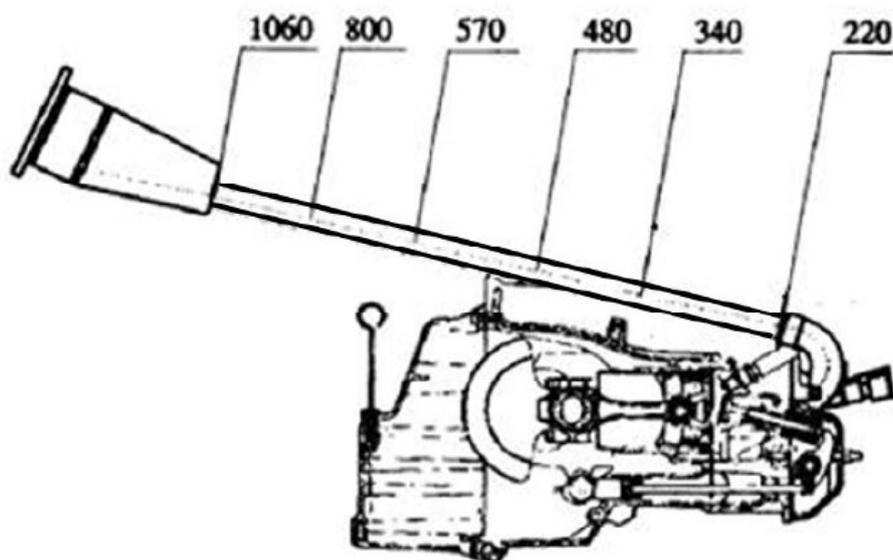


Figura 2 - Motor dois cilindros, horizontal, quatro tempos com coletor de admissão adaptado (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999)

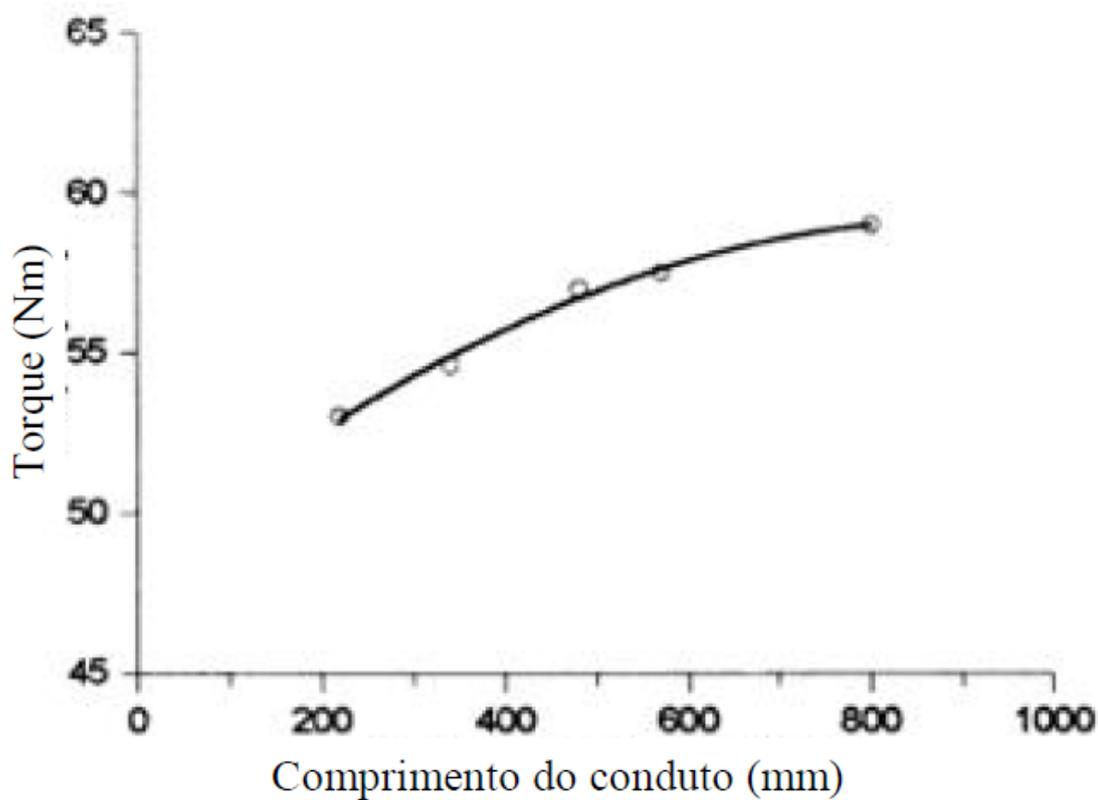
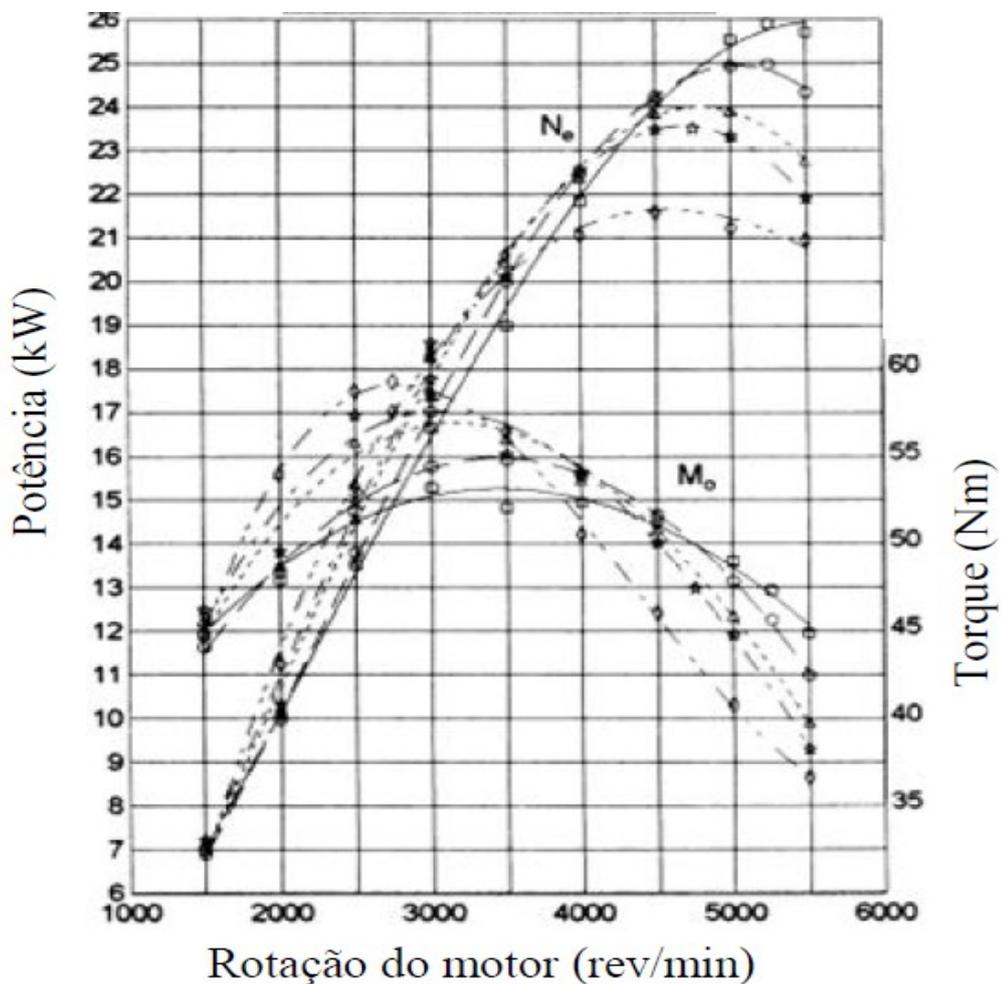


Figura 3 - Curva de torque em função dos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).

Através dos testes realizados foi possível perceber a ligação entre o comprimento dos *runners* com a inercia dos gases e dos efeitos pulsantes dos gases. Infere-se do gráfico da fig. 3

que quanto maior o *runner* maior o torque atingido pelo motor, porem como visto anteriormente o comprimento e o diâmetro do duto influenciam na faixa em que o toque máximo do motor é atingido. Portanto o resultado demostra que as análises dos *runners* foi feita na mesma rotação.

Em outro experimento realizado no motor, obteve-se as curvas de desempenho para os vários comprimentos apresentados na Figura 4. Nela são demonstradas as curvas de potência e torque para os comprimentos de 220 mm, 340 mm, 480 mm, 570 mm, 800 mm e 1060 mm. Ressalte-se que durante o experimento foram monitorados a rotação, o torque do dinamômetro, a temperatura e pressão no coletor, a temperatura do sistema de arrefecimento, a lubrificação e a concentração de CO nos gases de combustão.



— ◻ —	Conduto	800mm
— ◯ —	Conduto	570mm
... ◊ ...	Conduto	480mm
— ★ —	Conduto	340mm
— ◆ —	Conduto	220mm

**Figura 4 - Curvas de torque (No) e potencia (Mo) do motor adaptado para os diversos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).**

A figura 4 demonstra a relação entre os diferentes comprimentos dos dutos para rotações diversas e o toque e a potência relacionada a cada um deles, concluindo então o que foi abordado no parágrafo anterior.

Um outro fator ligado ao comprimento dos dutos é a pulsação, ou a propagação das ondas de pressão no interior dos dutos. Essas ondas de pressão têm comportamento ondulatório comum, com frequência e velocidade, e por isso estão sujeitas a interferências construtivas (ideais para que haja um efeito positivo no aumento do rendimento volumétrico) e destrutivas. Para que haja interferências é preciso que as frequências das ondas de pulsação sejam próximas a uma frequência harmônica do tubo. Sabe-se que a frequência dos efeitos pulsantes é relacionada a rotação do comando de válvula (frequência de abertura e fechamento das válvulas). Logo é necessário que haja uma relação da frequência do sistema e a frequência das válvulas, vale lembrar que as válvulas funcionam em uma faixa de frequência e não somente em uma frequência específica. Para isso utiliza-se um parâmetro de frequência “q”.

Cumprê dizer, que parâmetro de frequência “q”, o qual é definido como sendo a razão entre a frequência do tubo de admissão (frequência natural do tubo quando a válvula de admissão está fechada) e a frequência da válvula (metade da frequência de rotação do eixo de manivelas), está intimamente ligado ao comprimento do tubo de admissão (a frequência e o comportamento harmônico dentro de um tubo dependem do comprimento do mesmo). Desta forma tem-se:

$$q = \frac{f_{\text{sistema}}}{f_{\text{válvulas}}} \quad (1)$$

Morse (1938) mostra que na ocorrência de ressonância no tubo no terceiro, quarto e quinto harmônicos da frequência da válvula, isto é, quando  $q = 3, 4$  e  $5$ , há um aumento da pressão média efetiva e, conseqüentemente, da eficiência volumétrica (objetivo de análise). Este

parâmetro tem importância na medida em que fornece uma relação de maximização do projeto de motores, porquanto motores que apresentam valores mais elevados de pressão média efetiva, conseguem uma potência motriz mais elevada em comparação aos similares cujo valor de pressão média efetiva é reduzido.

A seguir, a figura 6 demonstra o compromisso existente entre o comprimento dos *runners* e o rendimento volumétrico obtido através de vários regimes de rotação de um motor de seis cilindros com 3,5 litros. Pode-se observar que para motores sem *runners*, ocorre uma brusca diminuição do rendimento volumétrico em função da rotação, enquanto os motores com *runners*, com comprimentos maiores, tendem a apresentar um rendimento volumétrico mais elevado (Heisler, 1995).

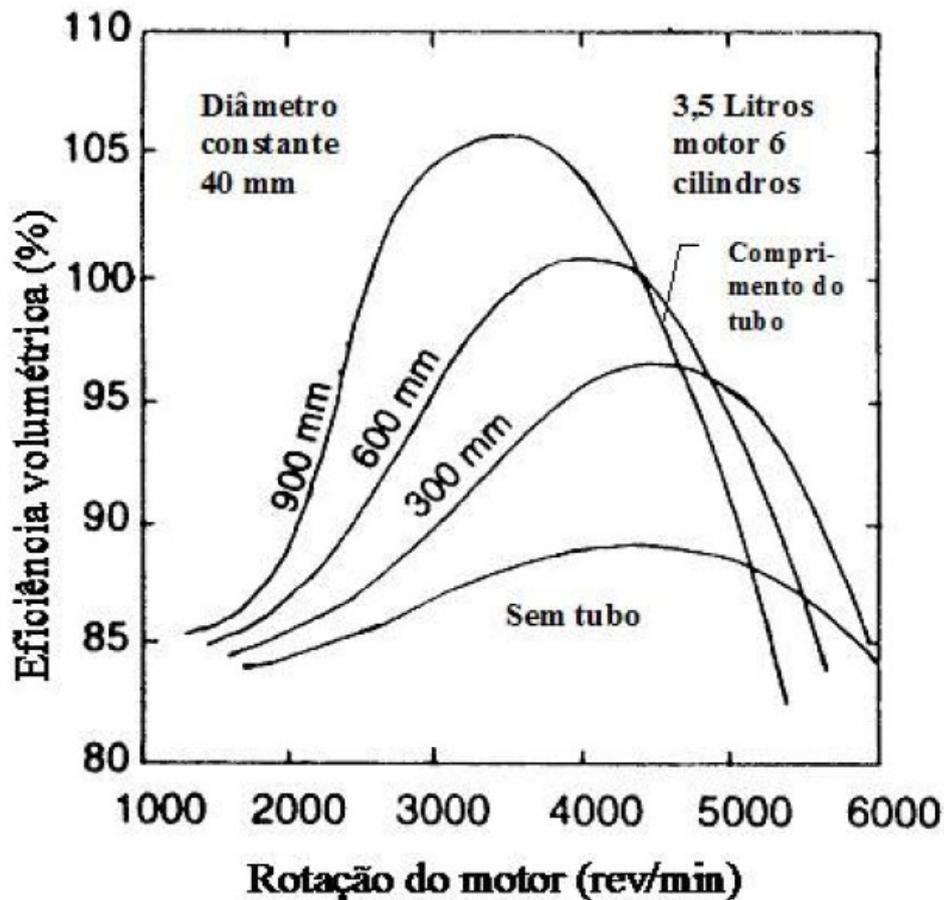


Figura 5 - Rendimento volumétrico versus rotação do motor (Heisler, 1995)

A Figura 7 também apresenta um gráfico de rendimento volumétrico em função da rotação para o sistema de admissão com vários comprimentos dos *runners* e, também, sem os *runners*, mostrando que para cada rotação existe um comprimento ideal, sintonizado com a

frequência dos demais componentes do sistema de admissão, tomando por base um estudo aplicado a um motor D Type da Jaguar.

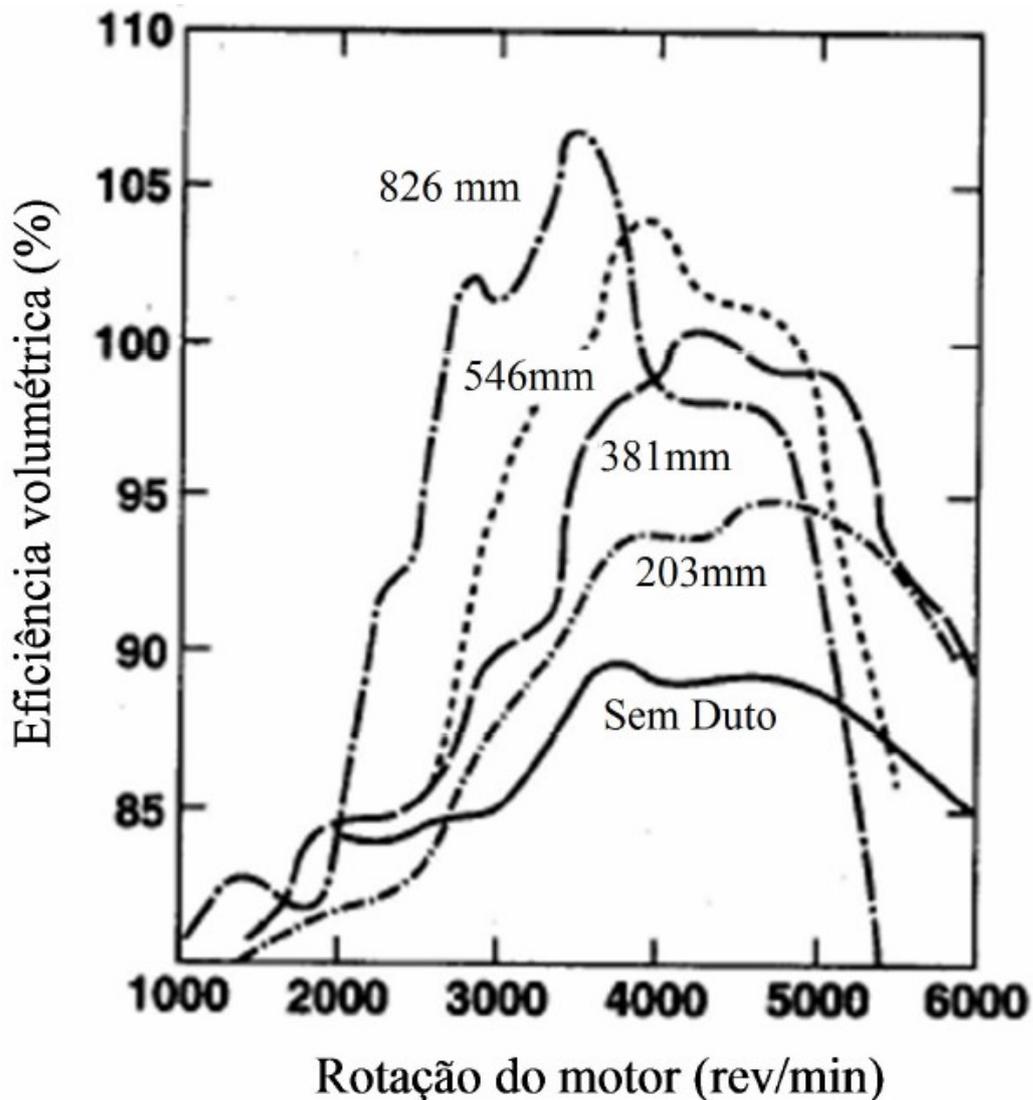


Figura 6 - Efeitos do comprimento do runners na eficiência Volumétrica em um motor Jaguar - (Heisler, 1995)

Observa-se nesses gráficos que, para cada rotação do motor, existe não só um comprimento ideal dos *runners* como também um funcionamento ideal das válvulas e a influência dos efeitos ondulatórios oriundos das frequências de vibrações do duto e do ar para cada uma das rotações.

### **2.2.1.3. Inercia dos Gases**

Como dito no início do capítulo, para um melhor rendimento volumétrico do sistema de admissão, é necessário o uso de uma geometria particular a fim de se garantir o melhor aproveitamento possível da inércia dos gases e dos efeitos de pulsação (ondas de pressão que viajam com velocidade sônica), os quais ocorrem no interior da massa gasosa.

Assim, por possuírem massa, os gases são sujeitos a lei da inércia – um corpo ou massa em movimento tende a permanecer em movimento, logo não param instantaneamente, então, contribuindo ou não para o melhor funcionamento do sistema de admissão.

Para entender a contribuição da inercia dos gases é necessário entender o comportamento dos gases em decorrência do movimento do motor. No final do ciclo de aspiração, quando o pistão se aproxima do PMI e inverte seu movimento, iniciando sua trajetória em direção do PMS, a válvula de admissão normalmente já terminou seu ciclo de abertura e se encontra fechada, porém, sabe-se que a mistura A/C oriunda do duto de admissão não para repentinamente graças à inercia, logo o movimento de entrada no cilindro continua, mesmo com a válvula fechada.

Assim, com o intuito de aproveitar este fenômeno para fins de melhorar o rendimento volumétrico do cilindro, a válvula de admissão termina seu ciclo com um determinado atraso em relação ao PMI. Esse atraso será maior à proporção que maior for a rotação de torque máximo do motor. É importante lembrar que em todos os casos há um atraso, seja para motores de toque em baixa quanto em alta, a diferença é que quanto maior a rotação do torque máximo maior o atraso.

Assim o momento ideal para que a válvula se feche deve ser o exato momento em que a coluna de ar para de entrar na câmara de combustão. Contudo, esse fenômeno só ocorre em uma faixa única de rotação (regime permanente). Em velocidades de rotação muito elevadas, a válvula se fecha antes de os gases estarem totalmente parados; já em velocidades mais baixas, ela se fecha quando já invertem o seu movimento completamente (isso ocorre em casos que o atraso não pode ser modificado – fixo). Por isso a necessidade de comprimentos de dutos diferentes para cada situação do motor, a fim de melhor aproveitar a inércia dos gases de admissão.

#### 2.2.1.4. Efeito RAM

Como dito anteriormente, a pressão no coletor de admissão varia de acordo com cada ciclo de admissão do motor. Este fenômeno ocorre por causa das variações na velocidade do pistão e na área de abertura das válvulas de admissão. Nesse fenômeno a massa de ar admitida, e conseqüentemente a eficiência volumétrica, é determinada pelo nível de pressão na região da válvula de admissão durante o período que a mesma está aberta.

Logo, em altas rotações do MCI, a inércia do fluido presente no sistema de admissão aumenta a pressão na região da válvula de admissão no instante em que esta se fecha, permitindo que o cilindro continue a encher enquanto o pistão reduz sua velocidade na região do PMI e dá início ao ciclo de compressão. Este efeito, chamado de efeito RAM, cresce com o aumento da rotação do motor.

A principal característica que permite a existência do efeito RAM e do seu uso é a inércia dos gases, os gases por possuírem massa e por estarem em movimento permitem que o “pacote de energia” possa ser utilizado para criar um efeito de sobre alimentação natural chamado de efeito. Esse efeito é melhor aproveitado quando força, por conta da pressão e da inércia dos gases, a entrada de ar instantes imediatamente antes e depois da passagem pelo PMI.

Para entender a influência do efeito RAM e a importância do seu uso é necessário o conhecimento sobre o Rendimento Volumétrico ( $\eta_v$ ), o qual está diretamente relacionado à capacidade que um motor tem em admitir ar atmosférico. Ele serve como parâmetro de medida da eficiência nos processos de admissão do ar. É definido, então, como sendo a razão mássica de ar no duto de admissão pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão (HEYWOOD,1998).

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

Onde:

- $\dot{m}$  é a vazão mássica atrás do duto de admissão [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ];
- $V_d$  é o volume deslocado pelo pistão [ $\text{m}^3$ ];
- $N$  é a rotação do motor [rpm];
- $\rho_a$  é a massa específica do ar admitido [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ].

Outro fator que se deve levar em consideração é o fator de efeitos inerciais ( $K_i$ ), o qual é definido por:

$$k_i = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \quad (3)$$

Onde:

- $\dot{m}$  é a vazão mássica com o duto de admissão;
- $\dot{m}_0$  a vazão sem o duto de admissão.

Como o efeito RAM ocorre a partir da pressão produzida pelo choque da massa de ar contra a parede do pistão, resultando no aumento da massa específica do ar, no instante em que a válvula de admissão se fecha, tem-se que a massa específica do ar pode variar dentro do cilindro, podendo aumentar ao ponto de anular alguns efeitos de perda de pressão e elevar o rendimento volumétrico, por esse motivo o rendimento volumétrico também é conhecido como coeficiente de reenchimento.

### 2.2.2. Perda de Carga

Em um escoamento, fechado ou aberto, sempre haverá perdas de carga, seja ela por conta do atrito entre o fluido e as paredes do duto ou pela gravidade atuante no fluido, ou mesmo pelas próprias tensões de cisalhamento internas do escoamento. Sabendo-se disso, os coletores de admissão são projetados para se ter o mínimo possível de perdas de carga.

Por conta da baixa densidade do fluido de trabalho (ar) e o circuito dos dutos serem basicamente na mesma altura, as perdas causadas pela gravidade são desconsideradas e concentram-se os estudos apenas nas perdas de carga por atrito e perdas localizadas em face das características dos dutos como joelhos, T, mudança de seção, bocais e filtros.

Assim, em cada uma das situações existe um equacionamento específico para o cálculo da perda de carga para cada uma delas. Apresenta-se a seguir as formulações para a perda de carga por atrito, por variação de seção, filtro e curvas, as quais são as principais perdas de carga existentes no sistema de admissão dos MCI's.

#### 2.2.2.1. Perda por atrito

Segundo Campiglia (2007) no ciclo de admissão, as perdas geradas por atrito, pelo fluxo de ar através de cada um dos componentes, fazem com que a pressão na câmara de combustão ( $P_c$ ) seja menor que a pressão atmosférica ( $P_{atm}$ ), dependendo, assim, do quadrado da velocidade do fluxo.

Assim, é de suma importância a análise e a criação de meios para a diminuição da perda de carga da admissão até o cilindro, pois a queda de pressão total ou a perda de carga da entrada da admissão até a entrada pela válvula de admissão do cilindro é igual ao somatório das perdas de carga em cada um dos componentes do sistema de admissão. Logo, podemos, de forma simplificada, calcular a perda de carga em cada um dos componentes e soma-las para a obtenção da perda de carga total do sistema. Entre os componentes que geram maior perda de carga estão as válvulas de admissão. Elas são as responsáveis por uma redução na pressão da câmara de combustão durante o ciclo de admissão de cerca de 10 à 20% em relação a atmosférica na velocidade máxima de movimentação do pistão.

Assim, de forma simplificada, a equação de Bernoulli pode ser utilizada para descrever as perdas de carga em cada um dos componentes por onde o fluido atravessa. Pois, nos motores de ciclo Otto, a equação de Bernoulli pode ser aplicada para os componentes tanto nos sistemas de admissão quanto nos de exaustão, resultando no seguinte equacionamento:

$$\Delta p_j = \varepsilon_j \rho V_j^2 \quad (4)$$

Onde:  $\varepsilon_j$  = coeficiente de resistência para o componente em estudo (depende da geometria deste e das condições de escoamento);

$V_j$  = velocidade local do fluido. Se for considerado que o escoamento ocorre em regime permanente,  $V_j$  será igual à velocidade média do pistão logo:  $V_j A_j = S_p A_p$

Onde:  $A_j$  é mínima área de passagem do fluido;  $A_p$  a área do pistão e  $S_p$  a velocidade média do pistão. Com as equações acima se pode avaliar a perda total por atrito como sendo:

$$P_{atm} - P_c = \sum \Delta P_j = \sum \varepsilon_j P V_j^2 = \rho S_p^2 \sum \varepsilon_j \left(\frac{A_p}{A_j}\right)^2 \quad (5)$$

Na equação 5 é possível observar o impacto da área de passagem do fluido nas perdas por atrito, onde quanto maior a área de passagem menor é a perda e a dependência das perdas com a velocidade (rotação) do motor. A figura 8, reproduzida por Heywood (1988), demonstra as perdas por atrito quando o fluido atravessa os componentes do sistema de admissão de um motor quatro tempos de aplicação automotiva. No teste realizado por Heywood, as perdas de pressão por atrito variam com o quadrado da velocidade do fluido no interior do duto, confirmando a equação 5 e a observação da mesma.

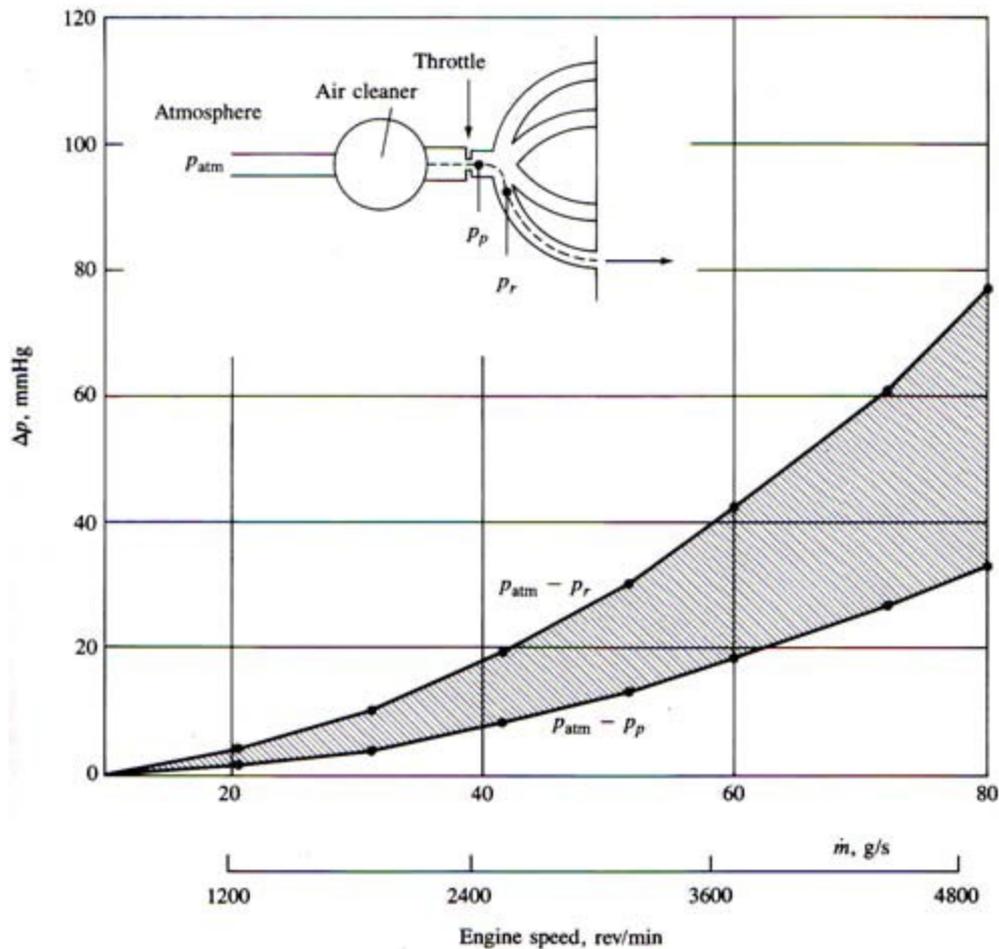


Figura 7 - Perdas de pressão no sistema de admissão de um motor de combustão interna, quatro tempos com ignição por centelha, determinadas para uma condição de vazão permanente. Curso = 89 mm.

Diâmetro cabeça pistão = 84 mm (Heywood, 1988)

### 2.3. Escoamento

Outro fator importante para o estudo do sistema de admissão é o escoamento, ou seja, a forma como a massa de ar transita dentro do conduto. Tão importante quanto saber a quantidade de ar que entra no sistema é saber a forma como o mesmo está entrando, para que os efeitos ondulatórios e de inercia sejam melhor aproveitados. Para isso é necessário a compreensão desses fenômenos ligados ao comportamento do fluido em movimento. A seguir os tópicos que permitem o entendimento do comportamento dos gases no interior dos *runners*, suas implicações e considerações no projeto do sistema.

### 2.3.1. Experimento de Reynolds

Para compreender melhor o comportamento dos fluidos, Reynolds, em 1883, demonstrou, através de um experimento para analisar a forma de um escoamento, a existência de dois tipos de escoamentos, o laminar e o turbulento. Seu experimento teve por objetivo a visualização do padrão do escoamento da água através de um tubo de vidro, com o auxílio de um fluido colorido (corante).

O experimento foi basicamente um reservatório com água, um tubo de vidro com um bocal convergente adaptado na extremidade mantido dentro do reservatório e ligado a um sistema externo, o qual contém uma válvula que tem a função de regular a vazão do sistema. Assim o tubo de vidro foi injetado, então, um líquido corante para a visualização do padrão de escoamento.

Foi garantido que o experimento acontecesse em regime permanente, logo o reservatório contendo água teve dimensões adequadas para que a quantidade de água retirada durante o experimento não afetasse significativamente o nível do mesmo. Outro fator importante foram as observações e o tempo em que elas foram feitas. Outros fatores como temperatura e pressão também foram controlados para evitar qualquer alteração externa na medição e no comportamento do escoamento. Dessa forma Reynolds percebeu que, para pequenas vazões, o líquido corante formava um filete contínuo paralelo ao eixo do tubo (6). Observou também que o aumento da vazão induz oscilações que são amplificadas à medida que vão ocorrendo, até o ponto do completo desaparecimento do filete, ou seja, uma mistura completa no interior do tubo de vidro (6) do líquido corante, indicando uma total diluição. Sendo assim, foi possível concluir a ocorrência de dois tipos distintos de escoamentos separados por uma fase de transição.

Na primeira fase da análise, em que é possível observar o filete colorido, observa-se que as partículas viajam sem agitações transversais, sem oscilações, mantendo, assim, um escoamento com formato laminar, por ter o escorregamento de suas camadas sem a criação de perturbações.

Já na segunda fase do experimento, as partículas apresentam velocidades transversais importantes, já que o filete começa a apresentar oscilações e começa a perder o seu formato laminar, essa fase é conhecida como transitória.

Logo após a fase transitória as velocidades transversais aumentam tanto ao ponto de o filete de corante se difundir totalmente no tubo por diluição de suas partículas no volume de água. Essa diluição é o que caracteriza o escoamento turbulento.

A seguir, a Fig. 9 mostra o esquemático na construção do experimento.

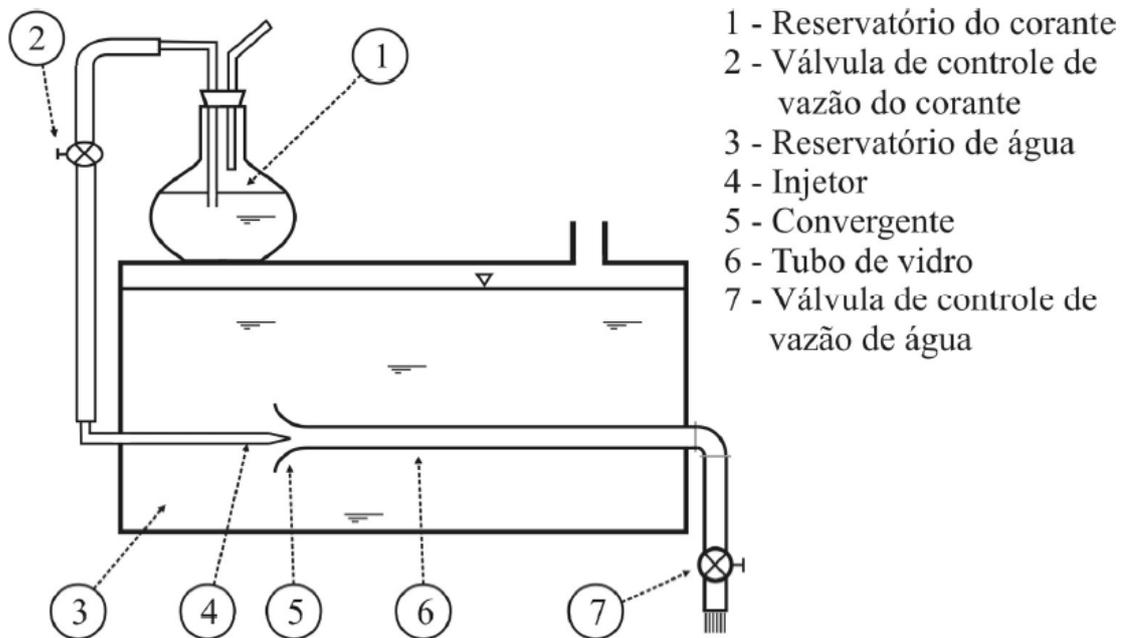


Figura 8 – Esquema do experimento de Reynolds –

<http://www.ebah.com.br/ontente/ABAAAAWxUAI/experimento-reynolds>

Como dito nos parágrafos anteriores, Reynolds observou dois tipos de escoamentos distintos, o laminar e o turbulento. Nos tópicos a seguir o equacionamento de cada escoamento e suas contribuições para a perda de carga serão abordadas e demonstradas.

### 2.3.2. Escoamento Laminar

O escoamento laminar é definido como aquele em que o fluido transita em camadas, ou lâminas, uma camada escorregando sobre a outra, onde há somente troca de quantidade de movimento molecular. Qualquer tendência do movimento a gerar instabilidade ou turbulência é amortecida pelas forças viscosas de cisalhamento, as quais atrapalham o movimento relativo entre as camadas adjacentes do fluido.

A natureza de um escoamento é determinada pelo *número de Reynolds* ( $Re$ ). O número de Reynolds é a relação entre as forças de inércia ( $F_i$ ) e as forças viscosas ( $F_\mu$ ). Logo, podemos determinar pela quantidade de forças de efeito viscoso e inercial se um escoamento é turbulento ou laminar.

$$Re = \frac{\sum F_i}{\sum F_\mu} \quad (6)$$

Para dutos circulares de diâmetro  $D$ :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (7)$$

Reynolds verificou que para escoamentos em dutos o comportamento do fluido em função de  $Re$  se divide da seguinte forma:

$Re < 2000$  tem-se um escoamento laminar

$2000 < Re < 2400$  tem-se um escoamento transicional

$Re > 2400$  tem-se um escoamento Turbulento

Como o fluido se movimenta em camadas (de forma laminar), o atrito entre as “placas” do fluido gera tensões de cisalhamento com sentido contrário ao movimento do fluido e proporcional ao gradiente de velocidade. Equacionando a tensão de cisalhamento, tem-se:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (8)$$

### 2.3.2.1. Escoamento laminar em dutos

Segundo Hagen-Poiseuille, ao considerar um duto reto com seção transversal circular conforme mostrado na Fig. 10, e o escoamento no mesmo é tido como laminar, o perfil de velocidade é um parabolóide de revolução centrado no eixo do duto definido pela Eq. (9). Para esta situação existe uma solução analítica para a equação de quantidade de movimento, conhecida como solução de Hagen-Poiseuille.

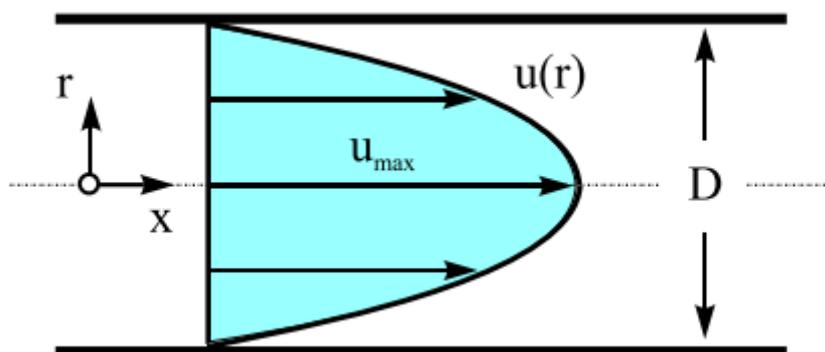


Figura 9 – Perfil de velocidade em dutos para escoamento laminar

O termo  $-dp/dx$  representa o gradiente de pressão ao longo do duto, considerado um valor conhecido.

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} * \frac{dp}{dx} * (R^2 - r^2) \quad (9)$$

Integrando na seção transversal, obtém-se para a velocidade média  $V$  e a vazão volumétrica  $Q$ ,

$$V = \frac{D^2}{32\mu} \left( -\frac{dp}{dx} \right); Q = \frac{\pi D^2}{4} V = \frac{\pi D^2}{128\mu} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \quad (10)$$

Outro parâmetro importante na análise dos fluidos em dutos é o fator de atrito, que pode ser calculado a partir da consideração do equilíbrio dentro do duto pela equação de Darcy-Weisbach, assim temos:

$$w_f = f \frac{L V^2}{D} \quad (11)$$

Onde  $f$  é o coeficiente de atrito de Darcy (função do número de Reynolds e da rugosidade relativa),  $L$  a distância entre as duas seções, e  $D$  o diâmetro interno do duto. O coeficiente de atrito de Darcy pode ser calculado da seguinte fórmula:

$$f = \frac{8\tau_0}{\rho V^2} = \frac{2D}{\rho V^2} \left( -\frac{dp}{dx} \right) = F \left( Re, \frac{\epsilon}{D} \right) \quad (12)$$

Onde  $\tau_0$  é a tensão cisalhante na parede do duto,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $V$  é a velocidade média,  $\epsilon$  é a rugosidade absoluta,  $D$  é o diâmetro interno do duto e  $Re$  é o número de Reynolds. Com isso temos que o fator de atrito pode ser reescrito como:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

Para valores de  $Re < 2300$ , escoamento laminar, o fator de atrito não depende da rugosidade da parede do duto.

### 2.3.3. Escoamento turbulento

Escoamento turbulento é aquele onde as partículas do fluido movimentam-se de forma caótica na vista macroscópica, é dizer, o vetor de velocidade apresenta componentes transversais ao movimento geral do conjunto ao fluido. O escoamento turbulento também apresenta características importantes como:

- a) Irregularidade;
- b) Difusividade;
- c) Altos números de Reynolds;
- d) Flutuações tridimensionais (vorticidade);

e) Dissipação de energia.

Contudo, o escoamento turbulento é regido pelos mecanismos da mecânica dos meios contínuos e o fenômeno da turbulência é característica do escoamento e não do fluido. O mesmo se aplica à tensão de cisalhamento, porém com alguns termos adicionais, visto que o cisalhamento no escoamento turbulento não é oriundo apenas do atrito entre as camadas do escoamento, assim tem-se:

Cisalhamento no Escoamento Turbulento:

$$\tau_{turb} = (\mu + \chi) \frac{dV}{dy} \quad (14)$$

Durante o regime turbulento há troca de energia no interior do escoamento resultando em tensões cisalhantes maiores. Esse movimento também é responsável por dissipar energia através do atrito viscoso. Como resultado dos dois efeitos, o comportamento do fluido é alterado e ele passa a comportar-se como se sofresse um aumento de viscosidade.

A Eq. (14) apresentada é o Modelo do Comprimento de Mistura de Prandtl, conhecido também como modelo de zero equação, que faz parte de um modelo de simplificação para o cisalhamento turbulento, uma vez que os modelos de cisalhamento turbulento são em sua maioria muito complexos. Usando o modelo de zero equação, pode-se reescrevê-lo da seguinte forma:

$$\tau_{turb} = (\mu + \rho \nu_{turb}) \frac{dV}{dy}, \text{ onde } \chi = \rho \nu_{turb} \quad (15)$$

Importante salientar que a viscosidade turbulenta  $\nu_{Turb}$ , ao contrário da viscosidade absoluta, não é uma propriedade termodinâmica dos fluidos, a viscosidade turbulenta depende apenas das condições do escoamento, portanto independe das características do fluido.

### 2.3.3.1. Escoamento turbulento em dutos

No escoamento turbulento em dutos, o tipo de duto influencia em parâmetros como fator de atrito, o qual é obtido de relações para o perfil de velocidade cobrindo sub-regiões específicas da seção transversal do duto. Com os dados experimentais, relacionando o fator de atrito com o número de Reynolds obtidos para uma ampla faixa da rugosidade relativa, chega-se ao gráfico mostrado conforme mostrado na Fig 11. Esse gráfico, denominado diagrama de Moody, mostra claramente que abaixo do número de Reynolds crítico (2300), o escoamento é laminar.

Diagrama de Moody

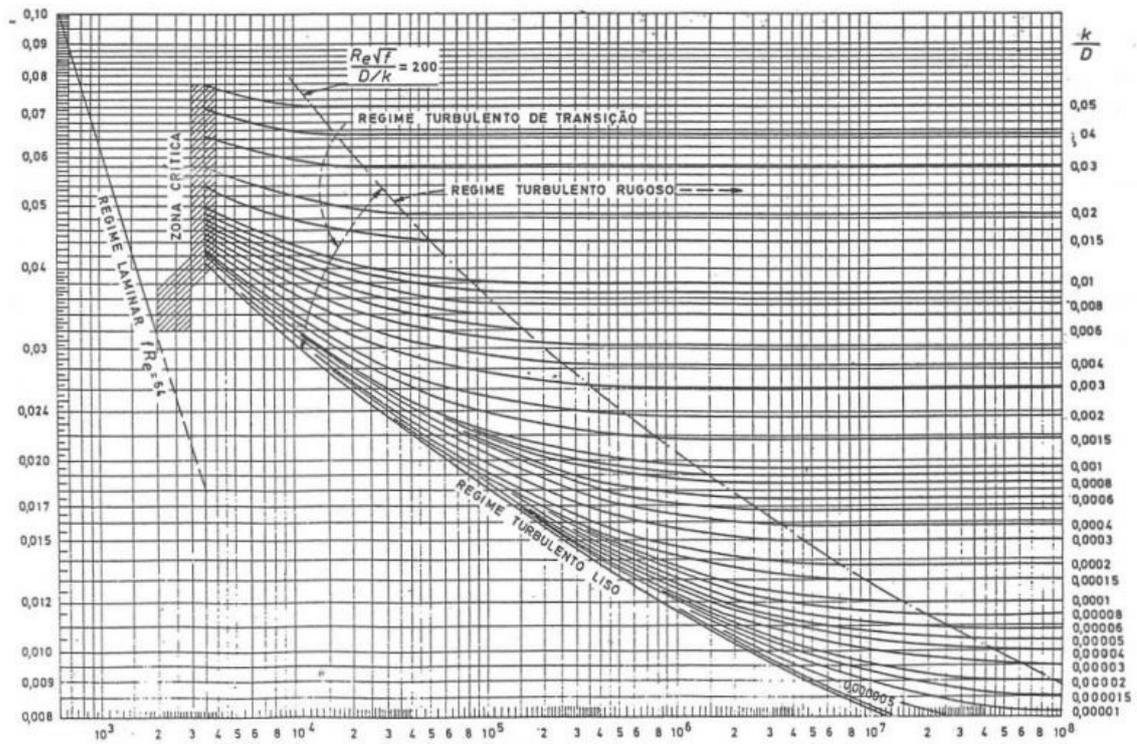


Figura 10 - Diagrama de Moody

O diagrama mostra ainda que para um escoamento em duto liso ( $\epsilon/D \sim 0$ ), o fator de atrito depende exclusivamente do número de Reynolds, enquanto que para um duto rugoso,  $f$  depende predominantemente da rugosidade relativa. Ademais, observa-se do diagrama que para números de Reynolds muito elevados o fator de atrito torna-se praticamente constante (as curvas são praticamente horizontais), dependendo cada vez menos do número de Reynolds. Quando isto ocorre, o escoamento é dito totalmente rugoso ou totalmente turbulento.

### **3. Metodologia**

Como mencionado na introdução deste trabalho, será utilizada a MotorPower 200 como bancada de fluxo para análise do sistema de admissão e obtenção dos dados necessários para as considerações. Essas bancadas de fluxo são ferramentas extremamente úteis na análise de eficiência volumétrica do sistema de admissão, uma vez que como demonstrado anteriormente a quantidade de ar e o caminho do mesmo influencia diretamente o rendimento volumétrico e consequentemente a eficiência energética do sistema.

Assim, tem-se que a eficiência volumétrica é, segundo Brunetti (2012), a relação entre a massa de ar realmente admitida no motor e a massa de ar que poderia ser admitida nas condições de entrada do motor. Logo tem-se que quanto mais próximo o volume de ar admitido for do volume real do motor, maior será o seu rendimento volumétrico. Nessas condições a vazão de ar não é a mesma devido a perdas de pressão no sistema de admissão que atrapalham a movimentação da massa de ar.

Tem-se então que a análise da eficiência volumétrica está diretamente associada a análise da perda de carga nos sistemas de admissão dos MCIs. Por esta razão a proposta de utilizar uma bancada de fluxo de análise de cabeçotes para analisar a perda de carga no sistema de admissão de MCIs. Logo, com os dados gerados pela bancada: vazão mássica de ar, pressão e variação de temperatura é possível caracterizar a perda de carga em cada um dos componentes do sistema de admissão e consequentemente propor melhorias e soluções para uma maior eficiência do conjunto de admissão.

A seguir será apresentada a bancada utilizada para análise do sistema selecionado e o seu funcionamento, bem como os seus componentes e a relação dos dados aferidos para a caracterização da perda de carga.

#### **3.1. Bancada de análise de fluxo – MotorPower 200**

A bancada de fluxo MotorPower 200 v106 foi projetada para realizar testes e análises em cabeçotes de motores de combustão interna. Seu funcionamento é dividido em 3 experimentos diferentes, cuja diferença entre eles está na pressão inicial de análise. Cada experimento tem 2 ciclos de análise: admissão ou escape. Em cada ciclo é definida a vazão de funcionamento do sistema, as perdas de cargas e 5 posições distintas para a abertura da válvula no cabeçote.

A rotina de análise é pré-definida pela própria bancada, onde alguns parâmetros podem ser alterados, como distância e tempo. Antes de toda medição, a bancada realiza uma calibração para identificar vazamentos e perdas de carga antes de rodar a rotina de teste. Essa calibração é necessária para que a perda de carga gerada pelo sistema antes do funcionamento não seja somada à perda de carga analisada durante o experimento, a fim de se ter apenas a perda de carga efetiva do posicionamento das válvulas do cabeçote.

A interação da bancada com o operador é feita através de um visor LCD e 6 teclas, 4 direcionais para escolha das opções, uma tecla “N” para negar a ação proposta pela bancada e selecionar a negação, e um tecla “S” mediante a qual se aceita a proposta da bancada e se dá continuidade ao procedimento.

A bancada tem como saída do seu sistema de medição a pressão inicial do ensaio, setada no início do experimento; vazão mássica no sistema; e variação de temperatura. A pressão é dada em polegadas de coluna d’água, a vazão mássica é dada em CFMs (*Cubic Feet per Minute*) e a variação de temperatura é dada em graus Celsius

### 3.1.1. Ciclo de admissão

No ciclo de admissão é realizada a seleção da válvula de trabalho a pressão e a vazão em que se deseja trabalhar, esses dados são colhidos de acordo com o cabeçote a ser analisado. É importante lembrar que o diâmetro das válvulas, o diâmetro do cabeçote, e a profundidade da válvula influenciam no comportamento do escoamento, conseqüentemente há influência nos parâmetros analisados.

Após selecionados cada um dos parâmetros a cima, o compressor é ligado analisando assim a diferença de vazão e a diferença de pressão antes e depois da abertura de cada válvula. Gerando assim os parâmetros de análise para a criação das curvas de análise do comportamento do fluido no cabeçote e no sistema de admissão testado.

### 3.1.2. Teste do fator de correção

Após a seleção do ciclo desejado a bancada dá início ao teste de fator de correção, onde a placa com indicação CFM é fechada, e é colocado a placa de aferição na base da bancada. Liga-se o compressor e realiza-se o ajuste até a pressão indicada no visor digital, assim a própria máquina realiza o cálculo do fator de correção.

### 3.1.3. Determinação de vazamento

Em seguida a máquina inicia o teste de vazamento, necessário para que os dados apresentados não sejam afetados pelos vazamentos existentes no sistema. No primeiro teste de vazamento, o plenum de madeira apresentava valores entre 30 e 35 CFMs. Nos novos testes realizados com o plenum de acrílico os vazamentos ficaram entre 7 e 8 CFMs, uma redução de até 500%, provando que a troca pelo plenum de acrílico foi muito efetiva.

## 3.2. Componentes

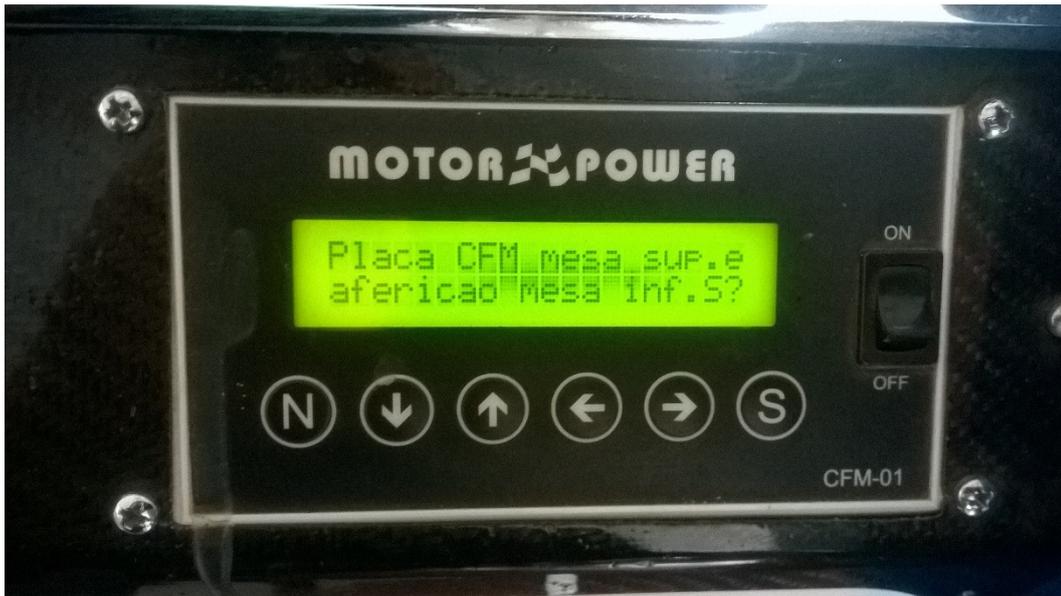
Para a execução dos testes e criação da rotina de trabalho da bancada, bem como a sua caracterização foram utilizados os seguintes componentes:

### 3.2.1. Bancada:

Nela estão os sensores de fluxo, o motor e o visor de análise de resultado. Além disso, identifica-se a entrada e a saída do fluxo de análise e onde está montada a base dos equipamentos agregados a ela. Abaixo, as figuras 12 a 15 ilustram a bancada e seu funcionamento.



Figura 11 – Bancada e componentes



**Figura 12 – interface do usuário da bancada**



**Figura 13 - Saida CFM da bancada**



Figura 14 - Furo de Aferição

### 3.2.2. *Plenum* de transferência:

Comumente é realizado o teste em uma adaptação para análise de cada cilindro de forma independente. Onde a base de ligação adaptada é um duto de no mínimo de 50 mm de comprimento e com o diâmetro do pistão do motor em análise para que o efeito swirl e o coeficiente de descarga sejam contabilizados. Porém como o objetivo da análise é o que acontece antes do cabeçote e não depois foi necessária uma adaptação diferente.

A adaptação escolhida foi a criação de um plenum dimensionado a partir das grandezas do cabeçote, com a finalidade de evitar a perda de carga e garantir que a pressão na entrada de cada válvula seja a mesma em todos os cilindros. As dimensões do plenum são: 540mm de largura, 370mm de comprimento e 190mm de altura. A seguir, imagens do plenum e da fabricação do mesmo.



**Figura 15 – Abertura de conexão do plenum ao cabeçote**



**Figura 16 – Base inferior do Plenum com a abertura de conexão com a bancada.**

Após alguns testes verificou-se que a utilização do plenum acima mostrado não apresentava vantagens as análises, uma vez que a peça possuía várias irregularidades na sua superfície e na impossibilidade de prender a base do plenum na base da bancada. Assim um novo plenum foi feito, com as mesmas especificações que o anterior, porem feito de acrílico e não mais de madeira. Material muito menos rugoso, sem imperfeições superficiais e sem vazamentos. A seguir as imagens do novo plenum e sua instalação na bancada.

### 3.2.3. Cabeçote

Foi selecionado um cabeçote do veículo Gol Power 1.6 8v EA111 2015 para a análise da perda de carga nas válvulas, dos coletores de admissão, do filtro e das conexões do sistema. Para a fixação do coletor no plenum foi utilizado 4 parafusos, os quais foram colocados nos orifícios dos parafusos de fixação do cabeçote ao bloco do motor, os orifícios utilizados foram os 4 da extremidade.

A Figura 18 mostra o cabeçote e a sua instalação no plenum de transferência de madeira.



**Figura 17 – Cabeçote instalado ao plenum**

### 3.2.4. Coletor de Admissão

Inicialmente foi pensado o uso de um coletor de admissão variável, porém pelo seu alto custo comercial aliado à grande dificuldade de se encontrar um exemplar usado em condições próprias de análise, houve sua substituição por um coletor de fluxo comum. A escolha do modelo EA111 da Volkswagen se justificou pelo seu baixo custo operacional e sua larga disponibilidade no mercado. Os motores EA111 da Volkswagen foram lançados em 2014 e estão em uso até a presente data (2016) nos modelos Gol, Voyage, Saveiro e Fox, o que torna a sua análise de relevante impacto no mercado automotivo brasileiro.

As Imagens 19 e 20 mostram o coletor e a sua instalação no cabeçote e consequentemente na bancada.



**Figura 18 – coletor de Admissão instalado ao cabeçote**



**Figura 19– TBI do coletor (borboleta de admissão do ar)**

### 3.2.5. Filtro de Ar:

O filtro de ar é o componente que impede a entrada de pequenos dejetos no sistema de admissão. Nele ficam retidos parte da umidade e boa parte do particulado suspenso do ar. Em razão de dificultar o fluxo de ar, é responsável por perdas de carga no sistema. Na figura 21 está o filtro utilizado, sua caixa de fixação e a sua instalação no sistema de análise.



**Figura 20– Filtro de Ar conectado ao coletor e suas conexões**

### 3.2.6. Conexões:

Como dito anteriormente as conexões são responsáveis por pequenas perdas de carga, por isso aqui são apresentadas as conexões que compõem a bancada. Vale ressaltar que as perdas de carga particulares a cada uma delas também serão analisadas. Na figura 22 tem-se as conexões do sistema de admissão.



**Figura 21 – da esquerda para a direita: conexão de ar com a caixa de filtro; conector da caixa de filtro com a TBI**

### 3.3. Dados a serem aferidos

A bancada MotorPower 200 tem como informações de saída apenas o CFM (*cubic feet per minute*) e a temperatura inicial e final do escoamento. Porém essas informações aliadas a densidade do ar (vide tabelas Termodinâmica – Yennus A. Cengel) no dia testado e a pressão local são suficientes para a análise da perda de carga do sistema.

#### 3.3.1. Cubic Feet per Minute

O pé cúbico por minuto, CFM na sigla original, é a unidade de vazão comumente utilizada na indústria automotiva. Por ser uma unidade de vazão é necessária a sua compreensão a partir do fenômeno em si. Dessa forma, tem-se que vazão, segundo Cesar Cassiolato Diretor de Pesquisa e Desenvolvimento, Engenharia de Produto e Qualidade na SMAR Equipamentos Industriais Ltda é:

A quantidade volumétrica ou mássica de um fluido que escoar através de uma seção de uma tubulação ou canal por unidade de tempo.

- **Vazão Volumétrica** – É a quantidade em volume que escoar através de certa seção em um intervalo de tempo considerado. As unidades volumétricas mais comuns são: m<sup>3</sup>/s, m<sup>3</sup>/h, l/h, l/min e CFM. A formulação matemática é dada por:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (16)$$

Onde: V = volume, t = tempo, Q = vazão volumétrica.

- **Vazão mássica** – É a quantidade em massa de um fluido que escoar através de certa seção em um intervalo de tempo considerado. As unidades de vazão mássica mais utilizadas são: kg/s, kg/h, t/h, lb/h. Similarmente à vazão volumétrica tem-se:

$$Q_m = \frac{m}{t} = \dot{m} \quad (17)$$

Onde: m = massa, t = tempo, Q<sub>m</sub> = vazão mássica =  $\dot{m}$ .

Como o CFM é uma unidade de vazão volumétrica, e para a perda de carga usando a equação de Bernolli é necessária a utilização da vazão mássica do fluido, basta a multiplicação do  $\rho$  do ar pelo CFM para transformar CFM em  $\dot{m}$ . Outro dado importante é a transformação de CFM em uma unidade mais simples de ser trabalhada como litro por segundo (l/s) onde 1

CFM corresponde aproximadamente a  $0,51/s$  . Essa aproximação será utilizada na transformação da vazão volumétrica para a vazão mássica, onde a unidade de vazão mássica de Bernolli é kg/s.

### 3.3.2. Temperatura

As temperaturas de entrada e saída do escoamento servem para, juntamente com o CFM associado ao  $\rho$  do ar, determinar a perda de carga no sistema. A caracterização do estado termodinâmico do ar é determinada por apenas 2 propriedades termodinâmicas, neste caso, temperatura e pressão. Com o estado determinado, aplicam-se suas propriedades na formulação para determinar a perda de carga gerada no escoamento.

## 3.4. Teste preliminar

Após a construção do plenum realizou-se alguns testes de adaptação para que o plenum fosse utilizado e não interferisse nos resultados a serem aferidos pela bancada. A seguir a descrição do teste realizado.

### 3.4.1. Procedimentos

Primeiramente realizou-se o encaixe do furo da base do pleno como visto na figura 40 no furo de aferição da bancada, figura 38. Para que a vedação fosse favorecida, um conector rosqueado com um anel de vedação foi utilizado. Em seguida ligou-se a bancada apenas com o plenum instalado para se analisar os vazamentos no escoamento. É importante lembrar que a própria bancada ao iniciar a rotina de testes dá a opção de se identificar os vazamentos. No primeiro teste o vazamento identificado foi de 2.6 CFMs, sem o plenum, com o plenum o vazamento foi de +35 CFMs. Para que o vazamento fosse corrigido foi necessário a realização de uma vedação mais completa do plenum. Esta foi realizada e trabalhada, porém mesmo após a devida vedação os resultados não foram satisfatórios. Assim verificou-se que, para resultados mais precisos e uma melhor utilização da bancada, a melhor opção foi a utilização de um plenum de acrílico. O mesmo foi submetido a mesma sequência de análise e os seus resultados estão no item a seguir.

### 3.4.2. Resultados

Após os testes verificou-se altos indices de vazamentos como citado anteriormente, contudo verificou-se que as adaptações foram eficazes e que a bancada foi capaz de medir o fluxo com o cabeçote instalado. Para diminuir os vazamentos foi

utilizado eva (etileno vinil acetato) entre a madeira e base e entre a madeira e o cabeçote. Novos testes foram realizados e foi verificado uma falha no teste acima descrito, onde os vazamentos superaram os 30 CFMs, fazendo o plenum de madeira inutilizável, além de não possuir uma forma de encaixe com a base da bancada. Assim desenvolveu-se o projeto do plenum de acrílico com duas bases (tampas) parafusadas na estrutura que permitem sua adaptação a qualquer cabeçote e a base da bancada.

Neste novo plenum após a devida vedação e preparação para os testes os resultados ficaram entre 7 e 8 CFMs de vazamento. Para a vedação foi utilizada uma fita dupla face 3M de material emborrachado e uma fita de vedação de calhas que através da pressão nas bordas realizadas pelo parafusamento das bases selou o plenum. A vedação se mostrou muito eficiente juntamente com o novo plenum de acrílico, uma vez que, os resultados tiveram uma melhora de quase 400%. Outro problema identificado foi o vazamento no cabeçote, algumas partes do cabeçote são vazadas para a circulação do sistema de arrefecimento e peças que não estão em análise neste trabalho como: bicos injetores, velas e bomba d'água.

A solução encontrada para a vedação do cabeçote foi a utilização de dois tipos de silicone, um a base de água e outro plástico, para o preenchimento dos vãos do sistema de arrefecimento do cabeçote; a utilização de uma resina poli epóxi juntamente com o EVA mencionado anteriormente, para preenchimento dos espaços das velas e bicos injetores; e a utilização de uma fita veda calhas usadas na ligação entre a base do cabeçote e a tampa do plenum.

Outro vazamento encontrado foi nas válvulas, tanto de admissão quanto de escape, onde normalmente molas são responsáveis pela pressão necessária para a vedação correta. A solução encontrada foi a utilização de abraçadeiras de plástico com arruelas de borracha que geraram o atrito suficiente para que as mesmas não descessem com a pressão dos testes, além da utilização de uma massa emborrachada na cabeça das válvulas para corrigir qualquer imperfeição de superfície. Essas e outras dificuldades serão melhor abordadas no tópico 5.

### **3.5. Parâmetros de Análise dos Testes**

Serão analisados nos testes o fluxo de ar através do cabeçote e o sistema de admissão do motor, além da temperatura, pressão inicial e o comportamento do fluxo com o aumento da

vazão (simulação do aumento de rotação do motor). Cada um desses dados será usado para a geração de curvas características e padrões de funcionamento para as peças. Depois comparados aos aferidos no veículo teste. O objetivo é avaliar o funcionamento do coletor de admissão em laboratório através da bancada e de seu funcionamento e identificar falhar propondo melhorias.

### **3.6. Metodologia dos Testes**

Para a realização dos testes será necessário a caracterização das condições climáticas do dia em que o teste foi realizado. Isto é, a temperatura, umidade relativa, pressão e horário em que o mesmo foi realizado. A partir dessas informações dar-se-á início aos testes pela bancada.

Cada experimento será realizado de forma sequenciada, 5 vezes para pressão simulada (rotação do motor) com seus dados anotados. O Motor 1.6 power tem faixa útil de rotação entre 1500-6500 rpm, portanto, portanto uma análise com pressão entre 26 e 32 polH<sub>2</sub>O é o ideal. Durante a preparação dos testes não foi possível realiza-lo com 32 polH<sub>2</sub>O, apenas foi possível realiza-lo com 26. Todos os resultados foram gerados para uma pressão inicial de 26 polH<sub>2</sub>O.

Assim após os testes levantar-se-á as curvas de cada uma das seguintes partes do sistema de admissão:

- Pistões – Uma curva para cada um dos 4 pistões;
- TBI – 3 posições distintas da borboleta de admissão;
  - Fechada;
  - Marcha lenta (parcialmente aberta);
  - Aberta.
- Coletor sem o filtro;
- Coletor com o filtro.

Para que não haja nenhum experimento com resultados muito distintos um do outro, é necessário que todos eles sejam realizados entre 22-32 graus célsius. Segundo a tabela A-17 Termodinâmica – Yannus A. Cengel, O volume específico do ar varia em menos de 10%, representando assim uma alteração muito pequena nos resultados de perda de carga.

Todos os dados aferidos deverão ser comparados aos aferidos no motor real e comparados a formulação teórica aproximada para que seja possível a criação de uma formulação matemática que represente o modelo experimental e que possa ser aplicada de forma geral no sistema de admissão.

## 4. Testes

Neste capítulo serão mostrados os testes realizados, seus resultados e as análises referentes aos mesmo. Os testes foram divididos da seguinte forma:

- Cabeçote – análise individual de cada válvula;
- Coletor – análise do coletor para cada válvula;
  - TBI fechada;
  - TBI parcialmente aberta;
  - TBI totalmente aberta.
- Filtro de ar;
  - Sem filtro;
  - Filtro MANN;
  - Filtro VOX;
  - Filtro esportivo.

Um ponto importante na análise e na quantidade de dados é que o teste realizado no cabeçote é repetido para cada uma das etapas do coletor e cada uma das etapas do teste do coletor se repete nos testes de filtro, gerando assim 64 dados divididos em 13 tabelas a serem analisadas. Outra informação importante são as unidades em que os dados foram obtidos, a Tabela 1 mostra a unidade e em seguida os testes realizados.

<b>Pressão atm</b>	<b>mBar</b>
<b>Pressão inicial</b>	Polh2o
<b>Temperatura Externa</b>	°C
<b>Ti</b>	°C
<b>Ts</b>	°C
<b>Vazão</b>	CFM

**Tabela 1 - Unidades medidas**

## 4.1. Teste do Cabeçote

No teste de cabeçote, o cabeçote foi instalado na bancada e iniciou-se a rotina de testes pré-programada pela bancada para analisar a pressão e a vazão em cada uma das válvulas. A tabela a seguir mostra os resultados obtidos.

	Válvula 1	Válvula 2	Válvula 3	Válvula 4
<i>Pressão válvula aberta</i>	18,6	18	18,2	18,5
<i>CFM</i>	37,9	38	37,7	37,7
<i>Pressão inicial</i>	34,8	34,8	34,8	34,8
<i>Ti</i>	25	26	26	28
<i>Ts</i>	10	10	10	10
<i>Vazamento</i>	16	16,1	16	16,1
<i>Temperatura Ex</i>	25	25	25	25
<i>Pressão Atm</i>	1022	1022	1022	1022
<i>Umidade Rel.</i>	50	50	50	50

**Tabela 2 - Dados do cabeçote**

Pela tabela acima tem-se uma pressão inicial constante para todos os dutos de admissão do cabeçote e em cada válvula, porém cada válvula gerou uma diferença de pressão distinta o que levou a vazões diferentes dentro dela. Como foi apresentado, existem diversas razões para que a pressão seja diferente em cada válvula, porém o mais provável é a geometria. A geometria da entrada da válvula foi levemente alterada para que a vedação fosse aprimorada – tratado no tópico anterior – por isso a maior probabilidade de que a variação de pressão seja decorrente deste ajuste.

A pressão de sucção simulada pela bancada é a diferença de pressão entre a pressão inicial e a pressão na válvula. Essa diferença de pressão é a responsável pela vazão indicada na tabela e servirá de base de comparação para a perda de pressão para os próximos testes.

A diferença de pressão gerada foi entre 16,2 e 16,8 polH<sub>2</sub>O ou 40,35 e 41,85 mbar, essa será a base de pressão para análise. Essa é a pressão na qual não existe perda nenhuma, onde a única perda de pressão é dada pela geometria da válvula e pelo coeficiente máximo de descarga.

A partir desse dado será possível comparar e verificar a perda de carga por cada componente do sistema e fazer uma relação entre eles. Outro dado de comparação é vazão do coletor, com uma vazão média de 37,8 CFMs essa é a vazão de comparação, pois da mesma forma como a pressão, as únicas influencias no resultado são a geometria e o coeficiente de descarga (valor de vazão máxima para uma determinada secção transversal a uma pressão específica).

## 4.2. Teste do Coletor

No teste do Coletor, foi adicionado ao cabeçote anteriormente testado o coletor de admissão com o TBI, corpo de borboleta controlado pelo acelerador e realizada a mesma rotina do cabeçote, porém com 3 posições distintas, o TBI fechado, o TBI em marcha lenta (parcialmente aberto) e o TBI aberto (completamente aberto), a seguir os dados de cada uma das 3 posições

### 4.2.1. TBI fechada

Com a TBI fechada é possível analisar a vedação do sistema e a capacidade da mesma de “estrangular” a entrada de ar no sistema.

<i>TBI fechada</i>	<b>valvula 1</b>	<b>valvula 2</b>	<b>valvula 3</b>	<b>valvula 4</b>
<i>Pressão válvula aberta</i>	34,8	34,8	34,8	34,8
<i>CFM</i>	8	8	8,1	8,1
<i>Pressão inicial</i>	34,8	34,8		34,8
<i>Vazamento</i>	17,5	17,5	17,5	17,5
<i>Ti</i>	24	24	24	23
<i>Ts</i>	55	55	56	54

**Tabela 3 - Coletor com TBI fechada**

Como observado na Tabela 3, não houve variação de pressão entre a pressão inicial e a pressão com a válvula aberta, isto é, a pressão imposta no interior da bancada não sofreu alteração devida a abertura das válvulas. Mesmo assim é possível notar uma vazão, ela é oriunda do vazamento existente tanto no coletor quanto no cabeçote e que foi medido no sistema.

#### 4.2.2. TBI Marcha Lenta

Sabe-se que abertura da TBI em marcha lenta é a mínima abertura realizada pelo sistema de admissão para que o motor funcione de forma autônoma e contínua. Esse conhecimento é importante para o julgamento dos resultados, uma vez que é esperado, pelo que foi apresentado, uma vazão reduzida e uma variação de pressão reduzida também. Os resultados de marcha lenta não podem ser comparados com o resultado do coletor, mas servirá de comparação para análise do sistema completo sem filtro e com os filtros VOX e MANN.

<b><i>TBI Marcha lenta</i></b>	<b>Válvula 1</b>	<b>Válvula 2</b>	<b>Válvula 3</b>	<b>Válvula 4</b>
<i>Pressão válvula aberta</i>	21,4	21,3	21,7	21,3
<i>CFM</i>	27,1	27	26,9	26,9
<i>Pressão inicial</i>	33,9	34,2	34,8	34,7
<i>Vazamento</i>	17,5	17	17,5	17,5
<i>Ti</i>	24	23	24	24
<i>Ts</i>	60	60	61	60

**Tabela 4 - Coletor com abertura de marcha lenta**

A Tabela 4 mostra uma variação de pressão entre 12.5 e 13.5 polH<sub>2</sub>O, ou seja 31,25 mbar a 33,75 mbar de variação de pressão responsável por gerar uma vazão de 27 CFMs em média para os 4 cilindros. Ao considerar que existe um CFM efetivo, onde é a vazão gerada apenas pela diferença de pressão, é necessário subtrair desse valor o CFM medido com a TBI fechada e teremos então 19 CFMs de vazão efetiva no sistema. Esse deverá ser o valor de CFM usado para os cálculos e análises.

#### 4.2.3. TBI Aberta

A TBI aberta apresenta a situação em que o motor precisa da maior quantidade de ar possível para a geração de torque para a movimentação. É normalmente o ponto de maior

consumo de combustível e diretamente ligado a posição do pedal do acelerador. Em resumo é a situação de carga total do motor. Os dados adquiridos com a TBI aberta serão comparados com os dados do cabeçote para caracterização da perda de carga no coletor e nos dutos de admissão.

<i>TBI aberta</i>	Válvula 1	Válvula 2	Válvula 3	Válvula 4
<i>Pressão válvula aberta</i>	14,9	14	15	14,2
<i>CFM</i>	33,5	34,7	33,3	34,7
<i>Pressão inicial</i>	33,5	32,7	33,3	33
<i>Vazamento</i>	17,5	17,5	17,5	17,5
<i>Ti</i>	24	23	23	23
<i>Ts</i>	64	63	64	63

**Tabela 5 - Tabela carga completa coletor**

A Tabela 5 apresenta valores de diferença de pressão entre 18,3 a 18,8 polH<sub>2</sub>O ou 45,75 a 47 mbar e uma vazão média de 34CFM. Comparando os resultados da TBI aberta com o cabeçote é possível verificar que a diferença de pressão medida no cabeçote é inferior a diferença de pressão apresentada no coletor, o que indicaria um aumento de eficiência pela adição do coletor ao cabeçote com um plenum e *runners* para cada válvula porem ao se comparar as vazões fica claro que, mesmo diminuindo a pressão dentro do plenum, a vazão tem uma redução considerável.

### 4.3. Sistema de admissão sem filtro

Em seguida ao teste do coletor foi adicionado todo o sistema de admissão restante, o compartimento do filtro de ar e as mangueiras de ligação, para o exame do sistema sem o filtro de ar, a seguir as 3 tabelas de análise.

<i>TBI fechada</i>	Válvula 1	Válvula 2	Válvula 3	Válvula 4
<i>Pressão v aberta</i>	34,8	34,8	34,8	34,8
<i>CFM</i>	5,7	5,6	5,7	5,7

<i>Pressão inicial</i>	34,8	34,8	34,8	34,8
<i>Vazamento</i>	17	17	17	17
<i>Ti</i>	24	23	24	24
<i>Ts</i>	61	61	60	60

**Tabela 6 - Sistema de admissão sem o filtro**

Como observado na Tabela 3, não há variação na pressão com a abertura das válvulas, porem diferente da Tabela 3 na Tabela 6 temos uma variação menor na vazão, o mesmo efeito ocorrido no experimento anterior em que há uma diminuição da vazão mesmo com a manutenção da pressão devido ao circuito do sistema de admissão.

#### 4.3.1. TBI fechada

Com a TBI fechada será possível comparar com os resultados da TBI fechada do coletor e analisar os efeitos relativos a essa situação

<b><i>TBI fechada</i></b>	<b>Válvula 1</b>	<b>Válvula 2</b>	<b>Válvula 3</b>	<b>Válvula 4</b>
<i>Pressão v aberta</i>	34,8	34,8	34,8	34,8
<i>CFM</i>	5,7	5,6	5,7	5,7
<i>Pressão inicial</i>	34,8	34,8	34,8	34,8
<i>Vazamento</i>	17	17	17	17
<i>Ti</i>	24	23	24	24
<i>Ts</i>	61	61	60	60

**Tabela 7 - Sistema de admissão sem o filtro**

Como observado na Tabela 3, não há variação na pressão com a abertura das válvulas, porem diferente da Tabela 3 na Tabela 6 temos uma variação menor na vazão, o mesmo efeito ocorrido no experimento anterior em que há uma diminuição da vazão mesmo com a manutenção da pressão devido ao circuito do sistema de admissão.

#### 4.3.2. TBI Marcha Lenta

Com a TBI em marcha lenta os dados da tabela a seguir mostrarão o comportamento do sistema completo sem o filtro de ar.

**TBI Marcha    Válvula 1    Válvula 2    Válvula 3    Válvula 4**  
***lenta***

<i>Pressão válvula</i>	21,4	21,4	21,1	21,1
<i>aberta</i>				
<i>CFM</i>	25,6	25,6	25,6	25,6
<i>Pressão inicial</i>	34,3	34,3	34,1	33,4
<i>Vazamento</i>	17	17	17	17
<i>Ti</i>	24	234	24	24
<i>Ts</i>	61	60	60	61

**Tabela 8 - TBI em marcha lenta sem filtro**

Na Tabela 8 tem-se que a variação de pressão varia de 12,3 a 13 polH<sub>2</sub>O ou de 30,75 a 32,5 mbar que se comparados a Tabela 4 é possível notar uma sensível diminuição na variação de pressão e uma considerável diminuição na vazão de aproximadamente 1.5 CFMs. Com uma pressão menor era de se esperar que a vazão também diminuísse.

#### 4.3.3. TBI Aberta

Com a TBI a toda carga os valores máximos de vazão e de variação de pressão serão obtidos e poderão ser comparadas com a capacidade máxima do sistema. A Tabela 9 apresenta estes dados.

<b><i>TBI aberta</i></b>	<b>Válvula 1</b>	<b>Válvula 2</b>	<b>Válvula 3</b>	<b>Válvula 4</b>
<i>Pressão válvula</i>	15,4	14,1	15,8	14,4
<i>aberta</i>				
<i>CFM</i>	32,7	33,5	32,5	33,4
<i>Pressão inicial</i>	34,6	34,8	34,8	34,8
<i>Vazamento</i>	17	17	17	17
<i>Ti</i>	23	24	24	23
<i>Ts</i>	60	61	62	62

**Tabela 9 - Carga total sem filtro**

A Tabela 9 apresenta uma variação de pressão de 19 a 20,7 polH<sub>2</sub>O ou 47,5 a 51,75 mbar o que em comparação ao teste 4.2.3. apresentou valores muito próximos de pressão, mas com uma variação menor entre os valores máximos e mínimos de variação nas válvulas, porém a maior diferença está na vazão em que é possível observar a mesma variação do teste anterior de aproximadamente 1 CFM devido ao sistema de admissão completo.

## 4.4. Sistema de Admissão com o filtro VOX

A seguir tem-se o sistema completo com a adição do filtro de ar, responsável por filtrar o particulado suspenso no ar e evitar que impurezas entrem na câmara de combustão e danifiquem os pistões e demais componentes do sistema. O filtro selecionado foi o da marca VOX, que é uma empresa que desenvolve e fornece filtros automotivos e industriais com alto padrão de qualidade para linha leve, pesada, agrícola e especial. A VOX é reconhecida no mercado pela flexibilidade e capacidade de inovação, utilizando alta tecnologia para lançar novos produtos e ficar em sintonia com a evolução do mundo dos filtros. (<http://www.filtrosvox.com.br/empresa/empresa>).

### 4.4.1. TBI fechada

Repetindo-se o que foi realizado 4.2.1 e no 4.3.1., porém agora com o filtro, obteve-se os seguintes dados:

<i>TBI fechada</i>	Válvula 1	Válvula2	Válvula 3	Válvula 4
<i>Pressão válvula aberta</i>	34,3	34,6	34,6	34,7
<i>CFM</i>	5,7	5,7	5,8	5,7
<i>Pressão inicial</i>	34,7	34,6	34,6	34,7
<i>Vazamento</i>	17	17	17	17
<i>Ti</i>	24	23	24	21
<i>Ts</i>	60	60	61	60

**Tabela 10 - TBI fechada com filtro VOX**

Com variações muito pequenas de pressão o comportamento do sistema com a TBI fechada é praticamente idêntico ao sistema sem filtro, o que demonstra a pouca interferência do sistema pós TBI no momento em que a mesma se encontra fechada.

### 4.4.2. TBI Marcha Lenta

Continuando com a sequência de testes ao se abrir o corpo de borboleta os resultados obtidos foram:

<i>TBI Marcha lenta</i>	Válvula 1	Válvula 2	Válvula 3	Válvula 4
-------------------------	-----------	-----------	-----------	-----------

<i>Pressão válvula</i>	22	21,2	22	21,9
<i>aberta</i>				
<i>CFM</i>	24,4	25,7	24,8	24,9
<i>Pressão inicial</i>	34,7	34,8	34,8	34,7
<i>Vazamento</i>	17,5	17,5	17,5	17,5
<i>Ti</i>	24	24	24	24
<i>Ts</i>	59	59	59	60

**Tabela 11 - TBI em marcha lenta com filtro VOX**

Com uma variação de pressão entre 12,7 a 13,6 polH<sub>2</sub>O ou de 31,75 a 34 mbar de pressão é possível observar comparando com os 2 resultados anteriores para a situação de marcha lenta que a faixa de variação de pressão é muito próxima entre os experimentos, mas há uma diminuição média de pouco mais de 0,6 CFM na vazão com o uso do filtro em comparação com o sistema sem filtro e de 2 CFMs em comparação com o sistema com somente o coletor.

#### 4.4.3. TBI Aberta

Com a TBI completamente aberta, como dito anteriormente, é possível se comprar não apenas os dados do coletor e do conjunto de admissão sem o filtro, mas também com o cabeçote de forma isolada identificando as possíveis causas das diferenças.

<b><i>TBI aberta</i></b>	<b>Válvula 1</b>	<b>Válvula 2</b>	<b>Válvula 3</b>	<b>Válvula 4</b>
<i>Pressão válvula</i>	14,9	14	15	14,2
<i>aberta</i>				
<i>CFM</i>	33,5	34,7	33,3	34,7
<i>Pressão inicial</i>	33,5	32,7	33,3	33
<i>Vazamento</i>	17,5	17	17	17
<i>Ti</i>	23	23	23	23
<i>Ts</i>	63	63	64	63

**Tabela 12 - TBI em carga total com filtro VOX**

Como apresentado pela Tabela 12 é possível inferir uma variação de pressão ente 18,9 a 19,4 polH<sub>2</sub>O ou 47,25 a 48,5 mbar. Nestes dados, ao se comparar com os outros experimentos, observa-se que os valores apresentados estão levemente abaixo dos obtidos com o sistema sem filtro, com uma diminuição de 2 mbar na pressão. Porém ao se comprar as vazões observa-se

que a diminuição é mais relevante que no sistema em marcha lenta, onde a diminuição ficou em média 1,25 CFMs se comparado ao sistema sem ar e de 2,275 comparado ao sistema somente com o coletor. Se a comparação for feita com a capacidade máxima do sistema medida somente com o cabeçote a diferença aumenta para aproximadamente 6 CFMs de vazão.

## 4.5. Sistema de Admissão com o filtro MANN

A MANN ou MANN+HUMMEL é a maior fabricante do mundo em capacidade produtiva de filtros e está a mais de 20 anos consolidada no mercado brasileiro. Recentemente completados 50 anos de chegada ao Brasil a MANN é hoje a principal fornecedora de filtros automotivos para as montadoras brasileiras. Seu diferencial está na tecnologia empregada e nos estudos realizados na fabricação de seus produtos. Assim a MANN foi escolhida principalmente por ser o produto original dos motores em teste e pelo seu notório histórico de desenvolvimento.

Devido a problemas no funcionamento da bancada e a perda de potência apresentada não foi possível realizar os testes com a TBI em marcha lenta e com carga total. Portanto impossibilitando a comparação entre as duas marcas de filtro.

### 4.5.1. TBI Fechada

Repetindo a rotina já realizada nos testes anteriores a tabela de dados a seguir foi gerada:

<b><i>TBI fechada</i></b>	<b>Válvula 1</b>	<b>Válvula 2</b>	<b>Válvula 3</b>	<b>Válvula 4</b>
<i>Pressão válvula aberta</i>	33,6	33,4	32,6	32,7
<i>CFM</i>	5,6	5,7	5,7	5,7
<i>Pressão inicial</i>	34,4	34,3	33,2	33,4
<i>Vazamento</i>	17,5	17,5	17,5	17,5
<i>Ti</i>	24	24	24	25
<i>Ts</i>	60	60	61	60

**Tabela 13 - TBI fechada com filtro MANN**

Da Tabela 13 em comparação com o mesmo experimento realizado com o filtro VOX e com o sistema sem filtro é possível observar que a vazão se manteve com variações mínimas, porém diferentemente dos outros resultados ao abrir as válvulas na utilização do filtro MANN a pressão sofreu uma leve queda. Esse fato é apenas uma coincidência, uma vez que a utilização

do filtro não interfere na queda da pressão antes da TBI, este fato é comprovado pelo experimento com o filtro VOX.

## **5. Dificuldades Enfrentadas**

Por se tratar de um trabalho que envolve a utilização de maquinário e peças para análises e depender de rotinas experimentais e a confecção de peças e adaptações para os objetivos em específico, é garantida a existência de inúmeras dificuldades. Neste capítulo todas as dificuldades e entraves superados durante a realização do mesmo serão abordados e explicados.

### **5.1. Dificuldades iniciais**

As principais dificuldades enfrentadas no início foram a ambientação com a bancada por falta de manuais e outros trabalhos que a utilizaram; identificar o real poder de análise da mesma; utilização ideal da bancada; a criação das peças adicionais que possibilitaram o uso da bancada para um sistema de admissão completo (cabeçote, coletor e filtro); a criação da rotina de análise; Identificação e adaptação dos parâmetros usados pela bancada.

A bancada apresenta uma série de etapas para análise individual de cada pistão, fazer a adaptação para uma análise com o cabeçote como um todo e fazer com que as perdas por causa dessa adaptação sejam as mínimas possíveis tem sido as maiores dificuldades construtivas dos testes.

### **5.2. Dificuldades na vedação**

Uma das adaptações tem sido a vedação de cada um dos componentes da bancada. A vedação das válvulas do cabeçote é atualmente a maior dificuldade encontrada na vedação. Por não ter as molas que fazem as válvulas voltarem ao estado de fechadas, mantê-las com a pressão necessária para a vedação tem sido muito complicado, após diversas tentativas com abraçadeiras de plástico e de metal, com diversas maneiras diferentes de gripagem na haste da válvula, a utilização de arruelas de borracha juntamente com as abraçadeiras de plástico teve o

melhor desempenho gerando números de vazamento para o cabeçote aceitáveis e que permitiram os testes.

A infinidade de formas de vazamento do ar e de caminhos existentes no próprio sistema em análise gerou uma grande barreira para a realização do experimento. Chegar em valores aceitáveis de vazamento e com repetitividade dos resultados foi um caminho longo e com diversas soluções falhas e poucas eficazes, mas que chegaram nos resultados atuais. A melhor solução para todos esses vazamentos seria a substituição pelas peças que realmente ocupam o espaço deixado. Porém o custo, a danificação do cabeçote e a falta de ferramentas adequadas para o seu manuseio impossibilitaram o uso delas, assim soluções paralelas foram necessárias e realizadas.

### **5.3. Dificuldades durante os testes**

Durante a realização de todos os testes a principal dificuldade foi controlar as variáveis que influenciaram do experimento, a principal delas identificar possíveis vazamento e se o comportamento do equipamento com as suas medições condizia com valores aceitáveis e trabalháveis dos dados coletados.

Durante o teste inicial as dificuldades enfrentadas foram na adaptação e leitura da bancada, porém a cada uso ela foi sendo vencida pela familiarização com o equipamento e com o seu funcionamento.

Foi durante os testes do sistema completo que os maiores problemas apareceram. A repetitividade dos experimentos e a grande variação dos resultados gerados mostram inúmeras falhas tanto de vedação quanto de análise do equipamento. Após a identificação de cada um dos vazamentos e a sua vedação os esforços se concentraram nos problemas de análise da bancada. Identificado cada problema e o funcionamento completo da bancada os testes puderam ser realizados com certa tranquilidade. Porém durante montagem do sistema um dos motores da bancada apresentou uma considerável perda de potência e uma diferença abrupta no ruído, o qual precisou ser avaliado.

Após sua retirada, e desmontagem para identificação do problema verificou-se que o rolamento da base da estrutura do rotor havia estourado e precisou ser trocado, porém mesmo

depois da troca seu funcionamento não apresentou muita melhora, por esta razão os testes foram feitos com ele desligado.

Ao final da rotina do teste de TBI fechada do filtro MANN (última sequência de testes) um segundo motor apresentou ruído similar e aparentemente apresenta o mesmo problema do motor anterior mencionado. Devido a esta situação os demais testes que seriam realizados no filtro MANN não puderam ser realizados e conseqüentemente a comparação entre os dois fabricantes também não.

## 6. Considerações e Análises dos Resultados

Para facilitar as análises e o entendimento do fenômeno observado os dados das tabelas apresentadas no capítulo 4 foram transformados em gráficos, assim fica mais simples e visualmente mais fácil de compreender o experimento.

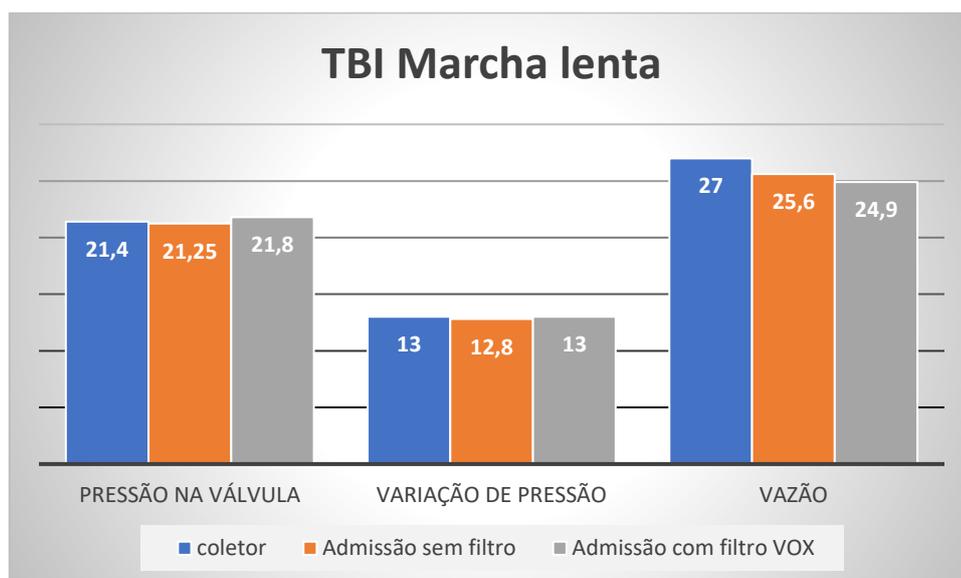
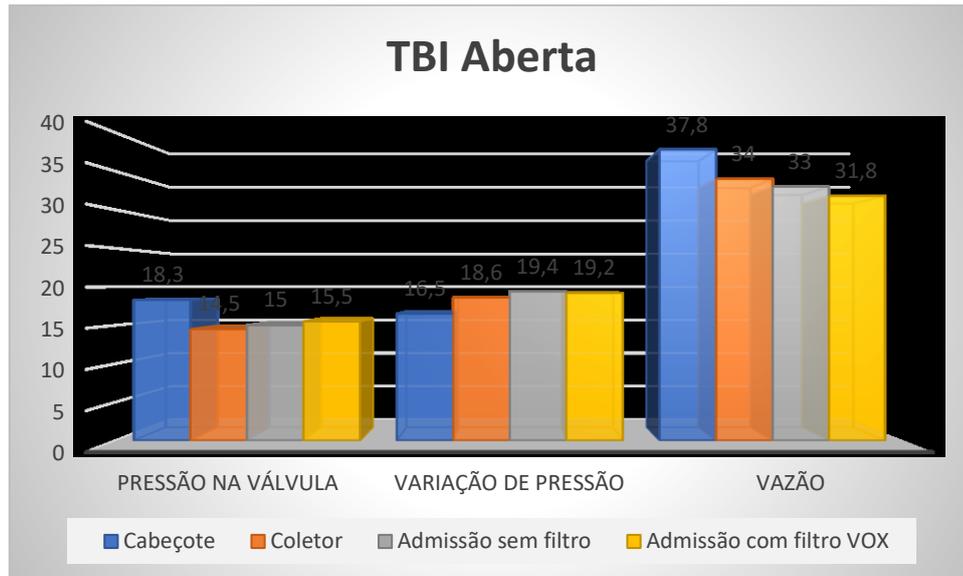


Gráfico 1 - TBI em marcha lenta



**Gráfico 2 - TBI Aberta**

O gráfico mostra a comparação da pressão com válvula aberta, a variação de pressão entre a pressão inicial e a pressão na válvula e a vazão medida em cada uma das 3 situações de análise: coletor, admissão sem filtro e admissão com filtro VOX.

Dessa maneira é fácil identificar que a pressão na válvula diminui com adição do sistema completo de admissão, mas aumenta no sistema completo com filtro. Em contrapartida a variação de pressão ficou praticamente constante e como esperado a vazão sofreu uma contínua diminuição para a TBI em marcha lenta. Já para a TBI em carga total é fácil observar a queda de pressão na válvula pela adição do coletor e o seu contínuo crescimento com o restante dos equipamentos do sistema de admissão. A variação de pressão aumenta com de acordo com a adição dos componentes do sistema, porém como era esperado a vazão sofre cada vez mais quedas pela influência dos componentes.

É fácil imaginar que ao se colocar mais barreiras para o ar ou dificuldades para que o mesmo passe a vazão dele diminua e isso é facilmente visível pelo Gráfico 1, porém é de se imaginar que o aumento de pressão na válvula ao adicionar o sistema com o filtro gerasse um aumento de vazão, o que não ocorre. Isso é explicado pela comparação da variação de pressão, responsável direta pela vazão no escoamento, onde a diferença de pressão é a mesma tanto para o coletor (maior vazão) quanto para o sistema completo com filtro (menor vazão).

Para a análise de perda de carga é necessário primeiro identificar os parâmetros de referência de análise, onde para a referência de pressão temos o valor 87 mbar responsável pela vazão de 195 CFMs ou 97,5 l/s (0,0975 m<sup>3</sup>/s), assim a partir desses valores é possível determinar a perda de carga no sistema.

Sabendo que a vazão é diretamente proporcional a diferença de pressão, isto é, quanto maior a diferença de pressão entre dois pontos maior será a vazão do fluido entre eles, pois para que haja fluxo entre dois pontos é necessária uma variação de pressão e o fluxo terá a direção da maior pressão em direção a menor. Este fato é facilmente verificado na equação de Bernoulli para o escoamento em questão:

$$p + \frac{\rho V^2}{2} = \text{constante}$$

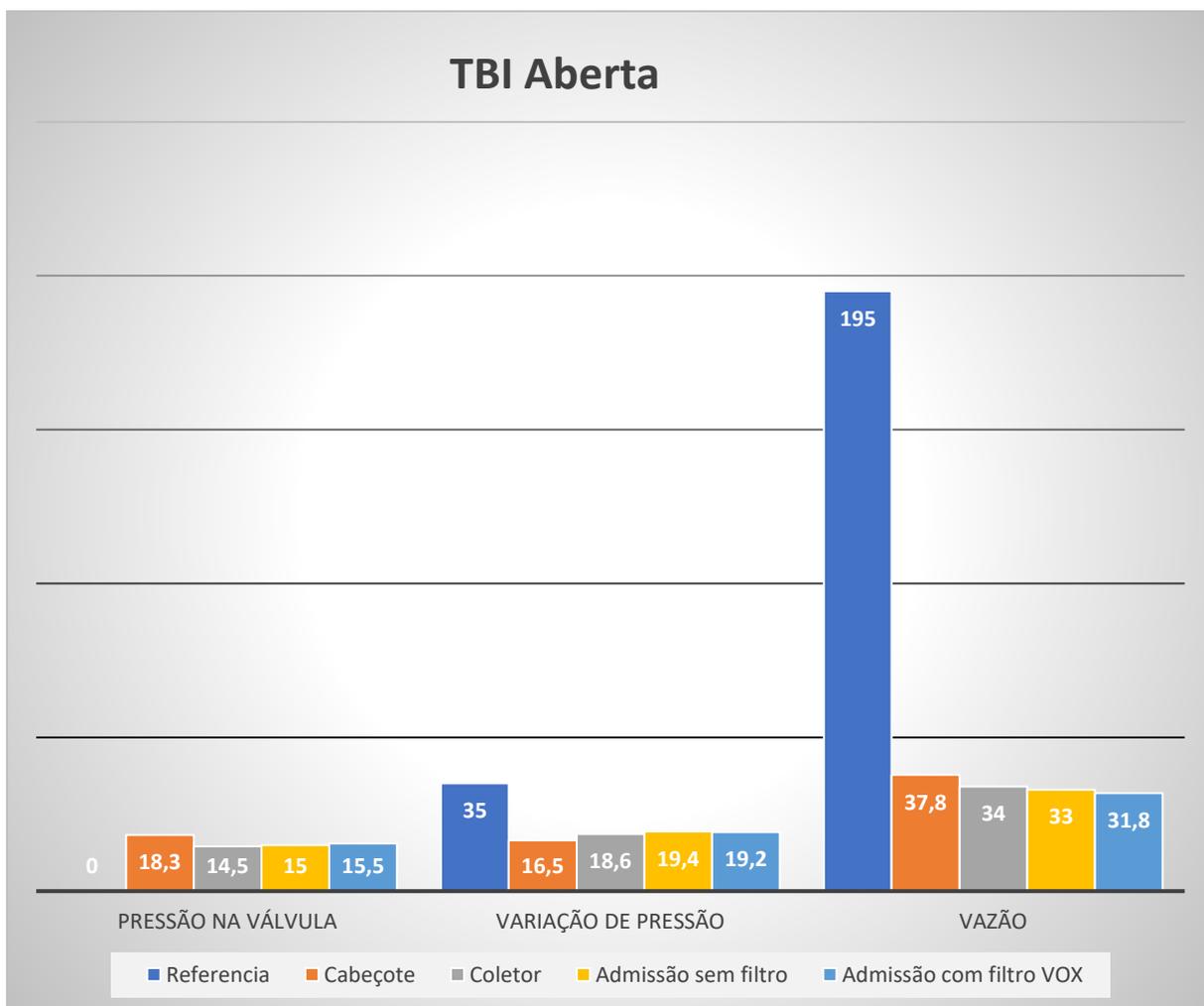
Como a velocidade é dada por:

$$V = \frac{\dot{V}}{A}, \text{ onde } \dot{V} \text{ é a vazão volumétrica}$$

Assim como a área é constante e invariável temos a equação

$$p + \frac{\rho \dot{V}^2}{2A^2} = \text{constante}$$

Assim é fácil determinar a constante uma vez que todos os dados acima mencionados são dados pela Tabela 1, chegando ao resultado de 87,5 mbar como pressão de referência e 195 CFMs de vazão. A Gráfico 2 mostra a comparação de cada componente



**Gráfico 3 - comparação dos dados com o sistema ideal**

Nesta comparação fica claro o mencionado no capítulo 2 em que as válvulas são as principais responsáveis pela perda de carga no sistema de admissão. A pressão de referência para o sistema de cabeçote é de 35 polH<sub>2</sub>O ou 87,5 mBar, nessa pressão o sistema teria o máximo rendimento volumétrico para o cabeçote analisado (esse rendimento não leva em consideração a rotação do motor por não analisar os cilindros, o objeto de análise é somente o cabeçote).

Assim por Bernoulli é possível comparar os resultados encontrados e a pressão teoria, onde a diferença entre elas é a perda de carga no sistema. Assim chega-se ao resultado de que a perda de carga para cada um dos subsistemas foi:

- 3,8 kPa para o cabeçote;
- 5,01 kPa para o coletor de admissão;
- 4,64 kPa para a admissão sem filtro;
- 4,5 kPa para a admissão com o filtro.

Assim é possível notar que há uma melhora na eficiência volumétrica da admissão se a mesma estiver completa sem o filtro e que o filtro gera uma perda de carga de 0,14 kPa. Também é evidente que o coletor de admissão gera a maior perda de carga dos subsistemas e por isso é objeto de estudo na melhoria da eficiência volumétrica. É comum ver em carros de corrida os coletores tipo corneta em que não há TBI, a sucção do ar é feita diretamente pela válvula de admissão, a constatação de que o coletor nesse experimento é o responsável pela maior perda de carga justifica a opção dos carros de alto desempenho aspirados pelo coletor tipo corneta.

## **7. Conclusão**

A bancada apresenta um funcionamento simples, completo e eficiente. Com os principais dados como vazão, temperatura e pressão sendo informadas pelo próprio sistema é possível caracterizar a perda de carga por cada um dos componentes do sistema de admissão.

Os testes realizados provaram que além de ser utilizada para analisar o fluxo em cada cilindro a bancada pode ser utilizada como bancada de fluxo para análise de perda de carga, além de outras finalidades como: análise do comportamento do fluxo durante o escoamento, influência de efeitos pulsantes e a afinação do sistema de admissão.

A seguir as etapas para melhoria do sistema e para a completa análise da influência dos componentes no sistema de admissão automotivo.

### **7.1. Realizar o reparo dos rotores com mal funcionamento**

No capítulo 5 foi abordado um problema referente ao mal funcionamento de 2 dos 3 motores responsáveis pelo fluxo de ar na bancada, com isso para a continuação dos trabalhos e para futuras análises é necessário o reparo dos dois motores e a substituição das peças necessárias.

### **7.2. Revisão dos vazamentos**

É importante que, para os próximos testes e análises, seja feita uma revisão geral dos vazamentos e das soluções encontradas para sanar os problemas de vazamento. A desmontagem e remontagem de todo o sistema da bancada de fluxo com a análise de toda a parte de vedação é a etapa mais indicada, a substituição dos vedantes por outros de melhor qualidade também é indicado para que o vazamento seja o menor possível.

### **7.3. Apresentação de sistemas alternativos**

Como foi analisado no capítulo 6 o principal componente para a análise da perda de carga deve ser o coletor de admissão. Para chegar a modelos mais exatos ou melhorias mais eficientes uma análise dinâmica, que leve em consideração os efeitos pulsantes para que as mudanças propostas pelo modelo estacionário não interfiram no modelo dinâmico. Fica evidente com a análise feita de que é possível melhorar a eficiência volumétrica do sistema de admissão, assim tanto a mudança para filtros de melhor qualidade ou que gerem menores perdas de cargas quanto a mudança do sistema completo são possibilidades. Saber os pontos a serem alterados é a parte mais importante. Segundo os dados adquiridos e com a teoria explicada é possível direcionar as melhorias do sistema.

A origem da perda de carga dentro do coletor não pôde ser identificada, logo, identificar o porquê da imensa perda de carga no seu interior e a diminuição da mesma ao se aumentar o sistema de admissão devem ser o objeto de estudo para uma melhoria realmente expressiva no sistema de admissão.

A perda de carga por adição do filtro de ar significou uma diminuição de aproximadamente 1,5 CFMs ou 0,75 l/s de ar. Ao se considerar que em regime de rotação máxima a 6000 rpm e que a o motor de 1.6l aspira esse volume a cada 2 rotações do volante do motor, a sucção necessária seria de 80l/s. Assim a perda de carga gerada pelo filtro interfere em quase 10% da vazão volumétrica necessária para o funcionamento do motor.

A apresentação de outros cabeçotes ou mudanças nas válvulas ou no próprio duto de admissão também podem ser feitas através dos testes na bancada.

### **7.4. Simulação para validação dos resultados experimentais**

Os resultados obtidos nesse trabalho podem ser utilizados para a comparação com dados de simulação computacional. A utilização da ferramenta computacional é de extrema importância para fazer análises das possíveis mudanças no coletor ou no sistema de admissão antes de serem produzidos. Após a sua construção a bancada poderá ser utilizada para a validação da peça e o preparo para os testes nos veículos de análise.

A utilização de métodos de CFD e de um dinamômetro de bancada juntamente com a bancada de fluxo são ferramentas mais que suficientes para se propor tanto mudanças para o

alto rendimento de qualquer motor quanto a influência dos componentes e qual no meio da industrial é o melhor para a determinada função e utilização deste motor em específico.

## 8. Referências

1. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL, Vvt variocam. Disponível em: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_31.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm) Acesso em: 24 de janeiro de 2016.
2. BARBOSA, C. R. F. Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás natural. 1997.197 p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.
3. BAUER. U. Automotive handbook. Robert Bosch GmbH. Alemanha: Ed. Bosch, 2000.
4. BENSON R.S. The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines. New York: Oxford University Press, 1982. v. 1.
5. BORTOLUZZI, D.; DORIA, A.; COSSALTER, V.; The Effect of Tunable Resonators on the Volumetric Efficiency of an Engine. Dearborn: SAE International, 1998. (SAE Paper N° 983045).
6. BOSCH, R. Manual de tecnologia automotiva. 25. ed. Tradução de Helga Madjiderey et al. São Paulo: Dgard Blücher, 2010.
7. BRUNETTI, Franco. Motores de Combustão Interna Vol 1. Editora Blucher 2012.
8. Caris, D. F., and Nelson, E. E., "A New Look at High Compression Engines," SAE Trans., vol. 67, pp. 112-124,1959.
9. Cauoha, Marilou - Manifold design guidelines: Delphi Automotive System.2002
10. CAMPIGLIA, R. B. Estudo da influência da geometria da tubulação a montante da válvula de aceleração no desempenho do sistema de admissão de ar de um motor de combustão interna de ignição por faísca. Dissertação de mestrado. USP, São Paulo/SP, 2007
11. ÇENGEL, Y. A.; BOLES, MICHAEL A. Thermodynamics: an engineering approach: McGraw-Hill. 2001.
12. CHANAUD, R.C. Effects of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators. Journal of Sound and Vibration, Provo, v. 178, n. 3, p. 337-348, ago., 1994.
13. DANA. Dicas técnicas Dana. Disponível em: < <http://www.scribd.com/doc/8689184/Dicas-Motor> >. Acessado em: 22 ago. 2015
14. DEAR, T.; INGARD, K.U.; SCHUCHARDT, M.E.; An air induction system for a fourcylinder engine: design, noise control and engine efficiency. Traverse City : SAE Internacional, 1993. (SAE Paper N° 931317).

15. ENGINEERING FUNDAMENTALS OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES, WILLARD W. PULKRABEK, PEARSON PRENTICE HALL, 2004.  
Avery, W. H.; Hart, R. W. Combustor performance with instantaneous mixing. *Industrial and Engineering Chemistry*, v. 45, n. 8, p. 1634-1637, Aug. 1953.
16. ESTÈVE, S. J.; JOHNSON, M. E.; Adaptive Helmholtz resonator and passive vibration absorbers for cylinder interior noise control. *Journal of Sound and Vibration*, Blacksburg, v. 288, n. 4, p. 1105-1130, jan., 2005.
17. FERGUSON, C. R. *Internal combustion engines : applied thermosciences*. Singapore. New York: Wiley & Sons. 1986
18. FIGLIOLA, R.S.; BEASLEY, D.E.; *Theory and Design for Mechanical Measurements*. 2. ed. New York: John Wiley, 1995.
19. Fundamentos de motores de combustão interna. Disponível em: <http://www.scribd.com/doc/19449331/Fundamentos-de-funcionamento-de-motores-de-combustao-interna> >. Acessado em: 21 ago. 2015.
20. GONÇALVES Jr., A.A. *Metrologia Parte I*. Florianópolis : Laboratório de Metrologia e Automatização, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.
21. GUIMARÃES, L. M., 2008, “Análise de escoamento dinâmico em coletores de admissão de motores de combustão interna com variador de fase”. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas, Belo Horizonte.
22. HALL, D.E. *Basic Acoustics*. Harper & Row, Publishers Inc., 1987.
23. HALLIDAY, David; RESNICK, Jearl Walker. *Fundamentos da Física*. Vol 2, 8º ed. Rio de Janeiro. LTC editor. 2009.
24. HAMBURG, D. R., COOK, I. A., KAISER, W. J., and LOGOTHETIS, E. M. "An Engine Dynamometer Study of the A/F Compatibility between a Three-Way Catalyst and an Exhaust Gas Oxygen Sensor," SAE Paper No. 830986, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (1983).
25. HANRIOT, S. M., 2001 “Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutores de admissão em motores de combustão interna” Doutorado em Engenharia Mecânica da UFMG, Belo Horizonte, MG.
26. HARDENBERG, H. O. *The Middle Ages of the Internal combustion Engine*. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers Society of Automotive (SAE), 1999.
27. HARRISON, M. F.; DUNKLEY, A.; The acoustic of Racing engine intake systems. *Journal of Sound and Vibration*, Northants, v. 271, n. 3, p. 959-984, abr., 2004.

28. HEISLER, H. Advanced Engine Technology. Warrendale: SAE International, 1995.
29. HEYWOOD, J. B., 1988 “Internal combustion engine fundamentals” – Massachusetts Institute of Technology, USA.
30. Historia das leis da Termodinâmica. Disponível em: <<http://nautilus.fis.uc.pt/molecularium/pt/histterm/index.html>> Acessado em: 14 jan. 2016.
31. John B. Howard, Internal Combustion Engine Fundamentals First Edition, 1988
32. LOUREIRO, E. Máquinas térmicas I. Apresentação Power Point, 2010. Disponível em: <[http://www.eduloureiro.com.br/index\\_arquivos/MTAula1.pdf](http://www.eduloureiro.com.br/index_arquivos/MTAula1.pdf)>. Acesso em: 10 set. 2015.
33. MA, R.; SLABOCH, P. E.; MORRIS, S. C.; Fluid mechanics of the flow-excited Helmholtz resonator. Journal of Fluid Mechanics, Notre Dame, v. 623, p. 1-26, mar., 2009.
34. MARTIN, J. Motores de combustão interna. Université Catholique de Louvain. UCL. TERM., 2008.
35. Moran and Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics Third Edition, 1995 Stone, Introduction to Internal Combustion Engines Second Edition, 1992
36. MORAN, M. J. Fundamentals of engineering thermodynamics. Shapiro Wiley & Sons, Inc. 2004.
37. MORSE, P.H., BODEN, R.H. e SCHECTER, H., “Acoustic vibrations and internal combustion engine performance”, Journal of applied Physics, Vol. 9, January, 1938
38. MUNSON, B. R. Fundamentos da mecânica dos fluidos. 4 . ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002. 136
39. NOWAKOWSKI J., SOBIESZCZANSKI M., “Inlet System Choice of Spark Ignition Engine Based on Numerical Analysis of Filling a Cylinder”, 1999.
40. PEREIRA, L.V.M. Estudo experimental da influência de um ressonador de volume variável na massa de ar admitida por um motor de combustão interna. 2008. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
41. TAYLOR, C. F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo: Edgard Blucher. 1971 - 1976
42. TAYLOR, Charles F.; TAYLOR, Edward S. The internal combustion engine. 2 ed. Pennsylvania. Editora international textbook company.1961.
43. WHITE, F.M. Fluid Mechanics. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1994.