



MARCELO RENATO CAVAGLIERI

ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DE
ONDA EM COLETORES DE ADMISSÃO PARA
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

47/2014

CAMPINAS
2014



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

MARCELO RENATO CAVAGLIERI

ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DE ONDA EM COLETORES DE ADMISSÃO PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

*Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia Mecânica da
Universidade Estadual de Campinas
como parte dos requisitos exigidos
para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, na área de
Térmica e Fluidos.*

Orientador: PROF. DR. ROGÉRIO GONÇALVES DOS SANTOS

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL
DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO
MARCELO RENATO CAVAGLIERI E ORIENTADO
PELO PROF. DR. ROGÉRIO GONÇALVES DOS
SANTOS.

A handwritten signature in blue ink, reading "Rogério Gonçalves dos Santos", written over a horizontal line.

CAMPINAS
2014

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

C313e Cavaglieri, Marcelo Renato, 1975-
Estudo experimental do fenômeno de onda em coletores de admissão para motores de combustão interna / Marcelo Renato Cavaglieri. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Rogério Gonçalves dos Santos.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motores de combustão interna. 2. Acústica. 3. Ondas. 4. Pressão. I. Santos, Rogério Gonçalves dos. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Experimental study of the wave phenomena into the intake manifolds for internal combustion engines

Palavras-chave em inglês:

Internal combustion engines

Acoustic

Waves

Pressure

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Rogério Gonçalves dos Santos [Orientador]

Caio Glauco Sanchez

Andrey Ricardo da Silva

Data de defesa: 24-03-2014

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DE
ONDA EM COLETORES DE ADMISSÃO PARA
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Autor: Marcelo Renato Cavaglieri

Orientador: Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos, Presidente
Departamento de Energia – FEM UNICAMP**



**Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez
Departamento de Energia – FEM UNICAMP**



**Prof. Dr. Andrey Ricardo da Silva
Centro de Engenharia da Mobilidade – UFSC**

Campinas, 24 de março de 2014.

Dedico este trabalho à minha esposa Thays, a qual tem participação no resultado deste, com seu apoio incondicional e suas sugestões construtivas, as quais se encontram por essa dissertação em seus aspectos filosóficos e científicos. E também aos meus queridos filhos, Luiz Felipe e Pedro Henrique que completam essa família, que em seus mais diferentes aspectos contribuí nessa vida, para com a minha evolução devida de acordo com a minha necessidade e merecimento.

Agradecimentos

Este trabalho é fruto da ajuda de diversas pessoas às quais presto meus sinceros agradecimentos e minha homenagem:

Agradeço meus pais Oswaldo e Clarisse, pela dedicação em uma fase tão importante na formação de um ser humano, nutrindo o corpo e a mente de forma a incentivar o cientista latente.

Ao amigo Guilherme Esteves Perche, *in memoriam*, que, em um momento decisivo, foi um grande incentivador dos meus estudos e na decisão de continuar meu desenvolvimento intelectual.

Ao amigo e colega Engenheiro Thomas Maciel Moura, que identificou um tema potencial e inexplorado, dividindo comigo sua visão dos fenômenos, dando origem a esse estudo.

Ao chefe Engenheiro Fernando Luiz Windlin, que com o seu apoio a esse tipo de atividade, incentiva o espírito científico no ambiente de trabalho, contagiando as pessoas e as impulsionando a buscar sempre por conhecimento, explicações e principalmente por desafios.

A todos os colegas da Empresa Magneti Marelli que com competência e companheirismo ajudaram em diversas tarefas, fazendo suas sugestões para que o estudo tivesse êxito. Em especial aos Senhores Wanderci da Silva, José Nogueira e Osmar Rondina que com vossas experiências como ferramenteiros fizeram com que os dispositivos construídos ficassem adequados a finalidade e ainda melhores do que projetados inicialmente. Ao Engenheiro Marco Leal Pilato por ceder sua equipe de forma paciente e ao Engenheiro Guilherme Alegre pelas sugestões construtivas ao título e a forma de abordagem. Ao Engenheiro Franklin Silva e sua equipe de técnicos que realizaram com presteza e entusiasmo os testes em dinamômetro, fornecendo ótimos subsídios para a comprovação da teoria.

Ao pessoal da LMS South America, nas pessoas do Engenheiro Henrique Abrão e Engenheiro Charles Croufer, por terem cedido o equipamento e software para a realização das medidas experimentais.

A amiga e Tia Maria Cristina Wenzel pela meticulosa contribuição em polir a linguagem através de suas sugestões de vocabulário e gramática.

Ao meu orientador, que utilizou da sua visão acadêmica para dar a devida luz às teorias e pensamentos aqui apresentados, permitindo dessa forma que a dissertação tivesse o caráter e a forma que um trabalho como esse deve e merece ter.

*“A humildade exprime, uma das raras certezas de que estou certo:
a de que ninguém é superior a ninguém.”*

Paulo Freire

Resumo

Com o intuito de otimizar o Motor de Combustão Interna e encontrar aplicações que o utilizem de forma racional e eficiente, nessa dissertação estuda-se o comportamento dinâmico da pressão na cavidade dos Coletores de admissão, já que o escoamento através dele acontece de forma pulsada, devido ao movimento do pistão e modulado pelo abrir e fechar das válvulas de admissão e escapamento. Sendo o Coletor de Admissão parte desse circuito, ele consequentemente impõe uma impedância a esse escoamento intermitente, podendo ser mais ou menos acentuada, devido suas formas construtivas. Para essa avaliação busca-se um fator ou um coeficiente que quantifique como as ondas de pressão interagem com a cavidade do Coletor de Admissão, de forma metódica e confiável, para que os resultados possam ser usados como ferramenta prática de desenvolvimento desse componente. Podendo assim, os Coletores de Admissão serem ajustados adequadamente à aplicação e não apenas nos quesitos de regimes permanentes tradicionais como perda de carga e desbalanceamento no fornecimento de ar. Nessa dissertação é apresentado um aparato para medir experimentalmente a curva do Coeficiente de Transmissão de onda de pressão, seus detalhes construtivos, de configuração e operação para a obtenção de curvas de boa qualidade. É mostrado também um método para validação do aparato e por fim a comparação do Coeficiente de Transmissão com a curva de desempenho desses componentes quando instalados em um Motor de Combustão Interna. Comprovando dessa maneira, a relação entre as características dinâmicas da cavidade e sua influência no desempenho do Motor de Combustão Interna e mais, demonstrando que o método experimental de medir o Coeficiente de Transmissão é uma forma eficaz e coerente de se quantificar a influência desse componente no processo de admissão.

Palavras Chave: Coletor de admissão; Perda de transmissão; Determinação experimental; Coeficiente de Transmissão; Onda de pressão.

Abstract

In order to optimize the Internal Combustion Engine and find out applications that use it rationally and efficiently, in this dissertation it is studied the dynamic behavior of the intake manifolds cavity pressure, since the flow through it happens in a pulsed manner, due to the movement of the piston and modulated by opening and closing the intake and exhaust valves. Being the intake manifold part of this circuit, it imposes impedance to the flow that may be more or less pronounced, due to its constructive design. For this evaluation it is made an experimental determination of the Transmission Coefficient of pressure waves through the Intake Manifold, methodically and reliably, so the results can be used as a practical tool for developing these components. The Intake Manifold may thus be properly adjusted to the application needs and not just in the categories of traditional patterns like permanent loss and imbalance of air supply. This dissertation presents an experimental apparatus to measure the curve of the wave pressure Transmission Coefficient, its construction details, configuration and operation to get good quality curves. It is also shown a method to calibrate the apparatus and finally, the comparison of the Transmission Coefficient with the performance curve of measured Intake Manifolds when installed on an Internal Combustion Engine. Providing this way, the correlation between the dynamic characteristics of the cavity and its influence on the Internal Combustion Engine's performance and demonstrating that the experimental method to measure the Transmission Coefficient is an effective and consistent way to quantify the influence of the Intake Manifold in admission process.

Key Words: Intake Manifold, Transmission Loss, Experimental determination, Transmission Coefficient, Wave pressure.

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>Letras Latinas</i>	<i>Unidades</i>
A – área	[m ²]
at – Coeficiente de Transmissão de onda	---
c – velocidade do som em um meio	[m/s]
D – diâmetro do volume de referência	[m]
d – diâmetro do tubo de entrada	[m]
f – frequência ou ciclos por segundo	[Hz]
f_R – frequência natural da cavidade do volume de referência	[Hz]
f_e – frequência excitação gerada pelo motor	[Hz]
H – função de transferência	---
I – intensidade acústica	[W/m ²]
$\text{Im}[a]$ – parte imaginária da variável a	---
K – razão tempos por número de abertura da válvula de admissão	---
k – número de onda	---
L – comprimento	[m]
m_a – massa de ar admitida pelo cilindro do motor	[kg]
m_{at} – massa total de ar que pode ser admitida pelo cilindro do motor nas condições de temperatura e pressão em que se encontra	[kg]
P – pressão para medida de perda de carga	[mbar]
PL – perda de carga ou variação de pressão	[mbar]
$p(t)$ – pressão em função do tempo	[mbar]
p – pressão acústica	[Pa]
G – espectro cruzado entre os microfones	---
$qm(t)$ – vazão mássica em função do tempo	[kg/s]
$\text{Re}[a]$ – parte real da variável a	---
S – autoespectro	---
TL – perda de transmissão acústica	[dB]
TF – função de transferência	[mbar.s/kg]

x – distância entre os microfones	[m]
W – potência acústica	[W]
w – rotação do Motor de Combustão Interna	[rpm]
Z – impedância acústica	[rayl]

.....

Letras Gregas

Δ – determinante da matriz	---
ϕ – fase do sinal	[rad]
λ – comprimento de onda de pressão	[m]
η_v – eficiência volumétrica	[%]
Π – potência mecânica	[W]
ω – frequência angular ou arcos por segundo	[rad/s]
ρ – densidade do meio onde a onda se propaga	[kg/m ³]
σ – desbalanceamento da perda de carga	[%]

.....

Subscritos

a – montagem experimental correspondente a terminação a	---
b – montagem experimental correspondente a terminação b	---
in – relacionado a entrada	---
out – relacionado a saída	---
i – índice do conduto ou microfone	---
j – índice do microfone de resposta	---

.....

Abreviações

- Eq. – Equação;
- Mic – Microfone.

Siglas

ACIS – Sistema de Controle Acústico da Admissão do inglês *Acoustic Control Induction System*;

A/D – Conversor de sinal analógico para digital;

BEM – Método de elementos de contorno do inglês *Boundary Element Method*;

BNC – Conector para cabos coaxiais do inglês *Bayonet Neill-Concelman*;

CA – Coletor de Admissão;

DE – Departamento de Energia;

D/A – Conversor de sinal digital para analógico;

ECM – Módulo de controle eletrônico do inglês *Electronic Control Module*

EGR – Válvula de recirculação dos gases de escapamento do inglês *Exhaust Gases Recirculation*;

evc – Fachamento da válvula de escapamento do inglês *Exhaust Valve Close*;

evo – Abertura da válvula de escapamento do inglês *Exhaust Valve Open*;

FA – Fluido ativo;

FEM – Método dos elementos finitos do inglês *Finite Element Method*;

FFT – Transformada rápida de Fourier do inglês *Fast Fourier Transformation*;

GNV – Gás natural veicular;

ivc – Fechamento da válvula de admissão do inglês *Intake Valve Close*;

ivo – Abertura da válvula de admissão do inglês *Intake Valve Open*;

MCI – Motor de Combustão Interna;

PL – Perda de carga ou perda de pressão;

PMS – Ponto morto superior, posição onde o pistão tem velocidade zero e inverte o sentido de movimento de subida e começa a descer;

PMI – Ponto morto inferior, posição onde o pistão tem velocidade zero e inverte o sentido de movimento de descida e começa a subir;

PVC – Policloreto de Vinil do inglês *Poly Vinyl Chloride*;

TL – Perda de transmissão do inglês *Transmission Loss*;

T-map – Sigla utilizada para o sensor que mede temperatura e pressão do ar na admissão;

USB – Padrão de comunicação, cabo e conectores do inglês *Universal Serial Bus*.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	7
3 MODELAGEM TEÓRICA	38
4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	48
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
6 CONCLUSÕES	87
7 SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	89
REFERÊNCIAS	90
APÊNDICES	95

1 INTRODUÇÃO

Devido aos apelos e preocupações com o meio ambiente, a poluição gerada por automóveis é uma questão importante a ser considerada, quando do desenvolvimento de componentes e peças automotivas, desde sua composição construtiva, passando pelo processo de fabricação até sua função junto ao funcionamento do automóvel, ligada ao desempenho do Motor de Combustão Interna (MCI) e sua respectiva emissão de poluentes.

Durante o funcionamento regular de um Motor de Combustão Interna de ciclo Otto tradicional, na fase de admissão de ar, período esse em que a válvula de admissão está aberta para que o cilindro seja preenchido da mistura, ar mais combustível (para um motor tipo PFI do inglês *Port Fuel Injection*), é possível constatar que o volume do cilindro poderia ser ocupado de forma mais eficiente. Esse preenchimento do cilindro normalmente é prejudicado, devido ao aquecimento da mistura e consequente diminuição da massa específica e perdas de carga ao longo do sistema de alimentação, o que compromete a eficiência volumétrica e o desempenho do motor, afinal a potência entregue por este é proporcional à massa de ar que ele consegue aspirar (BRUNETTI, 2012).

Um dos componentes que desempenha função importante nesse processo de alimentação de ar ao Motor de Combustão Interna é o Coletor de Admissão (CA), cujas características físicas como a Perda de Carga (PL) imposta ao ar e a falta de homogeneidade (σ) dessa perda entre os condutos interfere diretamente no processo descrito no parágrafo acima.

O desbalanceamento no suprimento de ar entre os cilindros, é um dos fatores que está ligado diretamente ao consumo ineficiente de combustível e emissão de poluentes, afinal, além de comprometer a eficiência volumétrica, a alimentação deficiente de ar compromete o balanço estequiométrico da reação de combustão, já que o monitoramento é realizado normalmente por apenas uma sonda lambda, informando dessa forma o resultado médio dos cilindros. O desequilíbrio dos reagentes resulta na queima incompleta do combustível, tendo consequências diretas no desempenho do Motor de Combustão Interna, extraindo de forma deficiente o potencial de energia, e ainda, aumentando o índice de emissão de monóxido de carbono (CO) que é produto direto dessa combustão incompleta.

Normalmente aborda-se o processo de admissão de ar em motores, como se ele ocorresse de forma contínua, um escoamento constante e uniforme como pode ser visto em (MOURA *et al*, 2009) e (CAVAGLIERI *et al*, 2009). No entanto, durante o funcionamento do Motor de Combustão Interna, esse processo de admissão acontece de forma pulsada, devido ao movimento do pistão que causa uma rarefação ao fazer a viagem do Ponto Morto Superior (**PMS**) até o Ponto Morto Inferior (**PMI**). Essa onda de pressão que se propaga para o conjunto de admissão, é ainda modulada pelo abrir e fechar das válvulas de admissão ao longo dos ciclos do motor. Como resultado, o que se tem, são ondas de pressão e escoamento que excitam os volumes e as passagens internas do Coletor de Admissão, o qual fará a transmissão dessas ondas de acordo com suas características de atenuação e/ou amplificação, dependendo de sua forma, volume e a combinação desses.

Essa dissertação está organizada da seguinte forma:

- **INTRODUÇÃO**: onde é realizada uma breve exposição das motivações e do Histórico do assunto;

- **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**: esse capítulo mostra toda a evolução do raciocínio desenvolvido aqui e as fontes que embasam a teoria e a linha de pesquisa desse estudo. Para isso realizando as definições conceituais e matemáticas necessárias para o desenvolvimento de todo o texto;

- **MODELAGEM TEÓRICA**: aqui é possível encontrar as primeiras implicações e toda a teoria específica que será usada para realização das medidas e tratamentos dos dados;

- **PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**: capítulo que apresenta os detalhes construtivos e técnicas usadas para tomada das medidas experimentais;

- **RESULTADOS E DISCUSSÕES**: seção responsável por apresentar os dados das medidas realizadas, de forma comparativa em gráficos e tabelas de forma a explicitar as diferenças e efeitos que aqui se quer demonstrar. Todos os dados são discutidos de maneira a mostrar a importância de cada efeito observado e sua influência ou consequência sobre os efeitos principais;

- **CONCLUSÕES**: capítulo onde serão apresentadas as análises finais e suas consequências, confrontadas com os objetivos;

- SUGESTÕES PARA OS PRÓXIMOS TRABALHOS: nessa parte ficam algumas sugestões de continuidade do estudo de forma a consolidar a teoria iniciada aqui.

- ANEXOS E APÊNDICES: no final dessa dissertação é possível encontrar algumas tabelas, desenhos, especificações dos equipamentos entre outros dados que completam as informações necessárias para a reprodução dos experimentos desse estudo.

1.1 Objetivo

Essa pesquisa de mestrado tem como objetivos:

Caracterizar experimentalmente os Coletores de Admissão quanto ao comportamento dinâmico da pressão em seu interior;

Determinar um fator que tenha relação direta com o efeito de transmissão dos pulsos de pressão na faixa de interesse de rotação do motor onde o coletor será aplicado;

Construir um aparato experimental que seja capaz de medir o fator acima;

Fornecer valores experimentais para se correlacionar com dados vindos de modelos numéricos, esses produzidos durante o trabalho de mestrado de MOURA, 2014, tornando assim parte de uma ferramenta no projeto e desenvolvimento de Coletores de Admissão para motores de combustão interna.

1.2 Relevância do estudo

Para que se tenha a medida da relevância desse estudo, pode-se analisar o trabalho de Maftouni *et al* (2006), onde são citados alguns parâmetros que devem ser considerados ao se projetar um coletor de admissão, visando à eficiência volumétrica e proporcionando uma distribuição uniforme entre todos os cilindros. Alguns desses parâmetros são: utilizar as ondas de pressão de forma a aumentar o enchimento dos cilindros, eliminar as recirculações e cantos desnecessários e fazer considerações sobre simetria dos dutos em relação ao *plenum*.

Tendo em vista os fenômenos e necessidades apresentadas acima, fica claro que deve haver uma preocupação em particular com o escoamento dinâmico ou pulsado nos Coletores de Admissão, isso é evidenciado com o crescente número de estudos encontrados sobre esse assunto, especificamente como os de Hanriot (2001), Persoons (2004), Guimarães (2008), Pereira (2008), Metwally (2009), Souza (2010), Oliveira (2011) e Queiroz (2011).

Complementarmente é possível encontrar um grande número de patentes sobre esse assunto por todo o mundo, depositadas pelas principais montadoras, indústrias de autopeças entre outros. Numa busca com a combinação das frases “coletor de admissão variável”, “ressonância” e “pressão dinâmica”, foram encontradas 148 patentes as quais estão listadas no APÊNDICE A (Pesquisa realizada no *site Orbit* em novembro de 2013).

Em uma análise dessas patentes, verificou-se que boa parte consiste em tecnologias usadas para controlar esses efeitos e ampliar a faixa de atuação ótima dos coletores. Como um dos exemplos mais contundentes está o sistema **ACIS** (*Acoustic Control Induction System* – Sistema de Controle Acústico da Admissão) patenteado pela Toyota, que é apresentado por um esquema na Figura 1.1. Esse sistema é composto por uma válvula que é comandada por um atuador acionado pelo vácuo criado no próprio sistema de admissão e regulado por uma válvula proporcional capaz de realizar a abertura gradativa, em função do comando eletrônico gerado pelo Módulo de Controle Eletrônico (**ECM**). A ECM monitora as condições do Motor de Combustão Interna, como rotação e abertura do corpo de borboleta, e envia um comando de abertura proporcional, adequando a conexão entre os volumes do Coletor de Admissão às condições nas quais o Motor de Combustão Interna tenha o melhor desempenho possível. Analisando a Figura 1.1 é possível ver que a válvula de controle realiza a comunicação entre dois volumes que em certo regime trabalham separados e em outro, unidos e entre esses dois regimes podem ser gradativamente acoplados variando a impedância com a abertura proporcional da mesma. Isso faz com que o comportamento das cavidades mude e essas pulsem em frequências de ressonâncias diferentes de acordo com esse acoplamento.

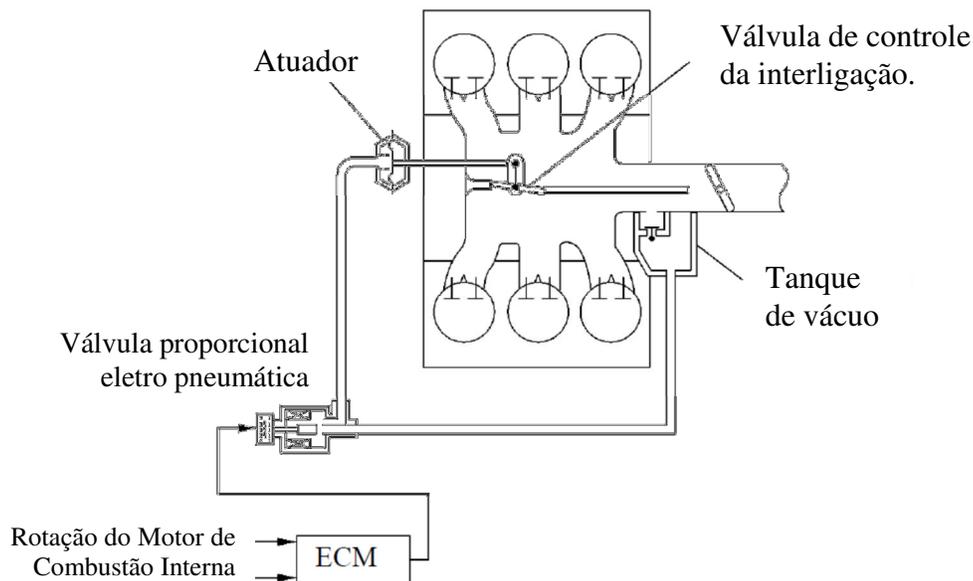


Figura 1.1 – Sistema ACIS Toyota, (Adaptado da Patente, 2002)

Outras patentes contêm ainda métodos de detecção e controle desses efeitos de formas inusitadas criando ondas de pressão com atuadores (OTSUBO e OSUMI, 2009 e YUN, 2011), similares a alto-falantes, sintonizados à movimentação das válvulas de admissão e do pistão. Outros trabalham causando atrasos com passagens alternativas, ou caminhos de formas e tamanhos diferentes (VICHINSKY e WECKERLE, 2010 e SEMMLER *et al*, 2011), entre outros mecanismos e combinações de algoritmos usados também em controle ativo de ruído ou identificação de padrões como Lógica Fuzzy e redes neurais (KATSUYUKI e HIDEAKI, 2009 e WANG e KURT, 2010) .

Um histograma feito a partir das datas de homologação das patentes do APÊNDICE A é mostrado na Figura 1.2. Com ele constata-se que esse efeito ainda se encontra em estudo e a concessão de patentes sobre o assunto vem crescendo, pois é um tema que ainda tem grande potencial de exploração e atende necessidades atuais, especialmente em motores aspirados.

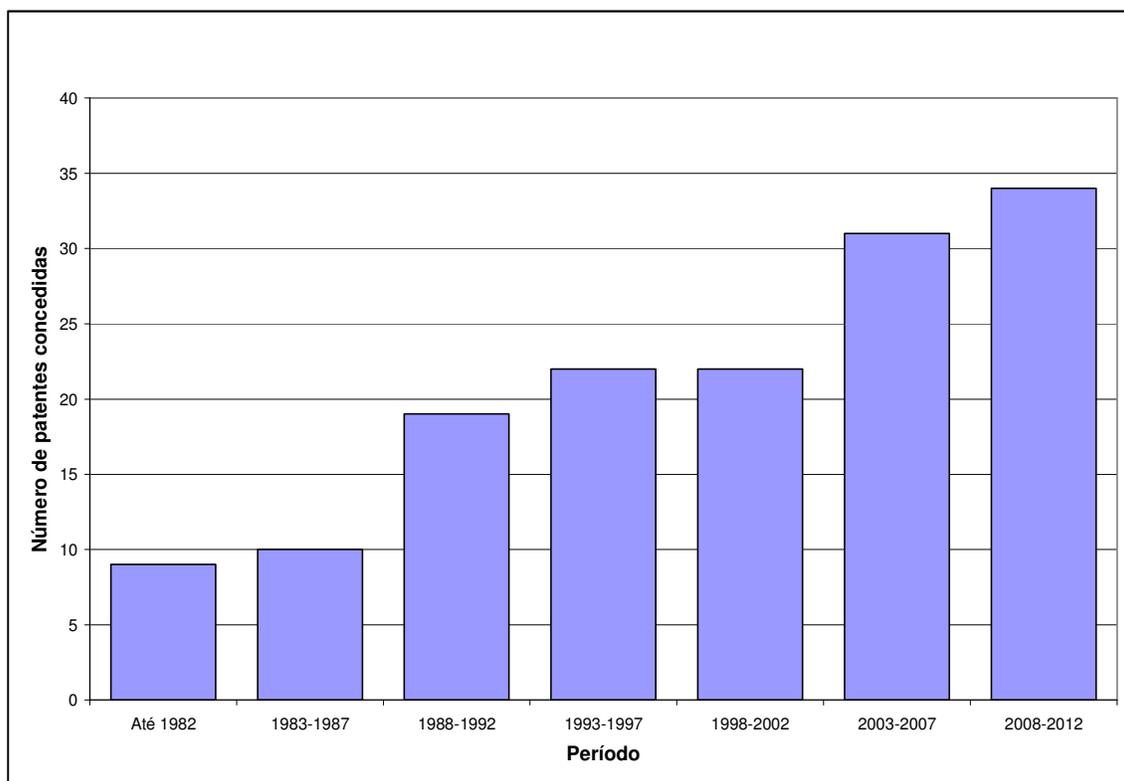


Figura 1.2 – Número de patentes concedidas por períodos.

Nessa pesquisa por patentes nada foi encontrado sobre uma metodologia, aparato ou algo similar que descreva as propriedades e que ajude no projeto de componentes dedicados a utilizar dos efeitos dinâmicos do processo de aspiração de ar realizado por Motores de Combustão Interna.

Trabalhos acadêmicos apresentados na revisão bibliográfica a seguir citam, otimizam e mesmo comprovam esses efeitos realizados de forma empírica, diretamente no Motor de Combustão Interna, de onde se consegue a comprovação da melhora que componentes sintonizados, podem trazer através de medições de suas curvas de potência e torque. Entretanto, esses trabalhos não propõem uma metodologia que possa ser aplicada no processo de desenvolvimento ou ainda que possam ser usados na melhora de um Coletor de Admissão existente. Também não foram encontrados estudos que tenham como objetivo apresentar algum parâmetro mensurável dessa propriedade de transmissão ou contenção de ondas de pressão no interior de um Coletor de Admissão, permitindo assim ter um produto viável, concebido a partir do estado da técnica, ou mesmo a comparação entre dois (2) modelos diferentes.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Motores de Combustão Interna

Segundo Brunetti (2012) as máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. A obtenção do trabalho é ocasionada por uma sequência de processos realizados numa substância que será denominada por Fluido Ativo (FA), que nesse caso é a mistura de ar mais combustível.

Ainda como definido por Brunetti (2012), um motor será denominado de combustão interna quando o FA participa diretamente da combustão e o trabalho entregue por esse tipo de máquina for diretamente proporcional à vazão mássica de ar para os de ciclo Otto e proporcional a massa de combustível em ciclo Diesel.

Sendo o Coletor de Admissão um dos componentes que influenciam diretamente nessa vazão de ar, existe nele grande potencial, podendo-se aumentar significativamente a eficiência de um Motor de Combustão Interna aprimorando esse componente e entendendo os efeitos que ocorrem em seu interior.

2.2 Coletores de Admissão de ar

Como dito anteriormente, o Coletor de Admissão tem a função fundamental de conduzir o ar até os cilindros de forma homogênea e oferecendo o mínimo de resistência à passagem. O Coletor de Admissão é composto esquematicamente por uma entrada de ar onde geralmente está fixada a válvula controladora de vazão de ar, conhecida como corpo de borboleta, um volume chamado de “*Plenum*”, palavra do latim e que significa câmara, que tem como principal função de responder às oscilações de pressão. Este volume está conectado aos condutos que são a porção final do trajeto do ar até os cilindros. Geralmente, os coletores de admissão têm um conduto para

cada cilindro. A Figura 2.1 mostra um esquema de um Coletor de Admissão para um Motor de Combustão Interna de quatro cilindros e suas partes básicas.

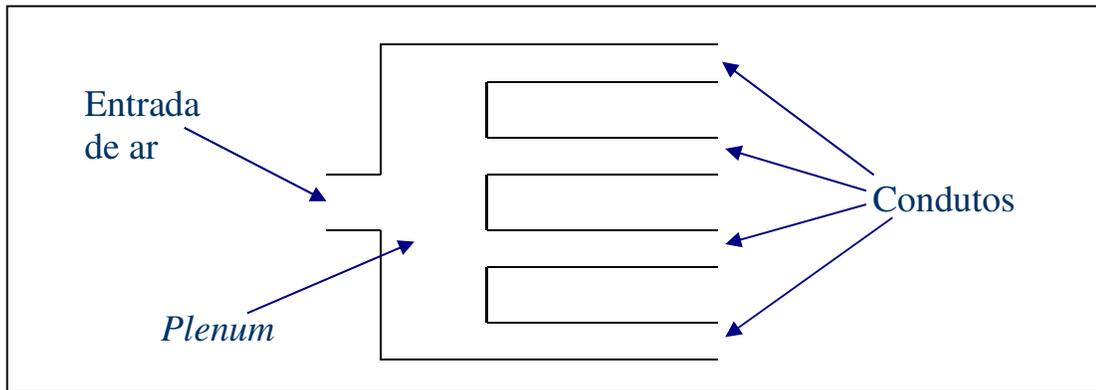


Figura 2.1 – Esquema de um Coletor de Admissão para um Motor de Combustão Interna de quatro cilindros.

O Coletor de Admissão ainda desempenha outras funções como integrar sensores e atuadores que medem e controlam a admissão de ar, gases e líquidos, também integrar vapores resultantes da combustão e disponibilizar a tomada de vácuo para atuadores e freio. Um exemplo de Coletor de Admissão, com todos seus componentes montados, é mostrado na Figura 2.2.

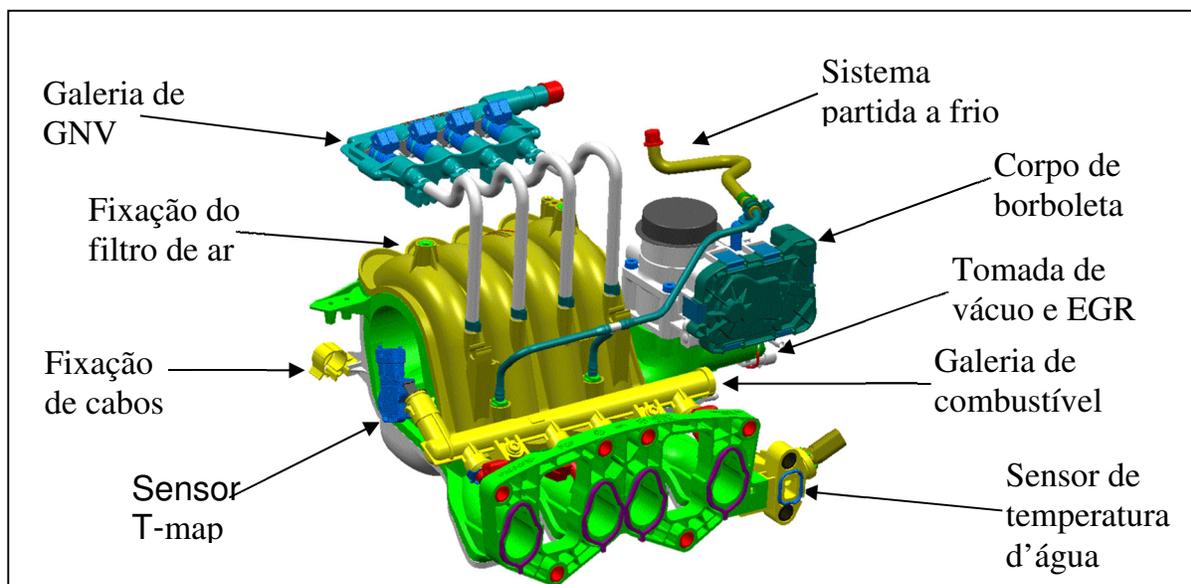


Figura 2.2 – Coletor de Admissão completamente montado.

O Coletor de Admissão é comumente avaliado impondo-se uma vazão constante através dele, vazão essa de acordo com a sua aplicação, e se mede a diferença de pressão entre entrada e saída do Coletor de Admissão, ou seja, a perda de carga (**PL**) oferecida por esse componente (CAVAGLIERI, 2009). Outro parâmetro controlado sobre o Coletor de Admissão é a dispersão que consiste no desbalanceamento nos valores da Perda de Carga entre os condutos de um mesmo coletor. Os Coletores de Admissão são avaliados dessa forma, experimentalmente em bancos de teste e numericamente por programas de simulação, durante o projeto, desenvolvimento e avaliações do produto enquanto em produção.

Entretanto, segundo Hanriot (2001), o sistema de admissão e o movimento das válvulas interferem na dinâmica da mistura admitida pelo cilindro, pois qualquer alteração em um ou mais mecanismos afeta o desempenho do motor e a emissão de poluentes. A eficiência dos motores de combustão interna depende largamente do aproveitamento dos fenômenos inerciais e transientes que ocorrem nos sistemas de admissão e descarga.

A otimização do desempenho dos Motores de Combustão Interna passa necessariamente por uma análise das diversas variáveis envolvidas no processo. Os sistemas de admissão possuem dimensionamento e configurações geométricas diferenciadas de acordo com suas finalidades, onde pode ser privilegiado no projeto o consumo de combustível, a potência ou, por exemplo, a eficiência volumétrica e o torque a baixas rotações.

Blair (1999) mostrou que os processos de fluxo de gases entrando ou saindo de um motor são todos transientes, portanto, as pressões, as temperaturas e as velocidades das partículas em um dado duto variam com o tempo. No caso da exaustão, o comportamento transiente do escoamento dos gases é produzido pelo aumento de pressão no momento da abertura da válvula de escapamento. No interior do cilindro, a pressão é modificada pelo abrir e fechar das válvulas de admissão e escapamento e também pelo movimento alternado do pistão. A variação de pressão no interior do cilindro é transmitida para o sistema de admissão pelos intervalos de abertura das válvulas de admissão.

A Figura 2.3 mostra a variação de pressão medida no cabeçote, antes da válvula de admissão em função de um ciclo completo do Motor de Combustão Interna, portanto é a variação de pressão imposta à parte terminal do Coletor de Admissão (WINTERBONE e PEARSON, 1999). Nessa figura, é possível observar que durante o intervalo do pistão entre o Ponto Morto

Superior (PMS) e o Ponto Morto Inferior (PMI), mais especificamente entre os eventos de abertura da válvula de admissão indicado por ivo e fechamento da válvula de admissão indicado por ivc, a perturbação da pressão dentro do cilindro é propagada para o sistema de admissão.

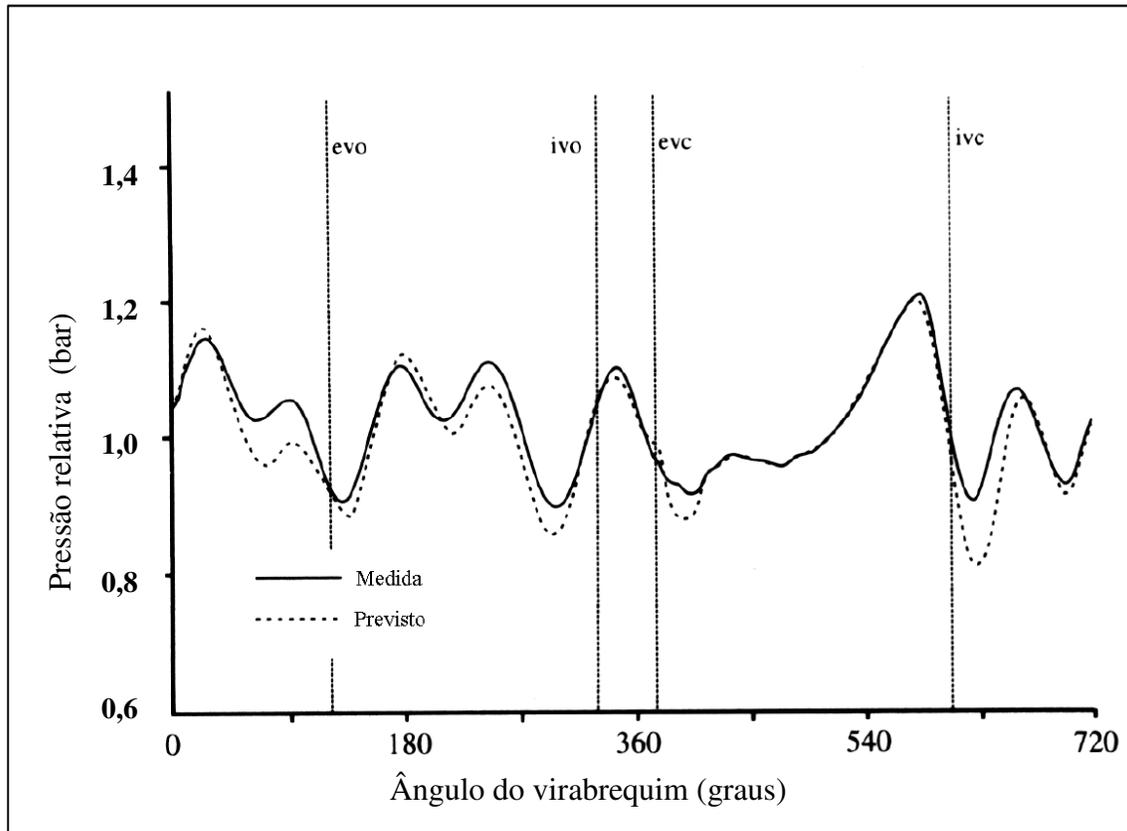


Figura 2.3 – Variação da pressão na porta da válvula de admissão, em função do ângulo do virabrequim, adaptado de Winterbone e Pearson, 1999.

Os seguintes momentos são destacados na Figura 2.3:

- 1° - evo: Abertura da válvula de escapamento;
- 2° - ivo: Abertura da válvula de admissão;
- 3° - evc: Fechamento da válvula de escapamento;
- 4° - ivc: Fechamento da válvula de admissão.

A Figura 2.4 mostra a variação de pressão em relação à pressão atmosférica, ou pressão relativa, em função do ângulo do virabrequim do motor para uma rotação de 1500 rpm em um dado Motor de Combustão Interna (PEREIRA *et al*, 2004) em plena carga. Desse trabalho

constata-se que essas variações de pressão podem ser tão rápidas quanto maior for a rotação do motor isso se mantida a mesma carga, por consequência, o sistema de admissão estará submetido a excitações com uma ampla gama de frequências, tendo o Coletor de Admissão que desempenhar suas funções nesse largo espectro de variações de pressão, afinal a maioria desses motores de combustão, funcionam em uma faixa de rotação que pode ir de 500 a mais de 6500 rpm.

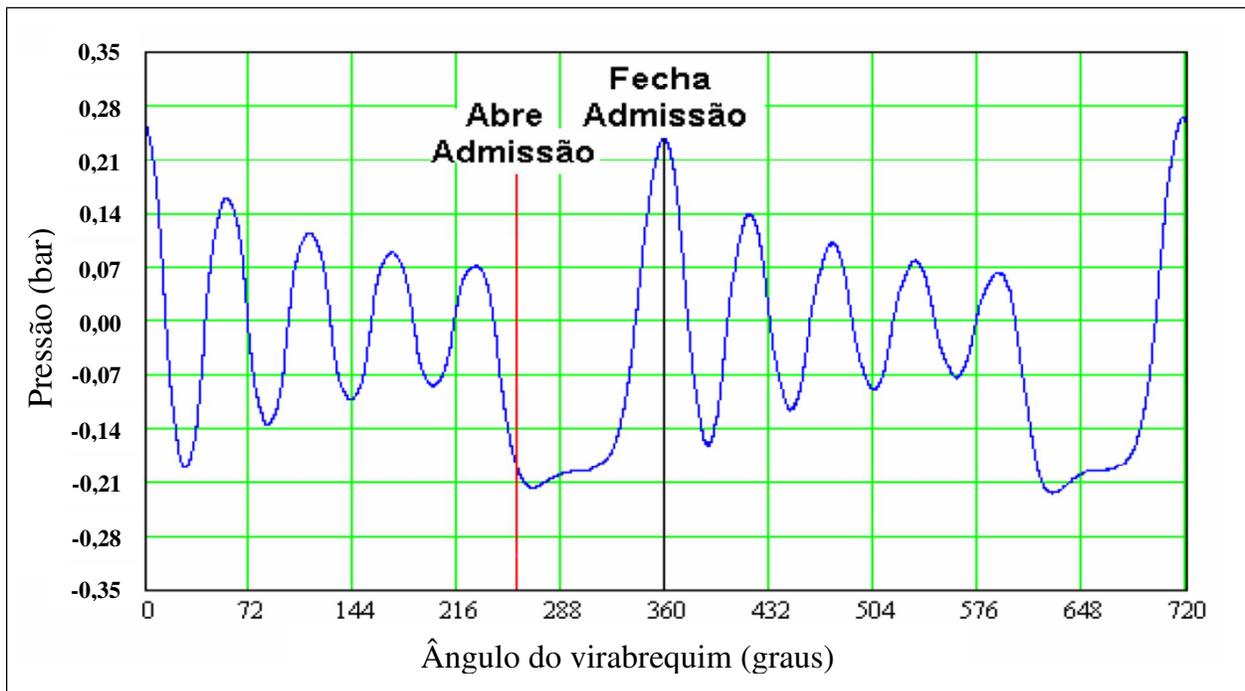


Figura 2.4 – Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando (PEREIRA *et al*, 2004).

2.3 Escoamento dinâmico ou pulsado

Pela definição de Metwally (2009), o escoamento de ar durante o processo de admissão de um motor de combustão interna é um tipo particular e não permanente, ocorrendo uma variação cíclica da velocidade, sobreposta a uma média temporal constante de vazão. Segundo o mesmo

autor, o número de Reynolds, gradiente de velocidade, gradiente de pressão e frequência são os parâmetros principais que afetam o comportamento do escoamento pulsante.

O efeito de pulsações (fenômenos de onda) reforça ou debilita o fenômeno da entrada do ar no cilindro segundo Hanriot (2001). Observando-se que a máxima eficiência volumétrica coincide com uma pulsação construtiva gerada por um pico de pressão, que ajuda na admissão de uma maior massa de ar.

Segundo Brunetti (2012) a eficiência volumétrica é dada pela Equação 2.1, estabelecido pela relação entre a massa de ar realmente admitida (m_a) no motor e a massa de ar total que poderia preencher o mesmo volume (m_{at}) com as propriedades iguais da atmosfera local onde o motor funciona.

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_{at}} \quad (2.1)$$

O afirmado acima fica mais claro em uma análise da Figura 2.5, que mostra a eficiência volumétrica de um dado Motor de Combustão Interna em função da rotação do mesmo para vários comprimentos de condutos. Um mesmo motor foi testado com coletores que tinham seus cilindros conectados diretamente ao *plenum*, que foi chamado “sem tubo”. Considerando que todos os demais fatores foram mantidos constantes, tanto do Motor de Combustão Interna como do Coletor de Admissão, pode-se deduzir a partir do gráfico da Figura 2.5 que o comprimento do conduto está influenciando a curva de eficiência volumétrica. Essa relação é similar à frequência de ressonância desse tubo, deduz-se assim, que se adequadamente projetados, os condutos podem trazer um melhor desempenho para o motor.

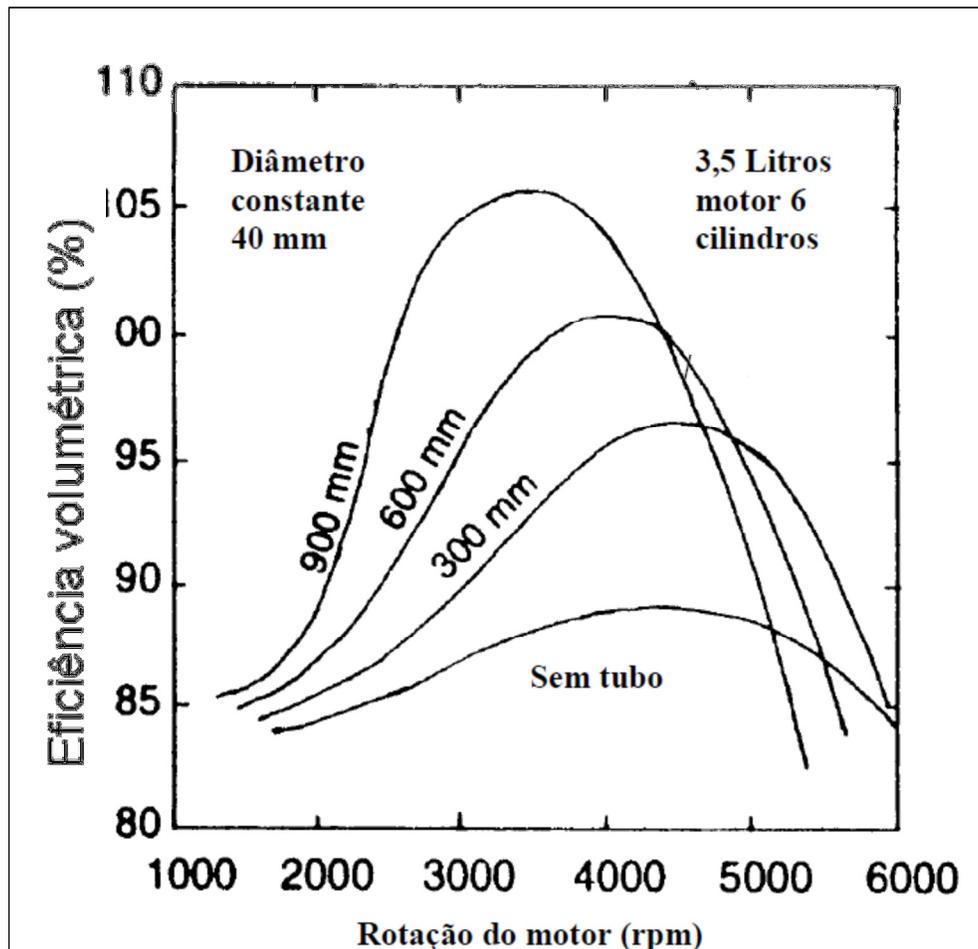


Figura 2.5 – Variação da eficiência volumétrica em função da rotação do motor para tubos de admissão com comprimentos variados, Heisler (1995).

Do comportamento observado na Figura 2.5 onde se tem uma eficiência diferente para cada comprimento de conduto, surgem os mecanismos e também estratégias de Coletores de Admissão variáveis, já discutidos no item 1.2 dessa dissertação. Nessa mesma figura ainda pode-se observar que os testes com tubos aumentaram a eficiência em relação ao teste sem o tubo, superando, no caso do tubo de 900 mm de comprimento, a eficiência de 100 %, o que sugere uma sobre alimentação para rotações entre 2500 e 4000 rpm, explicitando o potencial da técnica de sintonia de Coletores de Admissão.

A Figura 2.6 (HANRIOT, 2001) mostra a existência de picos de pressão, quando se excita a cavidade de um tubo cilíndrico de aproximadamente 4,5 m e aberto em ambos os lados. Pode-se notar que há um primeiro pico que é a frequência fundamental, entretanto existem outros picos de pressão devido aos outros modos da cavidade desse tubo, múltiplos da frequência fundamental.

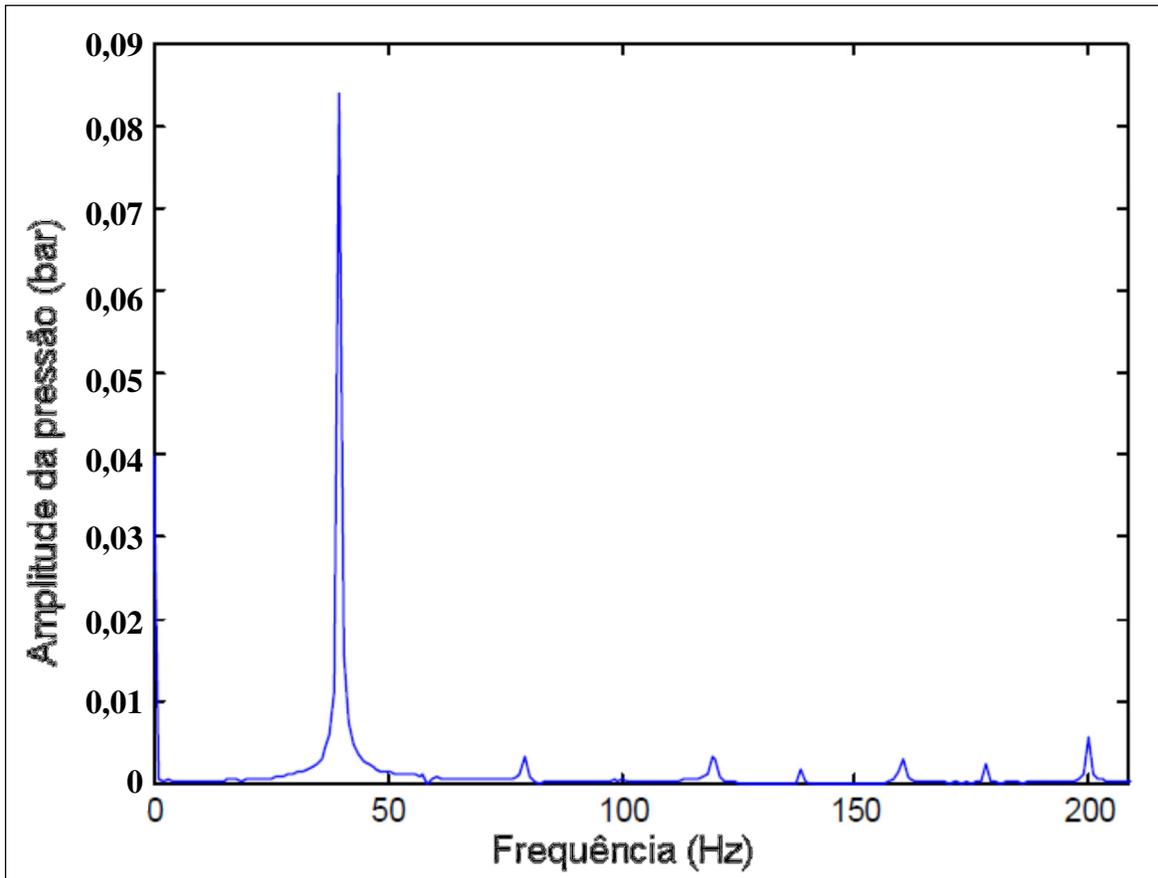


Figura 2.6 – Picos de pressão em um duto cilíndrico em função da frequência, Hanriot (2001).

Os gráficos da Figura 2.5 e 2.6 são algumas das evidências existentes de que tubos possuem características acústicas, as quais são dadas pelas suas dimensões construtivas, assim como outras partes de um Coletor de Admissão e que essas ondas de pressão podem trazer uma contribuição para a eficiência volumétrica propiciando uma maior ocupação do volume dos cilindros e conseqüentemente melhor desempenho ao Motor de Combustão Interna, como afirma Chalet *et al* (2011).

2.3 Propagação de ondas em tubos

Assim como abordado por Chalet *et al* (2011), a análise da eficiência volumétrica de um Motor de Combustão Interna também pode ser feita por meio de uma análise de frequências. Ainda por esses mesmos autores é afirmado que o bom entendimento do fenômeno de enchimento e de esvaziamento do cilindro de um Motor de Combustão Interna está relacionado ao completo entendimento das ondas de pressão nos sistemas de admissão e exaustão.

Para uma compreensão inicial desses fenômenos de ondas de pressão e suas frequências predominantes, frente a uma excitação, será analisado o efeito de ondas estacionárias, que ocorre quando se observa a interferência construtiva em cavidades que possuem características ondulatórias regidas pelas relações da Figura 2.7 (BERANEK e VÉR, 1992).

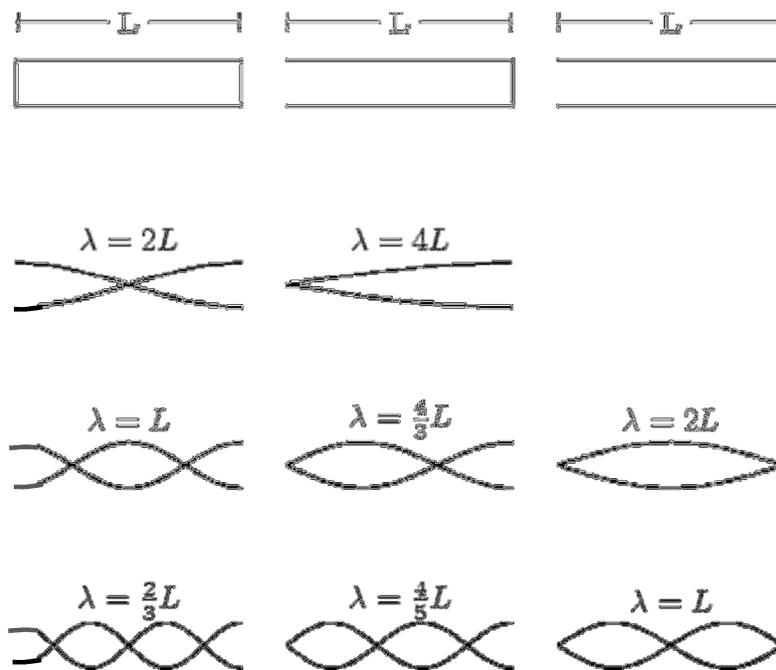


Figura 2.7 – Ondas estacionárias em tubos (BERANEK, 1992).

Quando se analisa ondas se propagando em tubos, pode-se encontrar três configurações de tubos distintas, onde o tubo pode ter ambas as terminações abertas ou fechadas e ainda uma delas aberta e a outra fechada. Dependendo das terminações e do comprimento L do tubo tem-se uma

configuração de onda estacionária no interior do tubo e que é definido por Beranek e Vér (1992), podendo-se ver que para cada configuração das extremidades do tubo, aberto-aberto, fechado-aberto e fechado-fechado, tem-se uma relação com a distribuição dos nós em seu interior e a extensão total do tubo. A frequência da onda dentro do tubo está relacionada com o comprimento de onda da seguinte forma:

$$f = \frac{c}{\lambda} \quad (2.2)$$

Onde c é a velocidade do som no meio em que se propaga e λ é o comprimento de onda.

Dessa forma, tem-se as frequências predominantes no interior de um tubo qualquer, dada pelas Equações 2.3 a 2.5.

$$f = \frac{nc}{2L} \quad \text{para o caso aberto-aberto} \quad (2.3)$$

$$f = \frac{(n+1)c}{4L} \quad \text{para o caso fechado-aberto} \quad (2.4)$$

$$f = \frac{(n-1)c}{2L} \quad \text{para o caso fechado-fechado} \quad (2.5)$$

Onde n é o número do modo de vibrar ou os modos acústicos da cavidade do tubo. Para o primeiro modo ou fundamental $n = 1$, para o segundo modo $n = 2$ e assim sucessivamente, podendo se obter os valores das frequências de tantos modos de ressonar da cavidade quanto seja interessante investigar.

Apenas para ilustrar, foram usadas figuras e equações de ondas estacionárias em tubos, entretanto esses efeitos acontecem em todo e qualquer tipo de cavidade e a teoria envolvida pode ser bastante complexa, dependendo da geometria em estudo.

É fácil ver que Coletores de Admissão reais possuem estruturas muito mais complexas do que simples tubos com diâmetros constantes, retos e comportados. Devido às limitações da

aplicação, o espaço disponível para acomodação do Coletor de Admissão no habitáculo do motor e ainda concordâncias com o processo de fabricação de seus componentes e solda das partes – esses possuem formas elaboradas com câmaras (*Plenum*) o que faz com que as ondas de pressão não sejam distribuídas de forma simétrica, tendo como características muitos modos e não uniformemente distribuídos e espaçados ao longo do espectro de frequências. Na Figura 2.8 vê-se dois exemplos de coletores.

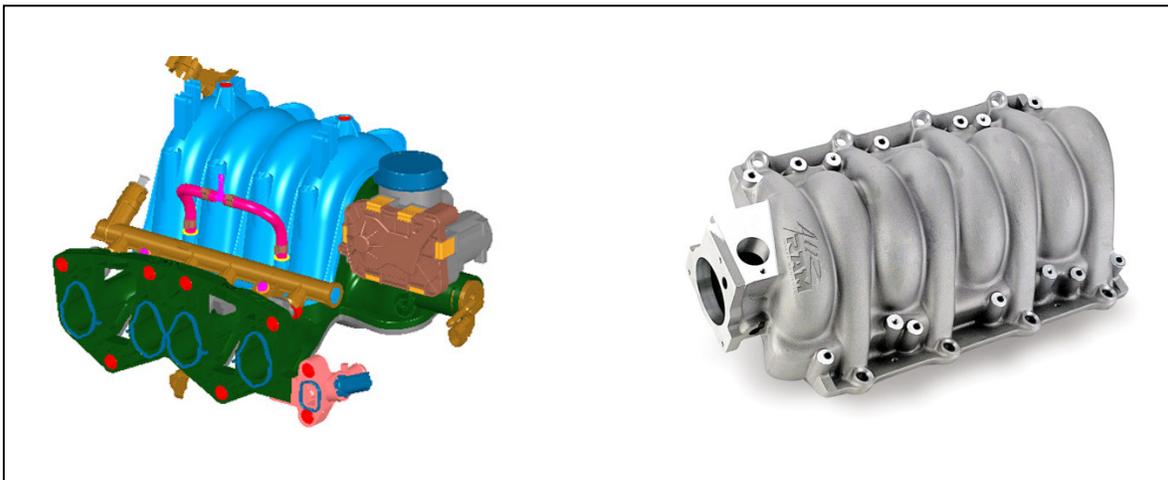


Figura 2.8 – Exemplos de Coletores de Admissão reais.

Essa construção irregular, atribui características acústicas complexas aos Coletores de Admissão, para descrever essas propriedades, Chalet *et al* (2011) desenvolveu uma técnica experimental de modo a obter um espectro de frequência dos sistemas de tubagens. Essa técnica consiste em uma válvula que pulsa o fluxo pelo sistema de tubagens. A partir dos resultados desses experimentos, um modelo foi criado. Essa técnica foi capaz de explicar com boa precisão as oscilações de pressão na extremidade de interesse de um sistema simples, composto por um tubo reto de seção constante.

Mezher *et al* (2013) propõe em seu trabalho um modelo, para as ondas de pressão que acontecem dentro de um Coletor de Admissão, baseado em uma função de transferência medida experimentalmente. No entanto, de acordo com sua conclusão, seu modelo é bem representativo para um tubo simples mas não funciona para geometrias complexas, como são os coletores de admissão na vida real.

Segundo define e equaciona Kinsler *et al* (2000), o comportamento das oscilações de pressão em um guia de onda com parede rígida, depende de alguns fatores. São eles:

- Propriedades da fonte, que para o caso dos Coletores de Admissão, seriam o movimento alternado do pistão e o abre e fecha das válvulas de admissão;
- Das dimensões desse guia de onda (comprimento da seção e suas relações);
- Da presença de perfurações, como em uma flauta;
- Das condições de contorno envolvidas nas terminações, no caso do Coletor de Admissão, a vizinhança do sistema de admissão (como exemplo o filtro que antecede e o cabeçote que vem na sequência).

Uma das formas de se modelar essas composições de guias de onda é o chamado “Modelo acústico de elementos concentrados” (*lumped acoustic elements*) e que entre outras considerações foi usado por Chalet *et al* (2011), para se definir a impedância de admissão de coletores. Esse tipo de abordagem, que pode ser vista em detalhes no livro de Kinsler *et al* (1999), encontra diversos tipos de aplicações como no projeto de transmissão de ruído através de tubos, dutos silenciadores entre outros do gênero. Respeitando-se suas restrições, que não consideram os materiais constituintes e o fluxo de ar, é uma abordagem bastante utilizada para se construir modelos de cavidades acústicas simples, explicando com boa precisão um arranjo de elementos de geometrias de secção regular e para modos de baixa ordem.

Com o intuito de desenvolver um modelo capaz de prever as ondas de pressão na válvula de admissão Chalet *et al* (2011), considerou que o ar compressível é equivalente a uma mola. A massa de ar em um tubo tem influência na inércia do sistema. E finalmente os efeitos viscosos são similares ao amortecimento. Tudo isso desprezando a velocidade de escoamento e fazendo analogia com um sistema mecânico massa, mola e amortecedor, obteve-se um modelo, para um tubo simples e seção regular, com boa correlação com as medidas experimentais, como pode ser visto na Figura 2.9.

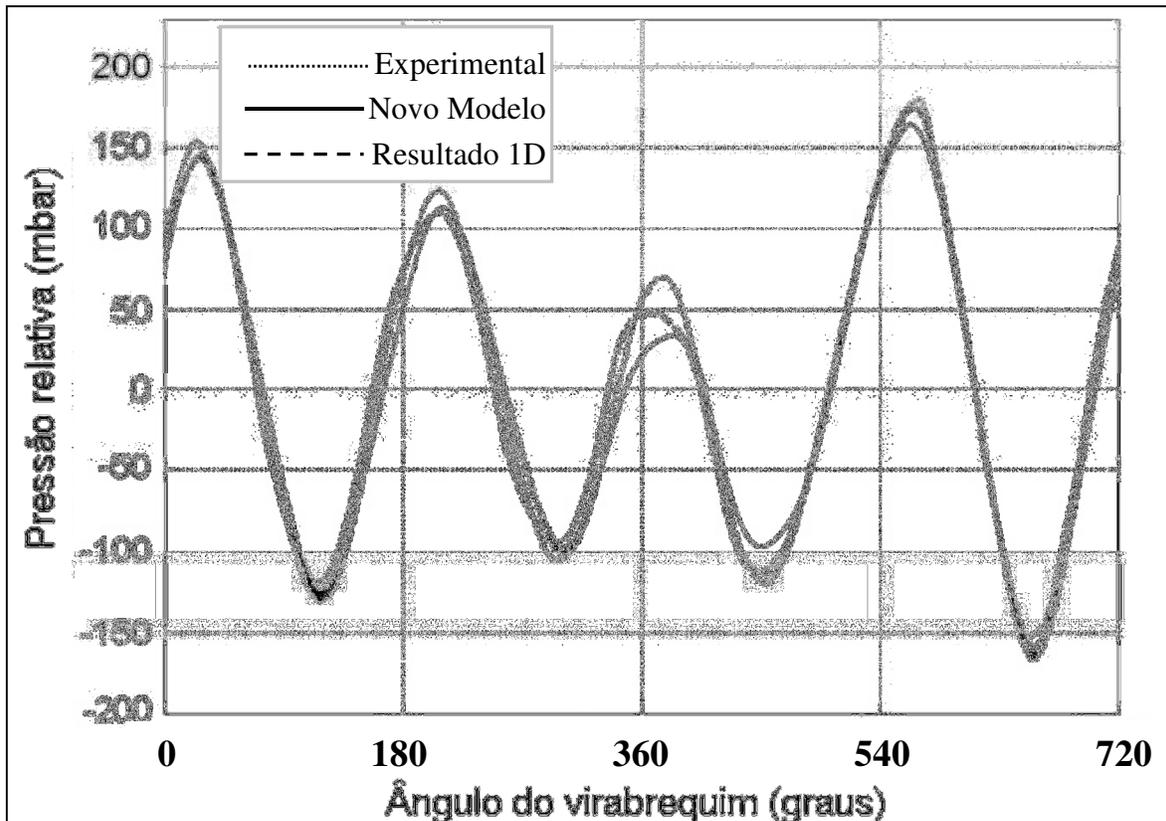


Figura 2.9 – Comparação entre experimental, o modelo proposto por Chalet *et al* (2011) e simulação 1D de programa comercial

Usando conceitos similares, encontram-se alguns trabalhos que utilizam ressonadores de Helmholtz para dissipar a energia, em caso de silenciadores, ou amplificar uma dada oscilação de interesse no caso de coletores de admissão, já que, segundo Barron (2003), esse tipo de elemento devolve para fonte parte da energia da frequência de ressonância, pois é um elemento reativo.

Na Figura 2.10, encontra-se um aparato experimental desenvolvido por Pinto e Pacheco (2006) para se determinar a resposta de um ressonador de Helmholtz de volume variável.

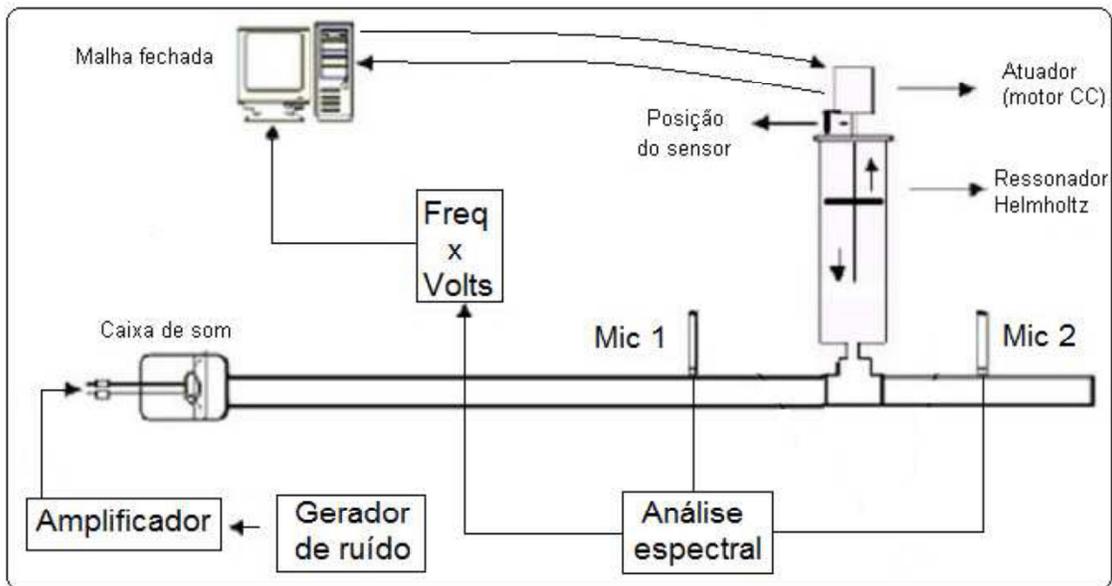


Figura 2.10 – Aparato para avaliação do efeito do ressonador em um duto.

A montagem tem como objetivo maximizar a pressão no Mic 2, entretanto ela não caracteriza o ressonador propriamente dito, pois não é possível dessa maneira, determinar efetivamente a forma com que as ondas estão chegando ao ressonador e ainda a situação da pressão no Mic 2 é válida apenas para a montagem da Figura 2.10, não podendo se garantir a mesma eficiência e comportamento quando montado no Motor de Combustão Interna.

Pereira (2008) desenvolveu um ressonador de palhetas com um eixo central, sendo uma palheta fixa e outra móvel e o ângulo entre as duas define o volume do ressonador. A variação do ângulo é controlada por um sistema de redução de engrenagens e um motor de corrente contínua. A Figura 2.11 mostra uma foto do ressonador de palheta e o esquema de montagem no conduto de admissão.

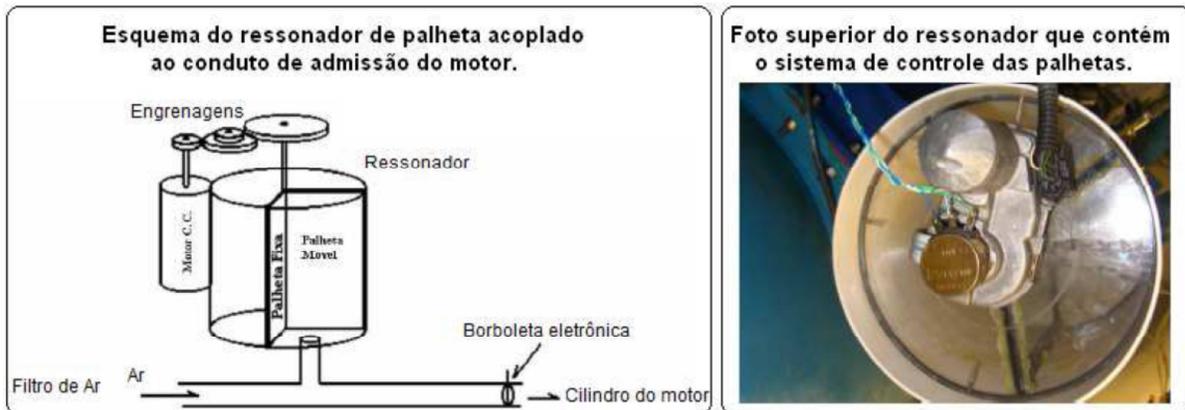


Figura 2.11 – Ressonador de palheta desenvolvido por Pereira (2008).

Queiroz (2011) apresentou um controle baseado em Controlador Lógico Programável (CLP) para adequar o Coletor de Admissão de forma a ampliar sua faixa de boa eficiência volumétrica, essa avaliação do desempenho foi realizada usando um banco de escoamento pulsado desenvolvido por Hanriot (2001).

Mezher *et al* (2013) usou de um aparato simples para determinação da função de transferência de diversos tubos simples que seriam usados para validar um modelo que prevê a pressão na válvula de admissão.

O aparato usado por Mezher *et al* (2013), apresentado na Figura 2.12, foi chamado de tubo de choque, que submete o tubo a uma pressão abaixo da atmosférica proporcionada por uma bomba de vácuo, sendo que esse mesmo tubo tem uma terminação rígida e outra tampada por uma membrana flexível. Feito isso, a membrana é furada repentinamente de forma a causar um escoamento breve e que encontra a terminação rígida, excitando a cavidade do tubo e através do sensor de pressão próximo a essa se determina a função de transferência (TF) de massa baseada na Equação 2.6.

$$TF = \frac{FFT[p(t)]}{FFT[qm(t)]} \quad (2.6)$$

Onde $FFT[p(t)]$ e $FFT[qm(t)]$ são as transformadas rápidas de *Fourier* para o sinal no tempo de pressão e da vazão mássica respectivamente. Pois a vazão é a excitação do sistema e a pressão a resposta do mesmo. A vazão é medida por um sensor de vazão volumétrica na entrada

do tubo, no entanto convertida para mássica, pois se monitora todas as condições como temperatura e pressão atmosférica do experimento.

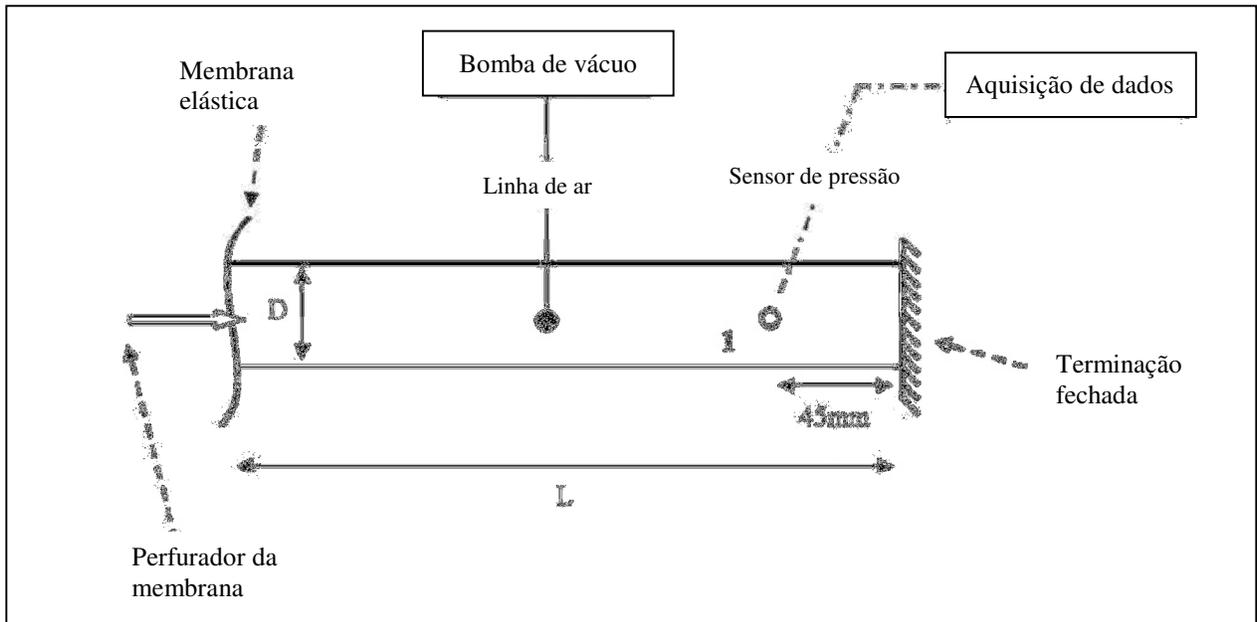


Figura 2.12 – Tubo de choque para determinação experimental da função de transferência, Mezher *et al* (2013).

Essas formas todas de medidas de resposta ou do comportamento, sejam diretamente no Motor de Combustão Interna ou não, demonstram a importância de se caracterizar a cavidade do sistema de admissão para que se possa prever a influência na eficiência volumétrica. No entanto seria ainda mais útil se essa comparação pudesse ser feita de forma independente por componente, onde fosse possível somar os efeitos e obter o resultado final, fornecendo resultados que possam ser usados para comparar modificações nos componente e seus efeitos.

2.4 Caracterização da cavidade de um Coletor de Admissão

Chalet *et al* (2011) construiu um banco para gerar pulsos de pressão simulando os causados pelo Motor de Combustão Interna. Esse banco consiste na utilização de um motor completo com

todos os mecanismos e válvulas que comandam a entrada e saída de ar, no entanto esse é pilotado por um motor elétrico. Algo parecido é sugerido no trabalho de Oliveira (2011).

De acordo com Mezher *et al* (2013) a pressão absoluta p_{abs} na entrada da válvula de admissão pode ser obtida pela soma de três pressões, a perda de pressão PL , a pressão inicial em regime p_0 e a pressão relativa p , de acordo com a Equação 2.7.

$$p_{abs} = p_0 + PL + p \quad (2.7)$$

A Perda de Carga PL é determinada por técnicas experimentais que realizam a medida de diferença de pressão imposta pelo componente quando se tem uma vazão através deste. A pressão inicial também pode ser determinada pela mesma técnica, tanto experimental como numericamente, pois, existem programas comerciais largamente utilizados para isso. Já a pressão relativa que varia com o tempo depende de vários fatores e condições de montagem e regime, disso a necessidade de se determinar um fator que não dependa de interferências e ou vizinhanças para avaliar o componente por si só.

Segundo Munjal (1987) e Barron (2003) uma das formas de se caracterizar acusticamente uma cavidade como a de um Coletor de Admissão e quantificar a perda de energia, de ondas acústicas transferidas através de uma barreira, volume ou caminho, independente da fonte e sem influência para onde essas ondas vão se propagar é determinar a Perda de Transmissão (TL). Conceitualmente a Perda de Transmissão (Eq. 2.8), é o inverso do Coeficiente de Transmissão (at), que por sua vez é a razão entre a energia que sai de um sistema (W_{out}) e a que é inserida (W_{in}).

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{at} \right) \quad (2.8)$$

Onde:

$$at \equiv \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{I_{out} \cdot A_{out}}{I_{in} \cdot A_{in}} = \frac{\left(\frac{p_{out}^2}{Z_{out}} \right)}{\left(\frac{p_{in}^2}{Z_{in}} \right)} \quad (2.9)$$

Considerando que:

- W_{out} potência da onda acústica de saída;
- W_{in} potência da onda acústica de entrada;
- I_{out} intensidade da onda acústica na saída;
- A_{out} área da saída;
- I_{in} intensidade da onda acústica inserida;
- A_{in} área da entrada;
- p_{out} pressão da onda acústica de saída;
- Z_{out} impedância acústica de saída;
- p_{in} pressão da onda acústica inserida;
- Z_{in} impedância acústica de entrada.

Lembrando que p e Z são espectros e tem valores complexos, pois para p tem-se a amplitude ou o módulo $|p|$ dado pela Eq. 2.10 e a fase ϕ dada pela Eq. 2.11.

$$|p| = \sqrt{\text{Re}[p]^2 + \text{Im}[p]^2} \quad (2.10)$$

$$\phi = \text{tg} \left(\frac{\text{Re}[p]}{\text{Im}[p]} \right) \quad (2.11)$$

Onde $\text{Re}[p]$ é a parte real da pressão e $\text{Im}[p]$ é a parte imaginária.

Segundo Tao e Seybert (2003), a energia transmitida é facilmente obtida através de uma simples medida da pressão sonora na saída e a energia correspondente calcula-se assumindo ondas planas sem reflexão. Entretanto a energia incidente é um pouco mais difícil de ser medida, devido as reflexões que retornam do sistema em avaliação. Esses mesmos autores ainda,

apresentam uma coletânea de técnicas de determinação da TL, comparando-as com métodos numéricos de simulação como o BEM (*Boundary Element Method*).

- Método da decomposição:

Tao e Seybert (2003) mostram que no aparato da Figura 2.13, quando se tem uma onda sonora plana se propagando ao longo do duto, uma onda estacionária é formada quando essa encontra uma mudança de impedância na entrada do elemento em teste. O tubo ligado ao alto-falante e a entrada no elemento em teste é o que se chama de guia de onda e quando tem sua cavidade excitada possui uma distribuição estacionária de pressão resultante da interferência entre as ondas incidentes, vindas da fonte, e das ondas refletidas, provindas da reflexão da diferença de impedância na entrada do elemento em teste. Dessa maneira, a pressão sonora pode ser decomposta em espectro da componente de pressão incidente S_{AA} e refletido S_{BB} . Nesse método a TL será obtida por:

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{A_{in} S_{AA}}{A_{out} S_{CC}} \right) \quad (2.12)$$

Onde A_{in} e A_{out} são as áreas do tubo de entrada e saída respectivamente.

$$S_{AA} = \frac{S_{11} + S_{22} - 2 \operatorname{Re}[G_{12}] \cos kx_{12} - 2 \operatorname{Im}[G_{12}] \operatorname{sen} kx_{12}}{4 \operatorname{sen}^2 kx_{12}} \quad (2.13)$$

S_{11} é o autoespectro do microfone 1 (um), S_{22} é o autoespectro do microfone 2 (dois) e G_{12} é o espectro cruzado do microfone 2 em relação ao microfone 1. Já a variável k é o que se chama de número de onda dado pela relação $k=2\pi f/c$, onde f é a frequência da onda e c a velocidade de propagação do som no meio.

$$S_{cc} = S_{33} \quad (2.14)$$

Para esse método, considera-se sendo a onda transmitida (S_{cc}) idêntica ao autoespectro do microfone 3 (S_{33}).

Na Figura 2.13, é apresentado um esquema da montagem experimental desse método. Tem-se S_{11} que é o autoespectro do microfone 1, o S_{22} é o autoespectro do microfone 2 e G_{12} é o espectro cruzado entre os microfones 1 e 2.

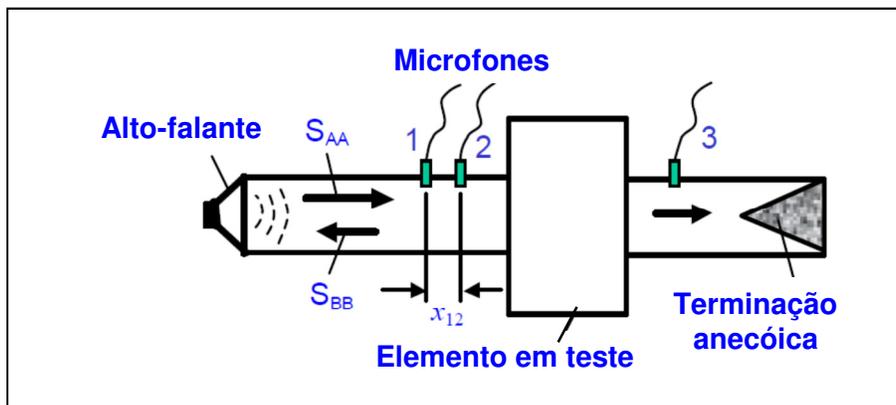


Figura 2.13 – Montagem experimental para o método de decomposição, adaptado de Seybert (1988).

Na Figura 2.14, pode ser visto um gráfico comparativo de um resultado experimental do Método da Decomposição e da simulação usando Método de Elementos de Contorno (BEM). Pode-se ver que a correlação é boa até 2400 Hz aproximadamente, a partir daí as ondas não são mais planas. Apesar da convergência observada, é nítido ao longo de toda a curva, que há uma aspereza que explicita a vulnerabilidade do método quanto a ruídos externos e de sinais, pois se a terminação não for anecóica suficiente causará reflexões e introduzirá variações de pressão não consideradas no equacionamento e ainda essa terminação deve estancar quanto a entrada de ruído externo, que também causará erros na medição.

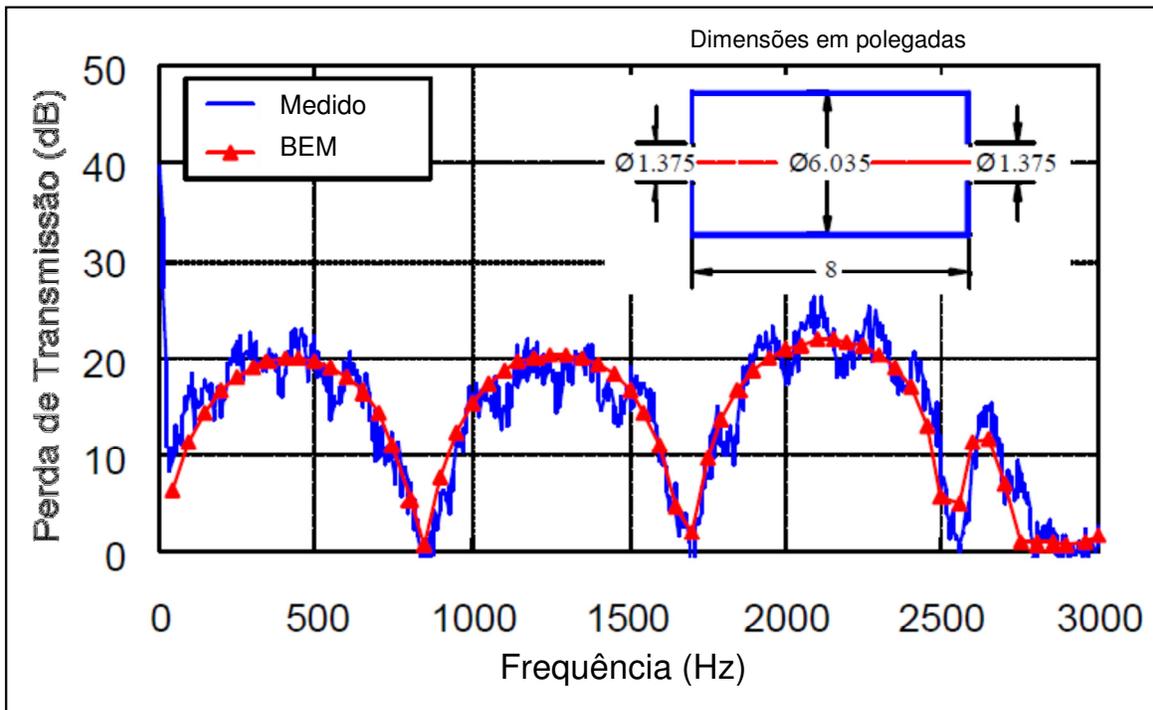


Figura 2.14 – Gráfico comparativo do método de decomposição, adaptado de Tao e Seybert (2003).

- Método das duas fontes:

Esse método é baseado no arranjo de matriz de transferência. De acordo com Munjal (1987), um elemento acústico pode ser modelado por quatro pólos e tendo a matriz de transferência da Equação 2.15 como solução.

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{ij} & C_{ij} \\ B_{ij} & D_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_j \\ v_j \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

Onde p_i e p_j são as amplitudes de pressão sonora da entrada e saída respectivamente e v_i e v_j as velocidades acústica das partículas e os termos A_{ij} , B_{ij} , C_{ij} , e D_{ij} são os quatro pólos do sistema da Figura 2.15. Os pontos para tomada de entrada e saída devem ser escolhidos o mais próximo às terminações dos tubos, permitindo a caracterização apenas do elemento em estudo.

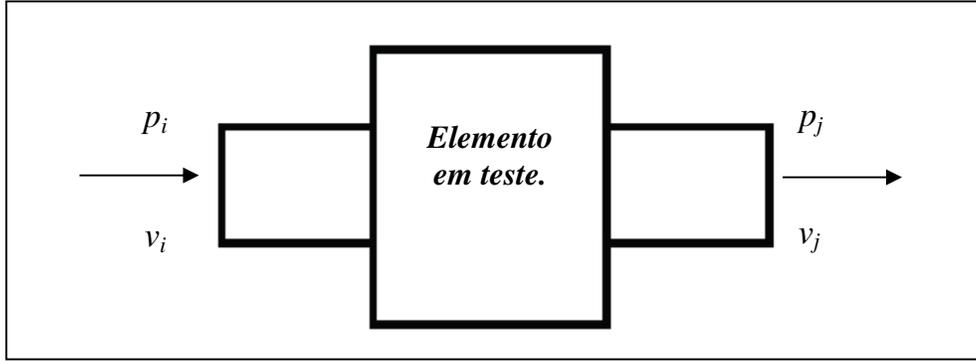


Figura 2.15 – Representação de quatro pólos, adaptado de Munjal (1990).

Dessa forma a Perda de Transmissão TL pode ser expressa em termos dos parâmetros da Figura 2.15 e as respectivas áreas dos tubos, usando a Equação 2.16.

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left[A_{23} + \frac{B_{23}}{\rho c} + \rho c C_{23} + D_{23} \right] \right\} + 10 \log_{10} \left(\frac{A_{in}}{A_{out}} \right) \quad (2.16)$$

Onde, de acordo com Mo (1994) e Gerges (2005), os elementos da matriz A_{23} , B_{23} , C_{23} e D_{23} são obtidos pelas Equações de 2.17 à 2.20.

$$A_{23} = \frac{\Delta_{34} (H_{32a} H_{34b} - H_{32b} H_{34a}) + D_{34} (H_{32b} - H_{32a})}{\Delta_{34} (H_{34b} - H_{34a})} \quad (2.17)$$

$$B_{23} = \frac{B_{34} (H_{32a} - H_{32b})}{\Delta_{34} (H_{34b} - H_{34a})} \quad (2.18)$$

$$C_{23} = \frac{(H_{31a} - A_{12} H_{32a})(\Delta_{34} H_{34b} - D_{34b}) - (H_{31b} - A_{12} H_{32b})(\Delta_{34} H_{32a} - D_{34})}{B_{12} \Delta_{34} (H_{34b} - H_{34a})} \quad (2.19)$$

$$D_{23} = \frac{B_{34} [(H_{31a} - H_{31b}) + A_{12} (H_{32b} - H_{32a})]}{B_{12} \Delta_{34} (H_{34b} - H_{34a})} \quad (2.20)$$

Nas Equações de 2.17 a 2.20 os Δ s são os determinantes das matrizes $\Delta_{ij}=A_{ij}D_{ij}-B_{ij}C_{ij}$ e os H_{ij} são as funções de transferência para as configurações (a) e (b) da Figura 2.16 e que podem ser estimadas pela Equação 2.21.

$$H_{ij} = \frac{G_{ij}}{S_{ii}} \quad (2.21)$$

Onde G_{ij} é o espectro cruzado do microfone j em relação ao microfone i , e S_{ii} é o autoespectro do microfone i . Sendo o fluxo nulo durante as medidas. A matriz de transferência de quatro polos tem seus elementos dados por:

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kx_{12}) & j \rho \operatorname{sen}(kx_{12}) \\ \frac{j \operatorname{sen}(kx_{12})}{\rho c} & \cos(kx_{12}) \end{bmatrix} \Rightarrow \Delta_{12} = 1 \quad (2.22)$$

$$\begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kx_{34}) & j \rho \operatorname{sen}(kx_{34}) \\ \frac{j \operatorname{sen}(kx_{34})}{\rho c} & \cos(kx_{34}) \end{bmatrix} \Rightarrow \Delta_{34} = 1 \quad (2.23)$$

Onde c e ρ são a velocidade do som e a densidade do meio e λ é o comprimento de onda e finalmente x_{ij} é a distância entre os microfones i e j .

A Figura 2.16, apresenta um esquema da montagem que deve ser realizada para se usar o Método das duas Fontes.

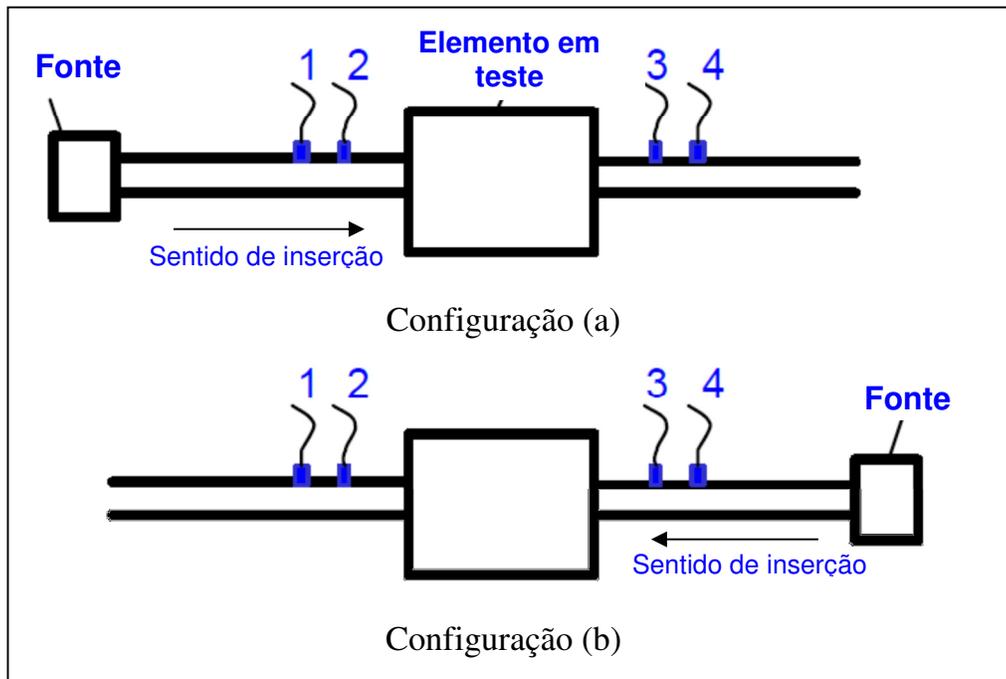


Figura 2.16 – As duas configurações para o método de duas fontes, adaptado de Tao (2003).

As Figura 2.17 e 2.18 mostram a comparação para a Perda de transmissão usando esse método experimental, para dois diferentes tipos de tubulações e suas respectivas simulações em Método de Elementos de Contorno (BEM, *Boundary Element Method*).

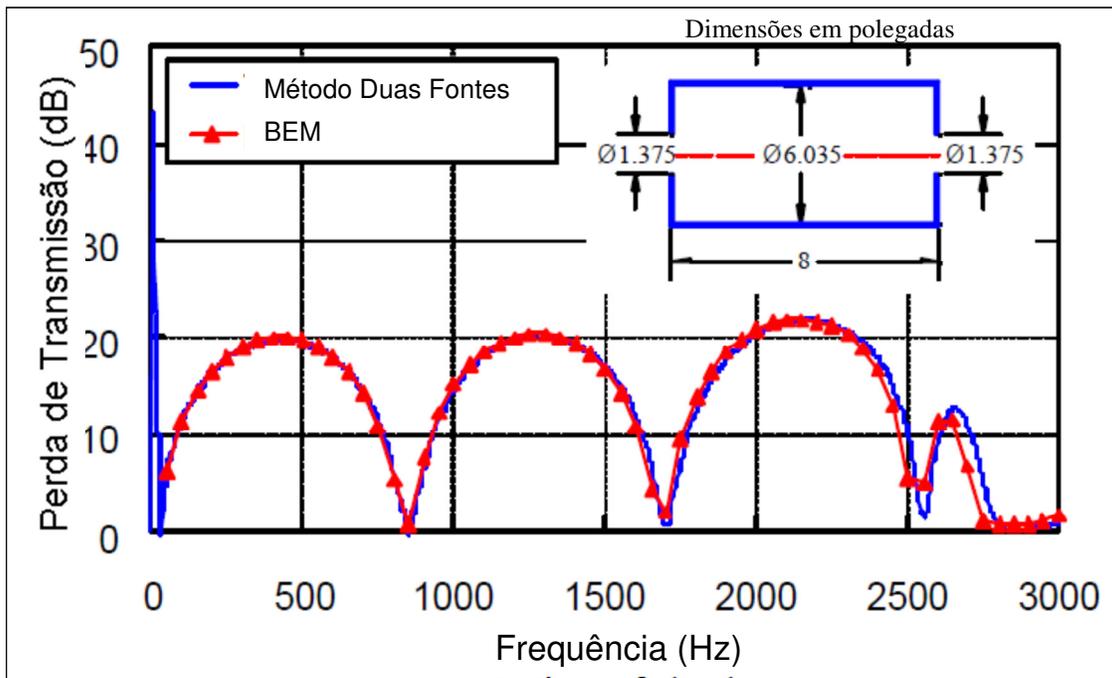


Figura 2.17 – Gráfico comparativo entre experimental e simulação para um volume simples, Tao e Seybert (2003).

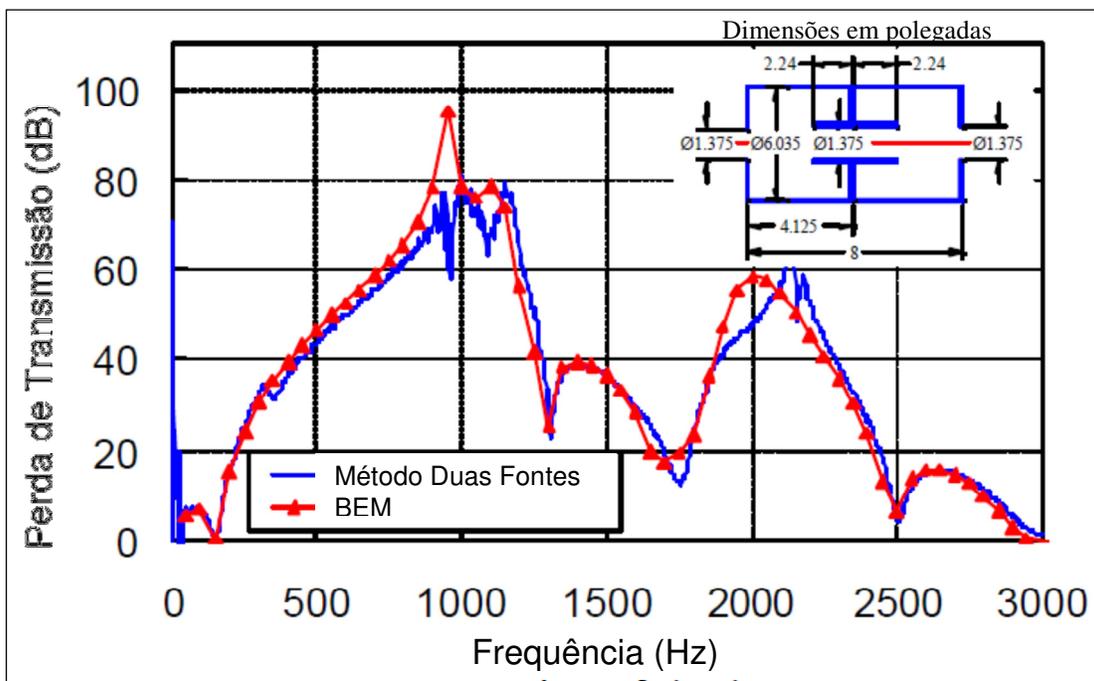


Figura 2.18 – Gráfico comparativo entre experimental e simulação para um volume complexo, Tao e Seybert (2003).

Para ambas as comparações (Fig. 2.17 e 2.8) pode-se observar que a convergência é boa, mesmo em altas frequências o que amplia a faixa em que pode ser aplicado o método, mostrando também uma estabilidade e não sendo tão vulnerável a ruídos, pois a curva mostra poucas regiões com flutuações bruscas. No entanto há uma operação que pode ser desconfortável nesse método que é a troca da fonte de posição, isso pode ser inviável dependendo do tamanho ou forma do elemento em teste.

- Método das duas cargas:

Esse método é matematicamente igual ao anterior, entretanto nesse caso não é necessário mudar a fonte ou o sentido de inserção das ondas, basta mudar a terminação. Duas diferentes terminações devem ser inseridas para se fazer a configuração (a) e (b), inferindo diferentes impedâncias (Z_a e Z_b). Os dois arranjos devem provocar uma mudança substancial de como as ondas são absorvidas ou refletidas no final do tubo de sávida, para que o método funcione com eficiência como mostrado na Figura 2.19.

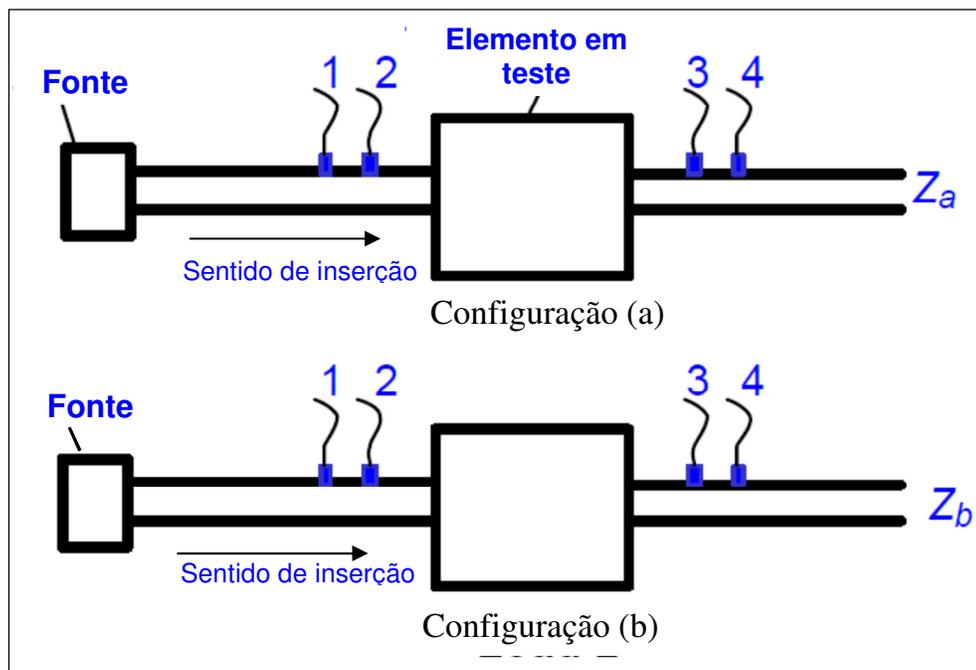


Figura 2.19 – As duas configurações (a e b) para o método de duas cargas, Tao e Seybert (2003).

A Figura 2.20 mostra o gráfico de comparação para a Perda de Transmissão desse método e o de duas fontes para um caso dado. Conforme pode ser visto ambos são equivalentes, pois convergem em amplitude e frequência.

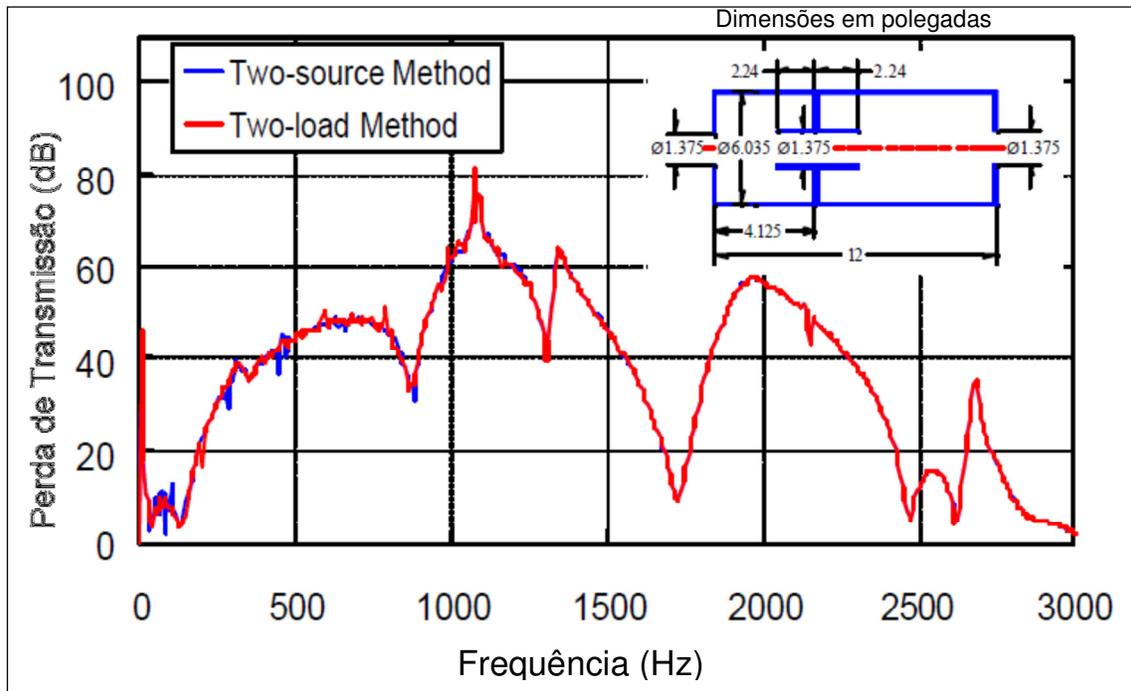


Figura 2.20 – Comparação dos métodos experimentais, Tao (1990).

Lofrano, *et al* (2005), apresentaram um estudo correlacionando os métodos de decomposição e o de duas cargas para validar e ajustar um modelo usando o Método de Elementos Finitos (FEM, *Finite Element Method*) usando elementos concentrados de acústica, com o propósito de otimização. O estudo contemplou elementos de teste simples, que consistem apenas de tubos retos na entrada e na saída e um volume cilíndrico regular, como pode ser visto na Figura 2.21.

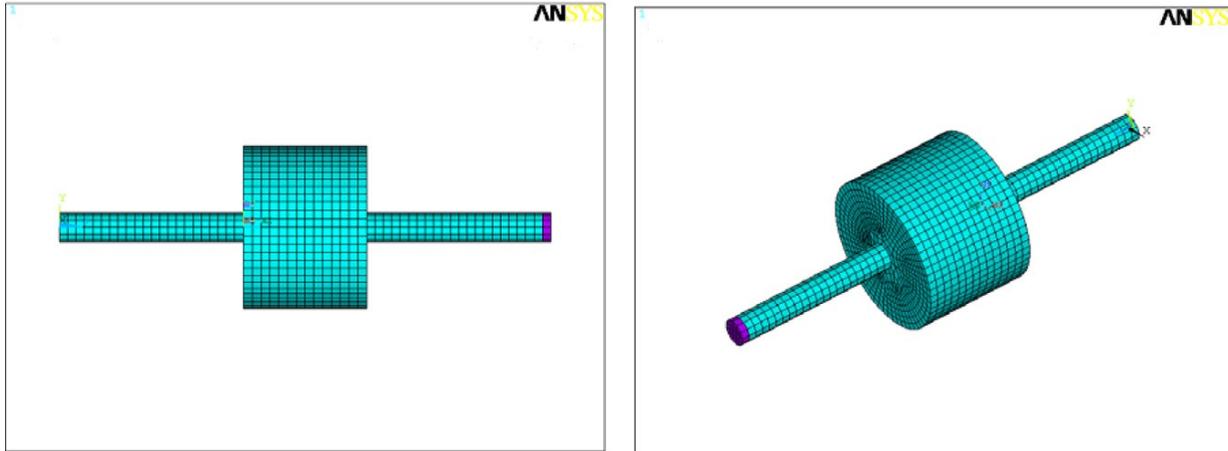


Figura 2.21 – Elemento de teste para validação do modelo, Lofrano *et al* (2005).

Na Figura 2.22, encontra-se uma comparação da Perda de Transmissão determinada experimentalmente usando o método de duas cargas e a expressão analítica para o elemento da Figura 2.21. A comparação mostra uma convergência fraca entre as curvas, evidenciando a susceptibilidade do método ao erro.

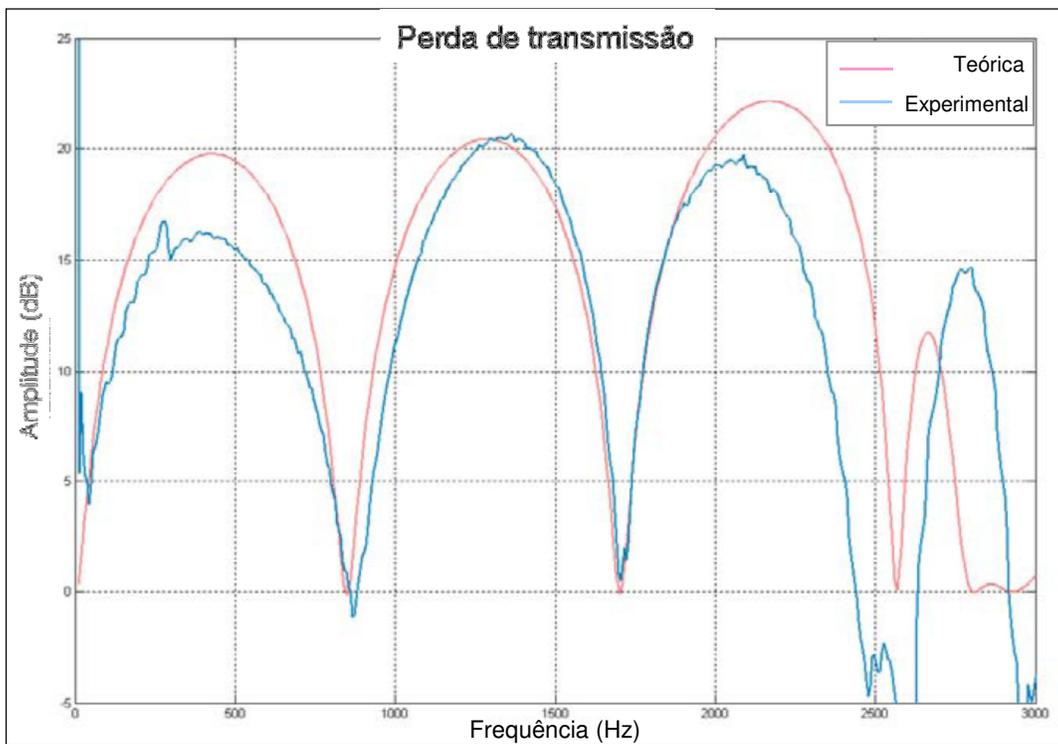


Figura 2.22 – Comparação entre experimental e a expressão analítica, adaptado de Lofrano *et al* (2005).

Nuñes (2008) usou os métodos de decomposição e o de duas cargas para determinar a Perda de Transmissão de um Coletor de Admissão de compressores herméticos para refrigeração. Esse Coletor de Admissão que tem funções muito parecidas com os objetos de estudo dessa dissertação, possui geometria complexa e composta por ressonadores, cavidades e tubos irregulares, Figura 2.23. A determinação experimental teve a intenção de validar um modelo numérico para o Coletor de Admissão, de forma a servir de base para otimização.



Figura 2.23 – Cavidade do Coletor de Admissão modelado, Nuñes *et al* (2008).

Na Figura 2.24, os resultados comparativos da determinação experimental, para os métodos de duas cargas, da decomposição e um terceiro método conhecido como Crocker e que pode ser visto em Nuñes *et al* (2008).

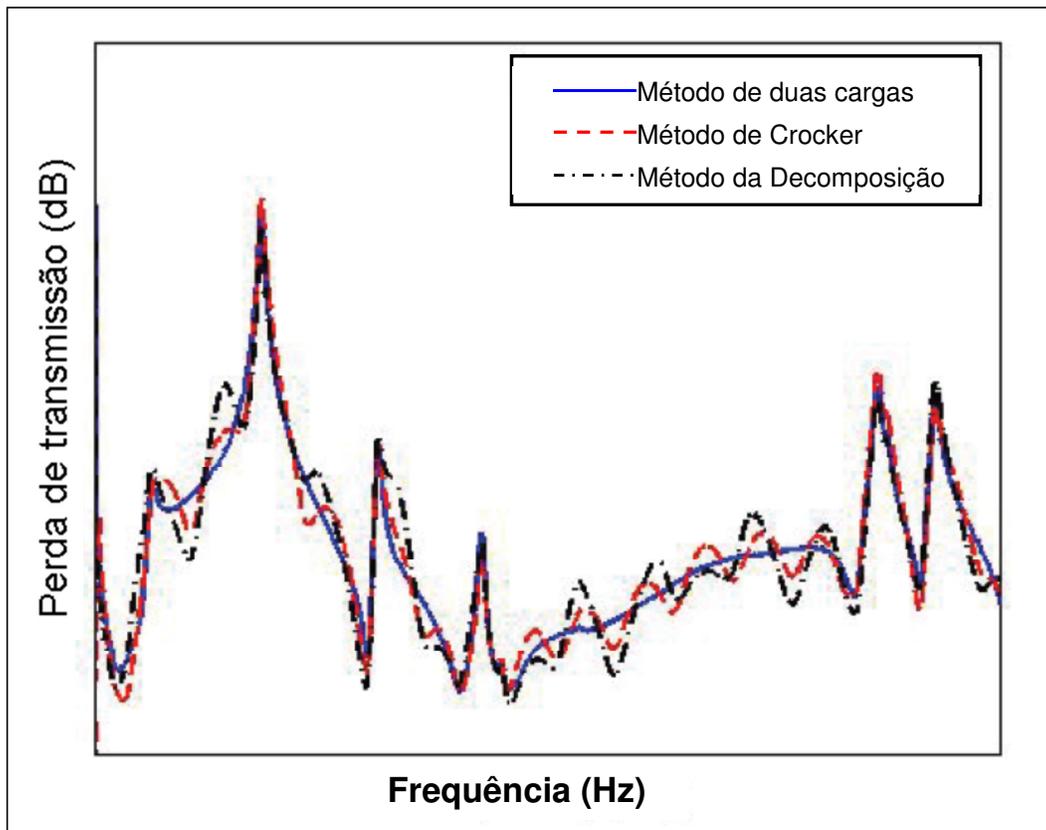


Figura 2.24 – Comparação entre métodos, Nuñez *et al* (2008).

Por fim, pode-se ver na Figura 2.25 o gráfico comparativo com o resultado do modelo numérico ajustado, comparado à determinação experimental, para o método de duas cargas, que foi o que se mostrou mais estável e repetitivo para aquele caso.

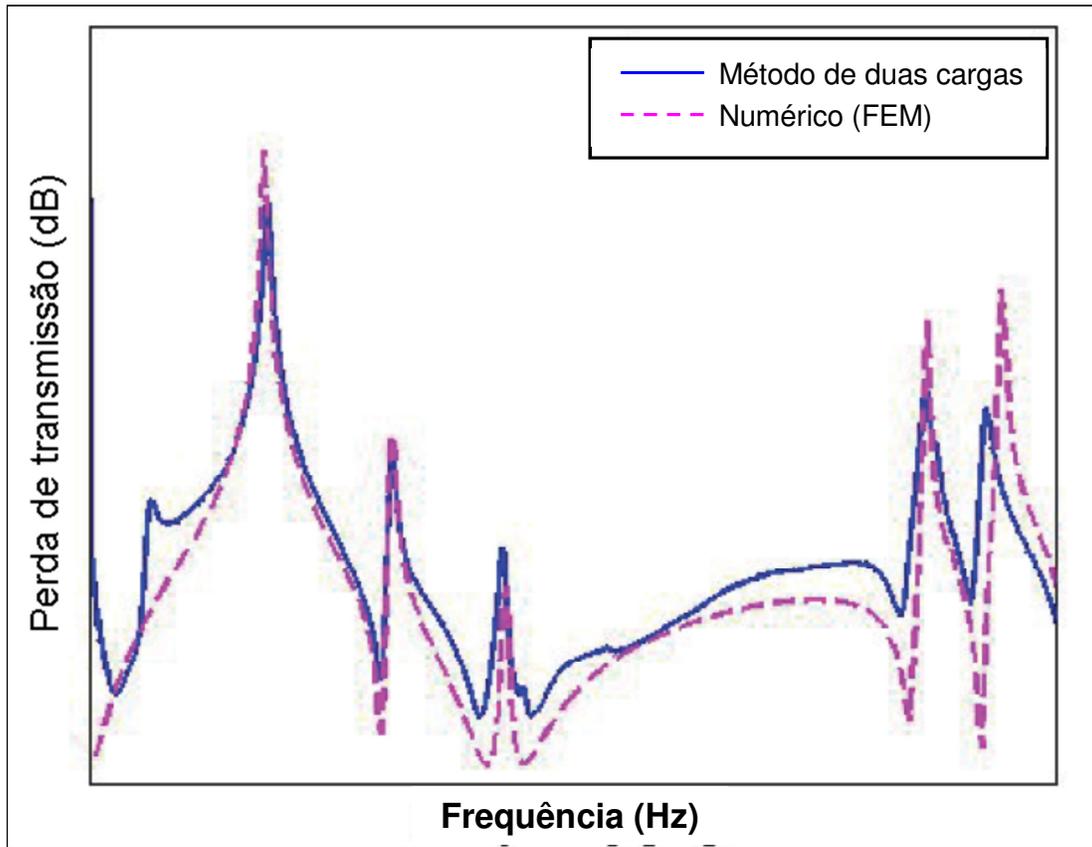


Figura 2.25 – Comparação entre experimental e numérico, Nunes *et al* (2008).

Como é possível ver (Fig. 2.25) o perfil da curva e as amplitudes são muito parecidos o que demonstra que o método é representativo e pode ser usado para validar o modelo, não esquecendo de considerar que esses resultados são para uma estrutura (Fig. 2.24) relativamente complexa onde existem câmaras de ressonância, passagens entre outros, que atribuem características singulares, como pode ser visto na comparação, e mesmo assim o comportamento foi similar em toda a faixa.

Dessa maneira, constata-se que a determinação da Perda de Transmissão ou o seu inverso Coeficiente de Transmissão, podem ser medidos pelos meios acima expostos, no entanto o método mais estável, menos susceptível à interferências externas e mais prático é o de duas cargas, pois basta realizar duas medidas da mesma montagem mudando-se apenas as terminações, cuidando para que elas sejam bem diferentes no quesito refletir ou absorver as ondas de pressão.

3 MODELAGEM TEÓRICA

Tendo em vista que esse trabalho tem um caráter particular no sentido de interpretação de parâmetros como a TL ou o Coeficiente de Transmissão at e que se pretende correlacionar resultados de maneira não convencional, nos itens que se seguem tem-se algumas convenções que serão adotadas na interpretação, tratamento e comparações de resultados, com as suas devidas justificativas matemáticas e físicas.

3.1 Coeficiente de Transmissão

Nesse trabalho, por uma questão de conveniência e coerência, o Coeficiente de Transmissão at , apresentado pela Equação 2.9 e que é obtido pelas mesmas técnicas da Perda de Transmissão TL , bem como sua representação logarítmica serão adotados como parâmetros. O Coeficiente de Transmissão at tem relação direta com o que se pretende maximizar aqui que é a transmissão de ondas de pressão de ar para dentro do Motor de Combustão Interna. Além de ser uma propriedade intrínseca ao componente, é ainda uma razão entre pressões e, portanto está alinhada ao modelo de Mezher *et al*(2013) e de acordo com a Equação 2.7, onde o parâmetro aqui estudado é proporcional à parcela p , que é a pressão relativa e que varia em função do tempo.

Tendo em vista que o coeficiente at é função da potência, intensidade e/ou pressão e impedância e sendo eles dependentes da frequência, conseqüentemente deduz-se que at também o seja. Considerando ainda que essas ondas de pressão se propagam para dentro de cada cilindro, percorrendo seu conjunto de passagens e por fim seu conduto, convencionou-se levantar uma curva desse coeficiente em função da frequência para cada conduto, já que aqui trabalhar-se-á somente com Coletores de Admissão para Motores de Combustão Interna de 4 (quatro) cilindros, tendo portanto 4 (quatro) curvas.

Para tanto, a curva de um dado conduto é realizada injetando as ondas de pressão pela entrada do Coletor de Admissão, onde normalmente se fixa a válvula que controla a vazão de ar

(corpo de borboleta), tampando os demais condutos na saída e fazendo a tomada naquele conduto em que se pretende medir. O procedimento experimental será detalhado no item 4.

Uma das formas de apresentação do Coeficiente de Transmissão é através do seu módulo dado pela Equação 3.1

$$|at| = \sqrt{\text{Re}[at]^2 + \text{Im}[at]^2} \quad (3.1)$$

A fim de realizar comparações, definiu-se o módulo médio do Coeficiente de Transmissão, como sendo a média dos módulos dos coeficientes de cada conduto (Eq.3.2).

$$\overline{|at|} = \frac{\sum_{i=1}^s \sqrt{\text{Re}[at_i]^2 + \text{Im}[at_i]^2}}{s} \quad (3.2)$$

Onde s é o número total de condutos que o Coletor de Admissão possui (que para esse caso $s=4$), $\text{Re}[at]$ é a parte real de at , $\text{Im}[at]$ é a parte imaginária do coeficiente at e i é o índice de cada conduto.

3.2 Ondas de pressão no interior do Coletor de Admissão

Para se compreender um pouco melhor a forma de excitação da cavidade do Coletor de Admissão estudado, determinou-se a oscilação de pressão imediatamente antes da válvula de admissão, através de simulação numérica usando um algoritmo comercial chamado *GT Power*, desenvolvido pela *Gamma Technologies* e que é largamente utilizado pela indústria automotiva para simulação de Motores de Combustão Interna e seus subsistemas. Esse algoritmo computacional, que usa modelos 2D, é capaz de informar, entre outras coisas, a variação de pressão imediatamente antes da válvula de admissão em função do tempo. Determinou-se essa para 3 (três) rotações diferentes de um dado Motor de Combustão Interna (Fig. 3.1 a 3.3), posteriormente obteve-se também os espectros desses sinais (Fig. 3.4 a 3.6).

Essa simulação foi realizada em um modelo de Motor de Combustão Interna compatível com os Coletores de Admissão que se estuda nessa dissertação e as condições de contorno reproduzem as condições de teste em Dinamômetro de Bancada que serão detalhadas no item 4.5.

Em linhas gerais, essas curvas de pressão foram calculadas para um modelo de Motor de Combustão Interna em regime permanente de rotação e temperatura, em plena carga e condições atmosféricas de 980 mbar e 25 °C.

Nesses gráficos usou-se uma frequência amostral de 8192 Hz que é capaz de evidenciar todos os efeitos que se pretende observar, respeitando de longe a relação de *Nyquist*, já que se estuda aqui efeitos até 600 Hz

A escala de tempo foi mantida a mesma para as três condições para se evidenciar alguns dos efeitos como a quantidade oscilações de pressão para um mesmo período. Isso significa que quanto maior é a rotação mais ciclos completos do Motor de Combustão Interna aparecem no gráfico.

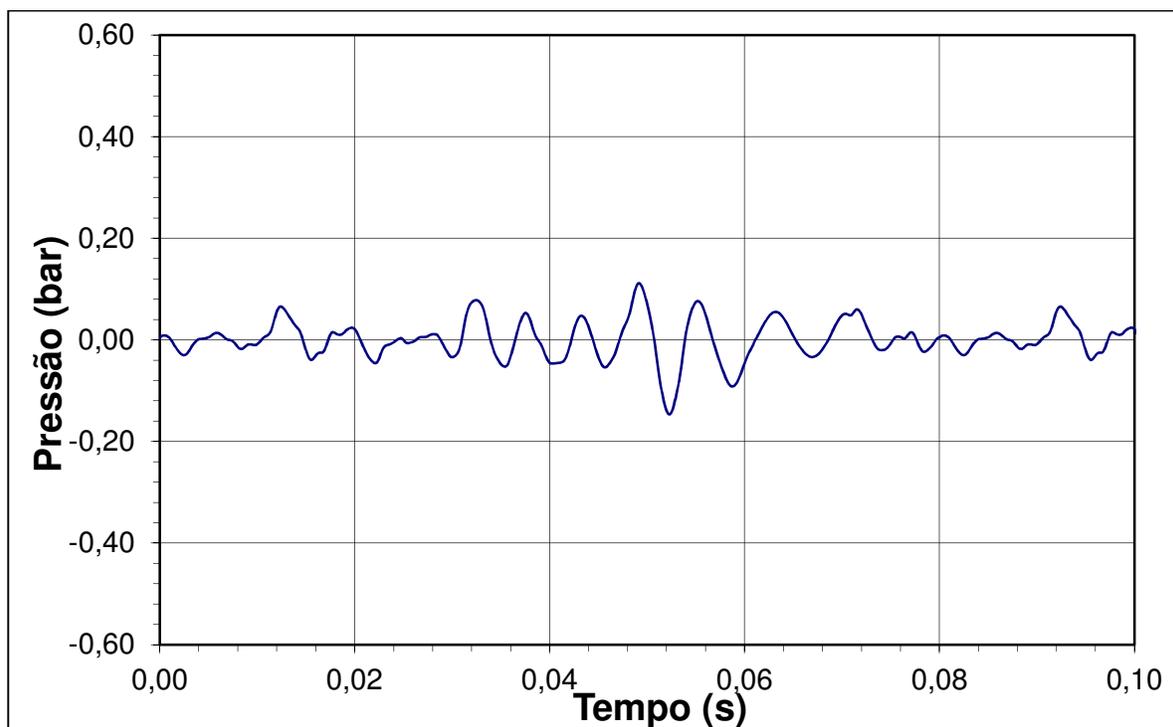


Figura 3.1 – Pressão simulada antes da válvula de admissão, em função do tempo para um Motor de Combustão Interna a 1500 rpm.

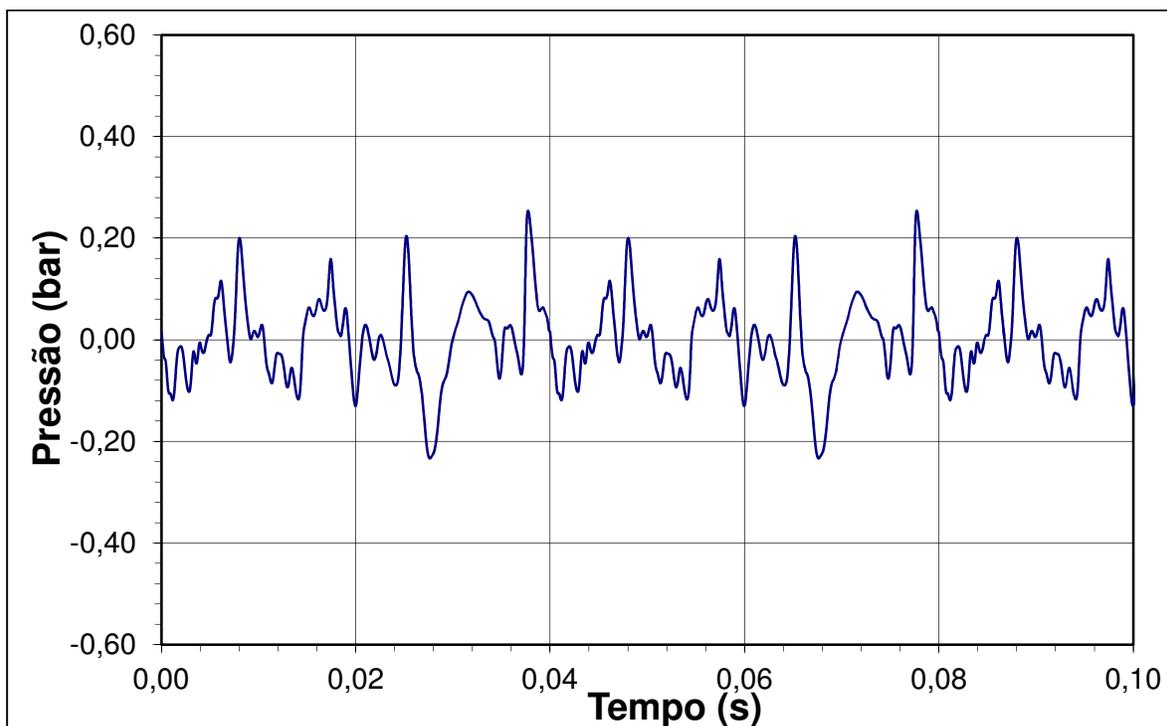


Figura 3.2 – Pressão simulada antes da válvula de admissão, em função do tempo para um Motor de Combustão Interna a 3000 rpm.

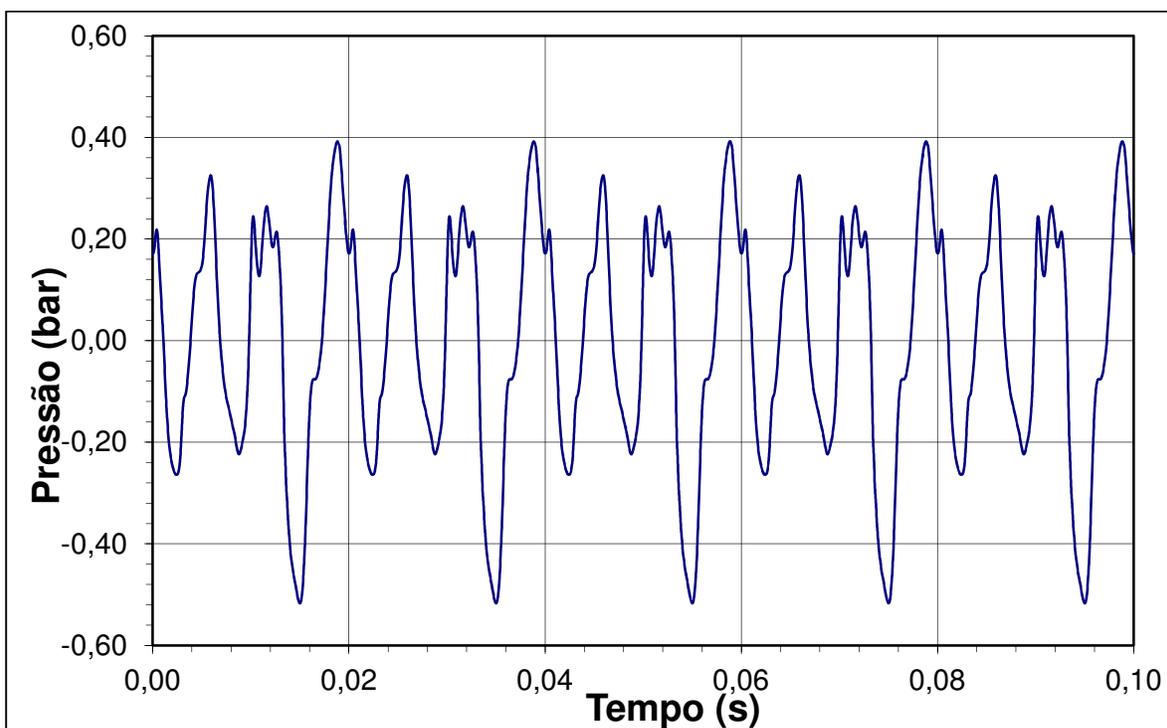


Figura 3.3 – Pressão simulada antes da válvula de admissão, em função do tempo para um Motor de Combustão Interna a 6000 rpm.

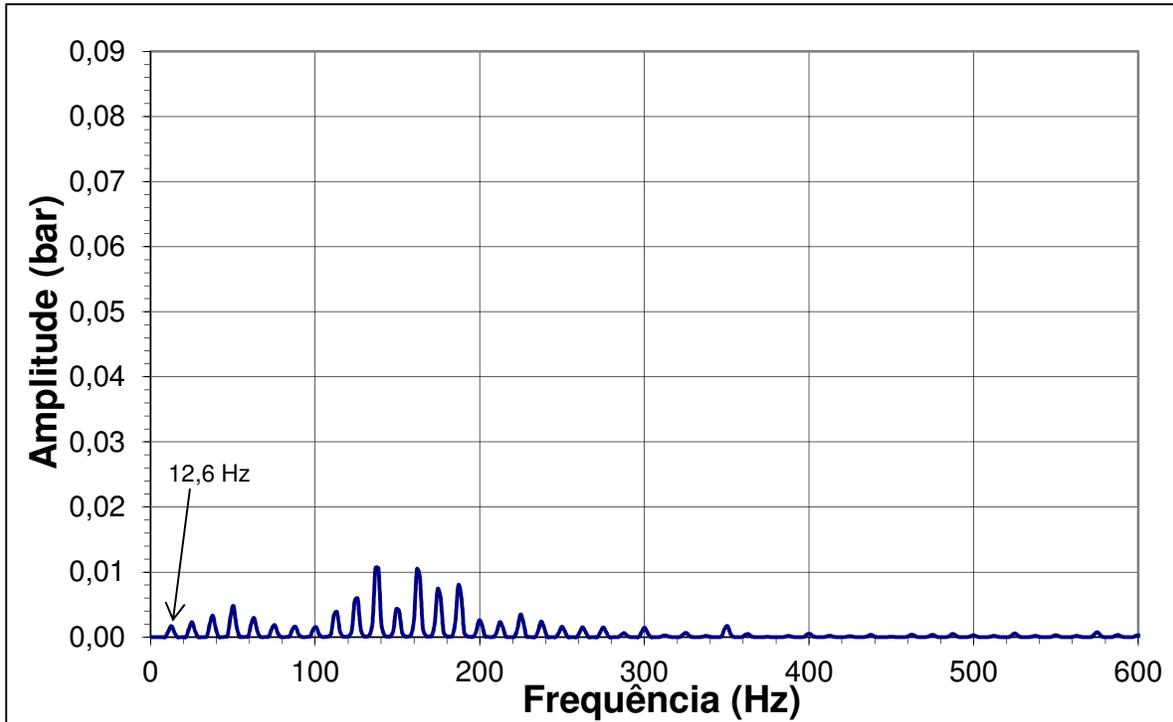


Figura 3.4 – Espectro do sinal de pressão da Figura 3.1 (1500 rpm).

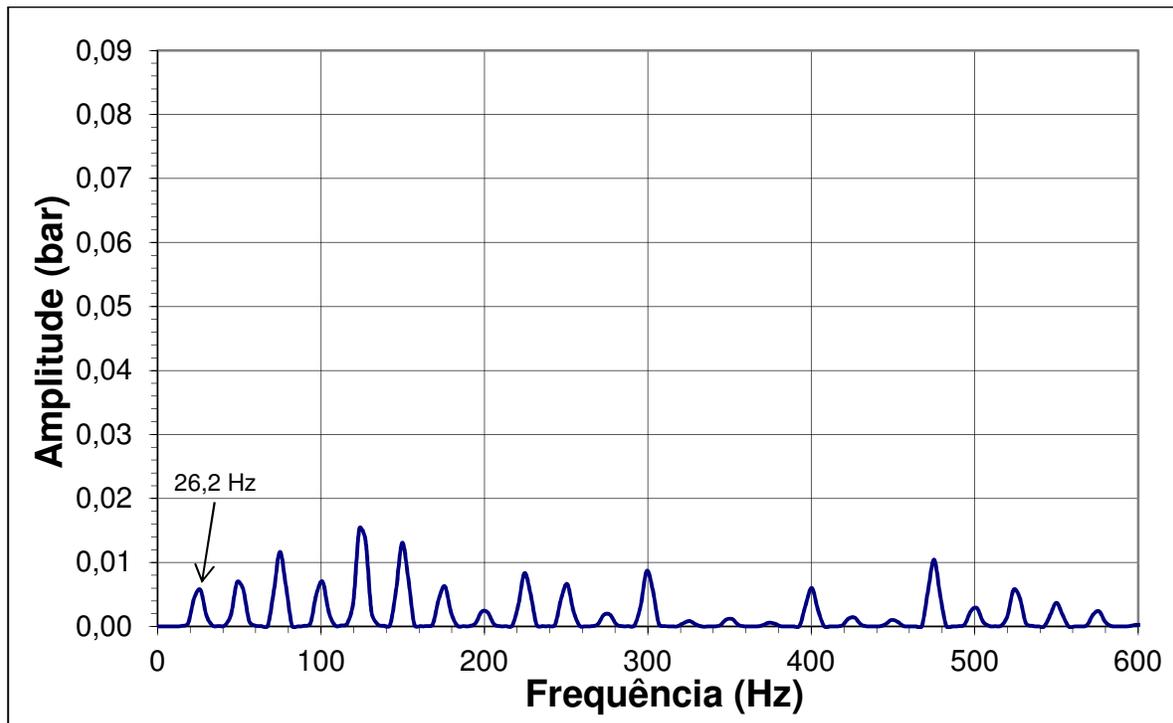


Figura 3.5 – Espectro do sinal de pressão da Figura 3.2 (3000 rpm).

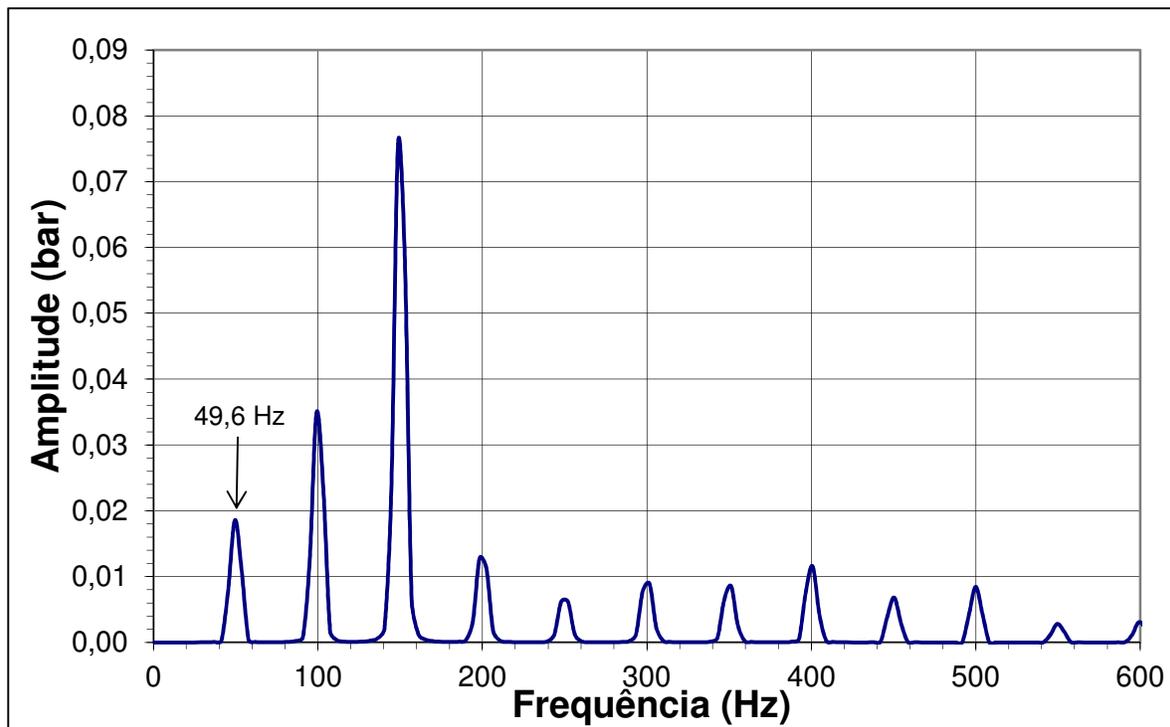


Figura 3.6 – Espectro do sinal de pressão da Figura 3.3 (6000 rpm).

Como introduzido anteriormente, as ondas de pressão são causadas por um processo complexo que compreende o movimento do pistão, a abertura das válvulas a cada dois ciclos do motor, entre outros. Portanto, esses efeitos somados geram os aspectos observados nos gráficos (Fig. 3.4 a 3.6) onde se pode ver inúmeras harmônicas, distribuídas ao longo do espectro que são consequência da excitação do pistão e modulação da válvula. Já a variação da amplitude está ligada aos modos da cavidade do modelo de Coletor de Admissão.

Isso foi fundamental para que se tivesse ideia da faixa mínima de frequências que seria necessário estudar de forma a não se perder informações importantes e que os níveis de pressão relativos à frequência fundamental ainda fossem significativos.

Tomando ainda esses resultados como ponto de partida, determinaram-se algumas das características construtivas do banco que será construído para a determinação do Coeficiente de Transmissão como diâmetro do tubo, faixa de absorção e reflexão das terminações, banda de frequências que devem ser geradas pelo alto-falante, etc.

Uma importante informação que se pode tirar dos gráficos em função do tempo (Fig. 3.1 a 3.3) é que eles confirmam que a vazão tem influência direta na amplitude, como mostram os valores da Tabela 3.1.

Rotação (rpm)	Amplitude pico a pico da pressão (bar)
1500	0,26
3000	0,47
6000	0,91

Tabela 3.1 – Pressão de pico a pico para as diferentes rotações.

Dos dados apresentados nas Figuras 3.4 a 3.6, pode-se extrair a relação da Equação 3.3, que fornece a n ésima harmônica (f_e) de excitação de interesse da cavidade do Coletor de Admissão em função da rotação do Motor de Combustão Interna.

$$f_e = n \frac{w}{K \cdot 60} \quad (3.3)$$

Onde w está em rotações por minuto e K é um fator que vem do fato do Motor de Combustão Interna de 4 tempos ter sua válvula de admissão aberta a cada dois ciclos, modulando a onda gerada inicialmente pela viagem do pistão para baixo. Dessa forma, neste trabalho $K=2$.

Dessa relação pode-se definir com segurança a faixa que será estudada nessa dissertação, tendo consequências na escolha do gerador de ondas de pressão (alto-falante) que deve ter características que sejam capazes de cobrir toda a gama de frequências de interesse.

Baseado nisso, tem-se os estudos aqui realizados até 600 Hz que será capaz de mostrar até a 11ª harmônica do caso com menor densidade harmônica do nosso estudo que é em 6000 rpm (ver Fig. 3.6). Isso também permite ver efeitos de alta ordem que estejam eventualmente influenciando nos resultados.

3.3 Projeto de ressonador

Para tornar algumas das argumentações mais contundentes, idealizou-se um experimento que se baseou em um dos Coletores de Admissão, adicionando um elemento acústico que tivesse muito pouca influência na perda de carga e trouxesse ainda uma contribuição pontual ao coeficiente de transmissão, podendo dessa forma dar evidências não só a respeito da contribuição na amplitude, mas também confirmando a relação quanto à frequência.

O Coletor de Admissão da Figura 3.7 foi preparado para funcionar com e sem um ressonador, o qual pode ser rosqueado ao Coletor de Admissão, permitindo que se façam todos os testes com o mínimo de variáveis.



Figura 3.7 – Coletor de Admissão prototipal para testes com e sem ressonador.

O ressonador foi projetado para ter uma frequência de ressonância de 100 Hz e se utilizou para isso tubos de PVC de 150 mm de diâmetro para o volume e 40 mm para o gargalo (Fig. 3.8 e 3.9). As demais dimensões podem ser obtidas pela Equação 3.4 (BARRON, 2003).

$$f_0 = \frac{1}{\sqrt{2\pi(M_A C_A)}} \quad (3.4)$$

Onde M_A é o que se chama de massa acústica (Eq. 3.5) e o termo C_A é a compliância acústica (propriedade similar à capacitância em elétrica) que consiste na capacidade de um dado volume em se comprimir e devolver a energia acústica ao sistema (Eq. 3.6).

$$M_A = \frac{\rho L_e}{2\pi a^2} \quad (3.5)$$

Onde L_e é o comprimento equivalente (Eq. 3.7) e a é o raio do gargalo do ressonador.

$$C_A = \frac{V}{\rho c^2} \quad (3.6)$$

Sendo V o volume e ρ e c a densidade e a velocidade do som no ar.

$$L_e = L + \frac{8a}{3\pi} \quad (3.7)$$

Essa última relação é a do comprimento equivalente L_e , dado pelo comprimento L do gargalo e uma correção em função do raio a .

Por fim chegou-se a uma configuração de ressonador (Fig. 3.8 e 3.9) com um volume de 2,30 litros e com as dimensões mostradas na Tabela 3.2.

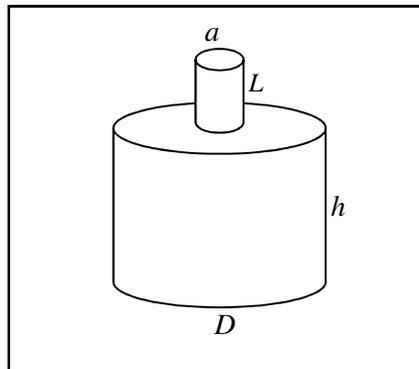


Figura 3.8 – Esquema do ressonador.

Gargalo		(mm)
Raio (a)		18
Comprimento (L)		93
Volume		(mm)
Altura (h)		137
Diâmetro (D)		146

Tabela 3.2 – Dimensões do ressonador

Como dito anteriormente o ressonador foi construído em tubos e conexões de PVC, composto por dois segmentos de tubo, um de 40 mm e outro de 150 mm de diâmetro (dados nominais) e dois “caps” ou tampas para fechar o volume. Esses elementos podem ser vistos nas fotos da Figura 3.9.



Figura 3.9 – Montagem do ressonador.

O segmento de tubo que compõe o volume tem parede muito fina e por isso vulnerável a grandes oscilações de pressão, podendo distorcer os resultados, principalmente quando aplicado no Motor de Combustão Interna no teste de Desempenho em Dinamômetro. Sendo assim, reforçou-se seu corpo com algumas voltas de fita adesiva com fibra (*Silver tape*), adicionando rigidez mecânica.

Esse dispositivo passou por testes preliminares para confirmar os dados do projeto, seguidos de todos os testes de escoamento contínuo, medida do Coeficiente de Transmissão e por fim, instalado no Motor de Combustão Interna no Dinamômetro de bancada. Esses procedimentos serão detalhados no item Procedimento Experimental.

4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Nesse capítulo encontram-se o procedimento utilizado normalmente para se avaliar um Coletor de Admissão, o procedimento usado para se medir experimentalmente as características dinâmicas, que é o objetivo principal do estudo, bem como o procedimento de calibração dos microfones quanto ao nível e fase e por fim a validação da montagem utilizada.

4.1 Escoamento contínuo

Em avaliações convencionais, os Coletores de Admissão são caracterizados impondo-se uma vazão conhecida de ar pelos circuitos individualmente e medindo a perda de carga PL que é a diferença de pressão entre a entrada e saída, dada pela Equação 4.1.

$$PL_i = P_{out} - P_{in} \quad (4.1)$$

O índice i é do conduto que está sendo medido que aqui vai de 1 (um) ao número de cilindros, nessa dissertação, por se tratar de Motores de Combustão Interna de 4 (quatro) cilindros, esse índice tem valor máximo igual a 4. As pressões P_{in} e P_{out} são medidas nos pontos mostrados nas Figuras 4.1 e 4.2. O Coletor de Admissão é montado em um dispositivo que por sua vez vai instalado em um banco de medidas (Fig. 4.2) que succiona uma dada vazão de ar através do Coletor de Admissão em um conduto por vez, sendo que os demais se encontram tampados.

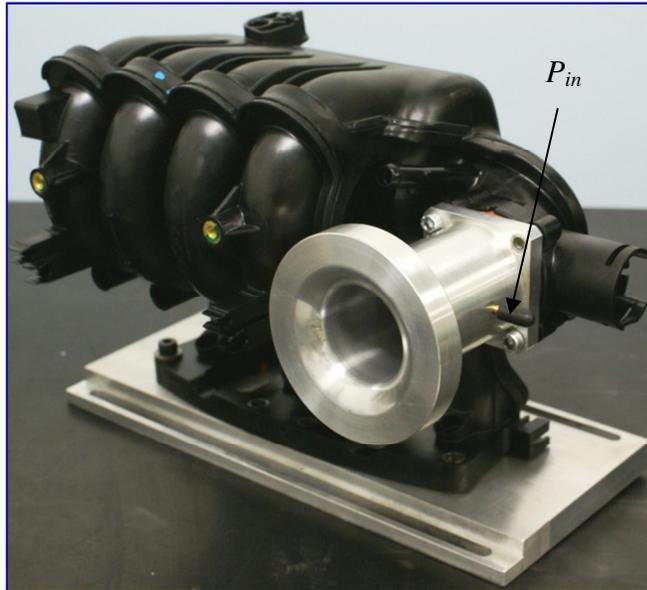


Figura 4.1 – Coletor de Admissão com o dispositivo de tomada P_{in} de pressão na entrada.

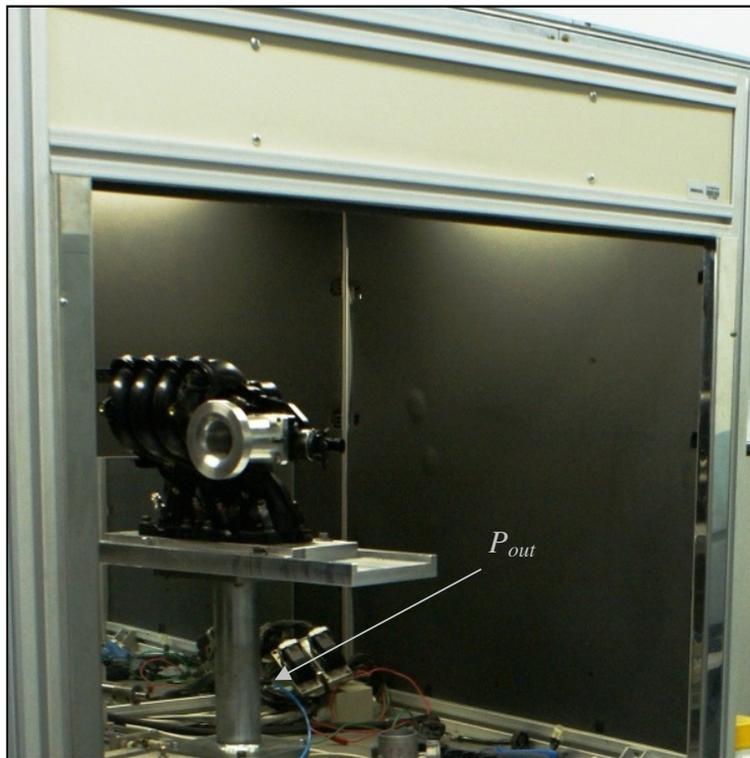


Figura 4.2 – Coletor de Admissão instalado no banco com a tomada P_{out} de pressão na saída.

Realizando os testes dessa maneira é possível medir a perda de carga individual de cada conduto (Eq. 4.1) e calcular o desbalanceamento σ (Eq. 4.2) no suprimento de ar entre os cilindros, imposto pelo Coletor de Admissão.

$$\sigma = 100 \cdot \frac{\sum_i^n \sqrt{(PL_i - \overline{PL})^2}}{n} \quad (4.2)$$

Sendo \overline{PL} o valor médio das perdas de carga dos diferentes condutos do Coletor de Admissão e n é o número total de condutos ($n=4$).

4.2 Coeficiente de Transmissão

Na Figura 4.3 é mostrado um esquema da montagem experimental usada para as medidas do Coeficiente de Transmissão. A montagem consiste de um sistema conversor Digital/Analógico (D/A) conectado ao computador, gerando os sinais de ruído que são condicionados por um amplificador de áudio que excita o alto-falante conectado ao tubo de inserção de ondas de pressão. No final do tubo de saída das ondas são colocadas duas terminações para se impor as duas cargas citadas para o procedimento específico.

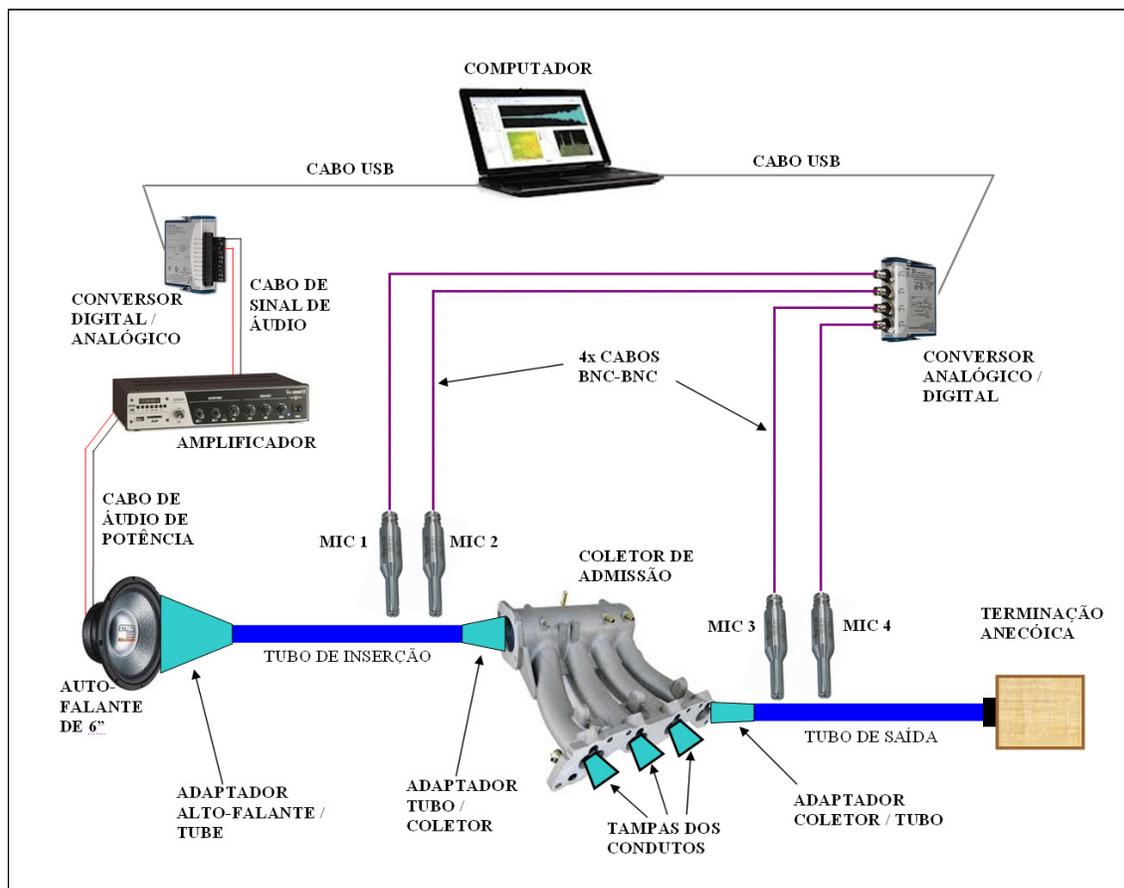


Figura 4.3 – Esquema da montagem experimental.

Para as medidas das ondas incidentes e transmitidas há uma composição de 4 (quatro) microfones, onde dois medem as ondas incidentes e outros dois medem as ondas transmitidas. Esses, são alojados nos tubos de forma a ficarem o mais próximo possível à parede de modo a não causarem nenhum tipo de perturbação, pois qualquer volume adicionado ou subtraído pode provocar interferência nas ondas e conseqüente erro na medição.



Figura 4.4 – Adaptador do microfone no tubo.

A Figura 4.4 mostra foto do adaptador construído em poliamida para conectar o microfone ao tubo de latão. Como pode ser visto, ele permite que o microfone seja colocado na parede do tubo, tanto de inserção como no de saída, de forma a ficar a margem da luz do tubo, sem interferirem nas ondas de pressão que se formam no interior dos mesmos.

Nas Figuras 4.5 e 4.6 encontram-se imagens dos microfones montados nos tubos de inserção e de saída respectivamente. Para que se possa minimizar o erro quanto à energia que entra e sai do elemento em teste, os pares de microfones são montados o mais próximos possível da entrada e da saída do coletor de admissão. Se essa distância for grande, introduz-se um elemento que para as medidas será considerado parte integrante da cavidade a ser caracterizada.

Por isso essa distância deve ser inferior a 10 % do menor comprimento de onda de interesse.

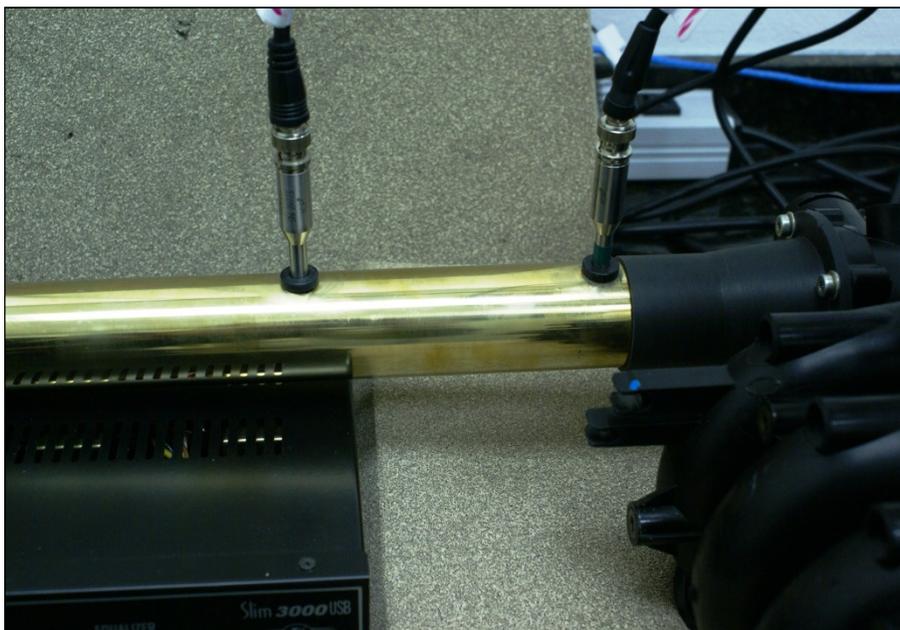


Figura 4.5 – Detalhe dos microfones montados no tubo de inserção.

O espaçamento dos microfones, da montagem realizada, respeita a relação sugerida por Suhanek (2008) (Equação 4.3), para que o diâmetro do mesmo não interfira nos resultados e possa ser considerado como a medida de pressão em um ponto.

$$D_{mic} < 0,2x \quad (4.3)$$

Onde D_{mic} é o diâmetro do microfone e x o espaçamento entre os microfones. No caso desse estudo utilizou-se 100 mm de espaçamento e os microfones são de um quarto de polegada (1/4") que equivale a 6,35 mm, bem menor que $0,2 \times 100 = 20$ mm.



Figura 4.6 – Detalhe da montagem dos microfones no tubo de saída.

Um sistema de aquisição de sinais, conectado ao computador, faz a digitalização dos sinais elétricos dos microfones e o processamento é feito pelo computador em duas etapas, uma para cada terminação (anecóica e rígida).

A Tabela 4.1 relaciona os itens da montagem, marca e modelo. Nos apêndices desse trabalho são encontradas as cartas de especificações fornecidas pelo fabricante para cada equipamento, no caso de item comercial ou o desenho e foto do dispositivo construído.

Item	Quantidade	Nome	Marca	Modelo
1	01	Computador	Não específico	Não específico
2	01	Conversor D/A	LMS	Syscon
3	01	Amplificador	FRAHM	Slim 3000 USB
4	01	Alto-falante	QSL	06A30
5	01	Acoplador alto-falante / tubo	Corneta para <i>driver</i>	
6	01	Tubo de inserção de onda	Dispositivo construído	
7	01	Acoplador tubo / coletor	Dispositivo construído	
8	01	Acoplador coletor / tubo	Dispositivo construído	
9	01	Tubo de saída de onda	Dispositivo construído	
10	04	Cabo BNC / BNC	Não específico	Não específico
11	04	Microfone de 1/4"	PCB	130E20
12	03	Tampa para conduto	Dispositivo construído	
13	01	Conversor A/D	LMS	VB8-II
14	01	Terminação anecóica	Dispositivo construído	
15	01	Terminação rígida	Dispositivo construído	

Tabela 4.1 – Lista dos componentes da montagem experimental.

Para determinação das curvas é medido um conduto por vez, dessa forma foram construídas três tampas para se evitar que uma parcela dessas ondas saísse pelas terminações dos condutos que não estão sendo medidos no momento. Essa configuração, vista na Figura 4.6, reproduz ainda o fato de que na maior parte do tempo em que um conduto está conectado ao cilindro pela abertura da válvula, os demais normalmente estão fechados (situação comum a motores de 4 cilindros).

Foram confeccionados ainda, adaptadores que fazem a transição dos diferentes diâmetros de tubo / Coletor de Admissão e Coletor de Admissão / tubo, de forma a se ter transições suaves e minimizando reflexões nessas interfaces. Para a interface alto-falante / tubo foi utilizada uma corneta facilmente encontrada em lojas de som automotivo usada para *drivers* de sons médios e agudos e que tem suas fixações no diâmetro maior coincidentes com as do alto-falante de 6"

usado nesses experimentos. Fotos dessa corneta podem ser vistas na Figura 4.7 e os desenhos dos demais adaptadores podem ser encontrados nos apêndices.



Figura 4.7 - Fotos da corneta usada para interface do alto-falante / tubo.

Os tubos de inserção e saída foram feitos inicialmente de PVC (*Polyvinyl Chloride*) com diâmetro interno de 35 mm e parede de 3 mm de espessura (medida comercial de tubo para rede de água). Nesse primeiro caso, tanto o tubo de inserção como o de saída tem 700 mm de comprimento de forma a condicionarem as ondas, propiciando as condições de onda plana em seu interior. A montagem em tubos de PVC pode ser vista em uma foto da Figura 4.13.

Após alguns testes pôde-se perceber que os tubos de PVC eram vulneráveis a ruídos externos, tinham seus modos estruturais próximos à faixa de interesse e distorciam as baixas frequências.

Devido a isso, decidiu-se realizar uma nova montagem usando tubos de latão, os quais tem massa específica maior, portanto menos vulneráveis à excitação estrutural. Esses tubos possuem

diâmetro interno de 37,8 mm, parede de 3,5 mm, sendo o tubo de inserção construído com 500 mm de comprimento e o de saída com 900 mm de comprimento.

Essa configuração foi a escolhida, pois após a geração das ondas de pressão pelo alto-falante, necessita-se de um comprimento mínimo para que as ondas se desenvolvam no interior da tubulação e restem apenas ondas planas. Por outro lado, o guia de onda não pode ser muito extenso se não há perdas significativas de amplitude.

O tubo de saída, maior, fez-se para que ele tivesse um pouco mais de perdas e não fosse tão vulnerável à reflexões da terminação. A Figura 4.8 mostra os tubos em suas formas finais com os furos de introdução dos microfones e as roscas nas terminações que fazem interface com os acopladores.



Figura 4.8 - Foto dos tubos de latão utilizados, tubo de inserção acima e saída abaixo.

Para se evitar principalmente a interferência de ruído elétrico, foram tomadas diversas providências como estanhar as pontas dos cabos que levam os sinais do conversor Digital/Analógico (D/A) e do amplificador de áudio ao alto-falante, usando ainda, cabos apropriados para sinais de áudio.

Todas as conexões entre adaptadores e tubos foram realizadas por meio de rosca fina e com fita teflon (veda rosca) para dar boa estanqueidade à montagem algo que interfere diretamente na qualidade dos resultados, pois a existência de vazamentos acarretará na distorção da onda e conseqüentemente falta de coerência dos sinais medidos, o que aparecerá nos gráficos como um ruído não desejado. Na Figura 4.9 veem-se fotos das conexões.

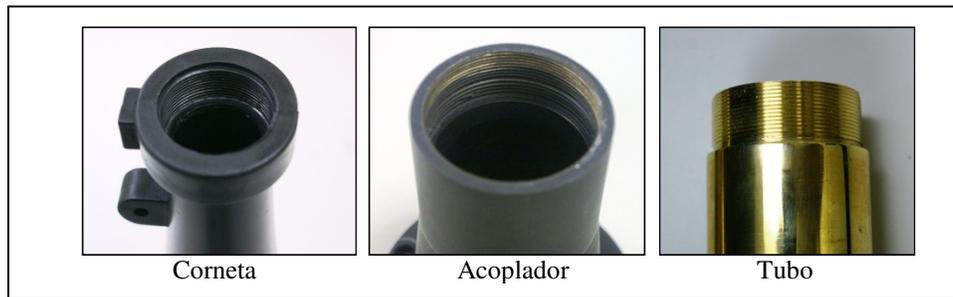


Figura 4.9 - Fotos das conexões.

A terminação rígida é uma tampa de latão de 8 mm de espessura e a terminação anecóica é uma caixa de aglomerado de madeira de 8 mm de espessura, selada e preenchida de lã de vidro. Esses itens desempenham papel importante, pois das características e diferença entre eles depende diretamente a qualidade dos resultados. Como dito anteriormente as duas terminações também chamadas de cargas devem impor duas situações às mais diversas possíveis. A terminação rígida (Figura 4.10) deve refletir o máximo da amplitude em um número maior de frequências possíveis dentro da faixa de interesse e por isso foi construída em latão com 8 mm de espessura. Já a terminação anecóica (Figura 4.11) deve ser totalmente oposta, absorvendo a maior parte da energia da maioria das frequências da faixa de interesse.



Figura 4.10 – Fotos da terminação rígida em latão – Desmontada a esquerda e montada a direita.

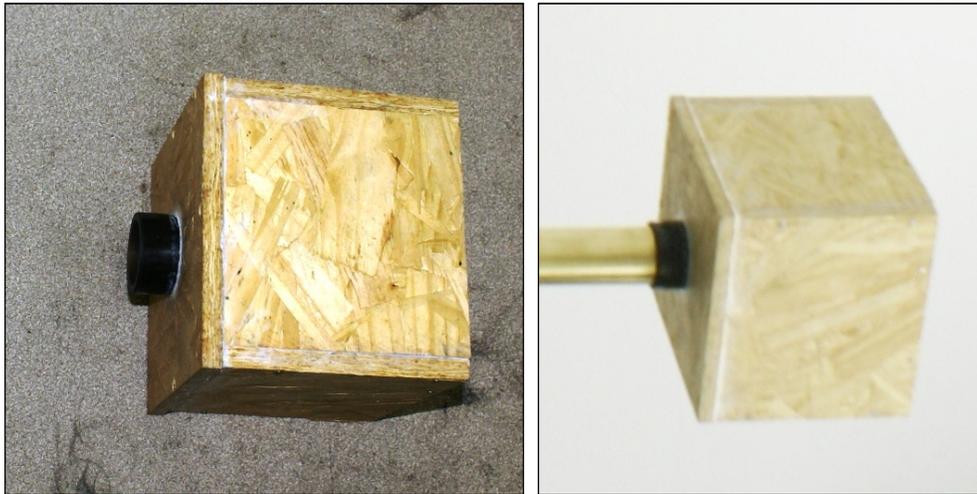


Figura 4.11 - Fotos da terminação anecóica, desmontada a esquerda e montada a direita.

Antes mesmo da realização dos testes foi possível verificar se as terminações usadas são suficientemente diferentes a partir de um método para caracterização da impedância da terminação, usando para isso o mesmo aparato experimental aqui apresentado com um arranjo mais simples. Esse arranjo e técnica são descritos em algumas das referências dessa dissertação como as de Seybert e Ross (1976), Chu (1986) e Munjal (1987).

4.3 Calibração

Os microfones usados na montagem experimental são todos do mesmo modelo e suas cartas de calibração de fábrica podem ser encontrados no Apêndice F, no entanto para que se garantir que estivessem medindo corretamente e que não introduziam erros nas medidas, todos passaram por um procedimento de calibração o qual corrigia tanto o nível absoluto como a fase do sinal medido. Esse último é de extrema importância já que dessa propriedade da onda é possível separar a onda incidente da refletida, técnica que será usada nos cálculos para se quantificar a energia que foi inserida no Coletor de Admissão.

A calibração quanto ao nível foi realizada pela comparação com um calibrador de nível sonoro. Esse calibrador é uma fonte calibrada (Carta de calibração no Apêndice G) que emiti um som monotônico de valor determinado. Na Figura 4.12 é possível ver ima imagem do calibrador.



Figura 4.12 – Calibrador de nível sonoro.

O microfone a ser calibrado é introduzido no orifício da parte superior que possui uma vedação que não permite que nenhum som entre ou saia. Dessa maneira o microfone é submetido a um nível de pressão sonora de 114 dB e uma frequência de 250 Hz.

Já em relação à fase os microfones foram montados em um dispositivo que anexado à terminação de um dos tubos da própria montagem experimental submete todos a uma mesma fase de onda incidente e tomando um deles como referência uma correção e feita para os demais. Nas imagens da Figura 4.13 é possível ver o aparato para calibração da fase.



Figura 4.13 – Montagem para calibração de fase.

Medindo-se o espectro cruzado dos três microfones em relação à referência a correção é dada pela Eq. 4.4 (SEYBERT e ROSS, 1976).

$$\phi_{ij}(f) = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}[H_{ij}(f)]}{\text{Re}[H_{ij}(f)]} \right) \quad (4.4)$$

4.4 Configuração dos equipamentos

Durante os ensaios, observou-se diversas configurações que têm muita influência nos resultados e alguns padrões foram estabelecidos em benefício da qualidade e para uma comparação mais coerente entre as curvas obtidas.

O volume do amplificador de áudio deve ficar no menor valor em que se tem sinal em toda a faixa de interesse em todos os microfones. Dessa forma se tem boa relação sinal ruído, o que diminui a susceptibilidade dos resultados a erros e ainda impede que se introduza uma onda com energia suficiente para excitar os modos estruturais da montagem experimental e também do

elemento em teste, que introduziria picos e vales na curva, os quais não pertencem à cavidade acústica em estudo.

Nesse sentido, antes do início dos testes é realizado um procedimento de ajuste dos instrumentos, onde os botões do equalizador e do amplificador são postos em posição apropriada. Os botões com as inscrições “MID” e “HIGH” ficam no mínimo e o botão com inscrição “LOW” fica no máximo. Isso permite que seja feita uma correção na curva de resposta do alto-falante e prioriza a excitação da faixa de interesse desse estudo que está em baixas frequências.

Ainda, antes de se começar o teste, gera-se um ruído branco (som com todas as frequências de interesse com mesma amplitude) e ajusta-se o volume no menor valor de tal forma que ainda possa se detectar todas as frequências em todos os microfones. Isso é possível fazendo-se uma **FFT** (*Fast Fourier Transformation*) do sinal dos microfones e obtendo os espectros, a fim de decompor o sinal em todas as suas componentes de frequência, observando se não lacunas na curva e usando um deles como referência, garantindo que exista coerência, através de convolução espectral dos sinais (medida da área subentendida pela superposição dos espectros em função do deslocamento entre eles).

Isso deve ser feito antes de qualquer medida realizada. No entanto tal procedimento ainda não garante que as medidas obtidas pela montagem experimental sejam confiáveis. Essa veracidade pode ser obtida através de um procedimento de validação, baseado em um elemento acústico construído obedecendo alguns critérios.

4.5 Validação da montagem

Para a validação da montagem experimental foi medido um Volume de Referência, cuja curva de Coeficiente de Transmissão se conhece analiticamente. Na Figura 4.14 é mostrado um esquema do volume cilíndrico usado como calibrador da montagem.

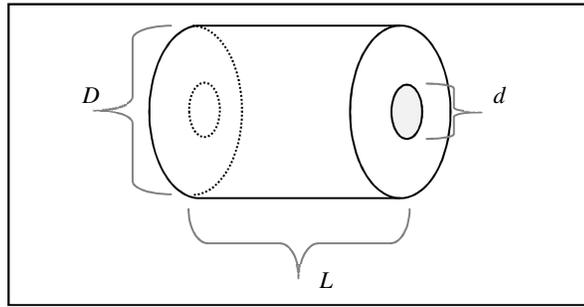


Figura 4.14 – Esquema do volume de referência.

Onde D é o diâmetro do cilindro, d é o diâmetro da entrada e da saída e L é o comprimento desse volume cilíndrico.

Conforme mostrado por Barron (2003) é possível se calcular analiticamente a Perda de Transmissão (TL) e ou o coeficiente de Transmissão (at) de acordo com a Equação 4.5.

$$TL = 10 \log_{10} \left\{ \cos^2 \left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_R} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{A_2}{A_1} + \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_R} \right) \right\} \quad (4.5)$$

Onde f é a frequência de excitação e f_R é a frequência natural fundamental dessa câmara de expansão dada pela Equação 4.6.

$$f_R = \frac{c}{4L} \quad (4.6)$$

O termo A_1 , da Equação 4.1, é a área da seção transversal dos tubos de entrada e saída, que nesse caso são iguais e A_2 é a área da seção transversal do cilindro. Na Equação 4.2, o termo c é a velocidade do som no meio em que foram realizados os testes, nesse caso a 23 °C e 0,9 atm, $c = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 296,2} = 345 \text{ m/s}$ (γ é o coeficiente isentrópico do ar).

Dessa forma, combinando as Equações 4.5 e 2.8 é possível obter a curva do Coeficiente de Transmissão para esse volume de referência.

$$at = \frac{1}{\left\{ \cos^2\left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_R}\right) + \frac{1}{4} \left(\frac{A_2}{A_1} + \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \cdot \text{sen}^2\left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_R}\right) \right\}} \quad (4.7)$$

E a representação logarítmica do Coeficiente de Transmissão at^* é obtida a partir da Equação 4.8.

$$at^* = 10 \log_{10}(|at|) \quad (4.8)$$

Na Figura 4.15, pode-se ver a montagem experimental com o volume de referência em uma de suas configurações de carga, onde a terminação anecóica pode ser vista montada no final do tubo de saída.

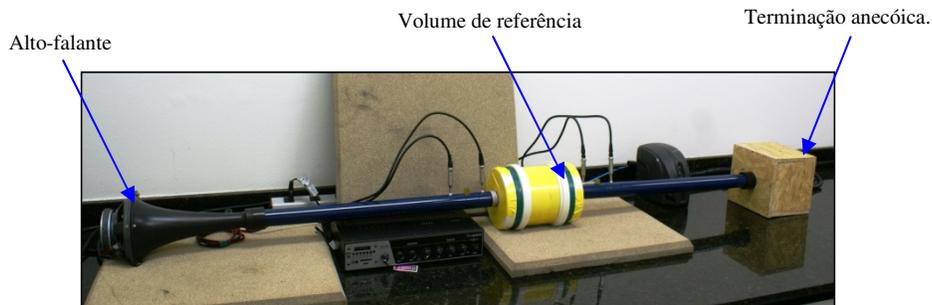


Figura 4.15 – Montagem experimental em tubo de PVC com o volume de referência.

4.5 Resultado da Validação

Para calibrar o aparato experimental foi usado um volume de referência conforme Figura 4.13, com um diâmetro de entrada $d = 35$ mm, diâmetro do volume $D = 151$ mm e altura do cilindro $L = 202$ mm. Na Figura 4.16 encontra-se um gráfico comparativo da curva obtida pela Equação 4.3 e os resultados experimentais.

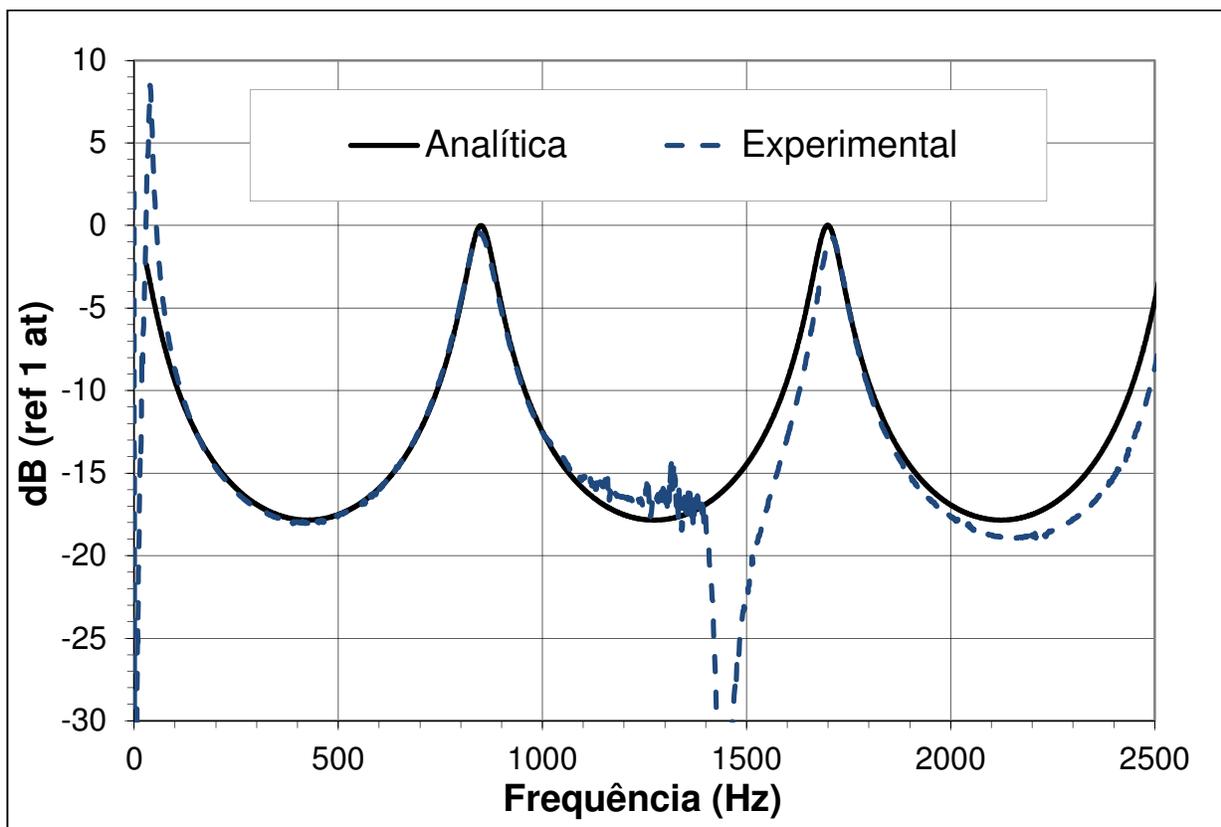


Figura 4.16 – Gráfico comparativo das curvas de at^* analítico e experimental para o volume de referência.

A curva experimental é uma média de 100 leituras feitas com cada terminação e ainda por três montagens diferentes, isso para se eliminar a influência das variações de montagem. Desses dados obteve-se um desvio padrão de $\pm 0,01 at$.

Como se pode ver na comparação das curvas (Figura 4.14), ambas são muito parecidas até 1100 Hz, onde aparece uma instabilidade que vai até 1400 Hz. Após alguns testes foi observado que essas bandas de frequências são afetadas por um acoplamento entre fluido e a estrutura do modo natural de vibrar da carcaça do volume de referência, construído em tubos e tampas de PVC, introduzindo dessa maneira, inconsistências nessa faixa. Por volta de 1900 Hz nota-se que algumas características construtivas do banco como comprimento de tubos e também modos estruturais é que estão introduzindo incoerências. O descolamento entre as curvas também a partir desse ponto se dá devido ao filtro aplicado pela configuração do equalizador, explicado no item 4.4.

A interferência do modo estrutural do volume de referência, por volta de 1200 Hz, foi confirmada através de um teste simples. Com a instrumentação toda montada e ligada, com o conversor D/A, que gera os ruídos para o teste desligado, realizou-se pequenos impactos nas paredes, por todo o aparato e quando se impactava as paredes do Volume de Referência um pico próximo de 1200 Hz aparecia caindo com o passar do tempo. Isso indica que há um modo natural de vibrar da carcaça do calibrador nessa frequência.

Já para frequências abaixo de 30 Hz, é possível se observar um distanciamento entre as curvas, isso é causado pelos níveis deficientes gerados pelo alto-falante nessa região, já que ele não tem resposta significativa nessa faixa. Isso também soma-se a distância entre os microfones que não consegue medir a diferença da pressão entre a onda incidente e a refletida, para comprimentos de onda muito grandes.

Logicamente esses efeitos todos são indesejados, porém não interferem nos testes, pois esses eles não estão dentro da faixa de interesse, que é de 30 a 600 Hz, pelas razões que já foram expostas no item 3.2 e que serão discutidas novamente no próximo item (5.3).

4.6 Desempenho em dinamômetro

Como demonstrado em diversas partes dessa dissertação, os efeitos que envolvem as ondas de pressão no interior do Coletor de Admissão, influenciam diretamente na eficiência volumétrica do Motor de Combustão Interna. A forma mais comum de verificar isso é a avaliação da curva de torque ou potência entregue pelo Motor de Combustão Interna ao longo da sua faixa de rotações de trabalho, isso pelo fato de que essas propriedades estão diretamente ligadas à energia que se extrai do combustível e quanto mais ar se bombeia, maior a quantidade de combustível se pode inflamar.

Existe um procedimento de teste, aplicado ao Motor de Combustão Interna, conhecido como desempenho em dinamômetro, que avalia em condições padronizadas o quanto de força e energia mecânica o Motor de Combustão Interna pode entregar. Isso pode ser feito no Motor de Combustão Interna isolado, chamado de dinamômetro de bancada, ou no veículo completo

chamado de dinamômetro de rolo. Nesse trabalho, utilizaram-se apenas as provas em dinamômetro de bancada (BRUNETTI, 2012).

O resultado desse teste é um conjunto de curvas que caracterizam o Motor de Combustão Interna e o classificam de forma a informar ao responsável pelo desenvolvimento da aplicação, o quanto se terá disponível de torque e potência para se movimentar todo o conjunto do veículo e o quanto se consumiu de ar e combustível para tanto.

A obtenção dessas curvas, como dito acima, é realizada num dinamômetro de bancada e que nesse caso, consiste basicamente em um freio eletromagnético ligado diretamente ao volante do Motor de Combustão Interna.

A Figura 4.17 mostra a disposição esquemática do Motor de Combustão Interna, do freio eletromagnético e alguns dos instrumentos capazes de medir a rotação e força, que são os principais dados de saída e outros sensores de medição de vazão de ar e combustível que entram no Motor de Combustão Interna.

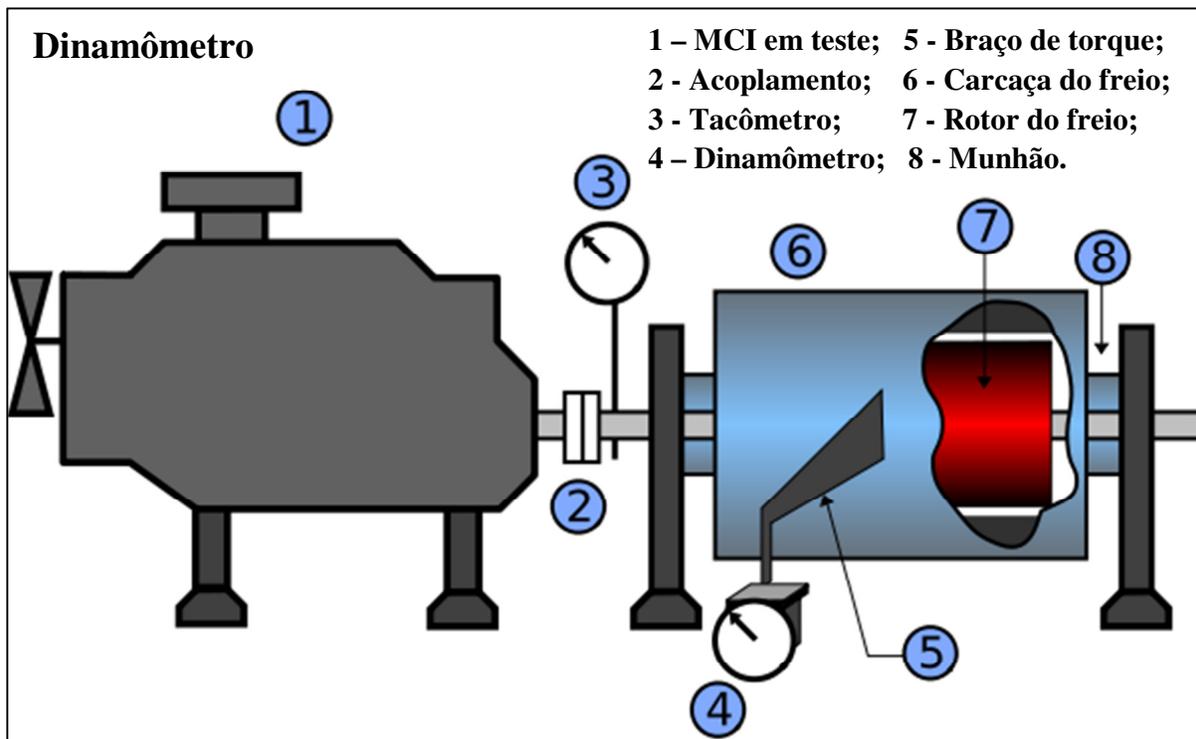


Figura 4.17 – Esquema de um dinamômetro de bancada.

O procedimento usado nos testes apresentados nesse estudo consiste em instalar o Motor de Combustão Interna, colocá-lo em funcionamento, abrindo completamente o corpo de borboleta, permitindo que o Motor de Combustão Interna aspire a máxima vazão de ar possível (Plena Carga) e aplica-se uma carga ao eixo com a ajuda do freio eletromagnético, carga essa, necessária para se estabilizar na rotação desejada. É possível observar pelo esquema, que o freio tenderá a rodar junto com o eixo do Motor de Combustão Interna, no entanto é impedido pelo braço de torque que aplica uma força no dinamômetro e esse último mede a força de reação que tem módulo igual à força entregue pelo Motor de Combustão Interna naquele ponto. Conhecendo-se o braço de torque estima-se o torque τ no eixo, combinando com a rotação w medida pelo tacômetro, é possível se calcular a potência Π , obtida pela Equação 4.9 (BRUNETTI, 2012).

$$\Pi = \frac{2\pi \cdot w \cdot \tau}{60} \quad (4.9)$$

Para a obtenção da curva de desempenho completa, mede-se a carga necessária para estabilizar o Motor de Combustão Interna em uma faixa de rotações de funcionamento do mesmo. Nos testes realizados para esse estudo a avaliação inicia-se em 1250 rpm (devido a algumas limitações do equipamento de se estabilizar em rotações mais baixas) e vai até 250 rpm acima da rotação de máxima potência do Motor de Combustão Interna que nesse caso é de 6000 rpm.

A Figura 4.18 mostra um dinamômetro de bancada realizando um dos testes para esse estudo.

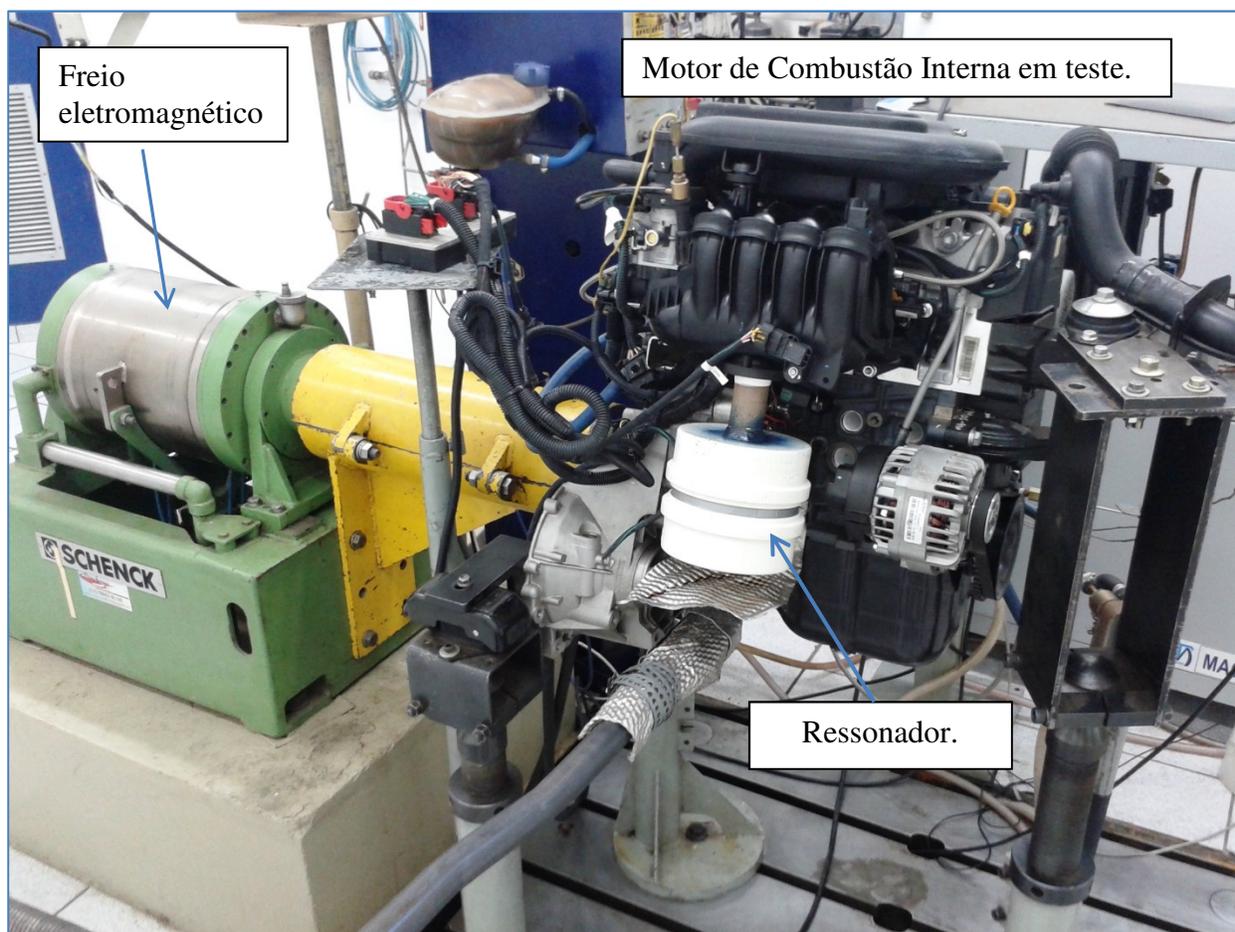


Figura 4.18 – Foto de um dinamômetro de bancada, foto cedida pela empresa Magneti Marelli.

O resultado do procedimento experimental descrito acima é um conjunto de curvas que caracterizam o Motor de Combustão Interna. No entanto, para simplificar nossa comparação, escolheu-se a curva de torque corrigida (norma NBR 1554) em função da rotação, pois essa se mostra sensível às alterações na eficiência volumétrica, inclusive as consequentes de mudanças no sistema de admissão.

De forma a privilegiar a comparação das curvas fixou-se ainda todas as variáveis de validação do Motor de Combustão Interna. Com isso em vista, os comentários, análises e conclusões serão realizadas sempre em relação à rotação. É válido lembrar que os efeitos em questão nesse trabalho estão ligados a componente de onda, que são amplificadas ou atenuadas quando encontram cavidades que ressonam construtiva ou destrutivamente, pois a rotação é que

determina o espectro de harmônicas que excitarão o sistema de admissão e não dependem, por exemplo, da amplitude da vazão, como pode ser visto nos trabalhos de Chalet *et al* (2011) e Mezher *et al* (2013).

Trazendo essas considerações para uma explicação prática, isso significa que a contribuição de transmissão de onda acontece independentemente da abertura do corpo de borboleta, que por regular a vazão terá influência apenas na amplitude do efeito, pois essa é dada pela razão apresentada na Revisão Bibliográfica dessa dissertação na Equação 2.6. Consequentemente, o efeito de onda também não terá influência da carga em que o Motor de Combustão Interna trabalha.

Sendo assim, as contribuições que houver, trazidas por características acústicas da cavidade do sistema de admissão, devem ser percebidas em qualquer condição de teste, no entanto encontram-se mais expressivas com vazões maiores e consequentemente em plena carga do Motor de Combustão Interna (corpo de borboleta todo aberto), que será a condição de comparação para as curvas desse estudo.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Avaliação de escoamento contínuo

A Figura 5.1 apresenta um gráfico comparativo da Perda de Carga média entre os condutos, determinada pelo procedimento exposto no item 4.1, versus vazão para dois coletores onde o segundo (CA2) é uma evolução do primeiro (CA1) visando apenas ao escoamento contínuo. Os resultados mostrados tanto no gráfico da Figura 5.1, quanto no da Figura 5.2, são curvas obtidas a partir de três (3) medidas feitas em cinco (5) peças de cada modelo de coletor de admissão.

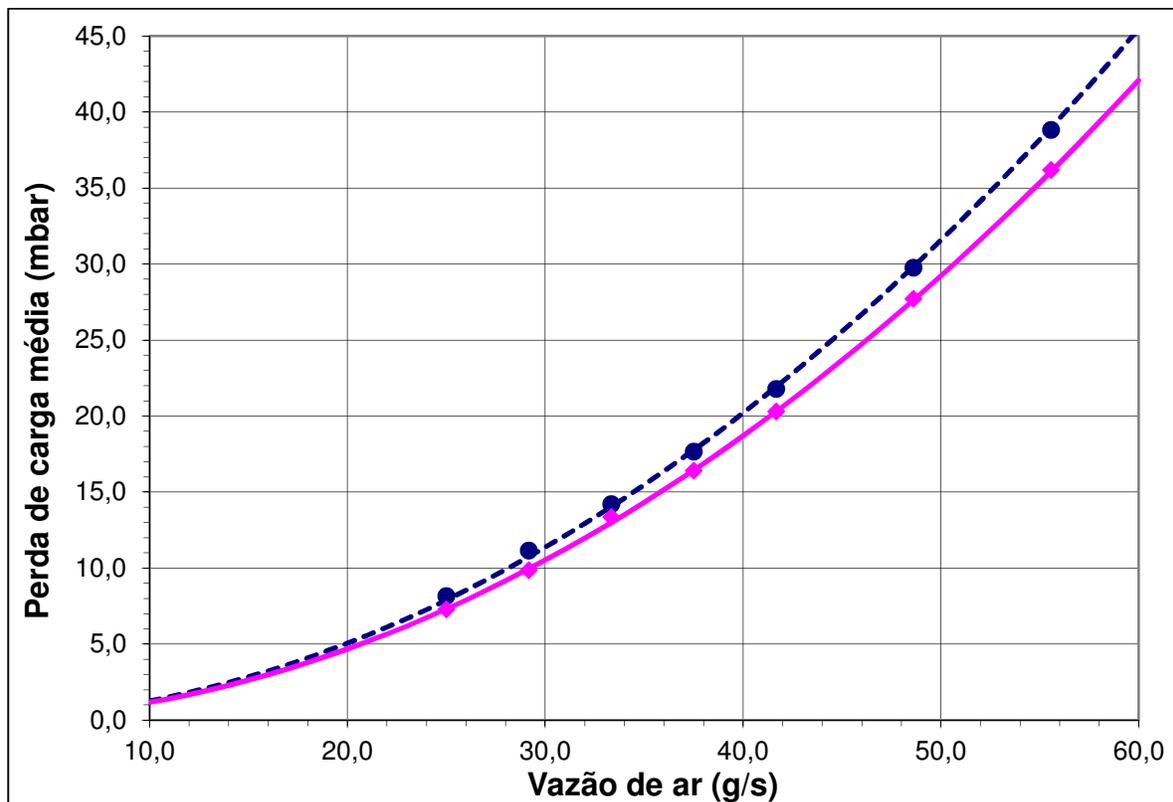


Figura 5.1 – Comparativo de perda de carga média entre os condutos, CA1 (linha tracejada), CA2 (linha contínua).

Como pode ser observado no gráfico da Figura 5.1, realmente houve uma melhora na perda de carga do CA2 em relação ao CA1, entretanto não se tem a informação dinâmica da pressão em função das alterações realizadas na cavidade, que podem em algumas rotações específicas atenuar ou amplificar a transferência de ar para dentro do cilindro. O fato de CA2 ter uma menor perda de carga que CA1 indica que uma parcela menor dos esforços do motor, usando o CA2, será gasta para aspirar o ar para dentro dos cilindros.

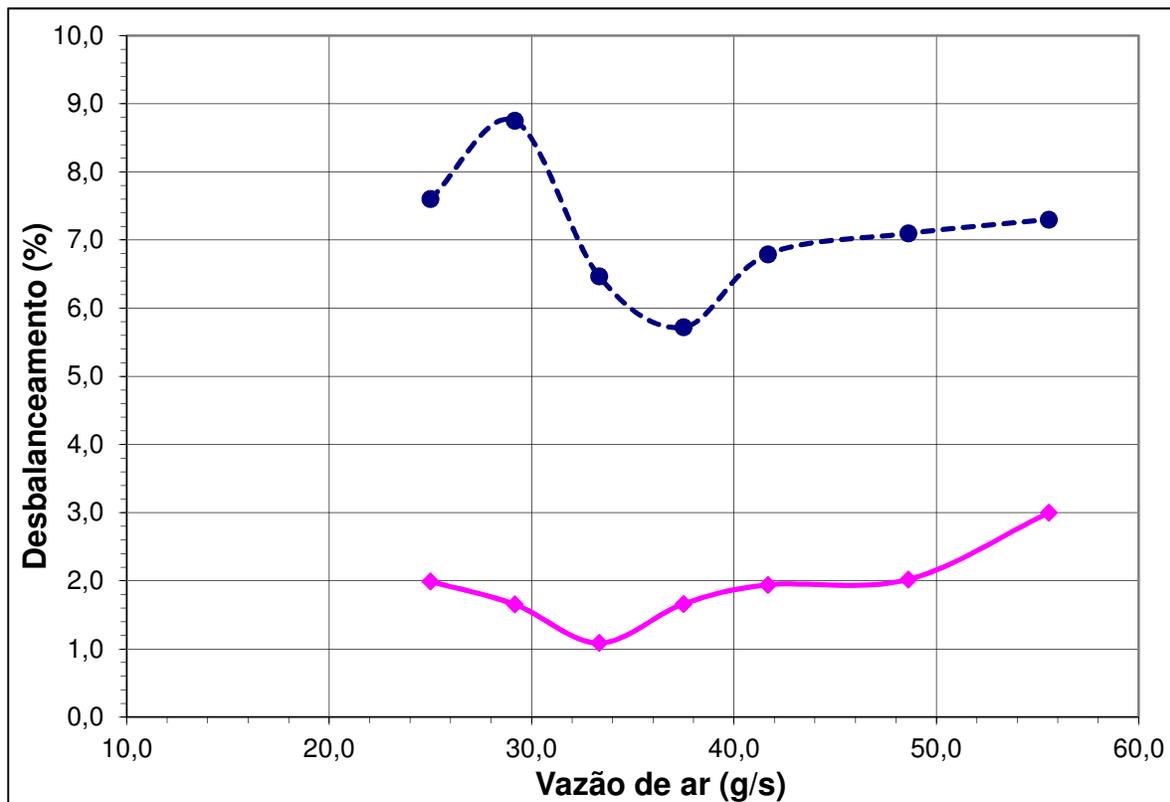


Figura 5.2 – Comparativo de desbalanceamento, CA1 (linha tracejada), CA2 (linha contínua).

Na Figura 5.2 encontra-se o gráfico de desbalanceamento σ da perda de carga medida, obtido pela Equação 4.2. Nele pode ser visto que esse parâmetro também melhorou significativamente quando se compara a evolução do CA2 sobre o CA1. Afinal quanto menor o valor de σ , mais regular é o funcionamento do Motor de Combustão Interna. O mesmo Motor de Combustão Interna usando os dois coletores de admissão teria um melhor desempenho e

produziria menos poluente usando o CA2, pois se tem um melhor controle da mistura ar /combustível a partir das medidas da sonda lambda.

Analisando ambos os gráficos (Figuras 5.1 e 5.2), deduz-se que o Coletor de Admissão CA2 teria uma curva de desempenho melhor em todo o espectro de rotações, pois seus valores são melhores para toda a gama de vazão correspondente, e ainda de qualquer tipo de motor onde fosse possível compará-lo em relação ao CA1. Essa última afirmação está baseada no fato de que as características aqui apresentadas são intrínsecas a cada espécime de Coletor de Admissão, independente dos componentes periféricos ou outras características do Motor de Combustão Interna onde estão sendo comparados. E ainda, essas características deveriam explicar totalmente as diferenças entre coletores de admissão se fossem as únicas características da cavidade dos mesmos que contribuíssem.

Para confirmar a argumentação acima, um terceiro experimento foi realizado de forma a adicionar um elemento acústico passivo que tivesse pouca influência na perda de carga. O Coletor de Admissão da Figura 3.7 (mesmo modelo do CA2) foi preparado para funcionar com e sem um ressonador, o qual pode ser rosqueado ao Coletor de Admissão, permitindo que se fizessem os testes de perda de carga com o mínimo de variáveis.

Os dados do experimento de perda de carga média (\overline{PL}) do Coletor de Admissão podem ser vistos na Tabela 5.1, confirmando a intenção de influenciar pouco nessa característica, por ser um elemento fora da linha principal de escoamento do ar, tendo em vista as características do teste.

Vazão (kg/h)	Perda de Carga média (mbar)	
	Sem ressonador	Com ressonador
90	7,3	7,3
105	9,7	9,7
120	13,0	13,0
135	16,5	16,5
150	20,5	20,4
175	28,0	27,9
200	36,8	36,8

Tabela 5.1 – Resultados de Perda de carga para coletor sem e com ressonador.

As diferenças entre as duas configurações estão dentro dos erros experimentais do método e equipamento que é de 0,1 mmHg e o desvio padrão das medidas que são repetidas por 3 (três)

vezes e foi de $\pm 0,1$ mmHg no pior caso. Dessa forma, pode-se considerar ambas configurações como sendo equivalentes e não deveriam apresentar diferença significativa na eficiência volumétrica, pela característica Perda de Carga, e conseqüentemente na curva de torque.

5.2 Coeficiente de Transmissão de Coletores de Admissão

Como objeto de estudo foi escolhido um Coletor de Admissão cujo modelo tridimensional pode ser visto na Figura 5.3. Nessa figura ainda é mostrado o sentido em que o ar é aspirado através do Coletor de Admissão durante o funcionamento no Motor de Combustão Interna.

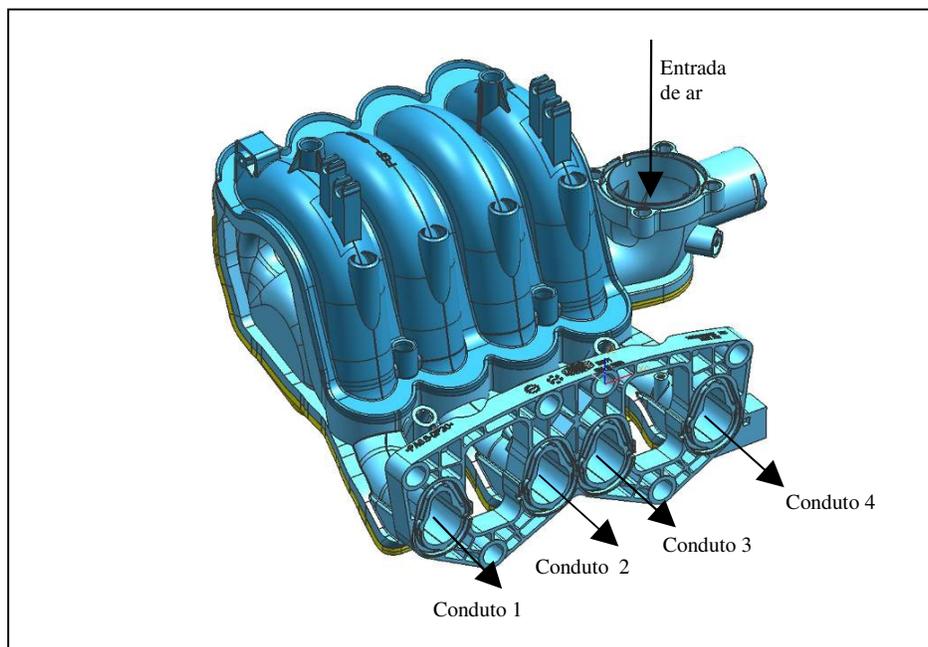


Figura 5.3 – Vista em perspectiva do Coletor de Admissão em estudo.

Assim como o sentido do ar, convencionou-se durante as medidas do Coeficiente de Transmissão de onda, introduzir as ondas onde se fixa o corpo de borboleta e as respostas serão medidas na conexão com o cabeçote, assim como descrito no item 4.2.

As medidas do Coeficiente de Transmissão da onda de pressão (at) também foram realizadas nesse sentido e as curvas obtidas para as duas configurações de Coletores de Admissão

onde CA2 é uma evolução do CA1 conforme os critérios de Perda de Carga (PL) e dispersão (σ), ditos anteriormente. O módulo das curvas medidas do Coeficiente de Transmissão de cada conduto, em função da frequência, pode ser encontrado na Figura 5.4 para o CA1 e na Figura 5.5 para o CA2.

Para uma melhor comparação entre os Coletores de Admissão, calculou-se também, a partir da Equação 3.1, a curva média do módulo do Coeficiente de Transmissão de cada configuração. O gráfico comparativo pode ser encontrado na Figura 5.6.

Assim como mostrado pela Equação 3.3, existe uma relação entre a rotação e as harmônicas das ondas de pressão na saída do Coletor de Admissão. Para não se correr o risco de desprezar alguma informação significativa, as análises do Coeficiente de Transmissão serão feitas até 600 Hz, que compreendem até a décima primeira (11^a) harmônica da rotação mais alta estudada, que aqui é correspondente a uma rotação do motor de 6000 rpm.

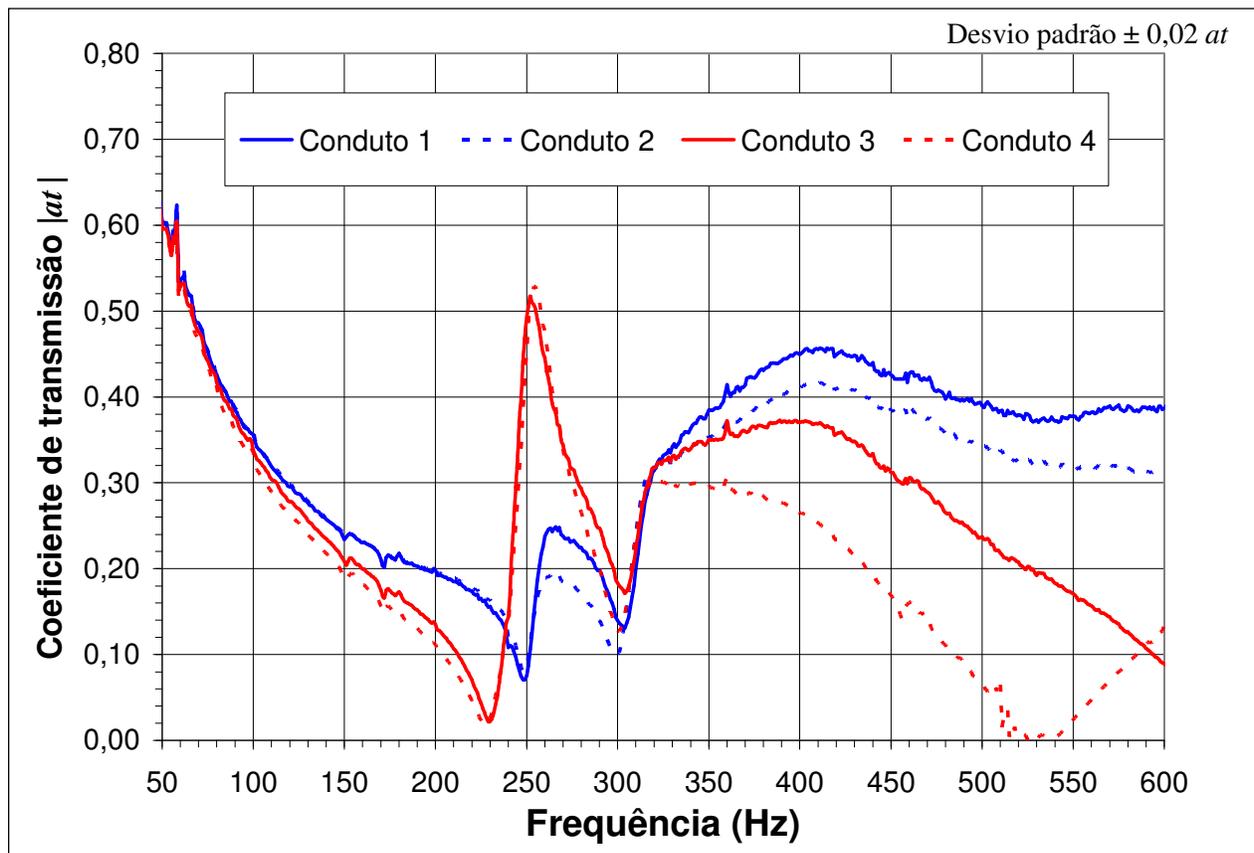


Figura 5.4 – Coeficiente de Transmissão de cada conduto para o CA1.

Os gráficos das Figuras 5.4 e 5.5 mostram que o Coeficiente de Transmissão não é igual para todos os condutos, existem diferenças (maiores que os erros) quanto à amplitude e amortecimento em diversas partes do espectro. Para o mesmo Coletor de Admissão CA1, por exemplo, nota-se que para o pico de transmissão por volta da frequência de 250 Hz, os condutos 3 e 4 têm amplitudes e amortecimento ou fator de qualidade muito parecidos, pois o decaimento dos valores das frequências vizinhas é muito similar entre os dois, já os condutos 1 e 2 aparentemente têm um amortecimento bem maior, sem dizer o evidente deslocamento do vale que o precede e o próprio pico. Apesar de todos os condutos terem o mesmo comprimento, aquilo se dá provavelmente pelo fato de que nem todos os condutos têm a mesma forma e estão espacialmente conectados de forma diferente ao volume do *Plenum* bem como em relação à entrada. Tem-se que considerar também que ao se testar cada conduto, os outros três estão tampados e funcionando como se fossem ressonadores, interagindo de forma diversa, pois não estão simetricamente distribuídos para todos os casos. Com certeza essas diferenças estão atribuindo às curvas características próprias que as definem quanto à posição e forma.

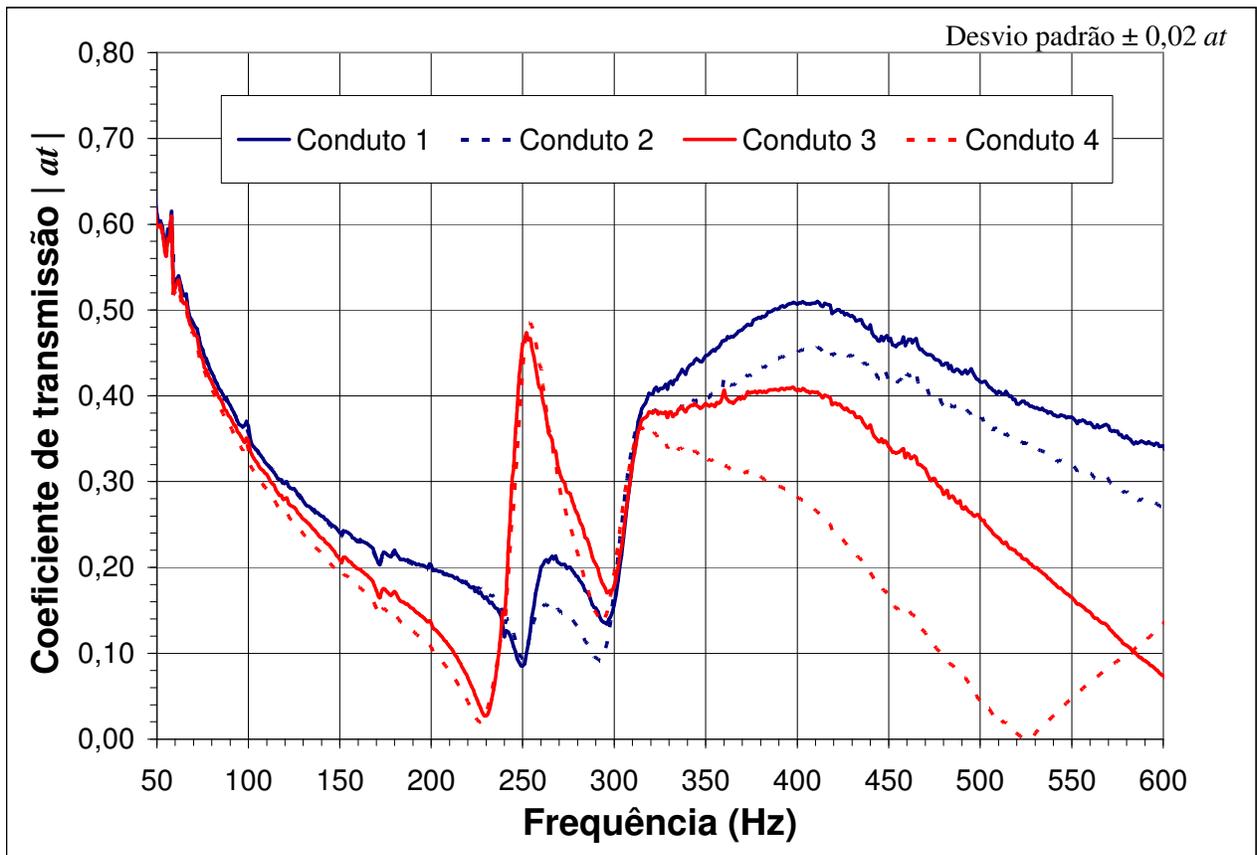


Figura 5.5 – Coeficiente de Transmissão de cada conduto para o CA2.

Se comparadas às curvas do conduto 2 para os dois CAs, poder-se-á observar que existem características bem diferentes entre elas em valores. Na faixa entre 250 e 300 Hz pode-se ver que o CA1 tem valores do coeficiente maiores, por volta de 0,20 e os valores do CA2, nessa mesma faixa, estão em torno de 0,15.

Para o conduto 1, após a frequência de 450 Hz, a curva do CA2 só cai, no entanto, para o CA1 ela também cai após aquela frequência, porém volta a subir após 550 Hz.

Esses comportamentos das curvas confirmam que pequenas mudanças na geometria podem influenciar no modo em que as ondas se propagam e interagem, com a estrutura e entre elas, dentro do coletor de admissão.

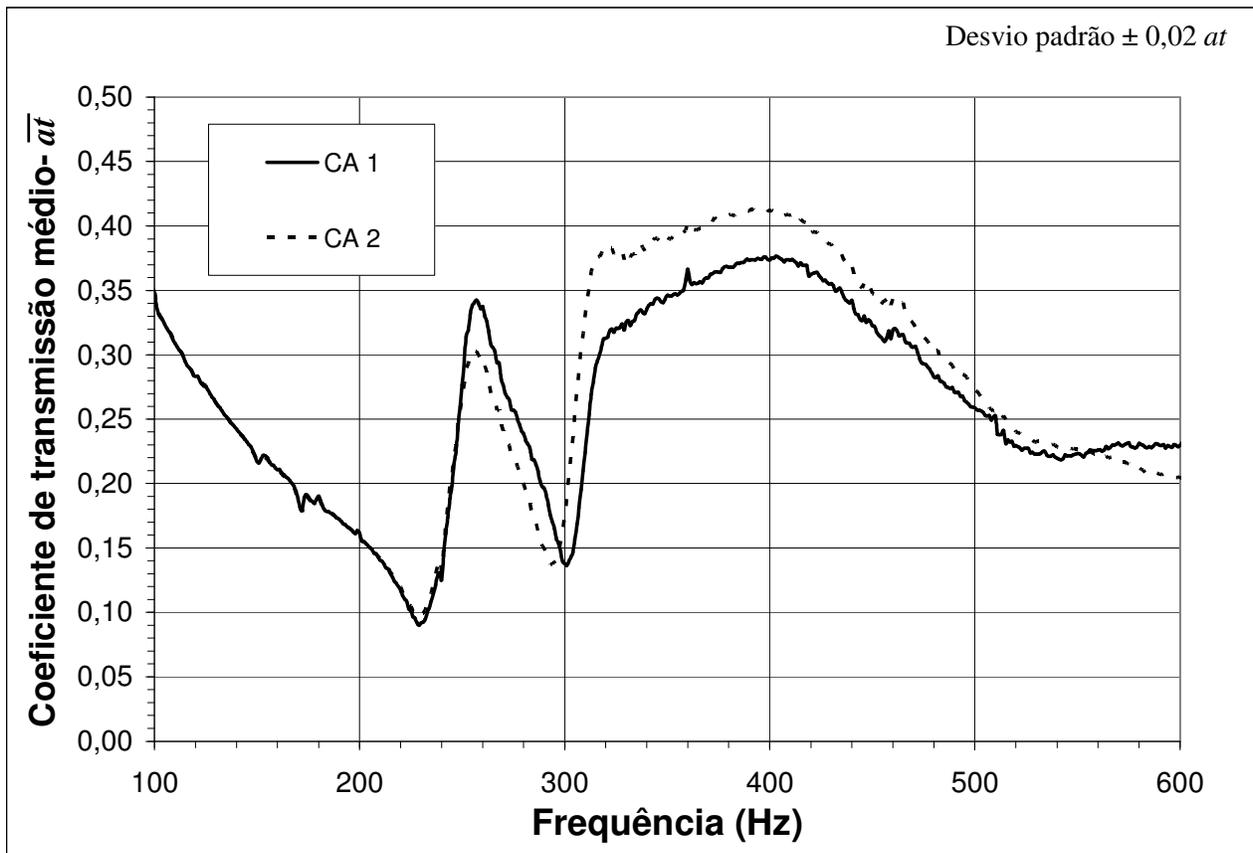


Figura 5.6 – Gráfico comparativo do coeficiente médio dos Coletores de Admissão CA1 e CA2.

Na Figura 5.6 encontram-se os coeficientes médios de cada Coletor de Admissão, obtidos a partir dos dados já mostrados nas Figuras 5.4 e 5.5 e usando-se a Equação 3.2. Nessa comparação fica evidente a diferença global entre as configurações CA1 e CA2, que aparecem acima de 300 Hz. Isso significa que ondas se propagarão mais facilmente no interior do CA2 quando forem geradas nessa faixa de frequência.

Como dito em um item anterior (5.1), uma última configuração de Coletor de Admissão com um elemento passivo, foi construído (Fig. 5.3). Esse elemento é o que se chama em acústica de ressonador de *Helmholtz* e tem a função, quando montado como nesse caso, de um filtro corta banda, no entanto quando combinado com o volume do *Plenum* do Coletor de Admissão, terá além de sua frequência de projeto, a participação em um segundo modo de ressonância.

Para confirmar se o ressonador tem as características de projeto e que desempenha, quando montado como um ramo lateral, a função de um filtro corta banda, mediu-se seu Coeficiente de transmissão sozinho como pode se ver na Figura 5.7.

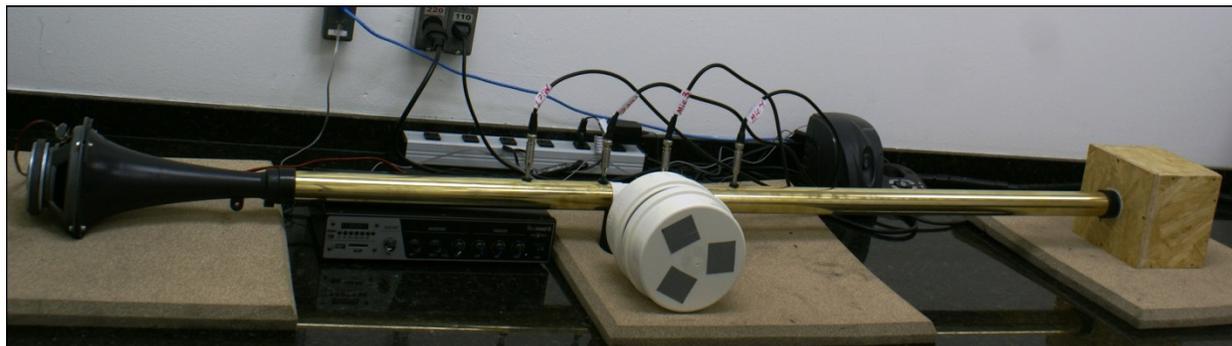


Figura 5.7 – Ressonador montado no banco de medida de Coeficiente de transmissão.

O resultado desse teste gerou uma curva de coeficiente de transmissão, apresentado na Figura 5.9, que confirma o projeto, tendo sua frequência central de corte em 101 Hz. Nesse gráfico o Coeficiente de Transmissão é apresentado na sua forma logarítmica (Eq. 4.4), pois dessa forma suas características (frequência central e banda de corte) ficam evidenciadas.

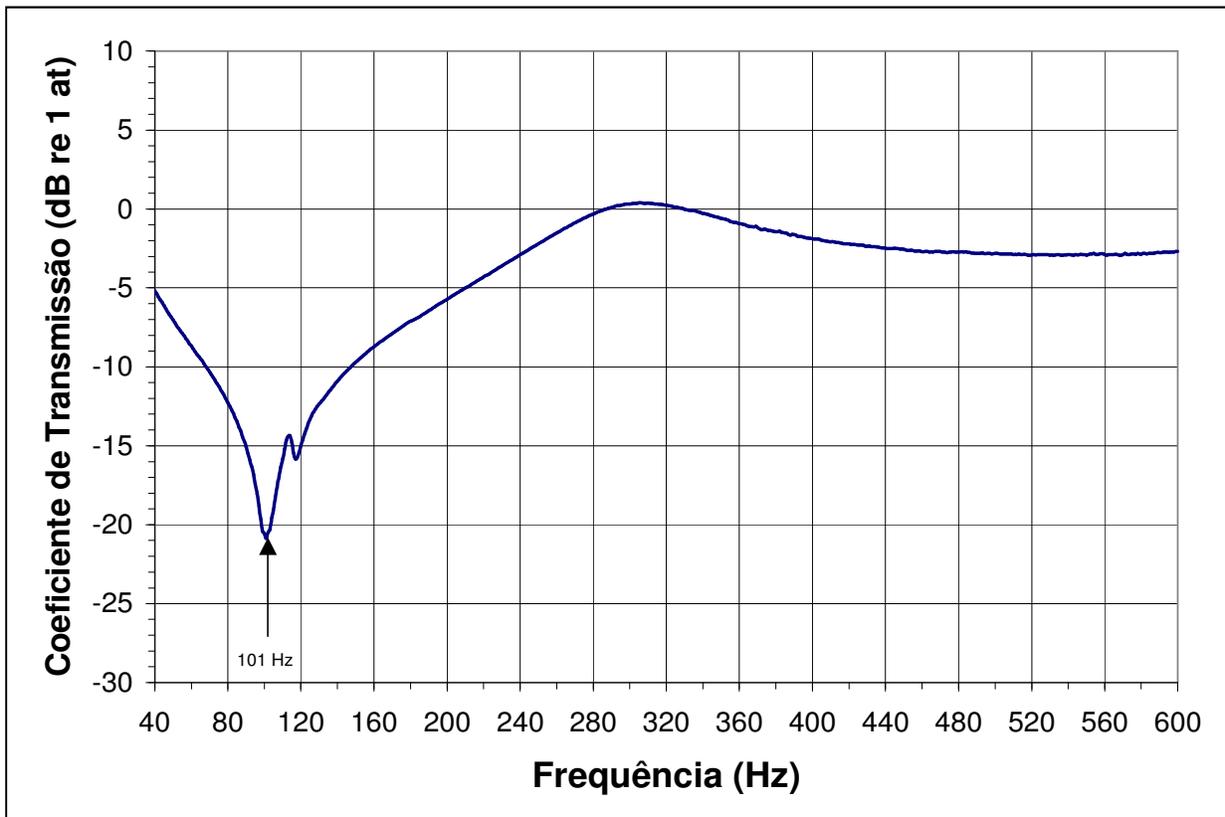


Figura 5.8 – Coeficiente de Transmissão do ressonador como ramo lateral.

Como pode se observar (Fig. 5.8), a perda de transmissão não é pontual, pois existe uma banda lateral que também é afetada, no entanto isso ganhará novas características quando acoplado ao Coletor de Admissão.

Para caracterizar a diferença introduzida no Coletor de Admissão com a presença do ressonador, foram medidos os Coeficientes de Transmissão para ambas as configurações (com e sem ressonador) o que pode ser encontrado no gráfico comparativo da Figura 5.9, também na forma logarítmica.

Observa-se que poucas características da curva foram alteradas (faixa de 40 a 600 Hz), atingindo a intenção de causar uma mudança localizada nas características dinâmicas da cavidade. A característica de filtro corta faixa do ressonador de Helmholtz foi mantida e pode ser encontrada no vale profundo com frequência central de 99 Hz. Já o pico observado em 131 Hz é o modo adicionado ao conjunto de admissão pelo ressonador conjugado com o *Plenum*.

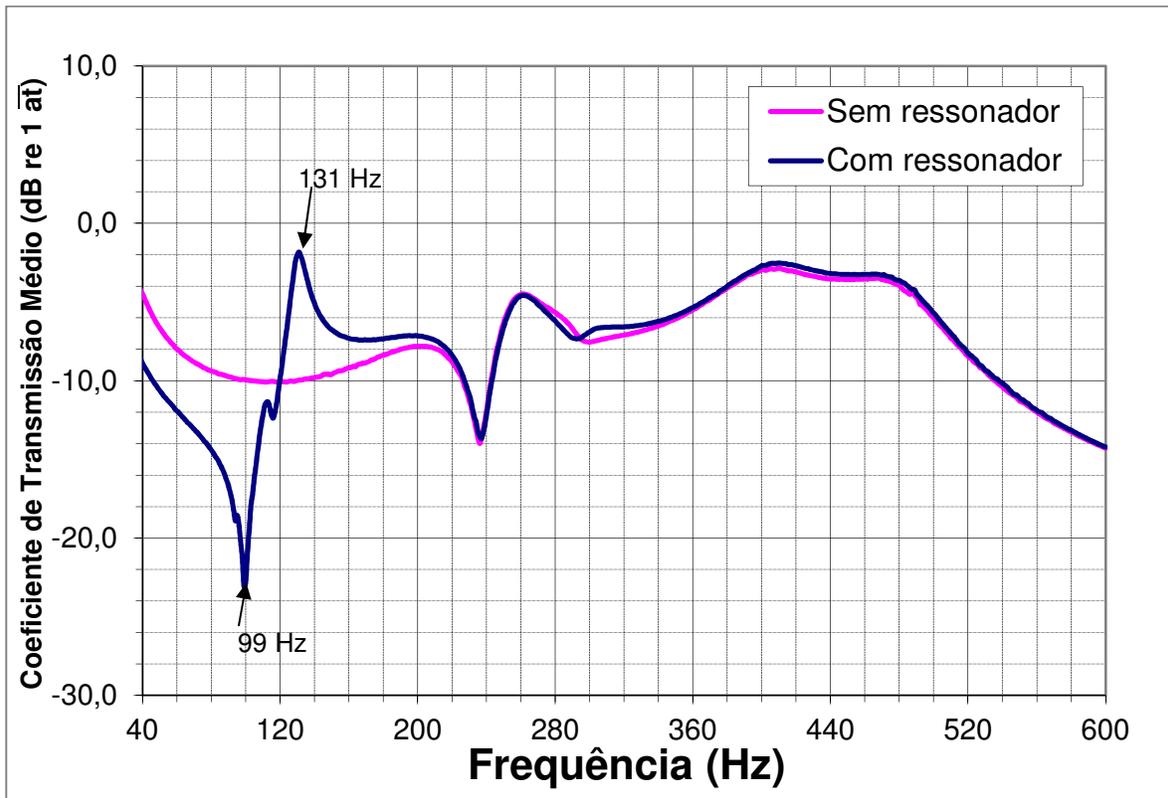


Figura 5.9 – Gráfico do Coeficiente de Transmissão médio comparativo (sem e com ressonador).

Caso o Coeficiente de Transmissão tenha alguma correlação, com a capacidade do Coletor de Admissão de bombear ar por ressonância para dentro do cilindro em rotações correspondentes, aumentando assim a eficiência volumétrica, isso será capaz de ser observado na curva de torque do Motor de Combustão Interna em uma rotação específica. Adicionalmente, se um Coeficiente de Transmissão menor como no vale, for uma deficiência nesse efeito de preenchimento do cilindro, também será possível constatará-la em uma região específica da curva de desempenho.

Outra informação que pode ser extraída dos gráficos (Fig. 5.8 e 5.9) são os modos de ressonância da cavidade, que estão contidos na curva do Coeficiente de Transmissão. Quando se adiciona o ressonador, é fato que o modo da cavidade do mesmo foi adicionado no conjunto, conforme indicado pela seta (99 Hz) no gráfico da Figura 5.9 e também foi criado um modo que é a combinação do *Plenum* e do ressonador, que se trata da massa de ar do gargalo do ressonador oscilando entre os dois colchões de ar (Ressonador e *Plenum*). Colocando a curva do Coeficiente de Transmissão em um diagrama de *Bode* (composição dos gráficos de amplitude e fase,

sobrepostos no eixo da frequência) (Fig. 5.11) é possível ver os picos de amplitudes e as inversões repentinas de fase, que caracterizam modos de ressonância.

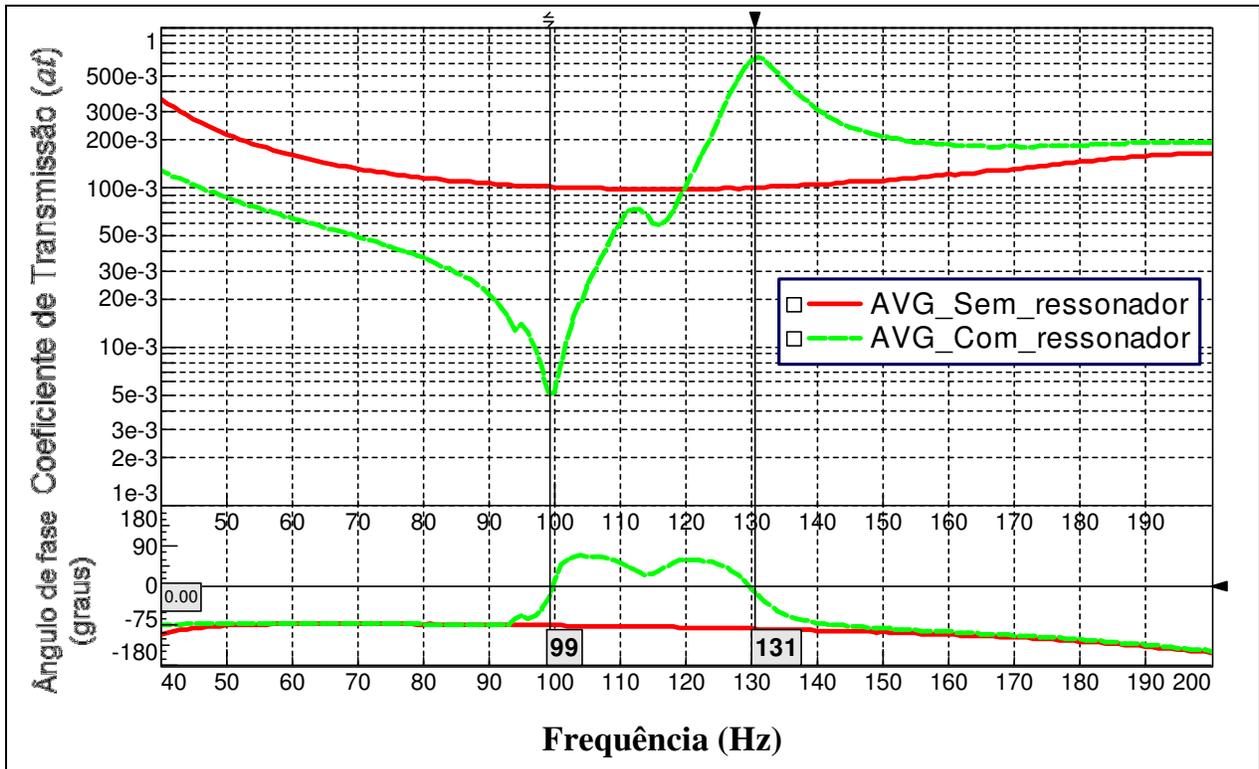


Figura 5.10 – Diagrama de Bode para o Coeficiente de Transmissão do Coletor de Admissão com e sem ressonador.

No diagrama de Bode da Figura 5.10 é possível ver as duas inversões de fase que aparecem quando o mesmo Coletor de Admissão recebe um ressonador construído para ter sua frequência de Helmholtz de 100 Hz. As duas inversões, ligadas ao vale e pico de amplitude, são os dois novos modos adicionados com a presença do ressonador e que influenciam como as ondas se propagam através do Coletor de Admissão.

5.3 Desempenho em dinamômetro

O Coletor de Admissão da Figura 5.3 encontra duas aplicações em comum, em Motores de Combustão Interna de 1,0 e 1,4 litros, com algumas modificações em atuadores como corpo de borboleta e injetores de combustível, adequados à aplicação, entretanto é o mesmo componente para ambas.

A fim de avaliar apenas a influência do coletor de admissão, tanto o CA1 como o CA2 foram testados nas duas aplicações.

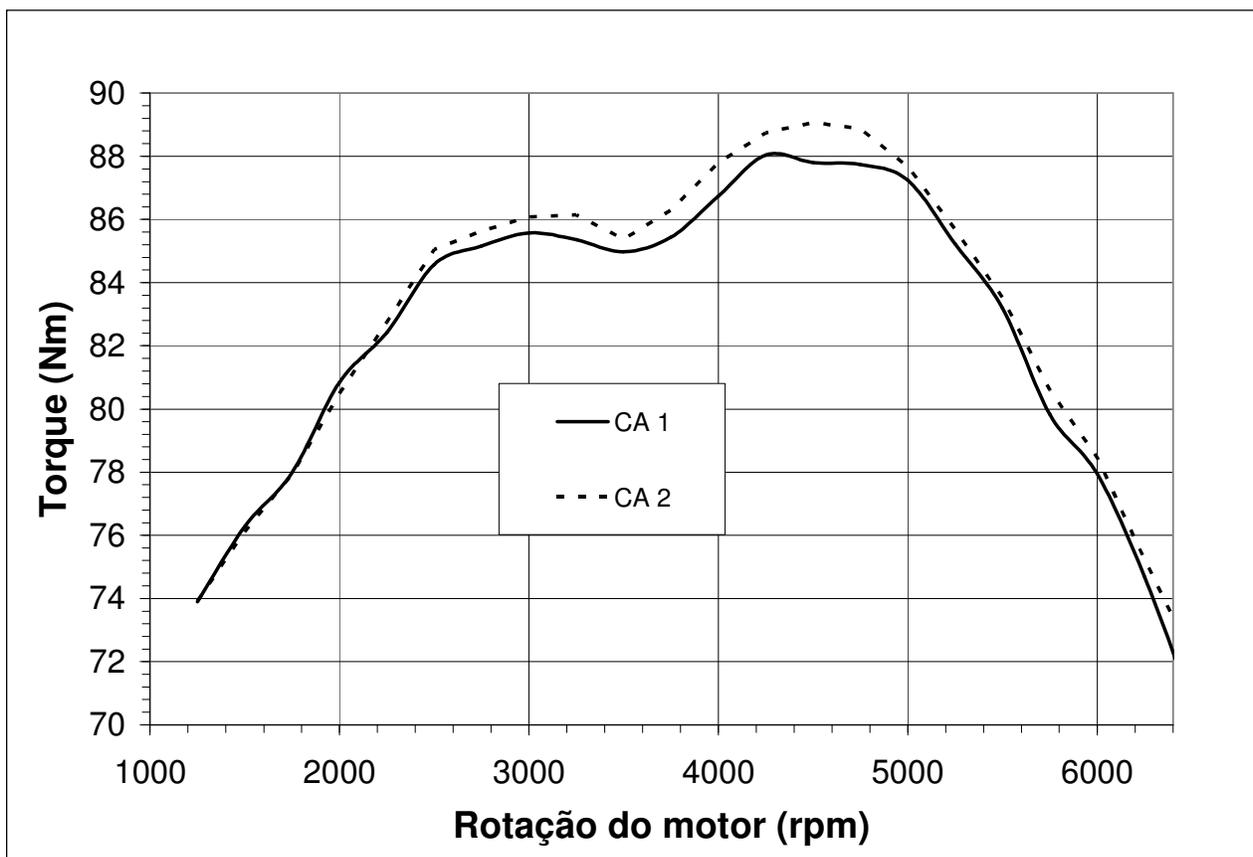


Figura 5.11 – Curva de torque para os Coletores de Admissão em motor 1,0 litro.

O torque aqui mostrado é um fator que está intimamente ligado à Eficiência Volumétrica e será feita a comparação do desempenho dos Coletores de Admissão sobre essa perspectiva.

Observando-se o gráfico da Figura 5.11, vê-se que a curva de torque do CA2, acima de 2200 rpm é sempre melhor que a do CA1. Entretanto existe uma faixa de rotação em que essa diferença é bem significativa, que vai de 2600 a 5000 rpm. Obviamente que apenas a melhora da perda de carga e desbalanceamento, mostrados nos gráficos das Figuras 5.1 e 5.2 já explicariam a curva ser melhor. No entanto, as características em escoamento constante não justificam o fato de em baixas rotações os Coletores de Admissão serem praticamente iguais e ainda a diferença ser maior em algumas regiões do que em outras.

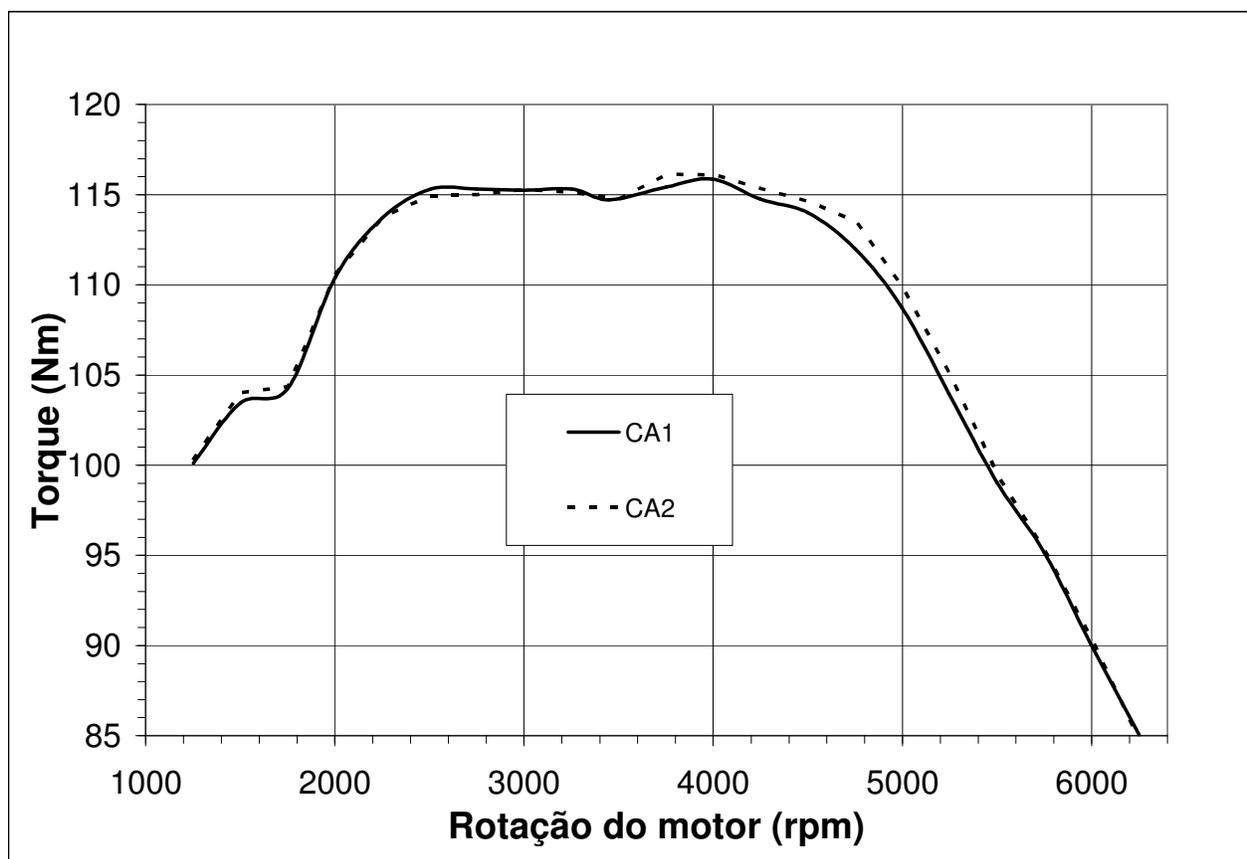


Figura 5.12 – Curva de torque para os Coletores de Admissão em motor 1,4 litro.

No gráfico da Figura 5.12, tem-se a curva de torque para os mesmos Coletores de Admissão, só que dessa vez aplicados ao motor 1,4 litros de capacidade. É notado que cada Motor de Combustão Interna tem sua característica particular, o que também sugere que cada motor excita o sistema de admissão de maneira específica. No entanto, de forma comparativa já que todos os parâmetros do motor e teste foram mantidos, aqui também se esperava que a curva

de CA2 fosse melhor que de CA1 para todas as rotações, considerando que ele oferece menor resistência e ainda uma melhor homogeneidade no suprimento de ar.

Entretanto, observa-se novamente a existência de trechos da curva onde elas são muito parecidas e até se invertem, comprovando o fato de que simplesmente as avaliações em escoamento constante não caracterizam o Coletor de Admissão por completo. Tendo o torque dependência da eficiência volumétrica, os dados ainda reafirmam que a pressão imediatamente antes da válvula e conseqüentemente dentro do cilindro, no momento em que a válvula de admissão está aberta, depende das componentes constantes da pressão, influenciados pela perda de carga PL e o desbalanceamento σ e também da componente dinâmica, que está intimamente ligada aos modos da cavidade do Coletor de Admissão e seu Coeficiente de Transmissão at .

No sentido de cessar alguma dúvida da afinidade entre o Coeficiente de Transmissão e a capacidade dinâmica do Coletor de Admissão em ter essa habilidade dinâmica de bombear ar de forma sincronizada com a rotação para dentro do cilindro, o último gráfico (Fig. 5.13) é um gráfico comparativo entre curvas de torque (realizadas em um Motor de Combustão Interna 1,0 litro) com o Coletor de Admissão preparado para receber o ressonador.

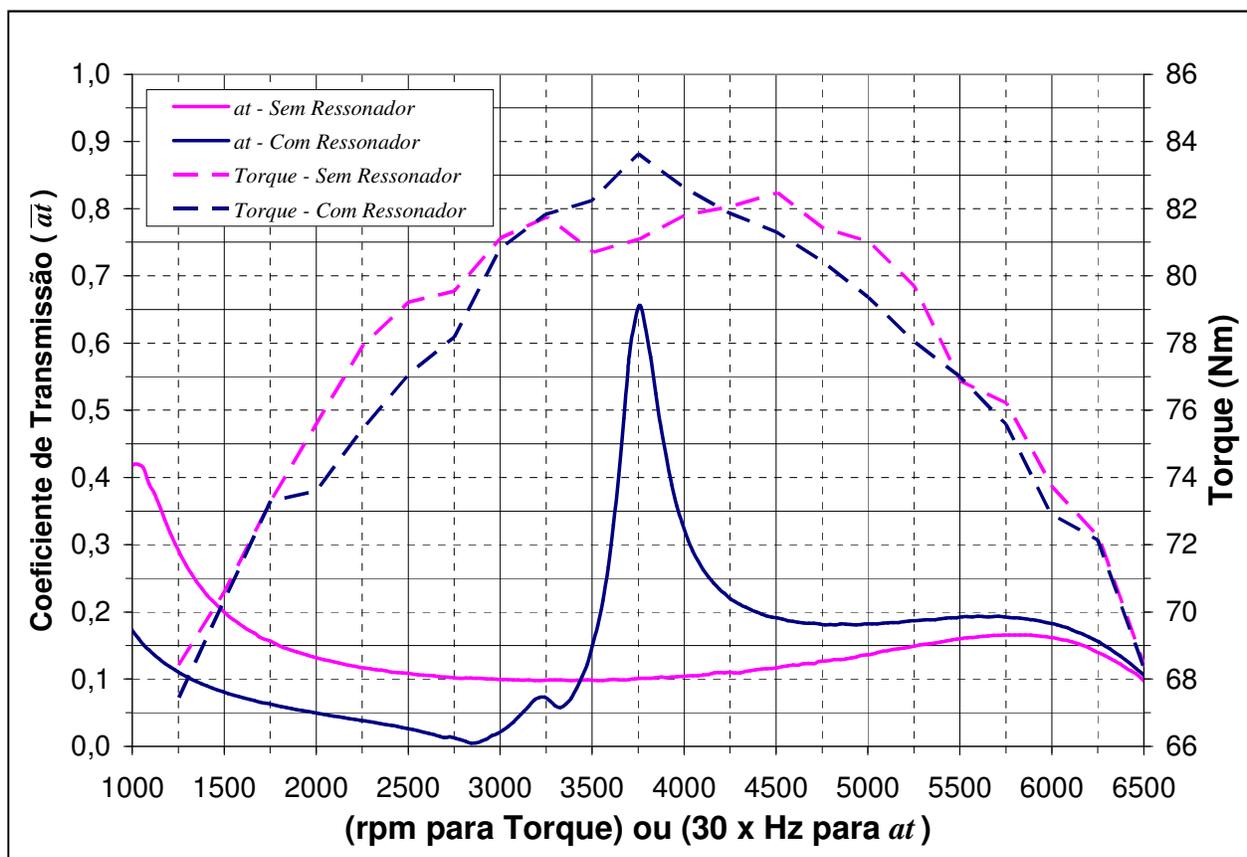


Figura 5.13 – Curvas de torque em motor 1,0 litro versus Coeficiente de Transmissão.

No gráfico (Fig. 5.13), têm-se além das curvas de Torque, as curvas de Coeficiente de Transmissão para uma correlação entre os comportamentos de ambos e para o eixo das rotações, a frequência foi corrigida multiplicando-se por um fator 30 (trinta).

O comportamento das curvas (Fig. 5.13) confirma que o Coeficiente de Transmissão tem relação direta com a propriedade dinâmica do Coletor de Admissão de transmitir ondas para dentro do cilindro de forma sincronizada com a abertura da válvula de admissão. Isso fica evidente quando se observa o pico criado na curva de torque, quando com ressonador, e o máximo de transmissão, sendo a associação entre ambos um fator 30 (trinta), justamente a metade da relação entre rotação e frequência (rotações por minuto = frequência x 60), já que a válvula de admissão abre a cada duas rotações completas do motor. Dessa forma, o sistema deve ter uma oscilação de pressão a cada duas rotações completas do Motor de Combustão Interna.

6 CONCLUSÕES

Como visto, o Coletor de Admissão desempenha uma função importante no funcionamento do Motor de Combustão Interna. Que além das características dinâmicas que permitem que uma parcela do ruído passe pelo Coletor de Admissão para o meio externo, existe uma contribuição no sentido contrário, no processo comum de funcionamento, pois o Coletor de Admissão é submetido às oscilações e pulsos de pressão que excitam sua cavidade, que por sua vez tem características próprias e complexas. Essas características da cavidade de um Coletor de Admissão pulsam naturalmente por efeito de ressonância e podem amplificar ou atenuar faixas de frequência, de acordo com o arranjo dessas geometrias e o domínio de como combiná-las pode trazer ganhos significativos no desempenho do Motor de Combustão Interna, sem a adição de dispositivos ativos caros e de operação rebuscada.

Um meio de se caracterizar essa cavidade quanto ao seu comportamento dinâmico é a determinação do Coeficiente de Transmissão do elemento de admissão. Existem vários métodos numéricos que podem ser usados para a determinação da curva, entretanto esses modelos necessitam de verificações, ajustes e comprovações e a metodologia experimental aqui proposta sem dúvida se mostrou uma forma rápida e eficiente de se validar e ajustar os modelos numéricos, além de contribuir no projeto e servir para comparar acusticamente diferentes conceitos de Coletores de Admissão.

O aparato construído nesse trabalho mostrou-se eficaz na determinação do Coeficiente de Transmissão, principalmente na faixa de interesse. Como apresentado na seção Validação a técnica é estável e reproduz o modelo analítico em uma faixa de frequência suficientemente larga para os estudos que se pretende, pois as diferenças são menores que os erros envolvidos.

Para que se tenham resultados como os mostrados aqui, é necessário que as terminações sejam, uma mais rígida e a outra mais anecóica possível, na faixa de frequência de interesse.

As curvas de desempenho comparativas medidas a partir das mesmas peças que receberam a caracterização acústica mostraram que pequenas alterações na geometria do Coletor de Admissão têm influência sobre a curva de torque, por exemplo, e efetivamente muda a curva do Coeficiente de Transmissão, indicando que o comportamento dinâmico da admissão através do

Coletor de Admissão tem convergência com a transferência de onda por ele. Isso é confirmado pelo fato de que o Coeficiente de Transmissão nada mais é do que o resultado das interações desses pulsos de pressão na cavidade do sistema de admissão e seus modos naturais, chamados modos acústicos da cavidade. A influência desses modos no processo de admissão já foi comprovada por trabalhos como os de Chalet *et al* (2012), Moura (2013) e de Mezher *et al* (2013).

O exposto acima sugere que a técnica de determinação experimental da Perda de Transmissão TL ou do Coeficiente de Transmissão *at* seja também usada como uma forma alternativa da análise modal acústica experimental, já que essa última é de difícil realização, e não é uma técnica com parâmetros bem estabelecidos ainda. Podendo-se dessa forma confirmar as frequências dos modos e até amortecimento da cavidade, sem dizer que se o modelo for validado para a obtenção da TL ou *at*, esse pode ser usado para a análise modal numérica, certamente com boa confiança.

Outra oportunidade que se elucida, analisando os resultados, vem do fato da sensibilidade do parâmetro em relação à geometria da cavidade. Similar às inspeções realizadas em peças metálicas, onde se determina falha de fabricação realizando impactos, medindo-se a resposta e qualquer desvio de um padrão determinado caracteriza uma peça com defeito ou afastamento do projetado, pode-se usar os parâmetros Perda de Transmissão ou Coeficiente de Transmissão, para se avaliar a integridade de uma cavidade, quanto à forma, vazamento ou presença de elemento estranho ao projeto ou mesmo a falta de um componente. Assim como no teste de validação da montagem experimental pode haver modos estruturais se acoplando à acústica da cavidade, o que bem caracterizado pode inclusive fazer parte da inspeção, trazendo também algumas informações sobre desvios da estrutura (carcaça da cavidade). Se a intenção for inspecionar apenas a cavidade, deve tomar cuidado para que não haja esses acoplamentos ou que aconteça em uma faixa de frequências com certa distância desses efeitos.

7 SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Fica como uma sugestão o teste de elementos simples como ressonadores, volumes e tubos, cujos comportamentos acústicos e influências sejam bem conhecidos, agregados aos coletores de admissão, determinando-se o Coeficiente de Transmissão do conjunto e posteriormente a comparação com as curvas de desempenho no Motor de Combustão Interna. Isso permitiria que se determinassem algumas das relações entre frequências naturais dos elementos e suas influências.

Completando o estudo acima poderiam se realizar diversas medidas nesses Coletores de Admissão prototípicos, instalados no Motor de Combustão Interna, como por exemplo, as pressões na entrada do coletor de admissão, antes da válvula de admissão e no cilindro, simultaneamente. Com a instrumentação daquelas combinações de Coletores de Admissão caracterizados acusticamente e seus elementos conhecidos, poder-se-ia fechar uma teoria completa sobre o comportamento e ainda transformar o levantamento experimental do coeficiente de transferência parte de um simulador do teste no Motor de Combustão Interna.

Para a correlação quantitativa entre o Coeficiente de Transmissão e a curva de desempenho se faz necessário um trabalho com diferentes aplicações, modelos diversos de coletores e um número significativo de peças, em conjunto com um trabalho estatístico dos resultados.

O trabalho estatístico citado, pode inclusive lograr um modelo estatístico, baseado em técnicas como redes neurais ou similares para o projeto e estimativas de desempenho a partir de medidas de Coeficiente de Transmissão, concomitante a outras medidas já realizadas, sendo essa uma etapa para um modelo numérico ajustado e convalidado, integrando dessa forma o que se chama de Motor de Combustão Interna Virtual.

REFERÊNCIAS

- BARRON, R. F. Industrial Noise Control and Acoustics. 1a Edição. ed. Nova Yorque: Marcel Dekker Inc., 2003.
- BERANEK, L.L., VÉR, I.L., Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, Inc., 374 (1992).
- BLAIR, G. P. Design and simulation of four-stroke engines. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc. 1999.
- BRUNETTI, F., Motores de Combustão Interna Vol. 1, São Paulo, ed. Blücher, 2012.
- BRUNETTI, F., Motores de Combustão Interna Vol. 2, São Paulo, ed. Blücher, 2012.
- CAVAGLIERI, M. R.; MOURA T. M.; SANTOS, R. G., 2009. Correlation between Numeric Simulation and Experimental Results on Intake Manifold Development., SAE Technical Paper 2009-36-0274.
- CAVAGLIERI, M. R.; MOURA T. M.; SANTOS, R. G., 2013. Sintonia de coletores de admissão: metodologia de validação para banco experimental., SAE Technical Paper 2013-36-0356.
- CAVAGLIERI, M. R.; MOURA T. M.; SANTOS, R. G., 2013. An experimental approach for intake manifold tuning for internal combustion engines., 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013), Paper 1849.
- CHALET, D.; MAHE, A.; MIGAUD, J.; HETET J. F., A frequency modeling of the pressure waves in the inlet manifold of internal combustion engine., Applied Energy Journal, Vol. 88, 2011.
- CHU, W.T., Transfer function technique for impedance and absorption measurements in an impedance tube using a single microphone., Journal of the acoustical society of America, Vol. 80, No. 2, pp.555-560, 1986.

GERGES, S. N. Y.; JORDAN, R., Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification., Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. vol. XXVII, number 2, April- June 2005.

GUIMARÃES, L., D., M., Análise de escoamento dinâmico em coletores de admissão de motores de combustão interna com variador de fase., Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2008.

HANRIOT, S.M. **Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna.** 2001. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology., Warrendale: SAE International, 1995.

HUH, M. S.; MO, J. Y.; OH, S. K.; KIM, J. R.; PARK, C. W.; KANG, H. J.; KIM, G. G.; KIM, Y. W., A Study on the Analysis and Improvement of the Acoustic Characteristics of the Muffler in Compressor., 1994. International Compressor Engineering Conference. Paper 1038.

KATSUYUKI, K.; HIDEAKI, K., Controller and Control Method for Internal Combustion Engine, patente No. WO200908527, 2009.

KINSLER, L. E.; FREY, A. R.; COPPENS, B. A.; SANDERS, V. J. Fundamentals of Acoustics. 4a Edição. Ed. John Wiley & Sons, 1999.

LOFRANO, M.; ARRUDA, J. R. F.; LÓPEZ, L. M., Numerical Optimization of Transmission Loss in Compressor Mufflers. Congresso e exposição em engenharia de controle de ruído. Rio de Janeiro, agosto de 2005. 10p.

MAFTOUNI, N.; EBRAHIMI, R.; POUR, S. H., The effect of intake manifold runners length on the volumetric efficiency by 3D CFD model. Society of Automotive Engineers, In. Paper 2006-32-0118, 2006.

METWALLY, M., Review of compressible pulsating flow effects on system performance., Military Technical College, Kobry Elkobbah, Cairo, Egypt. 2009.

MEZHER, H.; CHALET, D.; MIGAUD, J.; CHESSE P., Frequency based approach for simulating pressure waves at the inlet of internal combustion engines using a parameterized model., Applied Energy Journal, Vol. 106, 2013.

MOURA T. M.; CAVAGLIERI, M. R.; SANTOS, R. G., 2009. Pressure Drop on Rapid Prototyping and Final Product Intake Manifolds., SAE Technical Paper -2009-36-0322.

MOURA, T. M., **Estudo numérico do comportamento dinâmico da pressão no interior de Coletores de Admissão.**, Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Campinas 2014.

MUNJAL, M. L., Acoustics of Ducts and Mufflers., ed. John Wiley & Sons, 1987.

NUÑES, I. J. C.; DE MARQUI, A. L. L.; CAVAGLIERI, M. R.; ARRUDA, J. R. F., Investigating the Transmission Loss of Compressor Suction Mufflers Applying Experimental and Numerical Methods., International Compressor Engineering Conference at Purdue, julho 14-17, 2008. 8p.

OGATA, K., Engenharia de controle moderno. 2. ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 1997.

OHATA, A.; ISHIDA Y., Dynamic inlet pressure and volumetric efficiency of four cycle cylinder engine., SAE Paper 820407, 1982.

OLIVEIRA, D. A., **Estudo de Dispositivo para Ensaio de Fluxo Pulsante em Coletores de admissão de Ar para Motores a Combustão Interna.**, Trabalho de conclusão de curso. Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade de Campinas. Campinas 2011.

OTSUBO, M.; OSUMI, N., Intake Manifold, patente No. US20090199808, 2009.

PEREIRA, A. R. S., **Determinação da perda de transmissão sonora em silenciadores automotivos por matrizes de transferência.**, Dissertação mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis 2003.

PEREIRA, L. V. M.; PIRES, L. B. M.; PINTO, A. A.; HANRIOT, S. M.; SODRÉ, J. R., Effects of Intake Valves Phase Shift on Engine Air Charge., In: SAE. (Org.). New Powertrain Systems and Components (SP-1902). Warrendale, PA, USA, 2004, v. , p. 1-8.

PEREIRA, L. V. M.; VALLE, R. M.; HANRIOT, S. M., Influencia de um Ressonador de Volume Variável no Desempenho de um Motor de Combustão Interna., 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, CIBIM8-0714- 2007;

PEREIRA, L. V. M.; VALLE, R. M.; HANRIOT, S. M.; GUIMARÃES, L. M., Influencia de um Ressonador de Volume Variável no Desempenho de um Motor de Combustão Interna., V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CON08-0360 – 2007;

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.**, Tese de Doutorado – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2008;

PERSOONS, T., Study of pulsating flow in close-coupled catalyst manifold using hot wire anemometry., 2004;

PINTO F. A. N. C.; PACHECO W. S.; Sound Quality of Exhaust Pipes Through Semi-Active Noise Control. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAL DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 15, São Paulo. **Anais do XV Congresso e Exposição Internacional da Tecnologia da Mobilidade.** São Paulo : SAE Brasil, 2006. (SAE Paper N° 2006012575).

QUEIROZ, J. M., **Influência de um ressonador de volume variável na vazão mássica em um motor de combustão interna.**, Dissertação de Mestrado – Pontifícia Universidade Católica, Belo Horizonte, 2011.

SEMMLER, D.; TALAN, G.; ZUCKER, W., Switching Resonance Intake System for an Internal Combustion Engine, patente No. CN101251042B, 2011.

SEYBERT, A, F.; ROSS, D. F., Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique, Paper – Mechanical Engineering Department – University of Kentucky. Lexington 1976.

SIVIERO, D. A., **Controle Acústico Híbrido da Perda de Transmissão Sonora.**, **Dissertação de doutorado em Engenharia Mecânica.** Universidade de Campinas. Campinas 2011. 184p.

SOUZA, G. R., **Estudo Experimental e Numérico do Sistema de Admissão de um Motor de Combustão Interna.**, Tese de doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010;

SUHANEK, M.; JAMBROSIC, K.; DOMITROVIC, H., Student project of building an impedance tube., Euro Noise 2008, Paris.

TAO, Z.; SEYBERT, F., A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss., Proc. SAE Noise and Vibration Conference, Michigan, USA, 2003.

VICHINSKY, K.; WECKERLE, R., Active Intake Manifold Flap Cartridge and Method, patente No. US20100186705, 2010.

WANG W.; KURT, D. L., Intake Manifold Tuning Valve Fuzzy Logic Diagnostic, patente No. CN101131127B, 2010.

WINTERBONE, D. E.; PEARSON, R. J., Design Techniques for Engine Manifolds., SAE Publication, 1999;

WINTERBONE, D. E.; PEARSON, R. J., Theory of Engine Manifold Design – Wave action methods for IC engines., SAE Publication, 2000;

YUN, T., Intake Sound Generator, patente No. CN102087850, 2011.

APÊNDICE A – Patentes

Número da patente	Data homologação	Título	Inventor	Depositante
JP2001280206	10/10/2001	INTAKE DEVICE OF ENGINE	ITO ATSUSHI	AISIN SEIKI
EP1614888	15/08/2012	INTERNAL COMBUSTION ENGINE	KAPUS PAUL DR.	AVL LIST GMBH
WO200588099	19/01/2006	INTERNAL COMBUSTION ENGINE	KAPUS PAUL; RIEGER JOHANNES	
US4318371	09/03/1982	MANIFOLD FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES HAVING INDEPENDENT RUNNERS, A TWO-PLANE LAYOUT, AND INDEPENDENT PLENUMS	MCFARLAND JAMES, D.	BANK OF AMERICA; EDELBROCK
US5950587	14/09/1999	CONTINUOUSLY VARIABLE RUNNER LENGTH MANIFOLD	SATTLER ERIC, R.; MYERS JOEL, S.; HASPEL MICHAEL J.	BASF
CN101832189B	12/06/2012	METHOD FOR CONTROLLING STATE OF INTAKE MANIFOLD OF AUTOMOBILE ENGINE	LEI PEI; XIAONA ZHAO	BEIJNG TROITEC AUTOMOTIVE ELECTRONICS CO., LTD.
CA2440363	07/07/2009	INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH INTAKE MANIFOLD PLENUM AND METHOD OF USE	BRADY JOSEPH M.	BRADY JOSEPH M
US20060288801	28/12/2006	VARIABLE RESPONSE TIME TRANSIENT PARTIAL FLOW SAMPLING SYSTEM AND METHOD	GRAZE RUSSELL R. JR	CATERPILLAR
CN202031743U	09/11/2011	CAR ENGINE INTAKE MANIFOLD ASSEMBLY	FENG MU; YUSHU DONG; JINJUN YANG	CHANGCHENG MOTOR
WO9810187	12/03/1998	REMOVABLE APERTURE FOR ALTERATION OF INTAKE MANIFOLD CROSS-SECTIONAL AREA	CHAO RAYMOND	CHAO RAYMOND
US5632239	27/05/1997	METHOD OF DISTRIBUTING AIR IN AN ENGINE INTAKE MANIFOLD	PATYI MICHAEL, P.; HUGHES WILLIAM, E.; CHAPPELL MARY, T.	CHRYSLER
US5590628	07/01/1997	MULTI-MODE INTAKE MANIFOLD ASSEMBLY FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES	PATYI MICHAEL, P.; HUGHES WILLIAM, E.; CHAPPELL MARY, T.	
US5197433	30/03/1993	ANTICIPATORY INTAKE MANIFOLD TUNING VALVE CONTROL	DYKSTRA GREGORY J.; TALLAREK GLEN, E.	
US4765286	23/08/1988	SELECTIVELY TUNED INTAKE MANIFOLD	LYJAK JEFFREY, C.; MACIEJKA WILLIAM	
JP2000073892	07/03/2000	INERTIA CHARGE INTAKE MANIFOLD FOR MULTI-CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE	MUNETOKI HIROSHI; KIMOTO YOSHIHIRO; SUGA TAKEHARU	DAIHATSU MOTOR; DAIKYO
US20090031981	05/02/2009	INTAKE SYSTEM	OSUMI NAOKI	DENSO
JP2004204736	22/07/2004	INTAKE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	MIURA TATSUO; KAMEDA YASUHISA; INAI ISAMU	
CN101333985	31/12/2008	TORQUE INCREASE RESONATOR	NAOSHI SEKO; TOSHIAKI NAKAYAMA; YOSHITAKA NISHIO	
EP1808594	17/10/2007	INTAKE MUFFLER	NAKAYAMA TOSHIAKI; FUKUMORI SADAHITO	
US20090199808	13/08/2009	INTAKE MANIFOLD	MAKOTO OTSUBO; NAOKI OSUMI	

US20100175463	15/07/2010	VARIABLE DISPLACEMENT ENGINE DIAGNOSTICS	DOERING JEFFREY ALLEN; ROLLINGER JOHN ERIC	FORD GLOBAL TECHNOLOGIES
US5687684	18/11/1997	CONTINUOUSLY VARIABLE INTAKE MANIFOLD	VERKLEEREN RONALD LUCE	
US5638785	17/06/1997	VARIABLE AIR INTAKE MANIFOLD	LEE CHUN LIANG	
GB200300325	05/02/2003	AN ACOUSTIC SUPPRESSION ARRANGEMENT FOR A COMPONENT UNDERGOING INDUCED VIBRATION	VRSEK GARY ALLAN; TOBIS BRUCE JOSEPH	
GB9112451	31/07/1991	ACOUSTIC PIPE COUPLING	MA THOMAS TSOI-HEI	
GB8821191	12/10/1988	MANIFOLD TUNING	MA THOMAS TSOI-HEI	
GB8708094	13/05/1987	MANIFOLD TUNING	MA THOMAS TSOI-HEI	
GB2132692	11/07/1984	INTAKE MANIFOLD FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	TSOI-HEI MA THOMAS	
US5762036	09/06/1998	SPLIT PLENUM INTAKE MANIFOLD WITH VARIABLE RUNNERS	VERKLEEREN RONALD LUCE	
CA2167963	25/07/1996	TUBE WITH VARIABLE INSIDE DIAMETER	FUESSER ROLF; KNOCH GEORG; MUELLER HEINZ	FUESSER ROLF KNOCH GEORG MUELLER HEINZ SPANNBAUER HELMUT WEINDORF MARTIN
US6955149	18/10/2005	VARIABLE INTAKE MANIFOLD WITH TRIMODE RESONANCE TUNING CONTROL VALVE	CHRISTIE MARK, J.; FRANK RICHARD, M.	GENERAL MOTORS
US20050161013	28/07/2005	EFFICIENT INTERNAL COMBUSTION ENGINE OPERATION USING INTAKE MANIFOLD TUNING	MARRIOTT CRAIG, D.	
US4805573	21/02/1989	ENGINE WITH VARIABLE AREA INTAKE PASSAGES	MACFARLANE GLEN R.; LEE JORDAN R.; SMITH ROSS R.	
EP-159803	22/01/1986	ENGINE INTAKE SYSTEM WITH MODULATED TUNING	TUTTLE, JAMES HOMER	
US4549506	29/10/1985	ENGINE INTAKE SYSTEM WITH MODULATED TUNING	RUSH II WILLIAM B.; RASK RODNEY B.	
US2894497	14/07/1959	MANIFOLD WITH VARIABLE LENGTH RAM PIPES	BOLLES JR CHARLES P.	
US20050211215	29/09/2005	INTAKE MANIFOLD TUNING VALVE ACTUATOR	STURDY DAVID R.; MARSH RONALD L.; GALLAHER JAMES D.	
CN101498260	05/08/2009	INTAKE SYSTEM WITH RESONATOR		
CN101131127B	21/07/2010	INTAKE MANIFOLD TUNING VALVE FUZZY LOGIC DIAGNOSTIC	WENBO WANG; MC LAIN KURT, D.	
US20080135010	12/06/2008	INTAKE ASSEMBLY HAVING HELMHOLTZ RESONATORS	PRIOR GREGORY, P.	
SU1548484	07/03/1990	ARRANGEMENT FOR RESONANCE SUPERCHARGING OF IC-ENGINE	DUBKOV ANDREJ, V.; KURAKIN PETR, A.	GORKOVSKIJ AVTOMOBILNYJ ZAVOD
CN102678403	19/09/2012	HALF-MOON WEDGE SHAPED RESONANCE INTAKE PIPE	LIPING YANG; XINGCHAO SHI; HAIGUO JING	HARBIN ENGINEERING UNIVERSITY
CN101886578	17/11/2010	VARIABLE-LENGTH INTAKE MANIFOLD ROLLER-TYPE SWITCHING VALVE AND METHOD FOR FORMING VALVE CORE THEREOF	HUAFU ZONG	HEFEI HENGXIN AUTOMOTIVE ENGINE COMPONENT MANUFACTURING

CN102192057	21/09/2011	VACUUM ACTUATOR POWER SOURCE OF VARIABLE LENGTH INTAKE MANIFOLD	YANGFAN CHEN	
JP63111233	16/05/1988	SUCTION AIR INERTIA INCREASING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	EGUCHI NOBUJI	HINO MOTORS
JP63111231	16/05/1988	SUCTION AIR INERTIA INCREASING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	EGUCHI NOBUJI; MIYASHITA RYOICHIRO	
JP63111230	16/05/1988	SUCTION AIR INERTIA INCREASING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	EGUCHI NOBUJI; MIYASHITA RYOICHIRO	
JP60075721	30/04/1985	CONTROL DEVICE FOR INTERNAL-COMBUSTION ENGINE WITH SUPERCHARGER	KIMIHIRA RIYUUICHI	
JP56148613	18/11/1981	INTAKE MANIFOLD FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	KIKUCHI KANJI	
SE8302272	23/10/1984	BYPASS VALVE ACTUATOR FOR INERTIA SUPERCHARGING IN MULTICYLINDER ENGINES	SATO, A.; WATANABE, A.	
US20060065237	30/03/2006	INTAKE SYSTEM INCLUDING A RESONANCE CHAMBER	AKIMA KAZUHIRO; UMINO YOSHIYUKI	
US20020139340	03/10/2002	VARIABLE INTAKE APPARATUS FOR A MULTI-CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE	MATSUMOTO SEIJI; UMINO YOSHIYUKI; SAGANO TATSUYA	
US20010010213	02/08/2001	VARIABLE INTAKE APPARATUS FOR IN-LINE FOUR-CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE	UMINO YOSHIYUKI; SAGANO TATSUYA	
JP2000145560	26/05/2000	INTAKE DEVICE FOR TRANSVERSELY INSTALLED MULTICYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR VEHICLE	MATSUMOTO YORIHRO	
JP02301622	13/12/1990	INTAKE DEVICE OF MULTI-CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE	ASAKI YASUAKI; KITAMI YASUO; MAEDA YOSHIO	
JP02196125	02/08/1990	INTAKE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	IZUMI MASAHIRO	
EP-337816	14/07/1993	INTAKE MANIFOLD FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	MATSUNAGA, TOSHIHIDE	
CN101149031	26/03/2008	MULTICYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH RESONATOR	TAKESHI EGAWA; KENJI KOGA	
CA2017681	01/08/1995	INTAKE DEVICE FOR MULTI-CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE	ASAKI YASUAKI; HIRATANI MASAOKI; KITAMI YASUO	
CN102087850	08/06/2011	INTAKE SOUND GENERATOR	TAEMIN YUN	HYUNDAI MOTOR
KR100867844	10/11/2008	INTAKE MANIFOLD OF V6 ENGINE	KANG SEONG HYUK; HWANG IL JOONG	
KR20060003513	11/01/2006	VARIABLE INTAKE SYSTEM OF VEHICLE	CHU DONG HO (KR)	
KR20090063859	18/06/2009	FAIL CHECK METHOD OF VARIABLE LENGTH INTAKE-MANIFOLD	JEON YONG JOO	
JP05001547	08/01/1993	VARIABLE INTAKE SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	TANI TOSHIMASA; UENO HIROSHI	ISUZU MOTORS
RU2007102116	27/07/2008	METHOD OF ICE OPERATION	ADO LEV MIKHAJLOVICH	KAZANSKIJ GOSUDARSTVENNYJ TEKHNICHESKIJ UNIVERSITET IM A N TUPOLEVA

DE3921106	21/03/1991	OPERATING NORMALLY ASPIRATED IC ENGINE - USES AIR SUCTION MANIFOLD TO GENERATE ACCELERATING AIR VOL. UPSTREAM OF FUEL MIXING ZONE	LEISTRITZ HANS KARL DR.	LEISTRITZ HANS KARL DR
US20060054126	16/03/2006	INTAKE MANIFOLD WITH VARIABLE RUNNER AREA	BOYES ANDREW	LITENS AUTOMOTIVE
WO200730933	22/03/2007	ENGINE MANIFOLD HAVING RUNNERS WITH VARIABLE CROSS SECTIONAL AREA	BOYES ANDREW; CHEUNG ALVIN H. M.; COMSA RARES I.	
CA2571290	29/12/2005	INTAKE MANIFOLD WITH VARIABLE RUNNER AREA	BOYES ANDREW	
CA2492845	29/01/2004	INTAKE MANIFOLD HAVING VARIABLE CROSS-SECTIONAL AREA	BOYES ANDREW	
KR20070022786	27/02/2007	INTAKE MANIFOLD WITH VARIABLE RUNNER AREA	BOYES ANDREW	
GB9116548	11/09/1991	A COMBINED NOISE REDUCTION AND TORQUE ENHANCEMENT SYSTEM FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	HUTCHINS STEPHEN MARK; STOTHERS IAN; MCDOUGALL NEIL MALCOLM	LOTUS CARS
WO9735103	25/09/1997	INTERNAL COMBUSTION ENGINE AIR INTAKE MANIFOLD WITH A RETRACTABLE ELEMENT HAVING AN ACOUSTIC BORE	GUICHARD ALAIN; PONTOPPIDAN MICHAEL	MAGNETI MARELLI
US20080276895	13/11/2008	INTAKE MANIFOLD TUNING ASSEMBLY	PHANEUF EDWARD; LONG JOHN; GREENLAW CHARLES	MAHLE TECHNOLOGY
US20080308061	18/12/2008	RESONATOR	YOKOTA YOSHIHITO	MAHLE TENNEX
WO200545225	19/05/2005	INTAKE DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	SHINADA MASASHI; SAITO YUTA	
US20100186705	29/07/2010	ACTIVE INTAKE MANIFOLD FLAP CARTRIDGE AND METHOD	VICHINSKY KEVIN; WECKERLE RICK	MANN & HUMMEL
US20050235941	27/10/2005	INTAKE MANIFOLD HAVING INTAKE PIPES LINKED BY TRANSVERSE ACOUSTIC SYNCHRONIZATION CHANNELS WITH EXHAUST GAS RECIRCULATION INLETS	GESSNER KLAUS; STUERWALD LUDGER	
JP2001263075	26/09/2001	INTAKE DEVICE PROVIDED WITH VIBRATION TUBE AND LENGTH-ADJUSTABLE RESONANCE TUBE	PIETROWSKI HERBERT; WAGNER WERNER; WILD STEPHAN	
WO200109493	16/08/2001	SUCTION PIPE UNIT	PIETROWSKI HERBERT; JESSBERGER THOMAS;	
DE19924870	30/11/2000	SUCTION TUBE FOR THE INTAKE AIR OF INTERNAL-COMBUSTION ENGINES WITH DISCHARGE PLACE FOR PRESSURE WAVES	JESSBERGER THOMAS; PHAM KINH TOAI; PIETROWSKI HERBERT	
WO9902827	21/01/1999	AIR SUCTION DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	FISCHER CHRISTIAN; LEIPELT RUDOLF; WEBER OLAF	
CA2295004	30/12/1998	INDUCTION SYSTEM, ESPECIALLY FOR USE AS AN INDUCTION PORT OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	SPANNBAUER HELMUT	
EP1101929	26/05/2004	METHOD AND DEVICE FOR INFLUENCING NOISE IN THE INTAKE OF A COMBUSTION ENGINE	FUESSER ROLF; WEBER OLAF DR.	MANN & HUMMEL

JP09264213	07/10/1997	INTAKE DEVICE FOR MULTIPLE CYLINDER ENGINE	KISHIDA MUTSUMI; OKASAKO YASUHIRO	MAZDA MOTOR
JP02115523	27/04/1990	AIR INTAKE DEVICE OF ENGINE	MATSUO YUJI; TANIGUCHI MASA AKI; OKAMOTO TOSHIHIRO	
JP60153423	12/08/1985	AIR INTAKE EQUIPMENT OF ENGINE	HITOMI MITSUO; SASAKI JIYUNZOU; UEDA KAZUHIKO	
JP59188027	25/10/1984	ENGINE INTAKE-AIR PASSAGE	YADA YOSHIKUNI; OKAZAKI TOSHIKI	
EP-456225	13/11/1991	INTAKE SYSTEM FOR MULTI-CYLINDER ENGINE.	TANAKA FUSATOSHI; KUROKAWA TOSHIKAZU; MATSUURA KOUJI; AOKI MOTOI	
EP-376299	10/08/1994	SUCTION APPARATUS FOR ENGINE.	HARADA MASAKI, C O MAZDA-DAINI; NAGAMOTO KOICHI	
JP10018849	20/01/1998	INTAKE DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	TAMURA HIROKI; NAKAYAMA OSAMU; YAMAZAKI NAOKI	MITSUBISHI MOTORS
JP2008185008	14/08/2008	MULTI-CYLINDER ENGINE	NAKAMURA SHUICHI	NISSAN DIESEL MOTOR
JP59041625	07/03/1984	INTAKE DEVICE FOR MULTICYLINDER INTERNAL-COMBUSTION ENGINE	NAKAMURA SHIYUUICHI; KAWAKAMI AKIRA	
JP58015718	29/01/1983	INTAKE DEVICE FOR INERTIALLY-SUPERCHARGED INTERNAL COMBUSTION ENGINE	NAKAMURA SHIYUUICHI; IWAHIRO MASAKI	
JP11159332	15/06/1999	VARIABLE INTAKE DEVICE FOR MULTICYLINDER ENGINE	KAWAMIZU KIYOMI	NISSAN MOTOR
JP07019055	20/01/1995	AIR INTAKE MANIFOLD STRUCTURE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	TOUGO SATOSHI	
JP05088686	09/04/1993	METHOD AND DEVICE FOR NOISE REDUCTION OF INTAKE PIPE OR EXHAUST PIPE	SASAKI SATORU	
SU-968494	23/10/1982	REONANCE SUPERCHARGING SYSTEM	PUSHKAREV VADIM B; RESHETOV VLADIMIR	OP EHA TP OBO O KPACHO O HAMEH
SU-973904	15/11/1982	I.C. ENGINE RESONANCE SUPERCHARGING SYSTEM	PUSHKAREV VADIM B.	OPĒHA TPÓÓBOXO KPACHOXO 3HAMEHÓ 3ABO TPAHCŪOPTHOXO
DE19603979	07/08/1997	INDUCTION TRACT SILENCER FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	HERRMANN HARTMUT DIPL ING.	OPEL ADAM
CA2169398	25/08/1996	TUNED INTAKE MANIFOLD FOR OTTO CYCLE ENGINES	CARTER STEPHEN A; KOZOLE KARL-HEINZ; HANNABY RICHARD T	ORTECH
US4928638	29/05/1990	VARIABLE INTAKE MANIFOLD	OVERBECK WAYNE W.	OVERBECK WAYNE W
FR2914370	29/05/2009	AIR INTAKE SPLITTER FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE, HAS DUCTILE ENVELOPE MAINTAINED BY MOVABLE ELEMENT UNDER ACTION OF ACTIVATION UNIT SUCH THAT MOVEMENT OF MOVABLE ELEMENT MODIFIES VOLUME OF CHAMBER	NOEL SEBASTIEN	PEUGEOT CITROEN AUTOMOBILES SA
DE19933436	18/01/2001	AIR INDUCTION SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE, WITH COLLECTION INPUT CAVITY CLOSED BY DEMOUNTABLE DOUBLE FLANGE PIECE ON SKIRTING OF AIR INDUCTION TUBE	HUESGES HANS- JUERGEN	PIERBURG

CN101251042B	12/10/2011	SWITCHING RESONANCE INTAKE SYSTEM FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	DANIEL SEMMLER; GEORG TALAN; WOLFGANG ZUCKER	PORSCHE AG
EP1731730	16/11/2011	Reflector charging device	STROMSKY ROLAND- GERHARD; STORZ EBERHARD	
EP-947678	16/03/2005	Intake system	STROMSKY ROLAND- GERHARD; STORZ EBERHARD	PORSCHE AG
EP1024258	22/11/2000	AIR INTAKE SYSTEMS	RUTSCHMANN ERWIN	RENAULT
US3990415	09/11/1976	INTAKE PASSAGES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES	MALPHETTES JEAN	
FR2924172	29/05/2009	ACOUSTIC BLOCKING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF MOTOR VEHICLE.	AMMAR ALI	
EP1455081	08/09/2004	AIR INTAKE MANIFOLD FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	DUPONT ALAIN; GUILAIN STEPHANE	
EP-669455	30/08/1995	INTAKE DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE.	MATHIEU HERVE	
FR2841602	03/09/2004	INTERNAL COMBUSTION ENGINE PROVIDED With a JUST RESONATOR OF HELMHOLTZ HAS a CIRCUIT OF RECIRCULATION OF EXHAUST FUMES WHICH EAST CONNECT HAS a CIRCUIT Of AIR INLET	CHRISTOU PANAGIOTIS	
CN202203002U	25/04/2012	VARIABLE LENGTH INTAKE MANIFOLD	CHUANWEN LUO	ROCHLING AUTOMOTIVE PARTS
US4274368	23/06/1981	TUNEABLE INTAKE MANIFOLD	SHAFFER DONALD J	SHAFFER DONALD J
US4210107	01/07/1980	TUNEABLE INTAKE MANIFOLD	SHAFFER DONALD J	
US20060060163	23/03/2006	MODULAR INTAKE MANIFOLD AND INTEGRATED AIR INTAKE SYSTEM	VANDERVEEN JAMES K; MURPHY KEVIN A; LEE KI-HO	SIEMENS AUTOMOTIVE SYSTEMS
WO200127460	19/04/2001	EXPANSION RESERVOIR OF VARIABLE VOLUME FOR ENGINE AIR INDUCTION SYSTEM	BLOOMER STEPHEN F	SIEMENS AUTOMOTIVE SYSTEMS
US5176114	05/01/1993	ENGINE INTAKE MANIFOLD TUNING BY ACTIVE NOISE CONTROL	BRACKETT STEPHEN E	
US5377629	03/01/1995	ADAPTIVE MANIFOLD TUNING	BRACKETT STEPHEN E; HOULE DENNIS E	
US20040255893	23/12/2004	CONTINUOUSLY VARIABLE INTAKE MANIFOLD WITH AN ADJUSTABLE PLENUM	STUART PHILIP EDWARD ARTHUR	
US20040255892	23/12/2004	PASSIVELY VARIABLE PLENUM VOLUME FOR A VEHICLE INTAKE MANIFOLD ASSEMBLY	MARENTETTE JOHN FRANCIS	
GB200302127	05/03/2003	CONTINUOUSLY VARIABLE INTAKE MANIFOLD WITH INTELLIGENT POSITION CONTROL	NARAYAMASWAMY KARTHIKEYAN, R.	
EP1085201	19/11/2003	TUNED ACTIVE HELMHOLTZ RESONATOR WITH FORCED RESPONSE	MCLEAN IAN, R,	SILIN VADIM SERGEEVICH
RU2114313	27/06/1998	RESONANCE SUPERCHARGING SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	SILIN VADIM SERGEEVICH; SILIN DMITRIJ SERGEEVICH	
FR2716935	31/05/1996	INTAKE MANIFOLD WITH VARIABLE IMPEDANCE AND LOW RESTRICTION.	AUSIELLO FRANCESCO; PONTOPPIDAN	SOLEX
KR20000059670	05/10/2000	INTAKE PIPE FOR TUNING OF INTAKE APPARATUS FOR	SONG JIN HUN	SONG JIN HUN

		AUTOMOBILE ENGINE		
US3254484	07/06/1966	ACOUSTICAL RESONANCE APPARATUS FOR INCREASING THE POWER OUTPUT OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE	STEPHEN KOPPER JOHN	STEPHEN KOPPER JOHN
US20040187829	30/09/2004	INTAKE MANIFOLD OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	TOHYAMA TAKESHI	SUZUKI MOTOR
RU2256807	20/07/2005	METHOD OF AND DEVICE FOR HYBRID ACOUSTIC SUPERCHARGING OF ENGINE	VASIL EV A V	TOL JATTINSKIJ GOSUDARSTVENNYJ UNIVERSITET
RU2241128	27/11/2004	DEVICE FOR ACOUSTIC SUPERCHARGING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	VASIL EV A V	
US20050217626	06/10/2005	RESONATOR	KINO HITOSHI; OGASAWARA YUTAKA	TOYOTA MOTOR
JP2012219754	11/12/2012	INTAKE MANIFOLD	OTSUKI MAMORU	
JP2009174384	06/08/2009	INTAKE MANIFOLD	SHIMIZU KOICHI	
US20020195076	26/12/2002	VARIABLE INTAKE DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES AND METHOD FOR MANUFACTURING THE DEVICE	NOMIZO FUMIO; NAKAMURA HIDEO; KATAHIRA NATUHIKO	
JP09264144	07/10/1997	INTAKE AIR PASSAGE STRUCTURE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	MURAMATSU SADA AKI	
WO200908527	15/01/2009	CONTROLLER AND CONTROL METHOD FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE	KAWAI KATSUYUKI; KAWAI HIDEAKI	
BR200805786	14/09/2010	ELECTRONIC VARIABLE VOLUME RESONATOR TO INCREASE THE VOLUMETRIC EFFICIENCY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES AND METHOD FOR CONTROLLING THE VOLUME OF THE RESONATOR	VALLE, RAMON MOLINA; HANRIOT, SERGIO DE MORAIS; PEREIRA, LEONARDO VINICIUS MENDES	UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS - UFMG
US20040107934	10/06/2004	INTEGRATED INLET MANIFOLD TUNING VALVE AND CHARGE MOTION CONTROL DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES	BUCKNELL JOHN R; REGUEIRO ALEJANDRO; MUJR DARRYL; SIMONICH MARK A	US DEPARTMENT OF THE TREASURY
DE4031886	02/05/1991	INTAKE TUBE FOR IC ENGINE - HAS INTAKE FUNNEL AND DIFFUSER	LANDFAHRER KLAUS DR; MAYERHOFER ULRICH DIPL ING; MIKULIC LEOPOLD DIPL ING DR	VERBRENNUNGSKRAFT MESSTECHNIK
US5048470	17/09/1991	ELECTRONICALLY TUNED INTAKE MANIFOLD	GEDDES EARL R; GROSS TODD A	VISTEON GLOBAL TECHNOLOGIES
DE102007052199	08/05/2008	POSITION SLIDE VALVE FOR AN INTAKE MANIFOLD	VORENKAMP ERICH J; KEMPF JAMES J; RICH RICHARD V; GREEN GREGORY S	
US20090007876	08/01/2009	AIR INDUCTION SYSTEM WITH RESONATOR BYPASS VALVE	ARRUDA ANTHONY CHARLES; BIELICKI JAMES BRYAN; CONLEY MARK DOUGLAS	WILMINGTON TRUST; VC AVIATION SERVICES; VISTEON; VISTEON ELECTRONICS; VISTEON GLOBAL TECHNOLOGIES.
US5311848	17/05/1994	INDUCTION SYSTEM FOR ENGINE	ISAKA YOSHIHARU; ITO MASAHIRO	YAMAHA

US20010029917	18/10/2001	INTAKE CONTROL DEVICE FOR MULTI-CYLINDER V-TYPE ENGINE	SUZUKI MINORU	
SU1390402	23/04/1988	ARRANGEMENT FOR RESONANCE SUPERCHARGING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE	PUSHKAREV VADIM B	ZAVOD TRANSPORTNOGO MASHINOSTROENIA IMENI V I LENINA
SU1516609	23/10/1989	WAVE DRIVEN SUPERCHARGING DEVICE FOR IC-ENGINE	PUSHKAREV VADIM B; KOZMENKO IGOR V	

Tabela A.1 – Lista de patentes

APÊNDICE B – Alto-falante



LINHA A30

06A30

O alto-falante 06A30 é um woofer automotivo mid-bass, com excelente reprodução de graves e médias frequências. Possui uma impedância de 4 ohms e destina-se a sonorização interna de automóveis.

PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS:

Conjunto magnético projetado para minimizar distorções harmônicas e permitir altas excursões da bobina móvel, proporcionando maior reprodução de graves.

Cone e calota protetora de celulose com impregnação especial de alta durabilidade.

Bobina com enrolamento de fio de cobre de alta resistência térmica e com corpo de alumínio.

ESPECIFICAÇÕES

Diâmetro Nominal: 6" (152 mm)

Diâmetro da Bobina Móvel: 1 1/4" (32 mm)

Impedância Nominal: 4 ohms

Potência

RMS (NBR 10303): 50 W

Musical*: 100 W

PMPO: 180 W

Resposta em Frequência (-10 dB): 60 Hz a 7,5 kHz

Sensibilidade (1W/1m)**: 87 dB

Volume do Alto-Falante: 0,42 litros

Peso Líquido: 1.080 g

* Teste realizado com dobro da potência RMS em programa musical e voz com distorção harmônica no amplificador de no máximo 5%, durante 100hs ininterruptas.

** Média entre 100 e 4.000Hz.

PARÂMETROS THIELE-SMALL

Fs: 85 Hz

Re: 3,3 ohms

Qts: 1,09

Qms: 4,58

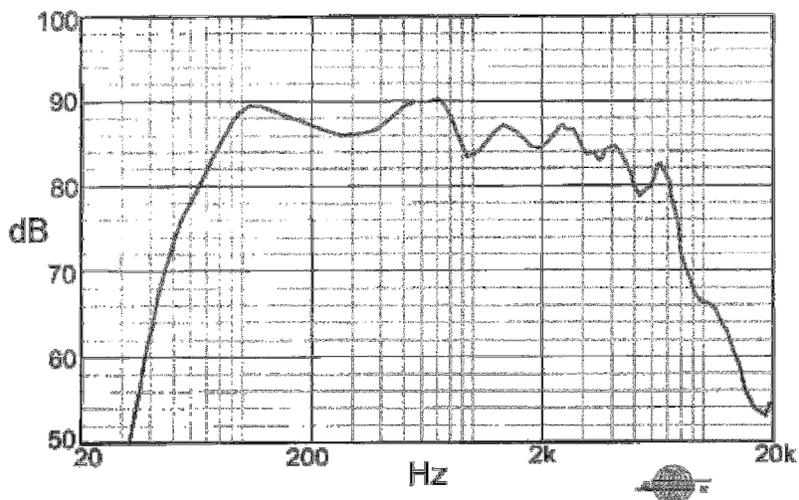
Qes: 1,49

Vas: 6,25 litros

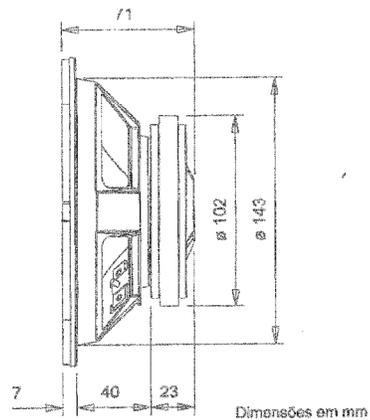
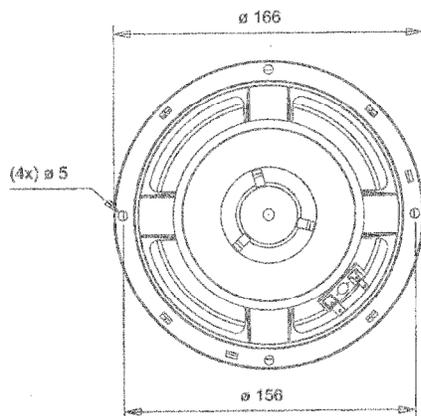
Sd: 138,1 cm²

Xmax: 2,5 mm

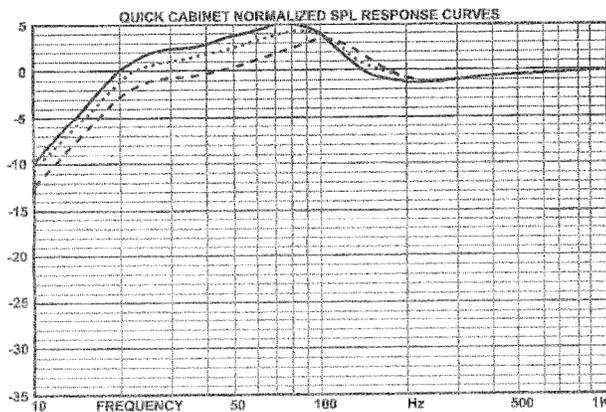
Bl: 4,3 T.m



Medição feita em caixa acústica de 19 litros com 1 duto (diâmetro= 7,5cm e comprimento= 5cm).



Dimensões em mm



CERTIFICADO DE GARANTIA

Todos os produtos QSL são de alta confiabilidade, testados em todas as fases de seu processo de fabricação. Numa improvável ocorrência de falha, este produto deverá ser levado juntamente com a nota fiscal à loja onde foi realizada a compra e será trocado se atender as condições deste Certificado de Garantia.

O período de garantia deste produto é de 1 ano a partir da data de fabricação impressa no produto e estende-se em favor do comprador original detentor da nota fiscal. A garantia cobre eventual falha de material ou fabricação.

A garantia não será válida se:

1. O produto não for instalado adequadamente por pessoal especializado.
2. O produto apresentar os seguintes defeitos: diafragma rasgado ou perfurado, carcaça quebrada ou bobina móvel queimada por uso inadequado ou fora das especificações.
3. O produto apresentar qualquer tipo de problema pela ocorrência de fadiga esperada pelo uso do produto.

Se o produto a ser trocado estiver fora de linha, será repostado por um similar.

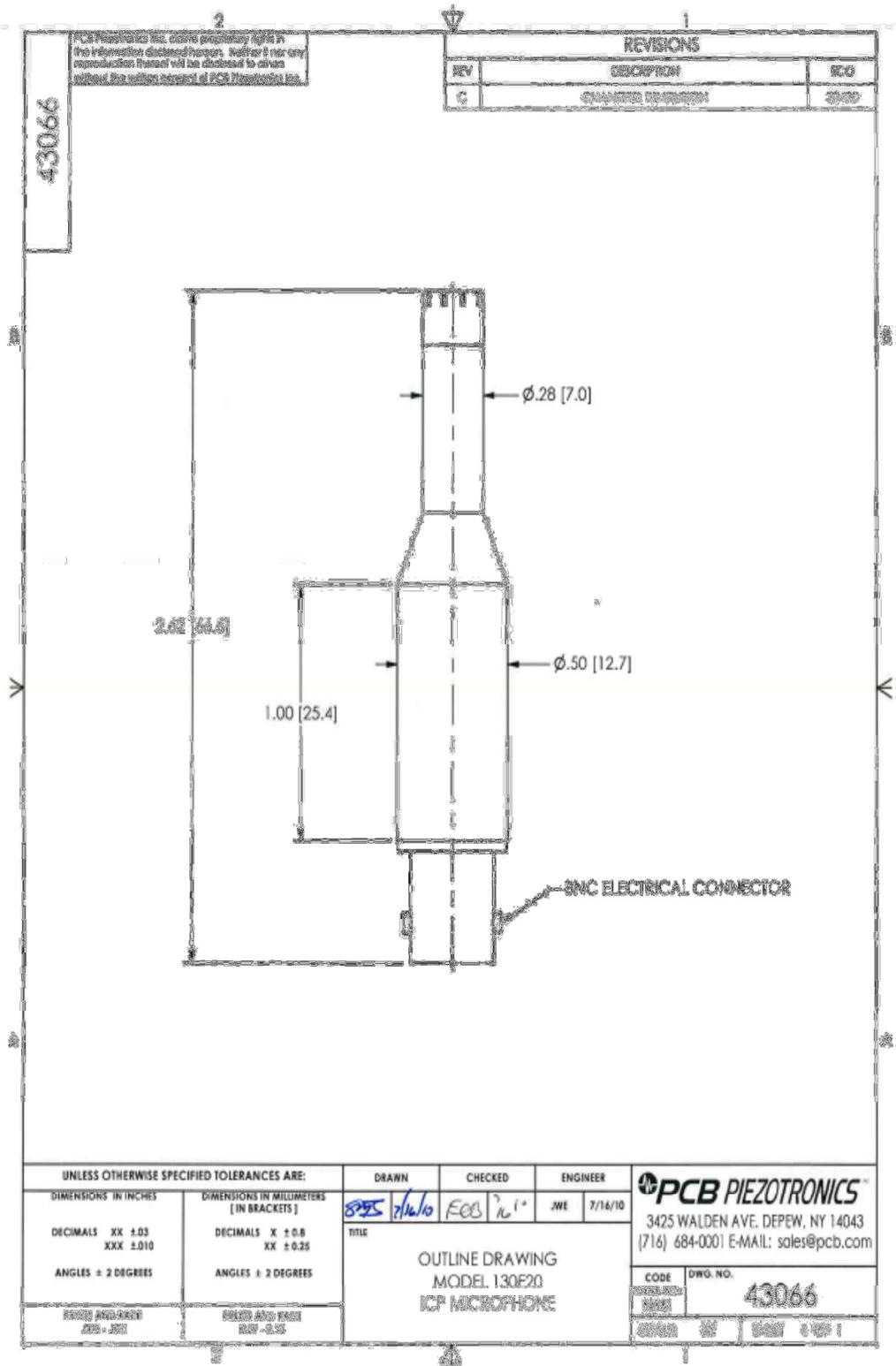
A garantia em questão cobre somente a reposição ou conserto de produto que eventualmente apresentar problemas, não sendo devido nenhum tipo de indenização de qualquer natureza.



BR 386 - Km 435 - CEP 92480-000
 N. Sta. Rita - RS - Brasil
 Tel: (51) 479 1034
 Fax: (51) 479 1053

Por causa de nosso Programa de Melhoria Contínua, as especificações de nossos alto-falantes podem ser alteradas sem aviso prévio.

APÊNDICE C – Microfone



Model Number 130E20	ICP® ELECTRET ARRAY MICROPHONE		Revision C ECN #: 32938
Performance Nominal Microphone Diameter Frequency Response Characteristic (at 0° incidence) Frequency Response (±2 dB) Frequency Response (±5 dB) Phase Match (100 Hz to 5 kHz) Sensitivity (@ 250 Hz) Sensitivity (±3 dB) (@ 250 Hz) Inherent Noise (1/3 Octave @ 250Hz) Inherent Noise (A Weighted) Dynamic Range (3% Distortion Limit) TEDS Compliant	ENGLISH 1/4" Free-Field 20 to 10000 Hz 20 to 20000 Hz ±5° 45 mV/Pa -26.9 dB re 1 V/Pa <15 dB <30 dB >122 dB Yes	SI 1/4" Free-Field 20 to 10000 Hz 20 to 20000 Hz ±5° 45 mV/Pa -26.9 dB re 1 V/Pa <15 dB <30 dB >122 dB Yes	Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option maybe used.) T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4 Notes [1] Typical. [2] ± 3° from 100 Hz to 3 kHz typical [3] TEDS Capable Digital Memory and Communication, compliant with IEEE 1451.4 [4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details. Supplied Accessories ACS-21 Calibration of Array Microphone (1)
Environmental Temperature Range (Operating) Temperature Effect on Output (-10 to +50 °C)	+14 to +122 °F <0.7 dB	-10 to +50 °C <0.7 dB	
Electrical Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Bias Voltage Output Impedance	18 to 30 VDC 2 to 20 mA 5.5 to 14 VDC <150 Ohm	18 to 30 VDC 2 to 20 mA 5.5 to 14 VDC <150 Ohm	
Physical Housing Material Electrical Connector (Output) Size (Diameter x Length) (overall) Size (Diameter x Length) (head) Weight	Stainless Steel BNC-Jack 0.5 in x 2.61 in 0.28 in x 1.10 in 0.66 oz	Stainless Steel BNC-Jack 12.7 mm x 66.2 mm 7 mm x 28 mm 18.5 gm	[1]
			
<p style="text-align: center;"><i>All specifications are at room temperature unless otherwise specified.</i></p> <p style="text-align: center;">In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.</p> <p style="text-align: center;">ICP® is a registered trademark of PCB group, Inc.</p>			
Entered: LLH Date: 05/20/2010	Engineer: WDC Date: 05/18/2010	Sales: LLH Date: 05/20/2010	Spec Number: 43067
 <p>3425 Walden Avenue Depew, NY, 14043 UNITED STATES Phone: 800-828-8840 Fax: 716-684-0987 E-mail: info@pcb.com Web site: www.pcb.com</p>			

APÊNDICE D – Amplificador

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS



Potência RMS	100W @ 8 ohms
	200W @ 4 ohms
Amplificador Mono.....	Classe AB
Número de Canais de Entrada.....	2
Sensibilidade Mic. (Jack P10).....	13 mVRMS@ 1 KHz
Sensibilidade Aux. (Jack RCA).....	150 mVRMS@ 1 KHz
Impedância Microfone.....	1,1 KΩ
Impedância Aux.	16 KΩ



Voltagem automática.....	100 - 240V
Fusível Interno.....	1,5A
Consumo Máximo.....	285W
Dimensões(AxLxP) mm.....	75,5x338x189
Peso.....	4,0 Kg

Equalizador 3 Vias	Bass	Mid	High
Freqüência de atuação	100Hz	1KHz	10KHz
Atuação	±12dB	±12dB	±12dB

APÊNDICE E – Acoplador tubo de inserção / coletor de admissão



APÊNDICE F – Certificados de calibração dos microfones

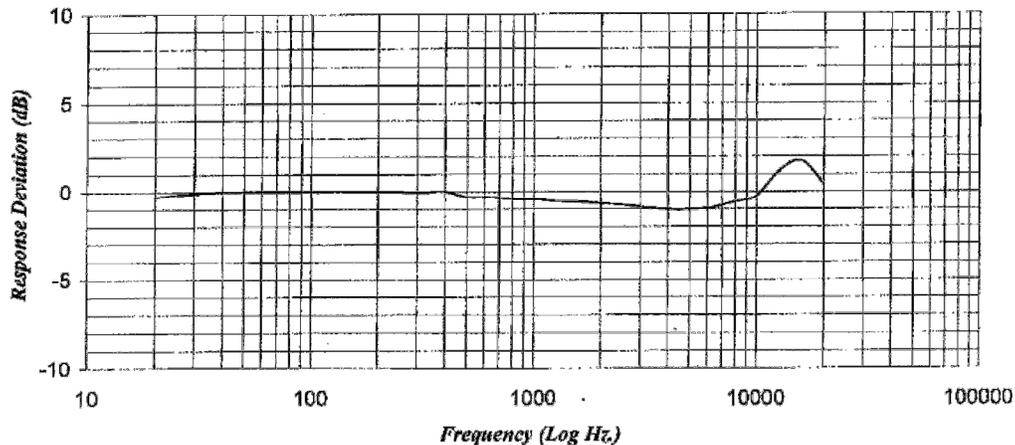
~ Calibration Certificate ~

Model Number: 130E20
 Serial Number: 29774
 Description: ICP® Microphone
 Manufacturer: PCB Method ¹: Back-to-Back Reference

Calibration Data

Sensitivity: 42.0 mV/Pa
-27.5 dB re 1V/Pa
 Reference Freq.: 250 Hz
 Output Bias: 9.8 VDC
 Temperature: 70 °F 21 °C
 Relative Humidity: 58 %

Response Plot



Condition of Unit

As Found: N/A
 As Left: New unit, In tolerance

Notes

1. This method involves comparing the test unit with a reference microphone in a GRAS 51AB calibrator.
2. Calibration is N.I.S.T. Traceable and calibration records are on file.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1 and ANSI/NCSL Z540-1-1994.
4. Due to state-of-the-art limitations, 4:1 calibration ratios are not possible on pressure measurement standards, microphones and acoustic calibrators. Calibration ratios for these types of devices are limited to 1:1.
5. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
6. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc
7. Calibrated per ACS-21.

Technician: Scott Skibniewski Date: August 16, 2010



Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043
 Calibration performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

~ Calibration Certificate ~

Model Number: 130E20

Serial Number: 29773

Description: ICP® Microphone

Manufacturer: PCB

Method ¹: Back-to-Back Reference

Calibration Data

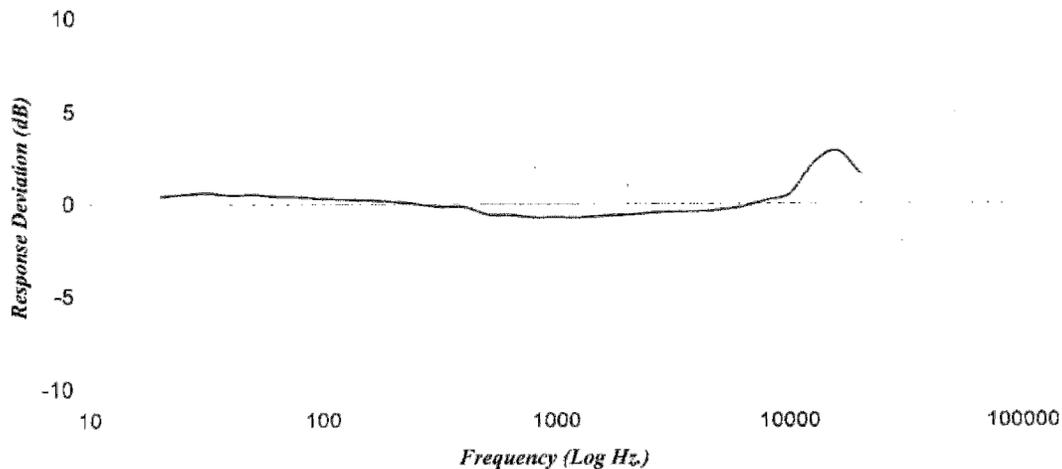
Sensitivity: 42.2 mV/Pa
-27.5 dB re 1V/Pa

Reference Freq.: 250 Hz.
Output Bias: 10.4 VDC

Temperature: 70 °F 21 °C

Relative Humidity: 58 %

Response Plot



Condition of Unit

As Found: N/A

As Left: New unit, In tolerance

Notes

1. This method involves comparing the test unit with a reference microphone in a GRAS 51AB calibrator.
2. Calibration is N.I.S.T. Traceable and calibration records are on file.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1 and ANSI/NCSL Z540-1-1994.
4. Due to state-of-the-art limitations, 4:1 calibration ratios are not possible on pressure measurement standards, microphones and acoustic calibrators. Calibration ratios for these types of devices are limited to 1:1.
5. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
6. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc
7. Calibrated per ACS-21.

Technician: Scott Skibniewski 

Date: August 16, 2010



Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

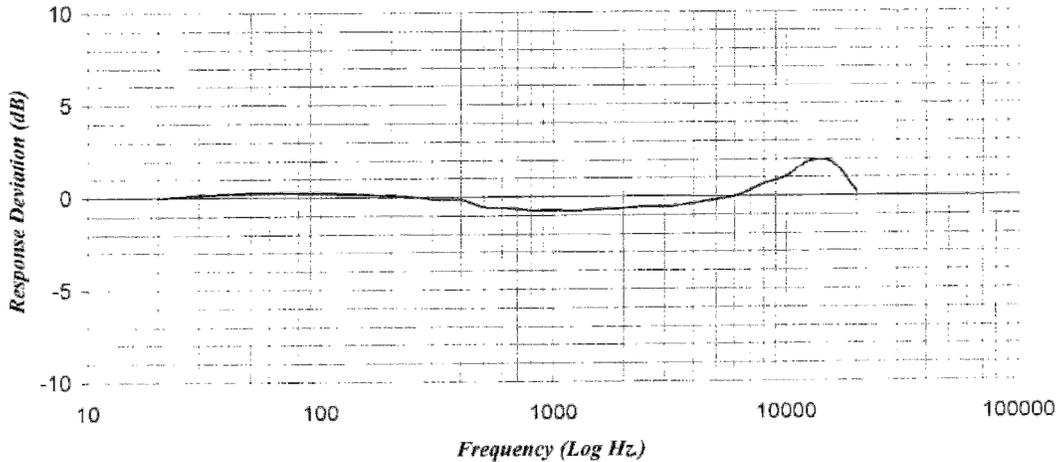
~ Calibration Certificate ~

Model Number: 130E20
Serial Number: LW35207
Description: ICP® Microphone
Manufacturer: PCB Method ¹: Back-to-Back Reference

Calibration Data

Sensitivity: 41.5 mV/Pa
-27.6 dB re 1V/Pa
Reference Freq.: 250 Hz.
Output Bias: 9.0 VDC
Temperature: 72 °F 22 °C
Relative Humidity: 41 %

Response Plot



Condition of Unit

As Found: N/A
As Left: New unit, In tolerance

Notes

1. This method involves comparing the test unit with a reference microphone in a GRAS 51AB calibrator.
2. Calibration is N.I.S.T. Traceable and calibration records are on file.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1 and ANSI/NCSL Z540.3.
4. Due to state-of-the-art limitations, 4:1 calibration ratios are not possible on pressure measurement standards, microphones and acoustic calibrators. Calibration ratios for these types of devices are limited to 1:1.
5. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
6. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc
7. Calibrated per ACS-21.

Technician: Rob Zsebehazy R.Z. Date: October 24, 2012



Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

~ Calibration Certificate ~

Model Number: 130E20

Serial Number: LW35206

Description: ICP® Microphone

Manufacturer: PCB

Method ¹: Back-to-Back Reference

Calibration Data

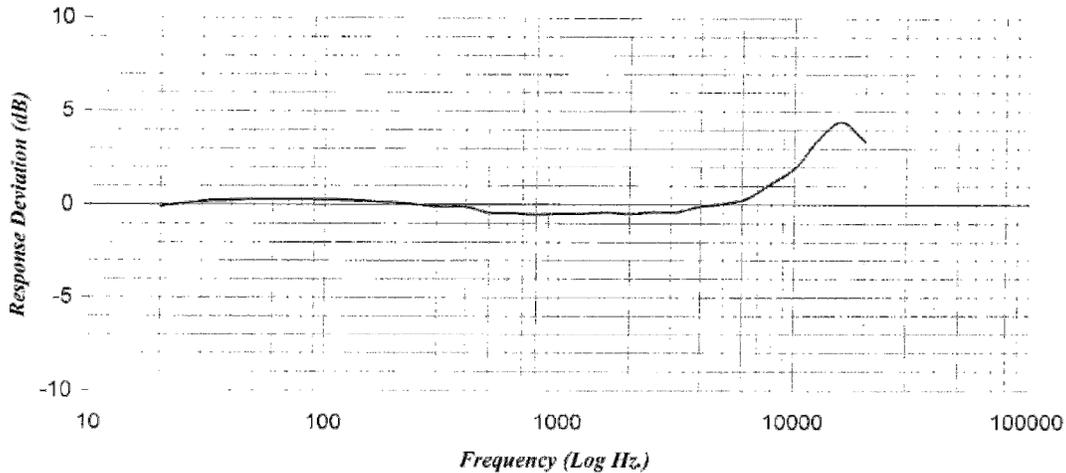
Sensitivity: 35.8 mV/Pa
-28.9 dB re 1V/Pa

Reference Freq.: 250 Hz.
Output Bias: 8.5 VDC

Temperature: 72 °F 22 °C

Relative Humidity: 41 %

Response Plot



Condition of Unit

As Found: N/A

As Left: New unit, in tolerance

Notes

1. This method involves comparing the test unit with a reference microphone in a GRAS 51AB calibrator.
2. Calibration is N.I.S.T. Traceable and calibration records are on file.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1 and ANSI/NCSL Z540.3.
4. Due to state-of-the-art limitations, 4:1 calibration ratios are not possible on pressure measurement standards, microphones and acoustic calibrators. Calibration ratios for these types of devices are limited to 1:1.
5. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
6. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc
7. Calibrated per ACS-21.

Technician: Rob Zsebezazy R.Z.

Date: October 24, 2012



Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

APÊNDICE G – Certificado de calibração do calibrador de nível sonoro.



1/4

Laboratório de Conforto Ambiental e Sustentabilidade dos Edifícios/CETAC

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 119 383-101

CLIENTE: MAGNETI MARELLI SISTEMAS AUTOMOTIVOS INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA.
AVENIDA DA EMANIPAÇÃO, 801, GALPÃO 01
13184-654 HORTOLÂNDIA – SP.

ITEM: Calibrador de Nível Sonoro.

REFERÊNCIA: Nº de serviço CETAC 7331.

DESCRIÇÃO DO ITEM

Identificação do Laboratório: Nº de Item 11175.
Identificação do Cliente: C090001001.
Natureza do Equipamento: Calibrador de nível sonoro, Classe 1.
Fabricante: PCB Piezotronics.
Modelo: 394A40.
Numero de Série: 112045.
Normas de Especificação: IEC 60942:1988.



INFORMAÇÕES PERTINENTES À CALIBRAÇÃO

1. Caracterização do item

Nível sonoro emitido [dB re 20 µPa].
Frequência [Hz].

2. Procedimento de calibração

As características do calibrador foram obtidas conforme procedimento de calibração CETAC-LCA-PC-03 "Calibração de Calibrador de Nível Sonoro", que atende aos requisitos das normas IEC 60942:1988.

A calibração consiste em fixar um microfone padrão e pré-amplificador num suporte com base de isolamento de vibração. O calibrador é montado no microfone e o sinal gerado pelo calibrador é registrado por um analisador-voltímetro, obtendo a tensão, frequência e distorção harmônica. O ganho do pré-amplificador é determinado pelo método de inserção de tensão. Por fim, o nível de pressão sonora resultante é obtido compondo as leituras com o ganho do sistema de medição e as condições ambientais. São feitas três medições, retirando e repondo o calibrador.

O nível medido foi corrigido para a pressão atmosférica de referência de 1013 hPa.

3. Incerteza

A incerteza expandida de medição relatada no item RESULTADOS é declarada como a incerteza padrão da medição multiplicada pelo fator $k = 2$, que para uma distribuição normal corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA – 4/02.

Laboratório de Conforto Ambiental e Sustentabilidade dos Edifícios/CETAC
Laboratório de calibração acreditado pela Cgcre/Inmetro de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número 0403

4. Padrões acústicos utilizados

Padrão		Rastreabilidade RBC		
Descrição	Identificação	Certificado N°	Origem	Validade
Analizador	AGA-01	99457-101	IPT	10.10.2012
Microfone	MIC-04	DIMCI 1933/2011	INMETRO	19.08.2013

5. Rastreabilidade dos Padrões

Este certificado atende aos requisitos de acreditação da CGCRE/INMETRO, a qual avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida ou ao Sistema Internacional de Unidades - SI.

6. Condições ambientais durante a calibração

Instrumentação utilizada:

Padrão		Rastreabilidade RBC		
Descrição	Identificação	Certificado N°	Origem	Validade
Termohigrômetro	THR-01	LT 44239	Escala	06.12.2012
Barômetro	BAR-01	110 791-101	IPT	11.07.2013

Resultados

Temperatura: 22,5°C.

Umidade relativa do ar: 57%.

Pressão atmosférica: 939,9 hPa.

7. Data de recebimento do item: 04.09.2012

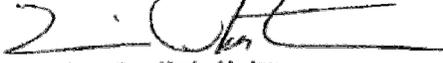
8. Data de execução da calibração: 04.09.2012

São Paulo, 04 de setembro de 2012.

CENTRO TECNOLÓGICO DO AMBIENTE CONSTRUÍDO
Laboratório de Conforto Ambiental e
Sustentabilidade dos Edifícios


Físico Peter Joseph Barry
Supervisor da Calibração
RE 1163.5

CENTRO TECNOLÓGICO DO AMBIENTE CONSTRUÍDO
Laboratório de Conforto Ambiental e
Sustentabilidade dos Edifícios


Física Dra. Maria Akutsu
Responsável pelo Laboratório
RE nº 2644.3

Laboratório de Conforto Ambiental e Sustentabilidade dos Edifícios/CETAC
 Laboratório de calibração acreditado pela Cgcre/Inmetro de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número 0403

RESULTADOS

Nível de pressão sonora:

Amplitude nominal [dB]	Amplitude medida [dB]	Tolerância de desvio do nominal [dB]
114	114,0 ⁽¹⁾	0,15

⁽¹⁾ Nível corrigido para a pressão atmosférica de referência de 1013 hPa.

A amplitude medida **está de acordo** com a tolerância especificada na norma para classe LS.

Frequência:

Frequência nominal [Hz]	Frequência medida [Hz]	Tolerância de desvio do nominal [%]
250	250,0	1

A frequência **está de acordo** com a tolerância especificada na norma para classe LS.

Incertezas de Medição, [$U_{95\%}(k=2)$]: Amplitude: 0,1dB; Frequência: 0,2 Hz.

Laboratório de Conforto Ambiental e Sustentabilidade dos Edifícios/CETAC

O seguinte resultado não faz parte do escopo de acreditação deste laboratório

Distorção harmônica:

Distorção harmônica Medida [%]	Tolerância [%]
1,0	3

A frequência **está de acordo** com a tolerância especificada na norma para classe LS.