

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM NUMÉRICA E ENSAIO EXPERIMENTAL
DO SILENCIADOR DE UM VEÍCULO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCELO STARLING BRAGA

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 2003

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM NUMÉRICA E ENSAIO EXPERIMENTAL
DO SILENCIADOR DE UM VEÍCULO**

MARCELO STARLING BRAGA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.

Prof. José Antônio Bellini Neto, Dr.

BANCA EXAMINADORA

**Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.
Presidente**

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

Moysés Zindeluk, Dr. Eng. (UFRJ)

“É essencial convencer-mos da prioridade da ética sobre a técnica, do primado da pessoa sobre as coisas, da superioridade do espírito sobre a matéria. A causa do homem só será servida se o conhecimento estiver unido à consciência. Os homens da ciência só ajudarão realmente a humanidade se conservarem o sentido da transcendência do homem sobre o mundo e de Deus sobre o homem.”

Papa João Paulo II

Para minha esposa Ana Paula e meu filho André.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Ana Paula, pelo grande incentivo e compreensão nos momentos de dedicação exclusiva na execução deste trabalho.

Aos meus pais, Helvécio e Oniola, que proporcionaram minha educação e meus estudos permitindo chegar até aqui com sucesso.

Ao meu orientador Samir Gerges pelo incansável incentivo para a conclusão deste trabalho.

Ao colega André Smith que muito ajudou nos cálculos com um software específico.

À Fiat Automóveis, pela oportunidade de crescimento na carreira profissional e pessoal, especialmente na pessoa da Sra. Silvana Rizzoli, que muito lutou para a concretização desta parceria com a Universidade Federal de Santa Catarina.

À chefia da Experimentação Veículos da Fiat Automóveis, Eng^o Marco Fabio e da Acústica&Vibração, Eng^o João Filardi, pelo incentivo e tolerância nos momentos de dedicação na Fiat durante a execução deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
SIMBOLOGIA	v
RESUMO.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1 – INTRODUÇÃO	1
2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 - Introdução.....	3
2.2 – Colocação do problema e justificativa	4
2.3 – Silenciadores veiculares	7
2.4 – Técnicas experimentais	10
2.5 – Método dos elementos finitos.....	13
3 – TÉCNICAS EXPERIMENTAIS	16
3.1 – Introdução.....	16
3.2 – Performance acústica de silenciadores.....	16
3.2.1 – Perda por inserção, PI.....	17
3.2.2 – Perda de transmissão, PT.....	18
3.2.3 – Diferença de nível, DN.....	19
3.2.4 – Comparação dos três parâmetros	20
3.3 – Perda de transmissão.....	20
3.3.1 – Método da decomposição.....	21
3.3.2 – Método das duas fontes	25
3.3.3 – Método das duas cargas.....	30
3.4 – Obtenção da função de transferência utilizando um único microfone.....	31
3.5 – Erros	32
3.6 – Frequência de corte em dutos	33
3.6.1 – Dutos cilíndricos	34
3.6.2 – Dutos elípticos	34

4 – DETERMINAÇÃO DA PERDA DE TRANSMISSÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL	36
4.1 – Introdução.....	36
4.2 – Procedimento experimental.....	36
4.2.1 – Equipamentos necessários.....	39
4.2.2 – Descrição do procedimento	39
4.3 – Resultados.....	42
5 – MÉTODOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	46
5.1 – Introdução.....	46
5.2 – Método dos elementos finitos.....	46
5.3 – Cálculo da perda de transmissão	48
5.4 – Silenciadores com elementos perfurados	51
5.5 – Simulação numérica	54
6 – ANÁLISE DE OUTRAS CONFIGURAÇÕES DE SILENCIADORES	60
6.1 – Introdução.....	60
6.2 – Medição experimental.....	60
6.3 – Câmara de expansão simples com variação de comprimento	61
6.4 - Câmara de expansão simples com variação do diâmetro	69
6.5 – Silenciador real.....	74
6.6 – Análise dos resultados	82
7 – CONCLUSÃO	84
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Posicionamento dos microfones dentro do veículo.....	04
Figura 2.2 – Objetivo de ruído [Nível geral em dB(A)].....	05
Figura 2.3 – Objetivo de ruído [2ª Ordem em dB].....	06
Figura 2.4 – Objetivo de ruído [4ª Ordem em dB].....	06
Figura 2.5 – Objetivo de ruído [6ª Ordem em dB].....	07
Figura 2.6 – Sistema de exaustão típico	08
Figura 2.7 - Esquema interno de silenciador reativo	08
Figura 2.8 - Esquema interno de silenciador dissipativo.....	09
Figura 2.9 - Esquema de silenciador com controle ativo de ruído	09
Figura 3.1 – Sistema típico de exaustão.....	17
Figura 3.2 - Definição da perda de transmissão.....	18
Figura 3.3 - Definição da diferença de nível.....	19
Figura 3.4 - Configuração básica para a medição pelo método dos dois microfones	22
Figura 3.5 - Configuração do sistema de medição	24
Figura 3.6 - Parâmetros de um silenciador	25
Figura 3.7 - Configuração do método das duas fontes	26
Figura 3.8 - Configuração do método das duas cargas	26
Figura 3.9 - Croqui de um duto elíptico.....	34
Figura 4.1 - Esquema da bancada experimental.....	38
Figura 4.2 - Foto da bancada de testes experimentais	38
Figura 4.3 - Câmara de expansão simples.....	40
Figura 4.4 - Posicionamento dos microfones.....	41
Figura 4.5 - Curva de perda de transmissão para a câmara de expansão simples: Método da decomposição	43
Figura 4.6 - Curva de perda de transmissão para a câmara de expansão simples: Método das duas fontes.....	44
Figura 4.7 - Curva de perda de transmissão para a câmara de expansão simples: Método das duas cargas	45

Figura 5.1 - Condições de contorno aplicadas ao modelo.....	49
Figura 5.2 - Condições de contorno aplicadas ao modelo.....	51
Figura 5.3 - Dimensões da câmara de expansão simples.....	54
Figura 5.4 - Malha tridimensional de elementos finitos da câmara de expansão simples.....	55
Figura 5.5 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise.....	56
Figura 5.6 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm: Medição experimental x Predição FEM no Sysnoise	57
Figura 5.7 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm na freqüência de 5 a 2000 Hz.....	58
Figura 5.8 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm na freqüência de 460 Hz (mínima atenuação)	59
Figura 5.9 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm na freqüência de 690 Hz (máxima atenuação)	59
Figura 6.1 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise.....	62
Figura 6.2 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.....	63
Figura 6.3 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm na freqüência de 360 Hz (mínima atenuação)	63
Figura 6.4 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm na freqüência de 540 Hz (máxima atenuação)	64
Figura 6.5 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise	65
Figura 6.6 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.....	66
Figura 6.7 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm na freqüência de 595 Hz (mínima atenuação)	66
Figura 6.8 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm na freqüência de 450 Hz (máxima atenuação)	67
Figura 6.9 - Comparativo de predição no Sysnoise da perda de transmissão em função da variação do comprimento da câmara.....	68

Figura 6.10 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise.....	70
Figura 6.11 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.....	71
Figura 6.12 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm na freqüência de 460 Hz (mínima atenuação).....	71
Figura 6.13 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm na freqüência de 690 Hz (máxima atenuação).....	72
Figura 6.14 - Comparativo de predição no Sysnoise da perda de transmissão em função da variação do diâmetro da câmara	73
Figura 6.15 - Lay-out do silenciador central do veículo Fiat Stilo	74
Figura 6.16 - Configuração interna do silenciador	74
Figura 6.17 - Foto do silenciador analisado	75
Figura 6.18 - Dados dos dutos perfurados.....	76
Figura 6.19 - Gráfico da impedância de transferência dos furos.....	77
Figura 6.20 - Malha de elementos finitos do silenciador central.....	78
Figura 6.21 - Regiões de aplicação das condições de contorno	79
Figura 6.22 - Comparativo da perda de transmissão do silenciador central: Sysnoise x medição experimental.....	80
Figura 6.23 - Distribuição de pressão sonora do silenciador central na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.....	81
Figura 6.24 - Distribuição de pressão sonora do silenciador central na freqüência de 1695 Hz (mínima atenuação)	81
Figura 6.25 - Distribuição de pressão sonora do silenciador central na freqüência de 1275 Hz (máxima atenuação)	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Relação entre excentricidade e frequência de corte	35
---	----

SIMBOLOGIA

$F(f).F^*(f)$	Espectro de potência do sinal do gerador	
i	$\sqrt{-1}$	
A_i	Amplitude complexa de pressão sonora da onda incidente	[N/m ²]
A_n	Amplitude de pressão sonora da onda incidente	[N/m ²]
A_t	Amplitude de pressão sonora da onda transmitida	[N/m ²]
B_r	Amplitude complexa de pressão sonora da onda refletida	[N/m ²]
B_t	Amplitude de pressão sonora da onda refletida transmitida	[N/m ²]
B_n	Amplitude de pressão sonora da onda refletida	[N/m ²]
S_n	Área da seção do duto de entrada	[m ²]
S_s	Área da seção do duto de saída	[m ²]
S_1	Área do duto antes do silenciador	[m ²]
S_2	Área do duto após o silenciador	[m ²]
R_1	Coeficiente de reflexão complexo antes do silenciador	
R_2	Coeficiente de reflexão complexo após o silenciador	
l	Comprimento da câmara de expansão	[m]
$DC_{ij}(f)$	Densidade espectral cruzada entre $P_i(f)$ e $P_j(f)$	
DP_1	Densidade espectral de potência antes do silenciador	
DP_2	Densidade espectral de potência após o silenciador	
$DP_i(f)$	Densidade espectral de potência de $P_i(f)$	
D_d	Diâmetro do duto	[m]
d_h	Diâmetro dos furos	[m]
DN	Diferença de nível	[dB]
d_f	Distância entre os furos	[m]
l_{12}	Distância entre os microfones 1 e 2	[m]
l_{34}	Distância entre os microfones 3 e 4	[m]
t	Espessura da parede do tubo	[m]

a_0	Fator de correção devido à interação entre os furos	
f_m	Frequência de interesse	[Hz]
$H_{Fj}(f)$	Função de transferência entre o sinal do gerador e o sinal do microfone na posição j	
$H_{iF}(f)$	Função de transferência entre o sinal do microfone na posição i e o sinal do gerador	
H_{ij}	Função de transferência entre os microfones i e j	
LW_2	Nível de potência sonora com o silenciador	[W]
LW_1	Nível de potência sonora sem o silenciador	[W]
P_n	Nível de pressão sonora no tubo de exaustão	[dB]
P_1	Nível de pressão sonora no tubo de saída	[dB]
k	Número de onda	[1/m]
O_i	Ordem de interesse	
W_1	Potência sonora com o silenciador	[W]
W_i	Potência sonora incidente na entrada do silenciador	[W]
LW_i	Potência sonora incidente	[W]
W_2	Potência sonora sem o silenciador	[W]
W_t	Potência sonora transmitida após o silenciador	[W]
LW_t	Potência sonora transmitida	[W]
$p(t)$	Pressão acústica	[N/m ²]
P_i	Pressão sonora incidente	[N/m ²]
P_r	Pressão sonora refletida	[N/m ²]
P_t	Pressão sonora transmitida	[N/m ²]
$P(f)$	Transformada de Fourier da pressão sonora $p(t)$	
M	Velocidade de Mach	
u	Velocidade de partícula	[m/s]
a	Metade do comprimento do maior eixo de uma elipse	[m]
A	Parâmetro da matriz de transferência	
b	Metade do comprimento do menor eixo de uma elipse	[m]
B	Parâmetro da matriz de transferência	
C	Parâmetro da matriz de transferência	

c	Velocidade do som no ar	[m/s]
D	Parâmetro da matriz de transferência	
e	Excentricidade	
L	Distância do microfone 1 ao início do silenciador	[m]
n	Rotação do motor	[rpm]
PI	Perda por inserção	[dB]
PT	Perda de transmissão	[dB]
s	Espaçamento entre microfones	[m]
v	Velocidade acústica de massa	[kg/s]
z	Distância do microfone até o início do silenciador	[m]
Z	Impedância característica do meio	[rayl]
w	Frequência angular	[rad/s]
r	Densidade do ar	[kg/m ³]
Δ	Determinante da matriz	
z	Impedância acústica de transferência	
m	Viscosidade do fluido	[kg/ms]
s	Porosidade do elemento perfurado	
$y(x)$	Função de Fok	

RESUMO

Na sociedade moderna, o excesso de ruído, ainda é um problema para os seres humanos. O excesso de ruído causa distúrbios emocionais, físicos e químicos. É portanto de extrema importância o seu controle.

No caso do mercado de automóveis, o problema do ruído e seus impactos sobre o homem têm consequências econômicas para a empresa, pois pode significar baixa qualidade do produto e a consequente perda de competitividade.

Nos automóveis, dentre as várias fontes geradoras de ruído, destaca-se o sistema de exaustão. Portanto, é extremamente necessário o controle desta fonte de ruído. Ela pode ser atenuada através de dispositivos chamados silenciadores, que, ainda hoje, são desenvolvidos através de métodos empíricos, que envolvem pouca teoria acústica.

É crucial, portanto, abreviar o tempo de desenvolvimento destes produtos. Uma metodologia capaz de substituir o método tradicional é a simulação numérica computacional. Utilizando-se da modelagem por elementos finitos (FEM), esta metodologia permite a predição de vários parâmetros acústicos na sua fase inicial de projeto, encurtando, assim, o processo de desenvolvimento.

Por isso, a proposta deste trabalho é a modelagem numérica por elementos finitos de um silenciador real de um determinado veículo através do software Sysnoise.

ABSTRACT

In modern societies the excess of noise is still a problem for human beings, thus causing emotional, physical and chemical disturbance, once being its control of extreme importance.

In the automobile market case, the noise problem and its impact on individuals has economical consequences to the enterprise for it can mean low quality of the product and consequent loss of competitiveness.

In automobiles, among the various noise generating sources, the exhausting system stands out. So, it is extremely necessary to control this source of noise which can be mitigated through silencers that, until today, are developed through empirical methods that involve little acoustic theory.

So, it is crucial to shorten the time of such products. One methodology, able to substitute for the traditional method, is the computational numerical simulation. Using the finite element method (FEM) this methodology permits the prediction of various acoustic parameters in its initial phase of project, shortening, in its way, the process of development.

Therefore, the proposal of this issue is the numerical modeling by finite elements of the real silencer in a determined vehicle through Sysnoise software.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Na sociedade moderna, o ruído, definido como o som desagradável e indesejado, principalmente quando em excesso, ainda é um problema para os seres humanos. O excesso de ruído causa distúrbios emocionais (nervosismo, fadiga mental), físicos (dilatação da pupila, aumento do ritmo de batimento cardíaco) e químicos (aumento da produção de hormônios da tireóide). É portanto de extrema importância o seu controle.

No caso do mercado de automóveis, o problema do ruído e seus impactos sobre o homem têm conseqüências econômicas para a empresa, pois pode significar baixa qualidade do produto e a conseqüente perda de competitividade.

Nos automóveis, existem várias fontes geradoras de ruído, tais como: o motor, o sistema de aspiração, o ruído aerodinâmico, o ruído causado pelo contato dos pneus com o piso, o sistema de refrigeração, o sistema de transmissão e até mesmo o sistema elétrico.

Dentre estas, uma fonte muito considerável de ruído é, sem dúvida, aquela produzida na explosão do combustível no interior da câmara de combustão, nos motores de combustão interna. Portanto, é extremamente necessário o controle desta fonte de ruído.

Esse ruído é transmitido para o exterior através dos dutos de exaustão e pode ser atenuado através de dispositivos chamados silenciadores.

Os silenciadores veiculares, na sua grande maioria, mostram-se bastante eficazes na atenuação do ruído. Entretanto, ainda são desenvolvidos através de métodos empíricos, que envolvem pouca teoria acústica. No processo de desenvolvimento destes silenciadores são construídos diversos protótipos, e, após incessantes testes sobre os mesmos, são definidos e congelados, gastando assim muito tempo e muito dinheiro.

Em um contexto de clientes exigentes, alta competitividade e ciclo de vida curto do produto, torna-se crucial abreviar o tempo de desenvolvimento de produtos, tais como o sistema de exaustão.

Uma metodologia capaz de substituir o método tradicional referido há pouco, é a simulação numérica computacional. Utilizando-se da modelagem por elementos finitos (FEM), esta metodologia permite a predição de vários parâmetros acústicos na sua fase inicial de projeto, encurtando, desta forma, o processo de desenvolvimento.

Por essas razões, neste trabalho será realizada a modelagem numérica de um silenciador de um veículo Fiat (silenciador central do Fiat Stilo), através do software comercial Sysnoise da LMS International, que vise o alcance dos parâmetros acústicos necessários para a correta predição dos níveis de ruído emitidos pelo mesmo.

Ademais, serão também avaliados os métodos experimentais utilizados para a determinação da performance acústica de silenciadores.

Neste sentido, pergunta-se:

1 - Quais parâmetros devem ser considerados na simulação, mediante modelo computacional por elementos finitos, de um silenciador tal como na situação real?

2 – Qual técnica experimental melhor expressa a performance acústica de um silenciador?

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - Introdução

Neste capítulo, serão descritas, de maneira resumida, as técnicas disponíveis para a medição experimental, além das técnicas numéricas desenvolvidas para avaliação de escapamentos veiculares.

2.2 – Colocação do problema e justificativa

No processo de desenvolvimento de um novo veículo, está incluída uma fase de definição dos parâmetros técnicos a serem atendidos. Após análise criteriosa dos veículos concorrentes do mesmo segmento, e, em coerência com a proposta definida pelo fabricante, são definidos os objetivos técnicos, sendo que nestes, incluem-se os objetivos acústico-vibracionais [1]. Conseqüentemente, os componentes que farão parte deste novo modelo serão desenvolvidos de acordo com estas exigências.

Busca-se contemplar, com estes objetivos, todos os sistemas que fazem parte do veículo (motor, exaustão, aspiração, etc.) e todas as formas de transmissão de ruído (via aérea ou via estrutural).

Destes, o mais importante é o que estabelece níveis máximos de ruído interno no interior do veículo em função da rotação e da velocidade [1] nos pontos de medição abaixo relacionados (ver Figura 2.1).

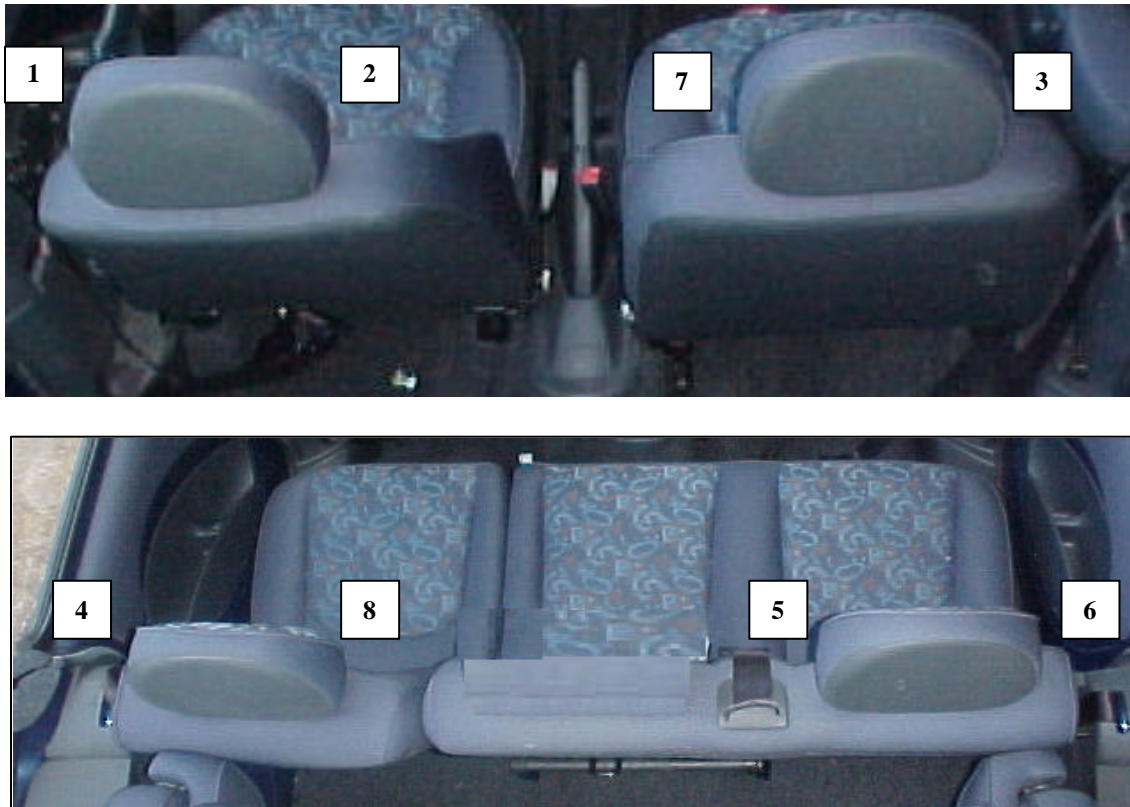


Figura 2.1 – Posicionamento dos microfones dentro do veículo.

Assim, para que se tenha um determinado nível de ruído interno, devem-se ter níveis máximos de ruído emitidos por cada sistema individual do veículo como, um nível máximo de ruído emitido pelo motor, um nível máximo de ruído emitido pelo sistema de aspiração, um nível mínimo de absorção sonora dos isolamentos acústicos internos do veículo, etc. [1].

Seguindo esta mesma linha, existem, então, objetivos que definem os níveis máximos de ruído emitidos pelo sistema de exaustão.

No caso específico do silenciador, que será analisado, ele deve atender a níveis máximos de ruído em função da rotação de funcionamento do motor, ou seja, de 1000 rpm a 6000 rpm [1].

Abaixo seguem os gráficos contendo os objetivos de ruído definidos no início do projeto do veículo:

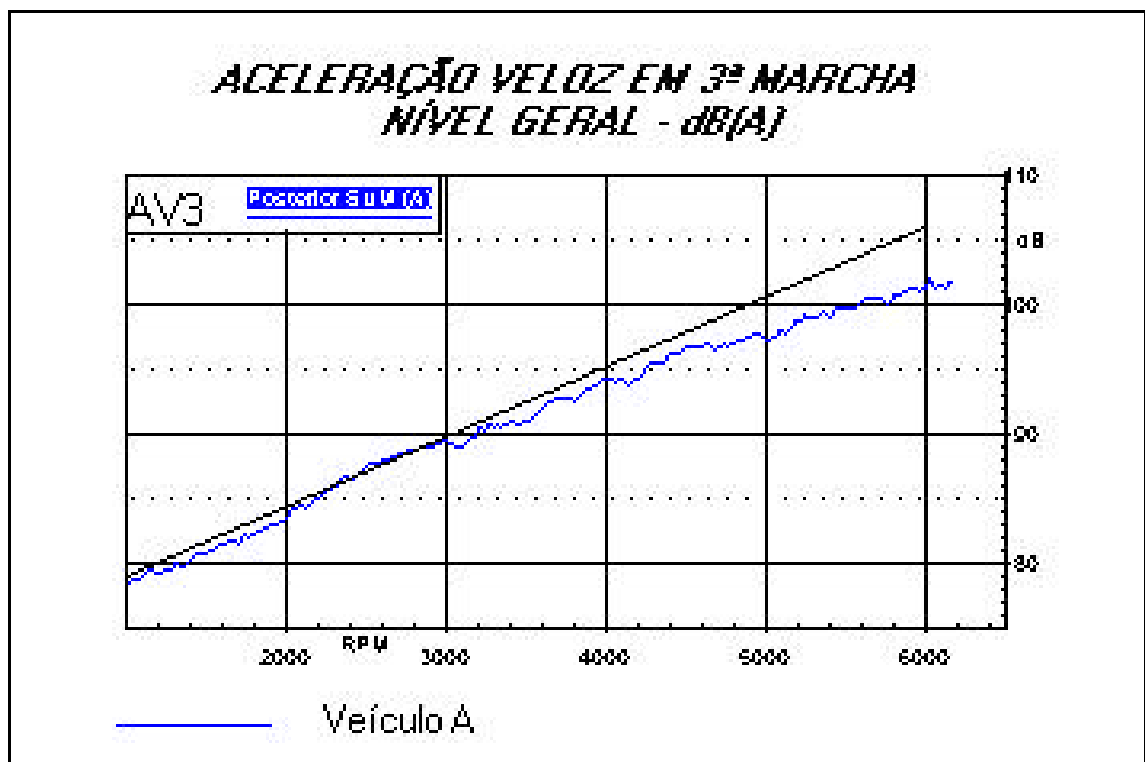


Figura 2.2 – Objetivo de ruído [Nível geral em dB(A)]

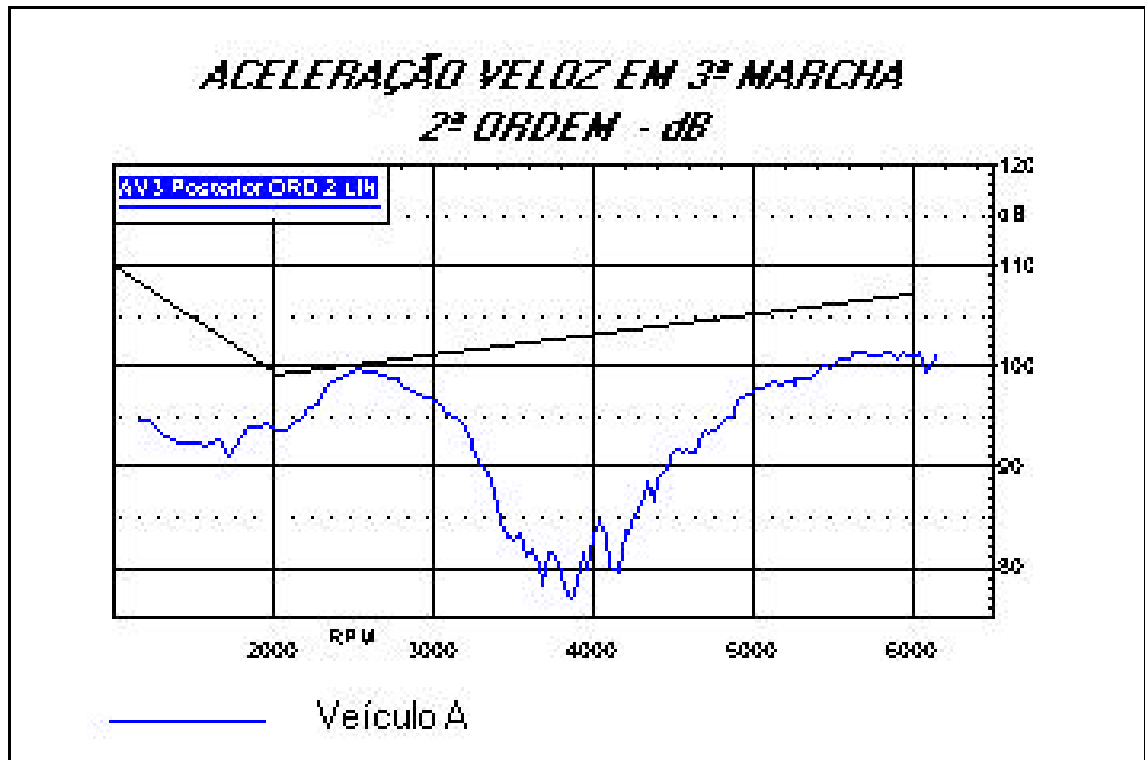


Figura 2.3 – Objetivo de ruído [2ª Ordem em dB]

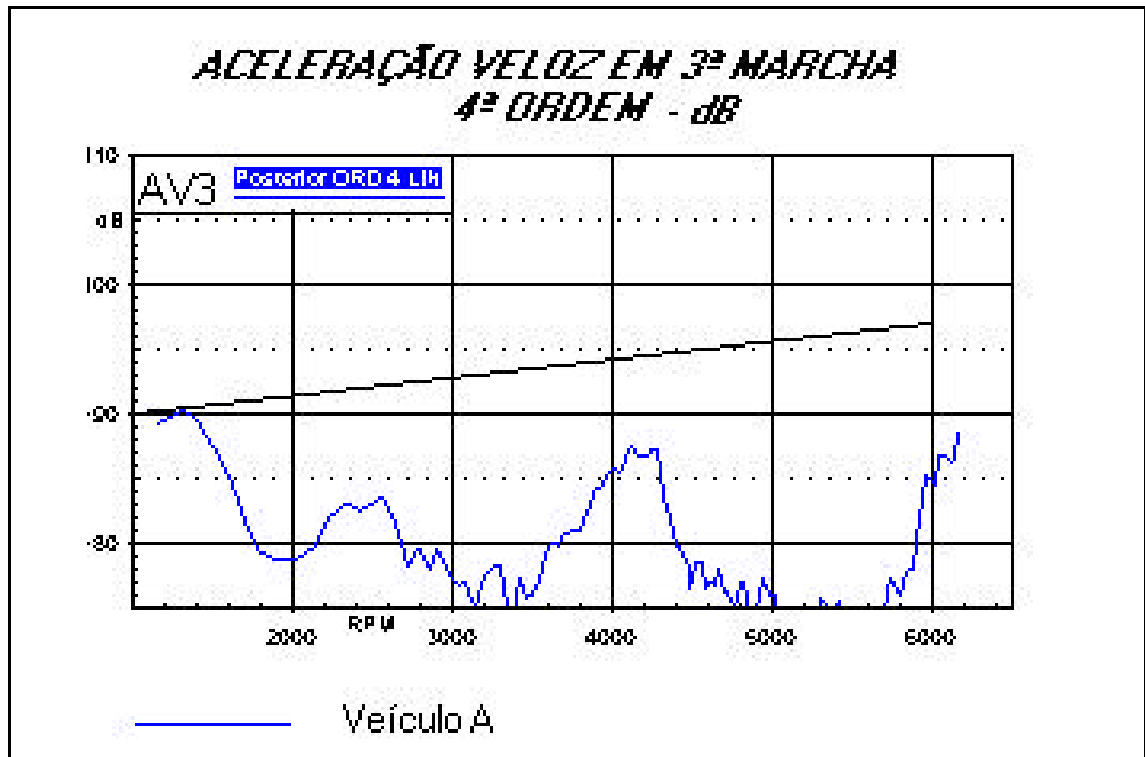


Figura 2.4 – Objetivo de ruído [4ª Ordem em dB]

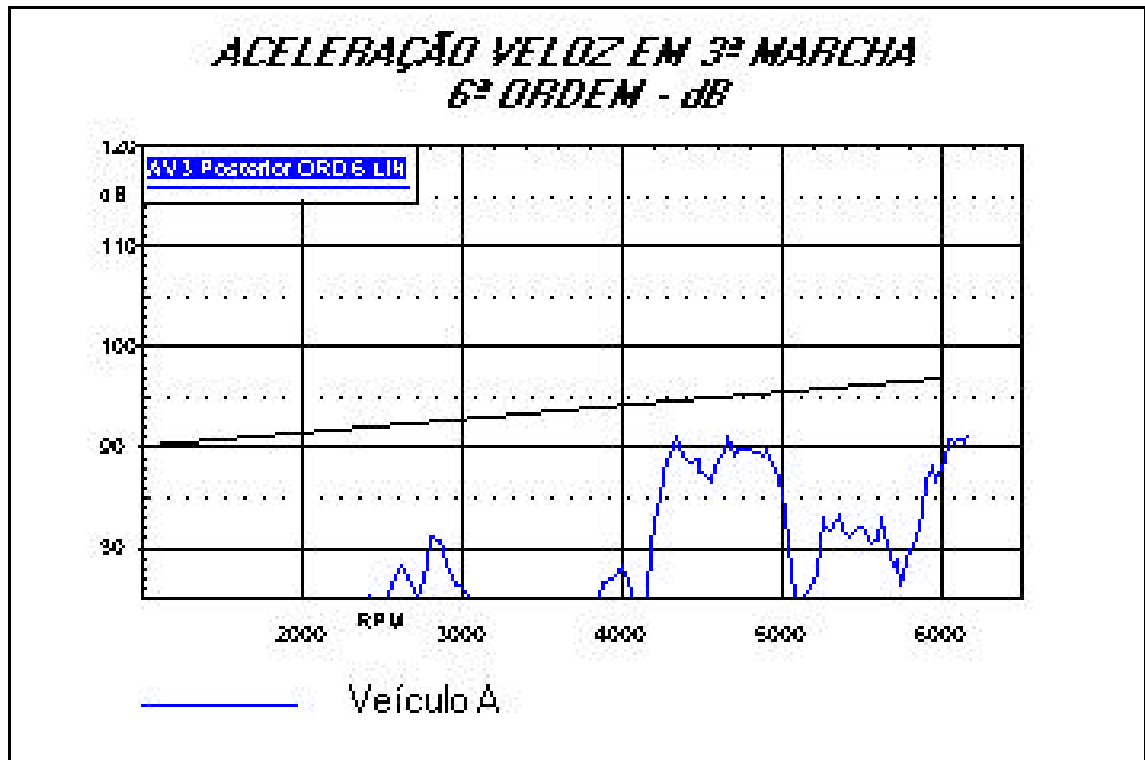


Figura 2.5 – Objetivo de ruído [6ª Ordem em dB]

2.3 - Silenciadores veiculares

Os silenciadores são dispositivos que são colocados entre uma fonte sonora qualquer e o meio em que ele está inserido, com a função de reduzir o ruído emitido por esta fonte.

Como já mencionado, nos automóveis uma fonte muito considerável de ruído é, sem dúvida, aquela produzida na explosão do combustível no interior da câmara de combustão, nos motores de combustão interna. Tal ruído é transmitido para o exterior através dos dutos de exaustão e pode ser atenuado por meio destes dispositivos, chamados silenciadores veiculares. A este sistema dá-se o nome de sistema de exaustão.

Normalmente, um sistema de exaustão é composto dos seguintes elementos (ver Figura 2.6):

- Tubulação anterior ou primária ⇒ canaliza os gases que saem do coletor de descarga (1);

- Catalisador \Rightarrow responsável pela redução e eliminação dos gases tóxicos emitidos pelo motor, transformando-os em gases inertes (2);
- Silenciador central ou intermediário \Rightarrow responsável pela redução parcial do ruído emitido pelo motor (3);
- Silenciador posterior ou traseiro \Rightarrow responsável pela redução e sintonia acústica final do ruído emitido pelo motor (4).

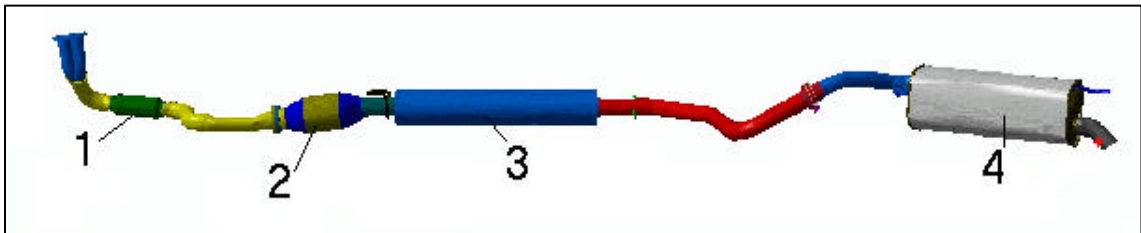


Figura 2.6 - Sistema de exaustão típico.

Os silenciadores podem ser classificados como **REATIVOS** e **DISSIPATIVOS**. Nos silenciadores **REATIVOS**, a energia acústica é dissipada através de variações bruscas das seções internas e direcionamento do fluxo, causando, assim, um mal casamento de impedância com a fonte, de modo que parte desta energia seja refletida de volta para a fonte (ver Figura 2.7). Não são utilizados, portanto, materiais de absorção acústica.

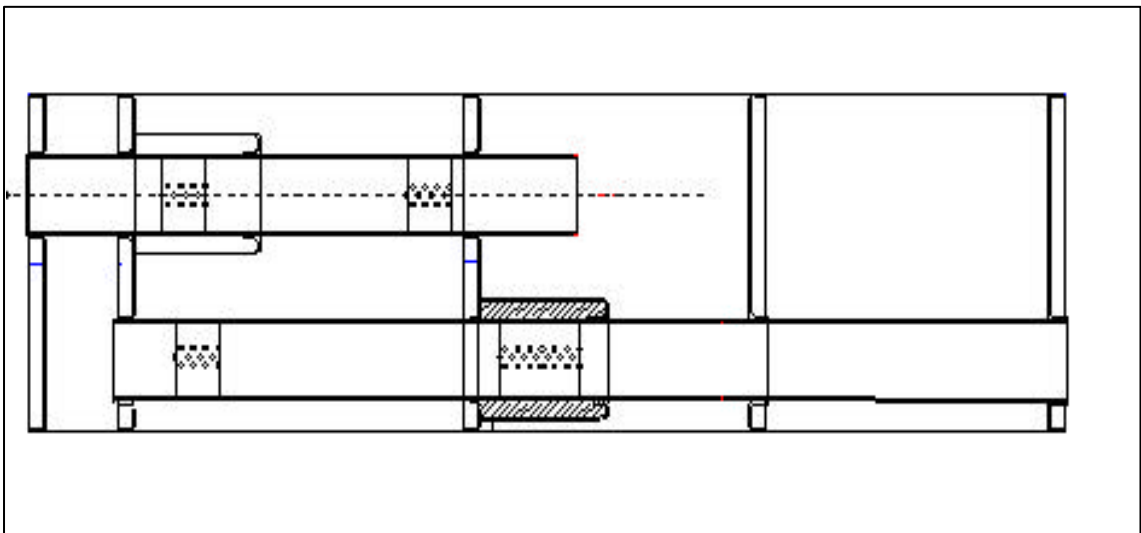


Figura 2.7 – Esquema interno de silenciador reativo.

Nos silenciadores **DISSIPATIVOS**, a energia acústica é dissipada na forma de calor, pela presença interna no silenciador de materiais de absorção acústica, tais como lã de rocha e lã de vidro em fibras contínuas (ver Figura 2.8).

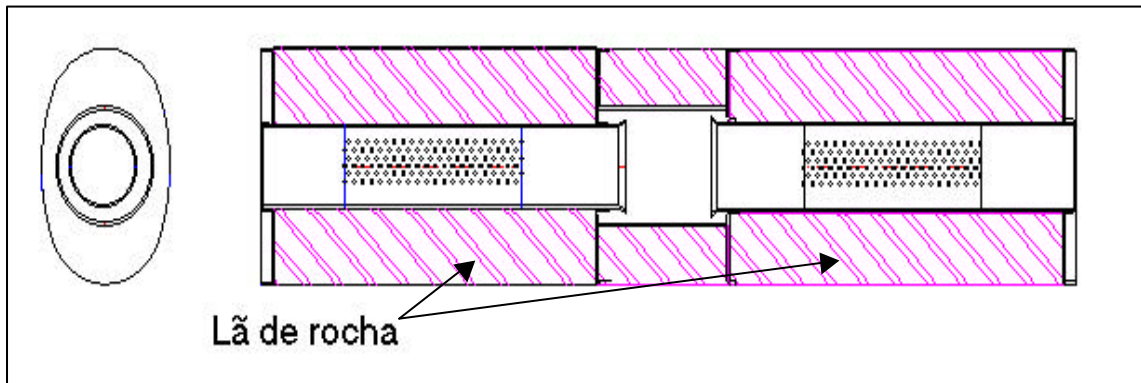


Figura 2.8 – Esquema interno de silenciador dissipativo

A maioria dos silenciadores utilizados em motores de combustão interna são do tipo reativo ou dissipativo ou uma combinação dos dois (sistema misto).

Outro sistema de atenuação possível de ser utilizado, é o sistema de controle ativo de ruído. Este se baseia no cancelamento da onda sonora através da geração de uma onda sonora invertida. É ainda um sistema pouco utilizado devido ao seu alto custo (ver Figura 2.9).

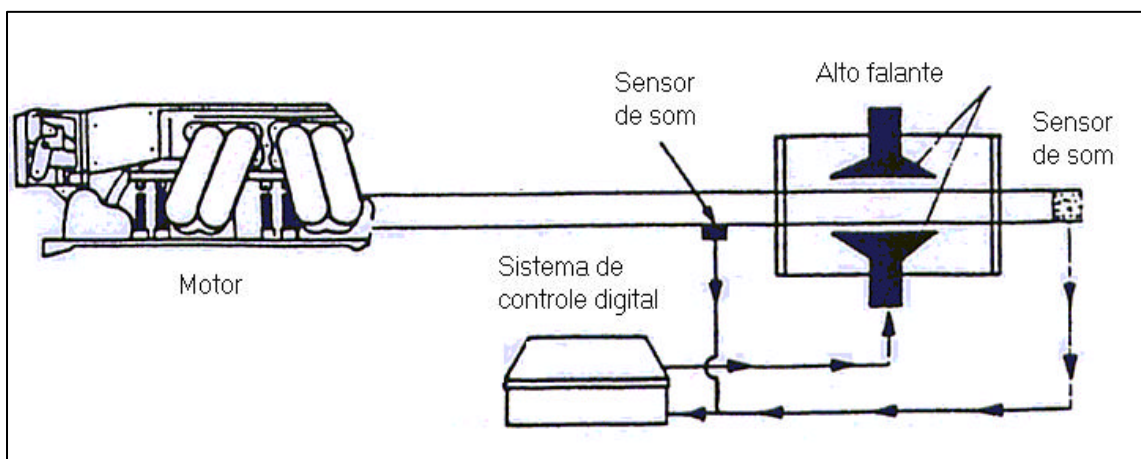


Figura 2.9 – Esquema de silenciador com controle ativo de ruído.

2.4 – Técnicas experimentais

Existem alguns parâmetros que descrevem a performance acústica de silenciadores, associados ou não ao duto de saída. Um deles é a Perda de Transmissão (PT). A Perda de Transmissão é a diferença de potência sonora entre a onda incidente na entrada do silenciador e a onda transmitida após a saída do silenciador.

O método do tubo de impedância é o método clássico de medição de propriedades acústicas em dutos. É um processo confiável, mas muito lento, devido à necessidade de identificação das sucessivas magnitudes máximas e mínimas das ondas sonoras, geradas por excitação em frequências discretas, por ser realizada geralmente de forma manual através da movimentação de um microfone no interior do duto.

Em 1977, um estudo realizado por Seybert e Ross [2] resultou na apresentação de uma nova técnica experimental para a determinação de propriedades acústicas em dutos, tendo inclusive sido incluído o efeito do fluxo dos gases. Esta técnica, denominada técnica dos dois microfones, consiste na geração de ruído branco por uma fonte sonora no interior do duto, cuja terminação consiste no sistema em investigação, de tal modo que no interior deste duto, exista um campo sonoro aleatório. Dois microfones são, então, posicionados no duto em posições conhecidas, com o objetivo de se medir a densidade espectral de potência e a densidade espectral cruzada entre os microfones. Esses dados possibilitaram o desenvolvimento de uma teoria, que, através de relações entre impedância acústica e coeficiente de reflexão da terminação do duto, calcula a propriedade acústica deste duto. Resultados experimentais de um silenciador veicular típico, usando a câmara de expansão simples, mostraram que esta técnica pode ser utilizada para a determinação das propriedades acústicas dos silenciadores, tendo tido boa concordância com os resultados obtidos pelas medições através do método do tubo de impedância.

Em 1979 To e Doige [3, 4] utilizaram-se do método de teste transiente para meios estacionários na determinação experimental dos quatro pólos da matriz

de transferência do elemento silenciador. Entretanto, seus resultados não tiveram boa concordância para as baixas frequências.

Num trabalho posterior, em 1980, Chung e Blaser [5, 6] apresentaram o método da função de transferência para medição das propriedades acústicas dos dutos. Neste método, uma onda estacionária aleatória de banda larga no interior de um duto, após encontrar uma mudança de impedância, é decomposta por cálculos matemáticos, em componentes incidentes e refletidas através da relação da função de transferência entre a pressão acústica, em dois pontos diversos do duto. Esta decomposição permite a determinação do coeficiente de reflexão complexo, e, conseqüentemente, da impedância acústica, do coeficiente de absorção do material e da perda de transmissão dos silenciadores. Testes comparados com cálculos teóricos resultaram em boa concordância.

Lung e Doige [7], posteriormente em 1983, utilizaram-se do método das duas cargas na determinação dos parâmetros de quatro pólos da matriz de transferência do elemento silenciador para pequenas velocidades de fluxo. Este método consiste na medição das pressões acústicas em quatro pontos distintos do duto, dois anteriores e dois posteriores ao elemento analisado, em duas fases. Estas duas fases consistem em realizar as medições das pressões acústicas com diferentes impedâncias de saída na terminação. Tal método se mostrou instável porque as impedâncias das duas terminações não eram suficientemente diferentes numa ampla faixa de frequência.

Dando prosseguimento aos estudos de Chung e Blaser, Bodén e Abom [8], em 1986, estudaram os erros do método dos dois microfones ocasionados durante as medições das propriedades acústicas em dutos. A partir de várias medições realizadas, focalizando-se os erros gerados, constatou-se que a separação entre os microfones, a distância entre a amostra avaliada e o microfone e a calibração correta dos microfones influenciam diretamente nos resultados obtidos. Foram, então, traçadas algumas conclusões sobre como minimizar estes erros, permitindo a determinação das faixas de frequências válidas para as medições experimentais através deste método.

Abom e Bodén, em 1988 [9], continuaram os estudos dos erros usando esta técnica de dois microfones, estendendo para o caso com escoamento de gases, tendo sido sugerida uma nova técnica para a medição do número de MACH.

Chu [10], em 1986, propôs a adoção de somente um microfone na determinação da função de transferência nas medições de impedância e absorção em um tubo de impedância. Desta maneira, elimina-se qualquer erro associado à diferença de fase entre os dois microfones anteriormente utilizados. Os resultados obtidos foram comparados ao método dos dois microfones com boa concordância entre eles.

Em 1990, Munjal e Doige [11] desenvolveram um novo método para determinação dos parâmetros da matriz de transferência de um elemento aeroacústico. Este método, chamado de método das duas fontes, consiste na medição das pressões acústicas em quatro pontos distintos do duto, dois anteriores e dois posteriores ao elemento analisado em duas fases. Na primeira fase, a fonte geradora de um sinal pseudo-aleatório se posiciona do lado esquerdo e na segunda fase, esta mesma fonte é transferida para o lado direito, medindo-se as pressões acústicas novamente nos mesmos pontos. Os parâmetros de quatro pólos da matriz de transferência (A, B, C e D) são, então, calculados através das funções de transferências entre estes pontos medidos. Através desta matriz de transferência consegue-se determinar as propriedades acústicas do elemento estudado.

Nesse mesmo trabalho, Munjal e Doige avaliaram o método das duas fontes em comparação com o método das duas cargas.

Uma técnica alternativa de medição das características de silenciadores foi proposta por Singh e Katra apud Kimura [12]. Nesta técnica, um pulso acústico de curta duração é utilizado para excitar o sistema. Este sinal será identificado por microfones colocados em posições definidas antes e depois do silenciador. Vários pulsos são feitos no domínio do tempo para eliminar componentes de ruído devido ao fluxo de gases. As características acústicas dos silenciadores

são, então, calculadas no domínio da frequência, através da transformada de Fourier das partes referentes às ondas incidente e transmitida, gravadas no domínio do tempo. Comparações para algumas configurações simples onde se conheciam resultados teóricos foram realizadas e mostraram boa concordância.

Recentemente, em 2003, Tao e Seybert [13] divulgaram um artigo, fazendo um comparativo entre as técnicas de medição experimental mais utilizadas na determinação das propriedades acústicas de silenciadores: o método dos dois microfones, o método das duas fontes e o método das duas cargas. Neste artigo, eles indicaram a método das duas fontes como a melhor técnica experimental para a determinação dos parâmetros de quatro pólos de um silenciador.

2.5 Método dos elementos finitos

Nos casos em que a geometria dos silenciadores se torna muito complexa, a predição da performance dos silenciadores usando as análises unidimensionais em que somente ondas planas propagam no interior do silenciador, é pouco precisa. Para superar estas dificuldades, a utilização do método dos elementos finitos (FEM, do inglês “Finite Element Method”) permite a análise de modos de maior ordem ou tridimensionais (3D).

Young e Crocker [14] utilizaram essa técnica na predição da perda de transmissão de uma câmara de expansão simples. Os resultados obtidos foram bons quando comparados às predições da teoria da onda plana e indicaram que, com o aumento do número de elementos usados na discretização do modelo, tendem a convergir ao valor exato.

Continuando seus estudos, Young e Crocker [15] analisaram a performance das câmaras de fluxo reverso utilizando elementos retangulares com espessura variável, de modo a simular o volume real de uma câmara elíptica. Novamente, os resultados experimentais das diversas configurações testadas mostraram boa concordância com os resultados da simulação numérica.

O método desenvolvido por Craggs [16] utilizava elementos hexaédricos permitindo, assim, uma análise por elementos finitos mais abrangente, sendo estendida para as mais diversas configurações, ao contrário da formulação desenvolvida por Young e Crocker.

Craggs [17] continuou suas análises estudando a influência dos materiais de absorção revestindo as paredes internas das câmaras de expansão simples. O material de revestimento foi considerado como sendo localmente reativo e os valores de impedância acústica normal do material, usadas para simular os mesmos, foram obtidas utilizando-se a fórmula empírica desenvolvida por Delaney e Bazley apud Kimura [12].

El Sharkawy e Nayfeh apud Sahasrabudhe *et al* [18] analisaram o comportamento dos silenciadores com câmaras de expansão simétricas para várias frequências, razões de expansão e comprimentos das câmaras.

Estudos feitos por Scott apud Kimura [12] mostraram que, na transmissão sonora em dutos, os materiais de absorção são melhores representados como sendo volumetricamente reativos, ou seja, seu comportamento depende das propriedades volumétricas como a resistividade estática ao fluxo de gases e a porosidade. Craggs [19], então, propôs a utilização do método dos elementos finitos para simular o material absorvente, baseando-se na formulação do material no modelo generalizado de Raileigh na qual o mesmo possui propriedades isotrópicas e suas fibras assumidas como sendo rígidas.

Eriksson apud Sahasrabudhe *et al* [18] estudou os efeitos dos modos tridimensionais nos silenciadores com câmaras de expansão assimétricas com obtendo confirmação experimental. Ele observou que o posicionamento assimétrico dos dutos de entrada e saída tem efeito significativo na excitação, propagação e redução dos modos tridimensionais.

Os componentes perfurados são largamente utilizados nos silenciadores automotivos para melhorar a performance acústica dos mesmos. Ross [20], em 1981, propôs uma formulação para ser aplicada na análise por elementos

finitos de sistemas com esses componentes perfurados. Os resultados da análise de duas configurações típicas de silenciadores veiculares foram obtidos mostrando boa concordância com os resultados da medição experimental. A formulação usada neste modelo não incluiu o fluxo de gases. Apesar disso, no modelo desenvolvido por Ross, somente usando uma impedância de transferência como condição de contorno na simulação dos furos, os resultados numérico e experimentais tiveram boa concordância.

Ih e Lee apud Sahasrabudhe *et all* [18] se concentraram nos efeitos da presença de fluxo em suas análises.

Craggs [21] continuou, ainda, seus estudos apresentando nova formulação para a representação de materiais absorventes, na qual a resistividade efetiva e a densidade efetiva do ar movendo-se no interior dos poros do material podiam variar com a freqüência. Uma sala retangular, com uma das paredes revestidas com material absorvente, foi analisada e os resultados numéricos e experimentais mostraram boa concordância.

Abom apud Sahasrabudhe *et all* [18] difundiu as análises da adoção dos dutos estendidos nas câmaras de expansão.

Em 1979, Sullivan e Crocker [22] desenvolveram uma solução analítica, baseada na teoria da matriz de transferência, para a análise de silenciadores com elementos perfurados, mais especificamente de ressonadores concêntricos. Nessa solução a cavidade e o duto perfurado eram acoplados através da impedância dos furos da mesma. Comparações entre resultados teóricos e experimentais, para o caso sem escoamento, foram apresentados, mostrando boa concordância.

Em 2001, a fabricante do software Sysnoise, LMS International [23], realizou um comparativo entre a simulação por elementos finitos no Sysnoise com os resultados experimentais obtidos por Sullivan e Crocker [22]. Excelentes resultados foram obtidos com a simulação por elementos finitos.

CAPÍTULO 3

TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

3.1 – Introdução

Para avaliar os resultados obtidos na modelagem numérica são necessárias medições experimentais que comprovam a confiança dos mesmos.

Segundo Munjal [24], existem três critérios para avaliar a performance acústica de silenciadores: a Perda de Transmissão (“Transmission Loss” – TL), a Perda por Inserção (“Insertion Loss” – IL) e a Redução de Ruído (“Noise Reduction” – NR).

Dentre estas, por ser independente da fonte, a Perda de Transmissão será o critério adotado neste trabalho, embora sua medição experimental tenha um certo grau de dificuldade.

3.2 – Performance acústica de silenciadores

A figura 3.1 mostra um sistema típico de exaustão. Invariavelmente, na entrada e saída de cada silenciador estão tubos de pequenos diâmetros. A parte da tubulação anterior ao silenciador (entre motor e silenciador) é denominada de **duto de exaustão** e a parte posterior ao silenciador é denominada **duto de saída**.

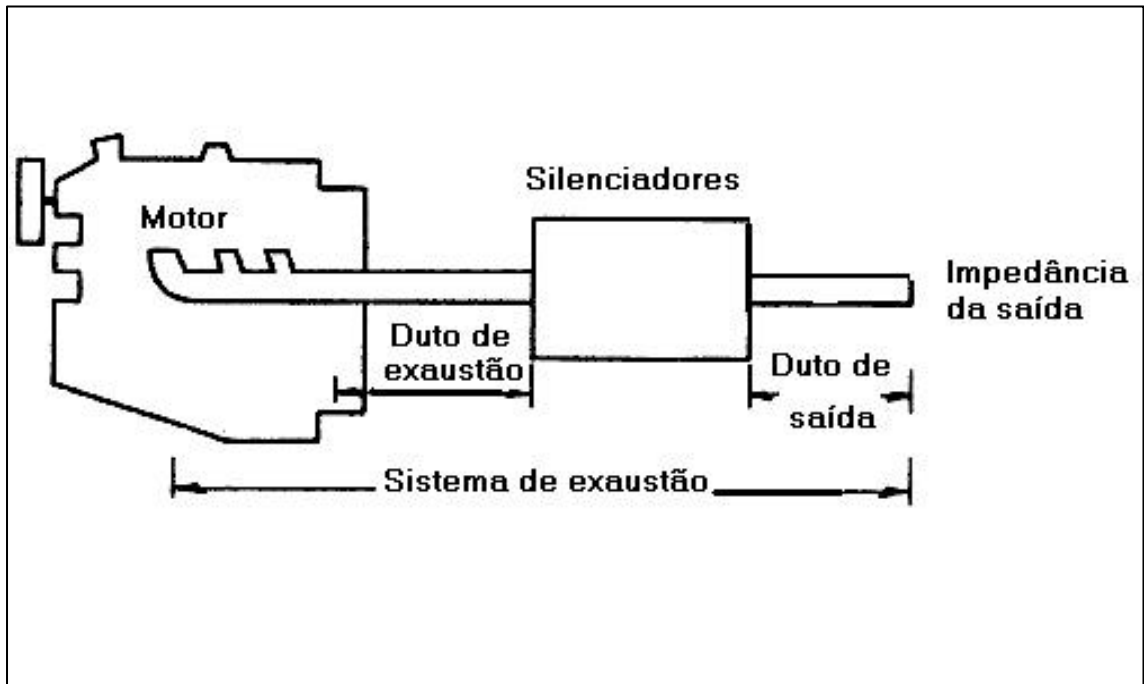


Figura 3.1 – Sistema típico de exaustão.

São agora apresentados os parâmetros de avaliação.

3.2.1 – Perda por Inserção, PI

Segundo Munjal [24], é definida como a diferença entre a potência acústica irradiada por um sistema livre (sem qualquer silenciador acústico) e com um silenciador acústico. A medição é realizada em um campo livre a uma distância e altura definidas do tubo de saída, podendo haver uma angulação com o eixo de saída da tubulação. Simbolicamente:

$$PI = LW_1 - LW_2 \quad (\text{dB}) \quad (3.1)$$

ou

$$PI = 10 \times \log \left(\frac{W_1}{W_2} \right) \quad (\text{dB}), \quad (3.2)$$

onde os índices **1** e **2** traduzem, respectivamente, sistemas sem o silenciador e com o silenciador acústico.

3.2.2 – Perda de Transmissão – PT

A perda de transmissão é independente da fonte e requer uma terminação anecóica no tubo de saída. É definida como a diferença entre a potência incidente no silenciador e a transmitida para a terminação anecóica conforme a figura 3.2 [24].

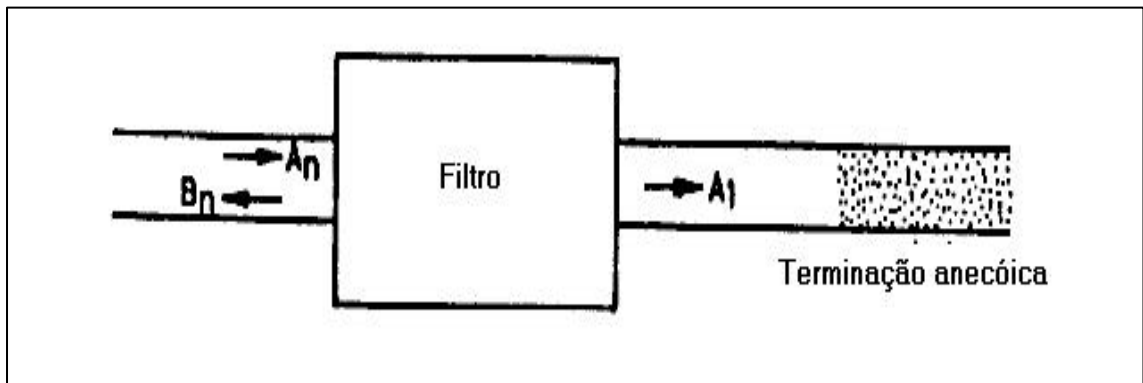


Figura 3.2 – Montagem para a definição da perda de transmissão.

Simbolicamente,

$$PT = LW_i - LW_t \quad (3.3)$$

onde,

LW_i é a potência sonora incidente [W];

LW_t é a potência sonora transmitida [W].

Nos termos dos componentes de onda (admitindo $B_1 = 0$):

$$PT = 10 \times \log \left| \frac{S_n \times A_n^2}{2} \times \frac{2}{S_s \times A_1^2} \right|, \quad (3.4)$$

ou

$$PT = 20 \times \log \left| \frac{A_n}{A_1} \right|, \quad (3.5)$$

onde,

S_n e S_s são as áreas das seções dos dutos de entrada e saída respectivamente;

A_n é a amplitude de pressão sonora da onda incidente;

B_n é a amplitude de pressão sonora da onda refletida;

A_1 é a amplitude de pressão sonora da onda transmitida;

B_1 é a amplitude de pressão sonora da onda transmitida refletida. $B_1=0$ em função da terminação anecóica.

3.2.3 – Diferença de Nível – DN

É a diferença em nível de pressão sonora entre dois pontos arbitrários: um no tubo de exaustão (P_n) e outro no tubo de saída (P_1), conforme figura 3.3 [24].

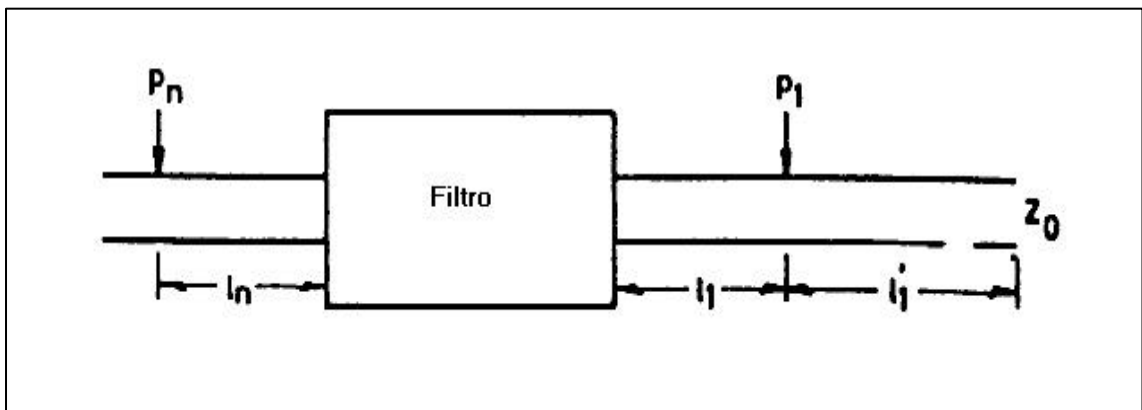


Figura 3.3 – Montagem para a definição da diferença de nível.

Simbolicamente, tem-se:

$$DN = 20 \times \log \left| \frac{P_n}{P_1} \right| \quad (\text{dB}) \quad (3.6)$$

Na definição da Diferença de nível, aceitam-se ondas de pressão estacionárias não sendo necessária a terminação anecóica no tubo de saída.

3.2.4 – Comparação dos três parâmetros

Ainda segundo Munjal [24], destes três parâmetros descritos anteriormente, a Perda por Inserção é claramente o único que representa a performance real de um silenciador, porque representa a perda do nível de potência irradiada em consequência da colocação do silenciador entre a fonte e o receptor. Como inconveniente, necessita da medição da impedância interna da fonte (Z).

A Perda de Transmissão não envolve a impedância da fonte e a impedância de radiação, porque representa a diferença entre a energia acústica incidente e a transmitida para a terminação anecóica. A utilização desta grandeza necessita de medição da onda incidente em um campo acústico contendo ondas acústicas estacionárias, utilizando a tecnologia do tubo de impedância, através da técnica de dois microfones, necessitando, assim de uma instrumentação de medição moderna.

A técnica da Diferença de Nível é a diferença em nível de pressão sonora entre dois pontos: antes e depois do silenciador. Como a Perda de Transmissão, não necessita da impedância da fonte e, como a Perda por Inserção, não necessita de uma terminação anecóica no tubo de saída. É, portanto, a técnica mais fácil de ser medida e calculada.

Portanto, cada técnica tem suas vantagens e desvantagens, mas, numa análise final, por ser mais fácil de calcular teoricamente, a Perda de Transmissão será a metodologia utilizada neste trabalho.

3.3 – Perda de Transmissão

A Perda de Transmissão (PT) pode ser medida através do método da decomposição. Tal método é baseado na teoria da decomposição, a qual foi originalmente utilizada na medição de propriedades acústicas em dutos. Utilizando-se a técnica de dois microfones após excitação aleatória de ruído, a pressão sonora gerada pode ser decomposta em ondas incidente e refletida. Após a decomposição da onda, a potência sonora da onda pode ser então calculada.

Para a medição da PT por este método, é necessária uma terminação anecóica, que pode ser construída com a adoção de longos dutos de saída, materiais de alta absorção sonora ou através de uma terminação anecóica ativa de ruído. Entretanto, uma terminação totalmente anecóica é difícil de ser obtida, principalmente para baixas frequências.

Um silenciador também pode ser modelado através dos chamados parâmetros de quatro pólos. Considerando propagação de ondas planas na entrada e na saída, o método de quatro pólos é o meio para relacionar a pressão e a velocidade tanto na entrada quanto na saída, podendo, assim, determinar a PT.

Como já discorrido anteriormente, a determinação experimental dos quatro pólos foi investigada por vários pesquisadores. To e Doige [3,4] utilizaram-se do método de teste transiente para meios estacionários. Lung e Doige [7] utilizaram-se do método de duas cargas para pequenas velocidades de fluxo. Munjal e Doige [11], então, propuseram o método das duas fontes nas medições com maiores velocidades de fluxo para a determinação dos parâmetros de quatro pólos de um elemento acústico por meio da técnica de quatro microfones e uso da função de transferência.

3.3.1 – Método da decomposição

O sistema mostrado na figura 3.4 será excitado com ruído branco de banda larga gerando ondas unidimensionais que se propagam ao longo do duto. Serão desconsideradas a presença de fluxo de gases e a atenuação acústica devido à rugosidade interna dos dutos. Assim, ao encontrar uma mudança de impedância na entrada do silenciador, o campo sonoro gerado pelo auto-falante pode ser decomposto em suas componentes incidente e refletidas, segundo Gerges [25]:

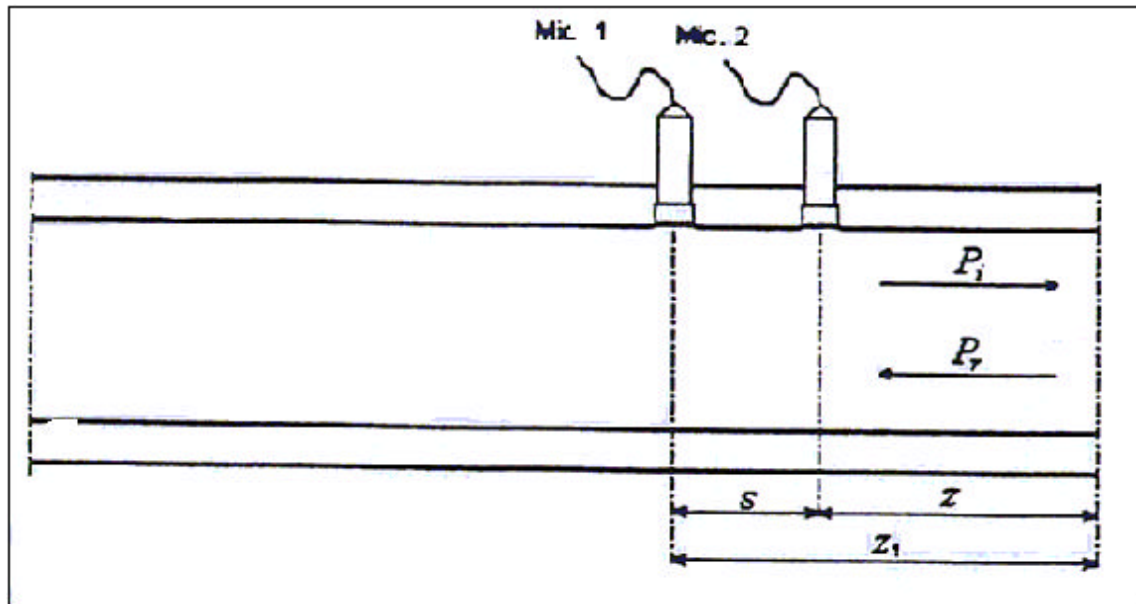


Figura 3.4 – Configuração básica para a medição pelo método dos dois microfones.

$$P_i = A_i \cdot e^{i(\omega t - k \cdot z)} \quad (3.7)$$

$$P_r = B_r \cdot e^{i(\omega t + k \cdot z)} \quad (3.8)$$

onde,

$k = \omega / c$ é o número de onda [rad/m];

ω é a freqüência angular [rad/s];

z é distância do microfone até o início do silenciador [m];

c é a velocidade do som no ar [m/s].

Segundo Chung e Blaser [5, 6], que desenvolveram um método para determinação da função de transferência entre os dois microfones, os sinais nos pontos de medição 1 e 2, separados por uma distância s , podem ser escritos como:

$$P_1(f) = e^{i2\pi f t} (A_i e^{-i k \cdot z_1} + B_r e^{i k \cdot z_1}) \quad (3.9)$$

$$P_2(f) = e^{i2\pi f t} (A_i e^{-i k \cdot z_2} + B_r e^{i k \cdot z_2}) \quad (3.10)$$

onde:

A_i é a amplitude complexa de pressão sonora da onda incidente;

B_r é a amplitude complexa de pressão sonora da onda refletida.

A função de transferência entre os dois microfones é:

$$H_{12} = \frac{P_2(f)}{P_1(f)} = \frac{A_i \cdot e^{-i.k.z_2} + B_r \cdot e^{i.k.z_2}}{A_i \cdot e^{-i.k.z_1} + B_r \cdot e^{i.k.z_1}} \quad (3.11)$$

Segundo Munjal [24], o coeficiente de reflexão complexa é a razão entre as ondas de pressão refletida e incidente:

$$R_f = \frac{B_r}{A_i} \quad (3.12)$$

Portanto, isolando-se (B_r / A_i), tem-se:

$$R_{(f)} = \left(\frac{H_{12}(f) - e^{-i.k.s}}{e^{i.k.s} - H_{12}(f)} \right) e^{i.k.2L} \quad (3.13)$$

onde:

s é o espaçamento entre os microfones [m];

L é a distância do microfone 1 ao início do silenciador [m].

Dando prosseguimento aos estudos, Chung e Blaser [5] verificaram que o coeficiente de reflexão complexo não pode ser determinado pela equação acima para frequências discretas quando o espaçamento entre os microfones é equivalente a um múltiplo de meio comprimento de onda. Assim, para evitar estes pontos, o espaçamento entre os microfones deve ser escolhido de modo que:

$$s \leq \frac{c}{2 \cdot f_m} \quad (3.14)$$

onde f_m é a frequência de interesse [Hz].

Segundo a definição, a perda de transmissão de um silenciador pode ser obtida por:

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left| \frac{W_i}{W_t} \right| \quad (3.15)$$

onde:

W_i é a potência sonora incidente na entrada do silenciador [W];

W_t é a potência sonora transmitida após o silenciador [W].

Considerando o sistema de medição mostrado na figura 3.5, as potências sonoras incidentes (W_i) e transmitida (W_t) são dadas por:

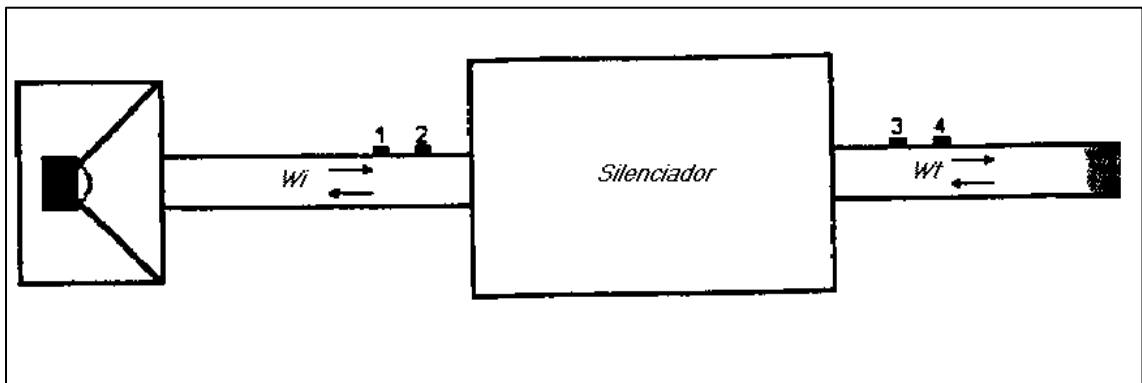


Figura 3.5 – Configuração do sistema de medição.

$$W_i = \frac{P_i^2 S_1}{rc} = \frac{DP_1 S_1}{rc|1 + R_1|^2} \quad (3.16)$$

$$W_t = \frac{P_t^2 S_2}{rc} = \frac{DP_2 S_2}{rc|1 + R_2|^2} \quad (3.17)$$

onde:

P_i é a pressão sonora incidente na entrada do silenciador [N/m²];

P_t é a pressão sonora transmitida na saída do silenciador [N/m²];

S_1 é a área do duto antes do silenciador [m²];

S_2 é a área do duto após o silenciador [m²];

DP_1 é a densidade espectral de potência antes do silenciador;

DP_2 é a densidade espectral de potência após o silenciador;

R_1 é o coeficiente de reflexão complexo antes do silenciador;

R_2 é o coeficiente de reflexão complexo após o silenciador;

r é a densidade do ar [kg/m^3];

c é a velocidade do som no fluido [m/s].

Combinando as equações (3.13), (3.16), (3.17) e substituindo em (3.15), tem-se:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{e^{iks} - H_{12}}{e^{iks} - H_{34}} \right| + 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{DP_1}{DP_2} \right|^{\frac{1}{2}} + 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{S_1}{S_2} \right|^{\frac{1}{2}} \quad (3.18)$$

3.3.2 – Método das duas fontes

Conforme descrito por Munjal e Doige [11], um elemento acústico, como um silenciador, pode ser modelado através dos seus parâmetros de quatro pólos, como mostrado na figura 3.6 abaixo. Nesta figura p_1 e p_2 são, respectivamente, a pressão acústica antes e depois do silenciador e, v_1 e v_2 a velocidade acústica de massa também antes e depois do silenciador.

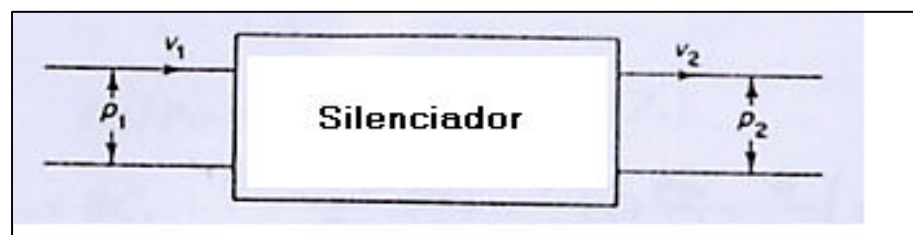


Figura 3.6 – Parâmetros de um silenciador.

A matriz de transferência deste sistema é:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

onde entende-se que a fonte está no lado esquerdo, com as ondas movendo-se da esquerda para a direita.

O método das duas fontes consiste no seguinte:

- (a) Medição das pressões acústicas em quatro pontos fixos diferentes, dois anteriores e dois posteriores ao silenciador, através da excitação pseudo-randômica da fonte de ruído;
- (b) Mudança da fonte para o lado direito do sistema, como mostrado na figura 3.7, e medição das pressões acústicas nos mesmos pontos;
- (c) Calcular os parâmetros de quatro pólos A, B, C e D por meio de um analisador FFT.

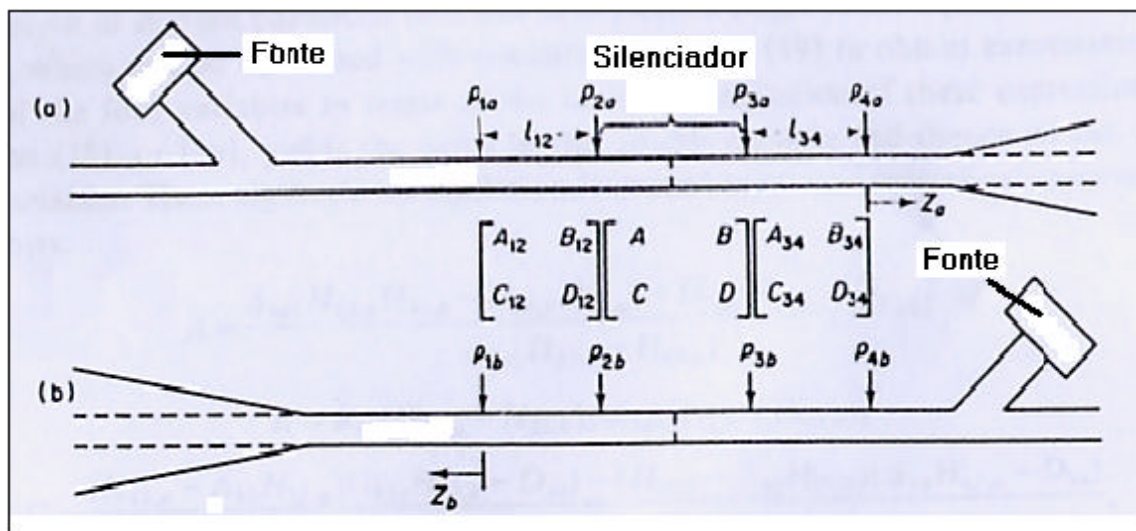


Figura 3.7 – Configuração do método das duas fontes.

O método das duas cargas consiste em conduzir o teste com duas cargas de impedâncias diferentes no duto de saída mantendo a fonte no mesmo lado, como mostrado na figura 3.8 abaixo.

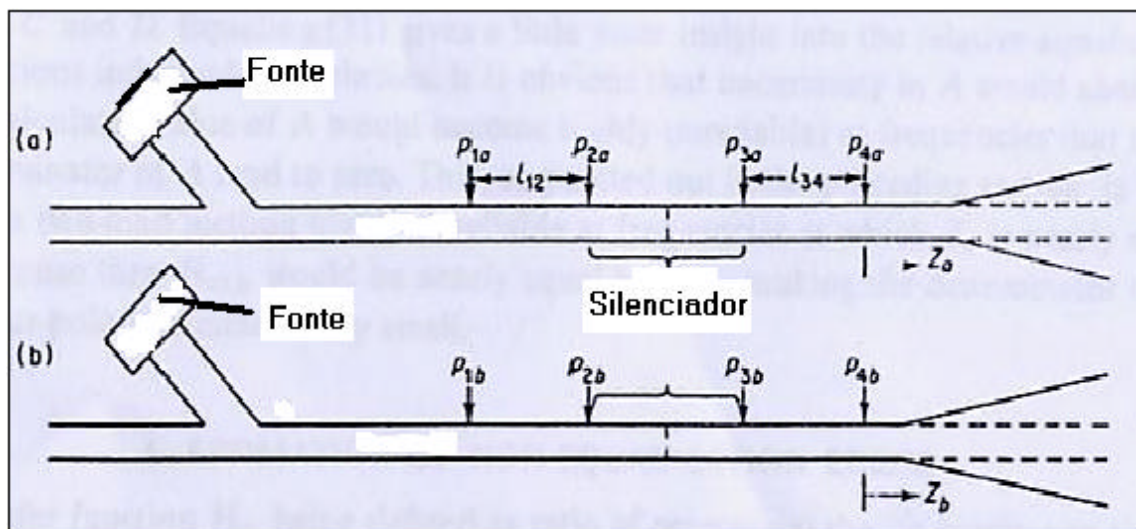


Figura 3.8 – Configuração do método das duas cargas.

Ambos os métodos apresentam equações similares para a determinação dos parâmetros de quatro pólos desconhecidos. Será, portanto, descrita a teoria do método das duas fontes, para depois ser comparada à teoria do método das duas cargas.

Considerando a representação da figura 3.7, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} p_{1a} \\ v_{1a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2a} \\ v_{2a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{3a} \\ v_{3a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{4a} \\ p_{4a}/Z_a \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

De onde obtém-se as seguintes expressões:

$$\frac{p_{3a}}{p_{4a}} = A_{34} + B_{34}/Z_a \quad (3.21)$$

$$\frac{p_{2a}}{p_{4a}} = AA_{34} + BC_{34} + \frac{AB_{34} + BD_{34}}{Z_a} = A \left\{ \frac{p_{3a}}{p_{4a}} \right\} + B \left\{ C_{34} + \frac{D_{34}}{Z_a} \right\} \quad (3.22)$$

$$\frac{p_{1a}}{p_{4a}} = A_{12}(AA_{34} + BC_{34}) + B_{12}(CA_{34} + DC_{34}) + \frac{A_{12}(AB_{34} + BD_{34}) + B_{12}(CB_{34} + DD_{34})}{Z_a} \quad (3.23).$$

Combinando-se as equações (3.21), (3.22) e (3.23), obtém-se:

$$\frac{p_{1a}}{p_{4a}} = A_{12} \left\{ \frac{p_{2a}}{p_{4a}} \right\} + B_{12} \left\{ C \frac{p_{3a}}{p_{4a}} + D \left(C_{34} + \frac{D_{34}}{Z_a} \right) \right\}. \quad (3.24)$$

Antes que pareçam similares as relações para as pressões da configuração 2(b), deve-se notar que a direção das ondas agora é da direita para a esquerda. Assim, a equação (3.19) fica da seguinte maneira:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ -v_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} D & B \\ C & A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ -v_1 \end{bmatrix}, \quad (3.25)$$

onde $\Delta = AD - BC$ é o determinante da matriz.

Aplicando esta relação nas matrizes de transferência de todos os três elementos da segunda configuração da figura 5(b), agora com a fonte estando no lado oposto, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} P_{4b} \\ v_{4b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{34} & B_{34} \\ \Delta_{34} & \Delta_{34} \\ C_{34} & A_{34} \\ \Delta_{34} & \Delta_{34} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{3b} \\ v_{3b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D & B \\ \Delta & \Delta \\ C & A \\ \Delta & \Delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{12} & B_{12} \\ \Delta_{12} & \Delta_{12} \\ C_{12} & A_{12} \\ \Delta_{12} & \Delta_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{1b} \\ v_{1b} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Daí:

$$\frac{P_{2b}}{P_{1b}} = \left(\frac{1}{\Delta_{12}} \right) \left\{ D_{12} + \left(\frac{B_{12}}{Z_b} \right) \right\} \quad (3.27)$$

$$\frac{P_{3b}}{P_{1b}} = \frac{1}{\Delta \Delta_{12}} \left\{ DD_{12} + BC_{12} + \left(\frac{DB_{12} + BA_{12}}{Z_b} \right) \right\} = \frac{1}{\Delta} \left\{ D \frac{P_{2b}}{P_{1b}} + \frac{B}{\Delta_{12}} \left(C_{12} + \frac{A_{12}}{Z_b} \right) \right\} \quad (3.28)$$

$$\frac{P_{4b}}{P_{1b}} = \frac{1}{\Delta_{34} \Delta \Delta_{12}} \left\{ D_{34} (DD_{12} + BC_{12}) + B_{34} (CD_{12} + AC_{12}) + \frac{D_{34} (DB_{12} + BA_{12}) + B_{34} (CB_{12} + AA_{12})}{Z_b} \right\} \quad (3.29)$$

ou, simplificando, através das equações (3.27) e (3.28):

$$\frac{P_{4b}}{P_{1b}} = \frac{1}{\Delta_{34}} \left[D_{34} \frac{P_{3b}}{P_{1b}} + \frac{B_{34}}{\Delta} \left\{ C \frac{P_{2b}}{P_{1b}} + \frac{A}{\Delta_{12}} \left(C_{12} + \frac{A_{12}}{Z_b} \right) \right\} \right] \quad (3.30)$$

Manobrando algebricamente as equações (3.21) e (3.27), obtêm-se as equações das impedâncias Z_a e Z_b :

$$Z_a = \frac{B_{34}}{(p_{3a} / p_{4a}) - A_{34}}, \quad Z_b = \frac{B_{12}}{\Delta_{12} (p_{2b} / p_{1b}) - D_{12}} \quad (3.31, 3.32)$$

Para o cálculo dos parâmetros A, B, C e D, devem ser considerados:

$$\Delta_{12} = A_{12} D_{12} - B_{12} C_{12}, \quad (3.33)$$

$$\Delta = AD - BC, \quad (3.34)$$

$$\Delta_{34} = A_{34}D_{34} - B_{34}C_{34} . \quad (3.35)$$

Também, define-se a função de transferência H_{ij} como

$$H_{ij} = \frac{P_j}{P_i} . \quad (3.36)$$

Então,

$$\frac{P_{ja}}{P_{ia}} = H_{ij,a} \quad (3.37)$$

e

$$\frac{P_{jb}}{P_{ib}} = H_{ij,b} . \quad (3.38)$$

Realizando-se manipulações algébricas, chegam-se às expressões para determinação dos valores de A, B, C e D, a seguir:

$$A = \frac{\Delta_{34}(H_{32,a}H_{34,b} - H_{32,b}H_{34,a}) + D_{34}(H_{32,b} - H_{32,a})}{\Delta_{34}(H_{34,b} - H_{34,a})} , \quad (3.39)$$

$$B = \frac{B_{34}(H_{32,a} - H_{32,b})}{\Delta_{34}(H_{34,b} - H_{34,a})} , \quad (3.40)$$

$$C = \frac{(H_{31,a} - A_{12}H_{32,a})(\Delta_{34}H_{34,b} - D_{34}) - (H_{31,b} - A_{12}H_{32,b})(\Delta_{34}H_{34,a} - D_{34})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34,b} - H_{34,a})} , \quad (3.41)$$

$$D = \frac{B_{34}\{(H_{31,a} - H_{31,b}) + A_{12}(H_{32,b} - H_{32,a})\}}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34,b} - H_{34,a})} . \quad (3.42)$$

O determinante é dado por:

$$\Delta = \frac{B_{34}(H_{31,a}H_{32,b} - H_{31,b}H_{32,a})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34,b} - H_{34,a})} . \quad (3.43)$$

Desconsideradas a presença de fluxo de gases e a atenuação acústica devido à rugosidade interna dos dutos, os quatro pólos dos elementos 1-2 e 3-4 podem ser expressos, respectivamente, por:

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_{12} & irc \operatorname{sen} kl_{12} \\ i \operatorname{sen} kl_{12} / (ic) & \cos kl_{12} \end{bmatrix}, \quad \Delta_{12} = 1, \quad (3.44)$$

e

$$\begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_{34} & irc \operatorname{sen} kl_{34} \\ i \operatorname{sen} kl_{34} / (ic) & \cos kl_{34} \end{bmatrix}, \quad \Delta_{34} = 1, \quad (3.45)$$

onde, l_{12} e l_{34} são as distâncias entre os microfones 1 e 2 e entre 3 e 4.

Assim, segundo Munjal apud Tao e Seybert [13], a Perda de Transmissão pode ser obtida por:

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left| A_{23} + \frac{B_{23}}{rc} + C_{23}rc + D_{23} \right| \right\} + 10 \log_{10} \left(\frac{S_i}{S_o} \right) \quad (3.46)$$

3.3.3 – Método das duas cargas

Ao invés de mudar a fonte sonora de um lado para o outro, o mesmo resultado pode ser obtido mudando-se a terminação de saída, variando-se, assim, a impedância da terminação de Z_a para Z_b , conforme a figura 3.8.

Assim, as mesmas equações descritas anteriormente [de (3.39) a (3.42)] podem ser utilizadas para a determinação da Perda de Transmissão, através da equação (3.46).

O método das duas cargas tende a ser instável se a impedância da terminação na condição a (Z_a) for igual à da condição b (Z_b). Por esta razão, para garantir a diferença de impedância, neste trabalho, as duas cargas serão representadas pelas condições **COM** terminação anecóica na saída do duto de exaustão (a) e **SEM** terminação anecóica na saída (b).

3.4 – Obtenção da função de transferência utilizando um único microfone

Na determinação da função de transferência usando a técnica de dois microfones, é possível a ocorrência de erros devido à diferença de fase entre os dois microfones. Visando a eliminação destes erros, Chu [10] desenvolveu uma técnica para a determinação da função de transferência usando somente um microfone. A excitação de ruído branco de banda larga é considerada um processo estacionário, validando, assim, o uso de apenas um microfone para a medição nos pontos selecionados.

A função de transferência é por definição:

$$H_{ij} = \frac{P_j(f)}{P_i(f)} = \frac{DC_{ij}(f)}{DP_i(f)} \quad (3.47)$$

onde:

$P(f)$ é a transformada de Fourier da pressão sonora $p(t)$;

$DC_{ij}(f)$ é a densidade espectral cruzada entre $P_i(f)$ e $P_j(f)$.

Esta última função é igual a:

$$DC_{ij}(f) = \frac{1}{2} [P_i^*(f) \cdot P_j(f)] . \quad (3.48)$$

$DP_i(f)$ é a densidade espectral de potência de $P_i(f)$, que é igual a:

$$DP_i(f) = \frac{1}{2} [P_i^*(f) \cdot P_i(f)] . \quad (3.49)$$

Assim, a equação (3.47) pode ser escrita como:

$$H_{ij}(f) = \frac{P_i^*(f) \cdot P_j(f)}{P_i^*(f) \cdot P_i(f)} \cdot \frac{F(f) \cdot F^*(f)}{F(f) \cdot F^*(f)} \quad (3.50)$$

ou

$$H_{ij}(f) = H_{iF}(f) \cdot H_{Fj}(f) \quad (3.51)$$

onde:

* designa o complexo conjugado;

$F(f).F^*(f)$ é o espectro de potência do sinal do gerador;

$H_{iF}(f)$ é a função de transferência entre o sinal do microfone na posição i e o sinal do gerador;

$H_{Fj}(f)$ é a função de transferência entre o sinal do gerador e o sinal do microfone na posição j .

Conforme determinado pela norma ISO 10534-2, nas medições com esta técnica de um microfone, o tipo de sinal usado para excitar o sistema deve ser do tipo determinístico, sendo o mais recomendado o sinal pseudo-randômico.

As medições serão realizadas em quatro pontos de medição, dois antes do silenciador e dois após o silenciador. Assim, enquanto a medição estiver sendo realizada em um ponto, os outros pontos devem permanecer fechados para evitar vazamentos.

3.5 – Erros

Na medição da Perda de Transmissão podem surgir erros basicamente devido a dois fatores. Primeiro, aos erros associados aos dados de entrada como a função de transferência $H_{ij}(f)$, densidade espectral de potência DP_i , e o espaçamento entre os microfones L . Segundo, devido à sensibilidade das fórmulas que utilizam estes dados de entrada errados.

Estudos de Bodén&Abom [8, 9] indicaram algumas sugestões para minimizar os erros durante as medições:

- O comprimento do duto deve ser mantido pequeno, em torno de 5 a 10 vezes o diâmetro do duto;
- A fonte deve ser o mínimo reflexiva possível;

- Os microfones devem ser posicionados o mais próximo possível da terminação, mas esta distância nunca deve ser inferior a 10 mm, para evitar a influência de campos próximos;
- Nas freqüências onde a pressão modal coincide com o posicionamento de um dos microfones, a coerência será menor, podendo causar grandes erros. A variação de posicionamento dos microfones pode resolver este problema;
- Para diminuir os erros associados aos dados de entrada, o método dos dois microfones pode dar melhores resultados se for usado na faixa de freqüência entre:

$$\frac{0,1.c}{2.s} < f < \frac{0,8.c}{2.s} , \quad (3.52)$$

onde:

c é a velocidade do som no ar [m/s];

s é o espaçamento entre os microfones [m];

- A região onde o método dos dois microfones terá uma menor sensibilidade aos erros associados aos dados de entrada será na região em torno de:

$$f = \frac{c}{4.s} ; \quad (3.53)$$

- A coerência entre os microfones deve ser mantida a mais alta possível, a fim de reduzir os erros aleatórios.

A última afirmação implica em ter-se um mínimo espaçamento entre microfones. Este espaçamento, por sua vez, é limitado fisicamente e, se fosse possível anulá-lo não seria possível determinar a função de transferência.

3.6 – Freqüência de corte em dutos

Um aspecto importante a ser considerado nas medições de perda de transmissão é quanto à freqüência de corte do duto em questão. Trabalhando-

se até a primeira frequência de corte do duto, assume-se que somente ondas planas se propagam no seu interior [25].

3.6.1 – Dutos cilíndricos

A frequência de corte para um duto cilíndrico é expressa por:

$$f_c = \frac{1,84.c}{p.D_d} , \quad (3.54)$$

onde D_d = diâmetro do duto [m].

3.6.2 – Dutos elípticos

Dutos elípticos são normalmente usados na construção de silenciadores veiculares (ver Figura 3.9). Assim, também é importante conhecer a frequência de corte dos mesmos.

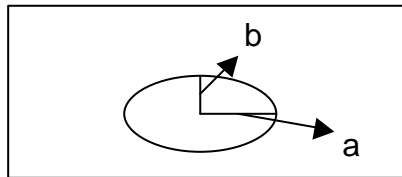


Figura 3.9 – Croqui de um duto elíptico.

Segundo Nishimura apud Thieme [26], para o cálculo da frequência de corte destes dutos deve-se proceder da seguinte maneira:

Primeiro deve-se calcular a excentricidade do duto, usando a equação abaixo:

$$e = \left(\sqrt{a^2 - b^2} \right) / a , \quad (3.55)$$

onde:

a é a metade do comprimento do maior eixo [m];

b é a metade do comprimento do menor eixo [m].

Considerando-se uma relação entre excentricidade e frequência de corte ($k.a$), conforme a Tab. 1, tem-se que:

Tabela 1 - Relação entre excentricidade e frequência de corte.

E	$k.a$
0,10320	3,0624
0,20490	3,0858
0,30050	3,1208
0,39932	3,1677
0,50032	3,2228
0,60057	3,2798
0,69953	3,3342
0,79911	3,3857
0,89999	3,4358
0,90157	3,4366

onde:

$$k = \frac{2 \cdot p \cdot f}{c} = \text{número de onda};$$

$$f = \text{frequência [Hz]};$$

$$c = \text{velocidade do som [m/s]}.$$

Assim, a frequência de corte f_c (Hz) para dutos elípticos será:

$$f_c = \frac{k.a.c}{2.p.a} . \quad (3.56)$$

OBS.: Caso a excentricidade “ e ” estiver entre os valores expostos na Tabela 1, então o valor de “ $k.a$ ” pode ser encontrado através de interpolação dos dados encontrados na mesma.

CAPÍTULO 4

DETERMINAÇÃO DA PERDA DE TRANSMISSÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL

4.1 – Introdução

Como mencionado anteriormente no capítulo 3, a Perda de Transmissão é um parâmetro importante a ser determinado durante o desenvolvimento e o estudo de silenciadores. Para tanto, foi montada uma bancada de testes, com alguns equipamentos e dispositivos necessários para a realização dos ensaios propostos.

Para a validação da bancada de testes, foi avaliado um silenciador com uma câmara de expansão simples. A Perda de Transmissão experimental, avaliada através dos três métodos descritos no capítulo anterior, foi confrontada com a Perda de Transmissão calculada teoricamente. Isto possibilitou a identificação do melhor método para as medições experimentais.

4.2 – Procedimento experimental

Como já descrito anteriormente no capítulo 2, são definidos objetivos de emissão de ruído para o silenciador para o nível geral ("overall") e para algumas faixas de freqüências críticas geradas pelo motor.

Estas faixas de freqüências estão correlacionadas com a rotação do motor e podem ser facilmente calculadas conforme a seguir:

$$f = \frac{n}{60} * O_i , \quad (4.1)$$

onde:

f = frequência [Hz];

n = rotação do motor [rpm];

O_i = ordem de interesse.

Assim, para rotação inicial de 1000 rpm:

- Frequências de 2ª ordem: $f_1 = (1000/60)*2 \Rightarrow; f_1 = 33 \text{ Hz};$
- Frequências de 4ª ordem: $f_2 = (1000/60)*4 \Rightarrow; f_2 = 67 \text{ Hz};$
- Frequências de 6ª ordem: $f_3 = (1000/60)*6 \Rightarrow; f_3 = 100 \text{ Hz}.$

E, para a rotação final de 6000 rpm:

- Frequências de 2ª ordem: $f_1 = (6000/60)*2 \Rightarrow; f_1 = 200 \text{ Hz};$
- Frequências de 4ª ordem: $f_2 = (6000/60)*4 \Rightarrow; f_2 = 400 \text{ Hz};$
- Frequências de 6ª ordem: $f_3 = (6000/60)*6 \Rightarrow; f_3 = 600 \text{ Hz}.$

Assim definiram-se níveis máximos de ruído para a faixa de frequências de 2ª ordem (de 33 Hz a 200 Hz), para a faixa de frequências de 4ª ordem (de 67 Hz a 400 Hz) e para a faixa de frequências de 6ª ordem (de 100 Hz a 600 Hz).

Portanto, a faixa de frequência de interesse se concentra no intervalo de 33 a 600 Hz.

Para a medição da Perda de Transmissão é necessária a excitação de ruído branco por um alto falante. Para que seja possível realizar medições em frequências muito baixas, será necessário utilizar um alto-falante cujo cone interno tenha um diâmetro considerável. Será utilizado alto-falante de 15”.

A figura 4.1 apresenta o esquema para a medição experimental adotado e a figura 4.2 uma foto da bancada de medição completa.

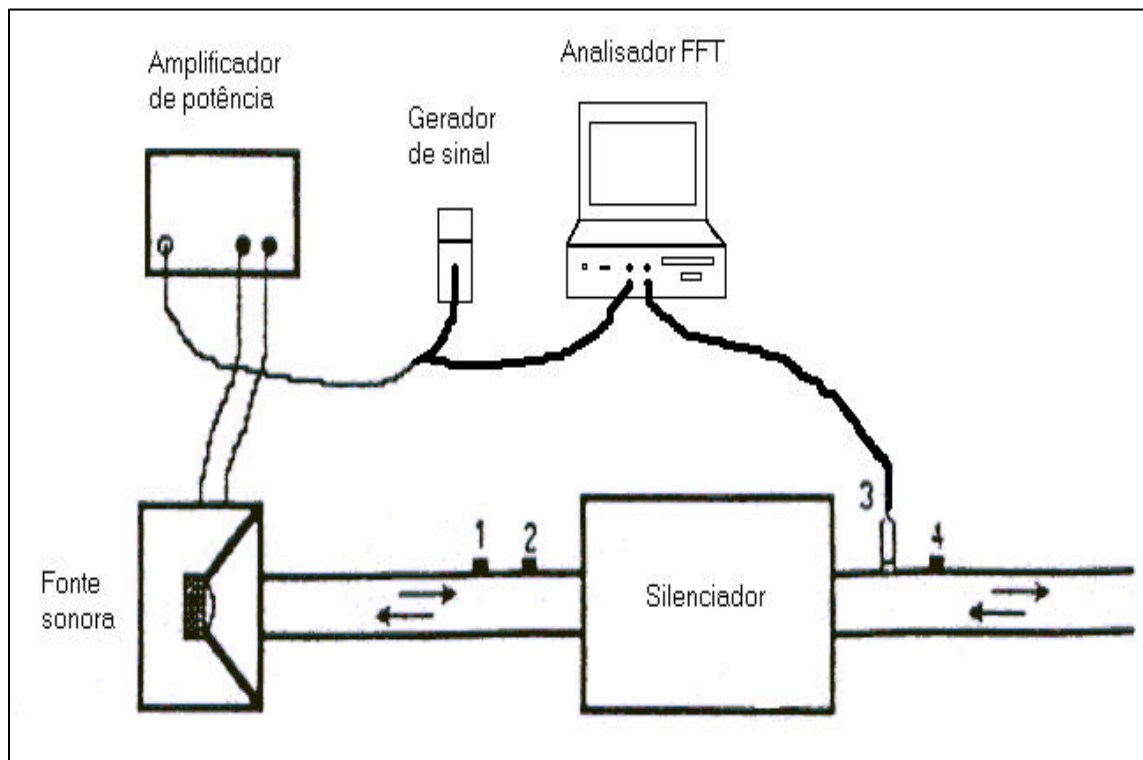


Figura 4.1 – Esquema da bancada experimental.



Figura 4.2 – Foto da bancada de testes experimentais.

4.2.1 – Equipamentos necessários

Para determinação da Perda de Transmissão experimental e teórica, foi necessária a utilização dos seguintes materiais e equipamentos:

- Computador com analisador FFT OROS 4 canais, modelo OR 763;
- Pré-amplificador de microfone B&K, modelo 2619;
- Microfone B&K, modelo 4190;
- Calibrador de microfone B&K, modelo 4231;
- Amplificador de potência B&K, modelo 2716;
- Calibrador de microfone de intensidade sonora com gerador de sinais (ruído branco) B&K, modelo 3541;
- Caixa com alto-falante de 15”;
- Bancada de teste.

4.2.2 – Descrição do procedimento

Uma vez montada a bancada para medição experimental, deu-se início ao processo de aferição da mesma.

Para tal, foi construído um protótipo de um silenciador contendo somente uma câmara de expansão simples (Figura 4.3), medindo-se a Perda de Transmissão gerada, através das equações (3.18) e (3.46).

Os resultados experimentais, através dos três métodos de medição, foram, então, comparados com os resultados de uma equação teórica simplificada (teoria da onda plana) para o cálculo da perda de transmissão de câmaras de expansão simples, descrita por Kimura [12]:

$$PT = 10 \cdot \log \left[\cos^2 \left(\frac{P \cdot f}{2 \cdot f_n} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{S_2}{S_1} + \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \cdot \sin^2 \left(\frac{P \cdot f}{2 \cdot f_n} \right) \right] \quad (4.2)$$

Onde:

f = frequência [Hz];

$$f_n = \frac{c}{4.l} \text{ [Hz];}$$

l = comprimento da câmara [m];

S_1 = área da seção transversal dos dutos [m²];

S_2 = área da seção transversal da câmara de expansão [m²].

O protótipo de silenciador com a câmara de expansão simples derivou de um silenciador real, sendo, portanto, feito em chapa dupla de aço galvanizado tipo FeP04, com espessuras da chapa externa de 0,8 mm e 0,5 mm da chapa interna. O diâmetro interno da câmara de expansão é de 127 mm e o comprimento da câmara é de 371 mm (Figura 4.3).

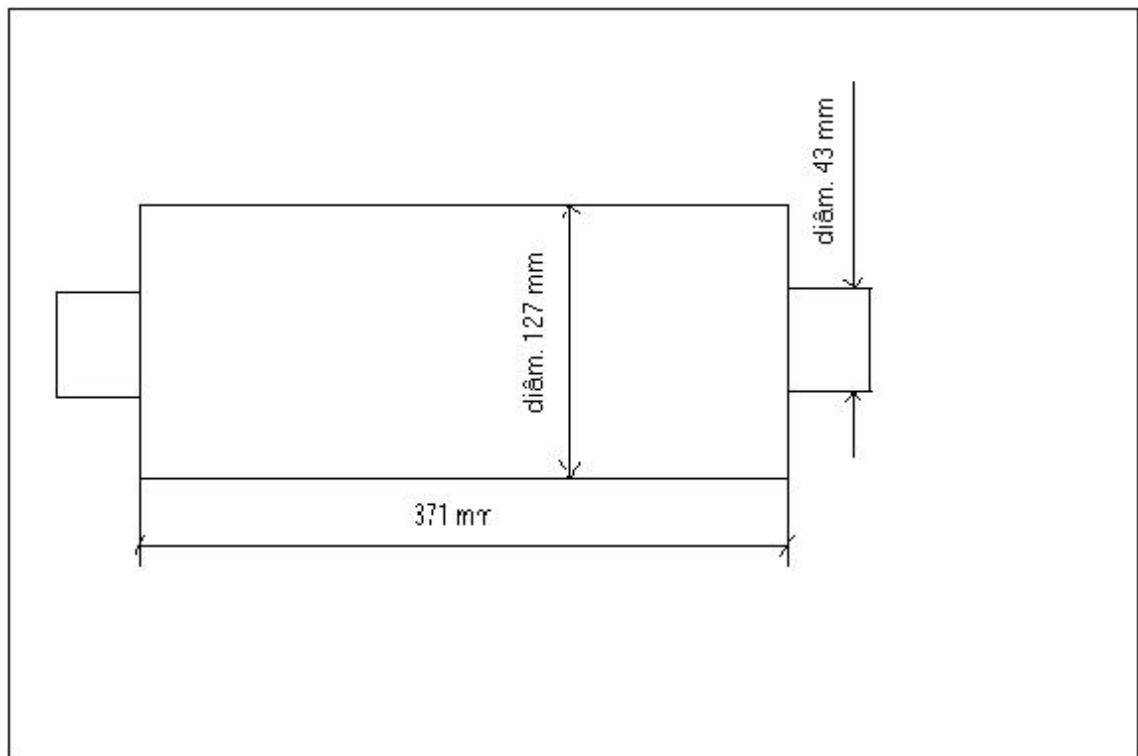


Figura 4.3 – Câmara de expansão simples.

Os dutos de entrada e saída são de PVC com espessura da parede de 3 mm e diâmetro interno de 43 mm.

Para o posicionamento dos microfones nos dutos, foram realizados furos nos mesmos a uma distância de 50 mm das bordas e distantes entre si de 50 mm.

Foram construídas algumas bases de nylon para fixação do microfone ao furo e para vedação do furo na ausência do microfone, conforme a Figura 4.4 abaixo.

Assim, quando o microfone estava em algum ponto de medição, os outros pontos permaneciam fechados.



Figura 4.4 – Posicionamento dos microfones.

Para minimizar os possíveis erros nas medições experimentais, as sugestões descritas no Capítulo 3, item 3.5, foram adotadas.

Desta maneira, como o espaçamento utilizado entre os microfones foi de 50 mm, usando a equação 3.52, bons resultados são esperados na faixa de freqüências de:

$$343\text{Hz} < f < 2744\text{Hz} .$$

A primeira freqüência de corte para o duto de \varnothing 43 mm utilizado no experimento, usando a equação 3.53, será de:

$$f_c = 4672\text{Hz} .$$

Fazendo uso da mesma fórmula, a primeira frequência de corte da câmara de expansão simples de \varnothing 127 mm utilizada no experimento, será de:

$$f_c = 1582 \text{ Hz} .$$

Para o cálculo da perda de transmissão, foram utilizados os seguintes valores para as propriedades do meio de propagação:

$$r = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

e

$$c = 343 \text{ m/s},$$

que correspondem aproximadamente às propriedades do ar à temperatura de 20°C. Estas propriedades foram consideradas constantes ao longo das medições.

Definida a bancada de medição, foi, então, realizado um comparativo entre as três técnicas de medição experimental descritas no Capítulo 3, com o objetivo de identificar a que apresentasse os melhores resultados de perda de transmissão, comparados aos calculados pela equação teórica.(4.2).

4.3 - Resultados

Das três técnicas de medição experimental avaliadas, a que apresentou os resultados de perda de transmissão mais próximos aos da equação teórica 4.1 foi a técnica do Método das duas fontes (Capítulo 3, item 3.3.1).

Este melhor comportamento foi comprovado por Munjal [11], que verificou a maior estabilidade deste método em relação aos demais.

Assim, em função do melhor comportamento apresentado pela técnica do Método das duas fontes, esta será a técnica utilizada nas medições experimentais realizadas neste trabalho.

A seguir, serão apresentados os resultados, através das Figuras 4.5, 4.6 e 4.7.

Câmara de expansão simples

Δ dutos = 43 mm

Δ câmara = 127 mm

Frequência de corte da câmara = 1582 Hz

Método da decomposição

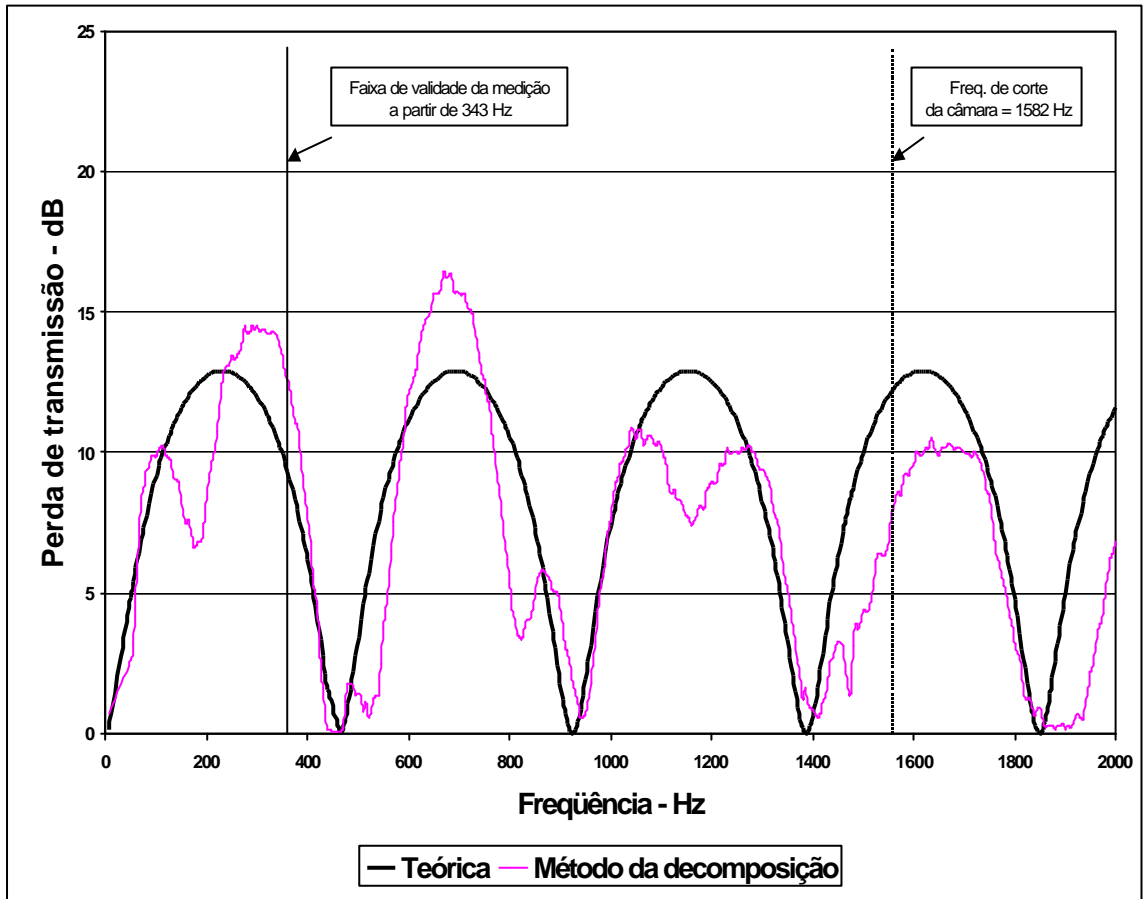


Figura 4.5 – Curva de perda de transmissão para a câmara de expansão simples: Método da decomposição.

Câmara de expansão simples

\varnothing dutos = 43 mm

\varnothing câmara = 127 mm

Frequência de corte da câmara = 1582 Hz

Método das duas fontes

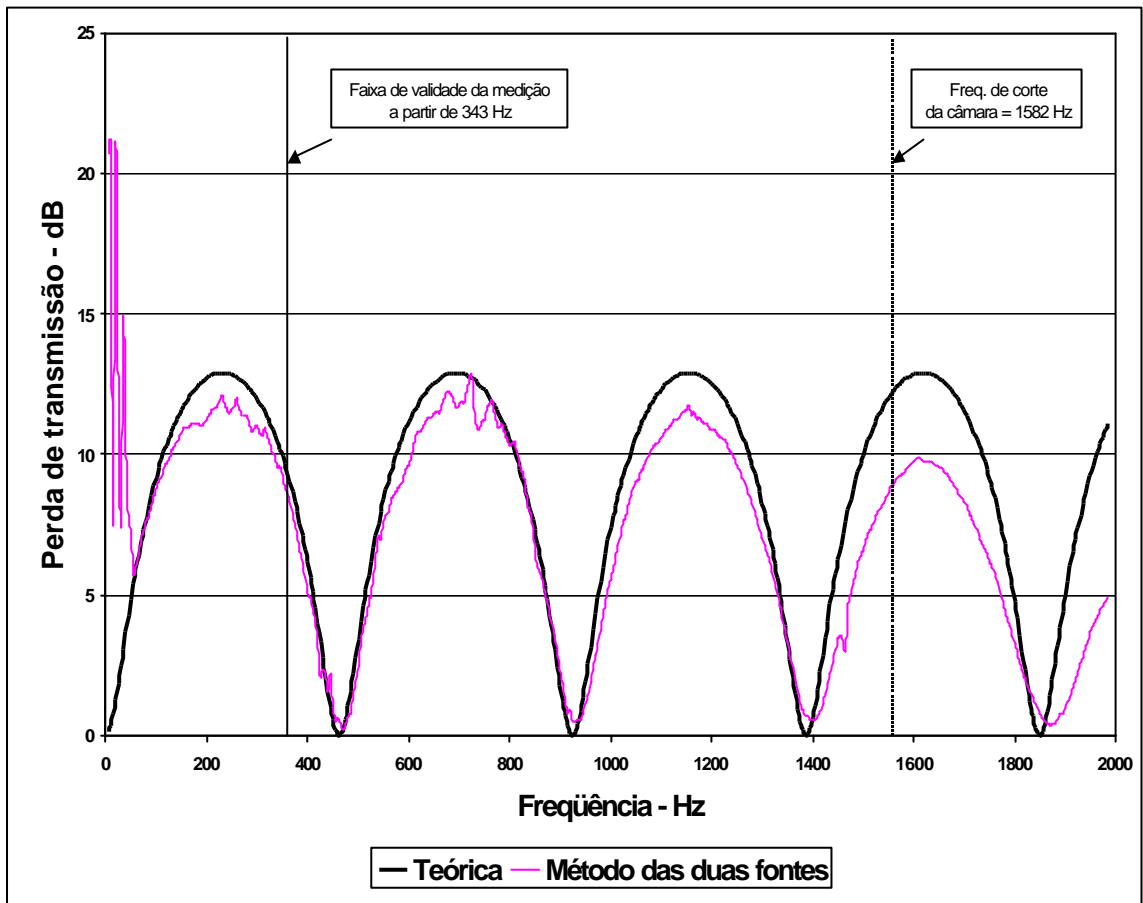


Figura 4.6 – Curva de perda de transmissão para a câmara de expansão simples: Método das duas fontes.

Câmara de expansão simples \varnothing dutos = 43 mm \varnothing câmara = 127 mm

Frequência de corte da câmara = 1582 Hz mm

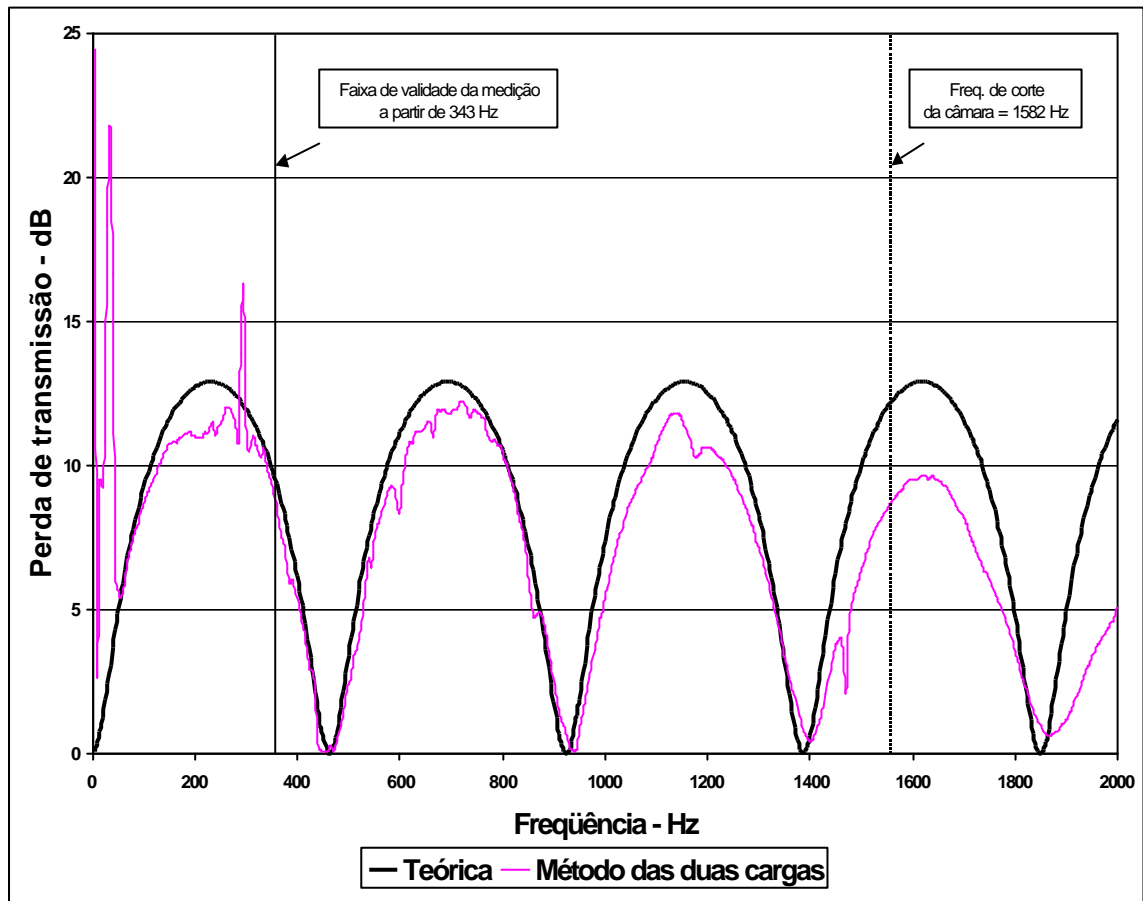
Método das duas cargas

Figura 4.7 – Curva de perda de transmissão para a câmara de expansão simples: Método das duas cargas.

CAPÍTULO 5

MÉTODOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

5.1 – Introdução

Hoje em dia, em função de uma nova realidade de mercado, num contexto de clientes exigentes, alta competitividade e ciclo de vida curto do produto, torna-se crucial abreviar o tempo de desenvolvimento de novos produtos, tais como o sistema de exaustão.

Uma metodologia capaz de substituir o método tradicional de desenvolvimento, descrito anteriormente, é a simulação numérica computacional. Utilizando-se da modelagem por elementos finitos (FEM), esta metodologia permite a predição de vários parâmetros acústicos na sua fase inicial de projeto, encurtando, assim, o processo de desenvolvimento.

Neste capítulo será descrita a metodologia para o cálculo do desempenho acústico de silenciadores usando o método dos elementos finitos.

5.2 – Método dos elementos finitos

As ondas acústicas propagadas internamente nas câmaras da maioria dos silenciadores comerciais, principalmente aquelas que contêm câmaras de fluxo reverso, são ondas tridimensionais por natureza.

Isto deveria desabonar a teoria unidimensional no domínio da frequência. O Método do Elementos Finitos (Finite Element Method – FEM) é uma técnica de discretização numérica de aproximação de soluções complexas.

Desenvolvido, originalmente, como uma ferramenta para análise estrutural, o método foi estendido para análise acústica por Gladwell *et all* e Craggs apud Munjal [24]. Entretanto, os estudos de propagação acústica em silenciadores foram iniciados, embora para um meio estacionário, por Young e Crocker apud Munjal [24]. Desde então, inúmeros estudos têm sido realizados sobre este assunto.

O procedimento de análise por elementos finitos consiste na discretização do elemento a ser estudado através da divisão do mesmo em vários sistemas equivalentes de elementos finitos.

Este método tem um número grande de vantagens em relação a outros métodos numéricos:

- É completamente genérico pois não tem limitação com respeito à geometria do silenciador e de seus componentes internos e às propriedades do meio;
- As condições de contorno em termos de pressão e velocidade podem ser especificadas em qualquer ponto do sistema;
- Uma melhoria na confiabilidade dos resultados pode ser obtida através do aumento do número de elementos ao qual o sistema está subdividido;
- Para variações senoidais isto é, trabalhando no domínio da frequência, este método gera matrizes simétricas definidas que podem ser resolvidas através de métodos padronizados, reduzindo, consideravelmente, a memória e o tempo computacional.

A análise acústica dos silenciadores estudados neste trabalho será realizada no software SYSNOISE[®], um programa que modela numericamente o comportamento acústico de um fluido e a interação deste com os corpos vibrantes através do método de elementos finitos.

O procedimento de modelagem de radiação acústica típica ignora a interação entre o fluido e as superfícies vibrantes. Este tipo de análise é conhecido como “problemas desacoplados”. No SYSNOISE[®], é possível, também, modelar a interação entre a superfície vibrante e o fluido que a envolve. Este tipo de

análise, conhecido como “problemas acoplados”, é geralmente aplicado quando a densidade do fluido não é desprezível em relação à densidade da estrutura vibrante, ou quando as estruturas vibrantes são muito flexíveis (muito finas).

A discretização do elemento analisado, ou seja, a análise de elementos finitos, será realizada em um outro software, o HYPERMESH[®]. Esse é um programa dedicado exclusivamente para a geração da malha de elementos finitos. Assim, após a geração da malha tridimensional do silenciador estudado, a mesma será analisada no SYSNOISE[®], para a determinação das propriedades acústicas do silenciador.

Um ponto importante a ser observado na análise por elementos finitos é que, para se garantir a simulação, é necessário que se tenha pelo menos 6 elementos por comprimento de onda da maior frequência de interesse.

5.3 – Cálculo da perda de transmissão

Como dantes dito no capítulo 3, a perda de transmissão de um silenciador pode ser calculada utilizando-se o método da matriz de transferência. Neste método, os dutos de entrada e saída do silenciador acústico possuem, respectivamente, pressões p_1 e p_2 e velocidades de partícula u_1 e u_2 . Assim, o silenciador pode ser representado pelas seguintes equações:

$$p_1 = A.p_2 + B.u_2 \quad (5.1)$$

e

$$u_1 = C.p_2 + D.u_2, \quad (5.2)$$

ou, em forma matricial:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix}, \quad (5.3)$$

onde A , B , C e D são os parâmetros de quatro pólos da matriz de transferência que devem ser determinados para o cálculo da perda de transmissão.

Tal matriz obedece à teoria da reciprocidade, estando seus termos relacionados por:

$$A.D - B.C = 1 . \quad (5.4)$$

Na determinação desses parâmetros de quatro pólos, são necessários dois conjuntos de condições de contorno diferentes, conforme demonstrado na figura 5.1.

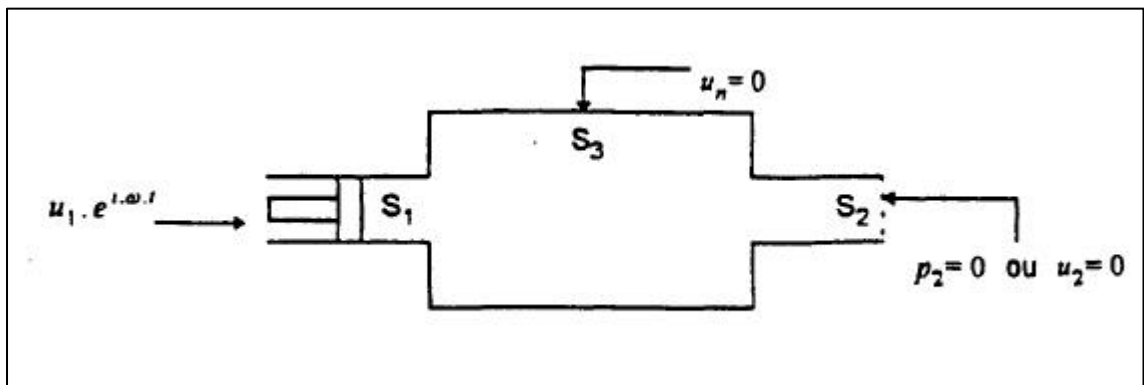


Figura 5.1 – Condições de contorno aplicadas ao modelo.

Para a determinação dos parâmetros de A e C , consideram-se uma velocidade de partícula igual a zero ($u_2 = 0$) na área da seção transversal S_2 do duto de saída e, na área da seção transversal S_1 , uma distribuição de velocidade de partícula plana com amplitude unitária ($u_1 = 1$). Nas áreas restantes do silenciador (S_3), consideradas como sendo rígidas, considera-se uma velocidade de partícula normal a superfície igual a zero ($u_n = 0$). No Sysnoise[®], essa última condição é considerada automaticamente para as seções livres para as quais não foram consideradas quaisquer condições de contorno.

Para a determinação dos parâmetros restantes, B e D , deve-se considerar uma pressão igual a zero na área da seção transversal S_2 do duto de saída ($p_2 = 0$), mantendo as mesmas condições de contorno nas outras seções. Ao invés de utilizar uma velocidade de partícula plana no duto de entrada, pode-se utilizar também uma distribuição de pressão plana na seção S_1 ($p_1 = 1$). Após a análise na faixa de freqüências desejada, utilizando-se, assim, os dois

conjuntos de condições de contorno, os parâmetros de quatro pólos, então, podem ser obtidos por:

$$A = \left. \frac{p_1}{p_2} \right|_{v_2=0} ; B = \left. \frac{p_1}{v_2} \right|_{p_2=0} ; C = \left. \frac{v_1}{p_2} \right|_{v_2=0} ; D = \left. \frac{v_1}{v_2} \right|_{p_2=0} . \quad (5.5)$$

O uso da matriz de transferência impõe uma importante restrição que limita a frequência máxima de análise à frequência de corte dos dutos de entrada e saída, de modo que se tenha somente propagação de ondas planas nos mesmos (ver equação 3.53).

Uma vez determinados os quatro parâmetros, a perda de transmissão pode ser, então, calculada por [12]:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{1}{2} \left(A + \frac{B}{r \cdot c} + C \cdot r \cdot c + D \right) \right| , \quad (5.6)$$

considerando-se as áreas de entrada e saída dos dutos iguais, onde:

r é a densidade do meio [kg/m³];

c é a velocidade do som do meio [m/s].

Existe um outro método, mais rápido que o anterior, para o cálculo da perda de transmissão, que considera apenas um conjunto de condições de contorno. Desta maneira, é necessário que o duto de saída tenha uma terminação anecóica, ou seja, deve ser considerada uma impedância igual à impedância acústica do meio ($Z = r \cdot c$) como condição de contorno na seção S_2 do duto de saída. No duto de entrada, como no método anterior, considera-se uma distribuição de velocidade de partícula plana ou de pressão acústica plana ($p_1 = 1$ ou $u_1 = 1$). Nas outras seções, as condições de contorno também permanecem inalteradas (Figura 5.2).

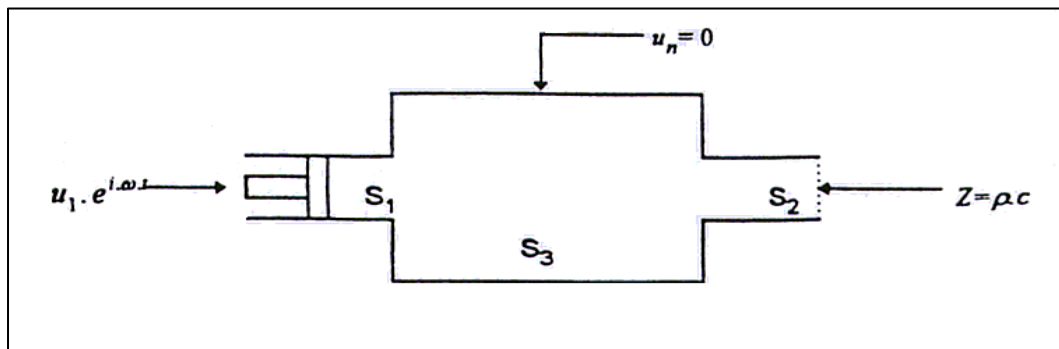


Figura 5.2 Condições de contorno aplicadas ao modelo.

Após a análise para a faixa de frequências desejada e, mantendo armazenadas as pressões e velocidades para um ponto qualquer nos dutos de entrada e saída, a perda de transmissão pode calculada por [24]:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left[\frac{p_1 + r \cdot c \cdot u_1}{2 \cdot r \cdot c \cdot u_2} \right] = 20 \cdot \log_{10} \left[\frac{p_1 + r \cdot c \cdot u_1}{2 \cdot p_2} \right], \quad (5.7)$$

onde:

p_1 é a pressão acústica no duto de entrada [N/m²];

u_1 é a velocidade de partícula no duto de entrada [m/s];

u_2 é a velocidade de partícula no duto de saída [m/s];

p_2 é a pressão acústica no duto de saída [N/m²].

Neste método, como no anterior, também considera-se somente propagação de ondas planas nos dutos de entrada e saída.

5.4 – Silenciadores com elementos perfurados

A performance de silenciadores com câmaras internas com dutos perfurados, como os ressonadores concêntricos, que se caracterizam basicamente por um tubo perfurado envolto por uma câmara de expansão, são governados pela mudança de impedância dos furos devido à variação da velocidade acústica de partícula através dos mesmos.

É, portanto, um parâmetro muito importante na análise aeroacústica de silenciadores. Esta impedância é uma função complexa de variáveis físicas, tais como a porosidade (assumida ser uniforme ao longo do silenciador), a velocidade de fluxo através dos furos, o diâmetro e a espessura do tubo, mas praticamente independente do diâmetro dos furos.

A impedância acústica de transferência de elementos perfurados é caracterizada normalmente por uma faixa de regime linear (para baixa velocidade acústica normal através dos furos – aproximadamente para um nível de pressão sonora menor que 120 dB) e por uma faixa de regime não-linear (para alta velocidade acústica normal através dos orifícios) [22]. Neste trabalho, as análises ficaram restritas à faixa de regime linear. Também não será considerada a presença de fluxo de gases.

Thieme [26] realizou um comparativo entre diversas equações propostas por vários pesquisadores e concluiu que as equações utilizadas por Kimura [12] apresentaram bons resultados nas condições descritas anteriormente (faixa de regime linear e não presença de fluxo de gases).

Kimura [12], então, usou as equações de Bauer para expressar a impedância acústica de perfurados, conforme a seguir:

$$\mathbf{z} = \mathbf{q} + i \cdot \mathbf{c} \quad , \quad (5.7)$$

onde:

$$\mathbf{q} = \left(\frac{\sqrt{8 \cdot m \cdot r \cdot w}}{\mathbf{s} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{c}} \right) \left(1 + \frac{t}{d_h} \right) + \left(\frac{0,3 \cdot M_\infty}{\mathbf{s}} \right) + \left(\frac{1,15 \cdot M_n}{\mathbf{s}^2} \right)$$

e

$$\mathbf{c} = \left(\frac{k}{\mathbf{s}} \right) \left(t + \frac{a_0}{d_h} \right) ,$$

onde:

m = viscosidade do fluido – $1,85 \cdot 10^{-5}$ [Kg/ms];

r = densidade do fluido – 1,225 [Kg/m³];

w = frequência angular [rad/s];

s = porosidade do elemento perfurado (área aberta / área fechada);

c = velocidade do som no fluido [m/s];

t = espessura da parede do tubo [m];

d_h = diâmetro dos furos [m];

M_∞ = número de Mach da velocidade de escoamento tangencial aos furos;

M_n = número de Mach da velocidade de escoamento através dos furos;

$i = \sqrt{-1}$;

k = número de onda = w / c ;

a_0 = fator de correção devido à interação entre os furos.

Conforme indicação de Kimura [12], o fator de correção a_0 utilizado neste trabalho foi baseado em estudos feitos por Melling e pode ser obtido por:

$$a_0 = 0,85 \cdot y(\mathbf{x}) . \quad (5.8)$$

Definindo a variável $\mathbf{x} = \frac{d_h}{d_f}$, a função $y(\mathbf{x})$ é conhecida como a função de Fok

e é dada por:

$$y(\mathbf{x}) = 1 + a_1 \mathbf{x} + a_2 \mathbf{x}^2 + a_3 \mathbf{x}^3 + a_4 \mathbf{x}^4 + a_5 \mathbf{x}^5 + a_6 \mathbf{x}^6 + a_7 \mathbf{x}^7 + a_8 \mathbf{x}^8, \quad (5.9)$$

onde:

d_f = distância entre os furos [m];

$a_1 = - 1,4092$;

$a_5 = 0,06793$;

$a_2 = 0$;

$a_6 = - 0,02287$;

$a_3 = 0,33818$;

$a_7 = 0,03015$;

$a_4 = 0$;

$a_8 = - 0,01641$.

5.5 – Simulação numérica

Para verificar a precisão dos resultados das simulações implementadas no Sysnoise[®], e confrontá-las experimentalmente na bancada de testes, através da medição da perda de transmissão, foi feita a análise de uma câmara de expansão simples em função da simplicidade de modelamento e de cálculo.

A câmara de expansão utilizada na análise pelo Método dos Elementos Finitos, de dimensões descritas na Figura 5.3, teve sua malha tridimensional gerada utilizando-se elementos lineares de volume (Figura 5.4).

Embora essa câmara de expansão tenha simetria em relação a um dos eixos, não foi considerada a opção de análise por axi-simetria disponível no Sysnoise[®].

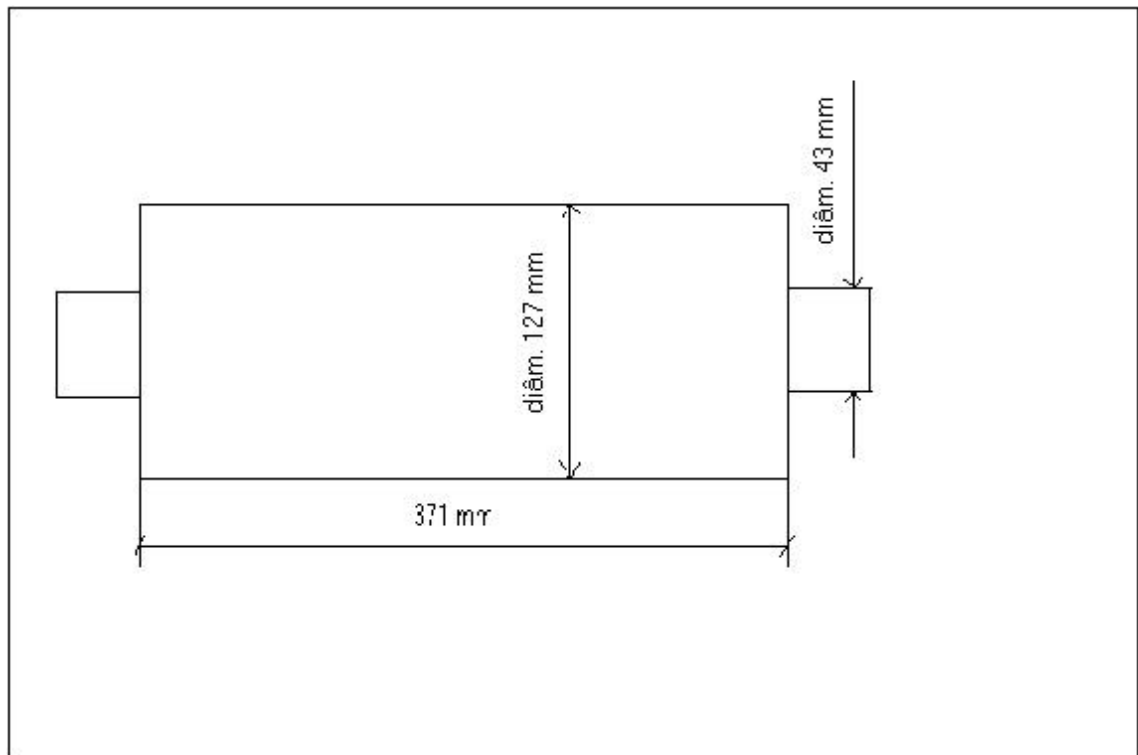


Figura 5.3 – Dimensões da câmara de expansão simples.

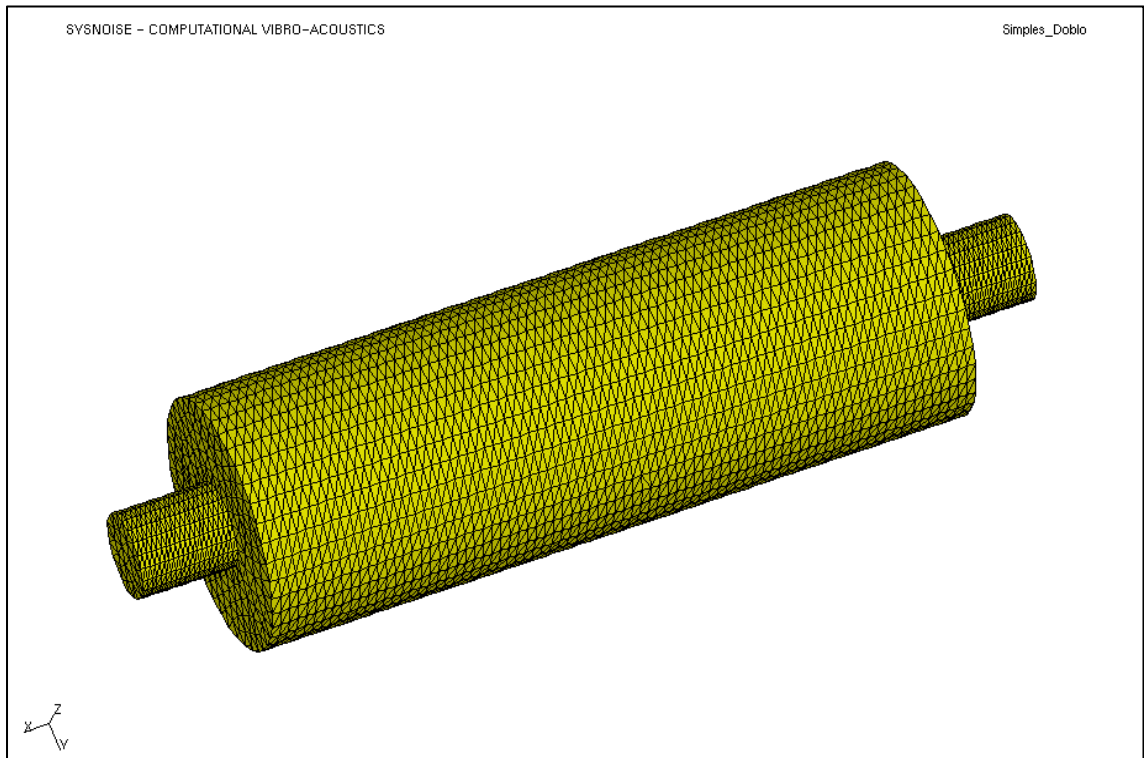


Figura 5.4 – Malha tridimensional de elementos finitos da câmara de expansão simples.

A figura 5.5 mostra o comparativo da predição pelo método dos elementos finitos feito no Sysnoise[®] com o cálculo através da teoria da onda plana. Pode-se notar uma excelente concordância entre os resultados em toda a faixa de frequências de medição.

Câmara de expansão simples
Comparativo Sysnoise[®] x Teoria da onda plana

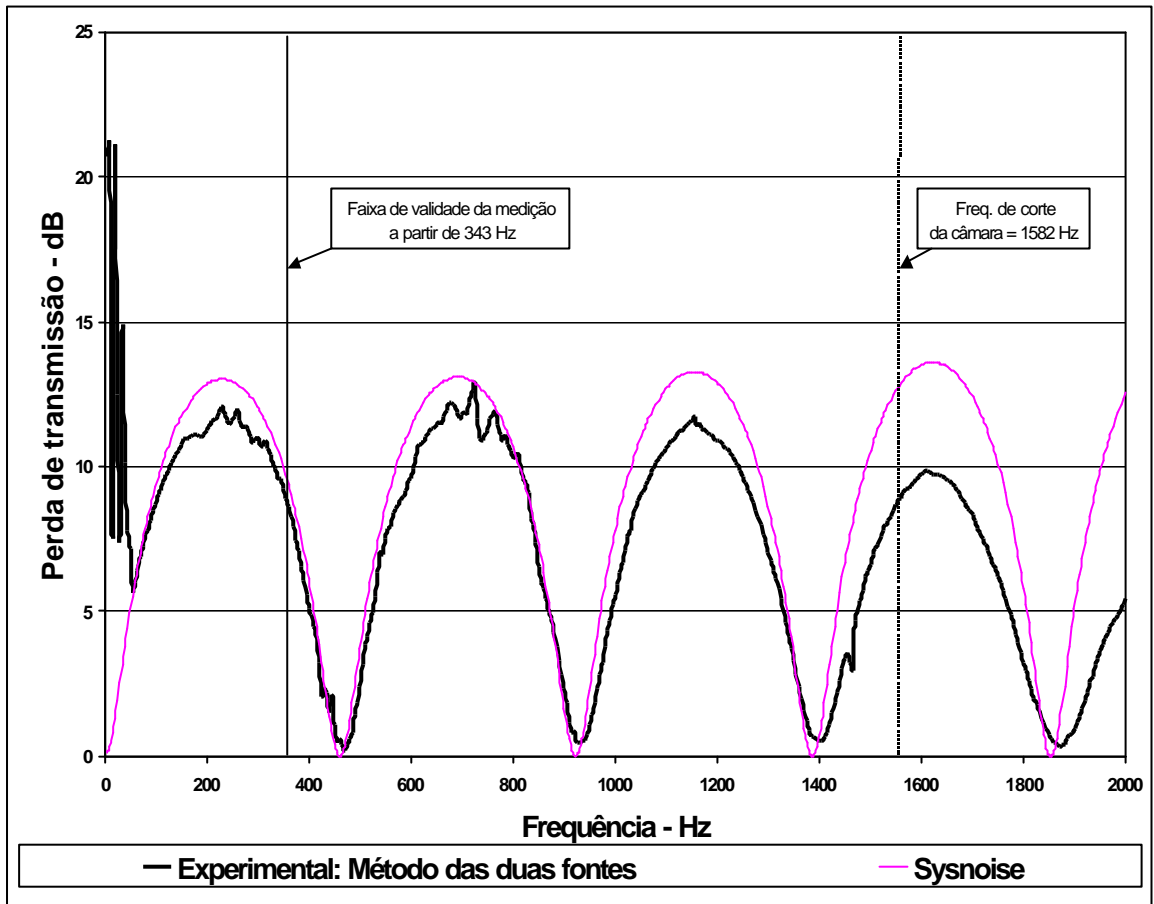


Figura 5.5 – Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise[®].

A figura 5.6 mostra o comparativo da medição experimental através do método das duas fontes com a predição pelo método dos elementos finitos feita no Sysnoise[®]. Pode-se notar uma boa concordância entre os resultados na faixa de frequências de medição válida.

Câmara de expansão simples Comparativo Sysnoise[®] x Medição experimental

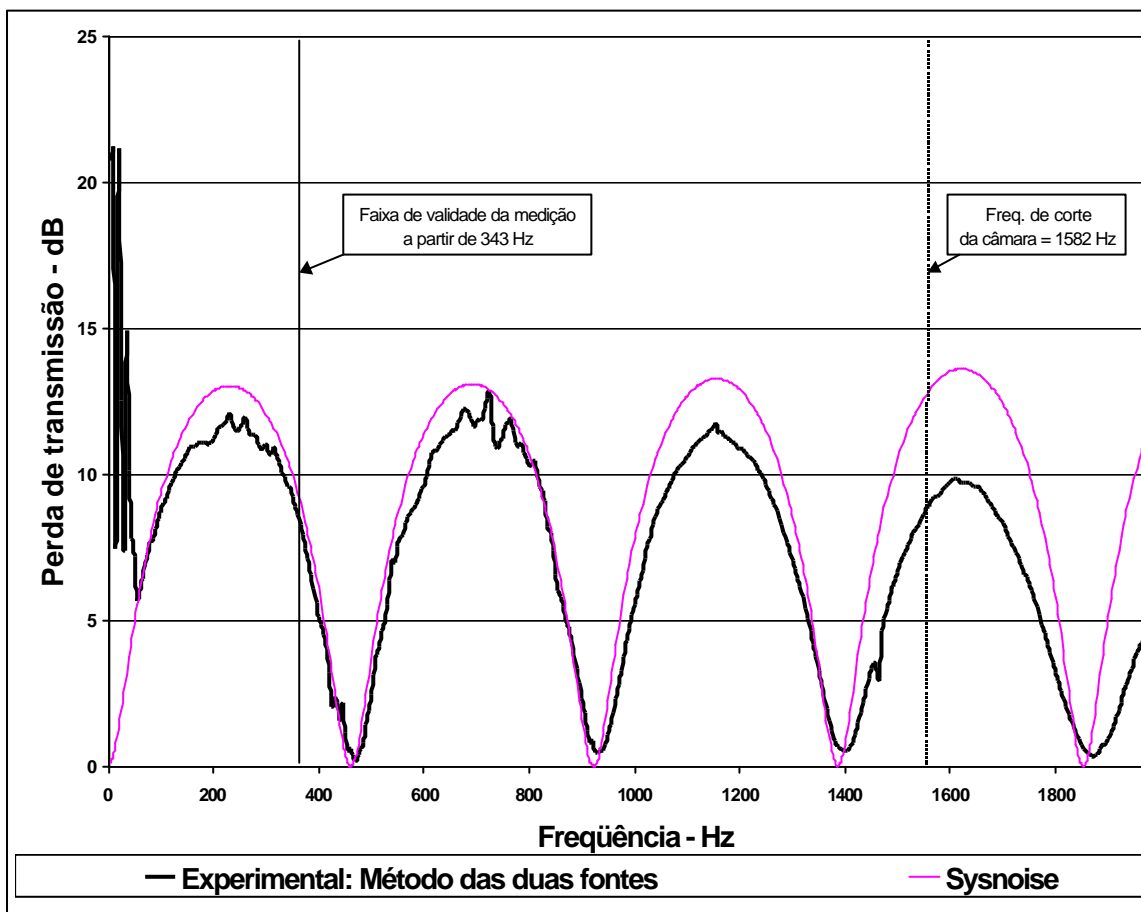


Figura 5.6 – Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm: Medição experimental x Predição FEM no Sysnoise[®].

A figura 5.7 mostra a distribuição do nível de pressão sonora na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz.

Câmara de expansão simples
 λ dutos = 43 mm
 λ câmara = 127 mm
Comprimento da câmara = 371 mm

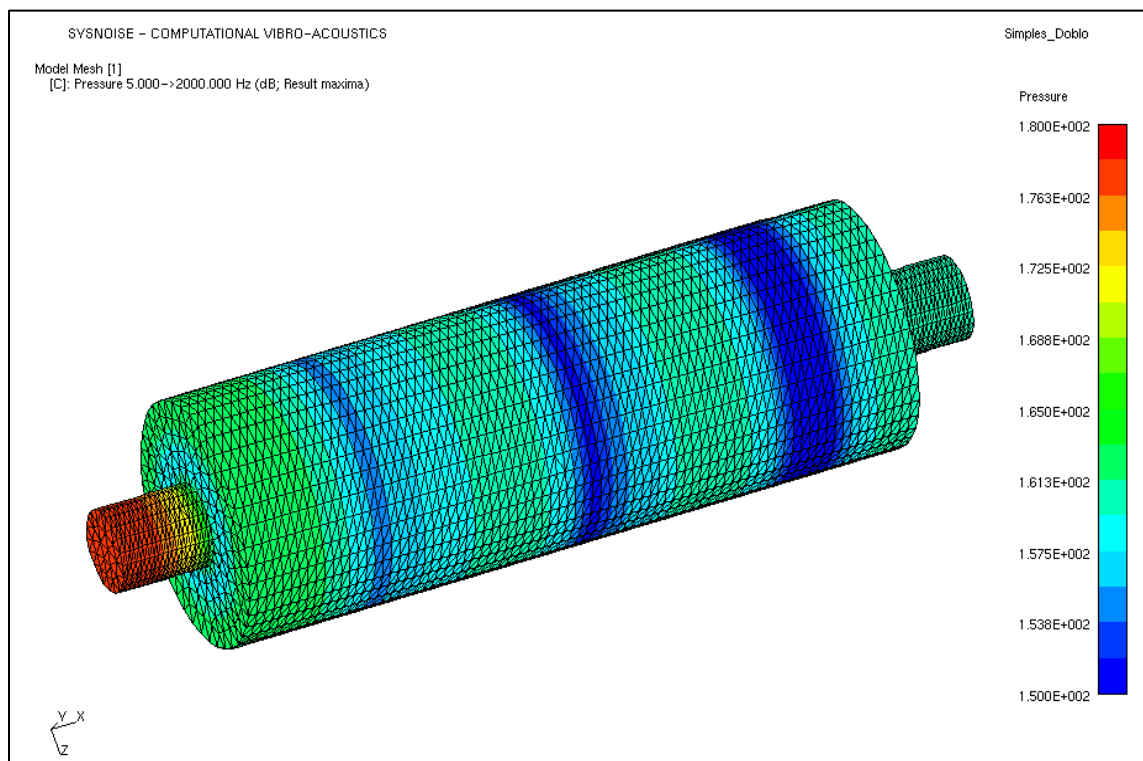


Figura 5.7 – Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz.

As figuras 5.8 e 5.9 mostram a distribuição de pressão sonora nas frequências de 460 Hz e 690 Hz que correspondem, respectivamente, aos pontos de mínima e máxima atenuação da câmara de expansão simples.

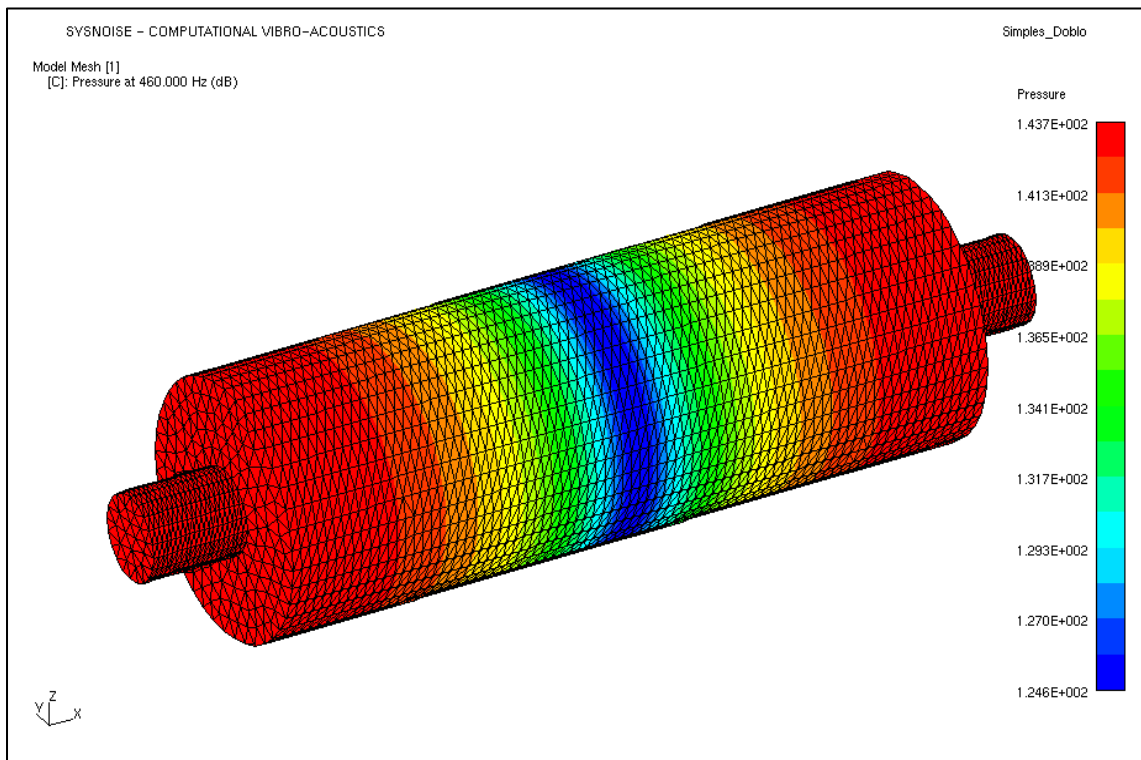


Figura 5.8 – Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm na frequência de 460 Hz (mínima atenuação).

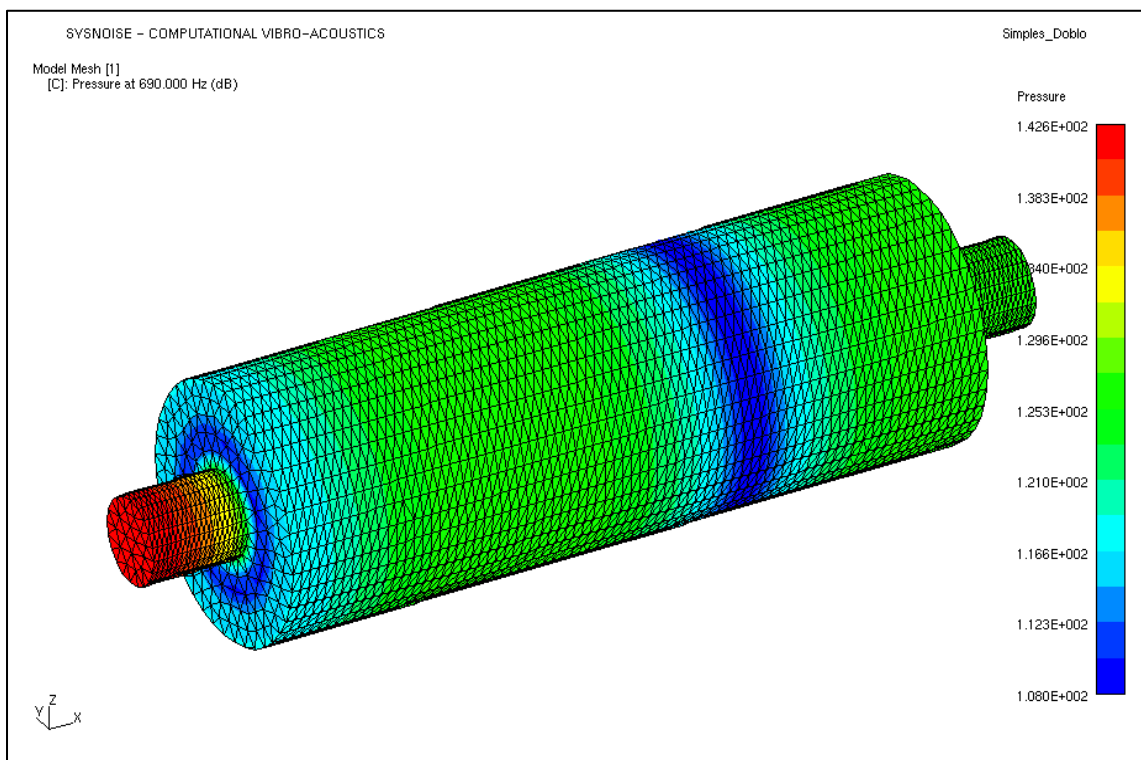


Figura 5.9 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 371 mm na frequência de 690 Hz (máxima atenuação).

CAPÍTULO 6

ANÁLISE DE OUTRAS CONFIGURAÇÕES DE SILENCIADORES

6.1 – Introdução

No projeto de silenciadores, normalmente faz-se uso de elementos perfurados, câmaras de expansão colocadas em série, câmaras de perfil elíptico e materiais absorventes, para melhorar a performance dos mesmos.

Neste capítulo, será feita a análise de configurações de silenciadores derivadas da câmara de expansão simples, com variação do diâmetro e comprimento da câmara, comparando a predição obtida pelo Sysnoise[®] (FEM) com os resultados teóricos da teoria da onda plana.

Além destas análises, será, ainda, feita a análise de um silenciador veicular real existente hoje no veículo Fiat Stilo.

6.2 – Medição experimental

As medições experimentais da perda de transmissão são realizadas utilizando-se a técnica do Método das duas fontes, conforme apresentado nos capítulos 3 e 4.

Como já exposto em oportunidade anterior, nos protótipos analisados os dutos de entrada e saída serão de PVC rígido com diâmetro interno de 43 mm e espaçamento entre microfones de 50 mm. Como mostrado no capítulo 4, para este espaçamento de microfone, a faixa de validade das medições será:

$$343\text{Hz} < f < 2744\text{Hz} .$$

Foram consideradas nas medições experimentais e na simulação no Sysnoise[®] a temperatura ambiente de T=20°C e a ausência de fluxo de gases.

A frequência máxima de análise foi limitada a 2000 Hz, pois atende à faixa de frequência de interesse (até 1000 Hz).

6.3 – Câmara de expansão simples com variação do comprimento

Para se verificar o comportamento das câmaras de expansão frente a uma variação do comprimento da câmara, realizou-se um comparativo entre a predição por FEM realizada no Sysnoise[®] com os resultados apresentados pela equação (4.1) da teoria da onda plana. Não foram realizadas medições experimentais devido à indisponibilidade de protótipos nas dimensões apresentadas a seguir.

Foram realizados estudos de uma câmara de expansão simples nos comprimentos de 371 mm, 471 mm e 571 mm, mantendo-se fixo o diâmetro da câmara de 127 mm. Os resultados são apresentados a seguir.

A figura 6.1 mostra a predição por FEM, feita no Sysnoise[®], da perda de transmissão da câmara de expansão simples com o comprimento de 471 mm, comparada com o cálculo através da teoria da onda plana. Nota-se uma excelente concordância entre os resultados.

As figuras 6.2 a 6.4 mostram as distribuições de pressão sonora no interior destas câmaras na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz e nas frequências de mínima e máxima atenuações.

Câmara de expansão simples
 \varnothing dutos = 43 mm
 \varnothing câmara = 127 mm
 Comprimento da câmara = 471 mm
 Frequência de corte da câmara = 1582 Hz

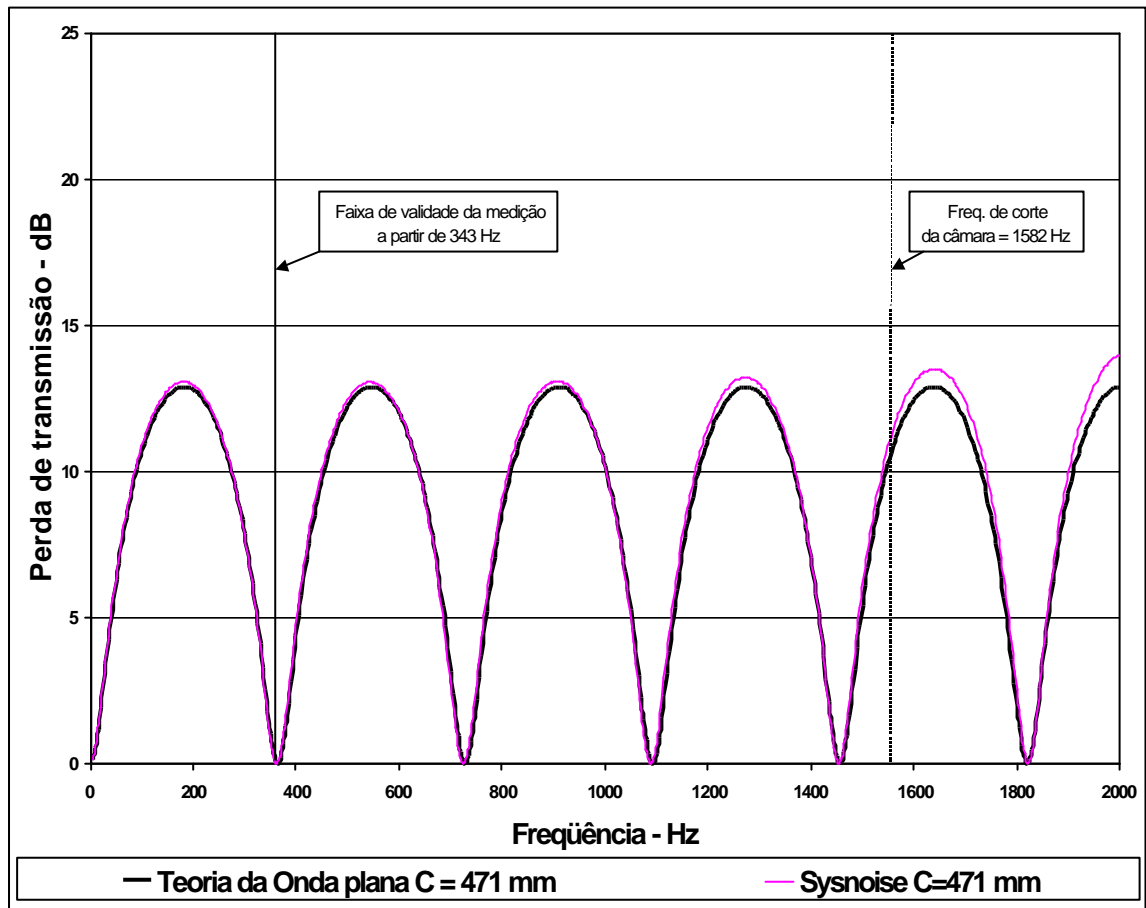


Figura 6.1: Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise®.

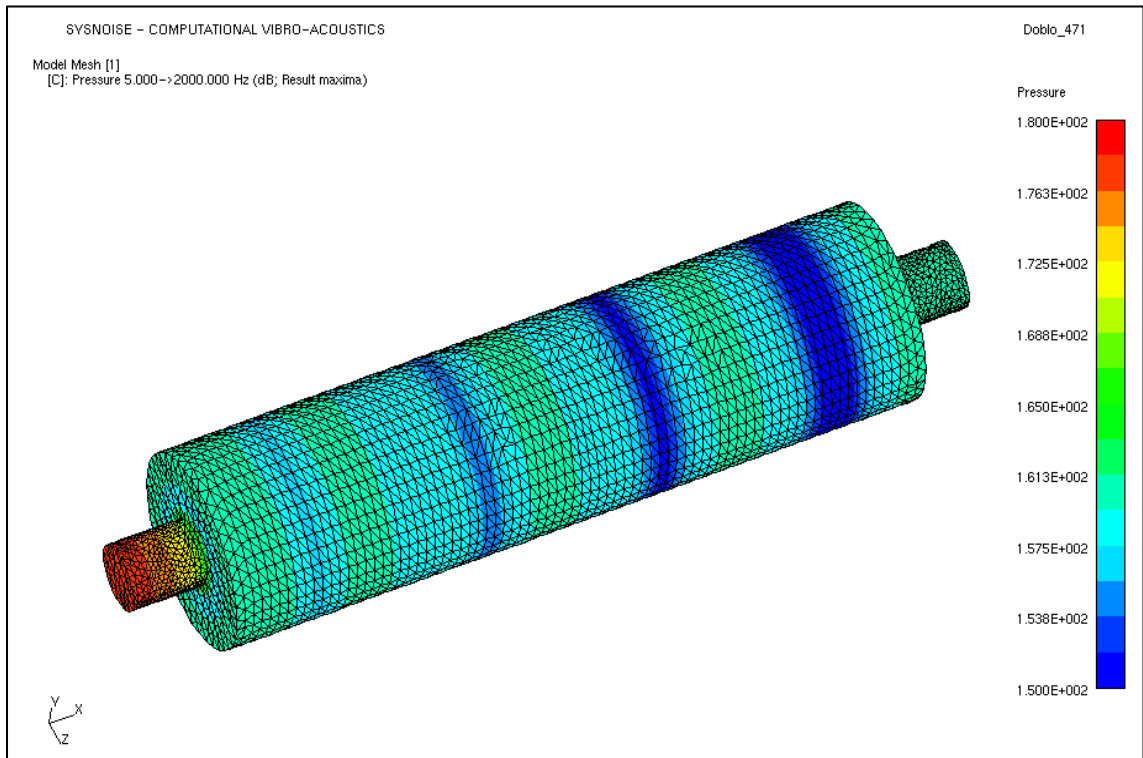


Figura 6.2 – Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.

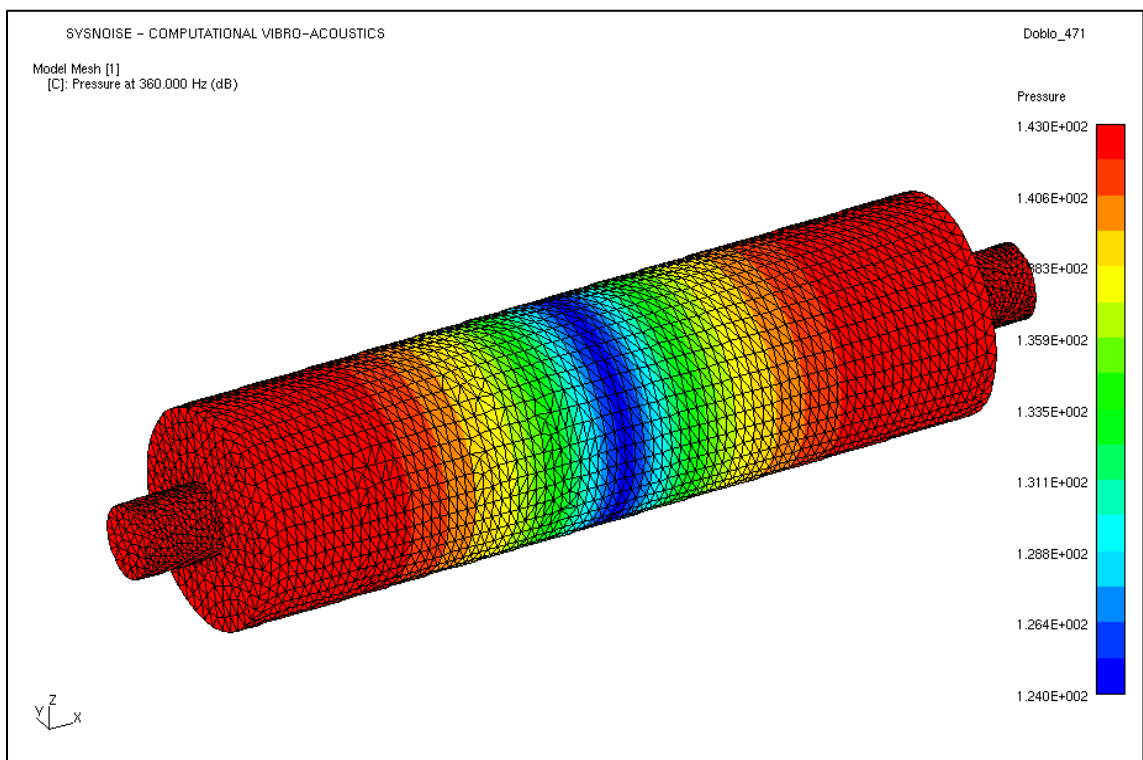


Figura 6.3 – Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm na freqüência de 360 Hz (mínima atenuação).

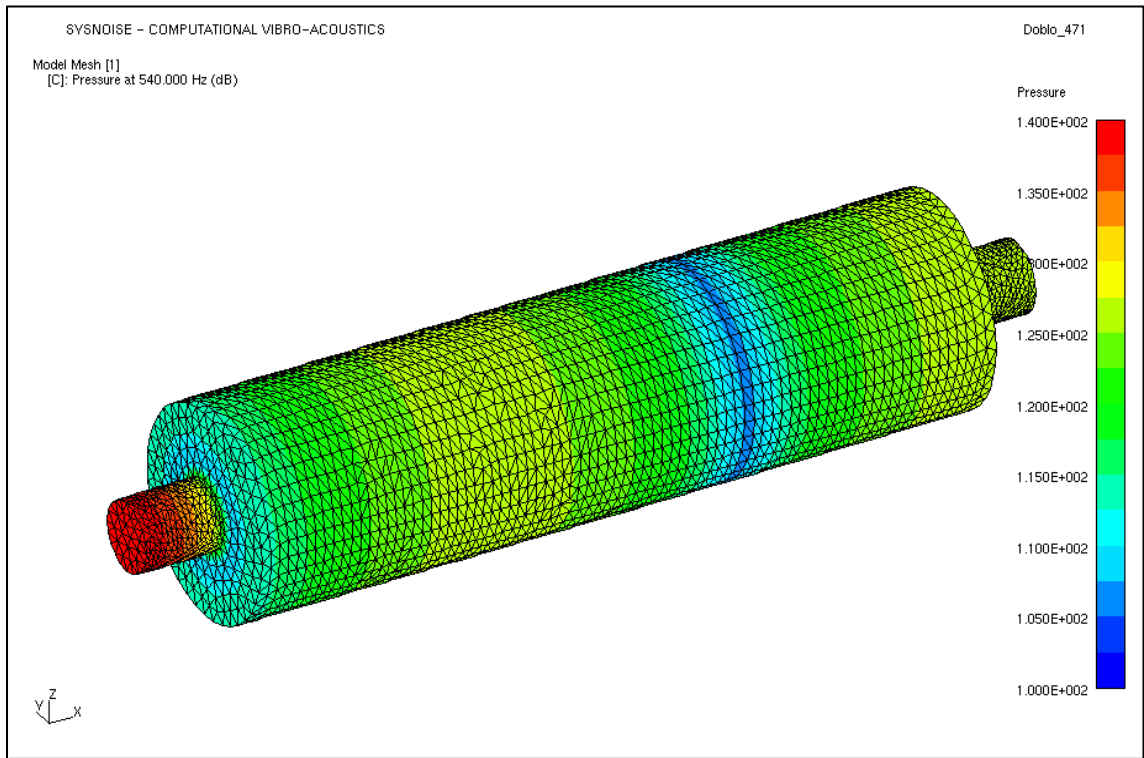


Figura 6.4 – Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 471 mm na frequência de 540 Hz (máxima atenuação).

A figura 6.5 mostra a predição por FEM, feita no Sysnoise[®], da perda de transmissão da câmara de expansão simples com o comprimento de 571 mm, comparada com o cálculo através da teoria da onda plana. Novamente, nota-se uma excelente concordância entre os resultados.

As figuras 6.6 a 6.8 mostram as distribuições de pressão sonora no interior desta câmaras na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz e nas frequências de mínima e máxima atenuações.

Câmara de expansão simples
 \varnothing dutos = 43 mm
 \varnothing câmara = 127 mm
 Comprimento da câmara = 571 mm
 Frequência de corte da câmara = 1582 Hz

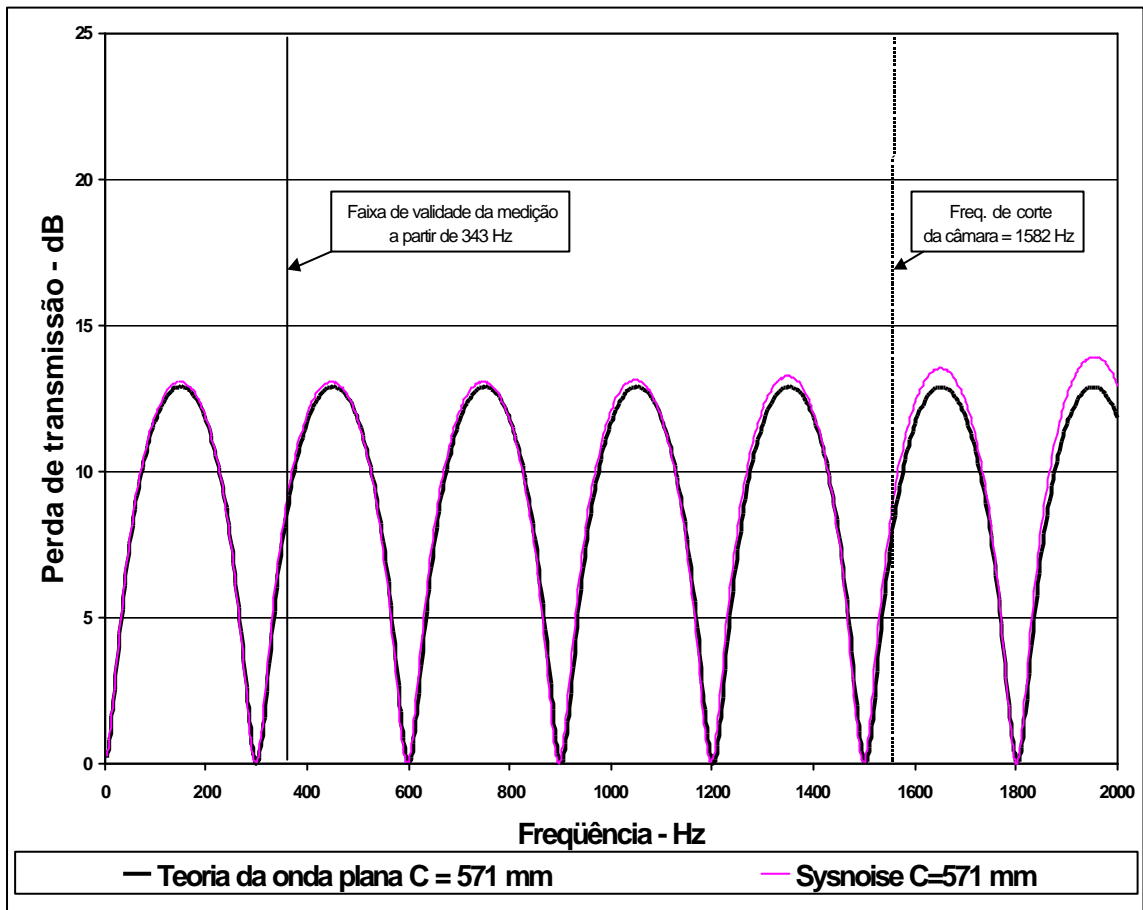


Figura 6.5 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise®.

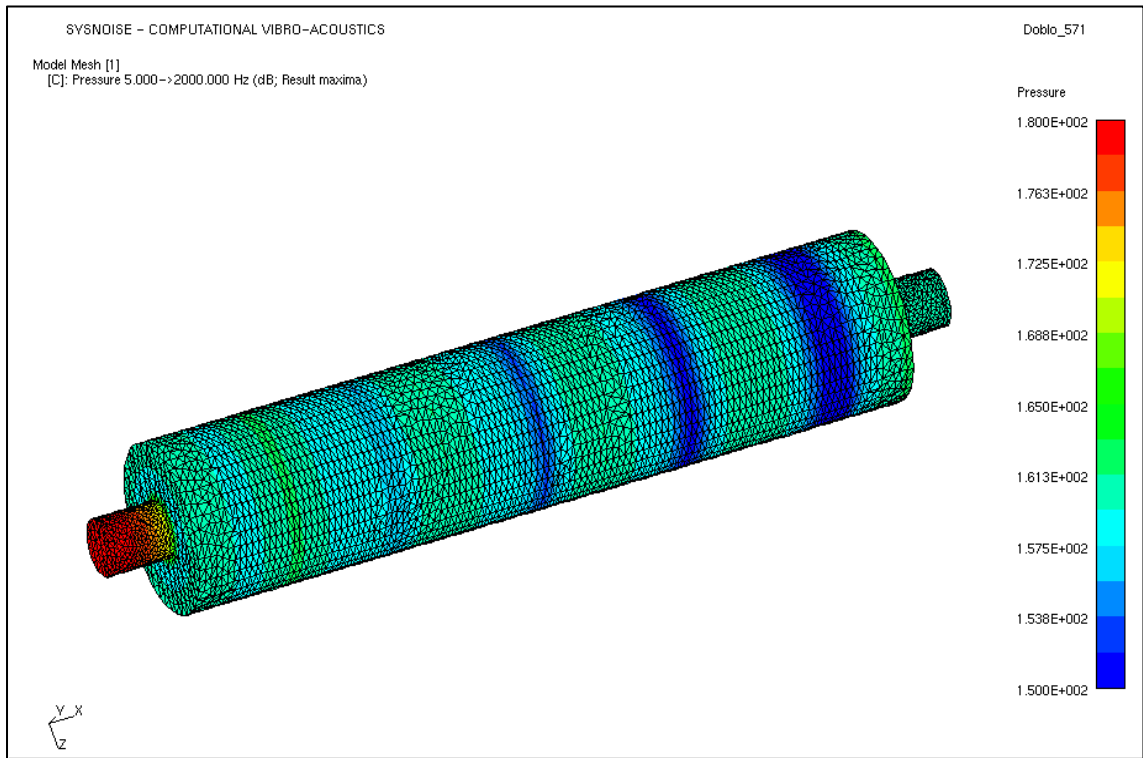


Figura 6.6 – Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.

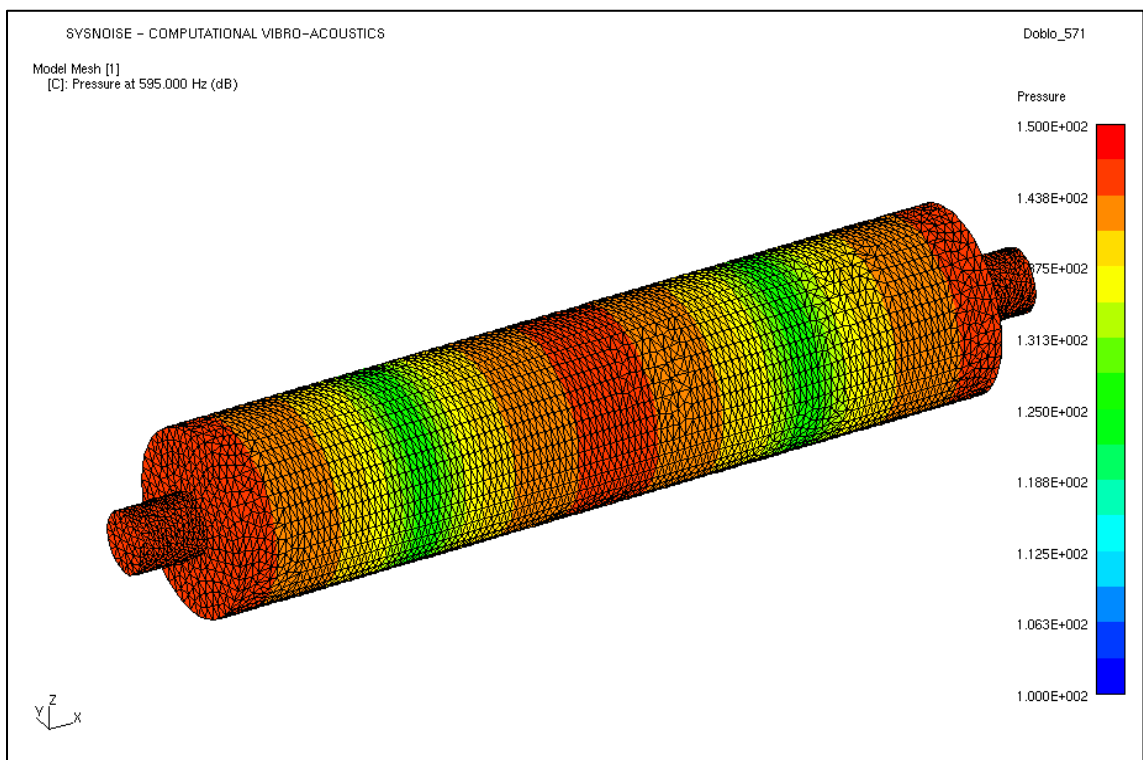


Figura 6.7 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm na freqüência de 595 Hz (mínima atenuação).

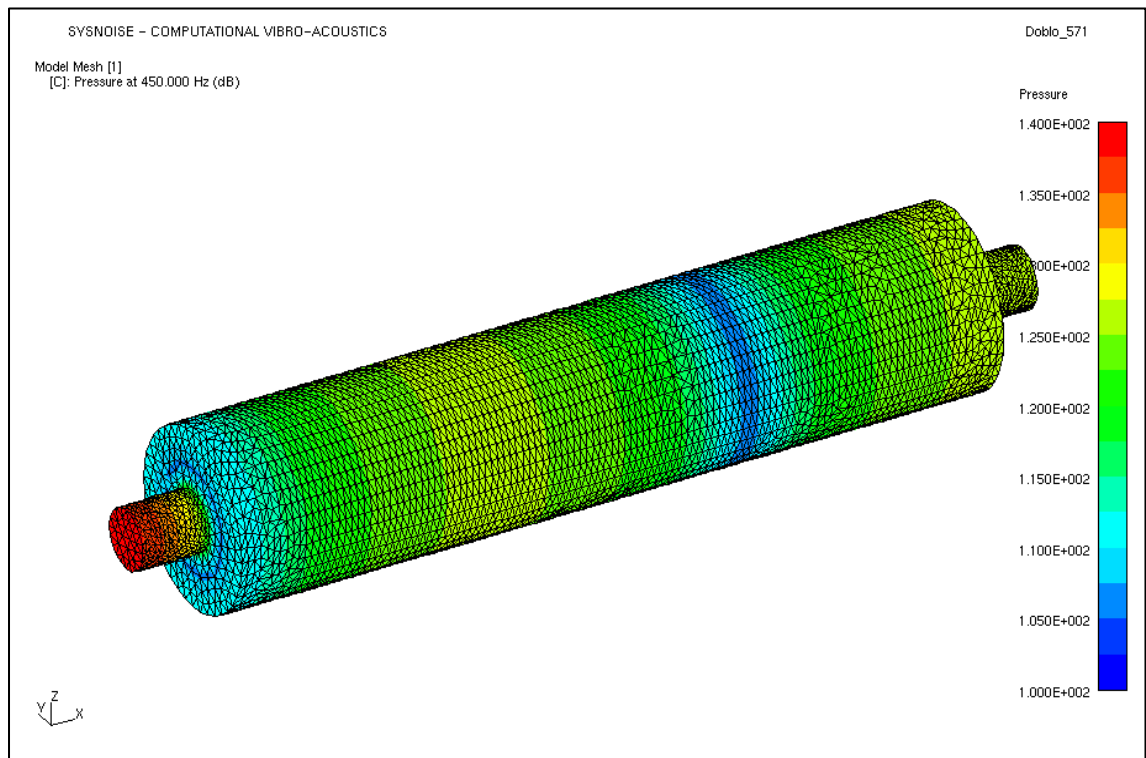


Figura 6.8 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com comprimento 571 mm na frequência de 450 Hz (máxima atenuação).

A figura 6.9 mostra o comparativo das perdas de transmissão em função da variação do comprimento da câmara de expansão.

Câmara de expansão simples

Δ dutos = 43 mm

Δ câmara = 127 mm

Comprimento da câmara = 371 mm, 471 mm e 571 mm

Frequência de corte da câmara = 1582 Hz

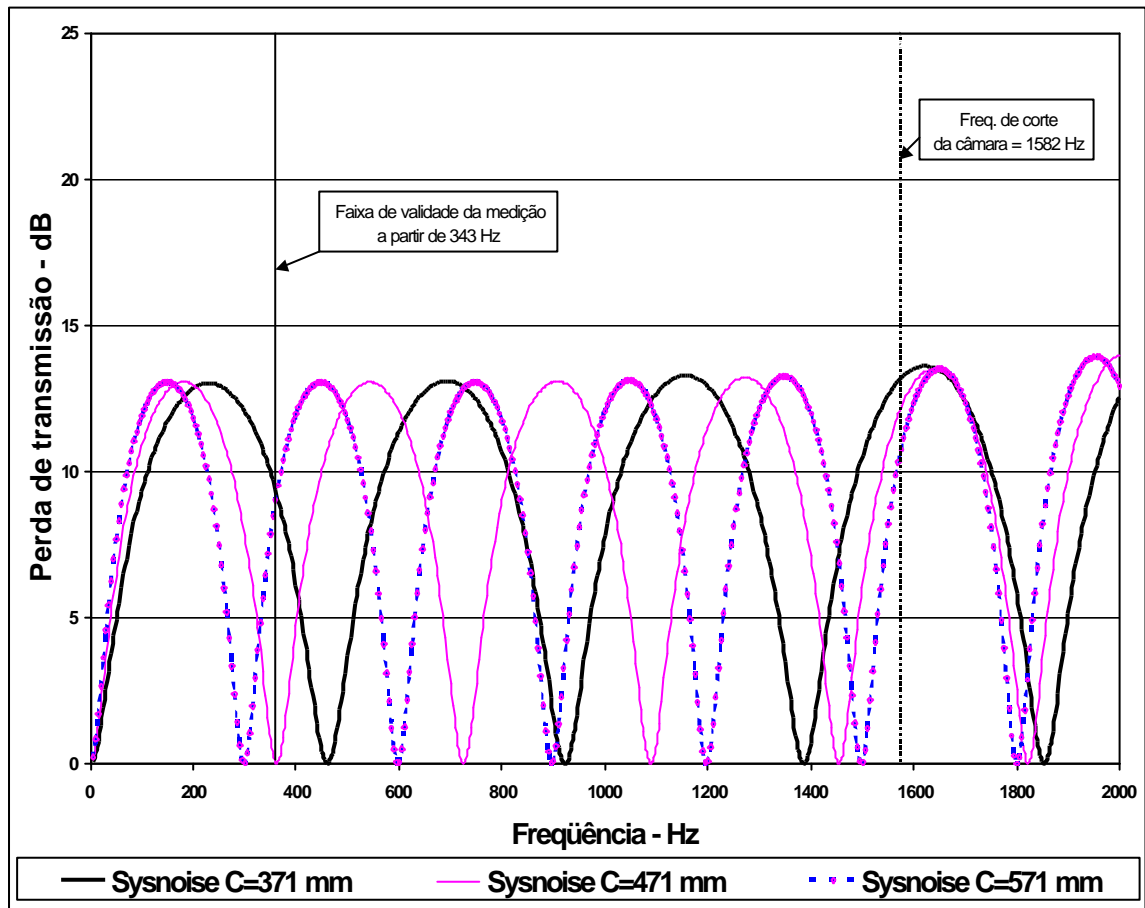


Figura 6.9 – Comparativo de predição no Sysnoise® da perda de transmissão em função da variação do comprimento da câmara.

6.4 – Câmara de expansão simples com variação do diâmetro

Outro ponto relevante, no estudo das câmaras de expansão, é a verificação do comportamento das mesmas frente a uma variação do diâmetro da câmara. Novamente, realizou-se um comparativo entre a predição por FEM realizada no Sysnoise com os resultados apresentados pela equação (4.1) da teoria da onda plana. Não foram realizadas medições experimentais devido à indisponibilidade de protótipos nas referidas dimensões.

Foram feitos estudos de uma câmara de expansão simples com os diâmetros de 127 mm e 190,5 mm, mantendo-se fixo o comprimento da câmara de 371 mm. Os resultados são apresentados a seguir.

A figura 6.10 mostra a predição por FEM, feita no Sysnoise[®], da perda de transmissão da câmara de expansão simples com o diâmetro de 190,5 mm, comparada com o cálculo através da teoria da onda plana. Nota-se uma excelente concordância entre os resultados.

As figuras 6.11 a 6.13 mostram as distribuições de pressão sonora no interior destas câmaras na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz e nas frequências de mínima e máxima atenuações.

Câmara de expansão simples
 λ dutos = 43 mm
Comprimento da câmara = 371 mm
 λ câmara = 190,5 mm
Frequência de corte da câmara = 1055 Hz

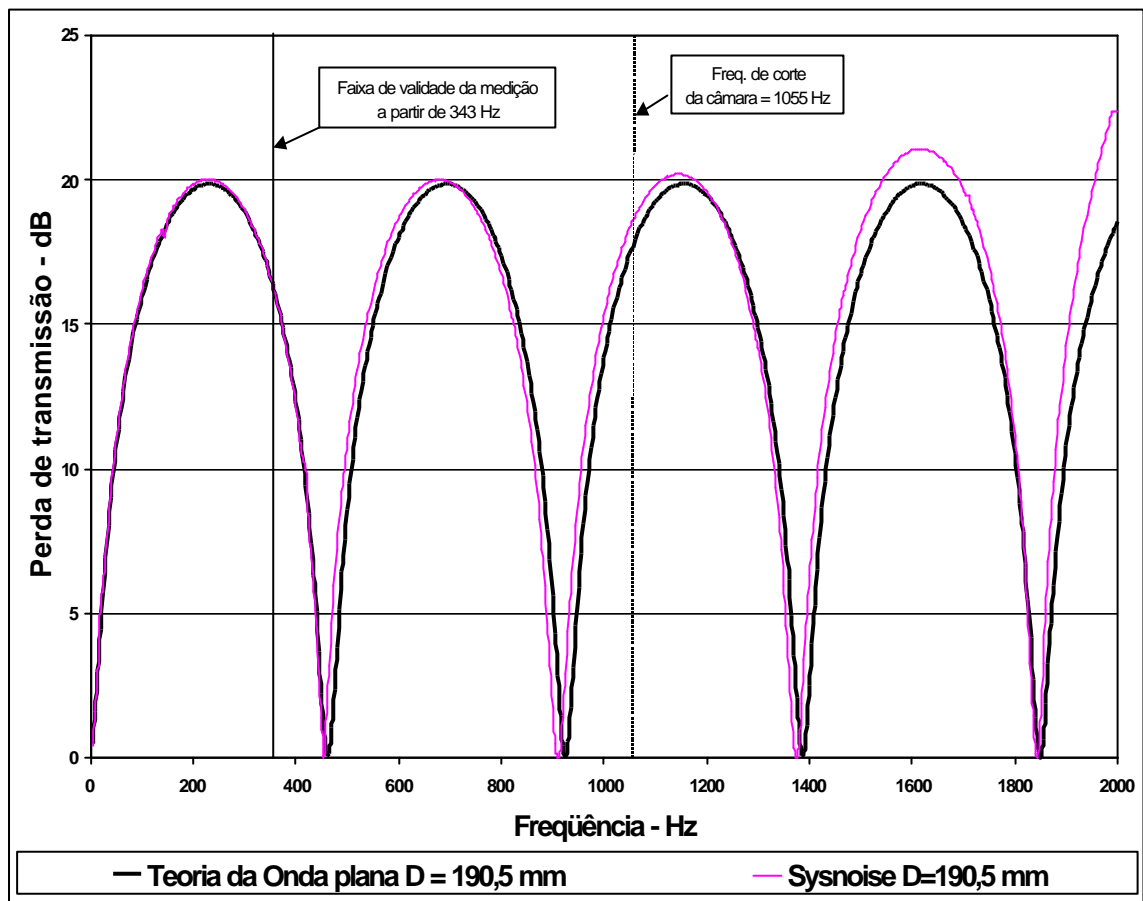


Figura 6.10 - Perda de transmissão da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm: Teoria da onda plana x Predição FEM no Sysnoise®.

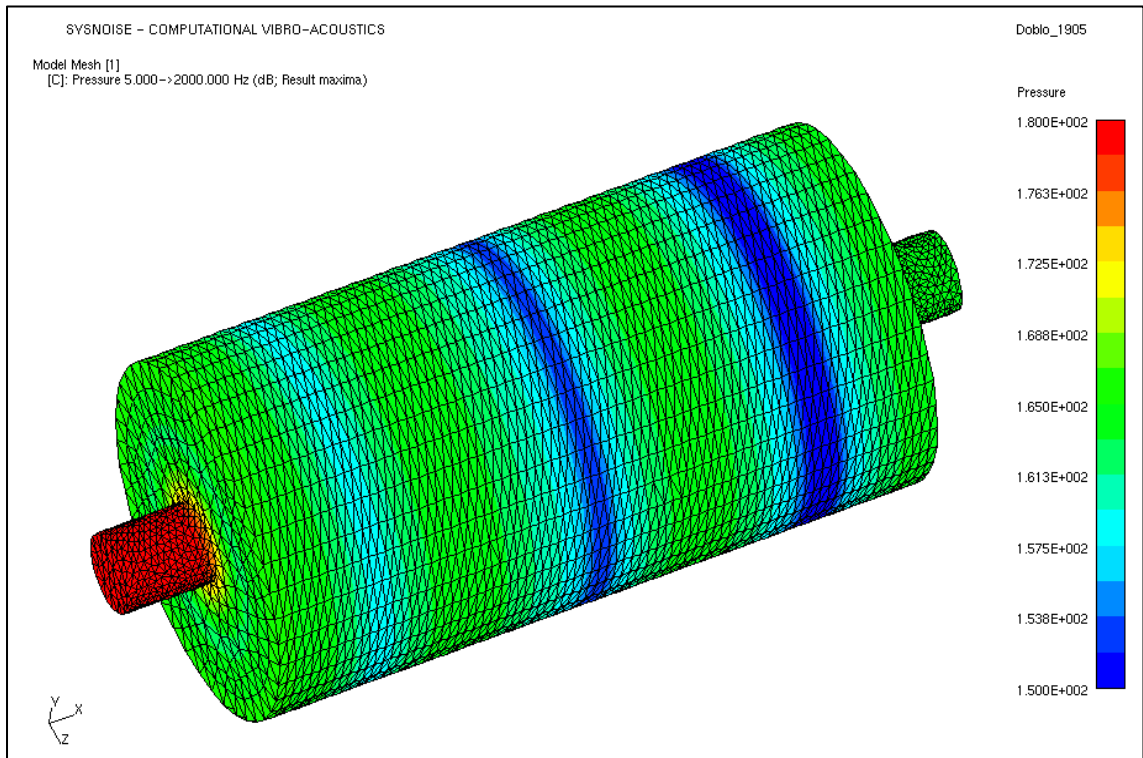


Figura 6.11 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm na faixa de freqüências de 5 a 2000 Hz.

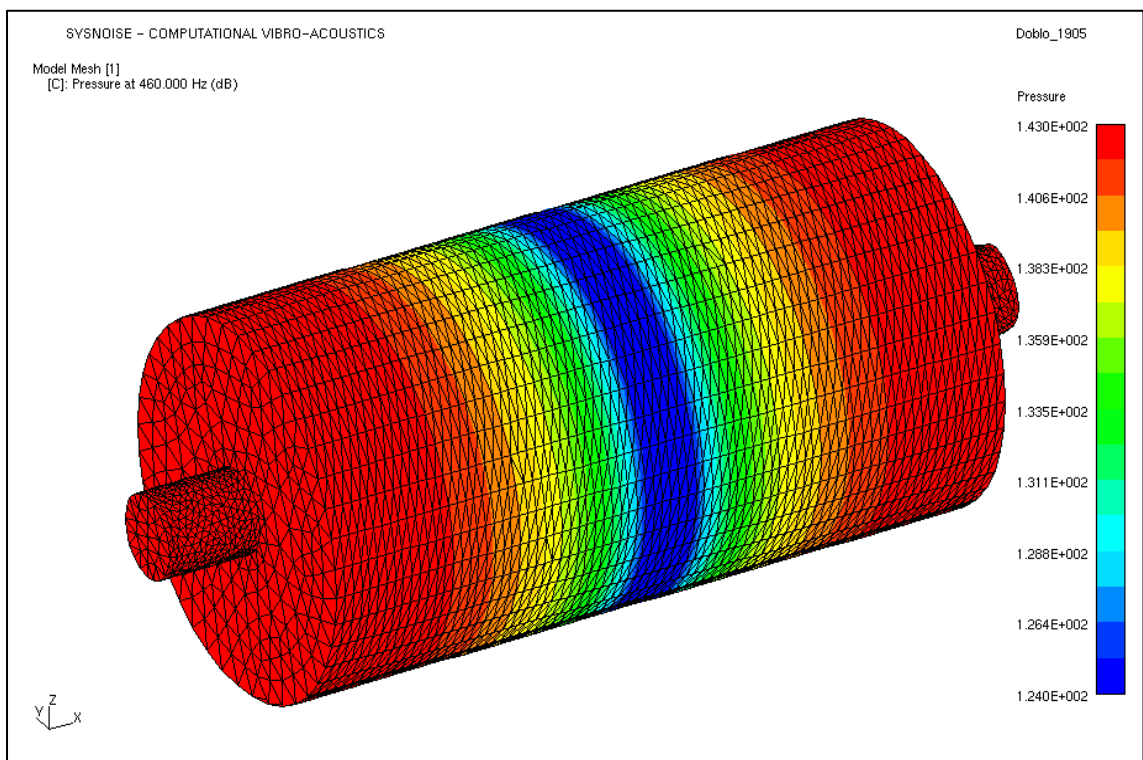


Figura 6.12 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm na freqüência de 460 Hz (mínima atenuação).

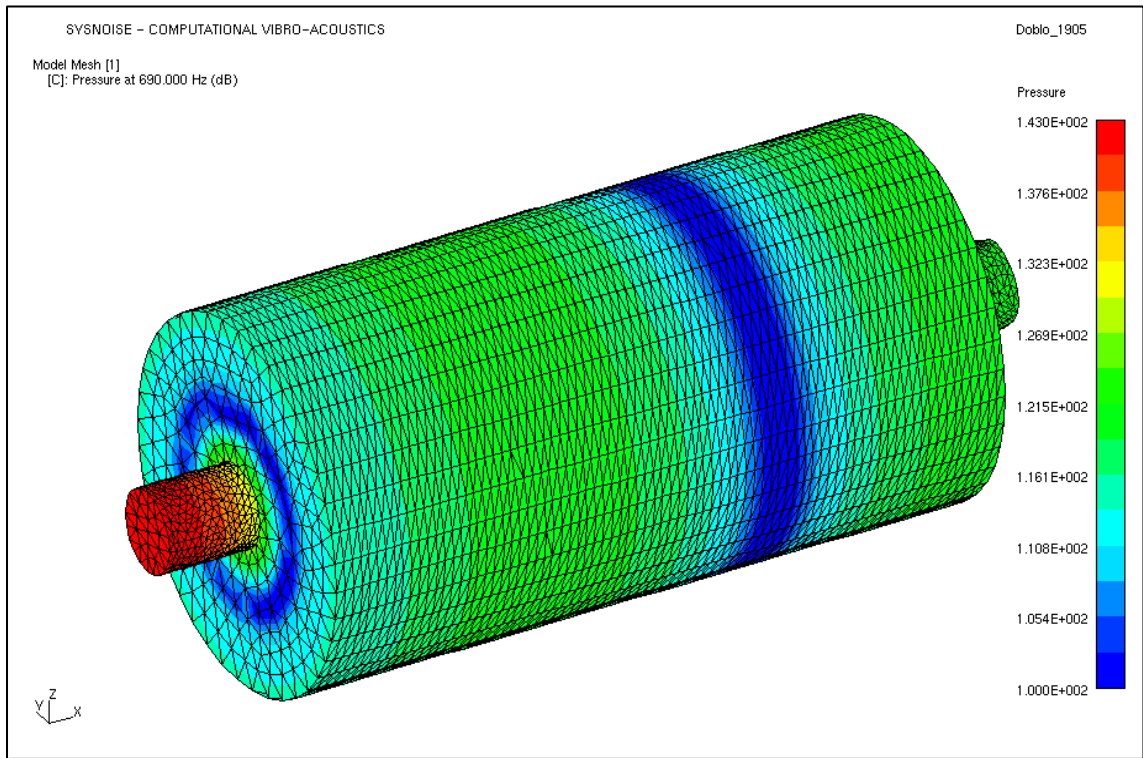


Figura 6.13 - Distribuição de pressão sonora da câmara de expansão simples com diâmetro 190,5 mm na frequência de 690 Hz (máxima atenuação).

A figura 6.14 mostra o comparativo das perdas de transmissão em função da variação do diâmetro da câmara de expansão.

Câmara de expansão simples

\varnothing dutos = 43 mm

Comprimento da câmara = 371 mm

\varnothing câmara = 127 mm e 190,5 mm

Frequências de corte das câmaras = 1582 Hz e 1055 Hz

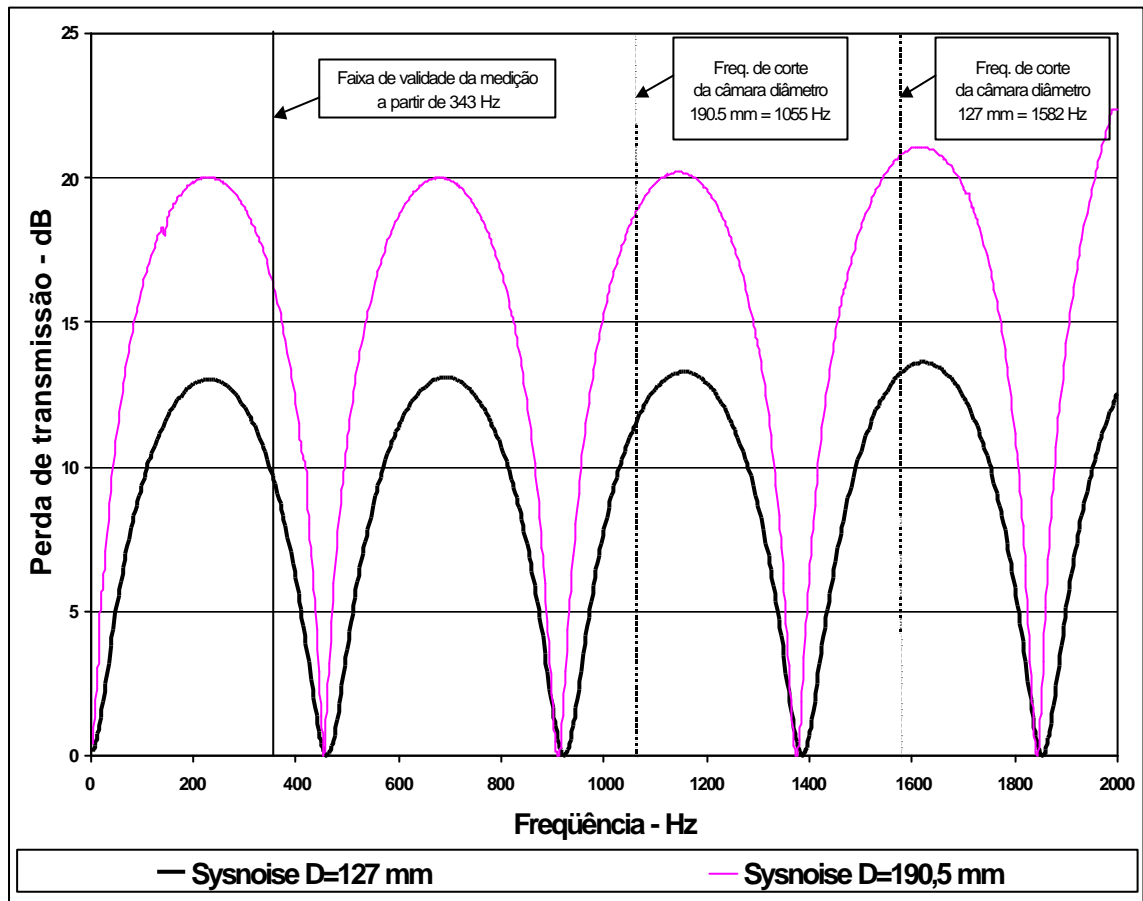


Figura 6.14 - Comparativo de predição no Sysnoise[®] da perda de transmissão em função da variação do diâmetro da câmara.

6.5 – Silenciador real

Como descrito no capítulo 1, a configuração principal que será estudada é o silenciador central do veículo Fiat Stilo. A figura 6.15 mostra o lay-out externo do silenciador central:

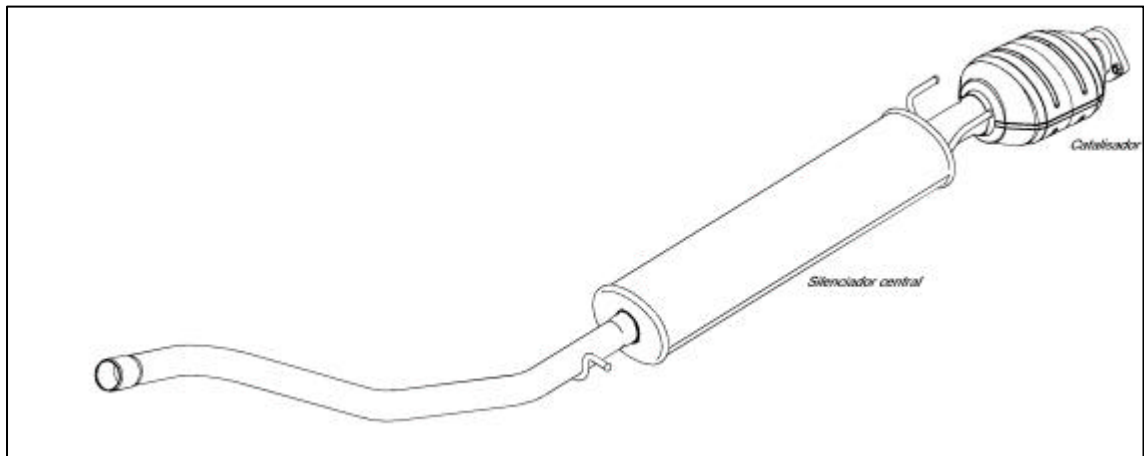


Figura 6.15 – Lay-out do silenciador central do veículo Fiat Stilo.

A simulação acústica no Sysnoise restringir-se-á somente ao silenciador, sendo desconsiderado, portanto, o catalisador. A figura 6.16 mostra a configuração interna do silenciador:

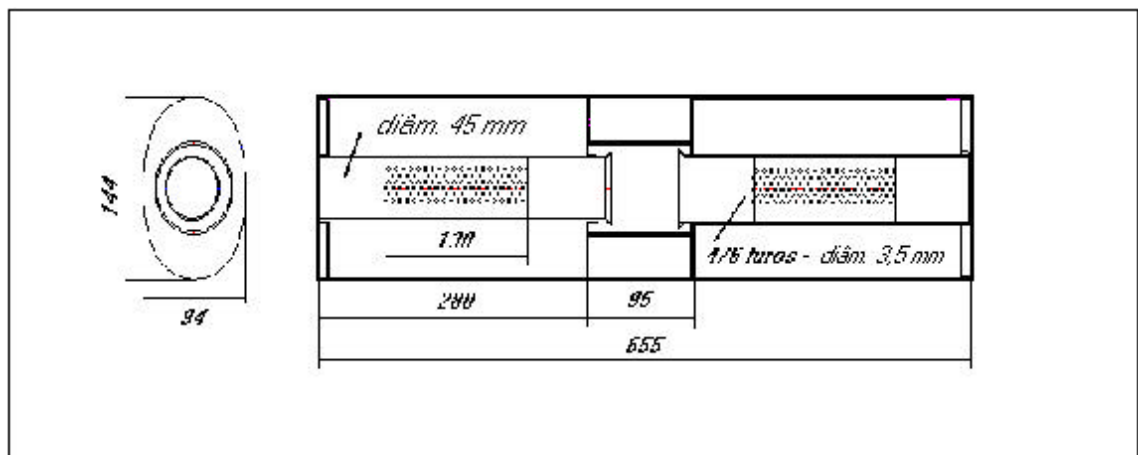


Figura 6.16 – Configuração interna do silenciador.

Como pode ser visto nesta figura, este silenciador é composto por duas câmaras de perfil elíptico com tubo perfurado, separadas por uma câmara de expansão simples na parte central. Não existe nas mesmas material de absorção de ruído tais como lã de rocha ou lã de vidro.

Da mesma maneira que nos ensaios das câmaras de expansão simples, as medições experimentais desse silenciador também terão os dutos de entrada e saída de PVC rígido com diâmetro interno de 43 mm e espaçamento entre microfones de 50 mm. Mantém-se, portanto, para esse espaçamento de microfones, a mesma faixa de validade das medições:

$$343\text{Hz} < f < 2744\text{Hz} .$$

A figura 6.17 mostra uma foto do silenciador montado na bancada de medição experimental.



Figura 6.17 – Foto do silenciador analisado.

Um dos primeiros parâmetros a serem calculados antes das medições experimentais é a frequência de corte da câmara de perfil elíptico. Como descrito no capítulo 3, item 3.6.2, e considerando o fluido como ar à temperatura de 20°C, a frequência de corte para a câmara em questão será de:

$$f_c = 2529 \text{ Hz} .$$

A faixa de freqüências de medição, como dito anteriormente, será limitada a 2000 Hz.

Na configuração interna do silenciador nota-se a presença de dutos perfurados. Na simulação no Sysnoise[®] estes furos não são modelados um a um. A simulação numérica consiste em modelar duas áreas separadas (dois tubos) que não estão ligadas por nenhum nó ou elemento. A única conexão entre as duas áreas será dada através da condição de contorno, a impedância de transferência dos furos, imposta nas faces onde o duto é perfurado. É importante lembrar que no Sysnoise[®] deve-se entrar com os valores da admitância de transferência, que é o inverso da impedância de transferência.

Para o cálculo da impedância de transferência, serão adotadas as fórmulas utilizadas por Kimura [12] conforme descrito no capítulo 5, item 5.4.

Os dados dos dutos perfurados podem ser vistos na figura 6.18.

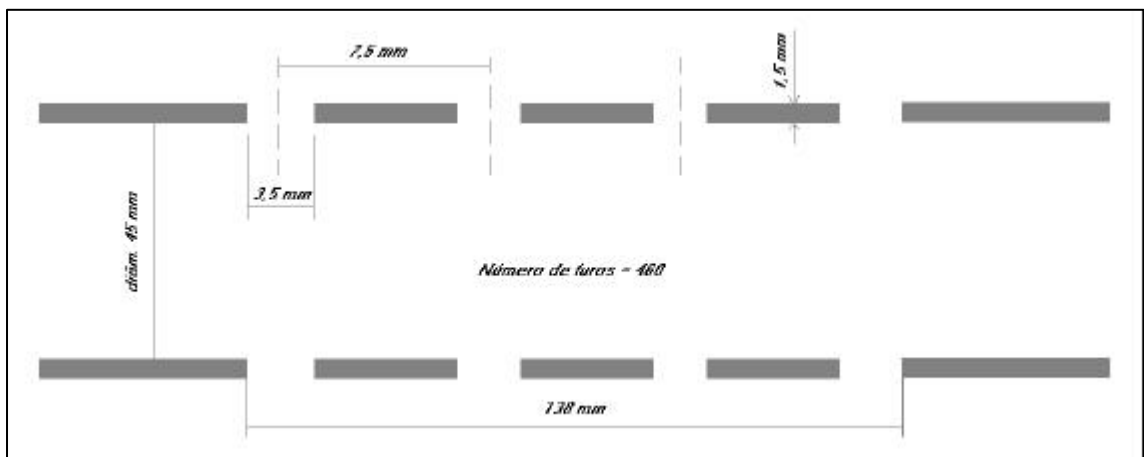


Figura 6.18 – Dados dos dutos perfurados.

Considerando como fluido o ar à temperatura de 20°C e as informações do croqui acima, para o cálculo da impedância de transferência usando a equação 5.7, tem-se:

$$m = 1,85E^{-5} \text{ kg/ms} - \text{viscosidade do ar};$$

$r_0 = 1,225 \text{ kg/m}^3$ - densidade do ar;

$c = 340 \text{ m/s}$ – velocidade do som no ar;

$t = 0,0015 \text{ m}$ – espessura do tubo;

$d_h = 0,0035 \text{ m}$ – diâmetro dos furos;

$d_f = 0,0074 \text{ m}$ – distância entre os furos;

Número de furos = 460 furos;

Comprimento da área perfurada = 0,138 m;

Porosidade do elemento perfurado (área aberta / área fechada): $s = 0,235$.

Com base nestas informações, a impedância de transferência dos furos será:

Impedância de transferência dos furos

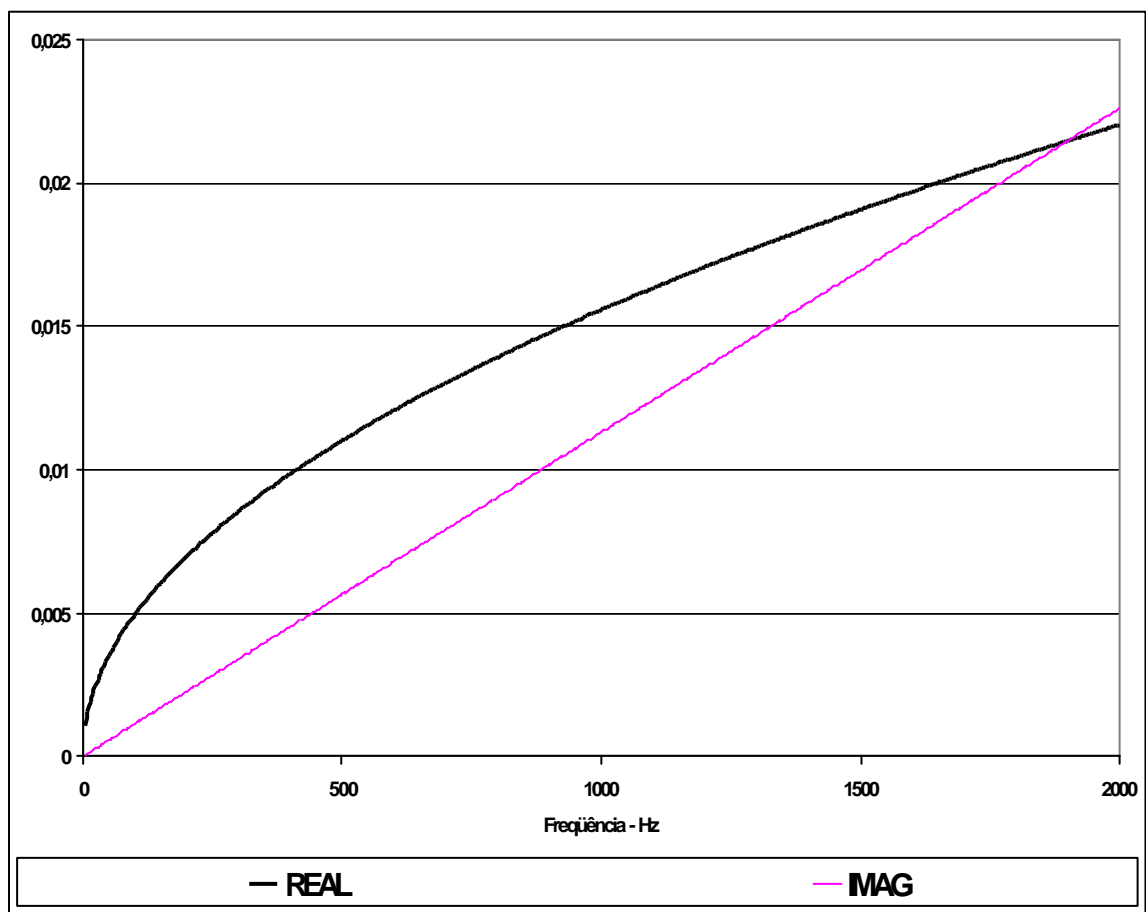


Figura 6.19 – Gráfico da impedância de transferência dos furos.

Na figura 6.20 é mostrada a malha de elementos finitos do silenciador central utilizada na simulação pelo Sysnoise[®].

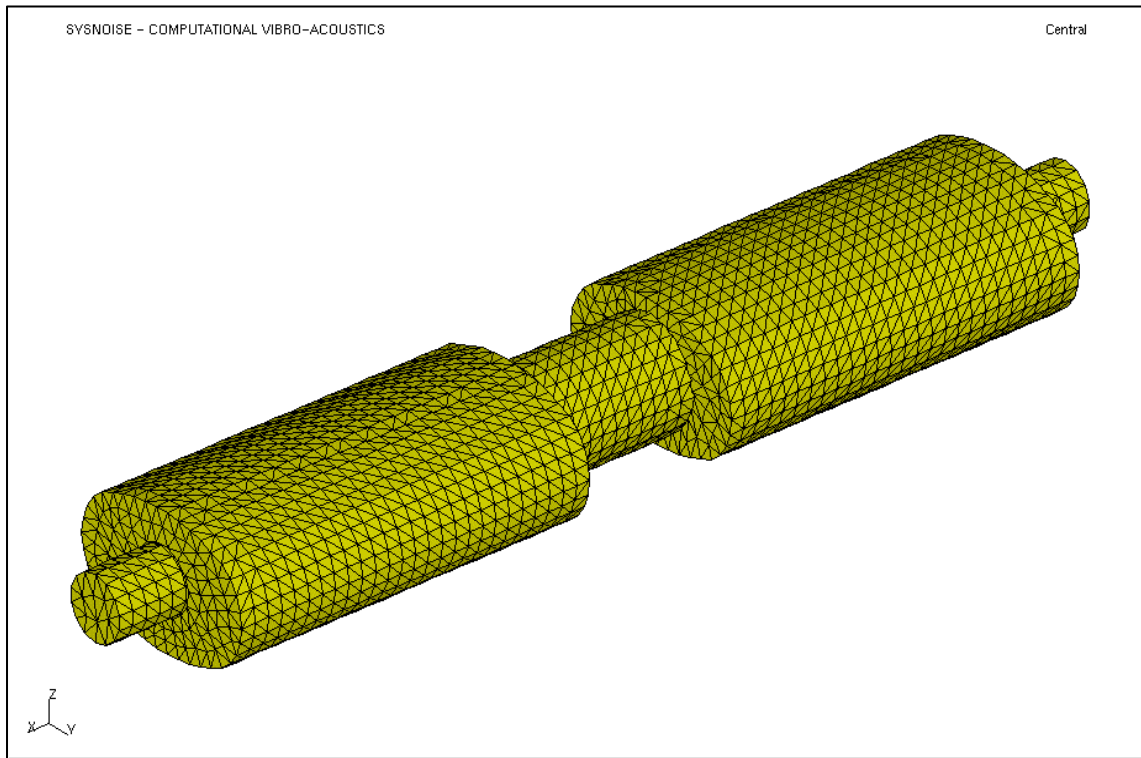


Figura 6.20 – Malha de elementos finitos do silenciador central.

Na figura 6.21 são mostradas as regiões, denominadas pelo software como “sets”, onde serão aplicadas as condições de contorno conforme descrito no capítulo 5, item 5.3. É salutar lembrar que no Sysnoise® as regiões livres, onde não foram aplicadas condições de contorno, são consideradas rígidas, com velocidade de partícula normal à superfície igual a zero ($u_n = 0$).

São visualizadas nesta mesma figura as regiões que simularão os dutos perfurados. Elas estão separadas por um espaço vazio de 1 mm.

As condições de contorno são:

Entrada: velocidade de partícula $u_1 = 1$ m/s;

Saída: impedância acústica do meio $Z = 416,5$ rayl;

Inner entrada / Outer entrada: impedância de transferência dos furos;

Inner saída / Outer saída: impedância de transferência dos furos.

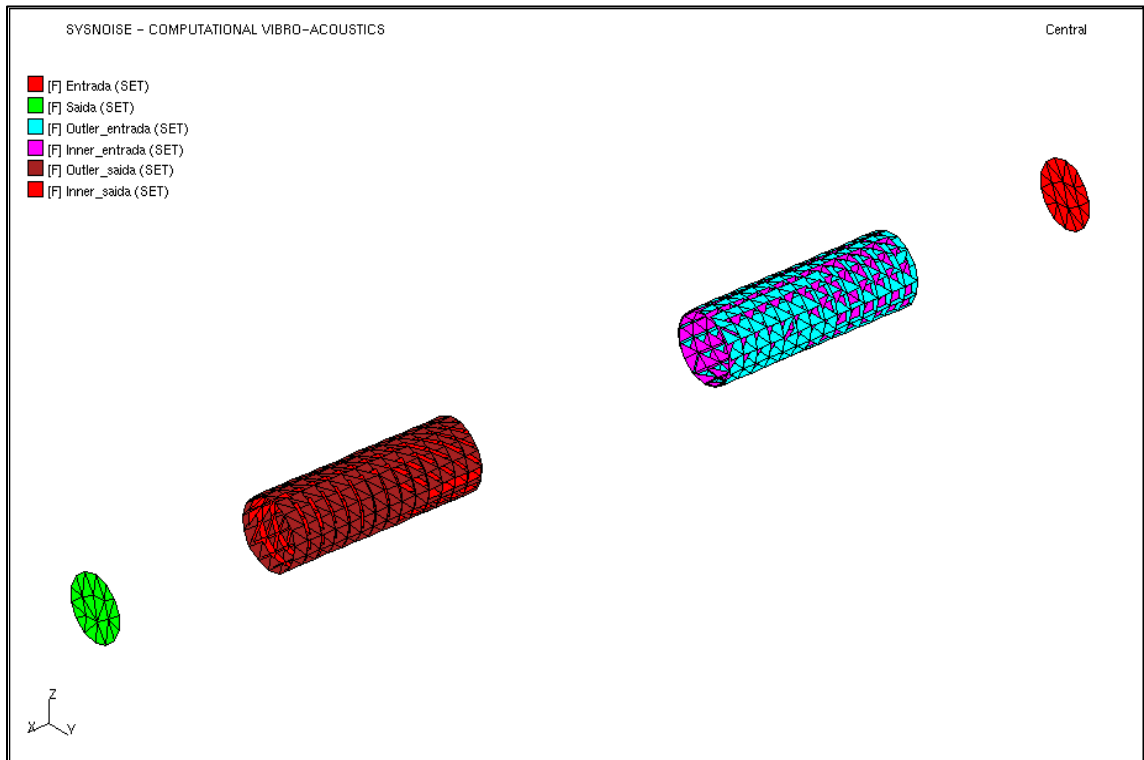


Figura 6.21 – Regiões de aplicação das condições de contorno.

A figura 6.22 mostra a predição por FEM feita no Sysnoise[®] da perda de transmissão do silenciador central do veículo FIAT Stilo comparada com a medição experimental em bancada.

As figuras 6.23 a 6.25 mostram as distribuições de pressão sonora no interior do silenciador na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz e nas frequências de mínima e máxima atenuações.

Silenciador central

\varnothing dutos = 43 mm

Frequência de corte = 2529 Hz

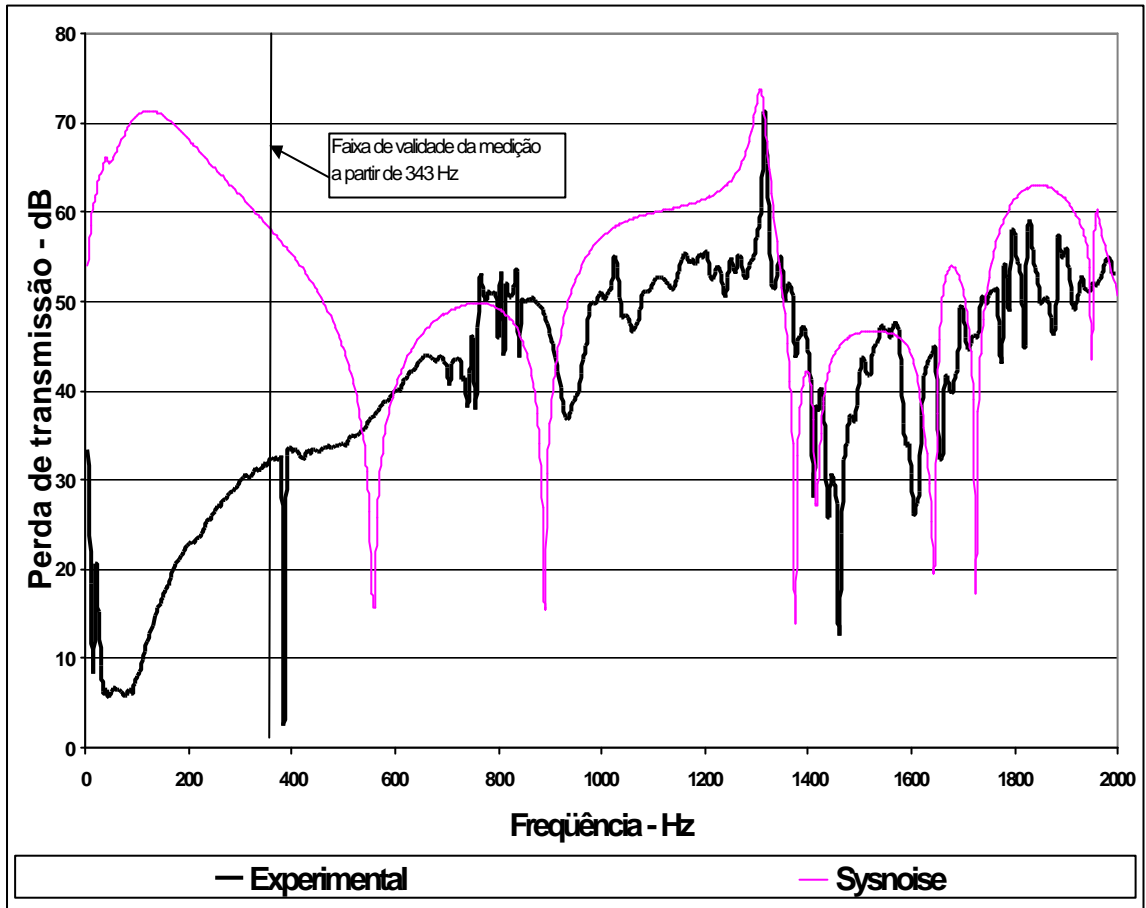


Figura 6.22 – Comparativo da perda de transmissão do silenciador central: Sysnoise[®] x medição experimental.

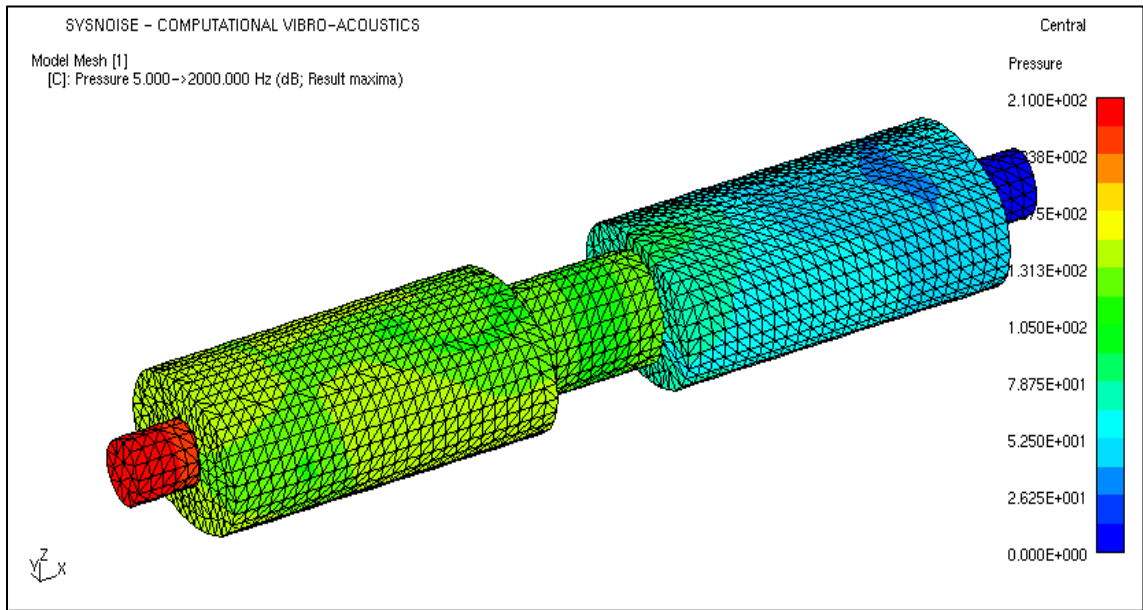


Figura 6.23 – Distribuição de pressão sonora do silenciador central na faixa de frequências de 5 a 2000 Hz.

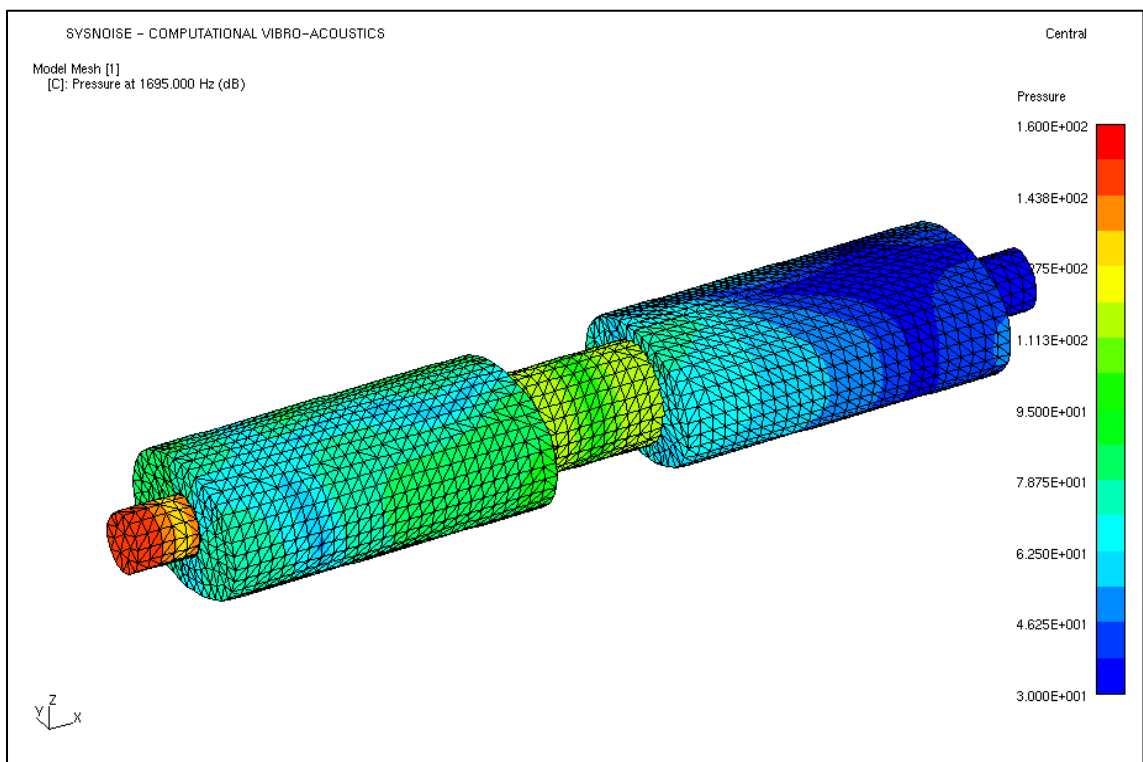


Figura 6.24 – Distribuição de pressão sonora do silenciador central na frequência de 1695 Hz (mínima atenuação).

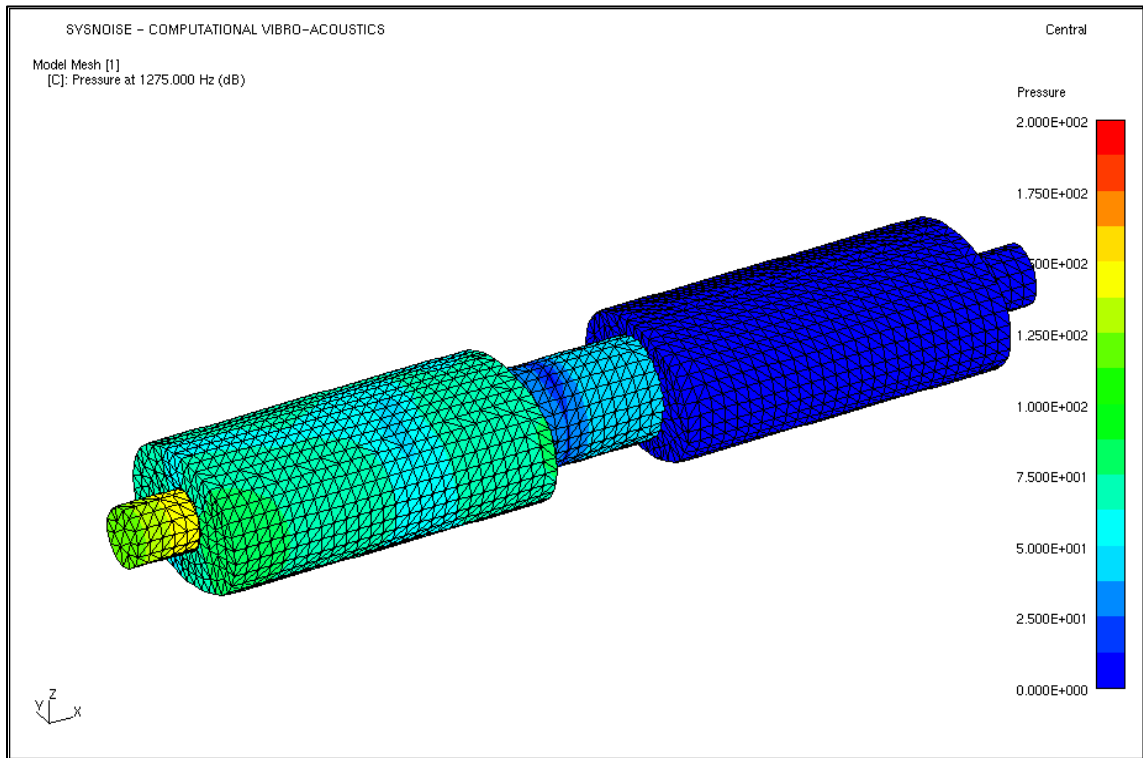


Figura 6.25 – Distribuição de pressão sonora do silenciador central na frequência de 1275 Hz (máxima atenuação).

6.6 – Análise dos resultados

Analisando as figuras 6.1, 6.5 e 6.10, verifica-se uma excelente concordância entre os resultados apresentados pela simulação por FEM no Sysnoise[®] e os apresentados pela Teoria da onda plana na faixa de frequências medida.

Estes resultados concordam muito bem até a frequência de corte da câmara, onde não se tem, a partir daí, a garantia da onda plana no sistema.

A alteração do comprimento da câmara de expansão simples não proporciona um aumento de amplitude da perda de transmissão pois ela permanece constante. O que se verifica é um aumento da quantidade de curvas de atenuação para uma mesma faixa de frequências, à medida que se aumenta o comprimento da câmara. Assim, quanto maior fosse o comprimento da câmara, a atenuação tenderia a ser constante em toda a faixa de frequências.

Por outro lado, a alteração do diâmetro da câmara de expansão simples proporciona um aumento significativo da amplitude da perda de transmissão mas sem alteração do posicionamento das curvas de atenuação em frequência.

A análise dos gráficos de perda de transmissão do silenciador real (simulação Sysnoise[®] x medição experimental) apresentados na figura 6.22, mostra uma razoável concordância dos resultados a partir da frequência de 500 Hz. Abaixo desta frequência, nota-se uma divergência significativa dos resultados.

Este mesmo comportamento foi observado por Kimura [12] na análise também de um silenciado real. Kimura concluiu que a perda de transmissão, fornecida pelo Sysnoise[®], começa a aumentar para baixas frequências devido a instabilidades numéricas decorrentes da implementação da admitância de transferência no Sysnoise.

Ainda segundo Kimura [12], para baixas frequências, a admitância tende ao infinito, ou seja, observando a definição da admitância de transferência:

$$Z = \frac{r.c.u}{p_1 - p_2} , \quad (6.1)$$

onde:

u é a velocidade acústica de partícula média através dos furos [m/s];

p_1 e p_2 são a pressão no duto e na cavidade respectivamente [N/m²].

Assim, a diferença de pressão entre as duas superfícies deve tender a zero, sendo muito difícil de se conseguir numericamente.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÃO

Dentre as técnicas experimentais para determinação da perda de transmissão de um silenciador utilizadas neste trabalho, a técnica do Método das duas fontes proporcionou os melhores resultados, comparados tanto com o cálculo teórico, quanto com a simulação por elementos finitos no Sysnoise. É uma técnica simples que só utiliza um microfone, diminuindo, assim, os erros, tendo tão somente um leve fator complicador, que consiste na mudança da fonte de um lado para outro. Este fator proporciona um aumento do tempo das medições experimentais, pois para cada troca é necessário verificar a estanqueidade contra vazamentos de ruído.

A técnica experimental do Método das duas cargas apresentou resultados um pouco menos estáveis, com maior variação dos valores medidos, do que a técnica do Método das duas fontes. Porém, o fator tempo, lamentado no método anterior, é eliminado facilmente nesta técnica, bastando apenas trocar a impedância da terminação do duto de saída. No trabalho, foram realizadas medições com e sem espuma na terminação, o que reduz sensivelmente o tempo de medição. É uma técnica que pode ser utilizada quando o fator tempo é limitador.

Ambas as técnicas só podem ser aplicadas para medições à temperatura ambiente, já que os microfones são colocados junto aos dutos de entrada e saída do silenciador. Para medições na condição real de funcionamento do motor, o parâmetro da perda por inserção seria mais indicado, pois neste caso não haveria necessidade de se colocar o microfone junto ao duto de exaustão.

Os resultados da simulação numérica no Sysnoise mostraram excelente concordância nos modelos de câmara de expansão simples com variação do comprimento e diâmetro da câmara.

Na simulação do silenciador real, constatou-se grande discordância dos resultados para baixas frequências causadas, provavelmente, por instabilidades numéricas na simulação de elementos perfurados. Maiores detalhes foram descritos no capítulo 6.

A simulação por elementos finitos proporciona uma redução significativa do tempo de desenvolvimento de um silenciador, em razão de permitir, com grande facilidade e velocidade, a alteração de parâmetros necessários à perfeita simulação, tais como a impedância de transferência dos furos, propriedades dos materiais e as dimensões e formas do silenciador. Contudo, para modelos mais complicados de silenciadores, os tempos gastos na geração da malha de elementos finitos e na simulação no Sysnoise serão bem maiores.

Neste trabalho, não foi considerada a presença de fluxo de gases, que estão presentes nos silenciadores reais. A simulação de fluxo de gases é ainda limitada no Sysnoise.

Portanto, como trabalhos futuros sugerem-se:

- Análise de silenciadores com dutos perfurados por FEM no Sysnoise;
- Análise de silenciadores incluindo o escoamento de gases no Sysnoise;
- Análise de silenciadores utilizando-se a perda por inserção;
- Análise de outras configurações de silenciadores reais por FEM no Sysnoise.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. PROGETTO 192 – TARGET ACUSTICO VIBRAZIONALI, Itália, 1999, 60 pag.
2. SEYBERT, A. F. and ROSS, D. F., 1977, “Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random excitation technique”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 61(5), 1362-1370.
3. TO, C. W. S. and DOIGE, A. G., 1979, “A transient testing technique for the determination of matrix parameters of acoustic systems, 1: Theory and principles”, *Journal of Sound and Vibration*, 62, 207-222.
4. TO, C. W. S. and DOIGE, A. G., 1979, “A transient testing technique for the determination of matrix parameters of acoustic systems, 2: Experimental procedures and results”, *Journal of Sound and Vibration*, 62, 223-233.
5. CHUNG, J. Y. and BLASER, D. A., 1980, “Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties, 1: Theory”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 68(3), 907-913.
6. CHUNG, J. Y. and BLASER, D. A., 1980, “Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties, 2: Experiment”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 68(3), 914-921.
7. LUNG, T. Y. and DOIGE, A. G., 1983, “A time-averaging transient testing method for acoustic properties of piping systems and mufflers”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 73, 867-876.
8. BODÉN, H. and ABOM, M., 1986, “Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 79(2), 541-549.
9. BODÉN, H. and ABOM, M., 1988, “Error analysis of two microphone measurements in ducts with flow”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 83(6), 2429-2438.
10. CHU, W. T., 1986, “Transfer function technique for impedance and absorption measurements in an impedance tube using a single microphone”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 80(2), 555-560.

11. MUNJAL, M. L. and DOIGE, A. G., 1990, "Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element", *Journal of Sound and Vibration*, 141(2), 323-333.
12. KIMURA, M. R. M., 1995, *Medição e simulação acústica de silenciadores*, Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
13. TAO, Z. and SEYBERT A. F., 2003, "A review of current techniques for measuring muffler transmission loss", *SAE – Society of Automotive Engineers International*, 2003-01-1653, 5 pag.
14. YOUNG, C. I. J. and CROCKER, M. J., 1975, "Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method", *Journal of the Acoustical Society of America*, 57(1), 144-148.
15. YOUNG, C. I. J. and CROCKER, M. J., 1976, "Acoustical analysis, testing and design of flow-reversing muffler chambers", *Journal of the Acoustical Society of America*, 60(5), 1111-1118.
16. CRAGGS, A., 1976, "A finite element method for damped acoustic systems: An application to evaluate the performance of reactive mufflers", *Journal of Sound and Vibration*, 48(3), 377-392.
17. CRAGGS, A., 1977, "A finite element method for modelling dissipative mufflers with a locally reactive lining", *Journal of Sound and Vibration*, 54(2), 285-296.
18. SAHASRABUDHE, A. D. *et al*, 1992, "Design of expansion chamber muffers incorporating 3-D effects", *Noise Control Engineering Journal*, 38(1), 27-38.
19. CRAGGS, A., 1978, "A finite element model for rigid porous absorbing materials", *Journal of Sound and Vibration*, 61(1), 101-111.
20. ROSS, D. F., 1981, "A finite element analysis of perforated component acoustic systems", *Journal of Sound and Vibration*, 79(1), 133-143.
21. CRAGGS, A., 1986, "A finite element model for acoustically lined small rooms", *Journal of Sound and Vibration*, 108(2), 327-337.
22. SULLIVAN, J. W. and CROCKER, M. J., 1979, "Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities", *Journal of the Acoustical Society of America*, 64(1), 207-215.

23. PETERS, ANNE, 2001, "Analysis of concentric-tube resonators with perforations: comparison between Sysnoise prediction and results of J. W. Sullivan and M. J. Crocker", *LMS International*, 11 pag.
24. MUNJAL, M. L., 1987, *Acoustics of ducts and mufflers*, 1ª Ed., New York, John Wiley & Sons, 328 pag.
25. GERGES, S. N. Y., 1992, *Ruído: Fundamentos e controle*, 1ª Ed., Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina, 600 pag.
26. THIEME, F. A., 2000, *Atenuação de ruído em silenciadores automotivos: análise numérica pelo método das matrizes de transferência e verificação experimental*, Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
27. GUY, R. W., "Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes – Part 2: Transfer function method", CD 10534-2/1, 25 pag.