

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

**ATENUAÇÃO DE RUÍDO EM SILENCIADORES
AUTOMOTIVOS : ANÁLISE NUMÉRICA PELO
MÉTODO DAS MATRIZES DE TRANSFERÊNCIA
E VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE
FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

FÁBIO ALEXANDRE THIEME

FLORIANÓPOLIS, AGOSTO DE 2000

**ATENUAÇÃO DE RUÍDO EM SILENCIADORES AUTOMOTIVOS : ANÁLISE
NUMÉRICA PELO MÉTODO DAS MATRIZES DE TRANSFERÊNCIA
E VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL**

FÁBIO ALEXANDRE THIEME

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

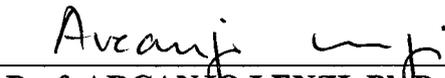
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

**E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**


Prof. SAMIR N.Y. GERGES, Ph.D
ORIENTADOR


Prof. JULIO CÉSAR PASSOS, Dr.Eng.
COORDENADOR DE CURSO

BANCA EXAMINADORA


Prof. ARCANJO LENZI, Ph.D.
PRESIDENTE


Prof. ROBERTO JORDAN, Dr.Eng.


Prof. PAULO DE TARSO ROCHA MENDONÇA, Ph.D.


HELCIO ONUSIC, M.Sc.

AGRADECIMENTOS

Não poderia deixar de registrar os meus sinceros agradecimentos à minha esposa e aos meus pais, pelo incentivo e compreensão, nos meus momentos de dedicação exclusiva no desenvolvimento deste trabalho. Da mesma maneira, um agradecimento especial para a minha irmã, que proporcionou uma ajuda sem precedentes para a conclusão deste trabalho.

Devo também agradecer profundamente, o incentivo e o voto de confiança depositados em mim pela Tuper S/A, empresa fabricante de sistemas de exaustão para o mercado de reposição.

Também não poderia deixar de lado os meus agradecimentos para os professores, alunos e funcionários do Laboratório de Acústica e Vibração da Universidade Federal de Santa Catarina pelo apoio dado durante a minha formação teórica e prática.

Em especial agradecimento ao aluno Bolsista Jesiel de Andrade Sales, por toda ajuda oferecida durante os trabalhos experimentais executados.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

RESUMO

ABSTRACT

CAPÍTULO 1 – Introdução	1
CAPÍTULO 2 – Revisão Bibliográfica	3
2.1. Silenciadores Automotivos	3
2.2. Quantificação do Comportamento Acústico de Silenciadores	7
2.3. Técnicas Experimentais	8
2.4. Técnicas Teóricas	9
2.4.1. Cavidades e Dutos Estendidos	9
2.4.2. Câmaras com Sistema Reflexivo	10
2.4.3. Dutos Perfurados	11
2.4.4. Sistemas Dissipativos	13
CAPÍTULO 3 – Teoria dos Filtros Acústicos	14
3.1. Teoria da Matriz de Transferência	14
3.2. Perda de Transmissão (TL)	18
3.3. Matriz de Transferência para Dutos de Seção Uniforme	20
3.4. Matriz de Transferência para Dutos Estendidos	21
3.5. Matriz de Transferência para Expansão e Contração Súbitas	25
3.6. Matriz de Transferência para Entrada e Saída Laterais	27
3.7. Matriz de Transferência para Elementos Perfurados	29
3.7.1. Matriz de Transferência para Elementos com Dois Dutos	29
3.7.2. Matriz de Transferência para Ressonador Concêntrico	34
3.7.3. Matriz de Transferência para um Elemento de Expansão de Fluxo Cruzado	35

3.7.4. Matriz de Transferência para um Elemento de Contração de Fluxo Cruzado	36
3.7.5. Matriz de Transferência para um Elemento de Expansão de Fluxo Reverso	37
3.7.6. Matriz de Transferência para um Elemento de Contração de Fluxo Reverso	38
3.8. Matriz de Transferência para Elementos com Três Dutos	39
3.8.1. Elemento de Câmara de Expansão de Fluxo Cruzado com Três Dutos	44
3.8.2. Elemento de Câmara de Expansão de Fluxo Reverso com Três Dutos	46
3.9. Impedância Acústica para Elementos Perfurados	48
CAPÍTULO 4 – Técnicas Experimentais	51
4.1. Introdução	51
4.2. Determinação do Coeficiente de Reflexão Complexo	52
4.3. Determinação da Perda de Transmissão	53
4.4. Influência dos Erros na Determinação da Função de Transferência	54
4.4.1. Erro Associado	55
4.4.2. Erro Aleatório	55
4.5. Influência dos Comprimentos nos Erros Gerados	56
4.6. Sugestões para Minimização dos Possíveis Erros	56
4.7. Frequência de Corte para Dutos Cilíndricos	57
4.8. Frequência de Corte para Dutos Elípticos	57
CAPÍTULO 5 – Procedimento Para Determinação da Perda de Transmissão Teórica e Experimental	60
5.1. Equipamentos Necessários	60
5.2. Descrição dos Procedimentos	61
CAPÍTULO 6 – Resultados Encontrados	65
6.1. Aferição do Sistema de Medição	65
6.2. Câmara de Expansão Simples	66
6.3. Câmara de Expansão com Dutos Estendidos na Entrada e Saída	75
6.4. Sistemas com Silenciadores em Série	80

6.5. Sistemas Reflexivos	83
6.6. Elementos Perfurados com Dois Dutos	92
6.7. Elementos Perfurados com Três Dutos	107
6.8. Elementos Dissipativos	109
6.9. Silenciador Real	111
CAPÍTULO 7 – Análise dos Resultados Encontrados	112
7.1. Introdução	112
7.2. Câmaras de Expansão	112
7.3. Câmaras com Dutos Estendidos	114
7.4. Silenciadores em Série	116
7.5. Sistemas Reflexivos	116
7.6. Silenciadores com Dutos Perfurados	118
7.7. Silenciadores Dissipativos	121
7.8. Silenciador Real	122
7.9. Conclusões Finais	122
CAPÍTULO 8 – Desenvolvimento de um Sistema de Exaustão Real	125
8.1. Introdução	125
8.2. Levantamento da Emissão de Ruído do Motor	126
8.3. Desenvolvimento do Silenciador Ideal	130
8.4. Influência dos Elementos Básicos de Atenuação	131
8.5. Balanço Acústico de um Sistema de Exaustão	137
CAPÍTULO 9 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	139
BIBLIOGRAFIA	142
Anexo 1 – Dicas para a Análise e Desenvolvimento de Silenciadores	149

LISTA DE SÍMBOLOS

p = Pressão Acústica	
t = Tempo	
x = Deslocamento	
c = Velocidade do Som no meio	[m/s]
S = Área da Seção Transversal	[m ²]
k = Número de onda	[rad/m]
ω = Freqüência Angular	[rad/s]
f = Freqüência	[Hz]
TL = Perda de Transmissão ou "Transmission Loss"	
Y = Impedância Acústica Característica para velocidade de volume = $\rho_0 \cdot c/S$	
Y_0 = Impedância Acústica Característica para velocidade de massa = c/S	
M = Número de Mach	
$i = (-1)^{1/2}$	
U = Velocidade de Escoamento do Fluido	[m/s]
K = Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação p/ fluxos incompressíveis	
$\gamma = C_p / C_v$ = Relação de calor Específico	
Z = Impedância do Ressonador	
ρ_0 = Densidade do Fluido	[Kg/m ³]
ζ = Impedância Acústica de Perfurados	
σ = Porosidade	
μ = Viscosidade cinemática do fluido	[Kg/m.s]
H = Função de Transferência	
f_c = Freqüência de Corte da Câmara do Silencioso	
s = Espaçamento entre microfones	
R = Constante do gás	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fontes de Ruído Veicular	3
Figura 2 – Sistema de Exaustão Veicular	4
Figura 3 – Silenciador Dissipativo	5
Figura 4 – Silenciador Reativo	5
Figura 5 – Sistema Dissipativo e Reativo	6
Figura 6 – Controle Ativo de Ruído	6
Figura 7 – Elemento Básico do Silenciador	14
Figura 8 – Analogia com a Velocidade de Massa	16
Figura 9 – Analogia com a Pressão Sonora da Fonte	16
Figura 10 – Matriz de Transferência	17
Figura 11 – Exemplo de um Silenciador Veicular	17
Figura 12 – Matriz de Transferência do Silenciador da Figura 11	17
Figura 13 – Definição de Perda de Transmissão	18
Figura 14 – Duto Uniforme com Fluxo Médio	20
Figura 15 – Duto Estendido na Saída	21
Figura 16 – Duto Estendido na Entrada	22
Figura 17 – Sistema com Expansão Reversa	22
Figura 18 – Sistema com Contração Reversa	22
Figura 19 – Súbita Contração	26
Figura 20 – Súbita Expansão	26
Figura 21 – Entrada Lateral e Saída Concêntrica	27
Figura 22 – Entrada Lateral e Saída Lateral	28
Figura 23 – Entrada Lateral e Saída Laterais	28
Figura 24 – Relação com Dutos Estendidos	29
Figura 25 – Sistema com Dois Dutos	30
Figura 26 – Ressonador Concêntrico	34
Figura 27 – Elemento de Expansão de Fluxo Cruzado	35
Figura 28 – Elemento de Contração de Fluxo Cruzado	36
Figura 29 – Elemento de Expansão de Fluxo Reverso	37
Figura 30 – Elemento de Contração de Fluxo Reverso	38

Figura 31 – Sistema com Três Dutos	39
Figura 32 – Câmara de Expansão de Fluxo Cruzado	44
Figura 33 – Câmara de Expansão de Fluxo Reverso	46
Figura 34 – Esquema de Medição do Coeficiente de Reflexão Complexo	52
Figura 35 – Esquema dos Pontos de Medição	53
Figura 36 – Croqui de um Duto Elíptico	58
Figura 37 – Esquema do Sistema de Medição Experimental	61
Figura 38 – Foto da Montagem do Experimento	61
Figura 39 – Montagem do Microfone no Suporte	62
Figura 40 – Câmara de Expansão Simples	65
Figura 41 – Perda de Transmissão da Figura 40	65
Figura 42 – Câmara de Expansão Simples	66
Figura 43 – Perda de Transmissão da Figura 42	66
Figura 44 – Perda de Transmissão da Figura 42	67
Figura 45 – Resultados da Câmara de Expansão Simples, referentes a Variação do Comprimento do Silenciador	68
Figura 46 – Resultados da Câmara de Expansão Simples, referentes a Variação da área da Secção Transversal do Silenciador	68
Figura 47 – Câmara de Expansão Dupla	69
Figura 48 – Perda de Transmissão da Figura 47	69
Figura 49 – Câmara de Expansão Tripla	70
Figura 50 – Perda de Transmissão da Figura 49	70
Figura 51 – Câmara de Expansão quádrupla	71
Figura 52 – Perda de Transmissão da Figura 51	71
Figura 53 – Câmara de Expansão Tripla com Deslocamento do Centro	72
Figura 54 – Perda de Transmissão da Figura 53	72
Figura 55 – Comparação Teórica dos Resultados das Câmaras de Expansão Múltiplas	73
Figura 56 – Comparação Teórica da Variação do Número de Mach referente a Figura 42	74
Figura 57 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente a Figura 42	74
Figura 58 – Câmara de Expansão com Duto Estendido na Entrada	75
Figura 59 – Perda de Transmissão da Figura 58, considerando $R_{end} = 1$	75
Figura 60 – Perda de Transmissão da Figura 58, considerando $R_{end} = 0.95$	76

Figura 61 – Comparação Teórica dos Resultados dos Dutos Estendidos na Entrada	77
Figura 62 – Câmara de expansão com Duto Estendido na Saída	77
Figura 63 – Perda de Transmissão da Figura 62, considerando $R_{end} = 0.95$	78
Figura 64 – Comparação Teórica da Perda de Transmissão dos Dutos Estendidos na Saída	78
Figura 65 – Comparação Teórica da Variação do número de Mach referente a Figura 58	79
Figura 66 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente a Figura 58	79
Figura 67 – Comparação Teórica entre os Resultados da Figura 42 e 58	80
Figura 68 – Sistemas com Silenciadores em Série	80
Figura 69 – Perda de Transmissão da Figura 68	81
Figura 70 – Sistemas com Silenciadores em Série	81
Figura 71 – Perda de Transmissão da Figura 70	82
Figura 72 – Comparação entre os Resultados da Figura 69 e 71	82
Figura 73 – Sistema Reflexivo	83
Figura 74 – Perda de Transmissão da Figura 73	83
Figura 75 – Sistema Reflexivo	84
Figura 76 – Perda de Transmissão da Figura 75	84
Figura 77 – Sistema Reflexivo	85
Figura 78 – Perda de Transmissão da Figura 77	85
Figura 79 – Sistema Reflexivo	86
Figura 80 – Perda de Transmissão da Figura 79	86
Figura 81 – Sistema Reflexivo	87
Figura 82 – Perda de Transmissão da Figura 81	87
Figura 83 – Câmara de Expansão Descentralizada	88
Figura 84 – Perda de Transmissão da Figura 83	88
Figura 85 – Comparação Teórica da Variação do Comprimento do duto em Sistemas Reflexivos	89
Figura 86 – Comparação Teórica da Variação do Comprimento do Silenciador em Sistemas Reflexivos	90
Figura 87 – Comparação Teórica da Variação da Área da Secção Transversal do Silenciador em Sistemas Reflexivos	90
Figura 88 – Comparação Teórica da Variação do número de Mach, referente a Figura 73	91

Figura 89 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura, referente a Figura 73	91
Figura 90 – Ressonador Concêntrico	92
Figura 91 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados	92
Figura 92 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados da Figura 90	93
Figura 93 – Perda de Transmissão da Figura 90	93
Figura 94 – Comparação Teórica da Variação da Distância entre Furos da Figura 90	94
Figura 95 – Comparação Teórica da Variação do diâmetro dos Furos da Figura 90	95
Figura 96 – Comparação Teórica entre uma Câmara de Expansão Simples e um Ressonador Concêntrico	95
Figura 97 – Comparação Experimental entre uma Câmara de Expansão Simples e um Ressonador Concêntrico	96
Figura 98 – Ressonador Concêntrico com Diferentes Comprimentos	97
Figura 99 – Comparação Teórica da Variação do Comprimento da região Perfurada da Figura 98	97
Figura 100 – Câmara com Duto Estendido na Entrada e na Saída	98
Figura 101 – Comparação Teórica da Variação do Comprimento do Duto Estendido da Figura 100	98
Figura 102 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados para Mach = 0.1	99
Figura 103 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados da Figura 90 com Mach = 0.1	99
Figura 104 – Comparação Teórica da Variação do número de Mach referente a Figura 90	100
Figura 105 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente a Figura 90	100
Figura 106 – Duto Perfurado Estendido na Entrada com Saída Aberta	101
Figura 107 – Perda de Transmissão da Figura 106	101
Figura 108 – Duto Perfurado Estendido na Entrada com Saída Fechada	102
Figura 109 – Perda de Transmissão da Figura 108	102
Figura 110 – Duto Perfurado Estendido na saída com Entrada Fechada	103
Figura 111 – Perda de Transmissão da Figura 110	103
Figura 112 – Sistema do Tipo Plug	104
Figura 113 – Perda de Transmissão da Figura 112	104
Figura 114 – Sistema com Elemento de Expansão de Fluxo Reverso	105

Figura 115 – Perda de Transmissão da Figura 114	105
Figura 116 – Sistema com Elemento de Contração de Fluxo Reverso	106
Figura 117 – Perda de Transmissão da Figura 116	106
Figura 118 – Sistema com Elemento de Expansão de Fluxo Cruzado com Três Dutos	107
Figura 119 – Perda de Transmissão da Figura 118	107
Figura 120 – Sistema com Elemento de Expansão de Fluxo Reverso com Três Dutos	108
Figura 121 – Perda de Transmissão da Figura 120	108
Figura 122 – Sistema Dissipativo com Variação no Comprimento	109
Figura 123 – Sistema Dissipativo com Variação na Área	109
Figura 124 – Perda de Transmissão da Figura 122	110
Figura 125 – Perda de Transmissão da Figura 123	110
Figura 126 – Silenciador Real	111
Figura 127 – Perda de Transmissão da Figura 126	111
Figura 128 – Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem Sistema de Exaustão	126
Figura 129 – Comparação da Perda de Transmissão com o Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem e com Silenciador Intermediário em marcha lenta	127
Figura 130 – Comparação da Perda de Transmissão com o Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem e com Silenciador Intermediário em 2500 rpm	127
Figura 131 – Comparação da Perda de Transmissão com o Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem e com Silenciador Intermediário em 3500 rpm	128
Figura 132 – Configuração Básica de um Silenciador Real	131
Figura 133 – Perda de Transmissão da Figura 132	132
Figura 134 – Silenciador Básico contendo Ressonador Concêntrico	132
Figura 135 – Silenciador Básico contendo Ressonador Concêntrico e Duto Estendido	133
Figura 136 – Comparação da Perda de Transmissão das Figuras 132, 134 e 135	133
Figura 137 – Elemento Básico do Ressonador Concêntrico	134
Figura 138 – Perda de Transmissão da Figura 137	134
Figura 139 – Elemento Básico da Expansão Reversa	135
Figura 140 – Perda de Transmissão da Figura 139	135

Figura 141 – Elemento Básico da Contração Reversa	136
Figura 142 – Perda de Transmissão da Figura 141	136
Figura 143 – Perda de Transmissão entre um Silenciador Intermediário e Traseiro	138

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores do Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação K	23
Tabela 2 – Valores das Constantes C_1 e C_2	24
Tabela 3 – Relação Entre Excentricidade e Frequência de Corte	58

RESUMO

Nos dias de hoje, procuram-se cada vez mais produtos de menor preço e com maior qualidade. Quando falamos em qualidade, para silenciadores veiculares, procuramos configurações cada vez mais otimizadas objetivando, além de um menor nível de ruído, uma característica sonora particular para cada tipo de veículo.

Este trabalho visa desenvolver métodos que possibilitam uma melhor otimização das características acústicas dos silenciadores para motores de combustão interna. Para tanto, através do método da Matriz de Transferência, foram consideradas diversas configurações básicas de silenciadores, gerando-se resultados da Perda de Transmissão e comparados também por ensaios experimentais usando a Função de Transferência. Os resultados destes métodos foram comparados entre si, resultando em uma boa concordância.

Com base nos resultados alcançados, alterou-se hipoteticamente a geometria de cada elemento básico, bem como as variáveis da temperatura da velocidade de fluxo do ar. Os resultados gerados indicaram a resposta do sistema perante estas modificações.

A fim de se demonstrar a utilidade destas ferramentas, tem-se desenvolvido um estudo real do desempenho de um sistema de exaustão perante um ruído gerado por um motor em várias rotações.

Como procedimento final, simulou-se um desenvolvimento de um silenciador real, com o intuito de se verificar a influência de elementos básicos de atenuação no contexto global da perda de transmissão do silenciador proposto.

ABSTRACT

Nowadays, the society is looking for less expensive products with high quality. Speaking about mufflers quality, everybody looks for products that have good technology. This means a lower level of noise, and a specific sound for each vehicle.

The aim of this graduation work is to develop methods that can show a simple methodology for muffler designs. A large variety of basic configuration for mufflers was developed through the transfer matrix method. The transmission loss has been compared with the experimental method of the transfer function. A good agreement of these comparison have been found.

Based on the results achieved, the geometry of each basic element was changed. The temperature and the air flow were also simulated.

In order to demonstrate the usefulness of these tools, it has also been demonstrated a study of an exhaust system in face of a noise generated by a motor in several rotations.

As final achievement a real development of a muffler was simulated, in order to check the influence of basic elements of attenuation in the global context of the transmission loss.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Uma das fontes sonoras mais predominantes no ruído global de um veículo, é o ruído proveniente da explosão do combustível dentro da câmara de combustão do motor de combustão interna. Desta maneira torna-se fundamental o uso de silenciadores capazes de atenuar este ruído para níveis mais aceitáveis .

Estes produtos, por sua vez, reduzem-se basicamente a dispositivos de controle que podem ser altamente eficazes e assumir baixos custos, se corretamente dimensionados. Produtos tais, denominados por silenciadores pela maioria dos fabricantes, são construídos e dimensionados através de métodos parcialmente teóricos e largamente empíricos para o aperfeiçoamento e definição de um projeto. A maior desvantagem dos procedimentos empíricos são sua inflexibilidade ao desenvolvimento e otimização de silenciadores, os quais acabam não atendendo completamente os requisitos de qualidade exigidos pelos consumidores e legislações .

Desta maneira, durante o desenvolvimento dos silenciadores, deveriam ser introduzidos elementos de atenuação sonora adequados, sem causar interferência significativa no movimento dos gases de combustão. Contudo, uma ótima atenuação sonora causa normalmente uma alta interferência no fluxo dos gases, o que provoca um aumento considerável da perda de carga do sistema. Isto implica em uma perda líquida de potência do motor, o que não é aceitável.

Devido a estes fatos, vários pesquisadores se dedicaram ao entendimento do funcionamento de cada elemento de um silenciador, com a finalidade de se atingir um nível mínimo de conhecimento capaz de auxiliar no desenvolvimento dos mesmos.

Assim, tem-se como objetivo principal, neste trabalho, reunir todas as informações disponíveis referentes aos elementos básicos de cada elemento do silenciador, tendo como meta testá-las e usá-las no desenvolvimento de sistemas mais complexos.

Para tanto, necessitou-se do entendimento de técnicas teóricas e experimentais existentes, as quais já foram desenvolvidas ao longo dos anos por vários pesquisadores, sendo então usadas neste trabalho.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Silenciadores Automotivos

O ruído gerado por um veículo possui diferentes pontos de origem, com diferentes níveis de pressão sonora. Por exemplo, um veículo como na Figura 1, emite ruído dos pneus, da caixa de marcha, do sistema de tomada de ar, ruído proveniente do ar passando pelo grade do radiador, do diferencial e do motor, além de outros mais.

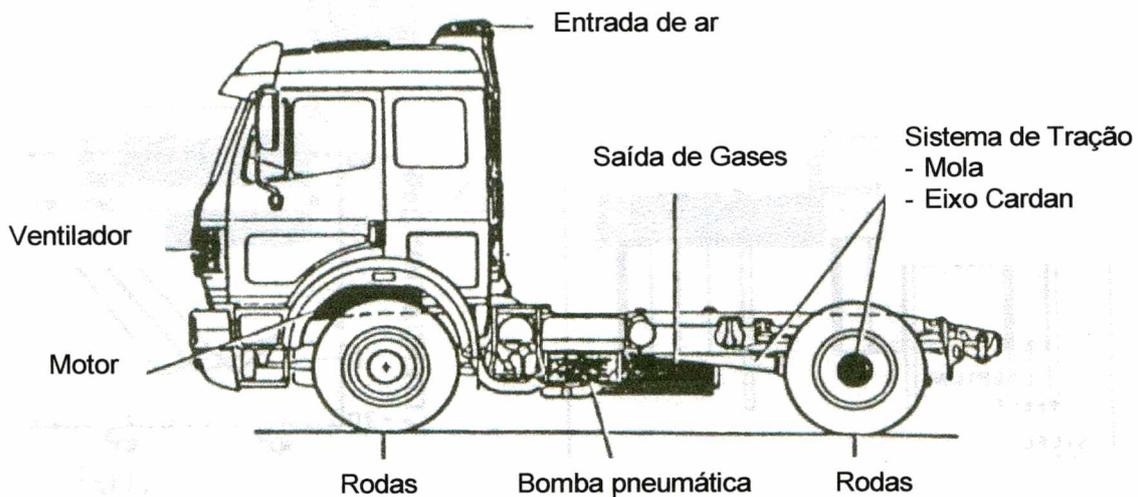


Figura 1 – Fontes de ruído veicular

Contudo, hoje em dia, o ruído de exaustão é predominantemente a fonte de ruído mais intensa e poluente na maioria dos motores de combustão interna. Felizmente, este ruído pode ser consideravelmente reduzido por meio de um bom projeto de um sistema de exaustão.

Desta maneira, o sistema de exaustão pode ser composto por quatro componentes principais (Figura 2) :

- Tubo Primário ou Tubo motor : Responsável pela captação dos gases de exaustão emanados pelo motor.
- Catalisador : Responsável pela redução e eliminação dos gases tóxicos emanados pelo motor, transformando-os em gases inertes.
- Sistema Intermediário : Responsável por parte da redução do nível de ruído.
- Sistema Traseiro : Responsável pela redução secundária e balanço final do nível de ruído emitido pelo motor.

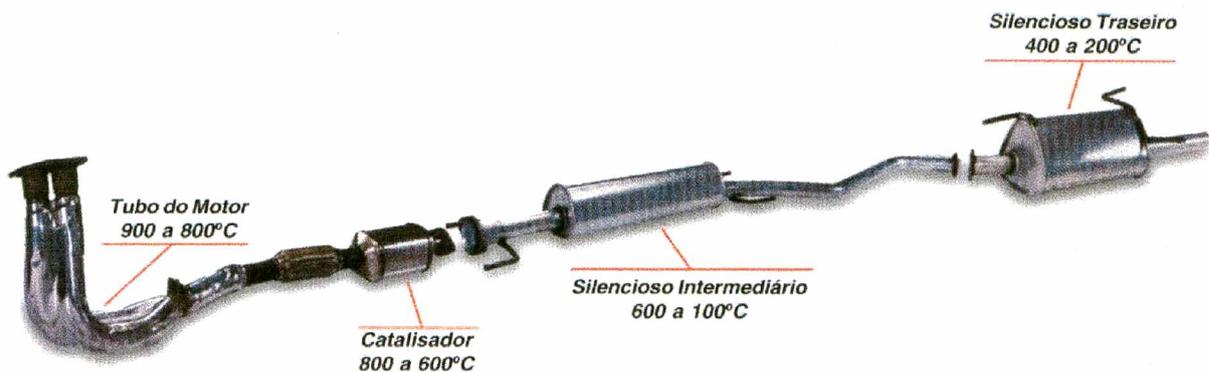


Figura 2 – Sistema de Exaustão Veicular

Os silenciadores podem ser convencionalmente classificados em dois tipos principais ; os dissipativos (Figura 3) e os reativos (Figura 4). Os dissipativos são providos de um material de absorção acústica, tais como lã de Basalto ou fibra contínua de vidro, que absorve a energia sonora incidente, convertendo-a em calor. Por outro lado, os reativos são compostos por câmaras de diferentes volumes e formas ou por tubos ressonantes concêntricos. Este sistema, funciona como um desequilibrador de impedância com a fonte, no qual reflete parte da energia sonora incidente.

Os silenciadores reativos podem ser subdivididos em :

- Fluxo reto
- Fluxo Reverso

O sistema reverso é aplicado para faixas de baixas de freqüências; enquanto que o sistema reto, no qual são empregados algumas perfurações no tubo de passagem, funciona para faixas mais altas de freqüências.

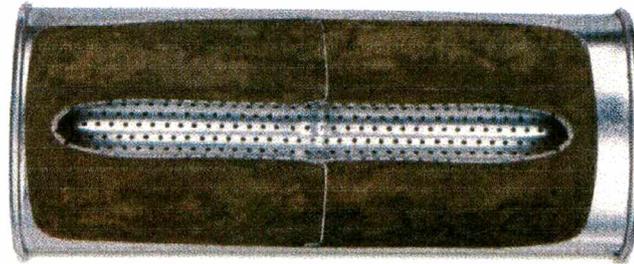


Figura 3 – Silenciador Dissipativo

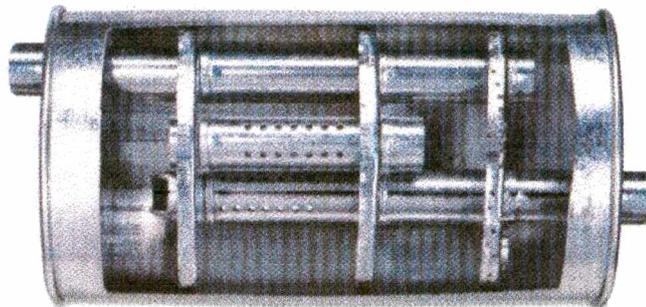


Figura 4 – Silenciador Reativo

Paralelamente aos sistemas dissipativo e reativo, pode-se gerar um sistema intermediário, o qual possui os dois sistemas num mesmo conjunto (Figura 5).

Entretanto, na prática, nenhum silenciador é completamente reativo ou completamente dissipativo. A maioria dos silenciadores contem elementos que geram um desequilíbrio da impedância com a dissipação acústica. Contudo, sistemas dissipativos perdem o seu desempenho com o tempo, devido ao arraste de partículas do material acústico pela passagem dos gases e pelo craqueamento do mesmo, gerando uma barreira contra a absorção sonora. Recentemente, entretanto, materiais

fibrosos melhores como por exemplo materiais compósitos, fibras de vidro e fibras cerâmicas tem sido estudados e aplicados para contornar estes problemas.



Figura 5 – Sistema Dissipativo e Reativo

Outro sistema de atenuação possível de ser utilizado é o Sistema de Controle Ativo de Ruído. Este se baseia na captação do campo sonoro incidente no duto, gerando um sinal invertido por um alto falante posicionado um pouco depois. (Figura 6).

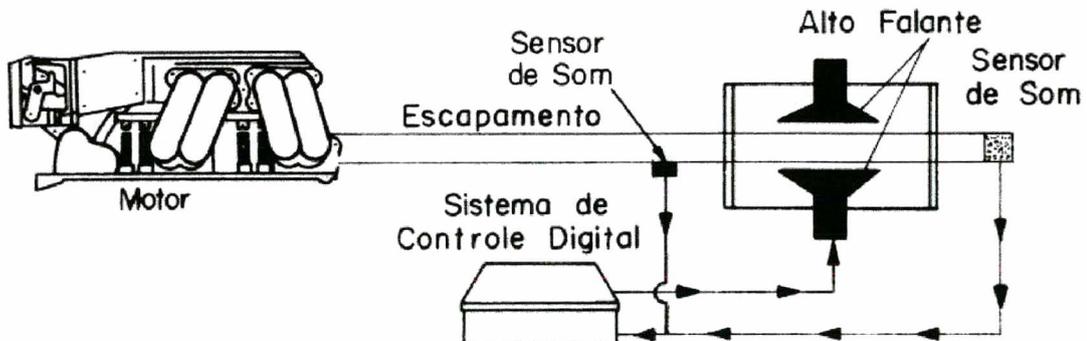


Figura 6 – Controle Ativo de Ruído

O desempenho dos silenciadores, na maioria dos casos, são apresentados por gráficos, que descrevem o comportamento dos mesmos. De acordo com Munjal [1] e Crocker [2], pode-se descrever o desempenho em três diferentes definições:

- Perda de Inserção (Insertion Loss – IL) : Pode ser definida como a diferença do nível de pressão sonora medido em um ponto do espaço com e sem o silenciador colocado entre este ponto e a fonte.

- Redução de Ruído (Noise Reduction – NR) : Define-se pela diferença do nível de pressão sonora medido em dois pontos selecionados arbitrariamente nos tubos de entrada e de saída do silenciador.

- Perda de Transmissão (Transmission Loss – TL) : Definida como sendo a diferença entre a potência sonora incidente no silenciador e a potência sonora transmitida. A TL é independente da fonte, sendo mais fácil de prever teoricamente, sendo então utilizada em pesquisas, bem como neste trabalho.

2.2. Quantificação do Comportamento Acústico de Silenciadores

Durante os últimos anos, vários pesquisadores estudaram e aprimoraram técnicas teóricas e experimentais, objetivando desenvolver silenciadores veiculares mais eficientes.

De uma certa maneira, pode-se classificar tais técnicas em dois grupos principais : Técnicas Numéricas Computacionais, como o método de elementos finitos (FEM) e elementos de contorno (BEM) e/ou o método da matriz de transferência, os quais se utilizam de várias equações numéricas, combinadas a parâmetros geométricos e funcionais do silenciador, resultando em gráficos que descrevem o comportamento acústico do mesmo, frente a uma excitação de ruído; Técnicas Experimentais necessitam de um protótipo para a determinação do comportamento acústico.

2.3. Técnicas Experimentais

Em 1976, Seybert e Ross [3] apresentaram uma técnica experimental para a determinação das propriedades acústicas em um tubo, incluindo o efeito do fluxo dos gases. Nesta técnica, uma fonte sonora gerando um ruído branco de banda larga é posicionada de tal forma que possibilite um campo sonoro aleatório dentro do tubo investigado. Dois microfones são então montados no tubo, em posições conhecidas, com o objetivo de se medir a densidade espectral de potência e a densidade espectral cruzada entre os dois microfones. Com base nestes dados foi desenvolvida a teoria, buscando encontrar relações da impedância acústica e do coeficiente de reflexão da terminação do tubo. Alguns ensaios foram feitos e comparados com outras técnicas, resultando em uma boa concordância, mostrando que a mesma pode ser utilizada para a determinação de propriedades acústicas de silenciadores.

Já em 1980, Chung & Blaser [4,5] apresentaram o método da função de transferência para medição das propriedades acústicas de dutos. Neste método, uma onda estacionária aleatória de banda larga em um tubo é decomposta matematicamente em componentes incidentes e refletidas, usando para tanto uma relação simples da função de transferência entre a pressão acústica em duas localizações na parede de um tubo. Desta maneira, a decomposição da onda leva à determinação do coeficiente de reflexão complexo, da qual a impedância acústica, o coeficiente de absorção sonora do material e a perda de transmissão do silenciadores podem ser determinados. Testes foram então efetuados, comparados com previsões teóricas, resultando em uma boa concordância.

Mais tarde, em 1985, Bodén & Abom [6] estudaram os erros do método dos dois microfones para medição de propriedades acústicas em dutos. Neste trabalho, investigações sistemáticas de várias medições foram feitas, acompanhando-se os erros gerados. Assim, constatou-se que a separação dos microfones, a distância entre a amostra e o microfone e a calibração correta dos microfones influenciam diretamente nos resultados obtidos. Com base nestes estudos, pode-se determinar faixas de frequência válidas para o método dos dois microfones.

Seguindo os estudos de Chung & Blaser, Chu [7] desenvolveu uma técnica na qual se utiliza apenas um único microfone para medição da função de transferência.

Desta maneira, consegue-se eliminar erros associados ao desequilíbrio de fase dos dois microfones até então utilizados. Os resultados foram comparados, obtendo-se uma boa concordância entre os dois métodos.

Em 1988, Abom e Bodén [8] estenderam os trabalhos feitos em 1986, incluindo o efeito de fluxo no meio e a atenuação durante a propagação sonora. Neste trabalho, uma nova técnica foi sugerida para medição no número de Mach utilizando o método dos dois microfones.

2.4. Técnicas Teóricas

2.4.1. Cavidades e Dutos Estendidos

Em 1969, Fukuda [11] mostrou suas equações teóricas para o projeto de silenciadores tipo cavidade, em construções diferenciadas, além de apresentar exemplos de cada silenciador. Em uma revisão posterior em 1970, Fukuda e Okuda [12] demonstraram fórmulas mais precisas para a atenuação de tais silenciadores.

Já em 1971, Alfredson e Davies [13] descreveram parte de uma sistemática de investigação para a obtenção de uma maior precisão nos modelos teóricos para silenciadores de motores de combustão interna. Várias experiências foram feitas com sistemas diferenciados, onde os resultados foram comparados com aqueles previstos na teoria linearizada unidimensional com fluxo de gases. Assim, concluiu-se que a teoria unidimensional é suficientemente precisa para projetos de silenciadores.

Munjal [14] apresentou em 1975 um método para validação de silenciadores veiculares com fluxo de gases. Assim, ele introduziu novas variáveis como pressão e velocidade de massa e determinou expressões para a perda de inserção de silenciadores.

Os efeitos dos modos acústicos de alta ordem, no desempenho de uma câmara circular com a entrada e saída localizados na parede do cilindro, foram investigados por Yi e Lee [15], bem como a entrada lateral e a saída longitudinal ao cilindro [16]. A distribuição sonora na câmara de expansão foi obtida teoricamente,

considerando a influência da pressão sonora difratada gerada pela presença das tampas do cilindro. Uma série de observações experimentais foram feitas, comparando-se a perda de transmissão teórica com a experimental, constatando-se uma boa concordância entre os resultados. A influência destes modos, foram estudados variando-se o comprimento das câmaras e combinações da localização da entrada e saída. Yi e Lee concluíram então, que a pressão sonora difratada afeta consideravelmente a performance da câmara de expansão numa faixa acima da primeira frequência de corte do modo assimétrico.

Em 1987, Munjal [1], publicou um livro que apresenta todo um desenvolvimento de equações, baseadas na matriz de transferência, para a predição teórica do comportamento acústico de uma grande variedade de elementos dos silenciadores, considerando meio estacionário ou na presença de fluxo de fluídos. Este livro é resultado de quinze anos de pesquisa em projeto de silenciadores e tem sido oferecido nos cursos de graduação e pós-graduação por muitos anos.

Munjal apresentou em 1997 [17] equações da matriz de transferência para silenciadores com entrada e saída lateral, considerando um número de Mach de fluxo de fluído baixo. Estes experimentos foram validados pelo modelo 3-D, existente na literatura, para um meio estacionário e para câmaras acusticamente longas. Durante seus estudos, Munjal descobriu que os comportamentos de entrada lateral e de saída lateral são semelhantes aos comportamentos de tubo estendido na entrada e na saída, respectivamente.

Ainda em 1997, Munjal [18] apresentou uma revisão das pesquisas encontradas pelo autor e seus estudos em diferentes aspectos, tanto em silenciadores ativos, quanto em passivos, na última década.

2.4.2. Câmaras com Sistema Reflexivo

Em 1976, Young e Crocker [20] apresentaram a perda de transmissão para uma câmara com fluxo reverso, baseada numa aproximação do método de elementos finitos. O modelo teórico foi testado e validado com um número diferente de câmaras, considerando a variação do fluxo de ar. Dependendo da configuração da entrada e da

saída, a câmara reflexiva apresentou duas perdas de transmissão completamente diferentes, onde uma é similar a uma simples câmara de expansão em série, e a outra é similar a um ressonador de ramo lateral.

Panicker e Munjal [21] publicaram em 1981 uma análise de silenciadores com reversão da direção do fluxo de gases de exaustão. Neste trabalho foram desenvolvidas equações das matrizes de transferência considerando o fluxo reverso dos elementos. Resultados teóricos e práticos da redução de ruído foram comparados, concordando muito bem.

2.4.3. Dutos Perfurados

Em 1978, Sullivan e Crocker [22] concluíram um estudo referente ao projeto de ressonadores concêntricos, os quais são freqüentemente utilizados para atenuação de altas freqüências. Neste estudo, um modelo matemático foi derivado levando em conta o fluxo médio de fluido, bem como o movimento de ondas na cavidade e o acoplamento entre a cavidade e o tubo perfurado, através da impedância dos furos. Para o regime linear e com fluxo zero do fluido, obteve-se uma excelente concordância entre os resultados experimentais. Este modelo, sugere que o desempenho deste tipo de ressonador é sensível à porosidade do tubo perfurado, e pode-se mudar a banda de atenuação selecionando e ajustando esta porosidade.

Em um trabalho posterior, Sullivan [23,24] desenvolveu um método simples para modelar componentes silenciadores perfurados, tal como, ressonadores concêntricos, câmaras de expansão e câmaras com fluxo reverso, contendo tubo de entrada e saída perfurados. A teoria inclui fluxo do meio e é baseada no procedimento de segmentação, na qual cada segmento é descrito por uma matriz de transmissão. A teoria foi então aplicada para demonstrar especificamente a utilidade e o potencial do modelo. Um dos pontos cruciais para o sucesso do modelo foi a descrição exata da impedância do perfurado.

Jayaraman e Yam [25] derivaram em 1981 duas equações diferenciais que descrevem a propagação da onda acústica na presença de fluxo médio, em silenciadores com tubos perfurados. Estas equações derivadas levaram a uma

compacta e exata expressão para os parâmetros da matriz de elementos de fluxo cruzado, sem o emprego de séries infinitas convergentes ou análise por segmentos utilizadas nos estudos anteriores. As curvas de perda de transmissão preditas concordaram muito bem com os dados publicados.

Bento Coelho [60] estudou, em 1983, as características acústicas de sistemas perfurados em câmaras de expansão. Este trabalho, fruto do desenvolvimento de sua tese de doutorado, gerou equações que descrevem a impedância acústica de perfurados para sistemas com e sem fluxo de ar.

Em 1986, Rao e Munjal [27] trabalharam no estudo da impedância do fluxo passante em uma chapa perfurada. As medições foram feitas considerando várias velocidades de fluxo, com a impedância do tubo ajustado em diferentes frequências. Também foram considerados os efeitos da espessura da chapa e o diâmetro dos furos. Foi visualizado que a resistência acústica aumenta com a velocidade de fluxo, mas é mais ou menos independente da espessura e do diâmetro do furo. Contudo a reatância aumenta com a espessura e o diâmetro do furo. Por último, uma equação empírica foi formulada para impedância incidente em uma placa perfurada, sendo verificado o seu uso na predição da redução de ruído através de um ressonador concêntrico.

Munjal, Rao e Sahasrabudhe [28] apresentaram uma aproximação do desacoplamento generalizado, para a análise da configuração de um silenciador com dois dutos, tanto quanto para três dutos, constituído por elementos perfurados. Os resultados teóricos de perda de transmissão para as configurações típicas foram comparadas com as medições de Sullivan e predições de Jayaraman, Yam e Thawani. A comparação foi feita com os valores de perda de transmissão, calculados pela aproximação da segmentação de Sullivan, onde os resultados foram muito bons.

Uma equação diferencial acoplada, descrevendo a propagação de ondas acústicas unidimensionais, em tubos perfurados e cavidades de fluxo direto e cruzado, de elementos de silenciadores foi derivada e então desacoplada numericamente por Peat [29]. A técnica de desacoplamento numérico apresentada pode acomodar a variação axial de algumas medições de fluxo e impedância do perfurado, tal como ocorre em elementos silenciadores de fluxo cruzado, embora o modelamento neste caso não seja exato.

Munjal, Krishnan e Reddy [30], apresentaram resultados de um programa de computador, o qual incorpora as expressões da matriz de transferência para os ressonadores concêntricos, silenciadores tipo plug e elementos de três dutos perfurados com fluxo cruzado. Através de parâmetros geométricos e número de Mach, plotou-se a perda de transmissão em função da frequência.

Em 1998, Munjal, Behera e Thawani [34] publicaram um modelo analítico no domínio da frequência para um elemento do silenciador com fluxo reverso, três dutos e elemento com duto perfurado na saída. Este modelo baseou-se nas equações básicas de continuidade de massa, balanço de momento e isoentropicidade. Os resultados foram comparados, com os valores medidos para um meio estacionário e em movimento, concordando muito bem.

Thawani e Noreen [35], apresentaram uma análise de várias configurações de silenciadores realísticos. Utilizando-se de um programa baseado na formulação da matriz de transferência, chegou-se a resultados previstos da perda de transmissão para silenciadores. Os resultados foram positivos, possibilitando uma aproximação preliminar do silenciador mais eficiente.

2.4.4. Sistemas Dissipativos

Em 1987, Munjal e Shirahatti [37], abordaram um artigo referente ao estudo de sistemas dissipativos, agregados juntamente com outro elemento do silenciador, impedância da fonte, e impedância de radiação, através de uma matriz de transferência. Assim, uma matriz de transferência para dutos retangulares foi derivada.

Munjal [38] derivou, em 1997, uma matriz de transferência para materiais absorptivos colocados em dutos circulares e submetidos a ondas cilíndricas na direção radial. Com base nesta matriz, Munjal calculou a perda de inserção de algumas amostras e comparou-as com os valores medidos em literatura.

CAPÍTULO 3

TEORIA DOS FILTROS ACÚSTICOS

3.1. Teoria da Matriz de Transferência

Um filtro acústico consiste em um elemento acústico, ou uma série de elementos colocados entre a fonte sonora e o meio em questão, ou seja, a atmosfera. Este filtro acústico é análogo ao filtro elétrico ou um isolador de vibração.

Na teoria de filtros acústicos, assume-se que o meio é estacionário e a propagação das ondas unidimensional (ondas planas), as quais são governadas pela seguinte equação :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0 \quad (3.1)$$

Para o desenvolvimento das equações relacionadas ao filtro acústico, assume-se que, além da presença de apenas ondas planas no sistema, não se tem gradiente de temperatura ou fluxo e que a viscosidade pode ser negligenciada .

Se apenas ondas planas existem em um elemento do silenciador (Figura 7), então a pressão sonora “p” e a velocidade de volume “v” em qualquer lugar do elemento podem ser representadas pela soma das ondas incidentes e refletidas.

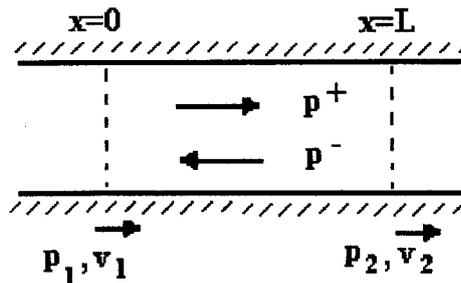


Figura 7 – Elemento Básico do Silenciador

Ou seja :

Para $x = 0$;

$$p = p^+ + p^- \quad (3.2)$$

$$p = P^+ \cdot e^{-i.k.x} + P^- \cdot e^{i.k.x} \quad (3.3)$$

$$v = v^+ + v^- \quad (3.4)$$

$$v = (1/Y) \cdot (P^+ \cdot e^{-i.k.x} - P^- \cdot e^{i.k.x}) \quad (3.5)$$

$$v = (1/Y) \cdot (p^+ - p^-) \quad (3.6)$$

Onde :

$Y = \rho_0 \cdot c / S =$ Impedância acústica Característica p/ velocidade de volume
(pressão sonora da onda dividida pela velocidade de volume da onda).

$\rho_0 =$ Densidade do Fluido (Kg/m³)

$c =$ Velocidade do Som no meio. (m/s)

$S =$ Área da seção transversal do tubo. (m²)

$k = \omega / c =$ Número de onda (rad / m)

$\omega =$ Freqüência angular. (rad/s)

Assim, desconsiderando a dependência do tempo e assumindo que a pressão “ p ” e a velocidade de volume “ v ” nos pontos 1 e 2 da Figura 7 ($x=0$ e $x=L$ respectivamente) podem ser relacionados por :

$$p_1 = A.p_2 + B.v_2 \quad (3.7)$$

$$v_1 = C.p_2 + D.v_2 \quad (3.8)$$

Então, de acordo com Munjal [1] e Crocker [2], um circuito elétrico análogo pode ser usado onde a pressão “ p ” é análoga à voltagem e a velocidade de volume “ v ” à corrente. Este circuito equivalente pode ser representado por um elemento de quatro pólos, conforme a Figura 8 para uma analogia com a velocidade de volume e Figura 9 para uma analogia com a pressão sonora da fonte.

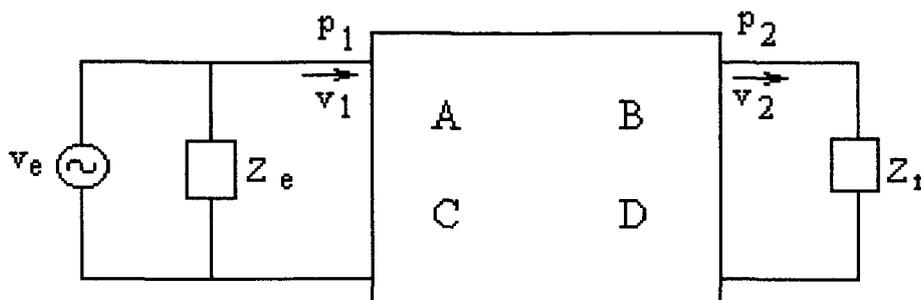


Figura 8 – Analogia com a velocidade de volume

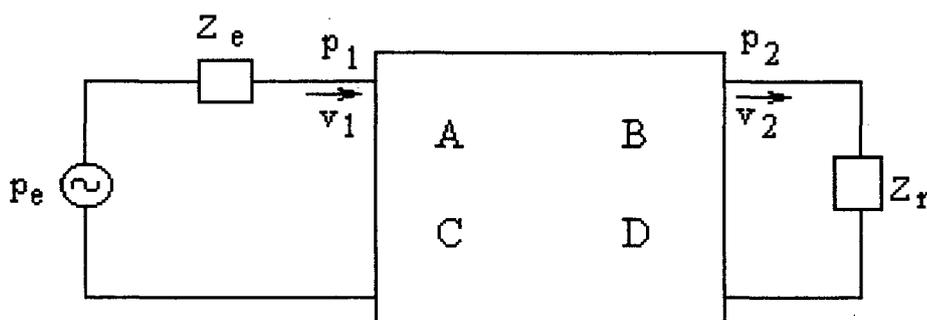


Figura 9 – Analogia com a pressão sonora da fonte

Se a seção do silenciador é simplesmente um tubo rígido de seção transversal constante, então das equações 3.3 e 3.5 , tem-se que a pressão sonora e velocidade de volume nos pontos 1 e 2 da Figura 7 são :

$$p_1 = p^+ + p^- \quad (3.9)$$

$$p_2 = P^+ \cdot e^{-i.k.L} + P^- \cdot e^{i.k.L} \quad (3.10)$$

$$v_1 = (1/Y) \cdot (p^+ + p^-) \quad (3.11)$$

$$v_2 = (1/Y) \cdot (P^+ \cdot e^{-i.k.L} - P^- \cdot e^{i.k.L}) \quad (3.12)$$

Assim, com base nas equações 3.7 e 3.8 e conhecendo os valores dos parâmetros A, B, C e D, que podem ser validados através das equações 3.9 , 3.10 , 3.11 e 3.12, conforme exposto por Croquer [2], pode-se então, representar estas equações na forma matricial. Desta maneira, estes parâmetros são conhecidos como a matriz dos quatro pólos, ou Matriz de Transferência.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ v_2 \end{bmatrix}$$

Figura 10 – Matriz de Transferência

Note que $AD - BC = 1$, o qual é um teste usual feito com os valores da matriz dos quatro pólos baseado no fato do sistema obedecer ao princípio da reciprocidade.

Um silenciador real, por sua vez, é composto por vários elementos diferentes, tais como uma expansão abrupta, ou mesmo uma contração abrupta, ou ainda por tubos estendidos ou tubos perfurados, além de outros elementos. Cada elemento possui uma matriz de transferência particular, que depende basicamente de sua forma geométrica.

Devido a este fato, há a necessidade de estabelecer uma relação entre cada elemento e sua matriz de transferência, para se conseguir determinar as propriedades acústicas de um silenciador, como um todo.

Desta maneira, considera-se primeiramente um sistema de exaustão simples, como na Figura 11, o qual possui um duto estendido, uma câmara de expansão e um ressonador concêntrico.

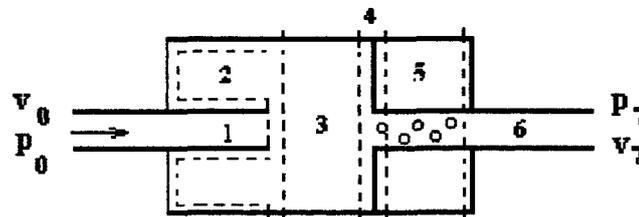


Figura 11 – Exemplo de um Silenciador Veicular

Assim, se vários componentes do sistema estão conectados juntos de maneira seriada, então a matriz de transferência do sistema completo é dado pelo produto individual das matrizes dos sistema, ou seja :

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_4 & B_4 \\ C_4 & D_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_5 & B_5 \\ C_5 & D_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_6 & B_6 \\ C_6 & D_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_7 \\ v_7 \end{bmatrix}$$

Figura 12 – Matriz de Transferência do Silenciador da Figura 11

Com base nesta matriz de transferência podem-se derivar equações para a determinação da perda de transmissão, redução de ruído ou mesmo perda de inserção. Como neste trabalho tem-se como o foco a perda de transmissão, devido a sua simplicidade, é importante fazer a seguinte observação.

OBS.: Para o cálculo da perda de transmissão, a potência incidente e a potência transmitida não variam ao longo de um duto de seção uniforme, logo a matriz de transferência do sistema é obtida pela multiplicação dos elementos 2 à n-1. Ou seja, para o exemplo da Figura 11, tem-se que a matriz de transferência é composta pela multiplicação dos elementos 2, 3, 4 e 5.

3.2. Perda de Transmissão (TL)

A perda de transmissão ou Transmission Loss (TL) como também é chamada, consiste em um parâmetro no qual se descreve o comportamento acústico de um silenciador. Esta técnica é independente da fonte e requer uma terminação anecóica na saída do sistema, ou seja, não há reflexão das ondas sonoras neste ponto. Ela é definida como sendo a diferença entre o nível de potência sonora incidente (L_{wi}) no silenciador e o nível de potência sonora transmitida (L_{wt}) após o silenciador, para dentro da terminação anecóica.

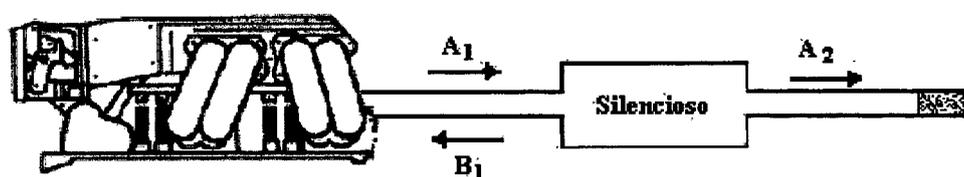


Figura 13 – Definição de Perda de Transmissão

Simbolicamente, pode-se definir a TL como sendo :

$$TL = 10 \cdot \log_{10} (L_{wi} / L_{wt}) \quad (3.13)$$

Em termos de componentes de onda progressiva e considerando que $B_2 = 0$, tendo-se em vista que a terminação é anecóica, tem-se que :

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left| \frac{S_1 \cdot A_1^2}{2} \cdot \frac{2}{S_2 \cdot A_2^2} \right| \quad (3.14)$$

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{A_1}{A_2} \right| \quad (3.15)$$

Onde :

$S_1 = S_2$ (área do tubo de entrada e saída são normalmente iguais);

Logo, de acordo com Munjal [1], tem-se que :

$$A_2 = p_2 = Y_2 \cdot v_2 \quad (3.16)$$

$$A_1 = (p_1 + Y_1 \cdot v_1) / 2 \quad (3.17)$$

$$p_1 = A_1 + B_1 \quad (3.18)$$

$$V_1 = (A_1 - B_1) / Y_1 \quad (3.19)$$

Desta maneira, considerando as equações 3.16, 3.17, 3.18 e 3.19, e relacionando-as com a Figura 10, chega-se ao valor de A_1 .

$$A_1 = (p_1 + Y_1 \cdot v_1) / 2 \quad (3.20)$$

$$A_1 = \left[\left(A \cdot A_2 + B \cdot A_2 / Y_2 \right) + Y_1 \cdot \left(C \cdot A_2 + D \cdot A_2 / Y_2 \right) \right] / 2 \quad (3.21)$$

Ou rearrumando a equação acima para uma relação de A_1/A_2 :

$$A_1/A_2 = \frac{1}{2} \cdot \left[A + B/Y_2 + Y_1 \cdot C + (Y_1/Y_2) \cdot D \right] \quad (3.22)$$

Enfim, de acordo com uma combinação entre a equação 3.15 e a equação 3.22, define-se a TL como sendo :

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left[(Y_2/Y_1)^{1/2} \cdot (A + B/Y_2 + Y_1 \cdot C + (Y_1/Y_2) \cdot D) / 2 \right] \quad (3.23)$$

Sendo os coeficientes A, B, C e D os coeficientes da multiplicação da matrizes de transferência de cada elemento, e Y_1 e Y_2 são respectivamente as impedâncias características do tubo de entrada e de saída do silenciador ($\rho_0 \cdot c / S$).

De acordo com Munjal [1], para tubos conduzindo gases quentes de exaustão, é mais apropriado lidar com a velocidade de “ massa “ acústica ($= \rho_0 \cdot S \cdot u$, onde u = velocidade da partícula).

Sendo assim, a correspondente impedância característica adotada nas próximas páginas, será denotada como “ Y_o ” por conveniência, onde :

$$Y_o = c / S$$

Considerando esta definição, a equação 3.23 torna-se um pouco diferente, onde Y_1 e Y_2 serão definidas agora como, a impedância característica de velocidade de massa dos tubos de entrada e saída do silenciador, conforme a equação acima.

3.3. Matriz de Transferência para Dutos de Seção Uniforme

Considerando um simples duto de seção uniforme com pressão acústica “ p ” e velocidade de massa “ v ” e a correspondente impedância característica do duto “ Y_o ” para um duto da Figura 14, tem-se :

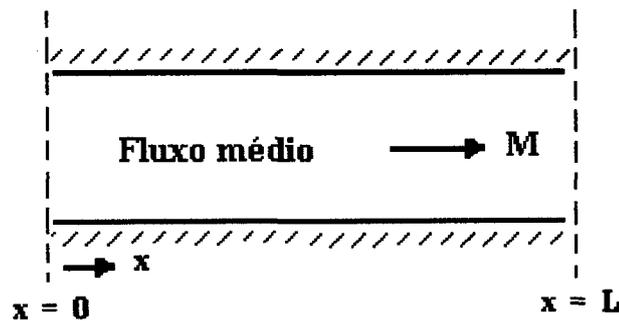


Figura 14 – Duto Uniforme c/ fluxo médio

Para um meio viscoso e fluxo médio incompressível e turbulento, Munjal [1] definiu as seguintes relações :

$$p(x) = (A \cdot e^{-i \cdot kc \cdot x} + B \cdot e^{+i \cdot kc \cdot x}) \cdot e^{i \cdot M \cdot kc \cdot x} \tag{ 3.24 }$$

$$v(x) = (A \cdot e^{-i \cdot kc \cdot x} - B \cdot e^{+i \cdot kc \cdot x}) \cdot e^{i \cdot M \cdot kc \cdot x} / Y' \tag{ 3.25 }$$

Onde :

$$Y' = Y_o \cdot \{ 1 - i \cdot \alpha(M) \} / k$$

$$\alpha(M) = \alpha + F \cdot M / 2 \cdot d$$

Sendo : F = fator de fricção de Froude (veja Munjal [1]) , d = diâmetro do tubo e M = Número de Mach.

Então, conforme definido por Munjal [1], e considerando um meio não viscoso ($Y = Y_0$), tem-se a matriz de transferência para um duto uniforme :

$$e^{-i.M.k.c.l} \begin{bmatrix} \cos (k_c.l) & i.Y_0.\text{sen} (k_c.l) \\ (i/Y_0).\text{sen} (k_c.l) & \cos (k_c.l) \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Onde : $k_c = k / (1-M^2)$;

$k = \omega / c$ = Número de onda; (rad / s)

ω = frequência (rad / s) = $2.\pi.f$; f em Hz

c = velocidade do som no meio (m/s);

$M = U / c$ = Número de Mach;

U = Velocidade de escoamento do fluído (m/s);

$Y_0 = c / S$ = Impedância característica para velocidade de massa [1] ;

S = área da seção transversal do duto (m^2).

$i = \sqrt{-1}$

3.4. Matriz de Transferência para Dutos Estendidos

Existem quatro tipos principais de ressonadores com duto estendido, são eles :

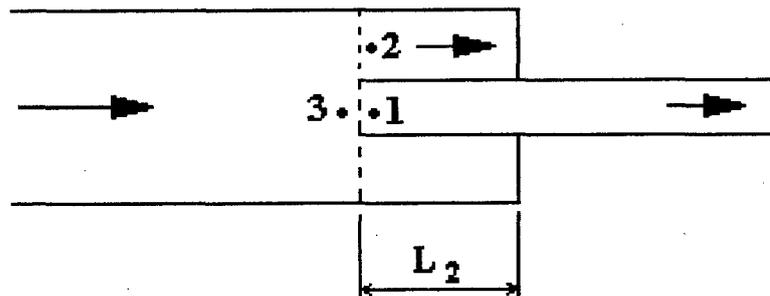


Figura 15 – Duto Estendido na Saída

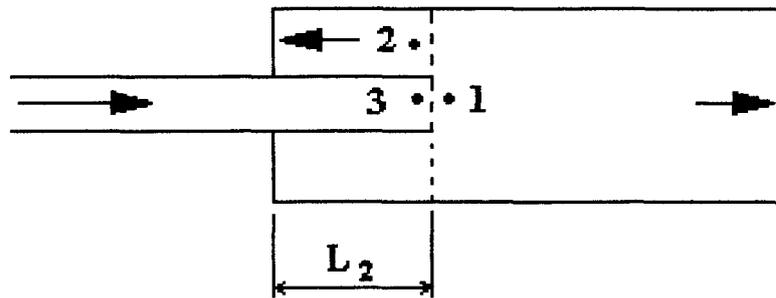


Figura 16 - Duto Estendido na Entrada

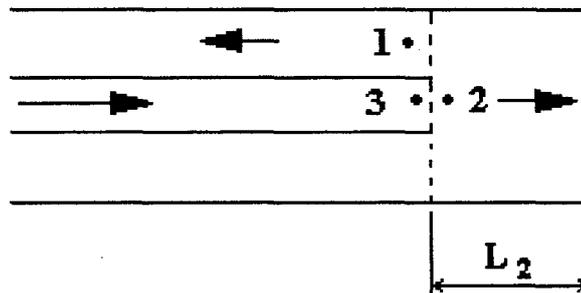


Figura 17 - Sistema com Expansão Reversa

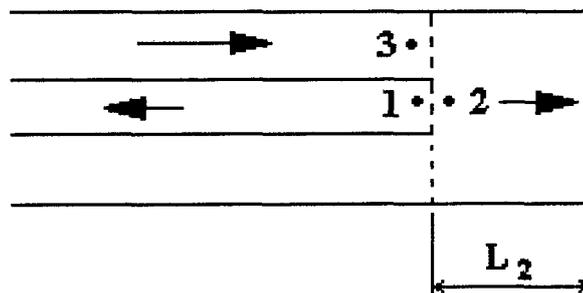


Figura 18 - Sistema com Contração Reversa

Considerando agora que os elementos acima representados possuem fluxo dos gases, pode-se afirmar que a pressão de estagnação diminui através de uma descontinuidade de área. Assim, de acordo com Munjal [1], como o fluxo do fluido (gases de exaustão) passam numa mudança de área, uma parte da energia acústica é convertida em calor, aumentando então a sua entropia. Este aumento pode ser mensurado por um parâmetro dito coeficiente de perda da pressão de estagnação para

fluxos incompressíveis (K). Este coeficiente foi medido por Munjal [1], para fluxos fixos e para vários tipos de descontinuidades, sendo então exposto abaixo.

Elemento	K
Duto Estendido na saída	$(1 - S_1/S_3) / 2$
Duto Estendido na entrada	$[(S_1/S_3) - 1]^2$
Sistema com Expansão Reversa	$(S_1/S_3)^2$
Sistema com Contração Reversa	0,5

TABELA 1 – Valores do Coeficiente de Pressão de Estagnação K

Onde :

S_1 = área da seção transversal no ponto 1; (m^2)

S_3 = área da seção transversal no ponto 3; (m^2)

Conforme definido por Munjal [1], a matriz de transferência de cada um dos quatro tipos de dutos estendidos, em termos de variáveis no estado aeroacústico, é dado por :

$$\begin{bmatrix} p_{c,3} \\ v_{c,3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c,1} \\ v_{c,1} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

onde :

$$A_{11} = 1 - \frac{K.M_1^2}{1 - M_1^2}$$

$$A_{12} = \frac{K.M_1.Y_1}{1 - M_1^2}$$

$$A_{21} = \frac{-S_3.A_{11} - C_1.S_1 \left(1 - \frac{(\gamma - 1).M_1^4}{1 - M_1^2} \right) + \frac{C_2.S_2.Z_2(\gamma - 1).K.M_1^3}{(1 - M_1^2).Y_1}}{C_2.S_2.Z_2 + S_3.M_3.Y_3}$$

$$A_{22} = \frac{-S_3 A_{12} - C_1 S_1 M_1 Y_1 \left(1 - \frac{(\gamma - 1) M_1^2}{1 - M_1^2}\right) + C_2 S_2 Z_2 \cdot \left(1 - \frac{(\gamma - 1) K M_1^2}{1 - M_1^2}\right)}{C_2 S_2 Z_2 + S_3 M_3 Y_3}$$

Onde :

S_1 , S_2 e S_3 = área da seção transversal nos pontos 1 , 2 e 3 respectivamente (m^2);

K = coeficiente de perda dada na TABELA 1;

$\gamma = C_p / C_v$ = relação de calor específico = 1,402;

M_1 e M_3 = número de Mach nos pontos 1 e 3 respectivamente;

Y_1 , Y_2 e Y_3 = Impedância característica do tubo nos pontos 1, 2 e 3 , dado por c / S ;

k = número de onda;

$Z_2 = -i.Y_2 \cot (k.L)$ = Impedância do ressonador para sistema rígido;

$L = L_2 + \Delta l$ dado em m ;

Elemento	C_1	C_2
Duto Estendido na saída	-1	-1
Duto Estendido na entrada	-1	+1
Sistema com Expansão Reversa	+1	-1
Sistema com Contração Reversa	+1	-1

TABELA 2 – Valores das Constantes C_1 e C_2

Sendo Δl uma correção no comprimento do tubo, onde de acordo com Pierce [36] , tem-se :

$\Delta l = (+)$ para Figura 15 e 16;

$\Delta l = (-)$ para Figura 17 e 18;

$\Delta l = 0,61 \cdot r$ (para dutos estendidos);

$\Delta l = 0,82 \cdot r$ (para terminação flangeada);

r = raio do tubo (m);

OBS.: Quando for feito uma correção do comprimento do duto estendido , é necessário fazer uma correção também no comprimento do duto uniforme conectado

neste duto. Esta correção deverá ser feita nos mesmos valores, mas com sinal contrário do comprimento “ Δl ” adotado em cada caso.

Pode-se escrever também Z_2 na forma do coeficiente de reflexão de uma placa, onde :

$$Z_2 = Y_2 \cdot \frac{1 + R_{end} \cdot e^{-2ikL}}{1 - R_{end} \cdot e^{-2ikL}} \quad (3.28)$$

Sendo $R_{end} = 1$ para sistemas rígidos.

Na prática, contudo, a parede da cavidade tubular não é rígida suficientemente para se assumir um coeficiente de reflexão igual a 1. Desta maneira o valor do coeficiente de reflexão pode ser assumido como sendo em torno de 0,95.

A Equação 3.27 apresenta a matriz de transferência em termos das variáveis aeroacústicas, onde de acordo com Munjal [1, 17] tem-se :

$$p_c = p + M \cdot Y_o \cdot v \quad (3.29)$$

$$v_c = v + p \cdot M / Y_o \quad (3.30)$$

Assim escrevendo a Equação 3.27 em termos da pressão acústica e velocidade acústica de massa, obtém-se :

$$\begin{bmatrix} p_{c,3} \\ v_{c,3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Onde :

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -M_3 Y_3 \\ -M_3 / Y_3 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_1 Y_1 \\ M_1 / Y_1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

3.5. Matriz de Transferência para Expansão e Contração Súbita

Dois tipos de discontinuidades ou mudança brusca de área podem ser encontrados :

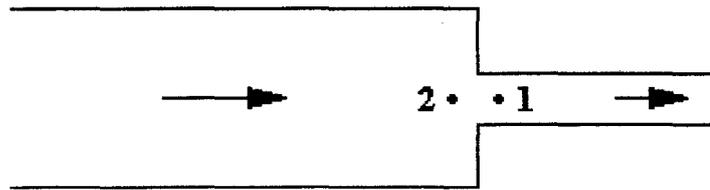


Figura 19 – Súbita contração

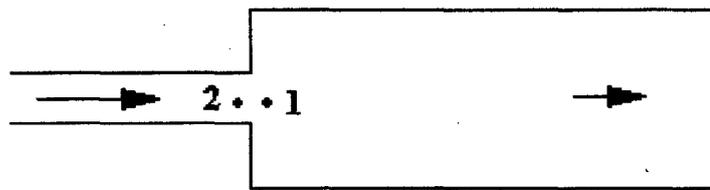


Figura 20 – Súbita expansão

Assume-se que, este sistema é um caso particular do sistema com duto estendido na saída e na entrada respectivamente, onde a matriz de transferência para estes dois casos é igual a Equação 3.32. A diferença se dá pelo comprimento L_2 onde nestes casos é igual a zero, e considerando que o ponto 3 é agora o ponto 2 deste novo sistema.

Na análise acima, é suposto que qualquer pressão sonora possível na mudança de área foi devida a uma variação de entropia. Contudo pode-se pensar de uma outra maneira, onde a mudança de área pode excitar modos acústicos de alta ordem. Assim Munjal [1], com base nos estudos de Lung e Doige, apresentou uma matriz de transferência diferenciada, conforme abaixo :

$$\begin{bmatrix} P_{c,2} \\ v_{c,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & i.\omega.L \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c,1} \\ v_{c,1} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Onde :

$L = l_{ec} / (\pi.r^2)$ dado em metros;

$l_{ec} = (8.r / 3.\pi).H(\alpha)$;

$H(\alpha) = 1 - \alpha$;

$\alpha =$ raio do tubo menor / raio do tubo maior (Câmara do Silenciador);

$r =$ raio do tubo menor (m);

OBS. : No caso de que a câmara do silenciador se apresentar em uma outra forma geométrica, como por exemplo uma elipse, logo pode-se aproximar esta câmara por um tubo de diâmetro D , através da seguinte relação :

$$D = \sqrt{4 \cdot \text{área do perfil} / \pi} \quad (3.34)$$

3.6. Matriz de Transferência para Entrada e Saída Laterais

Alguns silenciadores apresentam uma entrada ou saída lateral ao eixo principal de uma câmara circular, tal como os tipos apresentados abaixo :

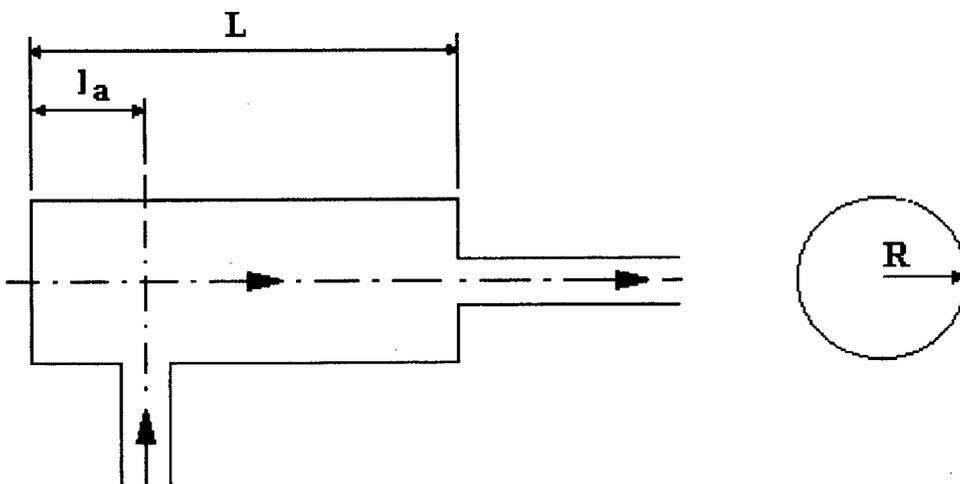


Figura 21 – Entrada lateral e saída concêntrica

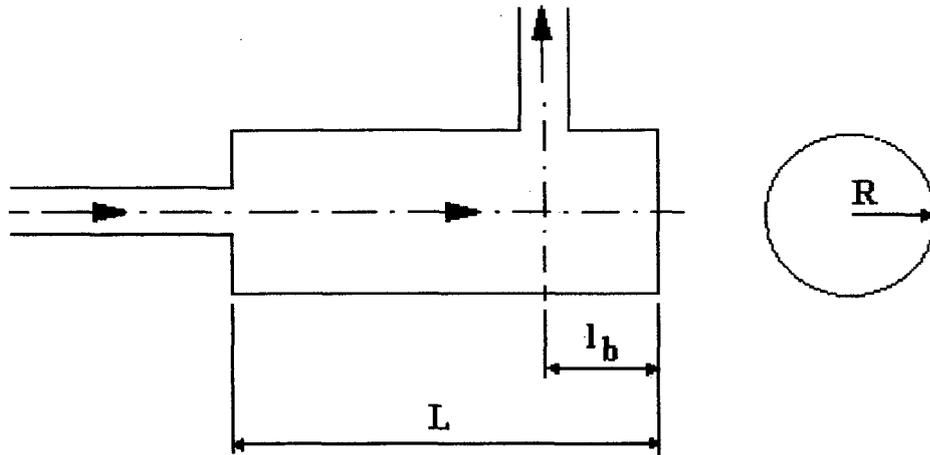


Figura 22 – Entrada concêntrica e saída lateral

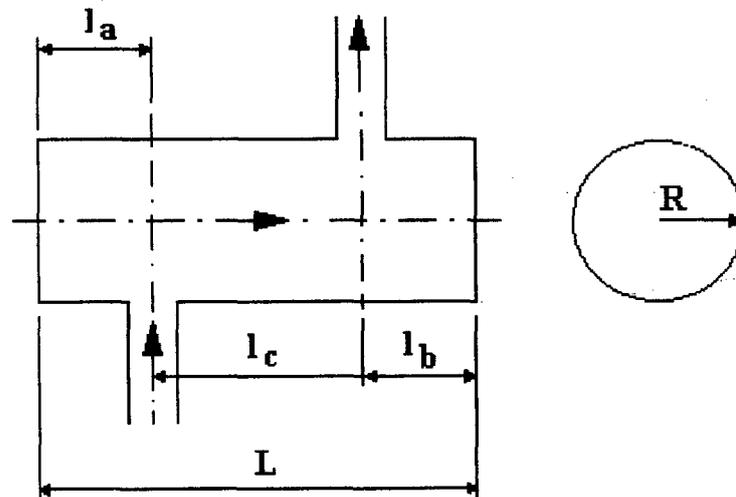


Figura 23 – Entrada e saída laterais

Assim, Munjal [17], estudando estes tipos de configurações e considerando o fluxo dos gases, chegou a conclusão de que, uma entrada lateral é bastante similar a um sistema com duto estendido na entrada, e que uma saída lateral é similar a um duto estendido na saída. Desta maneira, extrapolando a Figura 23 para uma relação com um sistema com dutos estendidos, temos :

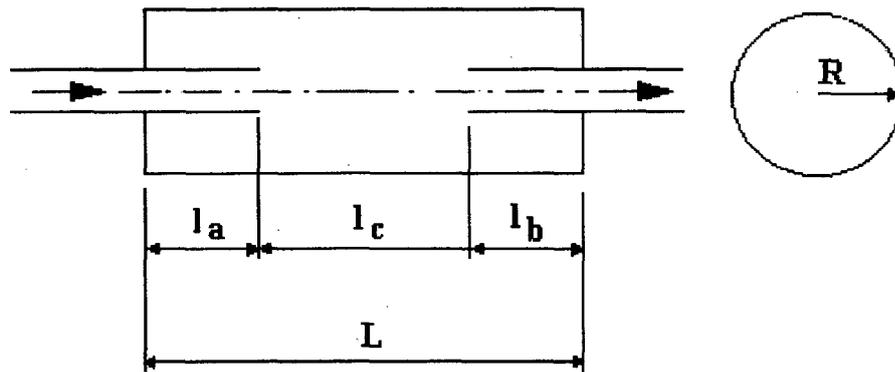


Figura 24 – Relação com dutos estendidos

Desta maneira, a matriz de transferência para este tipo de sistema é dada pela Equação 3.32 já apresentada anteriormente.

3.7. Matriz de Transferência para Elementos Perfurados

Um sistema perfurado consiste em um tubo dentro de uma cavidade, o qual permite uma comunicação entre ambos os sistemas, através de furos na superfície do tubo central. Este tipo de sistema permite um fluxo livre de gases e, conseqüentemente, uma baixíssima contrapressão.

Existem, entretanto, várias configurações distintas, as quais possuem matrizes de transferência particulares. Estas configurações são subdivididas em grupos, dentre os quais destacam-se :

- Elementos com dois dutos
- Elementos com três dutos

3.7.1. Matriz de Transferência para Elementos com Dois Dutos

Analisando inicialmente um sistema com dois dutos, como na Figura 25, tem-se.

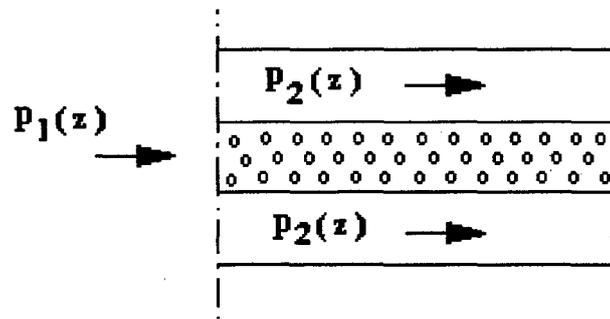


Figura 25 – Sistema com dois dutos

Logo, de acordo com Munjal [1] e considerando o tubo interno d_1 , tem-se que a equação da continuidade e do momento pode ser escrita como :

$$\frac{U_1 \cdot \partial \rho_1}{\partial z} + \frac{\rho_0 \cdot \partial u_1}{\partial z} + \frac{4 \cdot \rho_0 \cdot u}{d_1} = - \frac{\partial p_2}{\partial t} \quad (3.35)$$

$$\rho_0 \left(\frac{Du_1}{Dt} \right) = - \frac{\partial p_1}{\partial z} \quad (3.36)$$

Escrevendo agora as mesmas equações para o tubo externo d_2 , obtém-se :

$$\frac{U_2 \cdot \partial \rho_2}{\partial z} + \frac{\rho_0 \cdot \partial u_2}{\partial z} - \frac{4 \cdot d_1 \cdot \rho_0 \cdot u}{d_2^2 - d_1^2} = - \frac{\partial p_2}{\partial t} \quad (3.37)$$

$$\rho_0 \cdot \left(\frac{Du_2}{Dt} \right) = - \frac{\partial p_2}{\partial z} \quad (3.38)$$

Onde :

ρ_0 = Densidade média do fluido nos dutos (Kg/m³);

U_1 e U_2 = Velocidade do fluxo axial nos tubos 1 e 2 (m/s)

$u_1, u_2, \rho_1, \rho_2, p_1, p_2$ = Flutuações na velocidade de partícula , densidade e pressão nos tubos 1 e 2;

u = Flutuação da velocidade de partícula radial nas perfurações.

Assumindo que a impedância do perfurado é uniforme, $\rho_0 \cdot c \cdot \zeta$, então a velocidade radial no perfurado é relacionada com a diferença de pressão através das perfurações.

$$u(z) = [p_1(z) - p_2(z)] / (\rho_0 \cdot c \cdot \zeta) \quad (3.39)$$

Assim, considerando agora que o processo é isoentrópico e que a dependência do tempo de todas as variáveis das Equações 3.35 , 3.36 , 3.37 e 3.38 são harmônicas e eliminando u_1 , u_2 , ρ_1 , ρ_2 e u chega-se na seguinte equação diferencial acoplada :

$$\begin{bmatrix} D^2 + \alpha_1 D + \alpha_2 & \alpha_3 D + \alpha_4 \\ \alpha_5 D + \alpha_6 & D^2 + \alpha_7 D + \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

onde de acordo com Peat [29] tem-se que :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= - \frac{i.M_1}{1 - M_1^2} \left(\frac{k_a^2 + k^2}{k} \right) , & \alpha_2 &= \frac{k_a^2}{1 - M_1^2} \\ \alpha_3 &= \frac{i.M_1}{1 - M_1^2} \left(\frac{k_a^2 - k^2}{k} \right) , & \alpha_4 &= - \left(\frac{k_a^2 - k^2}{1 - M_1^2} \right) \\ \alpha_5 &= \frac{i.M_2}{1 - M_2^2} \left(\frac{k_b^2 - k^2}{k} \right) , & \alpha_6 &= - \left(\frac{k_b^2 - k^2}{1 - M_2^2} \right) \\ \alpha_7 &= - \frac{i.M_2}{1 - M_2^2} \left(\frac{k_b^2 + k^2}{k} \right) , & \alpha_8 &= \frac{k_b^2}{1 - M_2^2} \end{aligned}$$

$$k_a^2 = k^2 - (i.4.k / d_1.\zeta) \quad , \quad k_b^2 = k^2 - [i.4.k.d_1 / ((d_2^2 - d_1^2). \zeta)]$$

$k = w / c =$ número de onda;

$M_1 = U_1 / c =$ Número de Mach no tubo 1;

$M_2 = U_2 / c =$ Número de Mach no tubo 2;

$c =$ Velocidade do som no meio (m/s);

$d_1 =$ diâmetro interno do duto 1 (duto central) (m) ;

$d_2 =$ diâmetro interno do duto 2 (câmara) (m) = $\sqrt{4 \cdot \text{área do perfil} / \pi}$

$D = d / d_2$

$\zeta =$ Impedância acústica de perfurados

De acordo com Munjal [1], a equação 3.40 pode ser rescrita como :

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & \alpha_1 & \alpha_3 \\ 0 & 1 & \alpha_5 & \alpha_7 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1'' \\ p_2'' \\ p_1' \\ p_2' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_2 & \alpha_4 \\ 0 & 0 & \alpha_6 & \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1' \\ p_2' \\ p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

Resolvendo a equação acima em termos de auto-vetores e auto-valores, retira-se os auto-valores $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ e β_4 da equação .

Assumindo que :

$$p_1' = y_1, \quad p_2' = y_2, \quad p_1 = y_3, \quad p_2 = y_4$$

Então, após alguns arranjos na equação 3.41, pode-se transformá-la para uma equação de variáveis principais, $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3$ e Γ_4 , tal como :

$$\begin{bmatrix} D - \beta_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D - \beta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D - \beta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D - \beta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \Gamma_3 \\ \Gamma_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

A equação 3.42 é a desejada equação desacoplada, onde as variáveis principais $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3$ e Γ_4 podem ser relacionada com as variáveis y_1, y_2, y_3 e y_4 através de:

$$\{y\} = [\Psi]\{\Gamma\} \quad (3.43)$$

onde :

$$\Psi_{1,j} = 1 \quad \Psi_{2,j} = -(\beta_j^2 + \alpha_1 \beta_j + \alpha_2) / (\alpha_3 \beta_j + \alpha_4)$$

$$\Psi_{3,j} = 1 / \beta_j \quad \Psi_{4,j} = \Psi_{2,j} / \beta_j$$

sendo $j = 1$ até 4

A solução geral da equação 3.42 pode ser escrita como :

$$\Gamma_j(z) = C_j \cdot e^{\beta_j z} \quad , j = 1 \text{ até } 4 \quad (3.44)$$

onde C_j são constantes de integração.

Agora, fazendo uso das equações 3.36 e 3.38, podem-se obter expressões para $u_1(z)$ e $u_2(z)$, onde :

$$\begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ \rho_0 c u_1(z) \\ \rho_0 c u_2(z) \end{bmatrix} = [A(z)] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

Sendo ,

$$A_{1,j} = \Psi_{3,j} \cdot e^{\beta_j z}$$

$$A_{2,j} = \Psi_{4,j} \cdot e^{\beta_j z}$$

$$A_{3,j} = - e^{\beta_j z} / (i.k + M_1 \beta_j)$$

$$A_{4,j} = - \Psi_{2,j} \cdot e^{\beta_j z} / (i.k + M_2 \beta_j)$$

Finalmente, a pressão e velocidade no ponto $z = 0$ podem ser relacionadas com aquelas no ponto $z = l$ através da seguinte matriz de transferência :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_0 c u_1(0) \\ \rho_0 c u_2(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ \rho_0 c u_1(l) \\ \rho_0 c u_2(l) \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

Onde a matriz de transferência [T] 4 x 4 é dada por :

$$[T] = [A(0)].[A(l)]^{-1} \quad (3.47)$$

A desejada matriz de transferência 2 x 2 pode ser conseguida, através do uso de condições de contorno para cada elemento particular de dois dutos , os quais estão descritos abaixo, deixando-se de fora detalhes do processo de eliminação e simplificação das equações envolvidas.

3.7.2. Matriz de Transferência para Ressonador Concêntrico

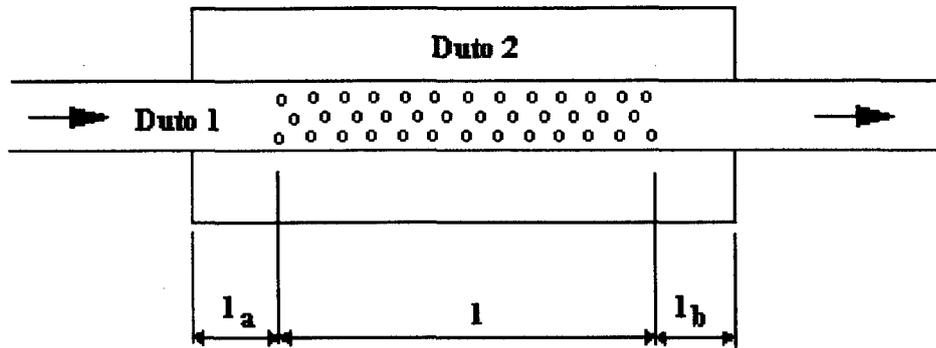


Figura 26 – Ressonador Concêntrico

As condições de contorno são :

$$Z_2(0) = p_2(0) / -u_2(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a), \quad (3.48)$$

$$Z_2(l) = p_2(l) / u_2(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.49)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(l) \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

onde de acordo com Munjal, Rao e Sahasrabudhe [28], tem-se que:

$$T_a = T_{11} + A_1 \cdot A_2$$

$$T_b = T_{13} + B_1 \cdot A_2$$

$$T_c = T_{31} + A_1 \cdot B_2$$

$$T_d = T_{33} + B_1 \cdot B_2$$

$$A_1 = (X_1 \cdot T_{21} - T_{41}) / F_1$$

$$B_1 = (X_1 \cdot T_{23} - T_{43}) / F_1$$

$$A_2 = T_{12} + X_2 \cdot T_{14}$$

$$B_2 = T_{32} + X_2 \cdot T_{34}$$

$$F_1 = T_{42} + X_2 \cdot T_{44} - X_1 \cdot (T_{22} + X_2 \cdot T_{24})$$

$$X_1 = -i \cdot \tan(k \cdot l_a)$$

$$X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b)$$

3.7.3. Matriz de Transferência para um Elemento de Expansão de Fluxo Cruzado

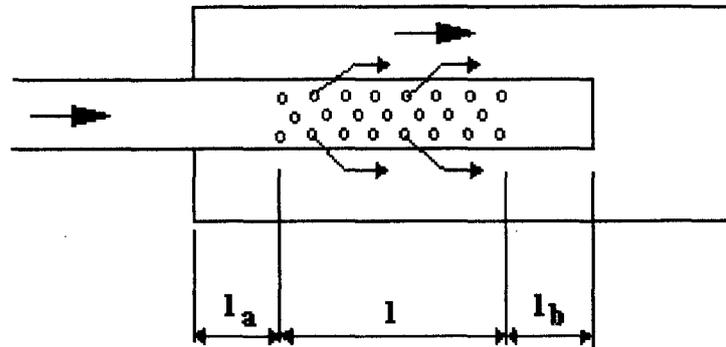


Figura 27 – Elemento de Expansão de fluxo cruzado

As condições de contorno são :

$$Z_2(0) = p_2(0) / -u_2(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a), \quad (3.51)$$

$$Z_1(l) = p_1(l) / u_1(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.52)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(l) \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

onde de acordo com Kimura, [56], tem-se que :

$$T_a = T_{12} + A_1 \cdot A_2$$

$$T_b = T_{14} + B_1 \cdot A_2$$

$$T_c = T_{32} + A_1 \cdot B_2$$

$$T_d = T_{34} + B_1 \cdot B_2$$

$$A_1 = (X_1 \cdot T_{22} - T_{42}) / F_1$$

$$B_1 = (X_1 \cdot T_{24} - T_{44}) / F_1$$

$$A_2 = T_{11} + X_2 \cdot T_{13}$$

$$B_2 = T_{31} + X_2 \cdot T_{33}$$

$$F_1 = T_{41} + X_2 \cdot T_{43} - X_1 \cdot (T_{21} + X_2 \cdot T_{23})$$

$$X_1 = -i \cdot \tan(k \cdot l_a)$$

$$X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b)$$

3.7.4. Matriz de Transferência para um Elemento de Contração de Fluxo Cruzado

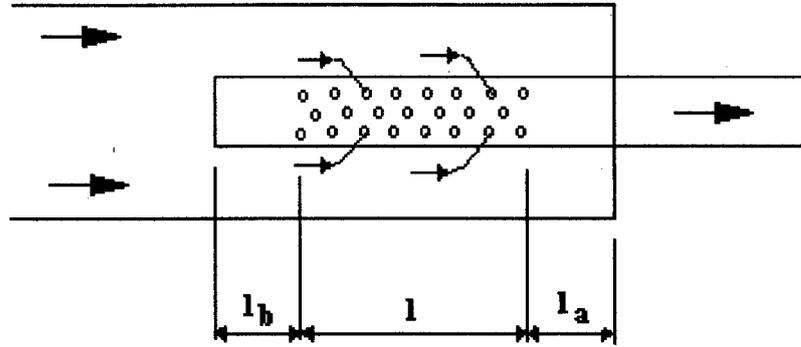


Figura 28 – Elemento de Contração de fluxo cruzado

As condições de contorno são :

$$Z_1(0) = p_1(0) / -u_1(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a), \quad (3.54)$$

$$Z_2(l) = p_2(l) / u_2(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.55)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} p_2(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(l) \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

onde de acordo com Kimura, [56], tem-se que :

$$T_a = T_{21} + A_1 \cdot A_2$$

$$T_b = T_{23} + B_1 \cdot A_2$$

$$T_c = T_{41} + A_1 \cdot B_2$$

$$T_d = T_{43} + B_1 \cdot B_2$$

$$A_1 = (X_1 \cdot T_{11} - T_{31}) / F_1$$

$$B_1 = (X_1 \cdot T_{13} - T_{33}) / F_1$$

$$A_2 = T_{22} + X_2 \cdot T_{24}$$

$$B_2 = T_{42} + X_2 \cdot T_{44}$$

$$F_1 = T_{32} + X_2 \cdot T_{34} - X_1 \cdot (T_{12} + X_2 \cdot T_{14})$$

$$X_1 = -i \cdot \tan(k \cdot l_a)$$

$$X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b)$$

3.7.5. Matriz de Transferência para um Elemento de Expansão de Fluxo Reverso

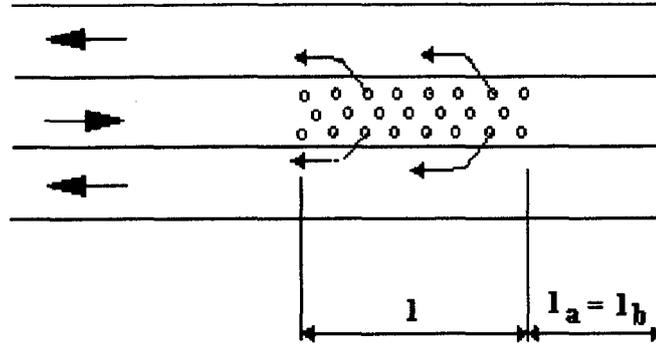


Figura 29 – Elemento de Expansão de fluxo reverso

As condições de contorno são :

$$Z_1(0) = p_1(0) / u_1(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.57)$$

$$Z_2(l) = p_2(l) / u_2(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.58)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & -T_b \\ T_c & -T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(l) \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

onde de acordo com Munjal, [1], tem-se que :

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \\ B_3 & B_4 \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.60)$$

$$A_1 = T_{11} + X_2 \cdot T_{13}$$

$$A_2 = T_{12} + X_2 \cdot T_{14}$$

$$A_3 = T_{31} + X_2 \cdot T_{33}$$

$$A_4 = T_{32} + X_2 \cdot T_{34}$$

$$B_1 = T_{21} + X_2 \cdot T_{23}$$

$$B_2 = T_{22} + X_2 \cdot T_{24}$$

$$B_3 = T_{41} + X_2 \cdot T_{43}$$

$$B_4 = T_{42} + X_2 \cdot T_{44}$$

$$X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b)$$

3.7.6. Matriz de Transferência para um Elemento de Contração de Fluxo Reverso

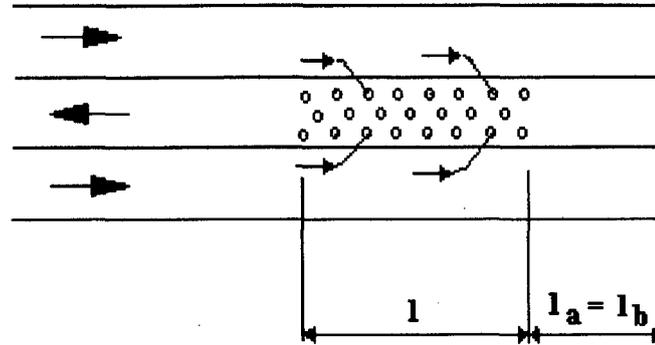


Figura 30 – Elemento de Contração de fluxo reverso

As condições de contorno são :

$$Z_1(0) = p_1(0) / u_1(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.61)$$

$$Z_2(l) = p_2(l) / u_2(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.62)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} P_2(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & -T_b \\ T_c & -T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(l) \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

onde de acordo com Munjal, [1], tem-se que :

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \\ B_3 & B_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.64)$$

$$A_1 = T_{11} + X_2 \cdot T_{13}$$

$$A_2 = T_{12} + X_2 \cdot T_{14}$$

$$A_3 = T_{31} + X_2 \cdot T_{33}$$

$$A_4 = T_{32} + X_2 \cdot T_{34}$$

$$B_1 = T_{21} + X_2 \cdot T_{23}$$

$$B_2 = T_{22} + X_2 \cdot T_{24}$$

$$B_3 = T_{41} + X_2 \cdot T_{43}$$

$$B_4 = T_{42} + X_2 \cdot T_{44}$$

$$X_2 = i \cdot \tan(k \cdot l_b)$$

3.8. Matriz de Transferência para Elementos com Três Dutos

Considerando inicialmente um sistema com três dutos, como na Figura 31.

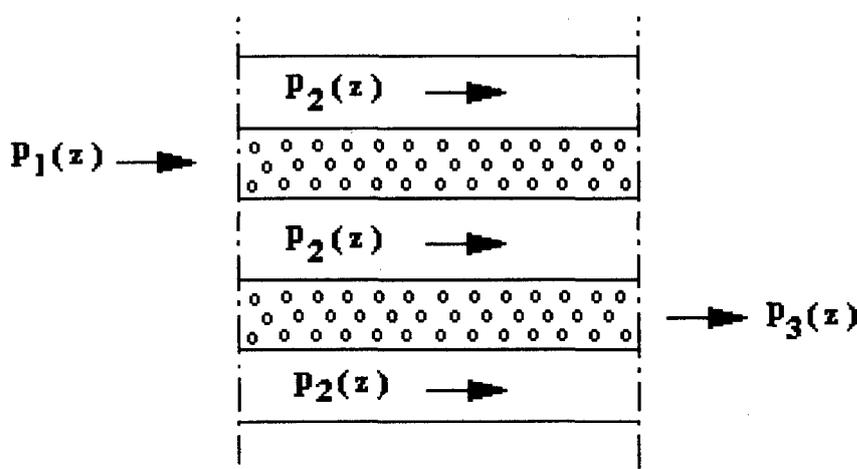


Figura 31 – Sistema com três dutos

Desta maneira, de acordo com Munjal [1], considerando que a equação da continuidade e do momento podem ser escrita em termos do duto interno de diâmetro d_1 , tem-se que :

$$\rho_0 \frac{\partial u_1}{\partial z} + \frac{U_1 \cdot \partial p_1}{\partial z} + \frac{4 \cdot \rho_0 \cdot u_{1,2}}{d_1} = - \frac{\partial p_1}{\partial t} \quad (3.65)$$

$$\rho_0 \left(\frac{Du_1}{Dt} \right) = - \frac{\partial p_1}{\partial z} \quad (3.66)$$

Para um duto externo de diâmetro d_2 , obtém-se :

$$\frac{\rho_0 \cdot \partial u_2}{\partial z} + \frac{U_2 \cdot \partial p_2}{\partial z} - \frac{4 \cdot d_1 \cdot \rho_0 \cdot u_{1,2}}{d_2^2 - d_1^2 - d_3^2} + \frac{4 \cdot d_3 \cdot \rho_0 \cdot u_{2,3}}{d_2^2 - d_1^2 - d_3^2} = - \frac{\partial p_2}{\partial t} \quad (3.67)$$

$$\rho_0 \left(\frac{Du_2}{Dt} \right) = - \frac{\partial p_2}{\partial z} \quad (3.68)$$

E para um duto interno de diâmetro d_3 :

$$\frac{\rho_0 \cdot \partial u_3}{\partial z} + \frac{U_3 \cdot \partial \rho_3}{\partial z} - \frac{4 \cdot \rho_0 \cdot u_{2,3}}{d_3} = - \frac{\partial \rho_3}{\partial t} \quad (3.69)$$

$$\rho_0 \left(\frac{D u_3}{D t} \right) = - \frac{\partial \rho_3}{\partial z} \quad (3.70)$$

Já a equação de momento radial nas interfaces com os dutos 1 e 3 são :

$$u_{1,2} = (p_1 - p_2) / \rho_0 \cdot c \cdot \zeta_1 \quad (3.71)$$

$$u_{2,3} = (p_2 - p_1) / \rho_0 \cdot c \cdot \zeta_2 \quad (3.72)$$

Assumindo que :

- O meio é um fluido ideal ;
- Processo de propagação de ondas é isoentrópico
- A dependência do tempo para todas as variáveis é do tipo $e^{i \cdot \omega \cdot t}$;

E eliminando $\rho_1, \rho_2, \rho_3, u_1, u_3, u_{1,2}$ e $u_{2,3}$ das equações 3.65-3.72, tem-se:

$$\begin{bmatrix} D^2 + \alpha_1 D + \alpha_2 & \alpha_3 D + \alpha_4 & 0 \\ \alpha_5 \cdot D + \alpha_6 & D^2 + \alpha_7 D + \alpha_8 & \alpha_9 \cdot D + \alpha_{10} \\ 0 & \alpha_{11} \cdot D + \alpha_{12} & D^2 + \alpha_{13} D + \alpha_{14} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ p_3(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.73)$$

Onde de acordo com Munjal, Rao e Sahasrabudhe [1,28] tem-se :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= - \frac{i \cdot M_1}{1 - M_1^2} \left(\frac{k_a^2 + k^2}{k} \right) & , & & \alpha_2 &= \frac{k_a^2}{1 - M_1^2} \\ \alpha_3 &= \frac{i \cdot M_1}{1 - M_1^2} \left(\frac{k_a^2 - k^2}{k} \right) & , & & \alpha_4 &= \left(\frac{k_a^2 - k^2}{1 - M_1^2} \right) \\ \alpha_5 &= \frac{i \cdot M_2}{1 - M_2^2} \left(\frac{k_b^2 - k^2}{k} \right) & , & & \alpha_6 &= - \left(\frac{k_b^2 - k^2}{1 - M_2^2} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_7 &= -\frac{i.M_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_b^2 + k_c^2}{k} \right) , & \alpha_8 &= \frac{k_b^2 + k_c^2 - k^2}{1-M_2^2} \\ \alpha_9 &= \frac{i.M_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_c^2 - k^2}{k} \right) , & \alpha_{10} &= -\frac{k_c^2 - k^2}{1-M_2^2} \\ \alpha_{11} &= \frac{i.M_3}{1-M_3^2} \left(\frac{k_d^2 - k^2}{k} \right) , & \alpha_{12} &= -\frac{k_d^2 - k^2}{1-M_3^2} \\ \alpha_{13} &= \frac{-i.M_3}{1-M_3^2} \left(\frac{k_d^2 + k^2}{k} \right) , & \alpha_{14} &= \frac{k_d^2}{1-M_3^2} \end{aligned}$$

$$k_a^2 = k^2 - (i.4.k/d_1.\zeta_1) \quad , \quad k_b^2 = k^2 - [i.4.k.d_1 / ((d_2^2 - d_1^2 - d_3^2).\zeta_1)]$$

$$k_c^2 = k^2 - (i.4.k.d_3 / ((d_2^2 - d_1^2 - d_3^2).\zeta_3)) \quad , \quad k_d^2 = k^2 - i.4.k / (d_3.\zeta_3)$$

onde :

$k = \omega / c =$ número de onda;

$M_1 = U_1 / c =$ Número de Mach no tubo 1;

$M_2 = U_2 / c =$ Número de Mach no tubo 2;

$M_3 = U_3 / c =$ Número de Mach no tubo 3;

$c =$ Velocidade do som no meio (m/s);

$D = d / d_z$

Escrevendo a Equação 3.73 numa forma mais apropriada, chega-se a :

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & \alpha_1 & \alpha_3 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \alpha_5 & \alpha_7 & \alpha_9 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \alpha_{11} & \alpha_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1'' \\ p_2'' \\ p_3'' \\ p_1' \\ p_2' \\ p_3' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_2 & \alpha_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_6 & \alpha_8 & \alpha_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{12} & \alpha_{14} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1' \\ p_2' \\ p_3' \\ p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.74)$$

Resolvendo a equação acima em termos de auto-vetores e auto-valores, pode-se retirar os auto-valores $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ e β_6 da equação .

Assumindo que :

$$p_1' = y_1, \quad p_2' = y_2, \quad p_3' = y_3, \quad p_1 = y_4, \quad p_2 = y_5, \quad p_3 = y_6$$

Então, após alguns arranjos na equação 3.74, pode-se transformá-la para uma equação de variáveis principais, $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ e Γ_6 , tal como :

$$\begin{bmatrix} D - \beta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D - \beta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D - \beta_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D - \beta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & D - \beta_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D - \beta_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \Gamma_3 \\ \Gamma_4 \\ \Gamma_5 \\ \Gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

A equação 3.75 é a desejada equação desacoplada, onde as variáveis principais $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ e Γ_6 , podem ser relacionada com as variáveis y_1, y_2, y_3, y_4, y_5 e y_6 através de:

$$\{y\} = [\Psi]\{\Gamma\} \quad (3.76)$$

onde :

$$\Psi_{1,j} = 1 \quad ; \quad \Psi_{2,j} = -(\beta_j^2 + \alpha_1 \beta_j + \alpha_2) / (\alpha_3 \beta_j + \alpha_4)$$

$$\Psi_{3,j} = \frac{(\beta_j^2 + \alpha_1 \beta_j + \alpha_2) \cdot (\beta_j^2 + \alpha_7 \beta_j + \alpha_8) - (\alpha_3 \beta_j + \alpha_4) \cdot (\alpha_5 \beta_j + \alpha_6)}{(\alpha_3 \beta_j + \alpha_4) \cdot (\alpha_9 \beta_j + \alpha_{10})}$$

$$\Psi_{4,j} = 1 / \beta_j \quad ; \quad \Psi_{5,j} = \Psi_{2,j} / \beta_j \quad ; \quad \Psi_{6,j} = \Psi_{3,j} / \beta_j$$

sendo $j = 1$ até 6

A solução geral da equação 3.75 pode ser escrita como :

$$\Gamma_j(z) = C_j \cdot e^{\beta_j z} \quad , \quad j = 1 \text{ até } 6$$

onde C_j são constantes de integração.

Agora, fazendo uso das equações 3.66 , 3.68 e 3.70, pode-se obter expressões para $u_1(z)$, $u_2(z)$ e $u_3(z)$, onde :

$$\begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ p_3(z) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(z) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(z) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_3(z) \end{bmatrix} = [A(z)] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ C_5 \\ C_6 \end{bmatrix} \quad (3.78)$$

Onde ,

$$A_{1,j} = \Psi_{4,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}$$

$$A_{2,j} = \Psi_{5,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}$$

$$A_{3,j} = \Psi_{6,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z}$$

$$A_{4,j} = - e^{\beta_j \cdot z} / (i \cdot k + M_1 \cdot \beta_j)$$

$$A_{5,j} = - \Psi_{2,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z} / (i \cdot k + M_2 \cdot \beta_j)$$

$$A_{6,j} = - \Psi_{3,j} \cdot e^{\beta_j \cdot z} / (i \cdot k + M_3 \cdot \beta_j)$$

Finalmente, a pressão e velocidade nos pontos $z = 0$ pode ser relacionada com aquela no ponto $z = l$ através da seguinte matriz de transferência :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ p_3(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_3(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ p_3(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_3(l) \end{bmatrix} \quad (3.79)$$

Onde a matriz de transferência [T] é dada por :

$$[T] = [A(0)][A(l)]^{-1} \quad (3.80)$$

A desejada matriz de transferência 2 x 2 pode ser conseguida, através do uso de condições de contorno para cada elemento particular de três dutos, os quais estão descritos abaixo, deixando de fora detalhes do processo de eliminação e simplificação das equações envolvidas.

3.8.1. Elemento de Câmara de Expansão de Fluxo Cruzado com Três Dutos

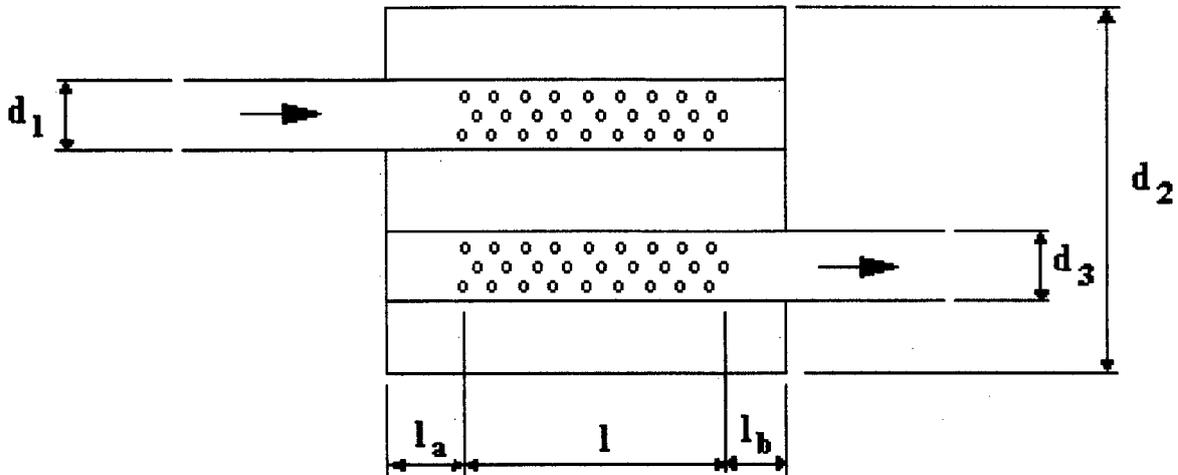


Figura 32 – Câmara de expansão de Fluxo Cruzado

As condições de contorno são :

$$Z_2(0) = p_2(0) / -u_2(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a), \quad (3.81)$$

$$Z_3(0) = p_3(0) / -u_3(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a), \quad (3.82)$$

$$Z_1(l) = p_1(l) / u_1(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.83)$$

$$Z_2(l) = p_2(l) / u_2(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.84)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_3(l) \end{bmatrix} \quad (3.85)$$

onde de acordo com Munjal, [1], tem-se :

$$T_a = TT_{12} + A_3 \cdot C_3$$

$$T_b = TT_{14} + B_3 \cdot C_3$$

$$T_c = TT_{32} + A_3 \cdot D_3$$

$$T_d = TT_{34} + B_3 \cdot D_3$$

$$A_3 = (X_2 \cdot TT_{22} - TT_{42}) / F_2$$

$$B_3 = (X_2 \cdot TT_{24} - TT_{44}) / F_2$$

$$C_3 = TT_{11} + X_1 \cdot TT_{13}$$

$$D_3 = TT_{31} + X_1 \cdot TT_{33}$$

$$F_2 = TT_{41} + X_1 \cdot TT_{43} - X_2 \cdot (TT_{21} + X_1 \cdot TT_{23})$$

onde [*TT*] é a matriz intermediária 4 x 4 definida como:

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(0) \end{bmatrix} = [TT] \begin{bmatrix} p_2(l) \\ p_3(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_3(l) \end{bmatrix} \quad (3.86)$$

Onde :

$$TT_{11} = A_1 \cdot A_2 + T_{12}$$

$$TT_{12} = B_1 \cdot A_2 + T_{13}$$

$$TT_{13} = C_1 \cdot A_2 + T_{15}$$

$$TT_{14} = D_1 \cdot A_2 + T_{16}$$

$$TT_{21} = A_1 \cdot B_2 + T_{22}$$

$$TT_{22} = B_1 \cdot B_2 + T_{23}$$

$$TT_{23} = C_1 \cdot B_2 + T_{25}$$

$$TT_{24} = D_1 \cdot B_2 + T_{26}$$

$$TT_{31} = A_1 \cdot C_2 + T_{42}$$

$$TT_{32} = B_1 \cdot C_2 + T_{43}$$

$$TT_{33} = C_1 \cdot C_2 + T_{46}$$

$$TT_{34} = D_1 \cdot C_2 + T_{46}$$

$$TT_{41} = A_1 \cdot D_2 + T_{52}$$

$$TT_{42} = B_1 \cdot D_2 + T_{53}$$

$$TT_{43} = C_1 \cdot D_2 + T_{55}$$

$$TT_{44} = D_1 \cdot D_2 + T_{56}$$

$$A_1 = (X_2 \cdot T_{32} - T_{62}) / F_1$$

$$B_1 = (X_2 \cdot T_{33} - T_{63}) / F_1$$

$$C_1 = (X_2 \cdot T_{35} - T_{65}) / F_1$$

$$D_1 = (X_2 \cdot T_{36} - T_{65}) / F_1$$

$$A_2 = T_{11} + X_1 \cdot T_{14}$$

$$B_2 = T_{21} + X_1 \cdot T_{24}$$

$$C_2 = T_{41} + X_1 \cdot T_{44}$$

$$D_2 = T_{51} + X_1 \cdot T_{54}$$

$$F_1 = T_{61} + X_1 \cdot T_{64} - X_2 \cdot (T_{31} + X_1 \cdot T_{34})$$

$$X_1 = i \cdot \tan(k \cdot lb)$$

$$X_2 = -i \cdot \tan(k \cdot la)$$

3.8.2. Elemento de Câmara de Expansão de Fluxo Reverso com Três Dutos

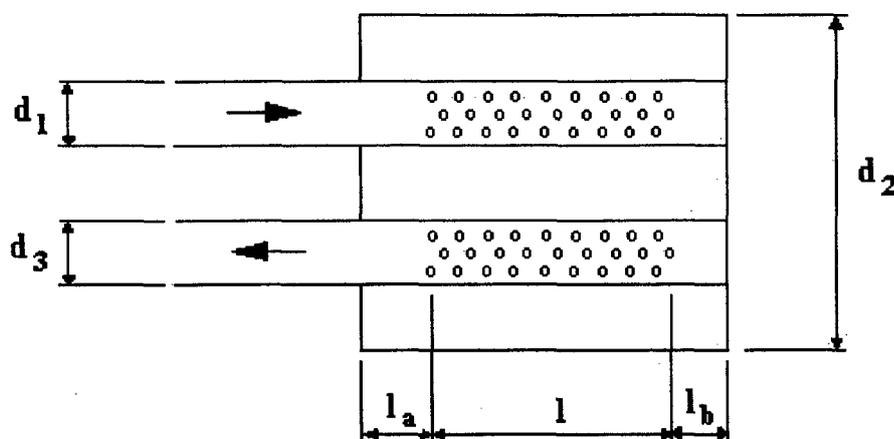


Figura 33 – Câmara de expansão de Fluxo Reverso

As condições de contorno são :

$$Z_2(0) = p_2(0) / -u_2(0) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_a), \quad (3.87)$$

$$Z_1(l) = p_1(l) / u_1(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.88)$$

$$Z_2(l) = p_2(l) / u_2(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.89)$$

$$Z_3(l) = p_3(l) / u_3(l) = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \cot(k \cdot l_b), \quad (3.90)$$

Assim, a matriz de transferência é :

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & -T_b \\ T_c & -T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3(l) \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_3(l) \end{bmatrix} \quad (3.91)$$

onde de acordo com Munjal, [1], tem-se que :

$$T_a = B_{11} \cdot D_{11} + B_{12} \cdot D_{21} + B_{13} \cdot D_{31}$$

$$T_b = B_{11} \cdot D_{12} + B_{12} \cdot D_{22} + B_{13} \cdot D_{32}$$

$$T_c = B_{41} \cdot D_{11} + B_{42} \cdot D_{21} + B_{43} \cdot D_{31}$$

$$T_d = B_{41} \cdot D_{12} + B_{42} \cdot D_{22} + B_{43} \cdot D_{32}$$

$$B_{j1,j2} = T_{j1,j2} + X_1 \cdot T_{j1,j2+3}$$

$$j1 = 1, 2, \dots, 6$$

$$j2 = 1, 2, 3$$

$$D_{11} = C_{11} \cdot D_{21} + C_{12} \cdot D_{31}$$

$$D_{12} = C_{11} \cdot D_{22} + C_{12} \cdot D_{32}$$

$$D_{21} = C_{32} / F_4$$

$$D_{22} = - C_{22} / F_4$$

$$D_{31} = - C_{31} / F_4$$

$$D_{32} = C_{21} / F_4$$

$$F_4 = C_{21} \cdot C_{32} - C_{22} \cdot C_{31}$$

$$C_{11} = (B_{52} - X_2 \cdot B_{22}) / F_3$$

$$C_{12} = (B_{53} - X_2 \cdot B_{23}) / F_3$$

$$C_{21} = B_{32} + C_{11} \cdot B_{31}$$

$$C_{22} = B_{33} + C_{12} \cdot B_{31}$$

$$C_{31} = B_{62} + C_{11} \cdot B_{61}$$

$$C_{32} = B_{63} + C_{12} \cdot B_{61}$$

$$F_3 = X_2 \cdot B_{21} - B_{51}$$

$$X_1 = i \cdot \tan(k \cdot lb)$$

$$X_2 = - i \cdot \tan(k \cdot la)$$

As Matrizes de Transferência precedentes para elementos perfurados foram derivadas da seguinte forma :

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 \cdot c \cdot u_2 \end{bmatrix} \quad (3.92)$$

Rescrevendo a equação acima como :

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Y_1 \cdot v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ Y_2 \cdot v_2 \end{bmatrix} \quad (3.93)$$

E finalmente na forma usual como sendo :

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & Y_2 \cdot T_b \\ T_c / Y_1 & Y_2 \cdot T_d / Y_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (3.94)$$

Onde Y_1 e Y_2 são respectivamente as impedâncias características dos tubos da entrada e saída . Desta maneira, a matriz de transferência definida com respeito às variáveis do estado convectivo é encontrado combinando as equações 3.94 com as variáveis aeroacústicas, ou seja :

$$p_c = p + M \cdot Y_o \cdot v \quad (3.95)$$

$$v_c = v + p \cdot M / Y_o \quad (3.96)$$

Resultando em :

$$\begin{bmatrix} 1 & M_1 \cdot Y_1 \\ M_1 / Y_1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_a & Y_2 \cdot T_b \\ T_c / Y_1 & Y_2 \cdot T_d / Y_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_2 \cdot Y_2 \\ M_2 / Y_2 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.97)$$

3.9 Impedância Acústica para Elementos Perfurados

Analisando as seções anteriores, nota-se que a impedância acústica de perfurados é o mais importante parâmetro na análise aeroacústica de silenciadores com elementos perfurados. Esta impedância acústica é uma função complexa de variáveis físicas, tais como a porosidade (assumida ser uniforme), velocidade de fluxo através dos furos, diâmetro e espessura do tubo, mas praticamente independente do diâmetro dos furos. Como é muito difícil modelar analiticamente a interação entre o fluxo e as ondas sonoras através de furos localizados próximos, foram feitas várias pesquisas e realizados experimentos diretos, medindo-se a impedância aeroacústica de dutos perfurados.

Desta maneira, Munjal [1], apresentou em seu livro a seguinte equação para sistemas estacionários :

$$\zeta = [0,006 + i.k.(t+0,75.dh)] / \sigma \quad (3.98)$$

Já para um sistema com fluxo ,

$$\zeta = [0,514.(d1.M1 / l.\sigma) + i.0,95.k.(t+0,75.dh)] / \sigma \quad (3.99)$$

Por outro lado, Munjal em um trabalho conjunto com Rao e Sahasrabudhe [28], publicaram as seguintes equações :

$$\zeta = [0,006 + i.(4,8 \cdot 10^{-5} .f)] / \sigma \quad (3.100)$$

E para sistemas com fluxo,

$$\zeta = [0,514.(d1.M1 / l.\sigma) + i.(4,8 \cdot 10^{-5} .f)] / \sigma \quad (3.101)$$

Kimura [56], por outro lado, usou as equações de Bauer para expressar a Impedância Acústica de Perfurados, onde :

$$\zeta = \theta + i.\chi \quad (3.102)$$

$$\theta = [(8.\mu.\rho_0.\omega)^{1/2} / \sigma.\rho_0.c].(1+t/dh) + 0,3.M_{int}/\sigma + 1,15.M_u / \sigma^2$$

$$\chi = (k / \sigma).(t + a_o .dh)$$

Narayana e Munjal [27], apresentaram uma equação da impedância acústica para perfurados como sendo :

$$\zeta = \theta + i.\chi \quad (3.103)$$

$$\theta = 7,337.10^{-3} .(1+72,23 . M1) / \sigma$$

$$\chi = (2,2245 \cdot 10^{-5} .f.(1+51.t).(1+204.dh)) / \sigma$$

Já Bento Coelho [60], apresentou um estudo sobre a impedância de Perfurados, onde concluiu que :

$$\zeta = \theta + i.\chi \quad (3.104)$$

$$\theta = [\rho_0.\sqrt{8.\mu.\omega} / \sigma].(1+t/dh) + \rho_0.(\omega.dh)^2/(8.\sigma.c)$$

$$\chi = (\omega.\rho_0 / \sigma).[\sqrt{8.\mu/\omega} .(1+t/dh) + t + \delta]$$

$$\delta = 0,85.dh.(1 - 0,7.\sqrt{\sigma})$$

Por outro lado para sistemas com fluxo tem-se :

$$\zeta = \theta + i.\chi \quad (3.105)$$

$$\theta = 0,3.\rho_0.c. M_{inf} . (1 - \sigma^2) / \sigma$$

$$\chi = (\omega.\rho_0 / \sigma) . [\sqrt{8.\mu / \omega} . (1+t/dh) + t + \delta_0]$$

$$\delta_0 = \delta.(1 + 305.M_{inf}^3)^{-1}$$

OBS. : Para $M_{inf} > 0.05$

Onde :

$\mu = 1.85 \cdot 10^{-5}$ Kg / ms – viscosidade do fluido

$\rho_0 =$ Densidade do ar ; (Kg/m³)

$\omega =$ freqüência radial ; (rad/s)

$t =$ espessura da tubo; (m)

$dh =$ diâmetro do furo do perfurado; (m)

$M_{inf} =$ Número de Mach para fluxo tangencial aos furos

$M_u =$ Número de Mach para fluxo através dos furos

$K =$ Número de onda

$d1 =$ Diâmetro do tubo perfurado; (m)

$M1 =$ Número de Mach no tubo perfurado;

$l =$ Comprimento da região perfurada; (m)

$f =$ freqüência; (Hz)

$$a_0 = 0,85.(1 + a_1.\xi + a_2.\xi^2 + a_3.\xi^3 + a_4.\xi^4 + a_5.\xi^5 + a_6.\xi^6 + a_7.\xi^7 + a_8.\xi^8)$$

$\xi = dh / df$;

$df =$ Distância média entre os furos radiais e longitudinais do tubo perfurado.

$$A_1 = -1,4092 \quad a_2 = 0 \quad a_3 = 0,33818 \quad a_4 = 0$$

$$A_5 = 0,06793 \quad a_6 = -0,02287 \quad a_7 = 0,03015 \quad a_8 = -0,01641$$

$\sigma =$ Porosidade;

A porosidade “ σ ” por sua vez, pode ser calculada como sendo :

$$\sigma = \pi.dh^2 / (4.C_l.C_t) \quad (3.106)$$

onde :

$C_l =$ Distância longitudinal entre os furos;

$C_t =$ Distância transversal entre os furos;

CAPÍTULO 4

TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

4.1. Introdução

O ensaio experimental de silenciadores é um processo de importância fundamental no desenvolvimento de um projeto, tanto para uma fase de validação e aferição de técnicas numéricas, como para uma caracterização acústica correta do elemento em questão. Desta maneira, durante alguns anos, desenvolveram-se várias técnicas de medição, as quais, aliadas ao advento das técnicas digitais de análise de sinais, se tornaram de fácil aplicação e confiáveis.

Dentro desta técnicas, pode-se destacar o Método da Função de Transferência, utilizando-se apenas um microfone. Esta Técnica possui uma série de vantagens, tais como uma maior rapidez e precisão devido ao uso de apenas um microfone, sendo então apresentada no presente estudo.

O Método da Função de Transferência utilizando um microfone, consiste basicamente em excitar o sistema de exaustão com um ruído branco de banda larga, medindo-se a pressão sonora em duas posições anteriores e duas posições posteriores ao silenciador. Os sinais obtidos são processados por um analisador digital de frequência, de dois canais, através do qual se determina a função de transferência acústica entre o sinal do microfone e o sinal gerador responsável pela excitação do sistema, em cada um dos pontos anterior e posterior, e conseqüentemente, o coeficiente de reflexão complexo anterior e posterior. Com base nestes resultados, pode-se então determinar a Perda de Transmissão do sistema.

Como a excitação é feita através de um ruído branco de banda larga, este processo pode ser considerado estacionário, sendo então válido o uso de apenas um microfone para efetuar a medição nos pontos selecionados.

4.2. Determinação do Coeficiente de Reflexão Complexo

Chung & Blaser [4 e 5], desenvolveram uma expressão concisa e fechada, relacionando o coeficiente de reflexão complexo para medição da função de transferência entre a pressão acústica de dois pontos. As formulações deles são baseadas na função resposta impulsiva, assumindo um processo aleatório estacionário. Desta maneira, conforme a Figura 34, tem-se que :

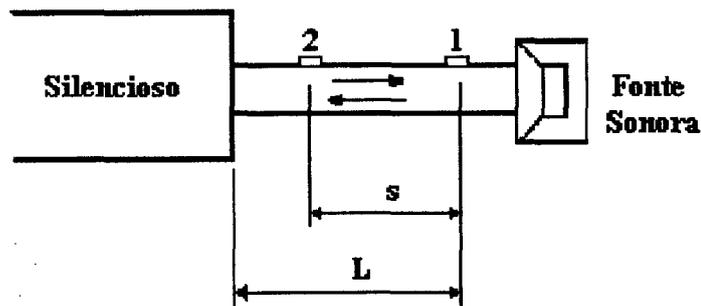


Figura 34 – Esquema de medição do Coeficiente de Reflexão Complexo

$$R(f) = \frac{[H_{12}(f) - e^{-i.k.s}]}{[e^{i.k.s} - H_{12}(f)]} e^{i.k.2L} \quad (4.1)$$

onde :

$$H_{12}(f) = P_2(f) / P_1(f) = G_{12}(f) / G_{11}(f)$$

$P_1(f)$ e $P_2(f)$ = Pressão sonora nos pontos 1 e 2

s = Espaçamento entre os microfones [m]

L = Distância do Microfone 1 até o início do silenciador [m]

$$G_{12}(f) = \text{Densidade Espectral cruzada entre os pontos 1 e 2} \\ = (P_1^*) \cdot (P_2)$$

$$G_{11}(f) = \text{Densidade Espectral de potência no ponto 1} \\ = (P_1) \cdot (P_1^*)$$

* = Complexo conjugado

De acordo com Chu [7] e Gerges [51] , a equação $H_{12} (f)$ pode ainda ser escrita da seguinte forma :

$$H_{12} (f) = \frac{(P_1^* \cdot P_2) \cdot (FF^*)}{(P_1 \cdot P_1^*) \cdot (FF^*)} \quad (4.2)$$

FF^* = Espectro de potência do sinal do gerador

Logo :

$$H_{12} (f) = H_{1F} (f) \cdot H_{F2} (f) \quad (4.3)$$

$H_{1F} (f) = F (f) / P_1 (f) =$ Função de Transferência entre o sinal do microfone na posição 1 e o sinal do gerador

$H_{F2} (f) = P_2 (f) / F (f) =$ Função de Transferência entre o sinal do gerador e o sinal do microfone na posição 2

4.3. Determinação da Perda de Transmissão

Com base nos resultados anteriores, determinou-se a perda de transmissão de um silenciador, através da medição dos coeficientes de reflexão complexo medidos anteriormente e posteriormente ao mesmo. Assim, tendo-se em vista a Figura 35 e com base nos estudos de Chung & Blaser [4 e 5] , tem-se que :



Figura 35 – Esquema dos pontos de medição

Considerando que R_{ant} e R_{pos} são respectivamente os coeficiente de reflexão complexo anterior e posterior ao silenciador (com base na equação 4.1), então a potência sonora incidente ao silenciador pode ser representado por :

$$W_i = G_{ant} \cdot S_{ant} / (\rho \cdot c |1 + R_{ant}|^2) \quad (4.4)$$

$$W_t = G_{pos} \cdot S_{pos} / (\rho \cdot c |1 + R_{pos}|^2) \quad (4.5)$$

Onde G_{ant} e S_{ant} são respectivamente a densidade espectral de potência e área da seção transversal medidos numa localização anterior ao silenciador. Da mesma maneira G_{pos} e S_{pos} são respectivamente a densidade espectral de potência e área da seção transversal medidos numa localização posterior ao silenciador.

Conforme visto anteriormente, a Perda de Transmissão é definida por :

$$TL = 10 \cdot \log_{10} (W_i / W_t) \quad (4.6)$$

Substituindo as equações 4.4 e 4.5 na equação 4.6, determina-se uma equação mais apropriada para determinação da Perda de Transmissão, onde após alguns procedimentos matemáticos tem-se que :

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{e^{i \cdot k \cdot s} - H_{12}}{e^{i \cdot k \cdot s} - H_{34}} \right| + 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{G_{ant}}{G_{pos}} \right|^{1/2} + 20 \cdot \log_{10} \left| \frac{S_{ant}}{S_{pos}} \right|^{1/2} \quad (4.7)$$

Sendo :

H_{12} = Função de Transferência entre os pontos 1 e 2 ;

H_{34} = Função de Transferência entre os pontos 3 e 4 ;

$G_{ant} = G_{11}$ = Densidade Espectral de Potência no ponto 1;

$G_{pos} = G_{33}$ = Densidade Espectral de potência no ponto 3;

4.4. Influência dos Erros na Determinação da Função de Transferência

Bodén & Abom [6], investigaram alguns erros que podem ocorrer durante as estimativas de Função de Transferência para determinação de propriedades acústicas

de silenciadores. Dentro deles destacam-se dois tipos principais; são eles os erros associados e os erros aleatórios.

4.4.1. Erro Associado

Muitas fontes do erro associado são possíveis, os quais podem ser resumidos como uma inadequada resolução espectral, durante as medições.

Por exemplo, desejando-se um pequeno erro nas estimativas de $H_{12}(f)$, então deve-se ter um pequeno erro associado em $G_{12}(f)$ e $G_{11}(f)$.

Bodén & Abom demonstraram que, para uma dada resolução de frequência, o erro associado diminuirá se for diminuído a distância L (distância entre o ponto 1 e o silenciador na Figura 34). A mesma consideração é válida para a distância entre o silenciador e a fonte sonora. Da mesma maneira, é possível reduzir o erro associado selecionando uma pequena largura de banda nas análises.

Para o caso de um sistema altamente reflexivo, um outro tipo de erro associado pode ser importante, o qual é devido ao ruído medido na entrada. Quando se estima a função de transferência, o ruído medido na entrada, causará um erro associado na magnitude da estimativa. Logo, quando se tem um baixo nível de sinal, o ruído de fundo pode ter uma influência bastante crítica nas medições. Este tipo de erro é difícil de reduzir, mas, pode ser minimizado se for usado uma fonte de sinal periódico e uma média no domínio do tempo.

4.4.2. Erro Aleatório

O erro aleatório normalizado nas estimativas da função de transferência depende apenas do número de médias durante a aquisição dos dados espectrais.

Outra consideração importante é quando se deseja gerar um baixo erro aleatório, então, deve-se ter uma alta coerência entre os microfones. Isto 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.

4.5. Influência dos Comprimentos nos Erros Gerados

Usando, por exemplo, uma régua milimétrica, a precisão da medição do comprimento será de ± 0.5 mm. Na prática, o erro pode ser muito maior.

Normalmente não é fácil definir exatamente a localização do ponto no qual se deseja medir a impedância. Por outro lado, quando os microfones são posicionados na parede de um duto, não se tem certeza da posição dos centros dos mesmos, além do que, a distância entre os mesmos pode variar com a frequência, devido a uma separação acústica [6].

4.6. Sugestões para Minimização dos Possíveis Erros

Baseados nos estudos de Bodem & Abom [6], conclui-se que os erros dependem de dois fatos : Primeiro, aos erros dos dados de entrada de $H_{12}(f)$, s e L . Segundo, devido à sensibilidade das fórmulas que utilizam estes dados de entrada errôneos. Desta maneira, tem-se abaixo algumas sugestões para minimizar estes erros:

- O comprimento total do duto (distância entre a fonte sonora e o silenciador e/ou terminação), deveria ser pequeno, na prática pode-se assumir uma distância igual a 5-10 vezes o diâmetro do duto;
- A fonte deveria ser tão não reflexiva quanto possível. Se isto for obedecido, então o comprimento total do duto pode ser escolhido arbitrariamente;

- O ponto de medição 1 (Figura 34) deveria ser posicionado o mais próximo possível do silenciador, contudo, deverá ser respeitada uma distância mínima de 10 mm do ponto de medição 2, para evitar a influência dos campos próximos;
- Utilizar uma pequena separação entre microfones. É recomendada uma distância $s > 50 \text{ mm}$ para se ter um erro relativo menor do que 1% . Por outro lado, uma separação $s < 50 \text{ mm}$, resultará no domínio dos erros relativos ao comprimento (Item 4.5);
- Por último, para evitar uma maior sensibilidade a erros associados aos dados de entrada, o método da função de transferência é melhor empregado na faixa de frequência que varia entre :

$$(0,1. c / 2.s) < f < (0,8.c / 2.s) \quad (4.8)$$

4.7. Frequência de Corte para Dutos Cilíndricos

Outro aspecto importante a ser considerado é quanto à frequência de corte do duto em questão. Assim, assumindo-se que apenas ondas planas existem, então, deve-se trabalhar abaixo da primeira frequência de corte do duto, a qual, para um duto de seção circular, é expressa por :

$$f_c < (1,84. c / \pi.D) \quad (4.9)$$

Onde $D = \text{Diâmetro do duto (m)}$

4.8. Frequência de Corte para Dutos Elípticos

Dutos elípticos são normalmente usados na concepção externa dos silenciadores veiculares . Sendo assim, é importante conhecer a frequência de corte

dos mesmos, para possibilitar a validade dos resultados encontrados, através das equações desenvolvidas.

Desta maneira, através das orientações de Nishimura [59], calcula-se a frequência de corte de dutos elípticos da seguinte maneira :

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

$$e = \sqrt{a^2 - b^2} / a \quad (4.10)$$

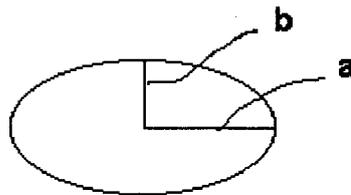


Figura 36 – Croqui de um duto Elíptico

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 Tabela 3, tem-se que :

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

TABELA 3 – Relação entre excentricidade e frequência de corte

Onde

$k = 2. \pi. f / c =$ Número de onda

$f =$ frequência (Hz)

$c =$ Velocidade do som (m / s)

Logo a frequência de corte “ f_c (Hz) ” para dutos elípticos será :

$$f_c = k.a.c / (2. \pi. a) \quad (4.11)$$

OBS. : Caso a excentricidade “ e ” estiver entre os valores expostos na Tabela 3, então o valor de “ $k.a$ ” pode ser encontrado através da interpolação dos dados encontrados na tabela.

CAPÍTULO 5

PROCEDIMENTO PARA DETERMINAÇÃO DA PERDA DE TRANSMISSÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL

5.1. Equipamentos Necessários

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

- Analisador FFT Tektronix, modelo 2630;
- Microfone ½" B&K, modelo 4166;
- Amplificador de Potência (Power Amplifier) B&K Modelo 2706
- Pré-amplificador B&K modelo 2619;
- Fornecedor de Potência do Microfone (Measuring Amplifier) B&K, modelo 2636
- Computador com o software da Tektronix;
- Computador com o software Matlab;
- Medidor de nível de pressão sonora B&K, modelo 2230;
- Analisador de Frequência HP modelo 3560;
- Bancada de teste;
- Caixa com alto-falante;
- Protótipos de diversas configurações, feitos em chapa de aço 1010 com espessura de 1,5 mm .

5.2. Descrição dos Procedimentos

Para o desenvolvimento e estudo de silenciadores, tendo como base a caracterização dos mesmos através da Perda de Transmissão, é necessário verificar a confiabilidade do procedimento de medição que será adotado. Para tanto, preparou-se uma bancada de testes, com todos os equipamentos e dispositivos necessários para a realização dos ensaios propostos. A Figura 37 demonstra esquematicamente o sistema de medição adotado, e a Figura 38 a montagem do experimento.

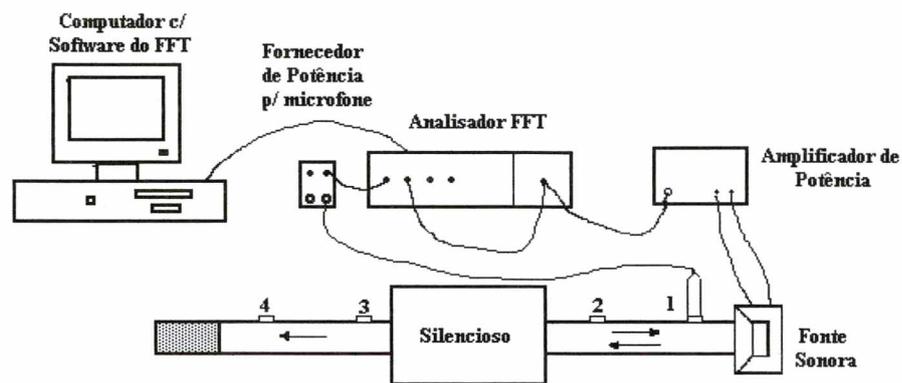


Figura 37 – Esquema do Sistema de Medição Experimental

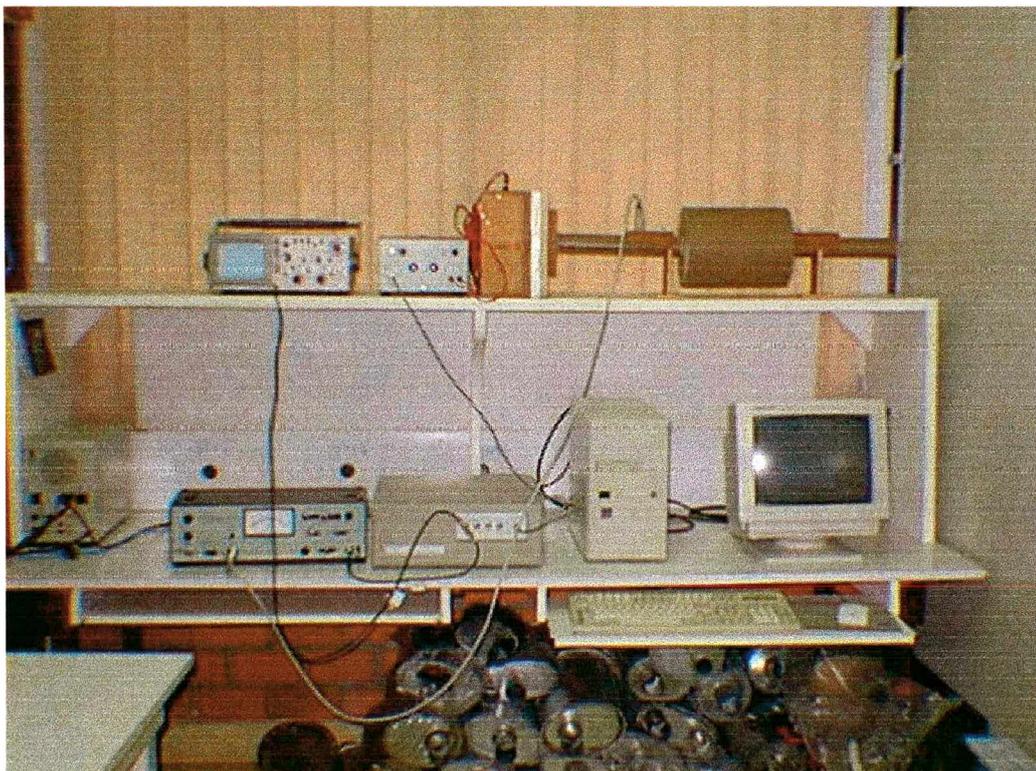


Figura 38 – Foto da montagem do Experimento

Finalizado a montagem do sistema, pode-se então iniciar um procedimento de aferição do mesmo. Para tanto, construiu-se um protótipo simples, contendo apenas uma câmara de expansão (Figura 40), medindo-se então a perda de transmissão gerada, a partir da Equação 4.7. Compararam-se então, os resultados ensaiados com os resultados de uma equação teórica simplificada (Figura 41), através de um programa em Matlab, para o cálculo da perda de transmissão de câmaras de expansão simples, a qual, de acordo com Kimura [56] é mostrada abaixo .

$$PT = 10.\log_{10} \left[\cos^2\left(\frac{\pi.f}{2.f_n}\right) + \frac{1}{4}\left(\frac{S_2}{S_1} + \frac{S_1}{S_2}\right)^2 .\text{sen}^2\left(\frac{\pi.f}{2.f_n}\right) \right] \quad (5.1)$$

f = Frequência (Hz);

$f_n = c / (4. L)$ (Hz);

L = Comprimento da Câmara (m);

S_1 = Área da Seção Transversal dos Dutos (m^2);

S_2 = Área da Seção Transversal da Câmara de Expansão (m^2);

Todos os protótipos foram construídos em chapa de aço galvanizado com espessura de 1,5 mm, em diferentes perfis, formas e concepções internas.

Para o posicionamento do microfone, foram construídos dois suportes de madeira, contendo dois furos distanciados em 50 mm. Estes suportes foram fabricados de tal forma a possibilitar a colagem dos mesmos em dois tubos de aço SAE 1010 galvanizados de 2" de diâmetro. Assim, cada tubo, contendo o suporte colado, foi acoplado anteriormente e posteriormente ao silenciador, sendo o acoplamento feito através de um sistema de bolsa de encaixe, vedado com "massa de vedação" .

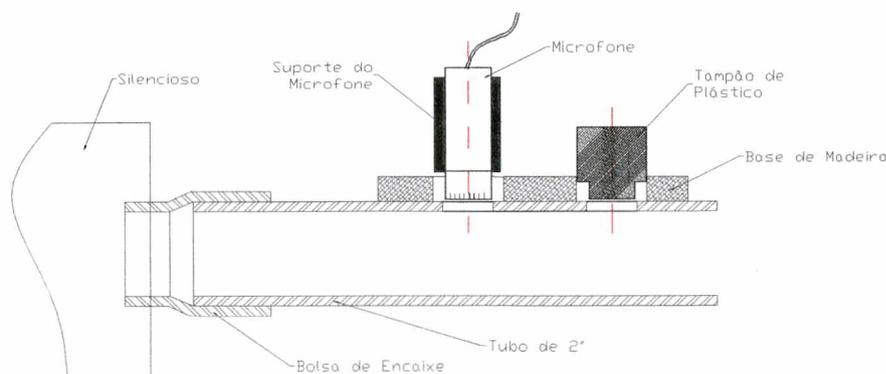


Figura 39 – Montagem do Microfone no Suporte

Cabe lembrar que, para minimizar os possíveis erros associados à montagem e à aquisição de dados, foram seguidos as sugestões explicitadas no Capítulo 4, item 4.6, além de se utilizar uma terminação anecóica no duto de saída (Figura 37).

Conforme o Item 4.6, a distância entre os microfones dita a faixa de validação do método da função de transferência. Desta maneira, de acordo com a equação 4.8 e considerando $s=50$ mm, tem-se :

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

Outro aspecto importante a ser observado, é quanto à frequência de corte do silenciador em questão. Assim, para cada configuração ensaiada, foi necessário calcular esta frequência, de acordo com as recomendações do item 4.7 e 4.8 do Capítulo 4.

Finalizada a etapa de aferição dos cálculos teóricos, iniciou-se uma segunda etapa, voltada ao desenvolvimento das equações dos componentes básicos dos silenciadores descritos no Capítulo 3 . Para se desenvolverem estas equações e possibilitar a geração dos resultados teóricos, foram necessários a elaboração de programas matemáticos, baseados no software Matlab. Estes programas foram desenvolvidos para possibilitar uma perfeita simulação de várias configurações internas dos silenciadores, cujos resultados puderam então ser comparados aos resultados experimentais, através de protótipos representativos das respectivas simulações .

Desta maneira, os componentes básicos (descritos no Capítulo 3), foram testados e comparados teoricamente através de seus respectivos protótipos, a fim de se checar, se as equações utilizadas representam da melhor forma possível a caracterização acústica de um silenciador real.

Após cada componente básico ter sido testado e aprovado, passou-se para uma terceira etapa, a qual constituiu-se na variação dos dados geométricos do sistema em estudo, com o objetivo de se verificar e entender o funcionamento e o comportamento do silenciador, além da melhor forma de utilização do mesmo, frente a uma situação real.

Em seguida, foi aplicada de uma forma simplificada a condição de fluxo dos gases , através do número de Mach ($M=0$; $M=0,1$ e $M=0,2$) e variação de temperatura

($T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$), através da variação da velocidade do som, com a finalidade de se determinar a influência destas variáveis no comportamento do silenciador. Para tanto, utilizou-se a seguinte relação entre temperatura e velocidade.

$$c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot (273 + t)} \quad (5.2)$$

t = Temperatura do meio ($^{\circ}\text{C}$)

γ = Relação do calor específico $C_p / C_v = 1,402$

R = constante do gás – para o ar = $287\text{ (J / (Kg. }^{\circ}\text{K))}$

Como forma de ilustração e complementação do trabalho, estudou-se também o comportamento de sistemas dissipativos frente a uma alteração de seu comprimento e de sua área da seção transversal. Contudo este estudo foi feito apenas no âmbito experimental.

Terminado esta etapa, realizou-se uma análise de todos os resultados obtidos, a fim de se obter conclusões importantes ao o auxílio do desenvolvimento de um silenciador real.

Seguindo com o desenvolvimento do presente trabalho, passou-se para um estudo de um caso real, onde analisou-se a emissão de ruído de um motor, sendo então desenvolvido um procedimento de análise e conseqüentemente a otimização no projeto de silenciadores reais.

Juntamente com esta análise, simulou-se um desenvolvimento de um silenciador, a partir de uma configuração básica, introduzindo outros elementos básicos, verificando-se então, a influência dos mesmos frente a uma configuração final proposta.

Esta etapa visou demonstrar também, a aplicabilidade das teorias e experimentos realizados, como ferramentas úteis para o desenvolvimento prático de sistemas de exaustão.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS ENCONTRADOS

6.1. Aferição do Sistema de Medição

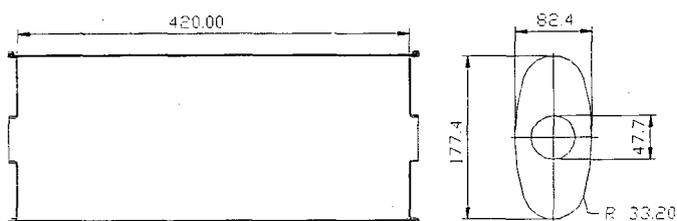


Figura 40 – Câmara de Expansão Simples

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

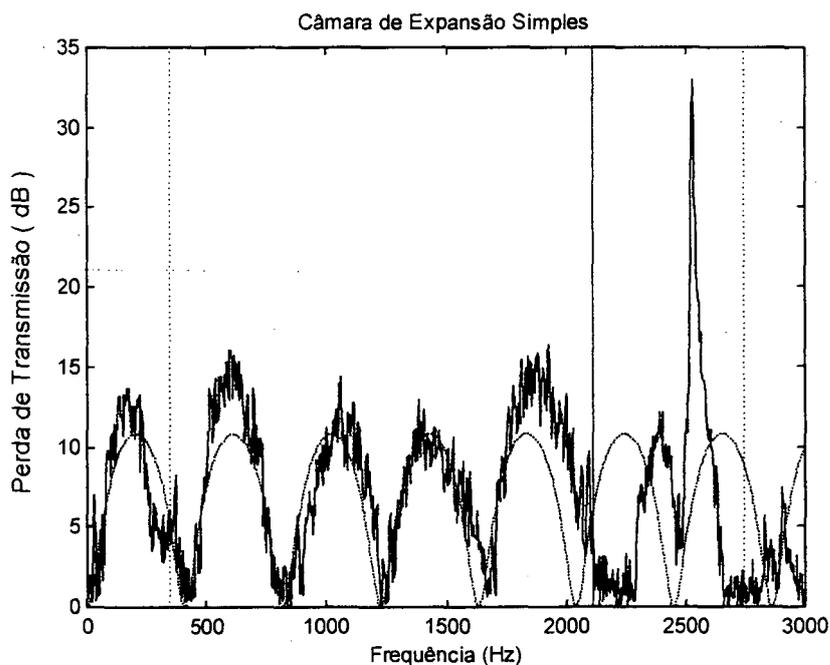


Figura 41 – Perda de Transmissão da Figura 40. Resultado Teórico (... preto) ; Resultado Experimental (— azul); Faixa de validação devido aos erros (.. verde); Frequência de corte da Câmara (— Vermelho).

6.2. Câmara de Expansão Simples

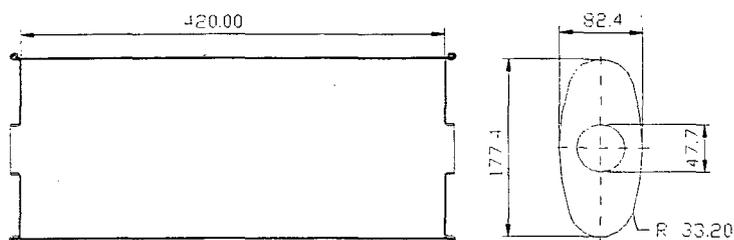


Figura 42 – Câmara de Expansão Simples

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110$ Hz
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77$ mm²
Perímetro : $P = 433,664$ mm
Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.4

Conforme indicado pelos itens 3.1 e 3.2, utilizou-se a seqüência dos elementos acima descritos, para se determinar a Matriz de Transferência e conseqüentemente a Perda de Transmissão da Figura 42, sendo o comprimento do duto estendido assumido ser igual a 0.

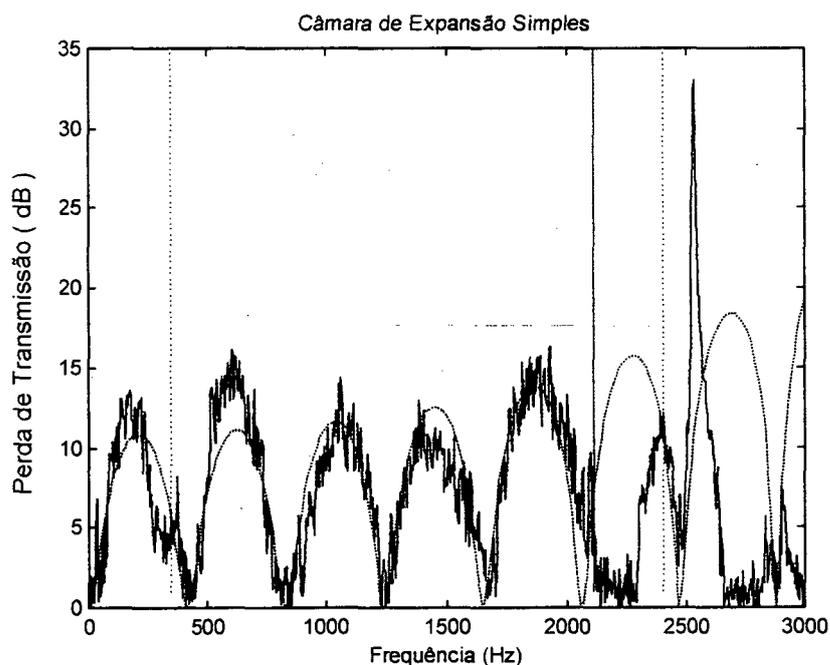


Figura 43 – Perda de Transmissão da Figura 42, referente às equações do item 3.3 e 3.4. Resultado Teórico (... preto); Resultado Experimental (— azul); Faixa de validação devido aos erros (... verde) ; Frequência de corte da Câmara (— Vermelho).

Por outro lado, utilizando as equações do item 3.5, ao invés do item 3.4, chegou-se ao seguinte resultado :

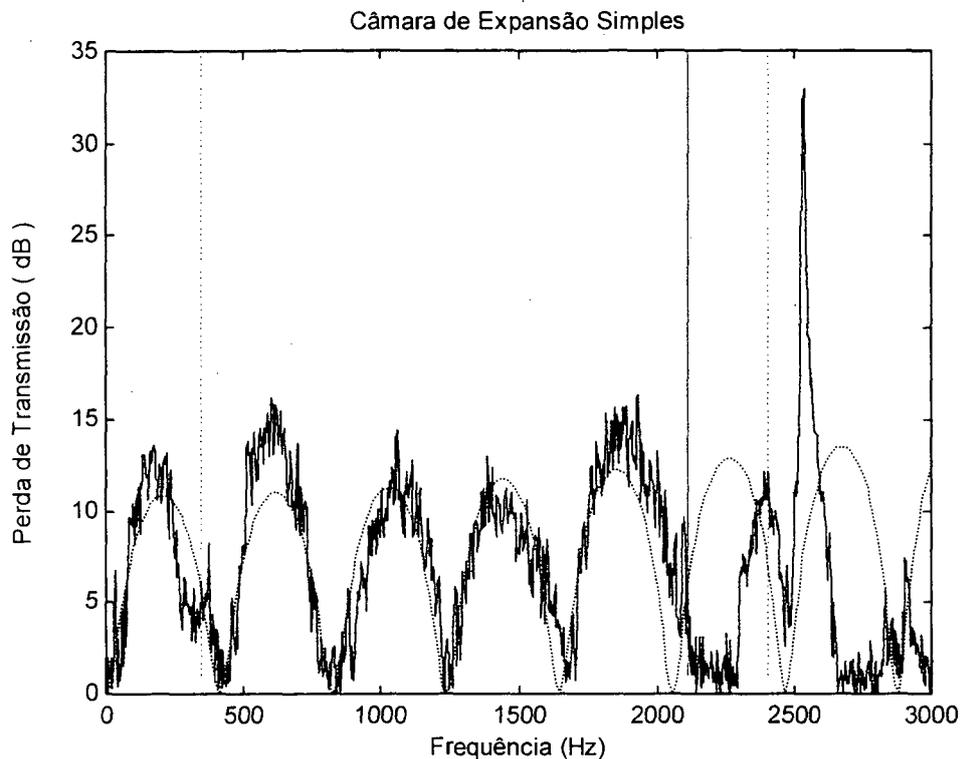


Figura 44 – Perda de Transmissão da Figura 42, referentes às equações do item 3.5 e 3.3. Resultado Teórico (.... preto) ; Resultado Experimental (___ azul) ; Faixa de validação devido aos erros (... verde) ; Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Para se verificar o comportamento das câmaras de expansão frente a uma alteração geométrica, testaram-se as equações teóricas dos itens 3.3 e 3.5 através da mudança do comprimento de um silenciador de mesma área da seção transversal (Figura 42) . Estes resultados foram obtidos simulando-se os comprimentos de 300 mm, 500 mm e 700 mm, sendo então plotados na Figura 45.

Por outro lado, para se saber o comportamento de uma câmara de expansão mediante a alteração da área da seção transversal, testaram-se também as equações dos itens 3.3 e 3.5 fixando-se o comprimento de um silenciador (Figura 42) e variando-se a área para os valores de 12000 mm^2 , 18000 mm^2 e 24000 mm^2 . Estes resultados foram plotados na Figura 46.

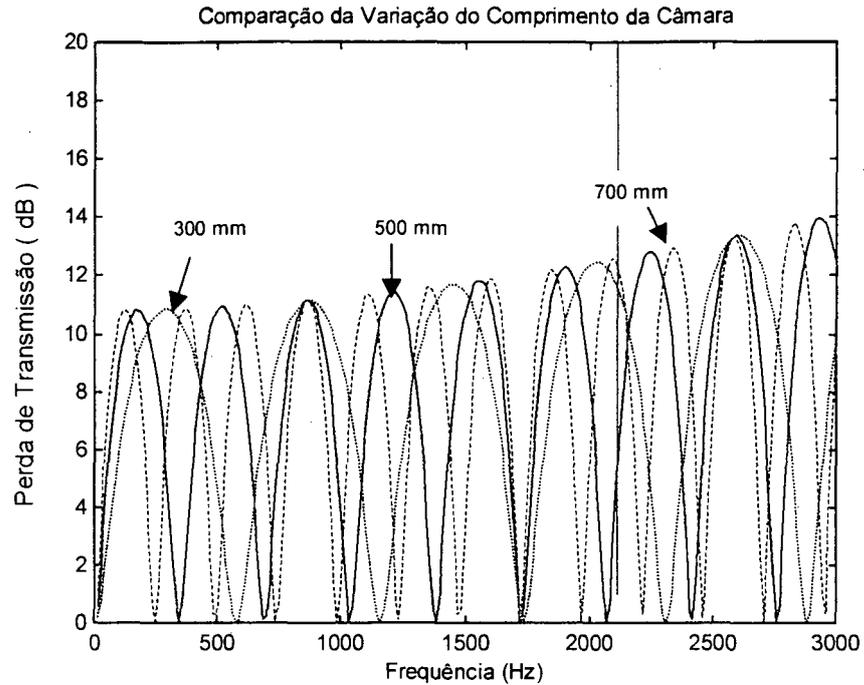


Figura 45 – Resultados da Câmara de Expansão Simples, referentes à variação do comprimento do silenciador. Comprimento de 300 mm (.... preto) ; Comprimento de 500 mm (— azul); Comprimento de 700 mm (--- verde); Frequência de Corte da Câmara (— Vermelho).

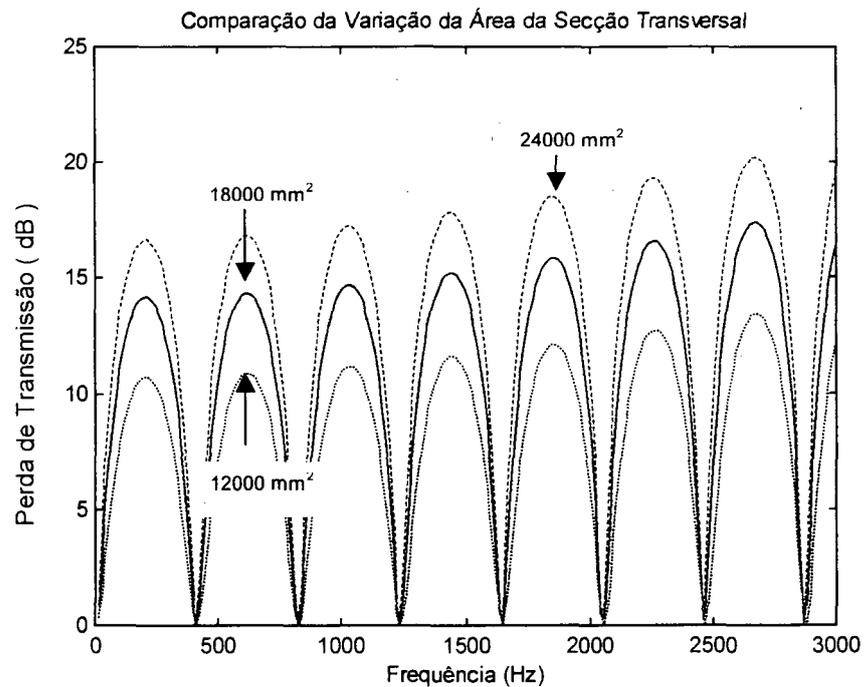


Figura 46 – Resultados da Câmara de Expansão Simples, referentes à variação da área da seção transversal do silenciador. Comprimento de 12000 mm² (.... preto) ; Comprimento de 18000 mm² (— azul); Comprimento de 24000 mm² (--- verde).

Outro teste importante a ser feito é quanto ao comportamento do silenciador, frente à utilização de múltiplas câmaras. Assim, foram desenvolvidos 3 protótipos com mesmo comprimento e área da seção transversal, mas com múltiplas câmaras de expansão simples no seu interior. Desta maneira, com base nas equações dos itens 3.3 e 3.5, geraram-se os seguintes resultados.

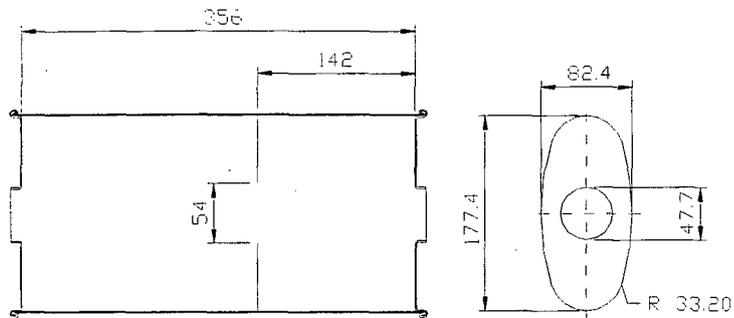


Figura 47 – Câmara de Expansão Dupla

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$
 Seqüência – Itens **3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.5 – 3.3 – 3.5**

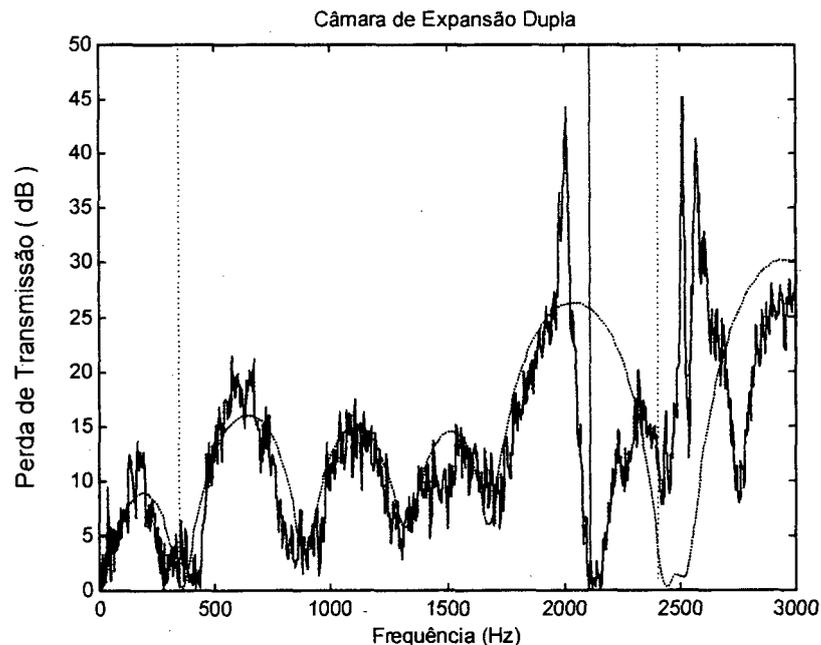


Figura 48 – Perda de Transmissão da Figura 47. Resultado Teórico (— preto) ; Resultado Experimental (— azul); Faixa de validação devido aos erros (--- verde) ; Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

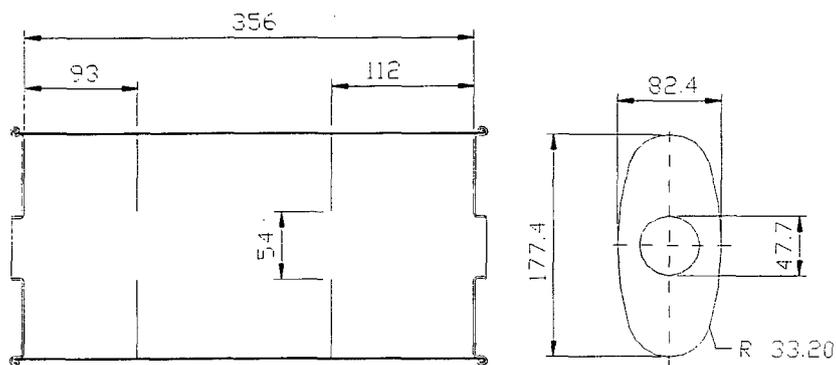


Figura 49 – Câmara de Expansão Tripla

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.5 – 3.3 – 3.5

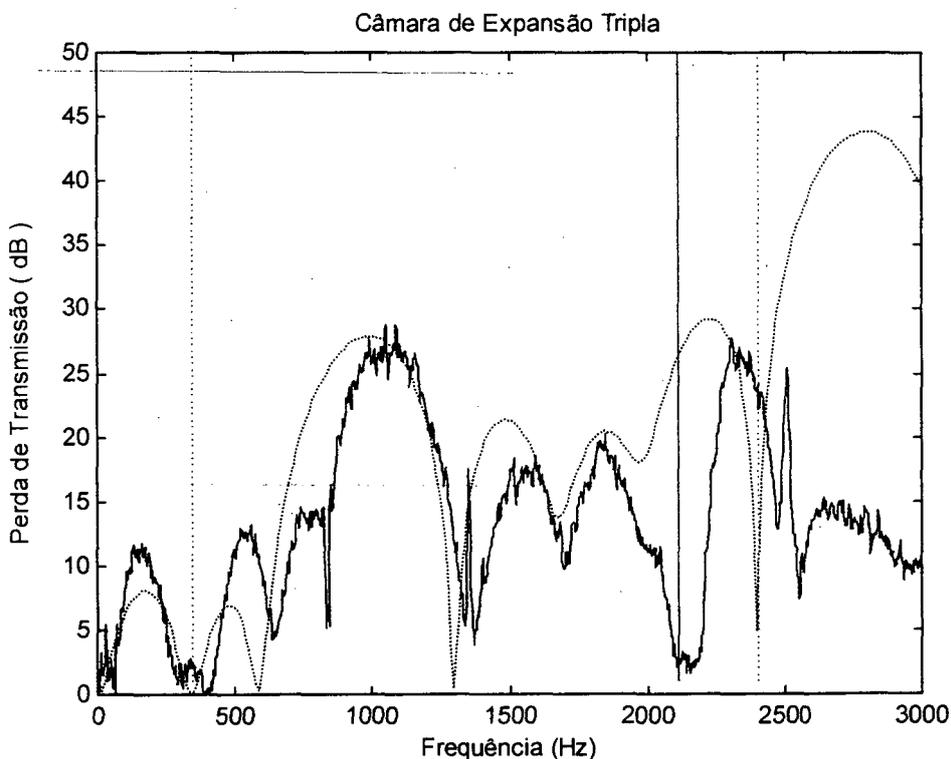


Figura 50 – Perda de Transmissão da Figura 49. Resultado Teórico (... preto) ; Resultado Experimental (— azul) ; Faixa de validação devido aos erros (... verde) ; Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

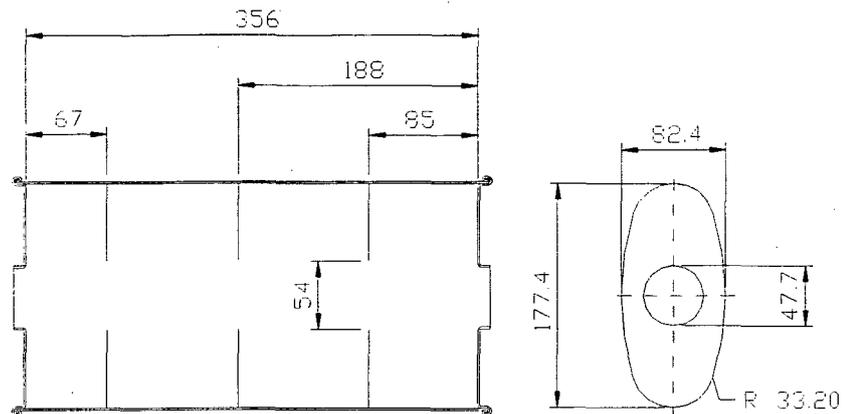


Figura 51 – Câmara de Expansão Quádrupla

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.5 –
 3.3 – 3.5

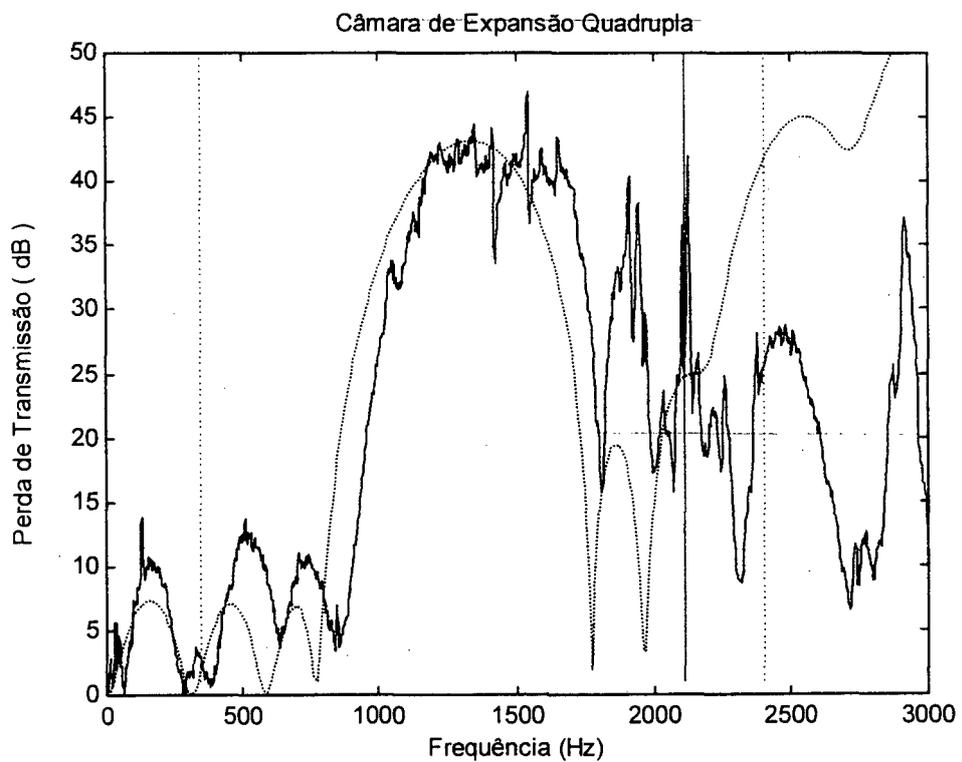


Figura 52 – Perda de Transmissão da Figura 51. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul) ; Faixa de validação devido aos erros (.... verde) ; Freqüência de corte da Câmara (___ vermelho).

Seguindo os estudos referentes a câmara de expansão, desenvolveu-se mais um protótipo contendo câmaras de expansão múltiplas, mas com um deslocamento do centro da entrada e saída do silenciador. Para tanto foram utilizadas as equações dos itens 3.3 , 3.4 e 3.5

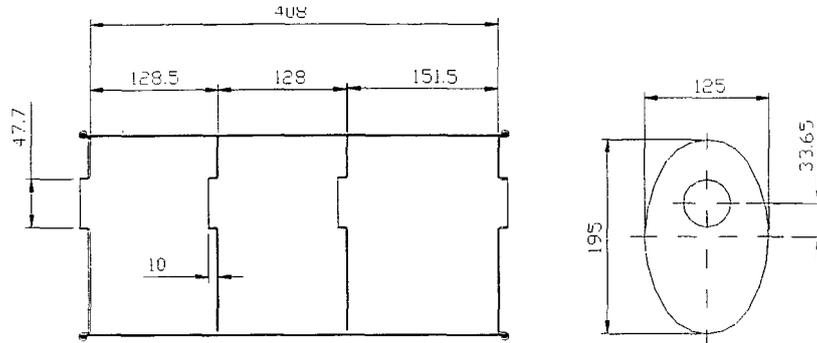


Figura 53 – Câmara de Expansão Tripla Com Deslocamento do Centro

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 1886 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 19223,359 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 510,732 \text{ mm}$

Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.4 – 3.3 – 3.5 – 3.3 – 3.4 – 3.3 – 3.5 – 3.3 – 3.5

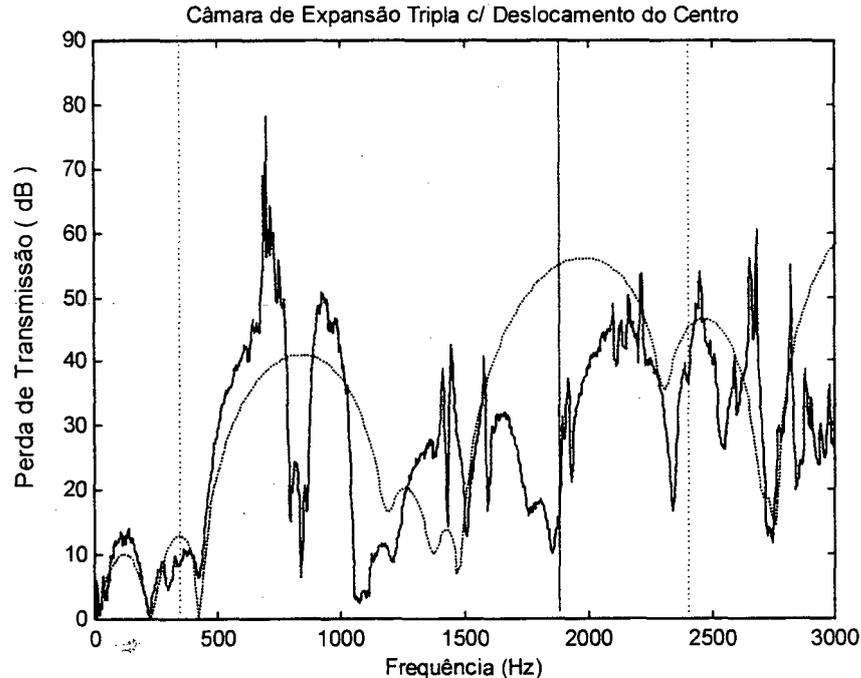


Figura 54– Perda de Transmissão da Figura 53. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul) ; Faixa de validação devido aos erros (.... verde) ; Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Superpondo-se agora os resultados teóricos das Figuras 48, 50 e 52 e adicionando-se um sistema hipotético de mesmo dimensional externo dos silenciadores com câmaras múltiplas, mas contendo 5 câmaras distanciadas simetricamente de 71,2 mm e contendo furos de passagem centrais de 54 mm, obtém-se :

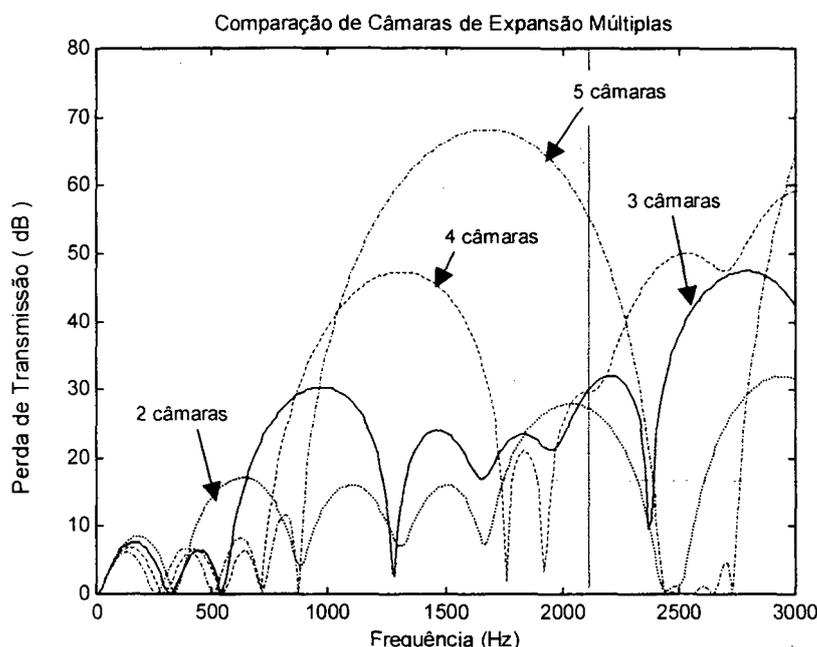


Figura 55 – Comparação Teórica dos Resultados das Câmaras de Expansão Múltiplas, referentes as Figuras 47, 49, 51 e silenciador com 5 câmaras. Câmara de Expansão Dupla (..... preto) ; Câmara de Expansão Tripla (___ azul) ; Câmara de Expansão Quadrupla (--- verde) ; Câmara de Expansão com 5 Câmaras (-.-.- magenta) ; Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Outro teste importante a ser feito é quanto à resposta do silenciador frente à introdução de velocidade de fluxo dos gases e da temperatura ambiente do mesmo. Desta maneira foram simuladas duas situações distintas da Figura 42, onde foi assumido primeiramente uma variação de somente do número de Mach ($M=0$, $M=0.1$ e $M=0.2$), seguido de uma variação somente da temperatura ambiente (25 e 100 °C).

Estas simulações, por sua vez, só puderam ser feitas teoricamente e não puderam ser comprovadas experimentalmente.

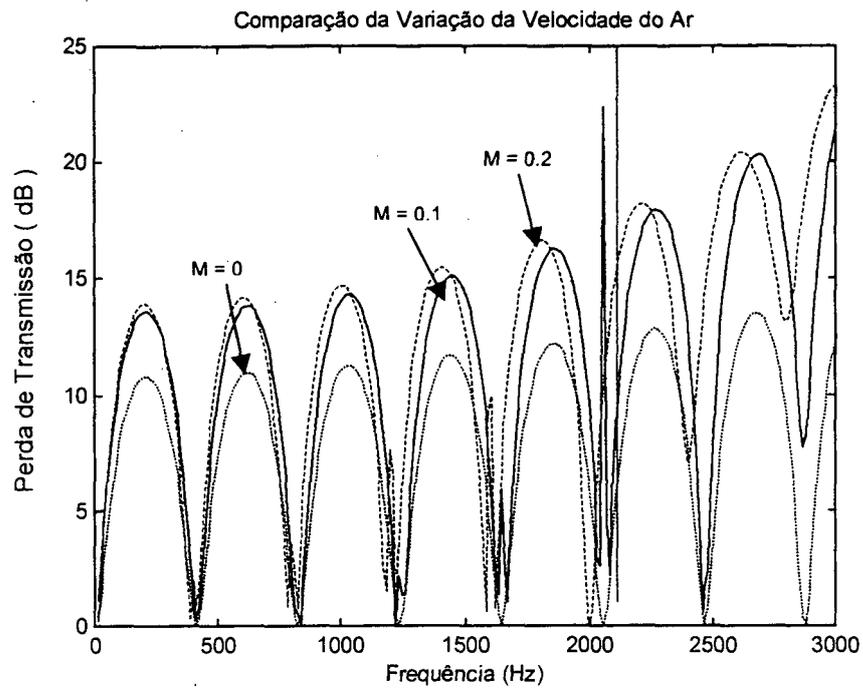


Figura 56 – Comparação Teórica da Variação do Número de Mach referente à Figura 42. M = 0 (..... preto) ; M = 0.1 (_ azul); M = 0.2 (---- verde); Frequência de corte da Câmara (_ vermelho).

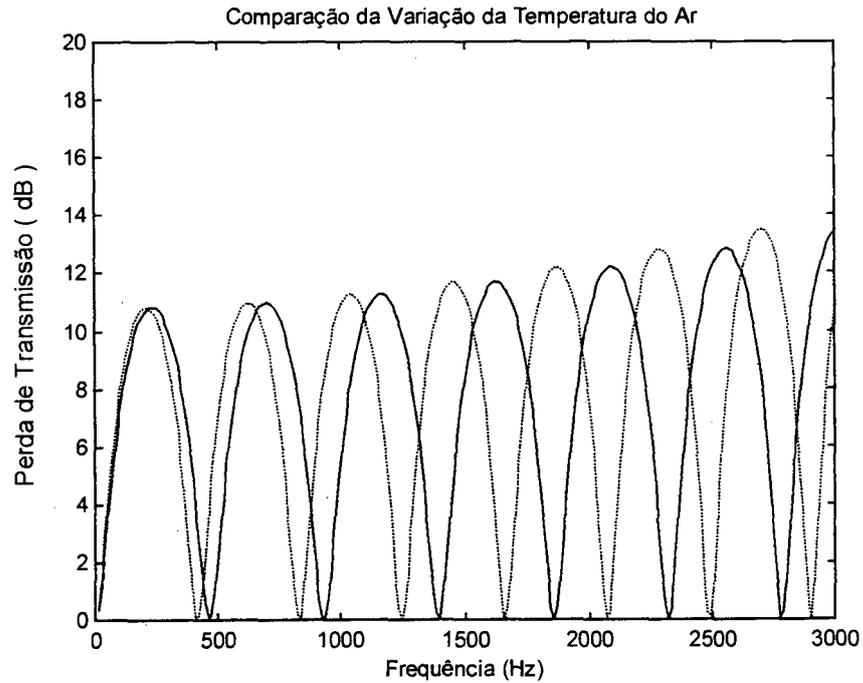


Figura 57 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente à Figura 42. T = 25 °C (..... preto) ; T = 100 °C (_ azul);

6.3. Câmara de Expansão com Dutos Estendidos na Entrada e Saída

Derivadas dos protótipos das simples câmaras de expansão, foram estudadas também as câmaras contendo dutos estendidos. Estes por sua vez estão descritos abaixo, utilizando-se das equações dos itens 3.3, 3.4 e 3.5 :

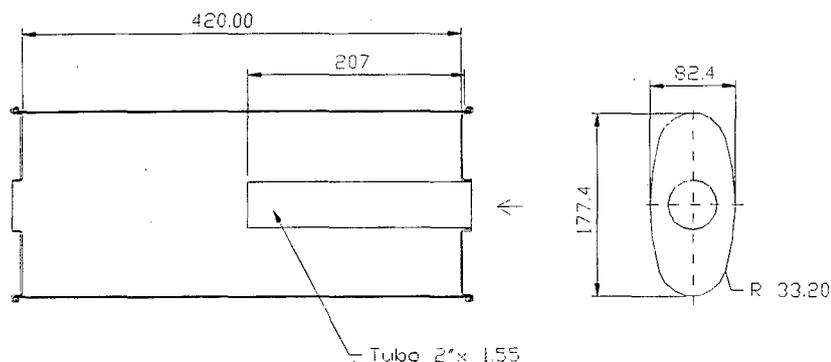


Figura 58 – Câmara de Expansão Com Duto Estendido na Entrada

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110$ Hz
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77$ mm²
Perímetro : $P = 433,664$ mm
Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.5

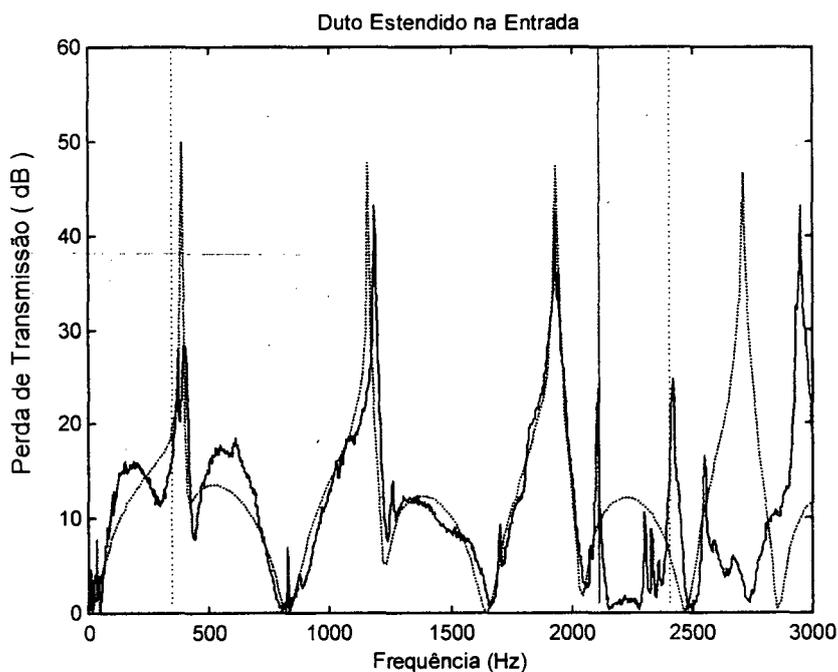


Figura 59 – Perda de Transmissão da Figura 58, considerando parede rígida ($R_{end} = 1$). Resultado Teórico (... preto); Resultado Experimental (— azul); Faixa de validação devido aos erros (... verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

Considerando que o sistema não é rígido, conforme indicado pelo item 3.4, pode-se então alterar o valor da impedância do duto estendido da Figura 58 conforme a equação 3.28, onde $R_{\text{end}} = 0,95$, chegando-se ao resultado mostrado na Figura 60.

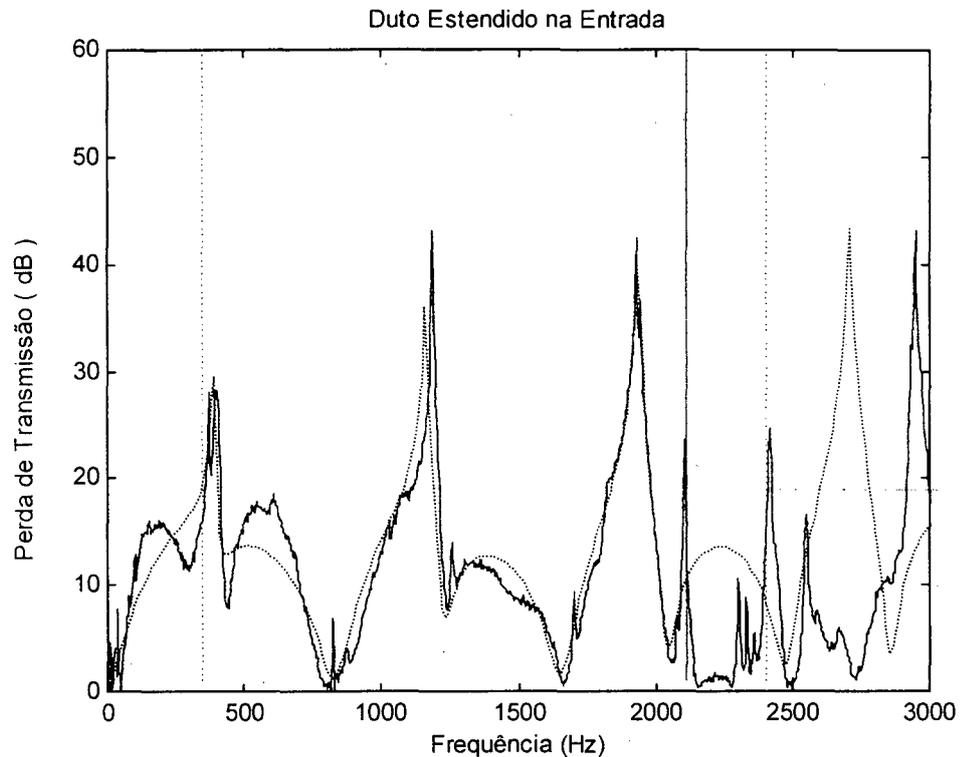


Figura 60 – Perda de Transmissão da Figura 58, considerando que $R_{\text{end}} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Comparando-se agora um mesmo silenciador teórico, com mesmo comprimento (420 mm) e mesma área de seção transversal (12123,77 mm²), como o da Figura 58, podemos então, variar o comprimento do duto estendido em 3 valores distintos (150 , 250 e 350 mm).

Os resultados obtidos foram então plotados em um mesmo gráfico, para uma maior visualização e observação do comportamento dos mesmos (ver Figura 61).

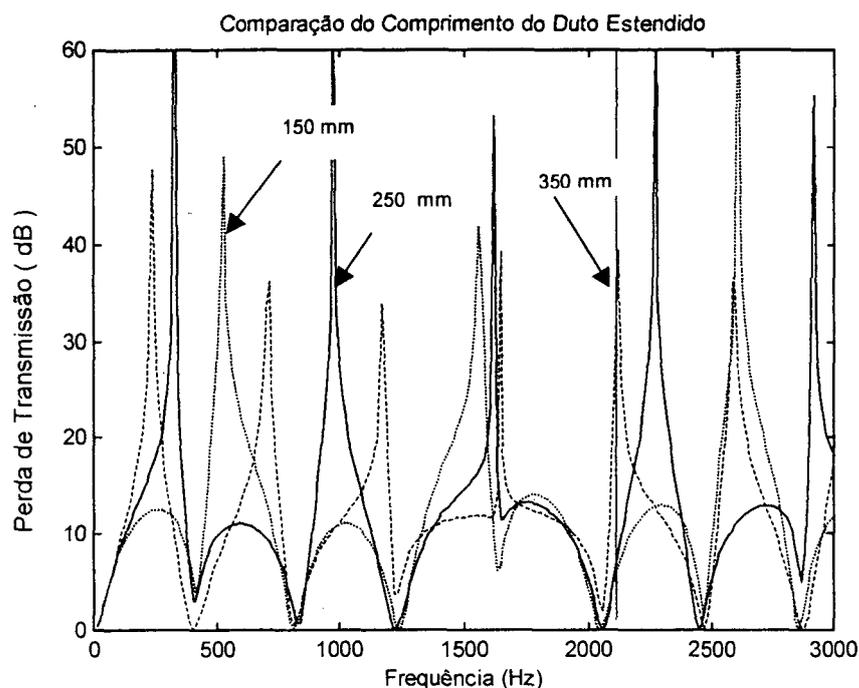


Figura 61 – Comparação Teórica dos Resultados dos Dutos Estendidos na Entrada. Duto Estendido com comprimento de 150 mm (.... preto); Duto Estendido com comprimento de 250 mm (___ azul); Duto Estendido com comprimento de 350 mm (---- verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Similar ao duto estendido na entrada, tem-se também os casos dos dutos estendidos na saída do sistema, tais como :

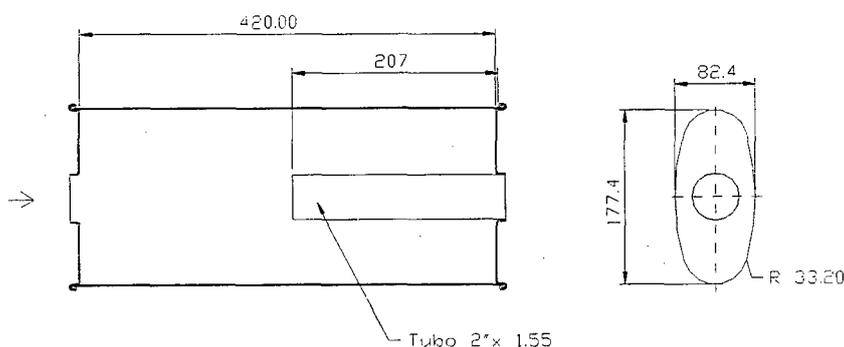


Figura 62 – Câmara de Expansão Com Duto Estendido na Saída

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110$ Hz
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77$ mm²
Perímetro : $P = 433,664$ mm
Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.4

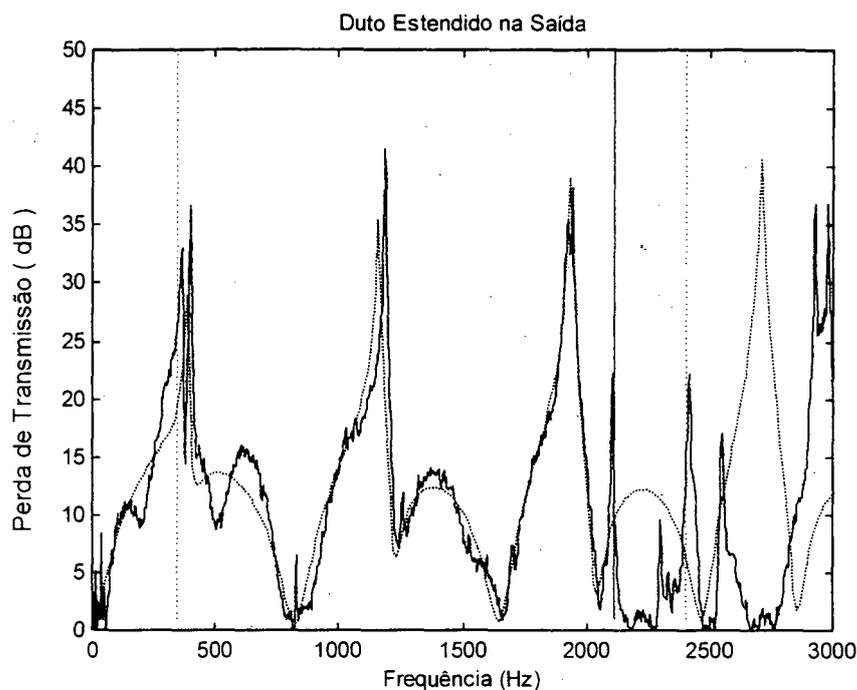


Figura 63 – Perda de Transmissão da Figura 62, considerando que $R_{end} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (— azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

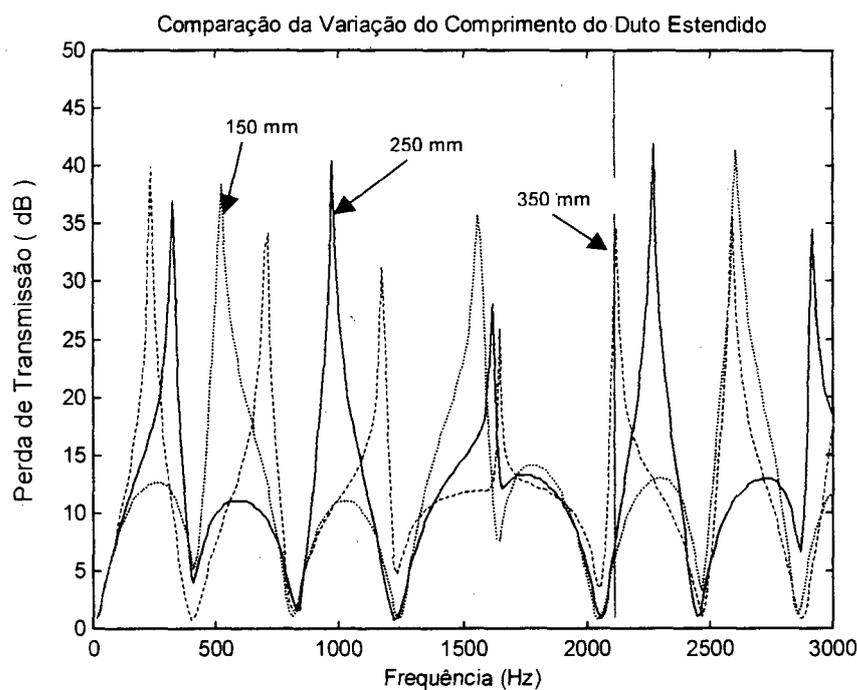


Figura 64 – Comparação Teórica da Perda de Transmissão dos Dutos Estendidos na saída. Duto Estendido com comprimento de 150 mm (.... preto) ; Duto Estendido com comprimento de 250 mm (— azul); Duto Estendido com comprimento de 350 mm (---- verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

Seguindo agora os procedimentos adotados para a Câmara de Expansão Simples, simulou-se o comportamento dos dutos estendidos, frente a uma variação do número de Mach (0, 0,1 e 0,2) e frente a uma variação da temperatura de operação (25 e 100 °C), tendo como base a Figura 58.

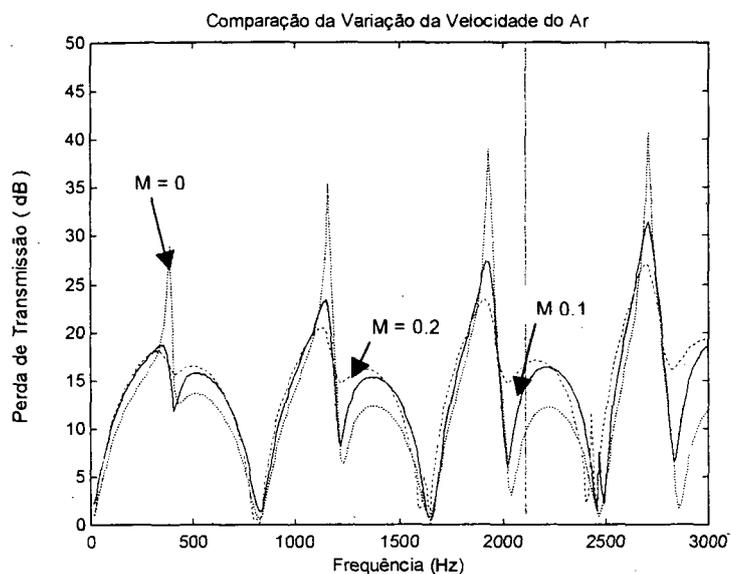


Figura 65 – Comparação Teórica da Variação do Número de Mach referente à Figura 58. M = 0 (..... preto) ; M = 0,1 (___ azul); M = 0,2 (---- verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

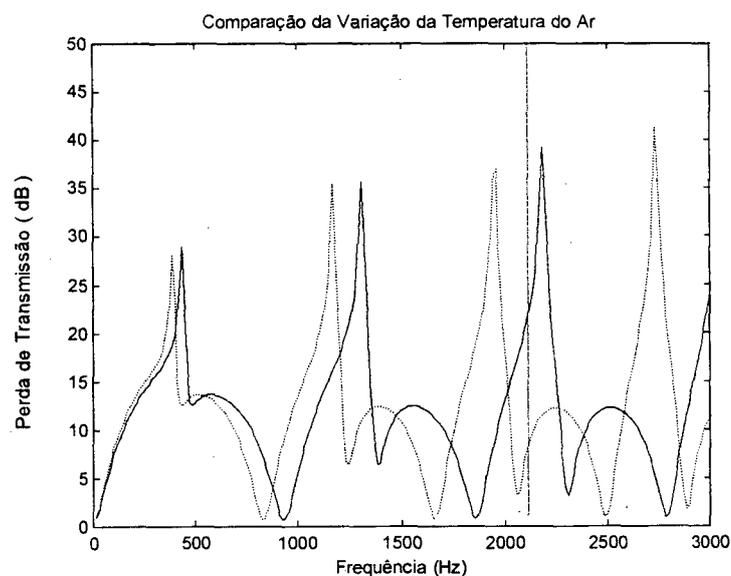


Figura 66 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente à Figura 58. T = 25 °C (.... preto) ; T = 100 °C (___ azul); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Outra análise importe a ser feita é quanto à comparação de uma câmara de expansão simples com uma mesma câmara contendo um duto estendido. Assim, comparando-se os resultados das Figuras 42 e 58, tem-se que :

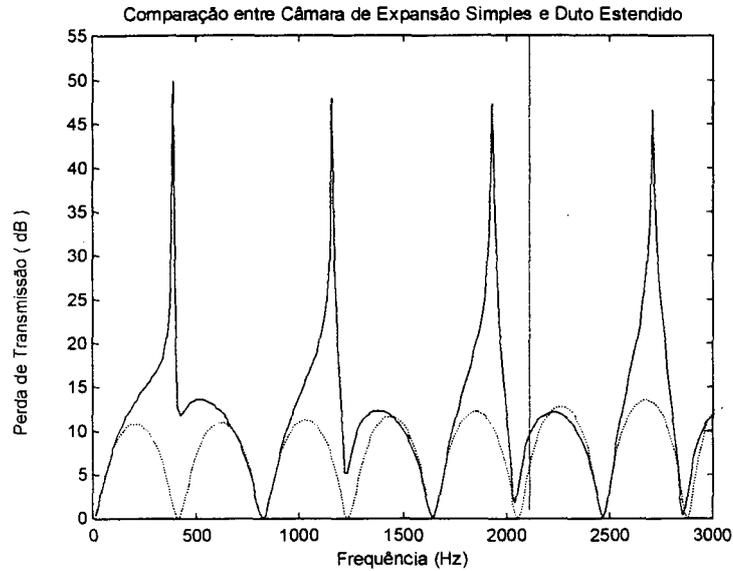


Figura 67 – Comparação Teórica entre os resultados da Figura 42 e 58. Câmara Expansão Simples da Figura 42 (..... preto) ; Câmara com duto Estendido da Figura 58 (— azul); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

6.4. Sistema com Silenciadores em Série

Juntando-se os sistemas descritos no item 6.2 e 6.3, através de um duto reto, podemos criar um sistema um pouco mais complexo, conforme desenvolvido abaixo :

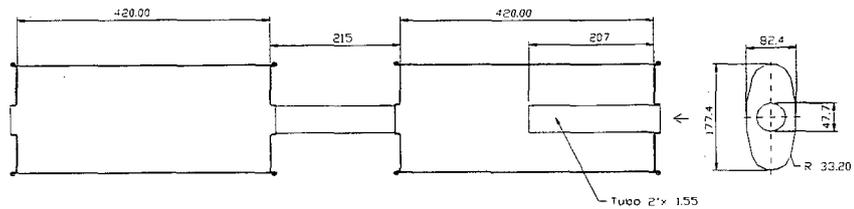


Figura 68 – Sistema com Silenciadores em Série

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110$ Hz
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77$ mm²
Perímetro : $P = 433,664$ mm

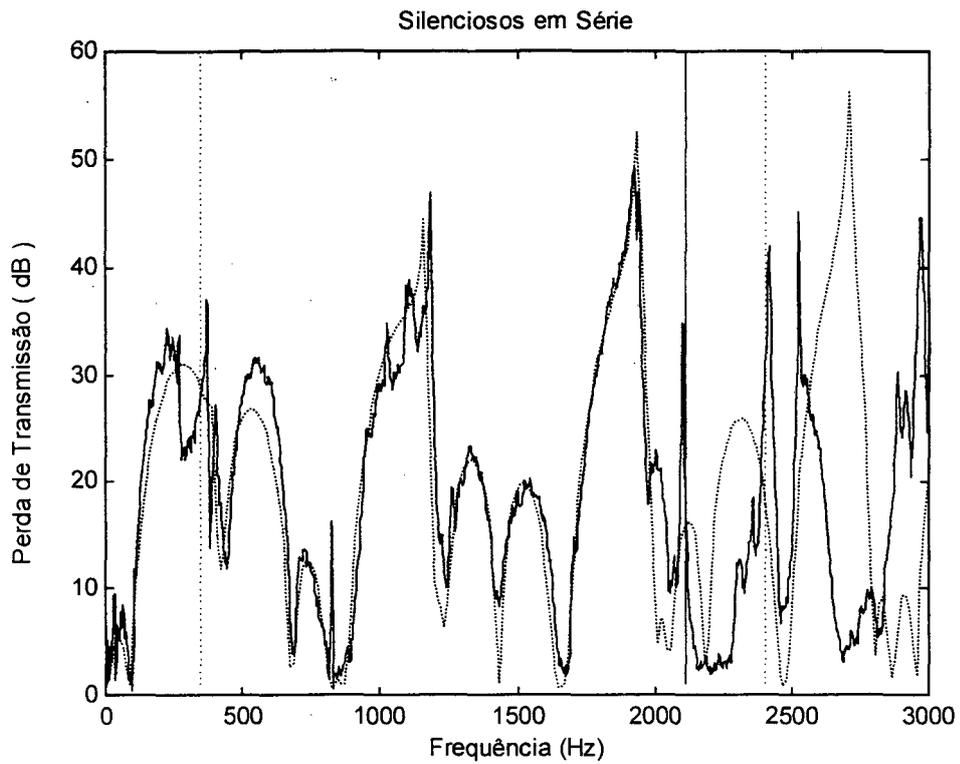


Figura 69 – Perda de Transmissão da Figura 68, considerando que $R_{end} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Modificando-se um pouco o modelo apresentado acima, gerou-se outro sistema similar, mas agora com silenciador com duto estendido após uma câmara de expansão simples.

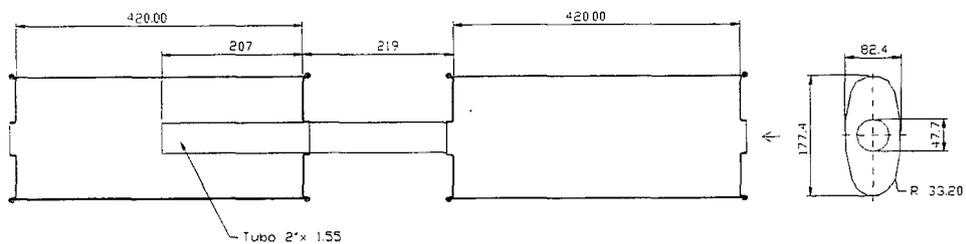


Figura 70 – Sistema com Silenciadores em Série

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

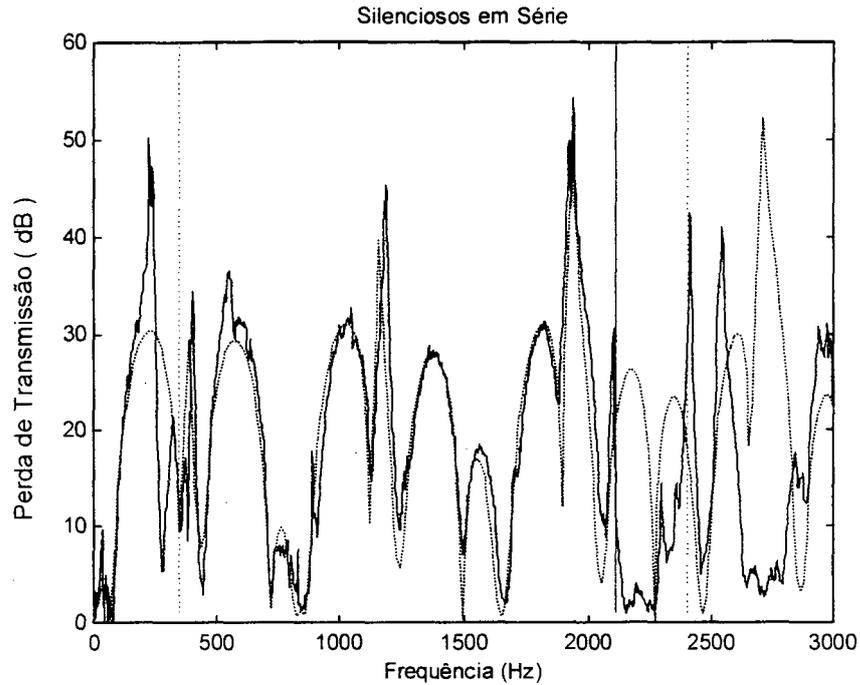


Figura 71 – Perda de Transmissão da Figura 70, considerando que $R_{end} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

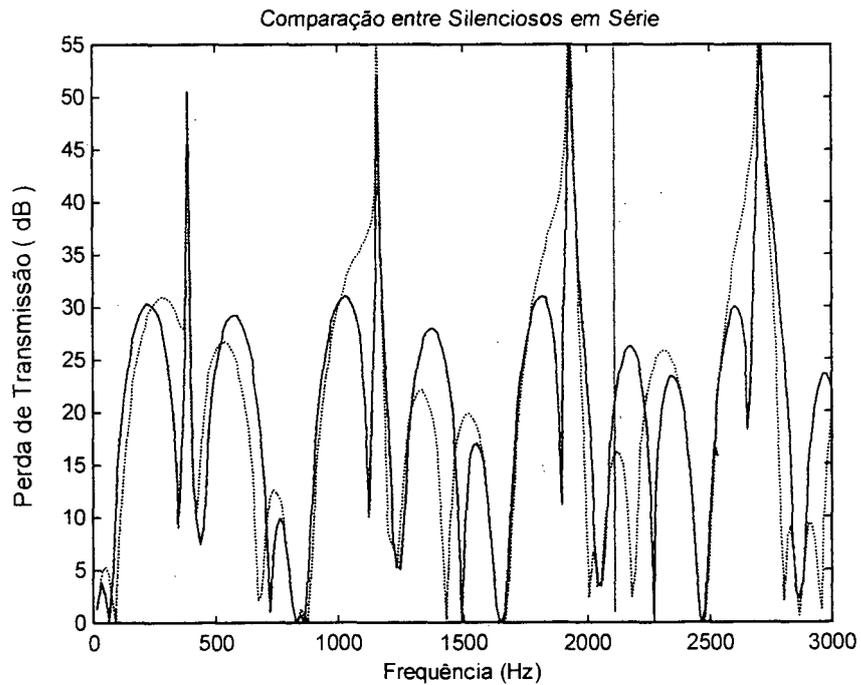


Figura 72 – Comparação entre os Resultados da Figura 69 e 71. Figura 69 (..... preto) ; Figura 71 (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

6.5. Sistema Reflexivos

Uma derivação dos dutos estendidos, são os chamados sistemas reflexivos, os quais se utilizam das equações descritas no item 3.4 , juntamente com as equações dos itens 3.3 e 3.5.

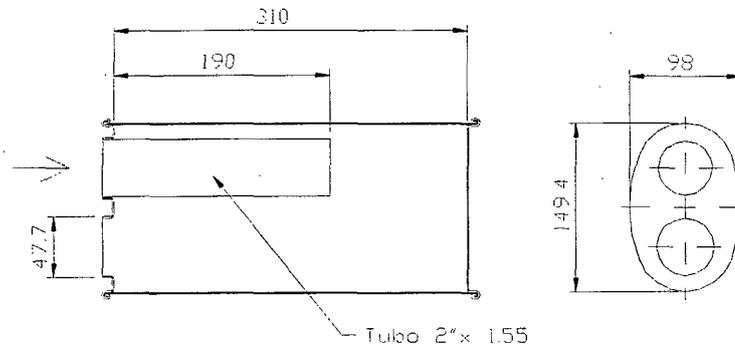


Figura 73 – Sistema Reflexivo

~~Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2457$ Hz~~
 Área da Seção Transversal : $A_t = 11918,858$ mm²
 Perímetro : $P = 400,26$ mm
 Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.5

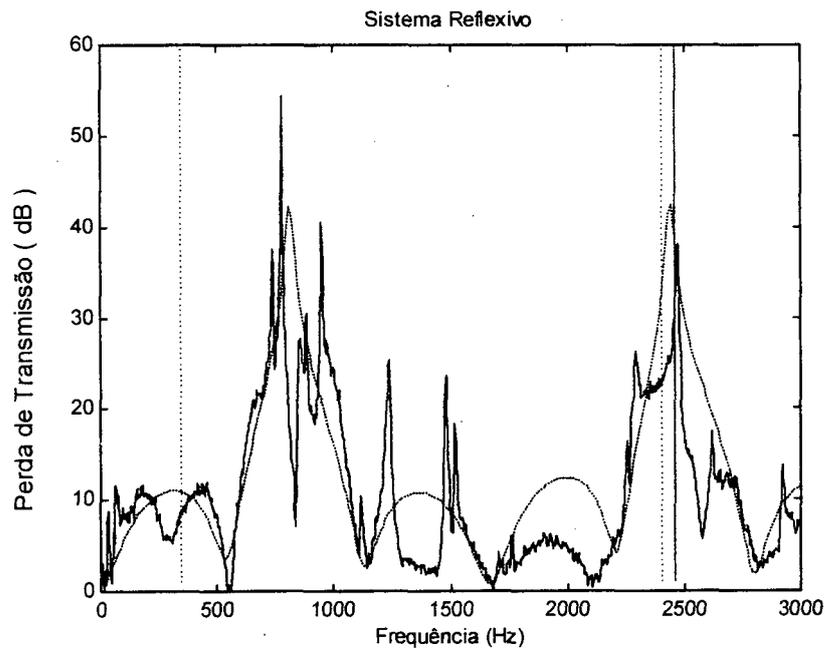


Figura 74– Perda de Transmissão da Figura 73, considerando que $R_{end} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

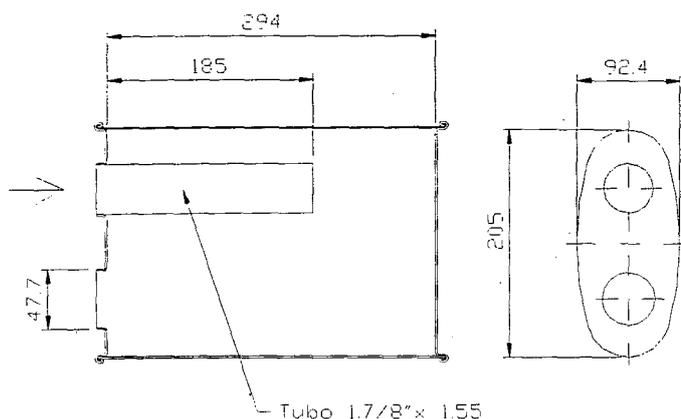


Figura 75 – Sistema Reflexivo

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 1828 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 15797,286 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 498,714 \text{ mm}$
 Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.5

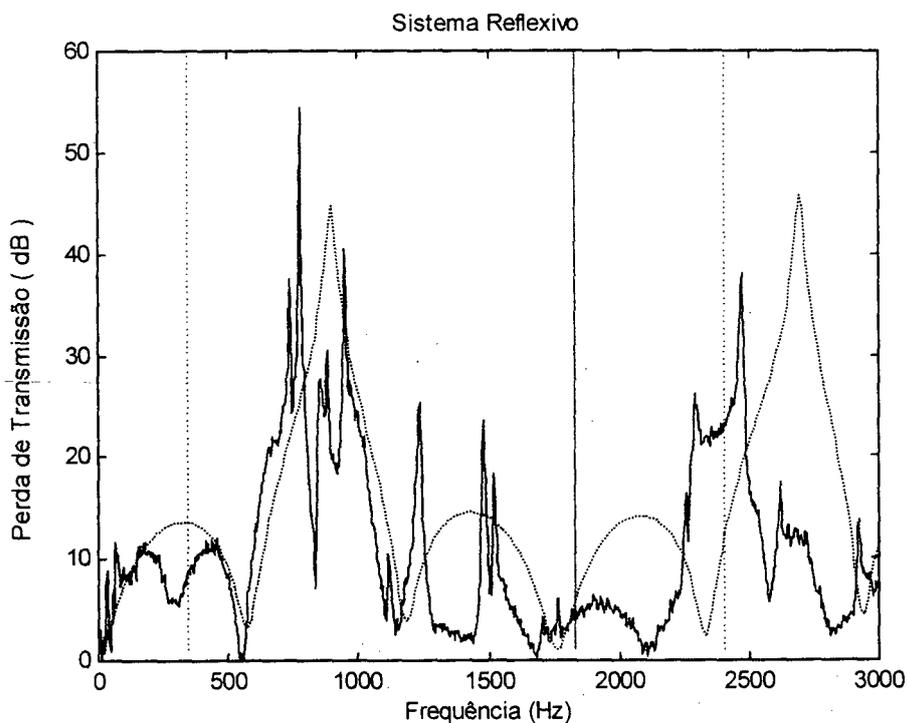


Figura 76 – Perda de Transmissão da Figura 75, considerando que $R_{\text{end}} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (— azul) ; Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

Similarmente às Figuras 73 e 75, podem-se gerar dois novos sistemas, os quais são :

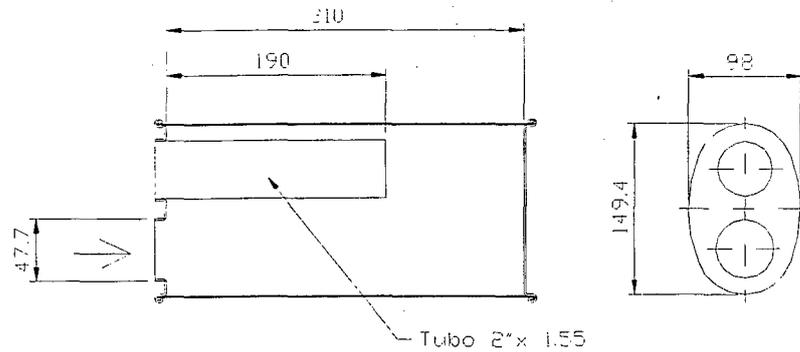


Figura 77 – Sistema Reflexivo

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2457 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 11918,858 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 400,26 \text{ mm}$
 Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.4

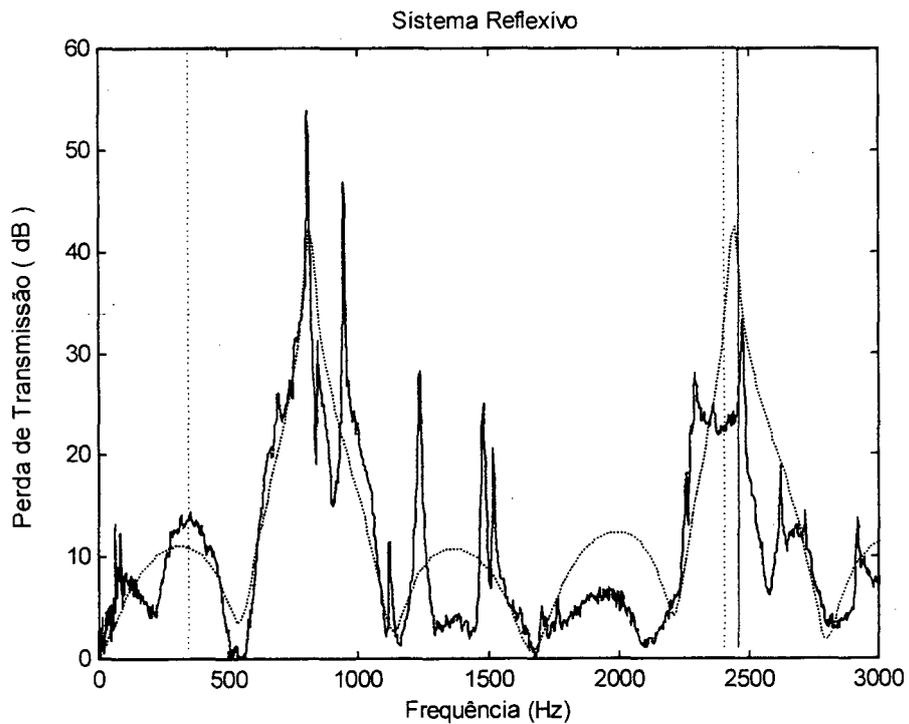


Figura 78 – Perda de Transmissão da Figura 77, considerando que $R_{end} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (— azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

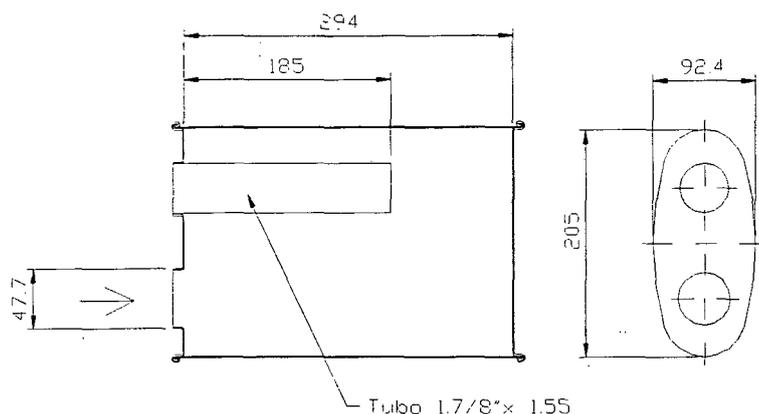


Figura 79 – Sistema Reflexivo

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 1828 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 15797,286 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 498,714 \text{ mm}$
 Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.4

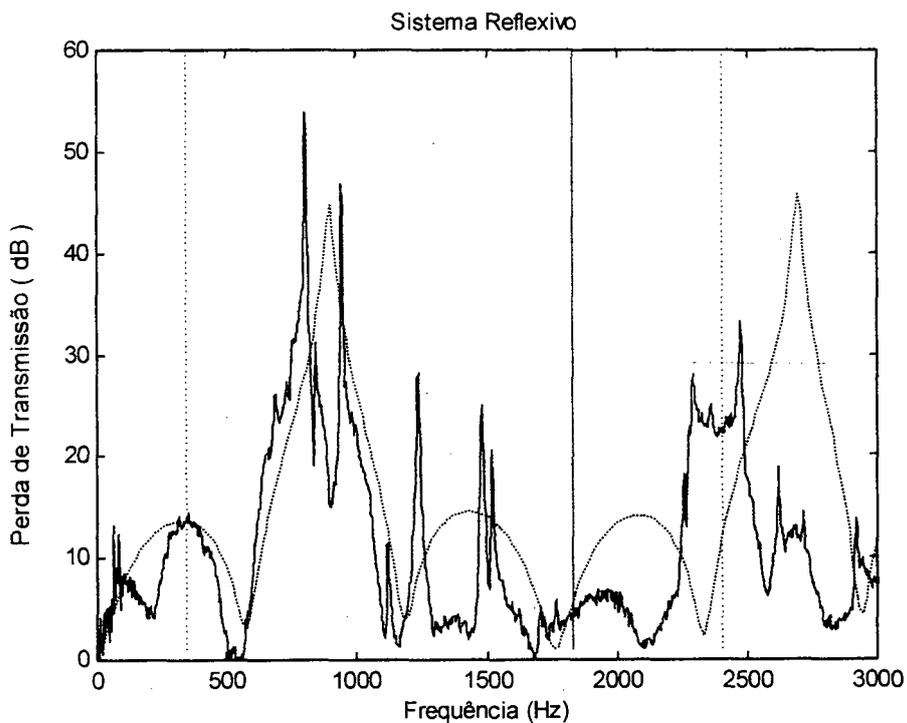


Figura 80 – Perda de Transmissão da Figura 79, considerando que $R_{\text{end}} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Partindo-se dos protótipos descritos nas figuras 73, 75, 77 e 79, podem-se criar sistemas um pouco mais complexos, como por exemplo com dupla reflexão.

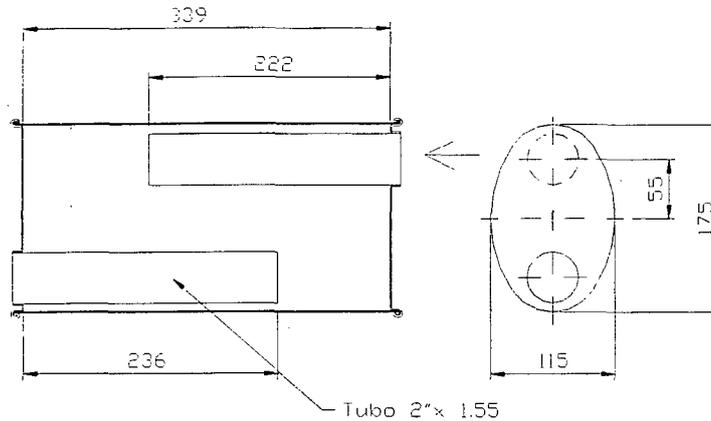


Figura 81 – Sistema Reflexivo

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,269 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.4

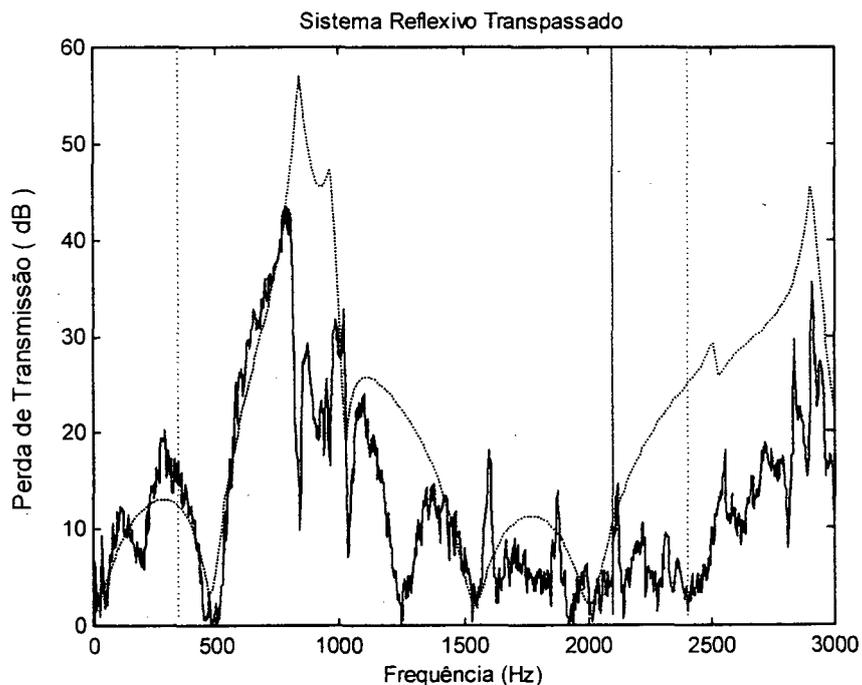


Figura 82 – Perda de Transmissão da Figura 81, considerando que $R_{\text{end}} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Freqüência de corte da Câmara (___ vermelho).

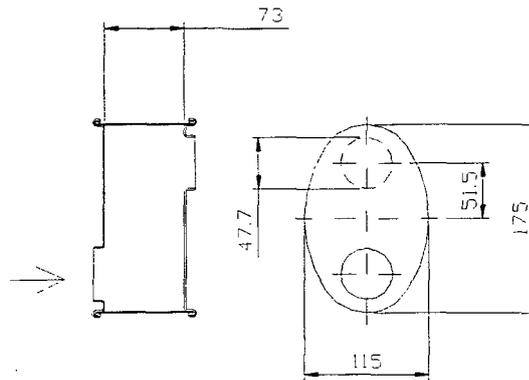


Figura 83 – Câmara de Expansão Descentralizada

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,269 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$

Utilizando-se das equações dos sistemas reflexivos (Item 3.4 , Figuras 17 e 18), chegou-se no seguinte gráfico da TL.

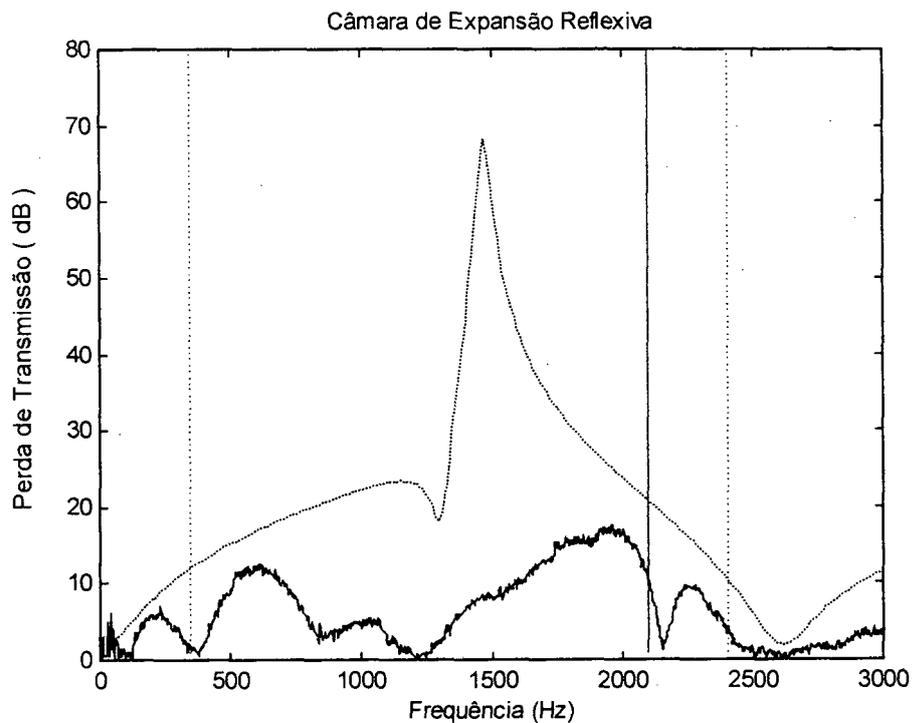


Figura 84 – Perda de Transmissão da Figura 83, considerando que $R_{\text{end}} = 0,95$. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Simulando-se agora o comportamento dos sistemas reflexivos descritos nas Figuras 73 e 75, no sentido da mudança do comprimento do duto estendido (80, 170 e 250 mm) e mantendo-se o comprimento e área da seção transversal do silenciador (Figura 73), chegou-se nos seguintes resultados.

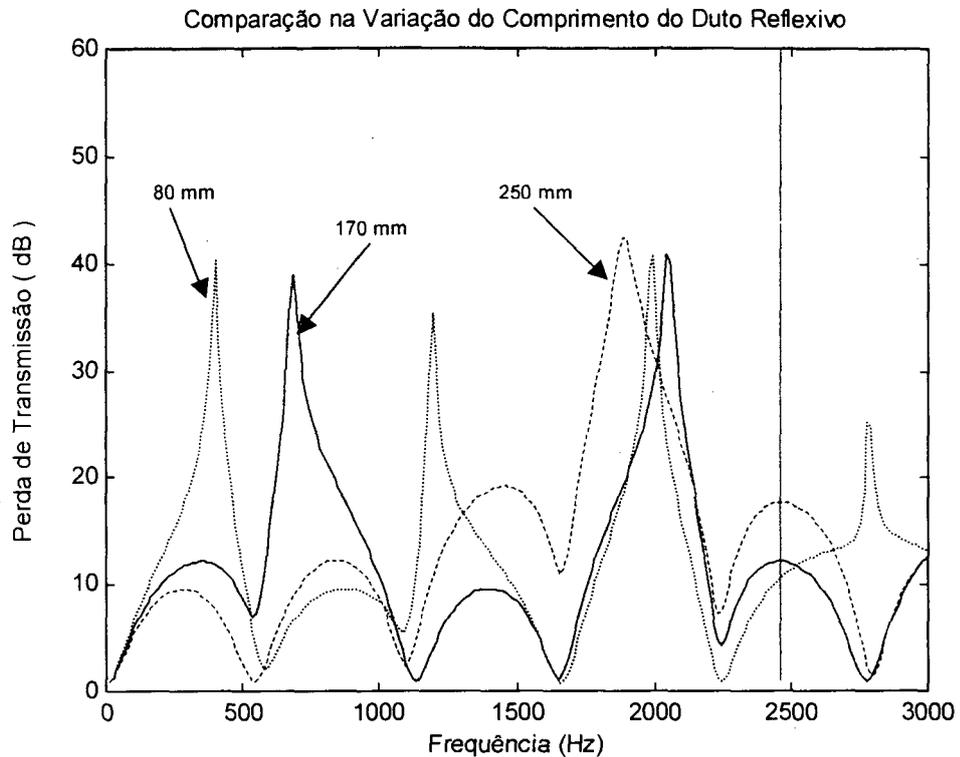


Figura 85 Comparação Teórica da Variação do Comprimento do Duto em Sistemas Reflexivos (ref. Figura 73). Duto Estendido com comprimento de 80 mm (..... preto) ; Duto Estendido com comprimento de 170 mm (___ azul); Duto Estendido com comprimento de 250 mm (---- verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Outra simulação importante para o caso de sistemas reflexivos é quanto ao seu comportamento frente a uma alteração de comprimento total do silenciador (310, 420 e 530 mm) e área da seção transversal (12000, 16000 e 20000 mm²), mantendo-se o mesmo comprimento e posicionamento do duto estendido (tendo como base a Figura 73).

Assim as figuras a seguir demonstram teoricamente as variações de cada caso.

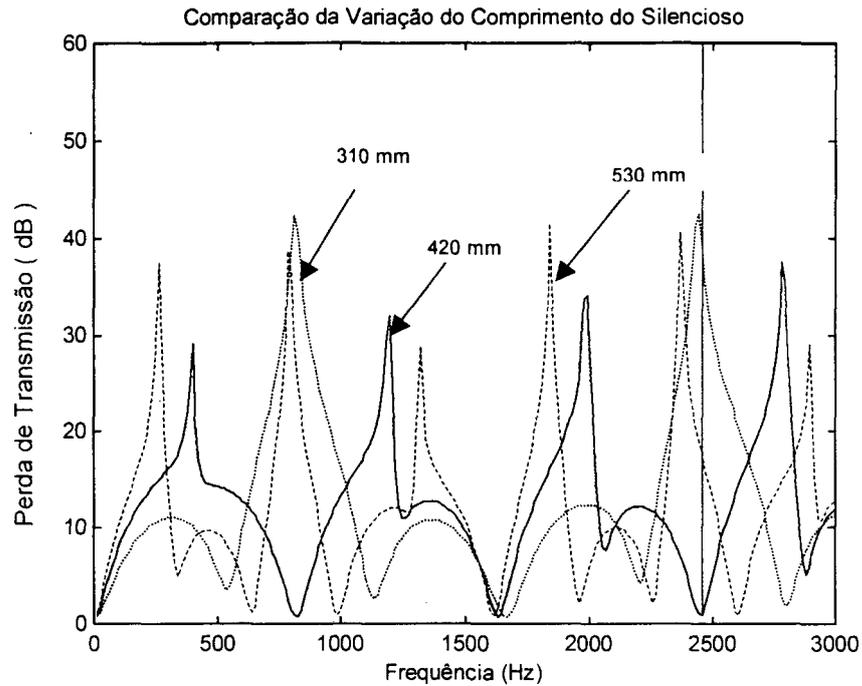


Figura 86 – Compara o Te rica da Varia o do Comprimento do Silenciador em Sistemas Reflexivos (ref. Figura 73). Comprimento do Silenciador de 310 mm (..... preto) ; Comprimento do Silenciador de 420 mm (_ azul); Comprimento do Silenciador de 530 mm (---- verde); Frequ ncia de corte da C mara (_ vermelho).

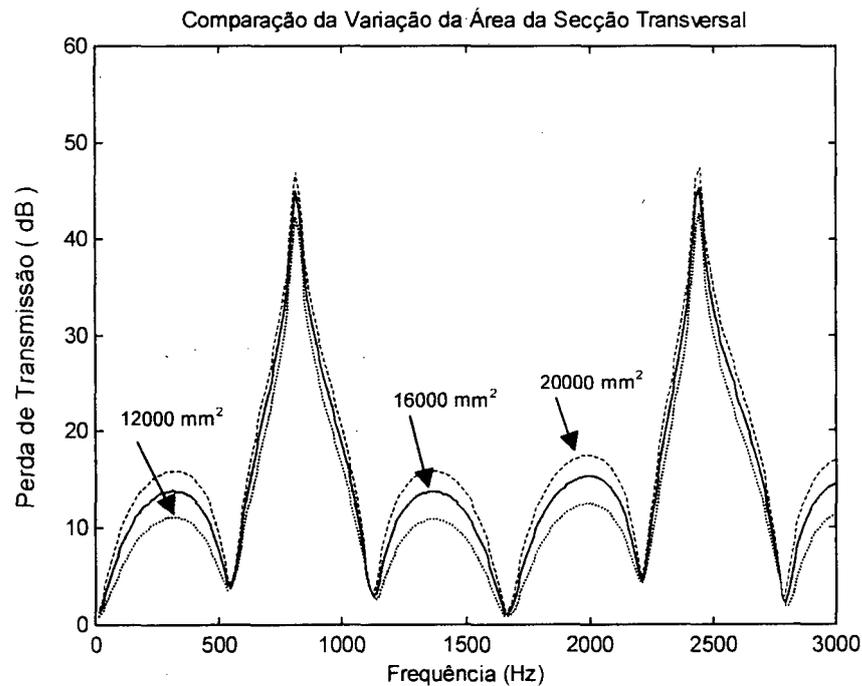


Figura 87 – Compara o Te rica da Varia o da  rea da Se c o Transversal em Sistemas Reflexivos (ref. Figura 73).  rea da Se c o Transversal de 12000 mm  (..... preto) ;  rea da Se c o Transversal de 16000 mm  (_ azul);  rea da Se c o Transversal de 20000 mm  (---- verde).

Seguindo-se os procedimentos adotados para a câmara com dutos estendidos, simulou-se o comportamento do sistema reflexivo, frente a uma variação do número de Mach (0, 0,1 e 0,2) e de uma variação da temperatura de operação (25 e 100 °C), tendo como base a Figura 73

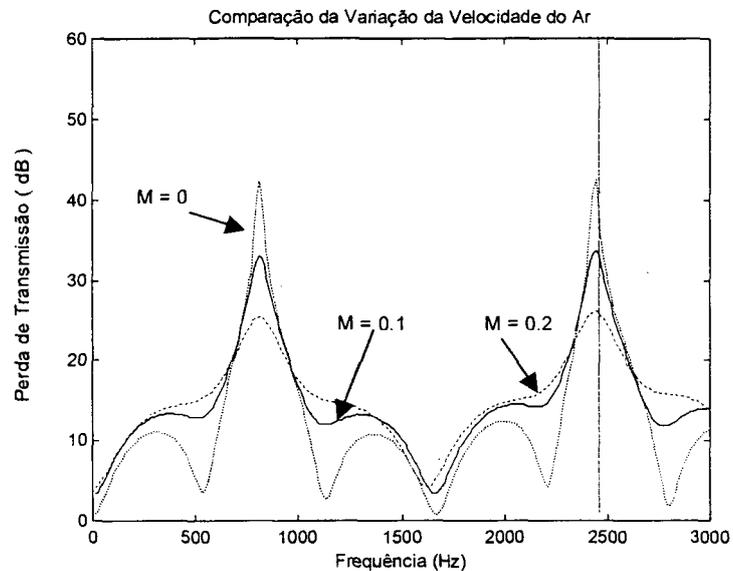


Figura 88 – Comparação Teórica da Variação do Número de Mach referente à Figura 73. M = 0 (..... preto); M = 0,1 (— azul); M = 0,2 (---- verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

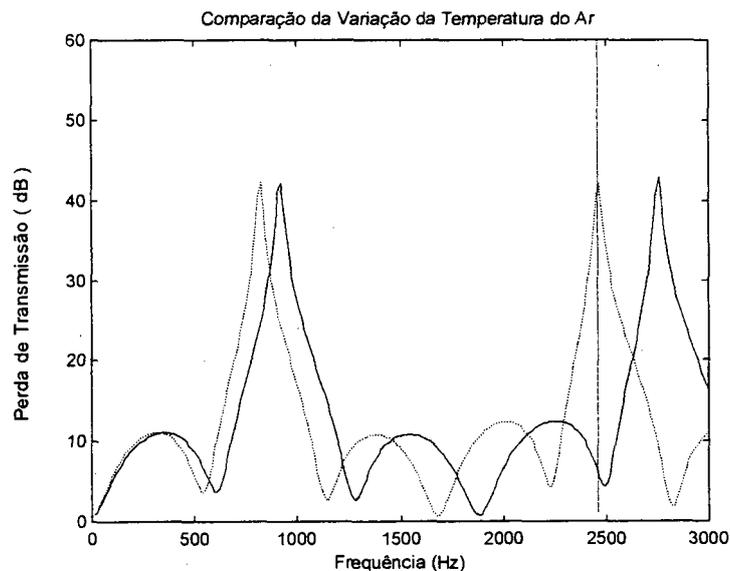


Figura 89 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente à Figura 73. T = 25 °C (..... preto); T = 100 °C (— azul); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

6.6. Elementos Perfurados com Dois Dutos

Um dos pontos fundamentais para o estudo de dutos perfurados é a correta utilização da impedância acústica destes elementos. Assim, conforme o item 3.9, existem algumas fórmulas que foram apresentadas por diferentes pesquisadores. Com o objetivo de se verificar a diferença entre estas equações, gerou-se um gráfico comparativo do valor absoluto das mesmas, bem como um gráfico da TL do silenciador abaixo.

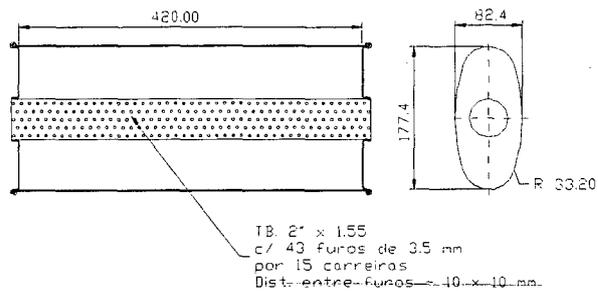


Figura 90 – Ressonador Concêntrico

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$
Seqüência – Item 3.7

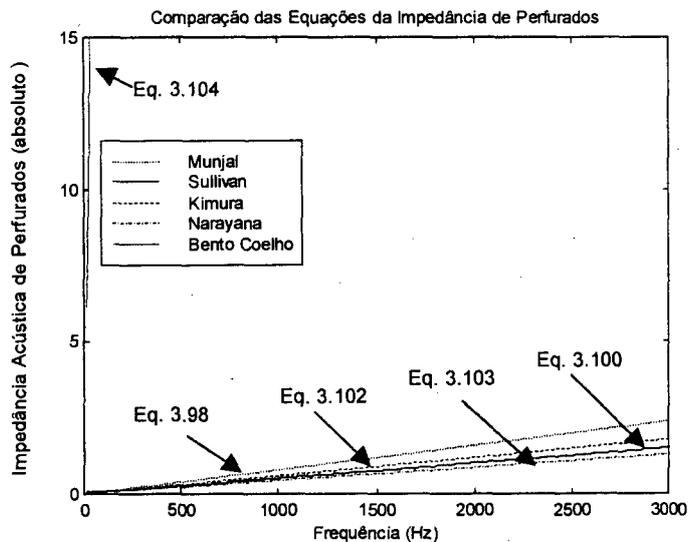


Figura 91 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados. Equação 3.98 (..... preto) ; Equação 3.100 (___ azul); Equação 3.102 (--- verde); Equação 3.103 (-.-.- magenta); Equação 3.104 (___ cyan)

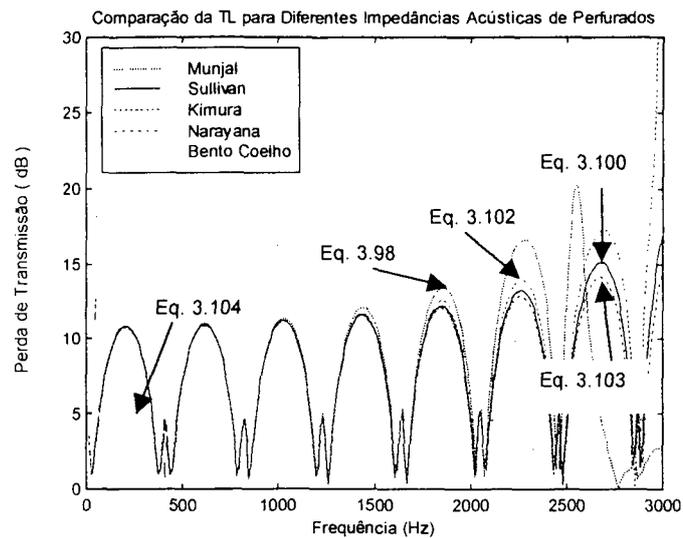


Figura 92 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados da Figura 90. Equação 3.98 (..... preto) ; Equação 3.100 (___ azul); Equação 3.102 (---- verde); Equação 3.103 (-.-.- magenta); Equação 3.104 (___ cyan) Frequência de corte de Câmara (___ vermelho).

Adotando-se como padrão a Impedância Acústica definida por Kimura (Equação 3.102), testaram-se várias configurações de sistemas perfurados, tendo como base as equações dos itens 3.7 e 3.8.

Primeiramente gerou-se a perda de transmissão do silenciador da Figura 90, comparando-se com os resultados experimentais, os quais estão plotados abaixo.

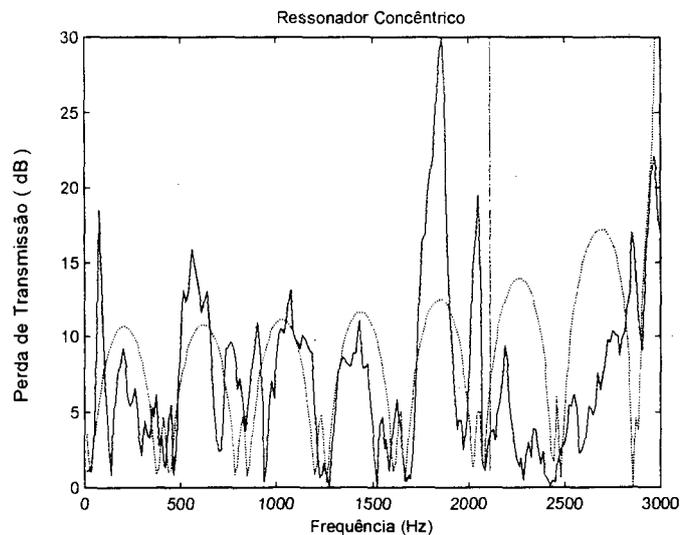


Figura 93 – Perda de Transmissão da Figura 90. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Tendo como finalidade verificar o comportamento do ressonador concêntrico, frente a uma alteração da porosidade do sistema, através da variação da distância entre furos, bem como da influência da mudança do diâmetro dos furos, criou-se hipoteticamente duas situações

A primeira delas, baseada na Figura 90, supõe que a distância entre os furos variou simetricamente de 10 x 10 para 20 x 20 e 40 x 40 mm, gerando uma porosidade respectiva de 9,62 % , 2,41 % e 0,60 % , mantendo-se contudo o diâmetro do furo em 3,5 mm .

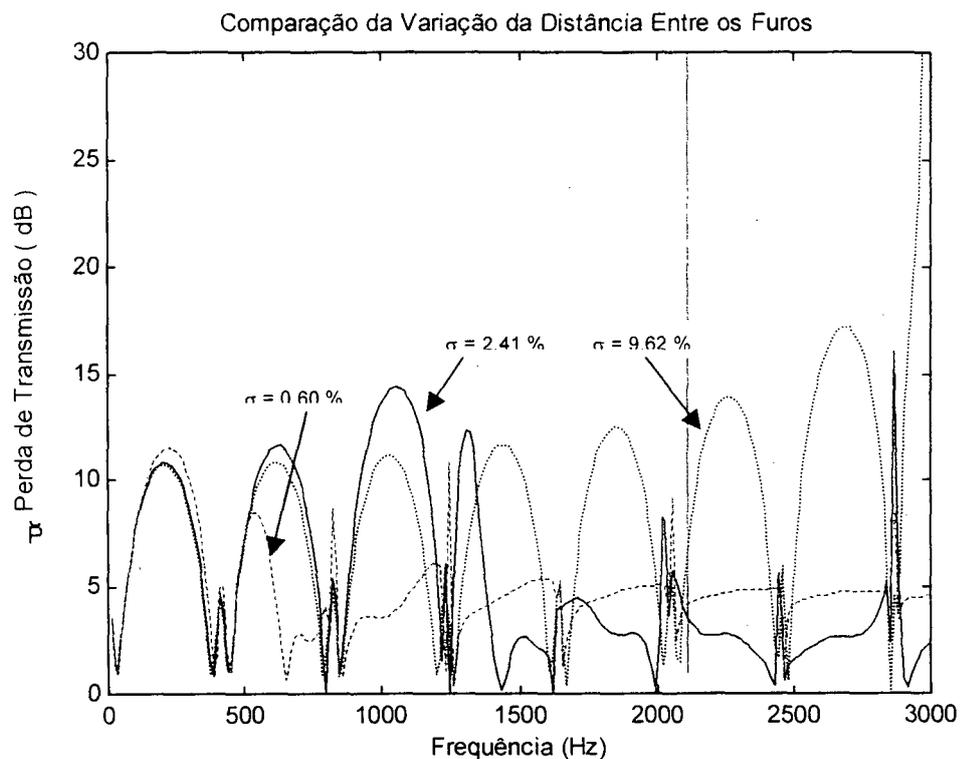


Figura 94 – Comparação Teórica da Variação da Distância entre furos da Figura 90. 10 x 10 ($\sigma = 9,62\%$) (..... preto) ; 20 x 20 ($\sigma = 2,41\%$) (___ azul); 40 x 40 ($\sigma = 0,60\%$) (---- verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Variando-se agora o diâmetro dos furos (4,5 , 3 e 1,5 mm) e mantendo-se a distância entre furos (10 x 10 mm – Figura 90), variou-se a porosidade do sistema para valores respectivos de 15,9 % , 7,07 % e 1,77 % , resultando nos seguintes gráficos de perda de transmissão :

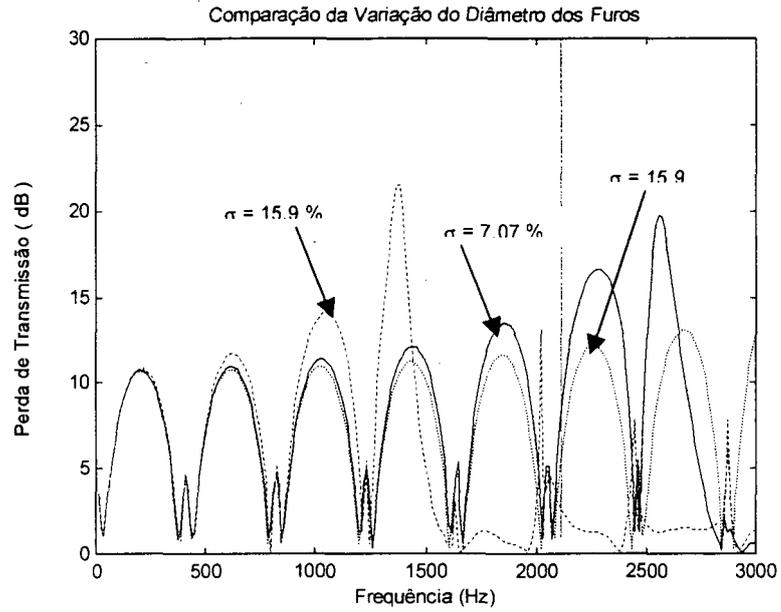


Figura 95 – Comparação Teórica da Variação do Diâmetro dos furos da Figura 90. Diam. 4,5 mm ($\sigma = 15,9\%$) (..... preto) ; Diam. 3 mm ($\sigma = 7,07\%$) (___ azul); Diam. 1,5 mm ($\sigma = 1,77\%$) (---- verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Outra simulação importante a ser feita é quanto à influência de um sistema perfurado com alta porosidade (Figura 90), frente a uma câmara de expansão simples, como o da Figura 42.

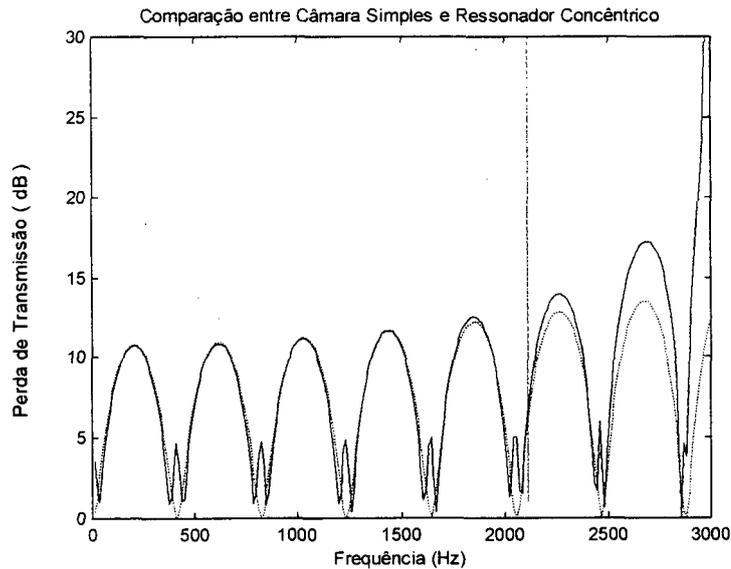


Figura 96 – Comparação Teórica entre uma Câmara de Expansão Simples e um Ressonador Concêntrico. Câmara de Expansão Simples - Figura 42 (..... preto) ; Ressonador Concêntrico - Figura 90 (___ azul); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Para uma melhor comparação da situação proposta na Figura 96, realizou-se uma comparação experimental dos resultados do protótipo da Figura 42 com o da Figura 90. Estes Resultados estão dispostos abaixo.

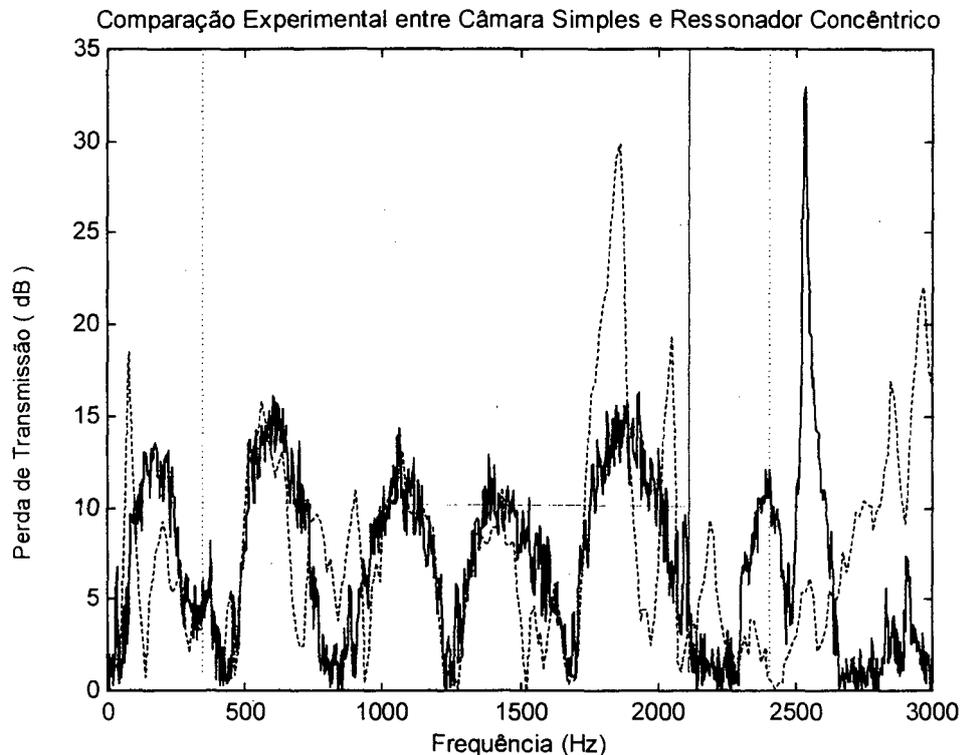


Figura 97 – Comparação Experimental entre uma Câmara de Expansão Simples e um Ressonador Concêntrico. Câmara de Expansão Simples - Figura 42 (___ preto) ; Ressonador Concêntrico - Figura 90 (---- azul); Faixa de validação devido aos erros (... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Com base nos resultados apresentados na Figura 93, testou-se agora o comportamento do silenciador frente a uma alteração do comprimento da região perfurada, mantendo-se a porosidade, área da seção transversal e comprimento total do silenciador constante.

Estes resultados por sua vez foram determinados sem realizar uma comparação experimental para cada modelo .

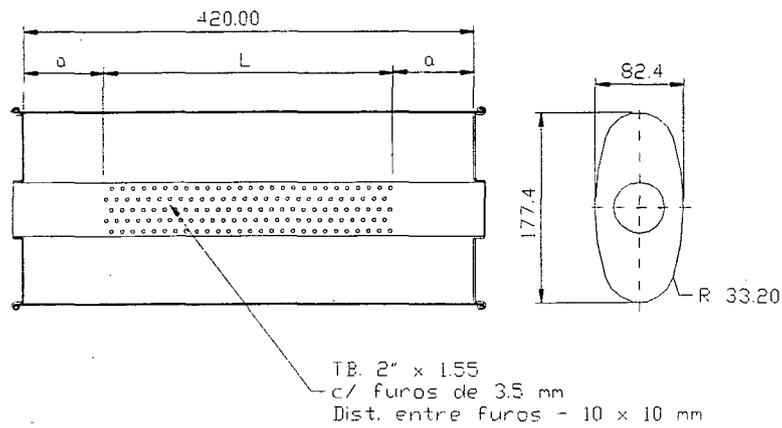


Figura 98 – Ressonador Concêntrico c/ Diferentes Comprimentos

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$
Seqüência – Item 3.7

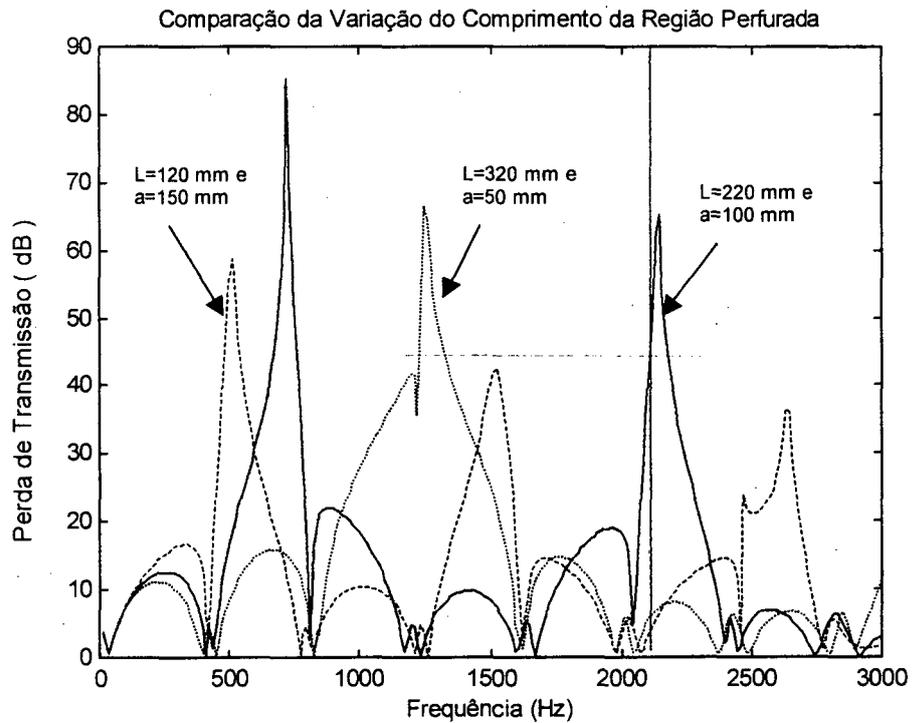


Figura 99 – Comparação Teórica da Variação do Comprimento da Região Perfurada da Figura 98. L=320 mm e a=50 mm (..... preto) ; L=220 mm e a = 100 mm (— azul); L=120 mm e a = 150 mm (---- verde); Freqüência de corte da Câmara (— vermelho).

Extrapolando o desenvolvimento feito na Figura 98, e criando-se um protótipo similar, como o da Figura 100, mas sem o duto perfurado, chegam-se aos seguintes resultados.

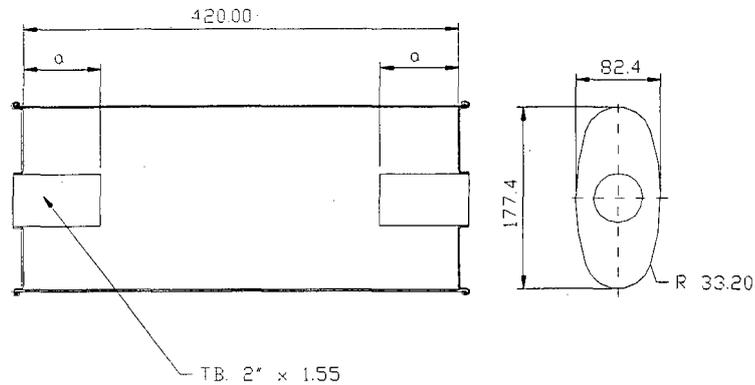


Figura 100 – Câmara com duto Estendido na Entrada e na Saída

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.4

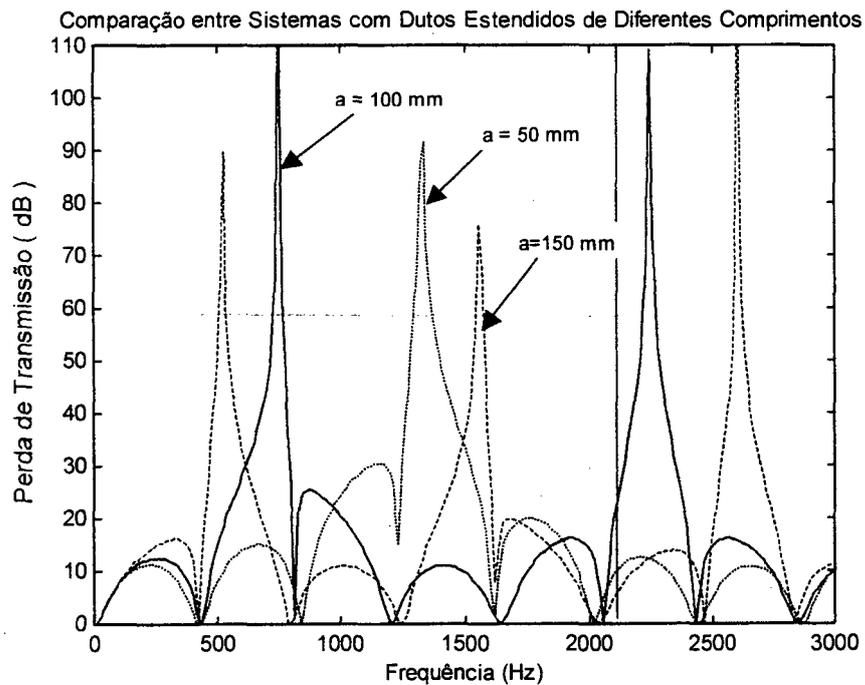


Figura 101 – Comparação Teórica da Variação do Comprimento do duto estendido da Figura 100. a=50 mm (..... preto) ; a = 100 mm (___ azul); a = 150 mm (----- verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Da mesma maneira que os tipos de componentes anteriores, verificou-se o comportamento dos sistemas perfurados, frente a uma alteração do número de Mach e temperatura do fluido no corpo de prova. Para tanto, testam-se primeiramente as equações referentes a impedância de perfurados (item 3.9) , para número de Mach > 0 e constante ao longo de todo o sistema, considerando ainda $\sigma = 9,62 \%$.

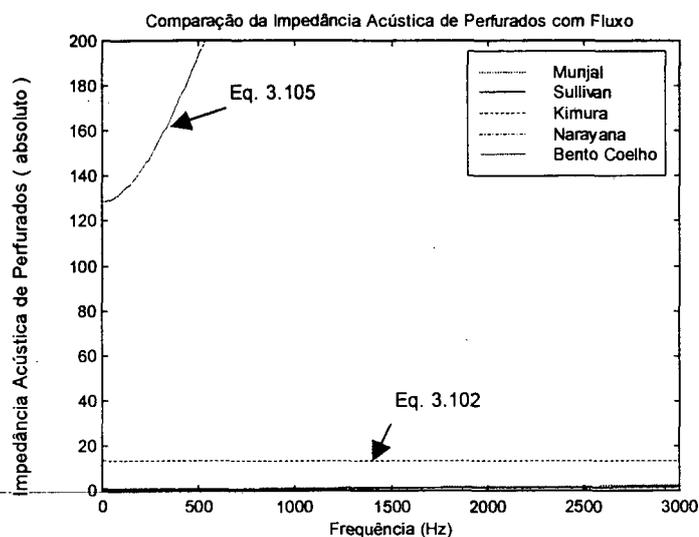


Figura 102 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados p/ Mach = 0.1. Equação 3.99 (.... preto) ; Equação 3.101 (___ azul); Equação 3.102 (---- verde); Equação 3.103 (-.- magenta); Equação 3.105 (___ cyan).

Usando-se estas equações para o exemplo da Figura 89, tem-se que :

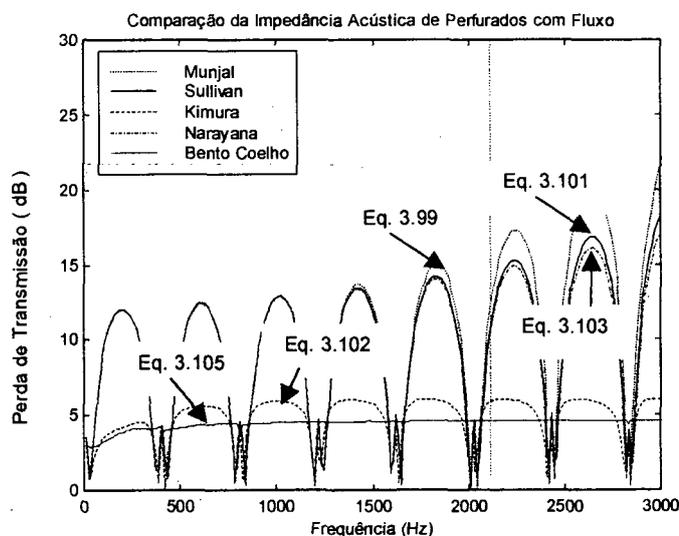


Figura 103 – Comparação das Equações da Impedância Acústica de Perfurados da Figura 90 c/ Mach = 0,1. Equação 3.99 (.... preto) ; Equação 3.101 (___ azul); Equação 3.102 (---- verde); Equação 3.103 (-.- magenta); Equação 3.105 (___ cyan); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Adotando-se como padrão a equação de Munjal e Rao e Sahasrabudhe (Equação 3.101), pode-se verificar o comportamento do silenciador da Figura 90, frente a uma alteração do Número de Mach e temperatura do sistema.

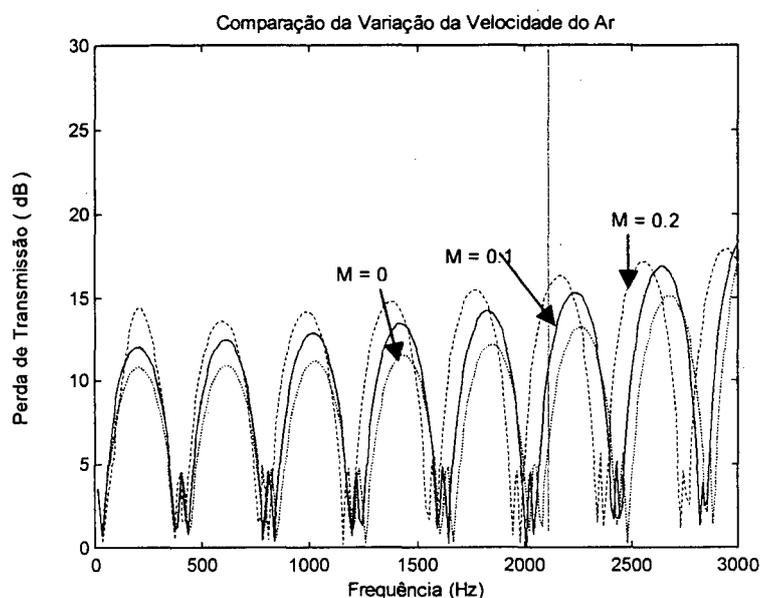


Figura 104 – Comparação Teórica da Variação do Número de Mach referente à Figura 90. M = 0 (.... preto) ; M = 0,1 (— azul); M = 0,2 (---- verde); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

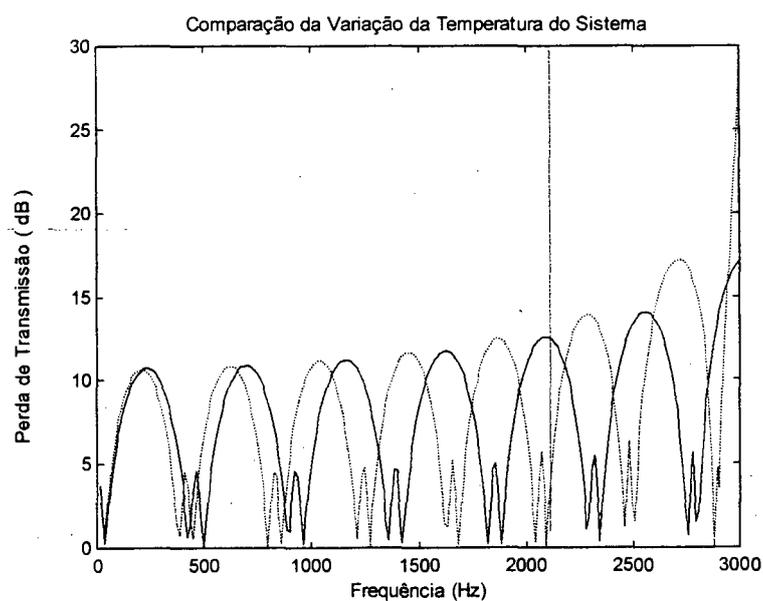


Figura 105 – Comparação Teórica da Variação da Temperatura referente à Figura 90. T = 25 °C (.... preto) ; T = 100 °C (— azul); Frequência de corte da Câmara (— vermelho).

Passando-se agora para o estudo dos dutos estendidos perfurados, testou-se primeiramente o elemento de expansão de fluxo cruzado de saída aberta, conforme o item 3.7.3 :

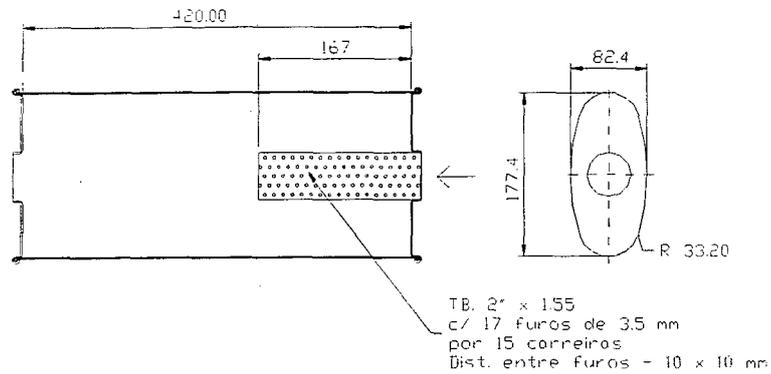


Figura 106 – Duto Perfurado Estendido na Entrada c/ saída aberta

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110$ Hz
Área da Seção Transversal : $A_t = 12123,77$ mm²
Perímetro : $P = 433,664$ mm
Seqüência – Itens 3.7 – 3.3 – 3.5

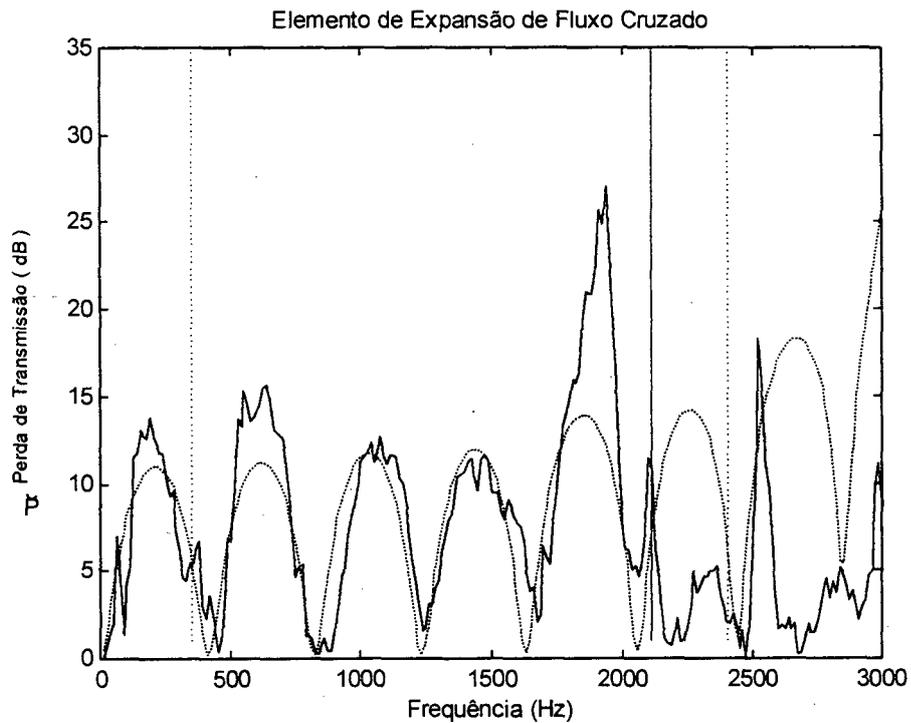


Figura 107 – Perda de Transmissão da Figura 106. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Freqüência de corte da Câmara (___ vermelho).

Da mesma maneira que a verificação anterior, testou-se o elemento de expansão de fluxo cruzado, mas com a saída fechada, conforme abaixo:

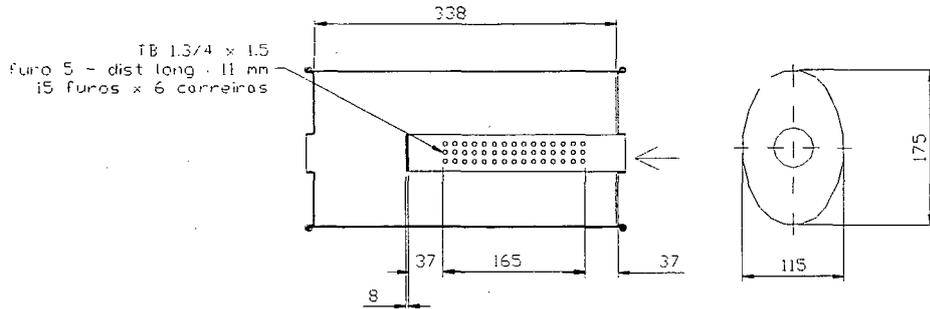


Figura 108 – Duto Perfurado Estendido na Entrada c/ saída fechada

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,27 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.7 – 3.3 – 3.5 – 3.3 – 3.5

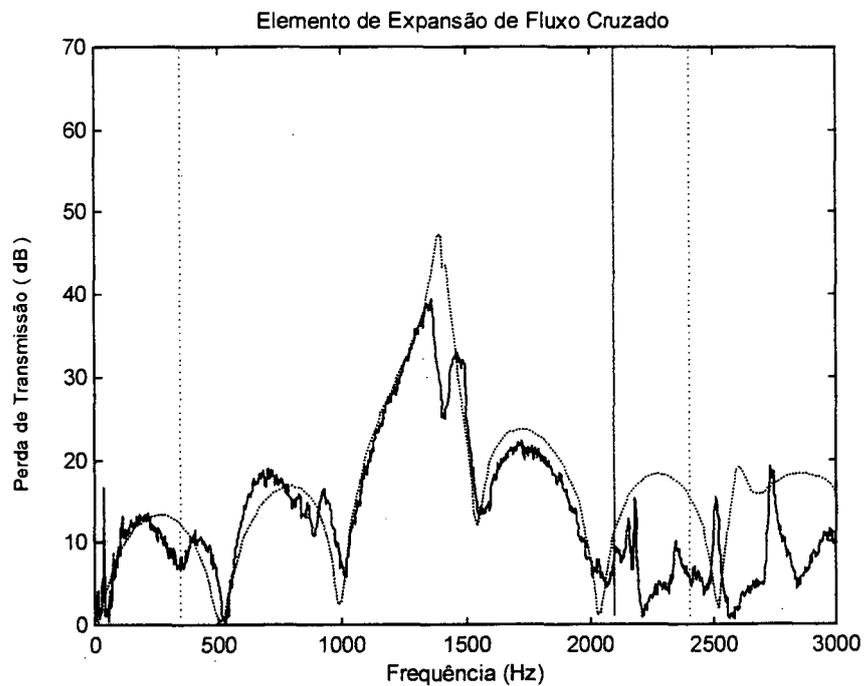


Figura 109 – Perda de Transmissão da Figura 108. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (..... verde) ; Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Como uma derivação dos estudos acima apresentados, quanto a dutos estendidos, testou-se o elemento de contração de fluxo cruzado com entrada fechada, conforme a Figura 110 abaixo.

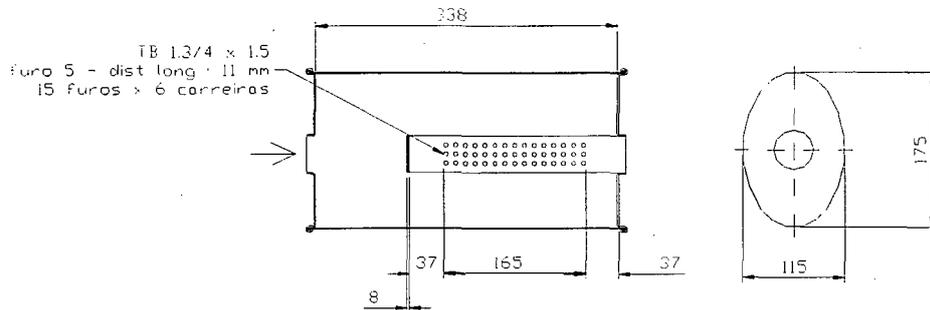


Figura 110 – Duto Perfurado Estendido na Saída c/ entrada fechada

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,27 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
 Seqüência – Itens **3.5 – 3.3 – 3.5 – 3.3 – 3.7**

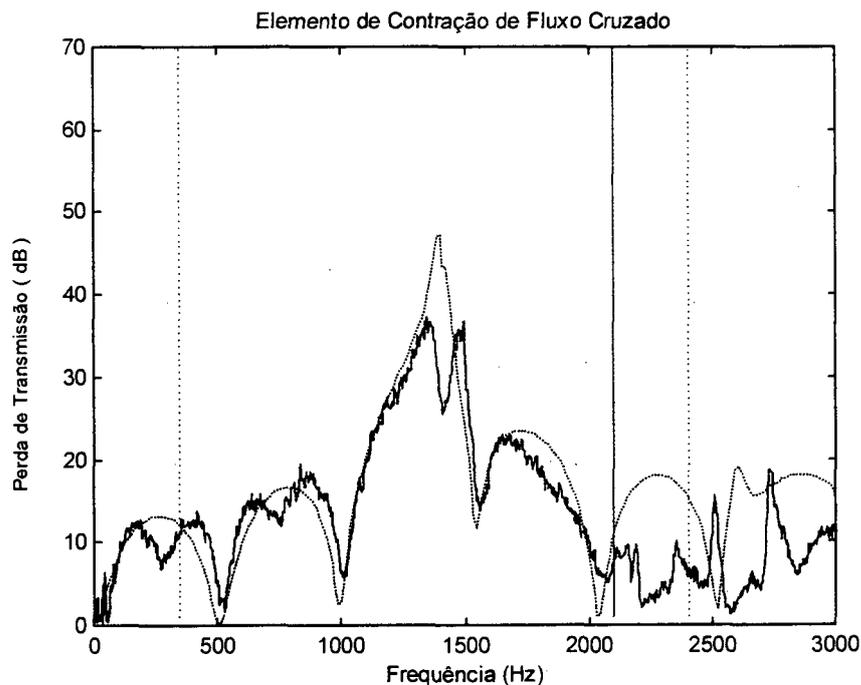


Figura 111 – Perda de Transmissão da Figura 110. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Freqüência de corte da Câmara (___ vermelho).

Agrupando-se agora, os elementos descritos nas Figuras 108 e 110, pode-se criar um sistema duplo, denominado de sistema do tipo plug. Assim, criou-se mais um protótipo e gerou-se novamente um gráfico da perda de transmissão do sistema.

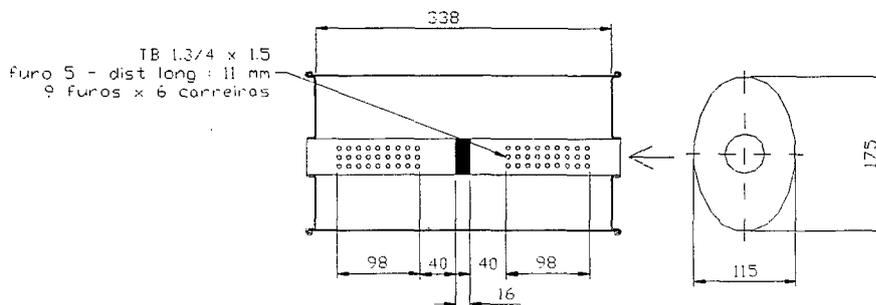


Figura 112 – Sistema do Tipo Plug

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,27 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.7 – 3.3 – 3.7

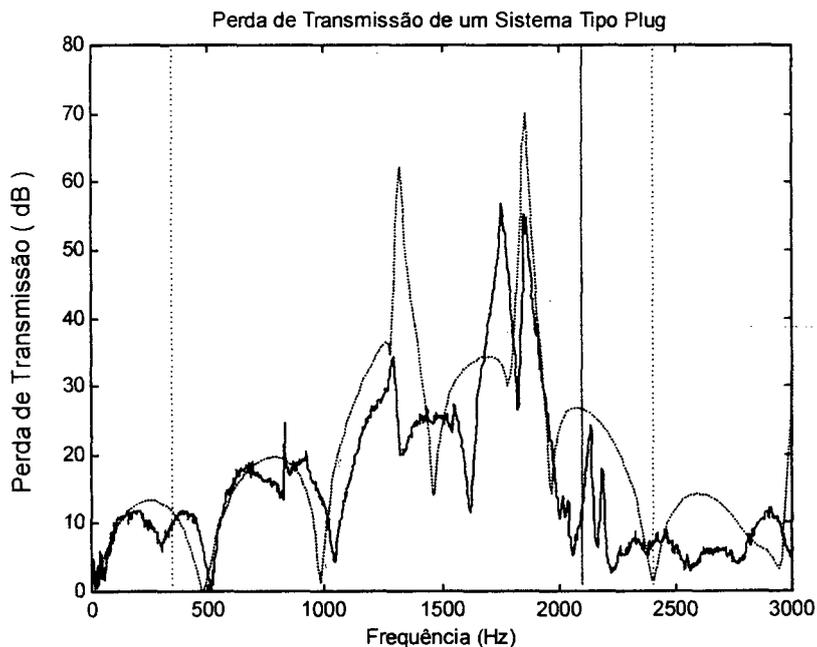


Figura 113 – Perda de Transmissão da Figura 112. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Freqüência de corte da Câmara (___ vermelho).

Partindo-se agora para o estudo de elementos de expansão de fluxo reverso, conforme o item 3.7.5, chegou-se aos seguintes resultados :

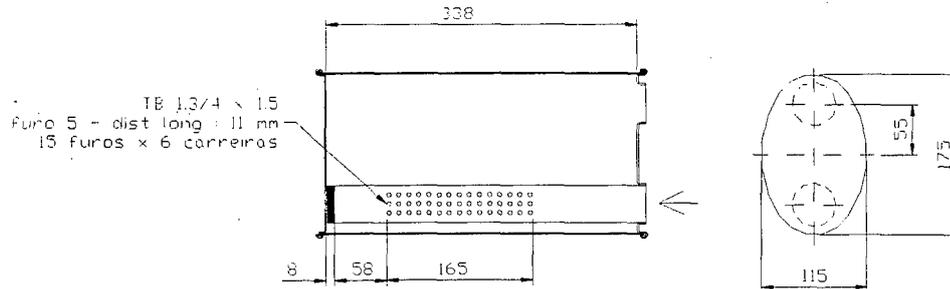


Figura 114 – Sistema com Elemento de Expansão de Fluxo Reverso

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,27 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.3 – 3.7 – 3.3 – 3.5

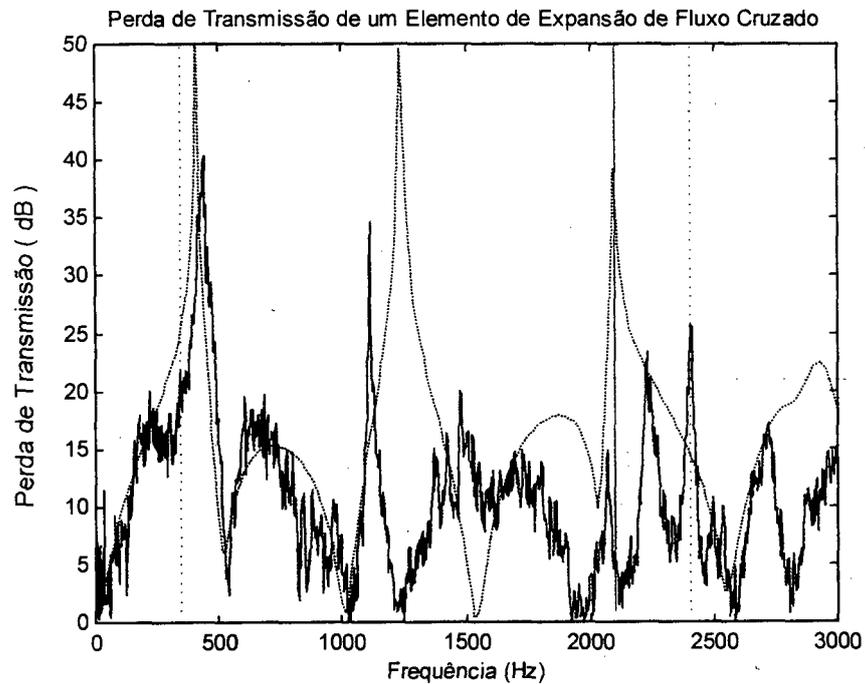


Figura 115 – Perda de Transmissão da Figura 114. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Da mesma maneira, tem-se para um elemento de contração de fluxo reverso, item 3.7.6, os seguintes resultados.

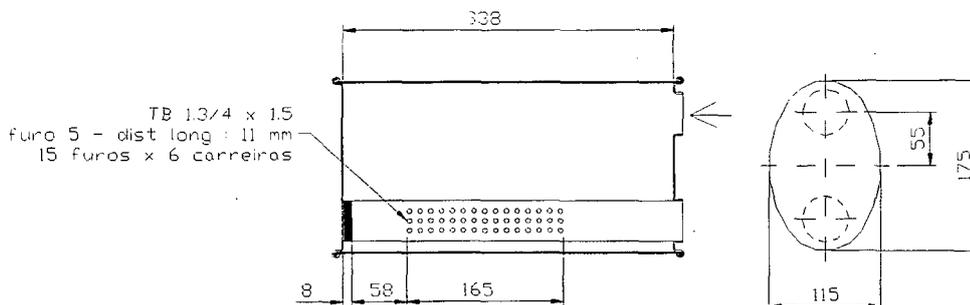


Figura 116 – Sistema com Elemento de Contração de Fluxo Reverso

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 15864,27 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.5 – 3.3 – 3.7 – 3.3

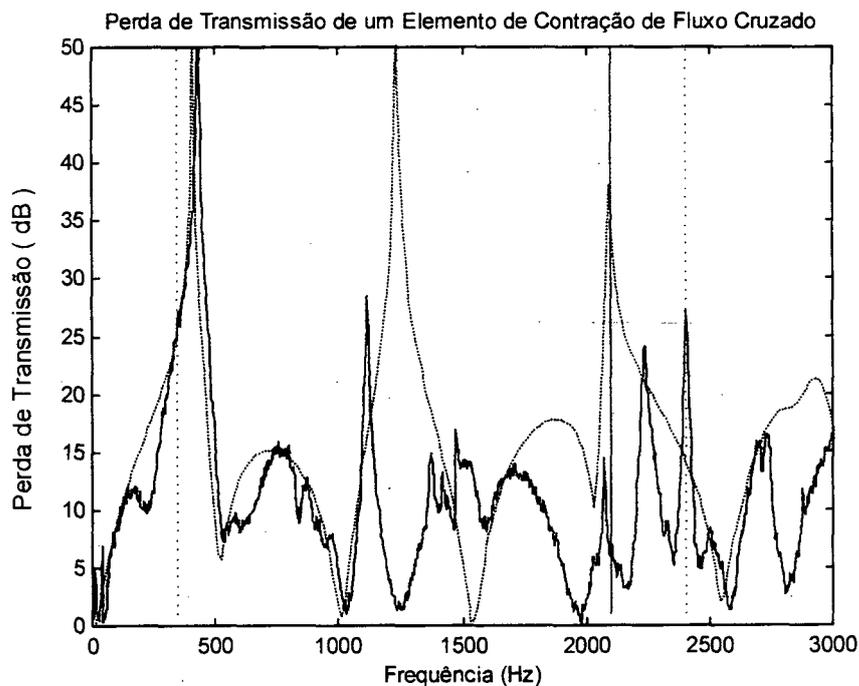


Figura 117 – Perda de Transmissão da Figura 116. Resultado Teórico (..... preto); Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

6.7 Elementos perfurados com Três Dutos

Partindo-se agora das equações do item 3.8, referentes à matriz de transferência para elementos com três dutos, realizaram-se alguns testes destes sistemas, os quais estão descritos a seguir.

Primeiramente, gerou-se um estudo com um elemento de expansão de fluxo cruzado com três dutos, conforme a Figura 118.

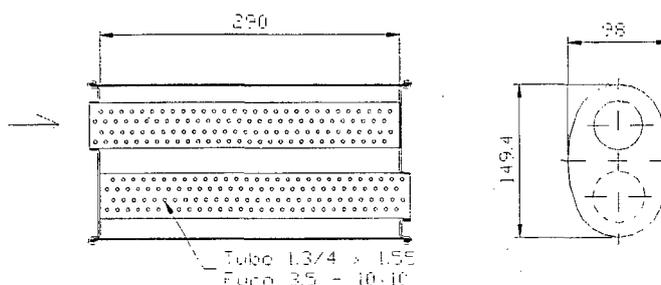


Figura 118 – Sistema com Elemento de Expansão de Fluxo Cruzado com Três Dutos

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2457$ Hz
Área da Seção Transversal : $A_t = 11918,86$ mm²
Perímetro : $P = 400,26$ mm
Seqüência – Item 3.8

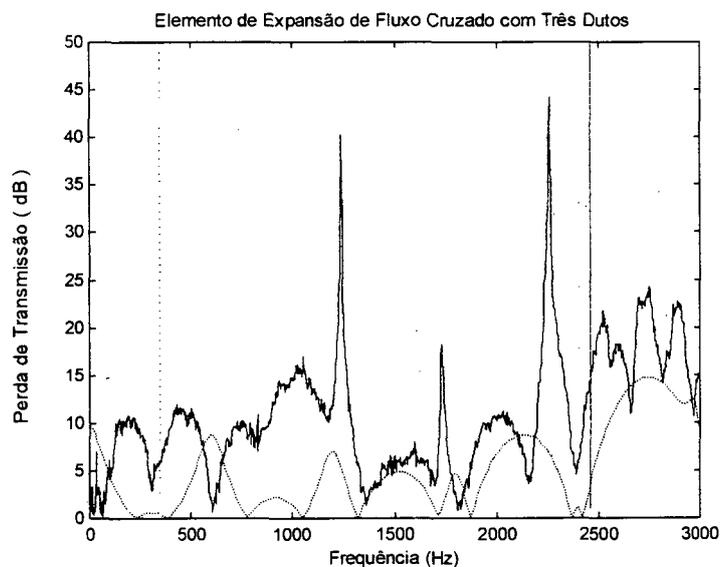


Figura 119 – Perda de Transmissão da Figura 118. Resultado Teórico (.... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

Trabalhando-se agora com o Elemento de Câmara de Expansão de Fluxo Reverso com Três dutos, chegou-se aos seguintes resultados :

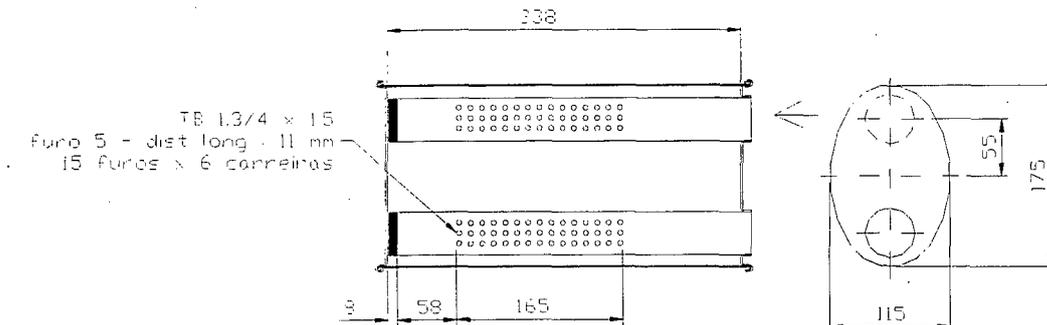


Figura 120 – Sistema com Elemento de Expansão de Fluxo Reverso com Três Dutos

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2098 \text{ Hz}$
Área da Seção-Transversal : $A_t = 15864,27 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 462,08 \text{ mm}$
Seqüência – Item 3.8

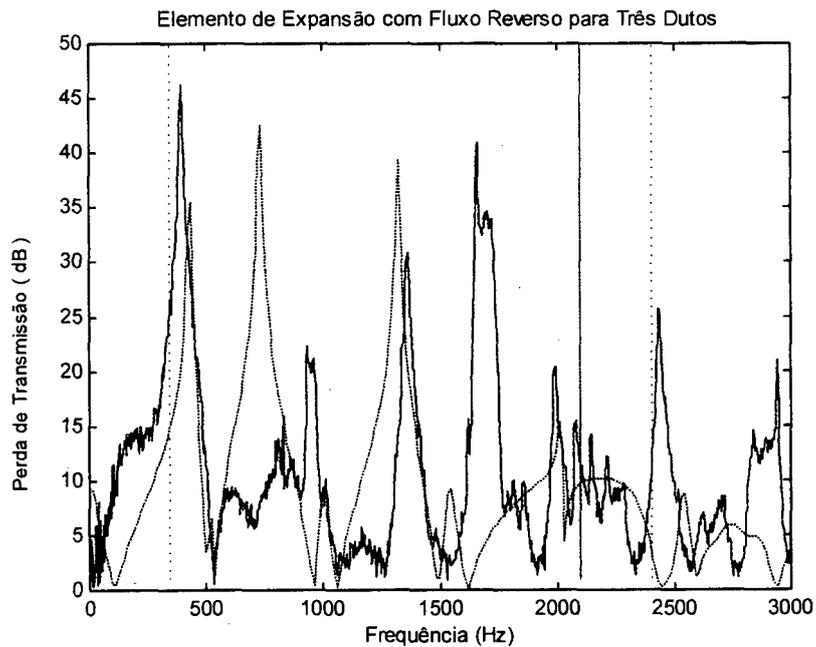


Figura 121– Perda de Transmissão da Figura 120. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

6.8 Elementos Dissipativos

Como a grande maioria dos silenciadores utilizam sistemas dissipativos como parte de seus componentes atenuadores, desenvolveu-se alguns protótipos utilizando lã de rocha moldada, (Figura 122 e 123) com intuito de se verificar o comportamento dos mesmos. Desta maneira, testou-se experimentalmente o comportamento do silenciador frente a uma alteração de seu comprimento “C” (Figura 124), bem como o seu comportamento devido a uma alteração da área da seção transversal (Figura 125).

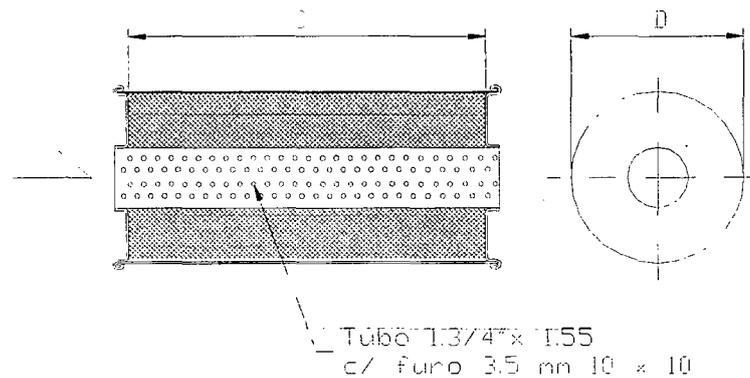


Figura 122 – Sistema Dissipativo com Variação do Comprimento

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2050 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 7542,96 \text{ mm}^2$
Diâmetro : $D = 98 \text{ mm}$
Comprimento : $C = 89, 184, 283 \text{ mm}$

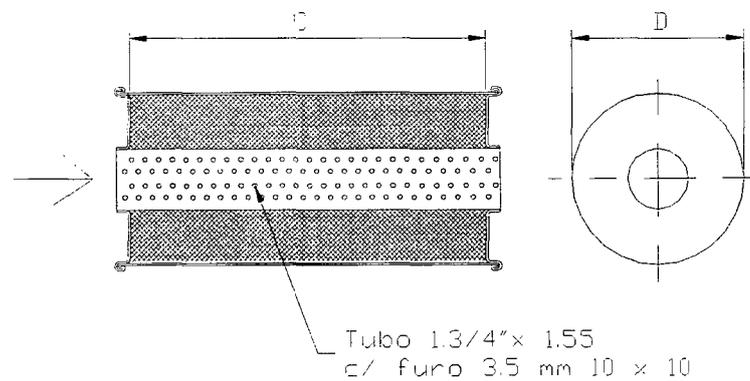


Figura 123 – Sistema Dissipativo com Variação da Área

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = ; 2050 ; 1595 ; 1141 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 7542,96 ; 12468,98 ; 24328,49 \text{ mm}^2$
Diâmetro : $D = 98 ; 126 ; 176 \text{ mm}$
Comprimento : $C = 129 \text{ mm}$

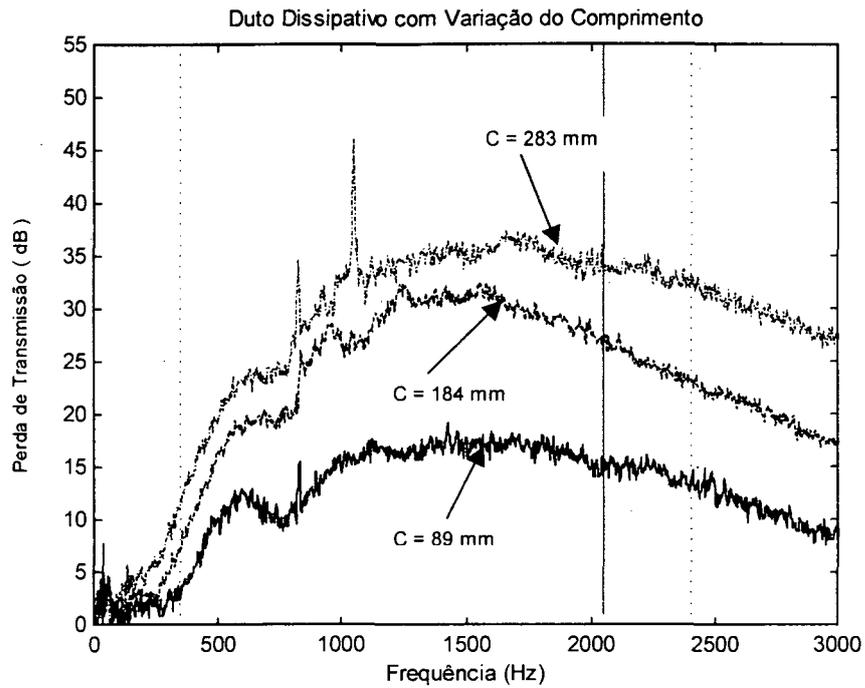


Figura 124 – Perda de Transmissão da Figura 122 . C = 89 mm (___ preto) ; C = 184 mm (--- azul); C = 283 mm (magenta -.-). Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

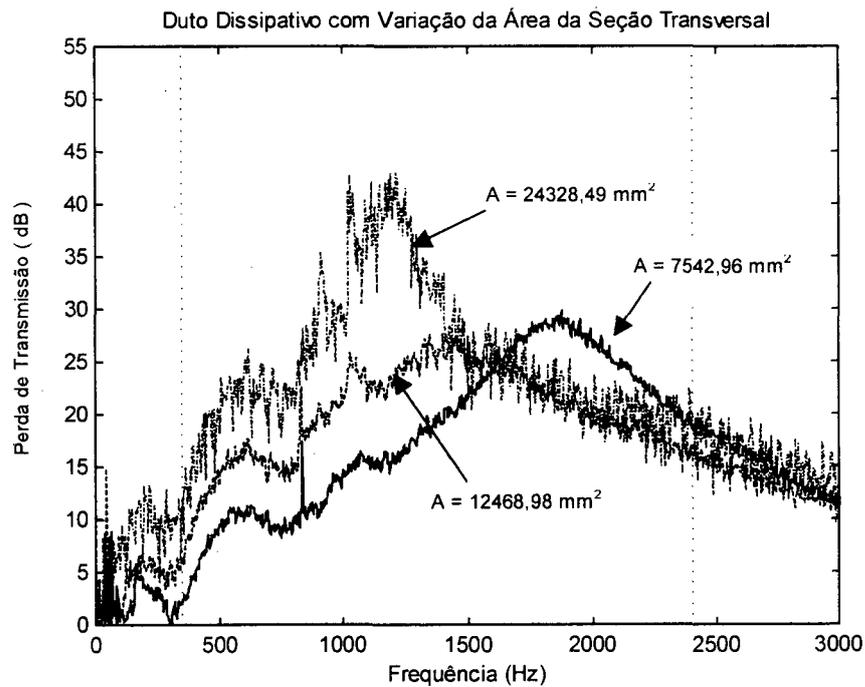


Figura 125 – Perda de Transmissão da Figura 123 . Área = 7542,96 mm² (___ preto) ; Área = 12468,98 mm² (--- azul); Área = 24328,49 mm² (magenta -.-). Faixa de validação devido aos erros (.... verde).

6.9 Silenciador Real

Agrupando-se todos os testes feitos, criou-se um último protótipo, a fim de se verificar a confiabilidade dos procedimentos adotados até agora, frente a um silenciador real (Figura 126 e 127).

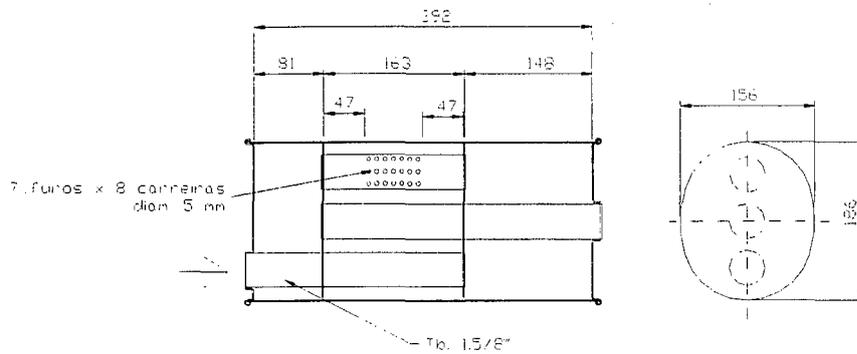


Figura 126 – Silenciador Real

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 1906 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal : $A_t = 23381,62 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 545,32 \text{ mm}$
Seqüência – Itens 3.4 – 3.3 – 3.5 – 3.7 – 3.5 – 3.4 – 3.3

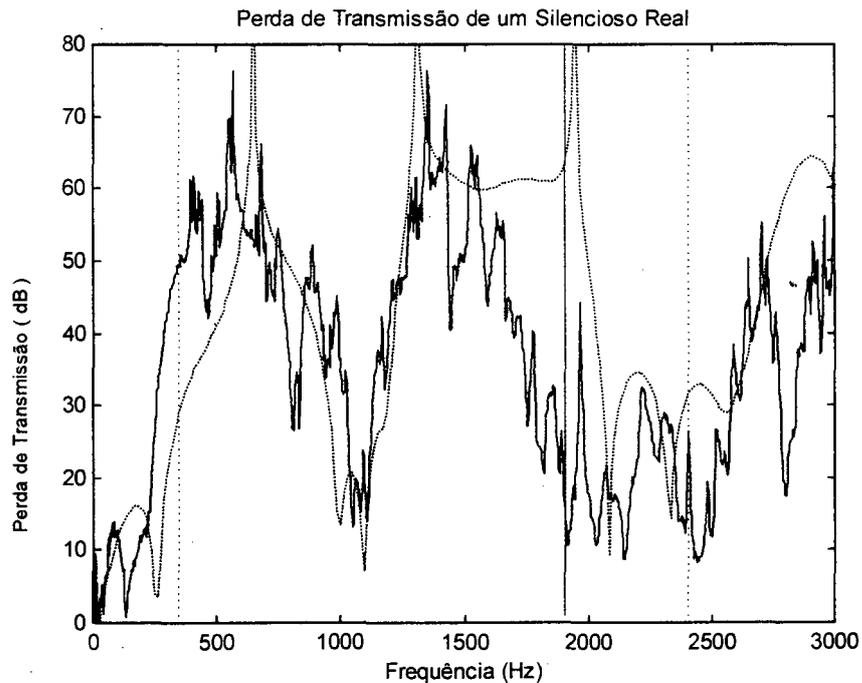


Figura 127– Perda de Transmissão da Figura 126. Resultado Teórico (..... preto) ; Resultado Experimental (___ azul); Faixa de validação devido aos erros (.... verde); Frequência de corte da Câmara (___ vermelho).

CAPÍTULO 7

ANÁLISE DOS RESULTADOS ENCONTRADOS

7.1. Introdução

Conforme descrito no capítulo 5, realizou-se uma série de procedimentos de verificação de cada um dos elementos simples apresentados no capítulo 3. Assim, como primeiro passo, testou-se o procedimento experimental, através da equação da perda de transmissão (Equação 5.1). Analisando-se então a Figura 41, nota-se uma concordância muito boa entre o resultado teórico e o resultado experimental. Desta maneira, pode-se concluir que os experimentos realizados possuem uma precisão suficiente, para o escopo deste trabalho.

É importante observar que, todas as análises feitas, abaixo descritas, se encontram na faixa de validação entre 343 Hz e 2744 Hz (linhas pontilhadas verdes), devido à distância de 50 mm entre os microfones, e anteriores à primeira frequência de corte da câmara, representada pela linha cheia vermelha, derivada das equações do item 4.7 e 4.8, dependendo do perfil da câmara do silenciador em questão.

7.2. Câmaras de Expansão

Verificando-se inicialmente as Figuras 43 e 44, nota-se uma repetibilidade boa dos resultados em ambos os casos, o que comprova a possibilidade de utilização da teoria da matriz de transferência com duto estendido na entrada e saída (item 3.4), considerando o seu comprimento $\ll 0,1$. Como alternativa, pode-se ainda, utilizar a teoria relacionada com a expansão e contração súbita, descrita no item 3.5.

É importante observar também, que, os resultados concordam muito bem até a frequência de corte da câmara, onde não se tem mais a garantia da onda plana no sistema.

Analisando-se agora o comportamento da câmara de expansão simples, quando submetida a uma alteração de seu comprimento (Figura 45), nota-se que a perda de transmissão permanece constante. Contudo, o que ocorre é um aumento da quantidade de curvas de atenuação para uma mesma faixa de frequência, à medida que se aumenta o comprimento da câmara. Ou seja, imaginando que o comprimento da câmara tendesse para um valor muito elevado, então, uma atenuação constante em todas as frequências seria observado.

Este comportamento pode ser previsto utilizando as equações apresentadas por Wu [62] :

$$F_{max} = (2.n + 1). (c / 4 . L) \quad (7.1)$$

$$F_{min} = (2.n). (c / 4 . L) \quad (7.2)$$

Onde " F_{max} " e " F_{min} " representam respectivamente a frequência da maior e menor perda de transmissão, dado em "Hz", sendo " n " um número inteiro positivo (0, 1, 2, 3, ...) e " L " (m) o comprimento da câmara de expansão simples.

Por outro lado, se for avaliado o comportamento da mesma câmara, mas com alteração de sua área da seção transversal (Figura 46), então, um aumento significativo da perda de transmissão é conseguido, mas sem alterar o posicionamento das curvas de atenuação em frequência.

Verificando-se agora a resposta de um silenciador contendo câmaras de expansão múltiplas (Figuras 47, 49 e 51), nota-se também uma concordância muito boa entre os resultados teóricos e experimentais (Figuras 48, 50 e 52), comprovando-se a validade das equações dos itens 3.3 e 3.5.

Contudo, não obtiveram-se bons resultados da câmara de expansão tripla com deslocamento de seu centro (Figura 54), em frequências acima de 1000 Hz. Esta divergência ocorreu possivelmente devido a uma geração de um ressonador lateral,

devido à descentralização do sistema, o qual não foi considerado nas equações teóricas desenvolvidas no capítulo 3.3 e 3.5.

Considerando-se o comportamento do silenciador perante a introdução de câmaras múltiplas ou em série (Figura 55), nota-se que, quanto maior for o número de câmaras posicionadas em um mesmo silenciador (área da seção transversal constante e comprimento constante), ocorrerá um aumento gradativo da Perda de Transmissão, tendendo para faixas de frequência mais altas. Este aumento é caracterizado pela formação de uma curva de atenuação alta em uma banda de frequência larga, dirigindo-se para faixas de frequências mais altas.

Analisando-se a influência da Câmara de expansão frente a introdução de fluxo dos gases (Figura 56), comprova-se um aumento súbito da perda de transmissão, quando comparado com um regime estacionário. Contudo, a partir daí, ocorre um aumento pequeno da atenuação comparada com a duplicação do número de Mach.

Por outro lado, introduzindo-se uma temperatura mais alta no sistema, Figura 57, gera-se uma alteração do posicionamento das curvas de perda de transmissão, deslocando-as para faixas de frequência mais altas, sem alterar a amplitude de atenuação.

7.3. Câmaras com Dutos Estendidos

Verificando-se primeiramente os resultados experimentais com as equações teóricas utilizadas (itens 3.3, 3.4 e 3.5) nas Figuras 59 e 63, nota-se uma concordância muito boa em ambos os casos (duto estendido na entrada e duto estendido na saída), comprovando-se a veracidade das equações envolvidas.

Como todos os silenciadores para sistemas de exaustão utilizam chapas de espessura fina ($\approx 1,5$ mm), não se pode considerar que a parede é rígida ($R_{\text{end}} = 1$), conforme assumido inicialmente. Assim, a Figura 60 mostra que a utilização de $R_{\text{end}} = 0,95$, resulta em uma perda de transmissão mais acertada, principalmente na amplitude dos picos da perda de transmissão teóricos.

Considerando-se um silenciador de mesma área e mesmo comprimento, mas com alteração do comprimento do duto estendido (Figura 61 e 64), verifica-se o surgimento de mais picos de atenuação, na mesma faixa de frequência, mas sem alterar o posicionamento das curvas principais de atenuação. Estes picos de atenuação são características do comprimento do duto estendido, resultando em frequências de ressonância, as quais atenuam fortemente a frequência de excitação. É importante observar também que, quanto maior o comprimento do duto estendido, menor será a frequência do primeiro pico de atenuação.

De acordo com Kimura [56], o primeiro pico característico do sistema é função do comprimento " L " (m) do duto estendido e de seu diâmetro interno " d " (m). Com base nesta conclusão, Kimura apresentou em seu trabalho uma expressão da frequência de ressonância deste tipo de elemento, a qual está apresentada abaixo.

$$Fr = c / [4.(L + 0,315.d)] \quad (\text{Hz}) \quad (7.3)$$

Verificando-se as figuras 61 e 64, comprova-se a validade da definição da equação 7.3 .

Comparando-se agora os resultados das figuras 60 e 63, verifica-se que os mesmos são iguais, o que indica que a característica acústica de um silenciador, para a perda de transmissão, não depende do lado no qual o mesmo é excitado (Teoria da Reciprocidade).

Estudando-se o comportamento do silenciador frente à introdução de fluxo de gases (Figura 65), nota-se o mesmo comportamento descrito para a câmara de expansão simples. A mesma comparação se dá também para a introdução de temperatura no sistema (Figura 66).

Comparando-se agora um mesmo silenciador (mesma área da seção transversal e mesmo comprimento), contendo primeiramente apenas uma câmara de expansão simples, como o da Figura 42, e depois um duto estendido como o da Figura 58, verifica-se uma similaridade de resultados (Figura 67) entre os casos, mas com a introdução de picos de frequência de atenuação característicos do comprimento do duto estendido. Ou seja, a característica acústica do silenciador com câmara de

expansão simples é a base da perda de transmissão do novo sistema, mas com a introdução de picos característicos do duto estendido.

7.4. Silenciadores em Série

Avaliando-se os resultados de silenciadores em série (Figura 69 e 71), demonstra-se uma excelente concordância de resultados entre as equações teóricas e experimentos realizados. Este fato nos ilustra ainda mais a veracidade das equações dos itens 3.3, 3.4 e 3.5 utilizados.

Comparando-se agora os resultados encontrados na Figura 69 e 71 e plotando-se em um mesmo gráfico (Figura 72), vê-se uma repetição de resultados muito boa, o que significa que a característica acústica do sistema de exaustão, independe do posicionamento relativo de dois silenciadores conjugados próximos.

7.5. Sistemas Reflexivos

Os sistemas reflexivos são na verdade uma derivação dos dutos estendidos na entrada e na saída. Nestes sistemas, demonstrados nas Figuras 73, 75, 77 e 79, nota-se uma concordância boa, principalmente para frequências até 1200 Hz (Figuras 74, 76, 78 e 80). Apesar da pequena divergência que ocorre para as outras frequências, consegue-se verificar uma similaridade entre os resultados. Esta pequena divergência é causada possivelmente pela necessidade de deslocamento lateral do fluxo sonoro, para a saída do sistema, o qual não está considerado nas equações teóricas envolvidas.

Uma derivação do sistema reflexivo simples seria o sistema reflexivo transpassado, demonstrado na Figura 81. Os resultados encontrados (Figura 82), demonstraram também uma concordância boa, entre o teórico e experimental, comprovando-se a possibilidade de utilização destas equações (item 3.4).

Observa-se também nas Figuras 74, 76, 78, 80 e principalmente na Figura 82 uma perda de transmissão mais acentuada em uma determinada faixa de

freqüência (500 – 1100 Hz), se for comparado com as outras faixas de freqüências. Este fato caracteriza a função de sistemas reflexivos.

Analisando-se agora uma câmara de expansão com entrada e saída descentrada (Figura 83), com o uso de equações do item 3.4, nota-se uma divergência grande dos resultados (Figura 84). Isto se dá devido à formação de ressonadores laterais, os quais são difíceis de modelar teoricamente, restringindo as análises para o método de elementos finitos.

Seguindo com o procedimento descrito até o momento, para a modificação do comprimento do duto estendido do sistema reflexivo (Figura 85), observa-se um comportamento contrário, se comparado com o comportamento do sistemas com dutos estendidos simples (Figura 61 e 64). Ou seja, quanto maior o comprimento do duto, menor será a densidade de picos na mesma faixa de freqüência, contudo manteve-se também o posicionamento das curvas de atenuação característicos da câmara de expansão. Esta diminuição é acompanhada pela eliminação gradativa dos picos em baixa freqüência, o que resulta no surgimento do primeiro pico de ressonância em freqüências mais altas . É importante observar, também, que o primeiro pico de atenuação é acompanhado por uma curva de atenuação maior, anteriormente à região de freqüências deste pico principal, o qual não ocorre para sistemas com simples dutos estendidos.

O surgimento do primeiro pico de atenuação pode também ser determinado pela seguinte relação [56] :

$$Fr = c / [4.(L - 0,315.d)] \quad (Hz) \quad (7.4)$$

Sendo “c “ (m/s) a velocidade do som, “L” (m) a distância entre a ponta do tubo e a parede de reflexão e “d “(m) o diâmetro interno do tubo estendido. Esta equação pode ser facilmente comprovada analisando-se a Figura 85.

Mantendo-se agora a área da seção transversal de um silenciador e mesmo comprimento do duto estendido, como o da Figura 73, mas alterando-se o comprimento do silenciador, nota-se o surgimento de mais picos de atenuação juntamente com uma defasagem das faixas de freqüência envolvidas (Figura 86). Isto se deve à formação de outras freqüências de ressonância do duto estendido, devido a

uma alteração do dimensional da câmara de expansão envolvida. Contudo pode-se visualizar que o resultado do sistema é similar ao resultado da simples câmara de expansão, onde ocorre o estreitamento das curvas de atenuação do sistema, para as mesmas faixas de freqüência.

Da mesma maneira, verificando-se o comportamento do silenciador descrito na Figura 73, frente a um aumento da área da seção transversal, nota-se um comportamento similar ao da câmara de expansão simples, ou seja, um aumento da perda de transmissão do sistema, sem alterar o posicionamento das curvas de atenuação (Figura 87).

O mesmo comportamento da câmara de expansão simples acontece também para a introdução de fluxo de gases (Figura 88) e temperatura no sistema (Figura 89).

7.6. Silenciadores com Dutos Perfurados

Os sistemas perfurados, como já dito anteriormente, dependem fortemente da impedância acústica dos furos do duto. Assim, comparando-se as equações derivadas de vários pesquisadores, nota-se uma similaridade grande dos resultados destas equações (Figura 91), e principalmente uma repetição de resultados (Figura 92), se comparados para um ressonador concêntrico representado na Figura 90. Este fato, contudo, não confere com a utilização das equações de Bento Coelho (Equação 3.104). Assim, a utilização das equações apresentadas por Kimura (equação 3.102) resultarão em bons resultados.

Comparando-se agora os resultados teóricos desenvolvidos no item 3.7, com os resultados experimentais (Figura 93), verifica-se uma similaridade razoável da perda de transmissão do protótipo da Figura 90, contudo algumas divergências são encontradas, mas manteve-se o comportamento básico do sistema.

Pensando-se na influência da porosidade do duto perfurado, criou-se hipoteticamente um silenciador com base na Figura 90, mas com uma variação da distância entre os furos e conseqüentemente a variação de sua porosidade. Logo, a Figura 94, mostra uma diminuição gradativa da perda de transmissão do silenciador,

para frequências mais altas, à medida que se diminui a porosidade do duto. Por outro lado, não se altera o posicionamento das curvas de atenuação que restam, permanecendo a característica da câmara de expansão envolvida. Novamente nota-se que a característica acústica básica do silenciador é ditada pela característica da câmara de expansão aplicada.

O mesmo ocorre para uma alteração do diâmetro do furo do duto, pois em ambos os casos, altera-se a porosidade do sistema (Figura 95).

Sendo assim, conclui-se que, quanto menor for a porosidade do duto perfurado, para um ressonador concêntrico, menor será a perda de transmissão em frequências mais altas.

Comparando agora um mesmo silenciador, como o da Figura 42 e introduzindo um duto perfurado com alta porosidade (Figura 90), nota-se uma repetição muito boa dos resultados, os quais são demonstrados teoricamente na Figura 96 e experimentalmente na Figura 97. Isto indica que um sistema com um duto de alta porosidade possui uma característica acústica similar a um sistema com simples câmara de expansão.

Modificando-se um pouco o protótipo demonstrado na Figura 90, conforme a Figura 98, e gerando-se hipoteticamente três situações distintas, onde se diminui o comprimento do duto perfurado, chega-se a resultados conforme a Figura 99. Estes resultados, se comparados com o da Figura 101, são praticamente iguais. Isto se deve primeiramente pela condição de que um sistema com alta porosidade acaba tendendo a um sistema com simples câmara de expansão e, em segundo lugar, que os picos de atenuação encontrados em certas frequências principais são derivadas da característica acústica dos dutos estendidos gerados pela distância entre a tampa da câmara e o início do duto perfurado. Logo, tem-se novamente uma comprovação do domínio da câmara de expansão e do duto estendido em cima do duto perfurado, quando este possuir uma alta porosidade.

Para analisar o comportamento de sistemas perfurados frente a introdução de fluxo de gases, deve-se verificar primeiramente o comportamento da impedância acústica de perfurados com fluxo, conforme a Figura 102. Neste gráfico, nota-se que as equações apresentadas por Kimura, com a introdução de fluxo de gases, não concordam com as equações apresentadas por outros pesquisadores. Isto se

comprova ainda mais na Figura 103, quando é simulado um sistema conforme o da Figura 90 para um número de Mach = 0,1. Esta divergência ocorre possivelmente pelo fato de que adotou-se aqui um número de Mach igual, tanto para um fluxo tangencial aos furos quanto para um fluxo através dos furos, sendo esta hipótese não totalmente verdadeira. Uma divergência de resultados mais acentuada é encontrada em relação a equação de Bento Coelho

Contudo, para fins de análise, foram utilizadas as equações apresentadas por Munjal, Rao e Sahasrabudhe (Equação 3.101), para estudar o comportamento de sistemas perfurados frente à introdução de fluxo de gases.

Desta maneira, a Figura 104, demonstra novamente um comportamento similar aos silenciadores vistos até agora, frente a um aumento do número de Mach, bem como à introdução de temperatura no sistema (Figura 105).

Seguindo com a análise de dutos perfurados, tem-se o estudo de sistemas estendidos, como o da Figura 106. Esta figura demonstra um sistema que adota primeiramente um duto estendido perfurado, com saída aberta. O resultado experimental e teórico, apresentado na Figura 107, concordam muito bem, apesar que as equações utilizadas do item 3.7 se referem a um duto estendido com saída fechada. Pode-se visualizar novamente, que um sistema com duto perfurado contendo alta porosidade, se assemelha com o comportamento da câmara de expansão simples envolvida (Figura 43).

As Figuras 109 e 111 demonstram e comprovam o uso das equações do item 3.7 para sistemas perfurados com dutos estendidos fechados. Aliando-se os elementos apresentados nas Figuras 108 e 110 em um mesmo protótipo (Figura 112), observa-se também uma excelente concordância entre os resultados teóricos e experimentais (Figura 113). Este fato afirma ainda mais a eficiência das equações apresentadas no item 3.7 para estes elementos.

Uma derivação destes modelos seriam os elementos de expansão e contração com fluxo reverso, apresentados nas Figuras 114 e 116. Contudo, os resultados encontrados não concordam bem (Figuras 115 e 117), em frequências acima de 1000 Hz. Isto indica que as equações apresentadas para estes casos não estão ainda muito bem desenvolvidas.

Esta má concordância se repete também para o estudo de elementos perfurados com três dutos, conforme apresentado nas Figuras 119 e 121.

7.7. Silenciadores Dissipativos

Analisando-se agora os sistemas dissipativos, tais como o das Figuras 122 e 123, podem-se observar um aumento da amplitude da perda de transmissão com o aumento do comprimento do silenciador (vide Figura 124). Este comportamento é decorrente do aumento da área de contato entre as ondas sonoras e o material dissipativo (Lã de Rocha moldada), o qual resulta em uma absorção mais acentuada.

Já por outro lado, pode-se observar na Figura 125, um aumento da amplitude da perda de transmissão para baixas frequências (< 1500 Hz), seguido pela diminuição da amplitude para frequências acima de 1500 Hz. Este aumento da perda de transmissão para baixas frequências é devido à relação entre espessura e a componente mais baixa da frequência a ser atenuada. Ou seja, conforme Gerges [51], a espessura “ l ” do material de absorção deve ser escolhida de modo a conter o primeiro meio comprimento de onda, onde a velocidade da partícula é máxima ($l \geq c/2.f$). Logo, aumentando-se a área da seção transversal do silenciador, será aumentando automaticamente a distância “ l ” entre o duto perfurado e a capa da câmara, gerando-se então um aumento da perda de transmissão em frequências mais baixas.

Como ilustração pode-se ainda presumir que, de acordo com Gerges [51], utilizando-se uma espessura de material dissipativo de “ $l = d = c/4.f$ ”, consegue-se a mesma curva de perda de transmissão, com uma diminuição de custo de matéria prima. Contudo, deve-se afastar o material da capa do silenciador de uma distância “ d ”. Esta alteração necessita, entretanto, de mais estudos e experimentos, além da consideração de fluxo de gases e temperatura, os quais provocam a quebra dos filamentos da lã de rocha gerando um efeito de erosão.

OBS.: A utilização da relação acima exposta se refere à incidência perpendicular das ondas sonoras sobre o material dissipativo, não aplicável portanto no presente estudo. Este procedimento foi apresentado somente para facilitar o entendimento do comportamento de sistemas dissipativos.

7.8. Silenciador Real

Para possibilitar uma confiança ainda maior no desenvolvimento dos elementos básicos apresentados, criou-se um protótipo mais complexo, conforme a Figura 126, sendo similar à maioria dos silenciadores reais encontrados.

Como pode-se observar na Figura 127, encontrou-se uma concordância excelente entre os resultados teóricos e experimentais, levando-se em consideração a complexidade do sistema.

Logo, dentro de uma complexidade razoável, e não considerando sistemas dissipativos, pode-se concluir que é possível utilizar as equações apresentadas até o momento, para uma melhor otimização de sistemas de exaustão.

7.9. Conclusões Finais

Como forma de otimizar as informações acima descritas, tem-se a seguir um resumo das conclusões finais para cada tipo de elemento de um silenciador, as quais podem também ser verificadas teoricamente no Anexo 1.

Câmara de Expansão :

- ✓ Fornece o formato da curva básica da Perda de Transmissão do Silenciador em questão, sendo que os outros elementos (dutos estendidos, dutos perfurados, etc), geram as curvas secundárias e/ou complementares do silenciador;
- ✓ Aumento do comprimento da câmara, gera uma alteração do posicionamento e densidade de curvas por faixa de frequência, sem alterar a amplitude da perda de transmissão.
- ✓ As equações 7.1 e 7.2 possibilitam uma predição muito boa no posicionamento das curvas de perda de transmissão;

- ✓ Quanto maior o número de câmaras de expansão em série, gera-se gradativamente uma curva de perda de transmissão principal.
- ✓ Esta curva principal é caracterizada por uma banda larga de frequência e uma alta amplitude de atenuação, deslocando-se para frequências mais altas.

Duto Estendido :

- ✓ Um aumento do comprimento do duto gera o surgimento de uma quantidade maior de picos de atenuação. Estes picos , seguem a característica básica da câmara de expansão simples;
- ✓ Quanto maior o comprimento do duto estendido, menor é a frequência de atenuação do primeiro pico, a qual é controlado pela Equação 7.3.

Sistemas Reflexivos :

- ✓ Possui uma curva de Perda de Transmissão característica com uma maior amplitude ;
- ✓ Quanto menor o comprimento do duto no sistema reflexivo, uma quantidade maior de picos em cima das curvas básicas do silenciador será gerado. Observando-se ainda uma amplitude de atenuação maior para a região do primeiro pico;
- ✓ O primeiro pico de atenuação pode ser determinado pela Equação 7.4 .

Sistemas Perfurados :

- ✓ Quanto maior a porosidade de um duto perfurado, ocorrerá uma similaridade mais próxima das curvas de perda de transmissão da câmara de expansão simples (para um ressonador concêntrico);
- ✓ Quanto menor for a porosidade, gradativamente menor será a perda de transmissão para as frequências maiores.

Sistemas Dissipativos :

- ✓ Efetivo para atenuação em frequência mais altas, com a característica do surgimento de somente uma curva de perda de transmissão, para uma faixa larga de frequência;
- ✓ Aumento da curva de perda de transmissão com o aumento do comprimento do silenciador;
- ✓ Eficiência de atenuação maior em baixas frequências com o aumento da espessura do material dissipativo.

Variação do Número de Mach :

- ✓ A introdução de fluxo de gases, gera um aumento da perda de transmissão, sem alterar o posicionamento das curvas de atenuação.

Variação da Temperatura :

- ✓ Um aumento da temperatura do sistema de exaustão, gera um deslocamento das curvas da perda de transmissão para regiões de frequências mais altas, sem alterar a amplitude das mesmas.

CAPÍTULO 8

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE EXAUSTÃO REAL

8.1. Introdução

O desenvolvimento de um bom sistema de exaustão, deve seguir algumas etapas essenciais. Estas etapas são, basicamente, o conhecimento da característica do motor do veículo em questão, em termos de potência, rotação, vazão de gases e a característica acústica do mesmo.

A questão de vazão de gases deve ser levada em conta em todo o desenvolvimento do projeto, pois é necessário estar dentro de um limite de contrapressão máximo indicado pelo fabricante do motor. Contudo, uma grande atenuação sonora acaba, em quase todos os casos, gerando uma alta contrapressão, sendo então necessário realizar um balanço entre estas duas grandes variáveis.

O primeiro passo a ser dado quanto à contrapressão, é o dimensionamento básico do diâmetro da tubulação a ser utilizado, o qual pode ser obtido através das equações de perda de carga.

Um segundo passo, é a caracterização da emissão de ruído do motor em questão. Logo é necessário conhecer o espectro de ruído emitido pelo motor, em várias faixas de rotação. Tendo-se então este espectro, pode-se conhecer as frequências principais que devem ser atenuadas, além de possibilitar um direcionamento quanto aos tipos de elementos básicos que devem ser trabalhados. Sendo assim, seguem-se várias etapas, onde a partir de uma configuração básica, a qual poderá ser criada ou baseada em experiências adquiridas ao longo dos anos, se inicia uma etapa de otimização, aliando o problema acústico com a máxima contrapressão admissível.

No presente trabalho busca-se analisar apenas a questão acústica, sendo que os efeitos da contrapressão foram deixados para um estudo posterior.

8.2. Levantamento da Emissão de Ruído do Motor

Para exemplificar o presente trabalho, estudou-se um sistema de exaustão de um veículo GOL 1.6, modelo MI e ano de fabricação 1997. Desta maneira, determinou-se o espectro de frequência do motor, sem nenhum silenciador e para algumas rotações específicas, utilizando um analisador de frequência HP modelo 3560. Este ensaio foi feito através da norma NBR 9714 [61], o qual estabelece o procedimento de obtenção de ruído para o veículo na condição parado. A Figura 128, demonstra alguns resultados obtidos.

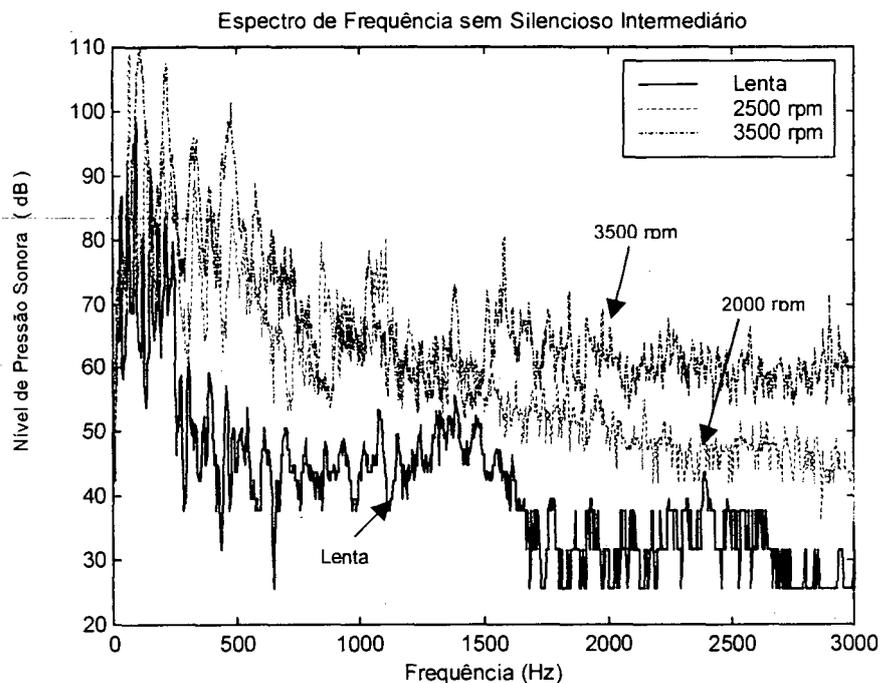


Figura 128– Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem Sistema de Exaustão. Lenta (— preto); 2000 rpm (---- ciano); 3500 rpm (-.-.- vermelho).

Como se pode observar, este motor possui uma alta emissão de ruído, basicamente em faixas abaixo de 700 Hz. Visualiza-se também um aumento gradativo da amplitude sonora, à medida em que a rotação aumenta. Este aumento torna-se mais significativo para faixas de frequências maiores.

Comparando-se agora experimentalmente, para os regimes de rotação lenta, 2500 rpm e 3500 rpm, a perda de transmissão de um silenciador intermediário com o

espectro de frequência do motor com e sem a presença do silenciador intermediário, chega-se aos seguintes resultados, Figuras 129 , 130 e 131.

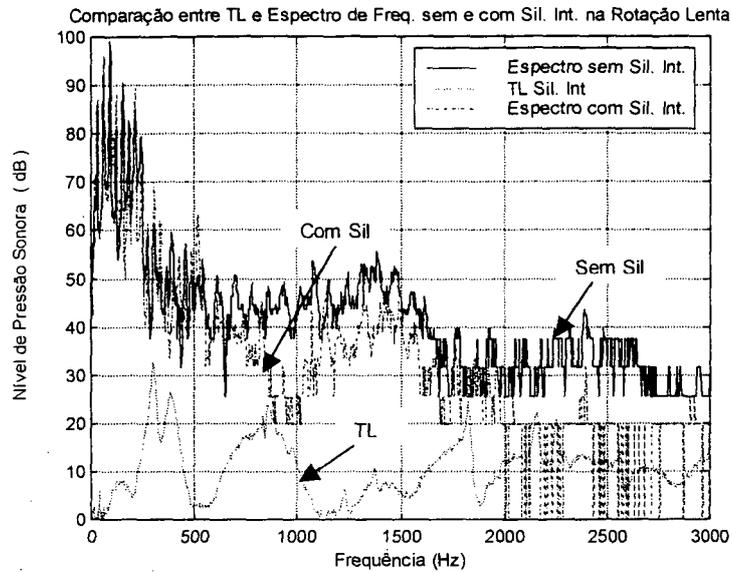


Figura 129– Comparação da TL com o Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem e com Silenciador Intermediário na rotação Lenta . Espectro sem Silenciador (__ preto) ; Perda de Transmissão do Silenciador Intermediário (..... azul); Espectro com Silenciador Intermediário (--- magenta); Faixa de validação devido aos erros (... verde).

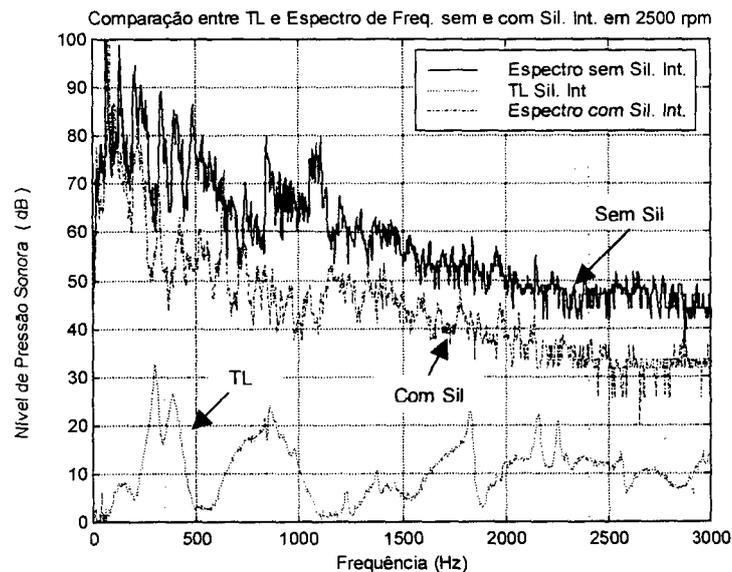


Figura 130– Comparação da TL com o Espectro de Frequência Linear do motor do Gol sem e com Silenciador Intermediário em 2500 rpm . Espectro sem Silenciador (__ preto) ; Perda de Transmissão do Silenciador Intermediário (..... azul); Espectro com Silenciador Intermediário (--- magenta); Faixa de validação devido aos erros (..... verde).

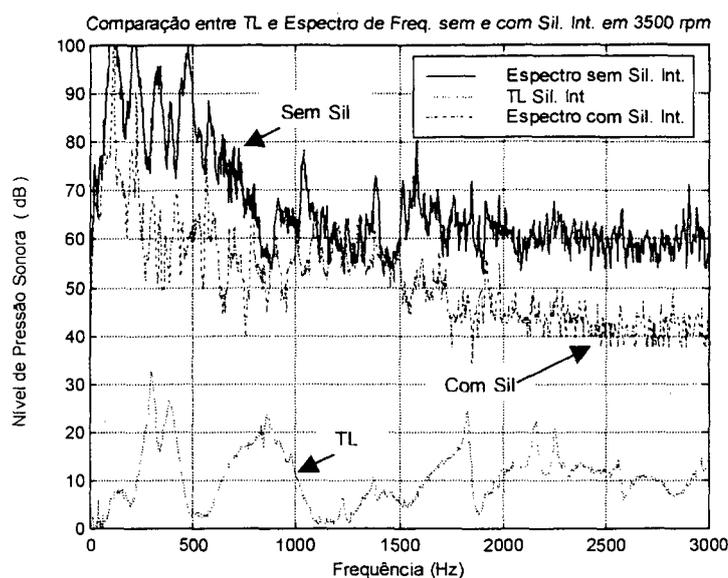


Figura 131– Comparação da TL com o Espectro de Freqüência Linear do motor do Gol sem e com Silenciador Intermediário em 3500 rpm . Espectro sem Silenciador (___ preto) ; Perda de Transmissão do Silenciador Intermediário (..... azul); Espectro com Silenciador Intermediário (--- magenta); Faixa de validação devido aos erros (.... verde).

Analisando-se a Figura 129, observa-se uma concordância razoável entre os resultados gerados, devido a inserção de um silenciador Intermediário. Ou seja, visualiza-se uma diminuição significativa da amplitude sonora em faixas entre 600 – 1100 Hz, 2000 – 2500 Hz. Esta diminuição é comprovada pela maior perda de transmissão do silenciador nas mesmas faixas, o que era de se esperar. Por outro lado, pode-se observar um diminuição pequena da amplitude de atenuação sonora, após a inserção do silenciador, em algumas faixas de freqüência, como por exemplo 1100 – 1600 Hz, devido à baixa perda de transmissão do silenciador nesta região.

Entretanto, os resultados comparativos nas regiões abaixo de 600 Hz e entre 1600 – 1900 Hz não foram tão bons para a rotação lenta e 2500 rpm. Isto se deve ao fato de que, primeiramente, o gráfico da perda de transmissão somente é válido entre as freqüências de corte relacionados com os erros da medição experimental. Aliado a este problema, a perda de transmissão experimental não levou em conta a influência do fluxo dos gases, bem como da temperatura de trabalho.

Extrapolando a questão da temperatura, pode-se também observar uma pequena defasagem entre as curvas de maior atenuação da perda de transmissão,

com a real diminuição da pressão sonora na mesma região. Isto comprova as análises anteriormente feitas, referente ao comportamento das curvas de perda de transmissão frente a introdução de temperatura.

Passando-se agora para a análise das Figuras 130 e 131, podem-se retirar conclusões similares às obtidas com a Figura 129. Contudo, observa-se uma maior clareza de resultados entre as curvas de maior perda de transmissão com uma maior atenuação sonora, comparada com o espectro do motor sem silenciador intermediário. Da mesma maneira, observa-se uma baixa atenuação sonora, frente a uma baixa curva de perda de transmissão.

É importante observar também que, em baixos níveis de pressão sonora ocorre um erro de medição do espectro de frequência do motor (Figura 128 e 129). Isto se deve à ultrapassagem da faixa de trabalho otimizado do microfone utilizado, ocasionando um erro de leitura do ruído gerado pelo motor.

Os resultados encontrados, apesar de concordarem relativamente bem, diferem um pouco para cada gráfico. Isto se pode justificar, pelo procedimento de ensaio do motor adotado.

Para se obterem resultados mais precisos, seriam necessários enclausurar o motor em uma ante-sala, sendo feita então a medição do ruído passado pela tubulação em outra sala. Esta segunda sala por sua vez, deveria ser uma câmara anecóica. Por outro lado, o motor deveria ser acionado e submetido a uma carga, através de um dinamômetro, para possibilitar a simulação da condição normal de uso. Assim, apenas o ruído do motor transmitido pela tubulação de escapamento seria captado, e não mais o ruído transmitido pelo meio ambiente até o ponto de medição.

Este fato é de extrema importância, pois necessita-se conhecer as principais frequências de excitação, para possibilitar uma melhor otimização do sistema de exaustão.

Desconsiderando estes fatores, e analisando-se apenas as curvas do espectro de frequência emitidas pelo motor (Figura 128), pode-se visualizar uma alta amplitude de emissão de ruído nas baixas frequências (< 700 Hz). Este fato indica, a necessidade de se utilizarem, basicamente, sistemas reflexivos e dutos estendidos.

Seguindo com a análise, observa-se também que há uma região praticamente constante de emissão de ruído, para as faixas de frequência maiores que 700 Hz, indicando a necessidade da utilização de sistemas dissipativos, ou câmaras em série, centradas nestas frequências.

8.3. Desenvolvimento do Silenciador Ideal

Após feita esta primeira análise, segue-se com um procedimento de otimização, o qual poderá ser feito com a ajuda das equações básicas dos elementos desenvolvidos até o momento.

Contudo, deve-se inicialmente definir a forma geométrica do silenciador, a qual é limitada principalmente pelo espaço físico a que foi destinado a localização do mesmo. Aliado a este fato, é utilizada empiricamente uma relação de volume igual a 10 vezes a capacidade volumétrica do motor, ou seja, se estamos trabalhando com um motor de 2,0 litros, seria necessário um silenciador de aproximadamente 20 litros de volume.

Wu [62], em seu trabalho, apresentou ainda uma outra equação empírica para a determinação do volume de silenciador :

$$V_m = V_e \cdot K_m \cdot (1000 / N) \cdot \sqrt{(1/Z)} \quad (\text{para motor de 4 tempos}) \quad (8.1)$$

$$V_m = V_e \cdot K_m \cdot (1000 / N) \cdot \sqrt{(1/2 \cdot Z)} \quad (\text{para motor de 2 tempos}) \quad (8.2)$$

N = Rotação (rpm);

Z = Número de cilindros;

V_e = Capacidade volumétrica do motor (m³);

K_m = Fator que depende do grau de qualidade de atenuação = 5 (mínimo);

10 (razoável); 35 (bom); 50 (excelente – carros de passageiros).

Esta necessidade inicial nem sempre é atendida diretamente, devido à limitação de espaço. Isto implica na necessidade de utilizar mais de um silenciador, com uma maior complexidade, para garantir uma perfeita atenuação.

A complexidade do silenciador é também ditada pelo nível de ruído máximo permitido por lei, ou seja, quanto menor o limite de ruído, mais complexa e afinada deverá ser a configuração do silenciador.

Em síntese, deve-se direcionar a configuração do silenciador para aquelas faixas de frequência de maior amplitude emitidas pelo motor, levando-se também em conta todas as faixas de rotação.

8.4. Influências dos Elementos Básicos de Atenuação

Conforme exposto acima, deve-se primeiramente criar um sistema hipotético e iniciar uma série de modificações com o intuito de se otimizar a configuração básica adotada. Sendo assim, para possibilitar um maior esclarecimento de um desenvolvimento, tem-se exemplificado abaixo uma seqüência de procedimentos adotados, durante um projeto.

A Figura 132, apresenta inicialmente uma configuração básica de um determinado silenciador, possuindo uma perda de transmissão correspondente apresentada na Figura 133.

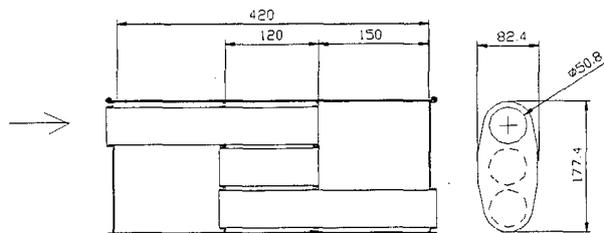


Figura 132 – Configuração Básica de um Silenciador Real

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal da Câmara : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

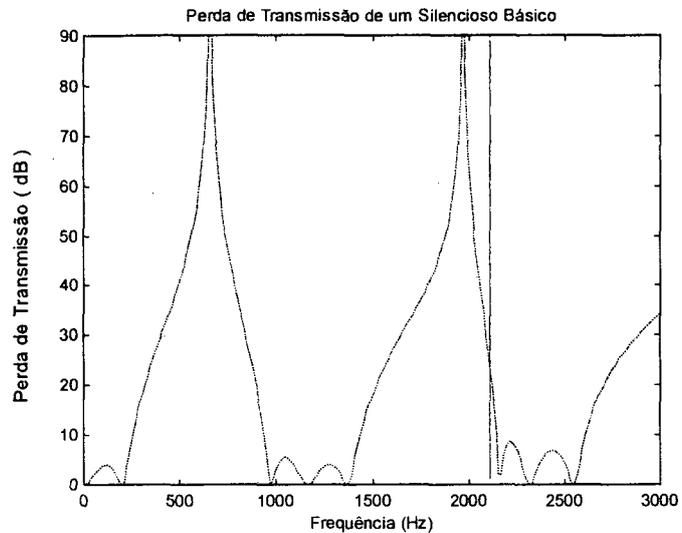


Figura 133 – Perda de Transmissão da Figura 132. Resultado Teórico (..... preto) ; Freqüência de corte da Câmara (— vermelho).

Seguindo com o desenvolvimento, é imbutido um ressonador concêntrico, conforme a Figura 134, e elementos estendidos (Figura 135). Assim, os resultados da Perda de Transmissão encontrados foram plotados em um mesmo gráfico (Figura 136), comparando-se com os resultados da Figura 133.

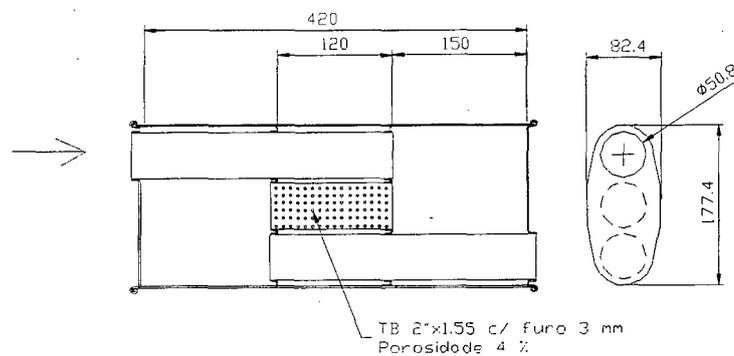


Figura 134 – Silenciador Básico contendo Ressonador Concêntrico

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal da Câmara: $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

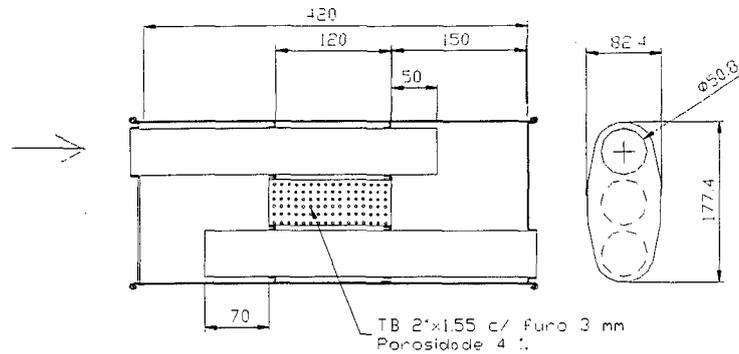


Figura 135 – Silenciador Básico contendo Ressonador Concêntrico e Dutos Estendidos

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal da Câmara : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

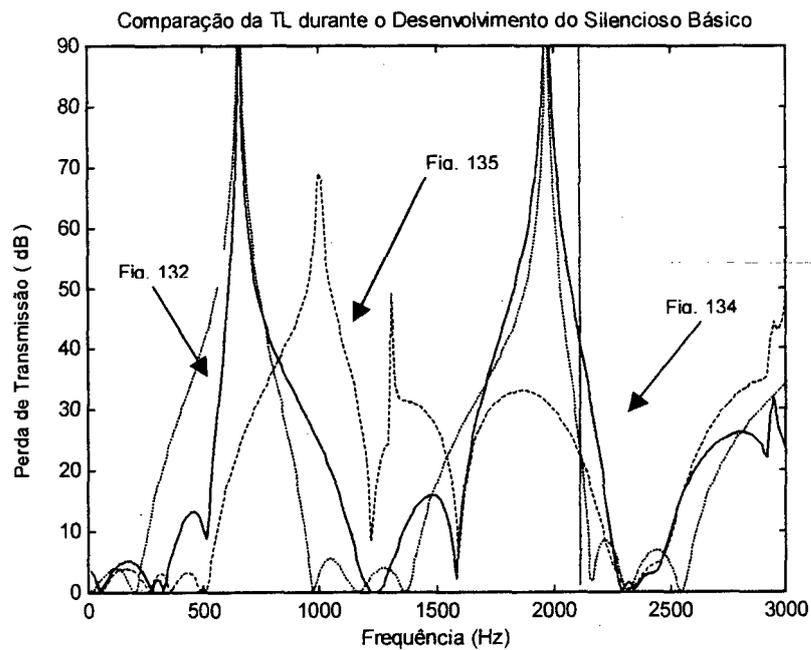


Figura 136 – Comparação da Perda de Transmissão das Figura 132, 134 e 135. Figura 132 (..... preto) ; Figura 134 (___ Azul); Figura 135 (---- verde); Freqüência de corte da Câmara (___ vermelho).

Para possibilitar uma melhor análise da Figura 136, é necessário conhecer a perda de transmissão básica de cada elemento inserido. Logo as Figura 137 e 138 ilustram o ressonador concêntrico e as Figuras 139, 140, 141 e 142 demonstram os elementos de expansão e contração Reversa

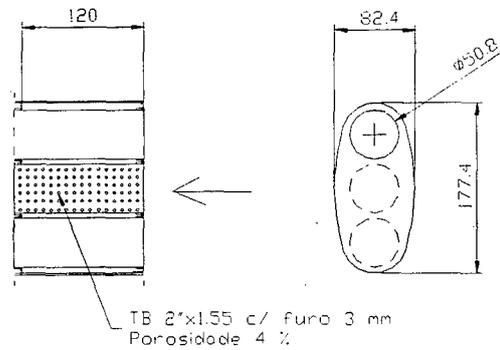


Figura 137 – Elemento Básico do Ressonador Concêntrico

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
Área da Seção Transversal da Câmara : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

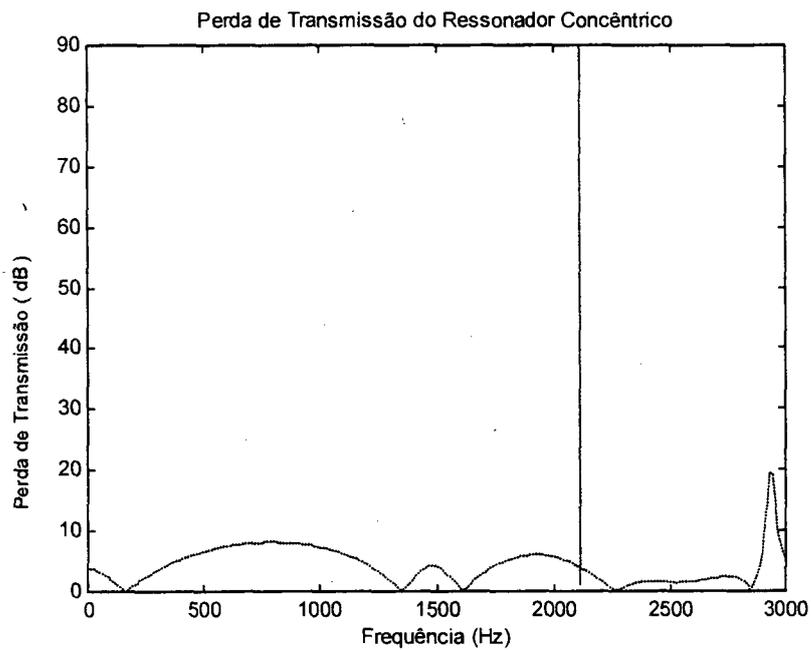


Figura 138 – Perda de Transmissão da Figura 137. Perda de Transmissão Teórico (..... preto) ; Frequência de corte da Câmara (_ vermelho).

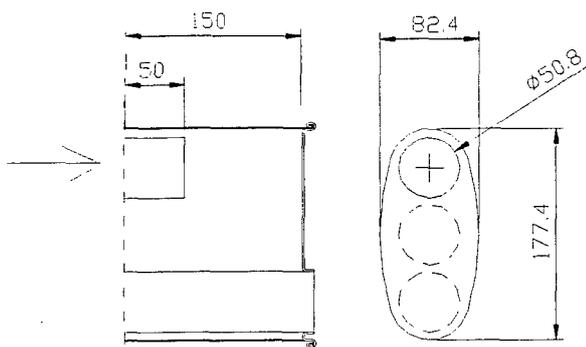


Figura 139 – Elemento Básico da Expansão Reversa

Freqüência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal da Câmara : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

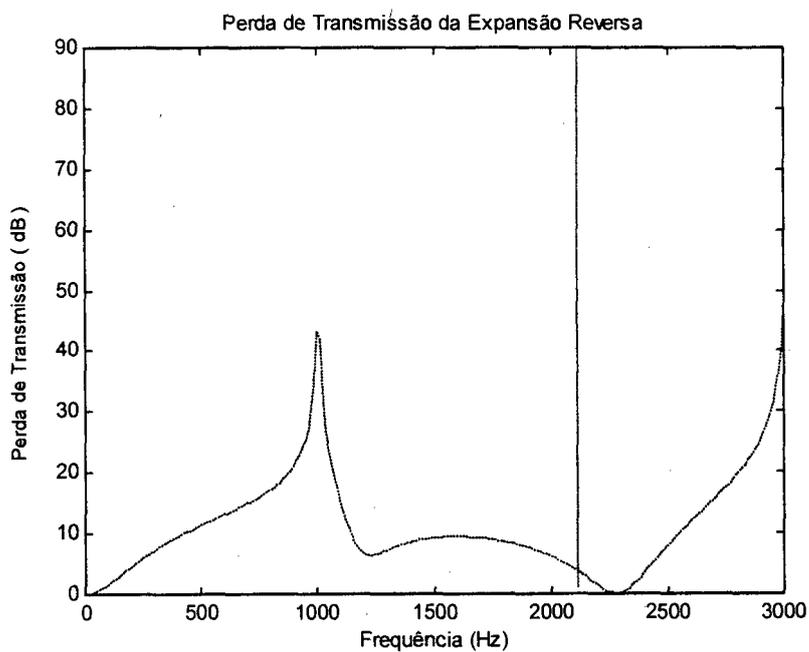


Figura 140 – Perda de Transmissão da Figura 139. Perda de Transmissão Teórico (..... preto) ; Freqüência de corte da Câmara (— vermelho).

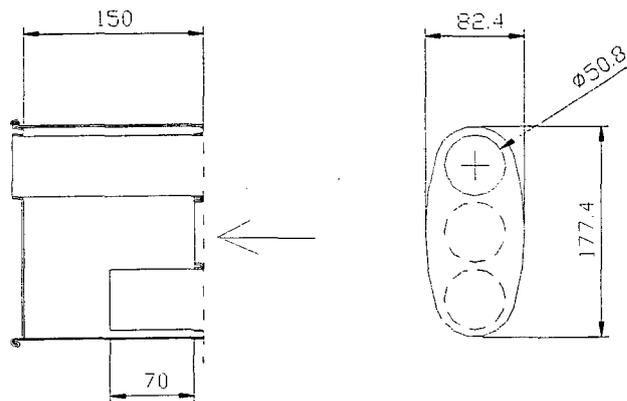


Figura 141 – Elemento Básico da Contração Reversa

Frequência de Corte da Câmara : $f_c = 2110 \text{ Hz}$
 Área da Seção Transversal da Câmara : $A_t = 12123,77 \text{ mm}^2$
 Perímetro : $P = 433,664 \text{ mm}$

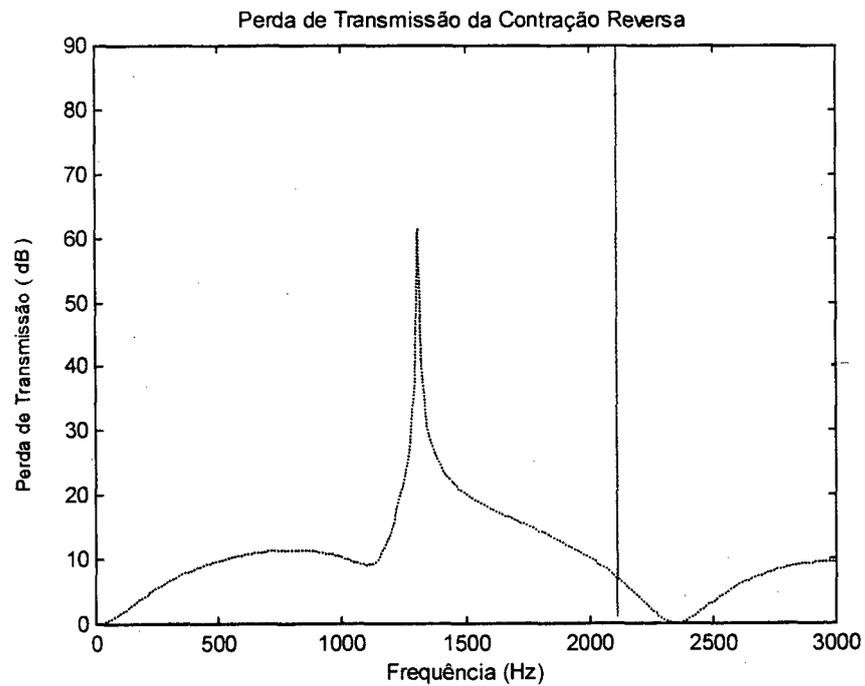


Figura 142 – Perda de Transmissão da Figura 141. Perda de Transmissão Teórico (..... preto) ; Frequência de corte da Câmara (__ vermelho).

Como pode-se observar, na Figura 136, ocorreu inicialmente uma pequena alteração da perda de transmissão do silenciador básico, devido à introdução de um ressonador concêntrico. Esta alteração entretanto não foi significativa, devido à própria TL do ressonador concêntrico, como se pode visualizar na Figura 138. Entretanto, nota-se um deslocamento da primeira curva principal do silenciador básico (250Hz até 1000 Hz), tendendo para a região de atuação do ressonador concêntrico (até 1250 Hz). Por outro lado, nota-se também a formação de uma curva de atenuação de menor intensidade na região em torno de 1500 Hz, o que é observado também na Figura 138 (ressonador concêntrico).

Introduzindo agora dutos estendidos, conforme a Figura 135, os quais estão representados nas Figuras 139 e 141, nota-se uma mudança brusca dos picos principais da perda de transmissão da Figura 136. Estes picos principais (1000 Hz e 1300 Hz), também podem ser observados nas Figuras 140 e 142, dos respectivos elementos de expansão e contração reversa. Da mesma maneira, verifica-se novamente a influência destas modificações na perda de transmissão global de todo o silenciador.

8.5. Balanço Acústico de um Sistema de Exaustão

O objetivo básico de um sistema de exaustão é proporcionar um equilíbrio de atenuação sonora em todo o espectro de frequência de excitação. Este equilíbrio entretanto, não é tão fácil de se conseguir, pois é limitado normalmente pelo espaço físico disponível no veículo. Assim, para veículos leves (automóveis), é normal a utilização de dois silenciadores conjugados, os quais combinados geram uma eficiência de atenuação muito boa.

Durante o desenvolvimento de um silenciador, como pode ser observado no item 8.4, geram-se curvas de perda de transmissão características para cada configuração, as quais acabam possuindo regiões de frequência com baixa atenuação, como pode ser observado na Figura 136.

Logo, é importante utilizar um segundo silenciador ajustado de tal maneira, que se possa atenuar as frequências que não são conseguidas pelo outro silenciador. Este fato pode ser observado na Figura 143, alcançando assim uma considerável eficiência de atenuação em praticamente toda a faixa de frequência de interesse .

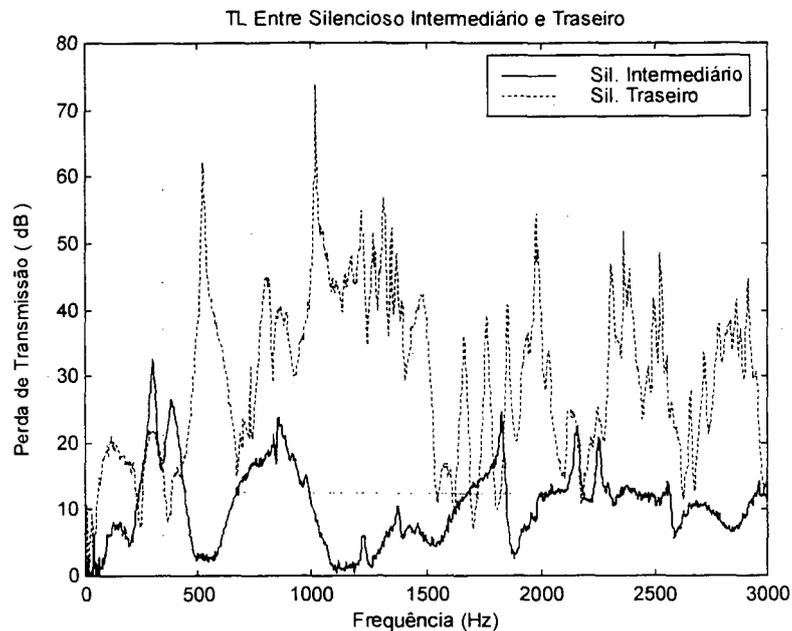


Figura 143 – Perda de Transmissão entre um silenciador intermediário e traseiro. Intermediário (___ preto) ; Traseiro (---- azul); Faixa de validação devido aos erros (... verde).

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados da teoria da matriz de transferência mostraram-se muito bons, comparando os mesmos com os respectivos resultados experimentais. Contudo, algumas divergências foram encontradas na região acima da frequência de corte da câmara do silenciador, o que era de se esperar.

Na simulação de simples câmaras de expansão, comprovou-se que há duas possibilidades plausíveis de simulação, as quais são a utilização de simples dutos estendidos com comprimento tendendo a zero ou as equações desenvolvidas no item 3.5. Porém, os resultados encontrados demonstram que a utilização das equações do item 3.5 tendem à uma curva de perda de transmissão mais aproximada em relação ao respectivo ensaio experimental.

Os resultados das simulações referentes a dutos estendidos também concordaram muito bem, lembrando que, para tanto, foi necessário realizar um ajuste no comprimento do duto estendido e conseqüentemente do duto uniforme posterior, conforme exposto no item 3.4.

O primeiro pico da perda de transmissão de um duto estendido pode ser facilmente calculado pela equação 7.3, direcionando assim o projeto de silenciadores.

Observou-se ainda, que o posicionamento relativo entre dois silenciadores em série, não alteram a perda de transmissão do sistema de exaustão a ser analisado, o que comprova o princípio da reciprocidade.

Já os sistemas reflexivos apresentaram uma pequena divergência entre 1200 Hz e abaixo da Frequência de corte da câmara, mas concordaram muito bem em frequências abaixo de 1200 Hz.

O pico característico dos sistemas reflexivos podem também serem previstos através da equação 7.4.

serem

Na análise feita com os dutos perfurados, constatou-se uma divergência maior nos protótipos contendo uma alta porosidade, indicando que o correto modelamento da impedância acústica do perfurado ditará a convergência entre os resultados teóricos e experimentais.

Divergências maiores ocorreram para a análise de dutos perfurados com três dutos, os quais não concordaram em toda a faixa de frequência de análise. Esta divergência se deu provavelmente devido à erros nas equações apresentadas pelos pesquisadores, as quais se comparadas entre si possuíam diferenças significativas, ocasionando uma séria de dúvidas.

Na análise de sistemas dissipativos, nota-se uma curva de perda de transmissão bastante larga, atingindo quase todo o espectro de frequência. Contudo tem-se uma deficiência grande em baixas frequências, o que pode ser melhorado com o aumento da espessura do material dissipativo. Aumentos da amplitude da curva de perda de transmissão, também podem ser conseguidos através do aumento da área de contato entre o ruído e o material dissipativo.

Já os resultados encontrados na análise de um silenciador mais complexo, convergiram muito bem, indicando a validade do uso das equações teóricas apresentadas .

Generalizando as análises feitas, pode-se concluir que a característica acústica de um silenciador é ditada principalmente pela quantidade e forma das câmaras de expansão envolvidas. Já o aumento da perda de transmissão em determinadas frequências são conseguidas pela correta introdução de dutos estendidos e ou elementos perfurados.

Aliado a este fato, pode-se aumentar significativamente a curva da perda de transmissão aumentando-se simplesmente a área da seção transversal da câmara.

Por outro lado, uma atenuação em baixas frequências pode ser realizado pela introdução de câmaras reflexivas, ou mesmo dutos estendidos de grande comprimento. Já a atenuação de altas frequências é facilmente resolvida, pela introdução de sistemas dissipativos.

Pode-se visualizar também, que a introdução de temperatura no sistema, gera apenas um deslocamento das curvas de perda de transmissão. Já a introdução de

fluxo de gases gera um aumento na amplitude destas curvas. Contudo esta análise se restringiu apenas no âmbito teórico, sendo necessária a comprovação através de experimentos.

A metodologia experimental adotada se mostrou de grande valia, pois além de ser rápida e fácil, possibilita realizar comparações práticas da eficiência de silenciadores mais complexos, difíceis de serem simulados teoricamente. Cabe lembrar que a análise experimental deve ser feita de maneira consciente, verificando-se principalmente a qualidade da função coerência entre os sinais medidos.

Deve-se lembrar sempre que, um bom sistema de exaustão é resultado da combinação de uma alta perda de transmissão nas frequências principais de excitação. Isto se pode conseguir mais facilmente pelo uso de dois ou mais silenciadores combinados. Cada silenciador deverá ser ajustado em frequências específicas, sendo que, o resultado final é a atenuação sonora em toda a banda de frequência de interesse.

Assim, o método da matriz de transferência e a técnica de medição com um microfone através da função de transferência são ferramentas bastante úteis na análise e desenvolvimento de silenciadores veiculares, possibilitando um bom direcionamento de uma solução para os problemas comumente encontrados.

Como trabalhos futuros, sugere-se :

- Desenvolvimento da perda de transmissão teórica de silenciadores com verificação experimental considerando fluxo dos gases;
- Desenvolvimento da perda de transmissão teórica de silenciadores com verificação experimental considerando temperatura;
- Desenvolvimento da perda de transmissão teórica em silenciadores dissipativos;
- Aperfeiçoamento e desenvolvimento de sistemas compostos (reativos e dissipativos) em FEM.

BIBLIOGRAFIA

1. MUNJAL, M. L.. **Acoustics of Ducts and Mufflers** . 1^a Ed. New York : Editora John Wiley & Sons, 1987. 328 p.
2. CROCKER, MALCOLM J.. The Acoustical Design and Testing of Mufflers for Vehicle Exhaust Systems. In : I CONGRESSO BRASIL / ARGENTINA – 15 ENCONTRO DA SOBRAC, 1994, Florianópolis (SC) . **Controle de Ruído e Vibrações, Conservação da Audição, Conforto Ambiental e Veicular**. USA. P. 47-96.
3. SEYBERT, A. F. e ROSS, D. F. . Experimental determination of Acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 61, n. 5, maio de 1977, p. 1362-1370.
4. CHUNG, J. Y. e BLASER, D. A... Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 68, n. 3, Setembro de 1980, p. 907-913.
5. CHUNG, J. Y. e BLASER, D. A... Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 68, n. 3, Setembro de 1980, p. 914-921.
6. BODÉN, HANS e ABOM, MATS. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 79, n. 2, Fevereiro de 1986, p. 541-548.
7. CHU, W. T.. Transfer function technique for impedance and absorption measurements in an impedance tube using a single microphone. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 80, n. 2, Agosto de 1986, p. 555-560.
8. ABOM, MATS e BODÉN, HANS. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 83, n. 6, Junho de 1988, p. 2429-2438.

9. LAI, PETER C. C. . Evaluation of several analytical methods on muffler acoustic modeling. **Noise Control Engennering Journal**, Vol. 46, n. 3, Maio-Junho de 1998, p. 109-119.
10. KATHURIYA, M. L. e MUNJAL, M. L. . A method for the experimental evaluation of the acoustic characteristics of an engine exhaust system in the presence of mean flow. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 60, n. 3, Setembro de 1976, p. 745-751.
11. FUKUDA, MOTOKAZU. A Study on Characteristics of Cavity-Typer Muffler, 1st Report. **Bulletin of JSME**, Vol. 12, n. 50, 1969, p. 333-349.
12. FUKUDA, MOTOKAZU e OKUDA, JOSUKE. A Study on Characteristics of Cavity-Typer Muffler, 2nd Report. **Bulletin of JSME**, Vol. 13, n. 55, 1970, p. 96-104.
13. ALFREDSON, R. J. e DAVIES, P. O. A. L.. Performance of Exhaust Silencer Components. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 15, n. 2, 1971, p. 175-196.
14. MUNJAL, M. L. . Velocity ratio-transfer matrix method for the evaluation of a muffler with mean flow. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 39, n. 1, 1975, p. 105-119.
15. YI, SUNG-II e LEE, BYUNG-HO . Three-dimensioal acoustic analysis of circular expansion chambers with a side inlet and a side outlet. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 79, n. 5, Maio de 1986, p. 1299-1306.
16. YI, SUNG-II e LEE, BYUNG-HO . Three-dimensioal acoustic analysis of circular expansion chambers with side inlet and end outlet. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 81, n. 5, Maio de 1987, p. 1279-1287.
17. MUNJAL, M. L. . Plane Wave Analysis of Side Inlet / Outlet Chamber Mufflers with Mean Flow. **Applied Acoustics**, Vol. 52, n. 2, 1997, p. 165-175, Elsevier Science Ltd.
18. MUNJAL, M. L. . Analysis and design of Mufflers – An Overview of research at the Indian Institute of Science. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 211, n. 3, 1998, p. 425-433.

19. MUNJAL, M. L. e THAWANI, P. T. . Acoustic analysis and design of compliant cable-hose systems. **Noise Control Engennering Journal**, Vol. 45, n. 6, Novembro-Dezembro de 1997, p. 235-242.
20. YOUNG, CHENG-I JAMES, CROCKER, MALCOLM J. . Acoustical analysis, testing, and design of flow-reversing muffler chambers. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 60, n. 5, Novembro de 1976, p. 1111-1118.
21. PANICKER, V. B. e MUNAL, M. L. . Aeroacoustic analysis with flow reversals. **Journal of Indian Institute of Science**, Vol. 63, n. A, Janeiro de 1981, p. 21-38.
22. SULLIVAN, JOSEPH W. e CROCKER, MALCOLM J. . Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 64, n. 1, Julho de 1978, p. 207-215.
23. SULLIVAN, JOSEPH W. A method for modeling perforated tube muffler components. I. Theory. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 66, n. 3, Setembro de 1979, p. 772-778.
24. SULLIVAN, JOSEPH W. A method for modeling perforated tube muffler components. II. Applications. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 66, n. 3, Setembro de 1979, p. 779-788.
25. JAYARAMAN, KRISHNAMURTHY e YAM, KIT. Decoupling approach to modeling perforated tube muffler components. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 69, n. 2, Fevereiro de 1981, p. 390-396.
26. THAWANI, PRAKASH T. e JAYARAMAN, KRISHNAMURTHY. Modeling and applications of straight-through resonators. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 73, n. 4, Abril de 1982, p. 1387-1389.
27. RAO, K. NARAYANA e MUNJAL, M. L.. Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 108, n. 2, 1986, p. 283-295.
28. MUNJAL, M. L., RAO e SAHASRABUDHE, A. D. Aeroacoustic analysis of perforated muffler components. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 114, n. 2, 1987, p. 173-188.

29. PEAT, K. S. . A numerical decoupling analysis of perforated pipe silencer elements. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 123, n. 2, 1988, p. 199-212.
30. MUNJAL, M. L., KRISHNAN S. e REDDY, M. M. . Flow-acoustic performance of perforated element mufflers with application to design. **Noise control Enginnering Journal**, Vol. 40, n. 1, 1993, p. 159-167.
31. MUNJAL, M. L.. Analysis of an extended-tube three-pass perforated element muffler by means of transfer matrices. **Fifth International Congress on Sound and Vibration**. Dezembro de 1997, Adelaide, South Australia, p. 1707-1714.
32. MUNJAL, M. L. , BEHERA, B. K. e THAWANI, P. T. . An Analytical Model of the Reverse Flow, Open End, Extended Perforated Element Muffler. **International Journal of Acoustics and Vibration**, Vol. 2, n. 2, 1997, p. 59-62.
33. MUNJAL, M. L. . Analysis of a Flush-tube Three-pass Perforated Element Muffler by Means of Transfer Matrices. **International Journal of Acoustics and Vibration**, Vol. 2, n. 2, 1997, p. 63-68.
34. MUNJAL, M. L., BEHERA, B. K. e THAWANI, P. T. . Transfer Matrix Model for the Reverse-flow, Three-duct, Open End Perforated Element Muffler. **Applied Acoustics**, Vol. 54, n. 3, 1998, p. 229-237, Elsevier Science Ltd.
35. THAWANI, PRAKASH T. e NOREEN, ROBERT A. . Computer-aided Analysis of exhaust Mufflers. **The American Society of Mechanical Engineers**, 345 E. 47 St., New Yourk, N.Y. p. 1-7.
36. PIERCE, ALLAN D. . **Acoustics - An Introduction to its Physical Principles and Applications**, McGraw-Hill Séries in Mechanical Engineering, p. 337-357.
37. MUNJAL, M. L. e SHIRAHATTI, U. S. . Analysis of Lined Ducts With Mean Flow, With Application to Dissipative Mufflers. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, Vol. 109, Outubro de 1987, p. 366-371.
38. MUNJAL, M. L.. Acoustic Analysis and Parametric Studies of Lagged Pipes. **Noise control Enginnering Journal**, Vol. 45, n. 3, 1997, p. 113-118.
39. EASWARAN, V. e MUNJAL, M. L.. Transfer Matrix Modeling of Hyperbolic and Parabolic ducts with Incompressible Mean Flow. **Journal of the Acoustic Society of America**, Vol. 90, n. 4, Outubro de 1991, p. 2163-2172.

40. ERHARD, CRHISTOPHER A.. Flowdynamical and Acoustical Optimization of Mufflers to Reduce High Frequent Flow Noise at the End Pipe Outlet In : INTER-NOISE, 1995, Newport Beach, CA, USA . **Inter-noise 95**. USA. P. 297-300.
41. RIEMENS, SIEGFRIED e WIJNIA, YPE K.. The Attenuation of a Flexible tube Silencer Depends Strongly on the Material of The Shell. In : INTER-NOISE, 1995, Newport Beach, CA, USA . **Inter-noise 95**. USA. P. 417-420.
42. CLARK, RAYMOND C.. Gas Turbine Engine Noise Control Using Fiber Metal Lined Ducts. In : NOISE-CON 96, Outubro de 1996, Seattle, Washington . **Noise-Con 96**. Seattle, Washington. P. 121-126.
43. COLLINGS, D. A. . Theory and Practice in Duct Silencer Design In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 887-890.
44. SUI, G. S. e ZHOU, Z. J. . A New Type of Duct Resistant Silencers In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 891-894.
45. SANO, H., SUZUKI, S. , YABE, Y.e NUMATA, H. . A Study on Resonator Type Muffler. In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 895-898.
46. BIHHADI, A. e GERVAIS, Y. . Acoustic Performances Calculation of Dissipative Muffler With Non-Isothermal Shear Flow Using The Wave Envelope Method. In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 899-902.
47. CUMMINGS, A. e KIRBY, R. . Wall Porosity Effects on Wave Propagation in Catalytic Converter Elements. In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 903-906.
48. PEREIRA, M. L. e GERGES, S. N. Y. . Experimental e Numerical Analysis of Dissipative Silencers In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 911-914.
49. KIMURA, M. R. M. , WALBER, C. e GERGES, S. N. Y. . Acoustical Modelling and experimental Measurement of concentric Resonator Reactive Muffler In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 915-918.

50. NISHIMURA, T. , IKEDA, T., USAGAWA, T. e EBATA, M.. Derivation fo Four-Pole Parameters for Including Higher-order Mode Effects on Elliptical Expansion Chamber With Mean Flow In : INTER-NOISE, 1999, Liverpool . **Inter-noise 96**. Liverpool. P. 515-518.
51. GERGES, SAMIR N. Y. . **Ruído : Fundamentos e Controle** . 1ª Edição, Universidade Federal de Santa Catarina, 1992. 600 p.
52. COELHO, J. L. BENTO. Silenciadores – Dos Princípios à Prática. In : **I CONGRESSO BRASIL / ARGENTINA – 15 ENCONTRO DA SOBRAC**, 1994, Florianópolis (SC) . Controle de Ruído e Vibrações, Conservação da Audição, Conforto Ambiental e Veicular. USA. P. 97-112.
53. ZOCCHIO, CLÓVIS DONIZETI e LÉPORE JR., JOSÉ EDUARDO. Aspectos práticos do desenvolvimento de um sistema de exaustão para veículos. In : **I CONGRESSO BRASIL / ARGENTINA – 15 ENCONTRO DA SOBRAC**, 1994, Florianópolis (SC) . Controle de Ruído e Vibrações, Conservação da Audição, Conforto Ambiental e Veicular. USA. P. 260-263.
54. KIMURA, MÁRCIO R., WALBER, CRISTIANO e GERGES, SAMIR N.Y.. Medição dde atenuação de ruído de escapamento veicular com único microfone e analisador FFT. In : **I CONGRESSO BRASIL / ARGENTINA – 15 ENCONTRO DA SOBRAC**, 1994, Florianópolis (SC) . Controle de Ruído e Vibrações, Conservação da Audição, Conforto Ambiental e Veicular. USA. P. 97-112.
55. THIEME, FÁBIO A. , GERGES, SAMIR N. Y. e SALES, JESIEL DE ANDRADE. Método da Matriz de Transferência e Ensaios Experimentais para Silenciosos Veiculares. In : **V SIBRAV**, 1999, São Paulo, SP . Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular. P. 103-108.
56. KIMURA, MÁRCIO ROGÉRIO MAEBARA. **Medição e Simulação Acústica de Silenciadores Veiculares**. Florianópolis : Universidade Federal de Santa Catarina, 1995. Dissertação de Mestrado. – Universidade Federal de Santa Catarina, 1995.
57. MATLAB – USER'S GUIDE. Versão 4, Editora Prentice-Hall, New Jersey, 1995. 833 p.

58. Contato mantido com M. L. Munjal do Departamento de Engenharia Mecânica. Instituto de Ciência da Índia.
59. Contato mantido com Tsuyoshi Nishimura do Kumamoto Inst. Of Tech, Japan.
60. COELHO, JOSÉ LUIZ BENTO COELHO. **Acoustic Characteristics of Perforate Liners in Expansion Chambers**. University of Southampton, July 1983. Dissertação de Doutorado – Faculty of Engineering and Applied Science Institute of Sound and Vibration Research, 1983.
61. NBR 9714. **Ruído Emitido na Condição Parado** – Método de Ensaio. ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, Janeiro de 1987.
62. WU, TANG. Control of Diesel Engine Exhaust Noise. : **SAE-Society of Automotive Engineers**. Combined National Farm, Construction & Industrial Machinery and Powerplant Meetings Milwaukee. Two Pennsylvania Plaza, New York, September 14-17,1970.
63. KIM, Juan-Tai, IH, Jeon-Guon. Transfer Matrix of Curved Duct Bends and Sound Attenuacion in Curved Expansion Chambers : **Applied acoustics**, p. 297 – 309, 1999, Elsevier Science Ltd..

DICAS PARA A ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DE SILENCIADORES

Dutos Estendidos na Entrada e Saída e dutos Reflexivos

$$\begin{bmatrix} p_{c,3} \\ v_{c,3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix}$$

Onde :

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -M_3 Y_3 \\ -M_3/Y_3 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_1 Y_1 \\ M_1/Y_1 & 1 \end{bmatrix}$$

sendo :

$$A_{11} = 1 - \frac{K.M_1^2}{1 - M_1^2} \quad ; \quad A_{12} = \frac{K.M_1.Y_1}{1 - M_1^2}$$

$$A_{21} = \frac{-S_3.A_{11} - C_1.S_1 \left(1 - \frac{(\gamma - 1).M_1^4}{1 - M_1^2} \right) + \frac{C_2.S_2.Z_2(\gamma - 1).K.M_1^3}{(1 - M_1^2).Y_1}}{C_2.S_2.Z_2 + S_3.M_3.Y_3}$$

$$A_{22} = \frac{-S_3.A_{12} - C_1.S_1.M_1.Y_1 \left(1 - \frac{(\gamma - 1).M_1^2}{1 - M_1^2} \right) + C_2.S_2.Z_2 \cdot \left(1 - \frac{(\gamma - 1).K.M_1^2}{1 - M_1^2} \right)}{C_2.S_2.Z_2 + S_3.M_3.Y_3}$$

$$Z_2 = -i.Y_2 \cot(k.L)$$

Fatores que influenciam a TL	Observações
Áreas das seções Transversais : S_2 e S_3	Atuam na amplitude da Perda de Transmissão
Comprimento corrigido do Ressonador : L	Atuam no posicionamento dos picos de Perda de Transmissão característicos, sendo que o primeiro pico é controlado pelas equações 7.3 e 7.4, dependendo do tipo do silenciador

Expansão e Contração Súbitas

$$\begin{bmatrix} P_{c,2} \\ V_{c,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & i.\omega.L \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c,1} \\ V_{c,1} \end{bmatrix}$$

Onde :

$L = l_{ec} / (\pi.r^2)$ dado em metros;

$l_{ec} = (8.r / 3.\pi).H(\alpha)$;

$H(\alpha) = 1 - \alpha$;

$\alpha =$ raio do tubo menor / raio do tubo maior (Câmara do Silenciador);

$r =$ raio do tubo menor (m);

Fator que influencia a TL	Observações
Relação entre áreas do tubo de entrada ou saída e da câmara do silenciador : α	Quanto mais próximo de sua unidade (=1) , menor será a amplitude da perda de Transmissão

Dutos Uniformes

$$e^{-i.M.k.c.l} \begin{bmatrix} \cos (k_c.l) & i.Y_o.sen (k_c.l) \\ (i / Y_o).sen (k_c.l) & \cos (k_c.l) \end{bmatrix}$$

Fator que influencia a TL	Observações
Comprimento do Duto : L	Controlam a quantidade / posicionamento das curvas da Perda de Transmissão conforme as equações 7.1 e 7.2

Elementos Perfurados

$$\begin{bmatrix} 1 & M_1.Y_1 \\ M_1/Y_1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_a & Y_2.T_b \\ T_c/Y_1 & Y_2.T_d/Y_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_2.Y_2 \\ M_2/Y_2 & 1 \end{bmatrix}^{-1}$$

Onde :

T_a , T_b , T_c e T_d são valores características de cada tipo de sistema perfurado.

Fator que influencia a TL	Observações
Porosidade do duto perfurado : σ	Quanto mais poroso o duto, tem-se uma Perda de Transmissão mais próxima de uma câmara de expansão simples. Quanto menos poroso o duto, menor a TL para altas freqüências.