

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Otavio Santini Junior

**APLICAÇÃO DE MÉTODOS PASSIVOS DE CONTROLE
DO RUÍDO GERADO POR CORPOS RÍGIDOS
OSCILANTES**

Florianópolis

2011

Otavio Santini Junior

**APLICAÇÃO DE MÉTODOS PASSIVOS DE CONTROLE
DO RUÍDO GERADO POR CORPOS RÍGIDOS
OSCILANTES**

Dissertação submetida ao Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
para a obtenção do Grau de Mestrado
em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, P.hD.

Florianópolis

2011

Otavio Santini Junior

**APLICAÇÃO DE MÉTODOS PASSIVOS DE CONTROLE
DO RUÍDO GERADO POR CORPOS RÍGIDOS
OSCILANTES**

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestrado em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 01 de agosto 2011.

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Arcanjo Lenzi, P.hD.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.
Presidente

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

Prof. Julio A. Cordioli, Dr. Eng.

Ao meu pai, que está no céu. E à minha
mãe que me amou, e abdicou da sua vida
para construir a minha.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por dar-me a vida e por confiar em mim para ser Seu servo, e pelo Seu amor incondicional demonstrado sempre durante todas as fases da minha existência. À minha esposa Keli, pela sua grande demonstração de amor ao suportar esta nossa empreitada. À minha filha Amanda e meu filho Samuel por sua compreensão, durante minhas ausências tanto físicas quanto mentais, por muitas vezes ocorridas durante esta etapa da minha vida. À minha mãe por tudo que me ensinou e pela minha formação sem a qual eu não estaria onde hoje estou. Ao Prof. Ph.D. Arcanjo Lenzi pelo acolhimento, pela orientação, pelo apoio e por sábias palavras de incentivo sem as quais eu não teria conseguido. Aos amigos Fernando, Luciano e Viviane pelo apoio e incentivo, prestados nos momentos de dificuldades e sem os quais eu já teria desistido. Aos amigos Edson Miguel, Claudio Pellegrini e Alisson Roman por sempre acreditar, incentivar e principalmente auxiliar com idéias e discussões técnicas importantíssimas para o desenvolvimento deste trabalho. Ao Me. Eng. Edmar Baars pela motivação para o desenvolvimento deste trabalho. Aos colegas do Laboratório de Acústica e Vibrações da Embraco, por todo o suporte direta ou indiretamente fornecido durante os testes experimentais. À Embraco, pelo apoio financeiro, logístico, técnico e a credibilidade a mim devotada durante o tempo dedicado ao mestrado. À Universidade Federal de Santa Catarina, e ao Posmec pela acolhida. À empresa de software de simulações numéricas Comsol, na pessoa do Sr. Mats Gustafsson, pelo apoio ao ceder licença de uso para os cálculos com a técnica FEM acústico. E novamente a Deus pois sem Ele nada disto seria possível.

Os caminhos que conduzem o homem ao saber são tão maravilhosos quanto o próprio saber.

Johannes Kepler

RESUMO

Máquinas oscilantes são encontradas em diversas aplicações na engenharia, tais como motores de combustão interna, compressores, motores, moto vibradores, e diversos outros equipamentos. Muitas destas máquinas, ao realizar a função a que se destinam, acabam por irradiar altos níveis de potência sonora. Em aplicações como compressores para refrigeração este ruído irradiado é muito prejudicial ao consumidor final. Isso motiva as indústrias a buscarem o desenvolvimento de produtos cada vez mais com um maior conforto acústico. Neste trabalho é mostrado um estudo realizado em um compressor para refrigeração que tem um padrão de radiação tonal bem característico e similar a um dipolo. O objetivo do trabalho foi analisar a aplicação de três conceitos de atenuação de ruído bem conhecidos na área de acústica e vibrações. O primeiro envolve o uso de um absorvedor dinâmico de vibrações, com o intuito de reduzir a vibração do compressor e com isso reduzir o ruído radiado. Outras técnicas também avaliadas baseiam-se na redução da eficiência de radiação das paredes radiadoras através da adição de absorvedores acústicos como um painel de membrana e ressonadores de Helmholtz. Para isso, inicialmente foi feito um trabalho de caracterização do padrão de radiação utilizando a técnica experimental de holografia acústica, teorias de monopolos e dipolos, e as técnicas de elementos de contorno e elementos finitos acústicos. Estas duas últimas foram então utilizadas para avaliar e projetar as soluções propostas, que foram então prototipadas e avaliadas experimentalmente para confirmar os efeitos previstos numericamente.

Palavras-chave: Padrão de Radiação. Monopolo Acústico. Dipolo Acústico. ADV. Painel de Membrana. Ressonador de Helmholtz

ABSTRACT

Oscillating machines are found in a several engineering applications, such as internal combustion engines, compressors, motor generators, motor vibrators, and other equipment. Many of these machines, to perform its intended function, eventually radiate high levels of sound power. In applications such as refrigeration, compressors that radiated noise is very noisy to the final consumer. This motivates the industry to develop products with an improved acoustic comfort. In this work a study is carried on in a refrigeration compressor which has a radiation pattern and tonal characteristic similar to a dipole. The objective of this study was to analyze the application of three concepts for noise reduction well known in the area of acoustics and vibrations. The first concept was a dynamic vibration absorber, in order to reduce the vibration of the compressor and thereby reduce the radiated noise. Other techniques also evaluated rely on the reduction of radiation efficiency of the radiator walls by adding acoustic absorber panel as a membrane and Helmholtz resonators. For this purpose it was originally done a characterization of the radiation pattern using the experimental technique of acoustic holography, theories of monopoles and dipoles, and the techniques of boundary elements and finite element acoustic simulations. The latter two were then used to evaluate and design these solutions, which were then prototyped and evaluated experimentally to confirm the purposes set out numerically.

Keywords: Radiation Pattern. Acoustic Monopole. Acoustic dipole. DVA. Absorber Panels. Helmholtz Resonator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Geometria do compressor idealizado.....	30
Figura 2	Esquema de funcionamento do sistema primário.....	30
Figura 3	Curva de igual sonoridade.....	33
Figura 4	Princípio de funcionamento da holografia acústica.....	37
Figura 5	Frequência de análise holografia acústica.....	39
Figura 6	Resolução espacial da técnica de holografia acústica....	39
Figura 7	Sistema para medição de holografia.....	40
Figura 8	Holografia Acústica.....	41
Figura 9	Esfera pulsante.....	42
Figura 10	Localização da fonte e do observador.....	43
Figura 11	Localização do dipolo e do observador.....	44
Figura 12	Comparação entre monopolo e o sistema primário.....	46
Figura 13	Padrão de radiação pela teoria de monopolo.....	47
Figura 14	Padrão de radiação dipolo.....	48
Figura 15	Eficiência de radiação monopolo e dipolo.....	49
Figura 16	Princípio de funcionamento da PML.....	54
Figura 17	Esquema mostrando as variáveis do método BEM direto.	55
Figura 18	Modelo FEM estrutural.....	58
Figura 19	Modelo BEM.....	59
Figura 20	Padrão de radiação BEM.....	59
Figura 21	Malha utilizada no método FEM.....	60
Figura 22	Padrão de radiação FEM.....	61
Figura 23	Padrão de radiação FEM isosuperfície.....	62
Figura 24	Potência em função da frequência.....	63
Figura 25	Eficiência de radiação.....	64
Figura 26	Dois tipos de aplicação de ADVs.....	67
Figura 27	Resposta em frequência de um ADV típico.....	70
Figura 28	Suspensão Sistema Primário.....	71
Figura 29	Mobilidade Sistema Primário.....	72
Figura 30	Sistema Primário com um ADV.....	73
Figura 31	Mobilidade Sistema Primário com ADV.....	74
Figura 32	Atenuação ADV em função da massa do ADV.....	75

Figura 33	Malha BEM para o sistema primário com um ADV	76
Figura 34	Mobilidade e eficiência de radiação do sistema primário com ADV	77
Figura 35	Resposta forçada do sistema primário com um ADV . . .	78
Figura 36	Mobilidade do sistema primário com um ADV com sintonia corrigida	79
Figura 37	Eficiência de radiação e resposta forçada do sistema primário com ADV com sintonia corrigida	80
Figura 38	Sistema Primário com dois ADVs	81
Figura 39	Eficiência de radiação e mobilidade do sistema primário com dois ADVs	82
Figura 40	Fase entre sistema primário e ADV	83
Figura 41	Resposta forçada sistema com dois ADVs	84
Figura 42	Resposta sistema com dois ADVs somente estrutural . . .	85
Figura 43	Aparato para teste experimental com dois ADVs	86
Figura 44	Sintonia experimental do sistema primário com dois ADVs	87
Figura 45	Painel de membrana	89
Figura 46	Sistema Primário com painel de membrana	91
Figura 47	Malha sistema com painel de membrana	92
Figura 48	SWL Sistema Primário com painel de membrana	93
Figura 49	Coeficiente de Absorção do painel de membrana	94
Figura 50	Mobilidade do painel de membrana	95
Figura 51	Modos de vibração do sistema primário com painel de membrana	96
Figura 52	Resposta forçada do sistema primário com painel de membrana	96
Figura 53	Resposta forçada do sistema primário com painel de membrana em função da frequência	97
Figura 54	Painel de membrana experimental	98
Figura 55	Sintonia experimental painel de membrana	99
Figura 56	SWL painel de membrana experimental	100
Figura 57	Ressonador de Helmholtz	101
Figura 58	Impedância Ressonador de Helmholtz	103
Figura 59	Coeficiente de Absorção Ressonador de Helmholtz	104
Figura 60	Geometria do Ressonador de Helmholtz	105

Figura 61	Malha do Ressonador de Helmholtz.....	106
Figura 62	SWL e eficiência de radiação ressonador Helmholtz....	106
Figura 63	Fase do ressonador Helmholtz	107
Figura 64	Campo de pressão do ressonador Helmholtz.....	108
Figura 65	Campo de pressão do ressonador Helmholtz.....	108
Figura 66	Campo de pressão do ressonador Helmholtz.....	109
Figura 67	Montagem experimental ressonador de Helmholtz.....	110
Figura 68	Sintonia experimental ressonador de Helmholtz.....	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Comparação monopolo e dipolo.....	49
Tabela 2	Coefficiente de condução BEM em diferentes posições... 56	
Tabela 3	Condições de contorno método BEM.....	57
Tabela 4	Resumo resultados de ruído	62
Tabela 5	Dados do Sistema Primário.....	71
Tabela 6	Modos de vibração ADV	75
Tabela 7	Resumo resultados ADV	88
Tabela 8	Resumo resultados	113

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

STSF	<i>Spatial Transformation of Sound Fields</i>	36
NAH	<i>Nearfield acoustic holography</i>	36
IEPE	<i>Integrated Electronics Piezo Electric</i>	41
TED	<i>Transducer Electronic Data sheet</i>	41
SONAH	<i>Statistical Optimun Near-field Acoustic Holography</i>	41
NRBC	<i>Non reflective boundary condition</i>	53
PML	<i>Perfectly matched layer</i>	53
ADV	Absorvedor dinâmico de vibrações	67

LISTA DE SÍMBOLOS

f_T	Frequência de operação do sistema primário.....	34
\dot{y}_T	Velocidade de vibração de referência do sistema primário... ..	34
SWL_T	Potência sonora de referência do sistema primário.....	34
m_T	Massa do sistema primário.....	34
SPL_T	Pressão sonora de referência do sistema primário.....	34
L_W	Nível de potência sonora	36
L_{W_r}	Nível de potência sonora de referência	36
L_p	Nível de pressão sonora.....	36
L_{pr}	Nível de pressão sonora de referência	36
L_{pi}	Nível de pressão sonora na posição i	36
N_M	Número de posições para medição de $\overline{L_P}$	36
ψ	Campo acústico de pressão	37
∇^2	Operador Laplaceano.....	37
c_0	Velocidade do som no ambiente.....	37
t	Tempo.....	37
k	Número de onda.....	37
ρ_0	Densidade do fluido ambiente.....	38
\mathbf{V}	Campo de velocidade de partículas	38
δl_a	Distância entre microfones da matriz de microfones.....	38
λ_{min}	Comprimento de onda mínimo a ser calculado na holografia	38
l_a	Largura da matriz de microfones	38
λ_{min}	Comprimento de onda máximo a ser calculado na holografia	38
a	Raio da esfera.....	42
v_s	Velocidade normal na superfície.....	42
ω	Frequência angular.....	42
ϕ	Potencial de velocidade.....	43
Q	Amplitude de força da fonte.....	43
\mathbf{x}	Vetor da origem até o ponto de coordenadas x, y, z	43
S_e	Área superficial da esfera.....	43
p	Pressão acústica.....	43
W	Potência acústica radiada.....	44
I	Intensidade acústica.....	44

$\mathbf{x}_1', \mathbf{x}_2'$	Posição das fontes pontuais.	45
\mathbf{d}	Distância entre as fontes do dipolo.	45
r	Distância radial em coordenadas esféricas ou cilíndricas.	45
$s(\mathbf{x}, t)$	Fontes sonoras.	51
\mathbf{K}	Matriz de rigidez.	52
\mathbf{C}	Matriz de amortecimento.	52
\mathbf{M}	Matriz de massa.	52
\mathbf{f}_{st}	Vetor de forças estruturais.	52
\mathbf{f}_s	Vetor de forças acústicas.	52
$\hat{\mathbf{n}}$	Vetor normal ao contorno.	53
A	Admitância.	53
x_s	Deslocamento normal na superfície.	53
P	Ponto de campo BEM.	55
$C(P)$	Coefficiente de condução BEM.	55
S	Superfície de contorno do domínio acústico	55
δdp	Condição de contorno salto de velocidade BEM	56
δp	Condição de contorno salto de pressão BEM	56
E	Módulo de elasticidade.	58
ν	Coefficiente de <i>Poisson</i>	58
y_a	Deslocamento da massa do ADV	67
y_p	Deslocamento da massa do sistema primário	67
k_a	Rigidez da mola do ADV	67
k_p	rigidez da suspensão do sistema primário	67
m_a	Massa do ADV	67
m_p	Massa do sistema primário	67
$f_{ext}(t)$	Força de excitação em função do tempo.	67
f_a	Força transmitida para o suporte	67
$u(t)$	Deslocamento de excitação em função do tempo	67
$\{y\}$	Vetor de deslocamentos.	68
$\{f_{ext}\}$	Vetor de forças	68
ω_p	Frequência angular natural do sistema primário	69
ζ	Razão do amortecimento crítico	71
b	Comprimento do ADV.	78
J	Momento de inércia de rotação.	78

m''	Densidade de massa superficial da membrana	90
ρ_m	Densidade de massa volumétrica da membrana	90
t	Espessura da membrana	90
D	Profundidade da cavidade do painel de membrana	90
A	Área do orifício do ressonador de Helmholtz	101
l	Comprimento do pescoço do ressonador de Helmholtz	101
l'	Comprimento efetivo do pescoço do ressonador de Helmholtz	101
V	Volume do ressonador de Helmholtz	101
Δl	Correção do comprimento do pescoço do ressonador de Helmholtz	102

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	29
1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	30
2 RADIAÇÃO SONORA	35
2.1 MÉTODO EXPERIMENTAL	35
2.1.1 Medição de Potência Sonora	35
2.1.2 Holografia Acústica	36
2.1.3 Determinação Experimental do Ruído Radiado	40
2.2 FONTES SONORAS	42
2.2.1 Monopolo Acústico	42
2.2.2 Dipolo Acústico	44
2.2.3 Determinação do Ruído Radiado pela Teoria de Monopolo	45
2.2.4 Determinação do Ruído Radiado pela Teoria de Dipolo	47
2.2.5 Comparação dos Métodos Analíticos	49
2.3 MÉTODOS COMPUTACIONAIS PARA SIMULAÇÃO DE RADIAÇÃO DE RUÍDO	50
2.3.1 Método de Elementos Finitos Acústicos - FEM	51
2.3.1.1 Tipos de Análises com FEM	52
2.3.1.2 Condições de Contorno	53
2.3.2 Método de Elementos de Contorno - BEM	55
2.3.3 Determinação do Ruído Radiado pelo BEM	57
2.3.4 Determinação do Ruído Radiado pelo FEM	60
2.4 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	62
3 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES	67
3.1 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO	67
3.2 SISTEMA PRIMÁRIO	70
3.3 SISTEMA PRIMÁRIO COM UM ADV	72
3.3.1 Sintonia	72
3.3.2 Simulação Numérica com ADV	76
3.4 SISTEMA PRIMÁRIO COM DOIS ADVS	81
3.4.1 Sintonia	81
3.4.2 Testes Experimentais	86
4 PAINEL DE MEMBRANA	89
4.1 PAINEL DE MEMBRANA	89
4.2 MODELO	91
4.3 SINTONIA	92

4.4	MECANISMO DE RADIAÇÃO SONORA	94
4.5	TESTES EXPERIMENTAIS	98
5	RESSONADORES DE HELMHOLTZ	101
5.1	RESSONADOR DE HELMHOLTZ	101
5.2	SINTONIA DO RESSONADOR	103
5.3	RESULTADO NUMÉRICO	105
5.4	RESULTADO EXPERIMENTAL	110
6	CONCLUSÕES	113
	REFERÊNCIAS	117

1 INTRODUÇÃO

Os sons, de uma forma geral, podem ser desejados, indesejados ou indiferentes para o ouvinte. Muitos deles podem ou não causar algum tipo de dano ou incômodo àqueles que estão expostos a esses sons, (FAHY; GARDONIO, 1987). Estes sons desagradáveis ou indesejáveis são chamados de ruído. Estes ruídos podem afetar o ser humano de várias formas, desde problemas fisiológicos como perda de audição até mesmo distúrbios psicológicos como estresse e dificuldades em dormir.

Todos estes problemas incentivam o consumidor final a buscar produtos acusticamente saudáveis. Esta exigência impulsiona a indústria a produzir equipamentos, máquinas, eletrodomésticos, equipamentos eletrônicos, enfim, todos os produtos que são utilizados no dia-a-dia do ser humano moderno, cada vez mais silenciosos. Esta necessidade impulsiona o desenvolvimento tecnológico das empresas que cada vez mais investem em pesquisa e desenvolvimento na área de acústica e vibrações.

Além disso, a quantidade de consumidores tem aumentado gradativamente. Isto representa o aumento da densidade populacional, levando as pessoas a viverem em espaços cada vez menores. Assim, outro desafio tecnológico se apresenta: a miniaturização de máquinas e equipamentos. Desde computadores e outros produtos eletrônicos, até refrigeradores e condicionadores de ar.

Esta miniaturização traz um desafio muito grande. Por exemplo, para empresas que produzem equipamentos tais como compressores e bombas de calor, que precisam manter um fluxo de massa específico com volumes deslocados menores que os usuais. Este fato implica diretamente no aumento da frequência de funcionamento para manter a mesma capacidade de operação.

O aumento da frequência de funcionamento destas máquinas tem uma implicação direta na qualidade sonora da mesma, devido principalmente à maior sensibilidade a ruídos que o ouvido humano tem em frequências mais altas. Por exemplo, a sensibilidade humana na frequência de 60Hz é cerca de 26dB menor que em 1kHz , de acordo com a curva de ponderação A (GERGES, 1992).

Este trabalho vem ao encontro desta explosão tecnológica e apresenta a análise de três propostas para a atenuação de ruído tonal gerado por máquinas que radiam ruído devido a uma excessiva vibração forçada, ou seja, fora de uma região de ressonância de possíveis componentes, carcaças ou sistemas de fixação.

O estudo foi realizado em uma máquina oscilante idealizada como um cilindro com diâmetro de 70mm , comprimento 146mm e massa $m_p = 1\text{kg}$, suspenso através de uma suspensão macia confeccionada em manta de borracha nitrílica com espessura de 4mm , conforme esquematizado na Figura 1.

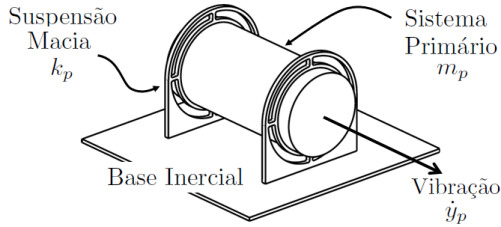


Figura 1 – Geometria do compressor idealizado.

Esta máquina oscilante é chamada de **sistema primário**, e representa uma máquina qualquer que gera um nível elevado de vibração, aqui denominado de vibração de trabalho, a qual é caracterizada pelo perfil de velocidades e representada por \dot{y}_T .

1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O sistema primário utilizado na realização deste trabalho representa um compressor hermético para refrigeração doméstica. É um compressor recíproco de deslocamento positivo, onde o processo de sucção e compressão do gás é realizada por meio de um pistão e um conjunto de válvulas de sucção e descarga.

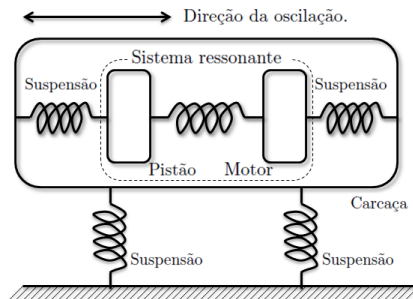


Figura 2 – Esquema de funcionamento do sistema primário.

Este compressor em especial utiliza um mecanismo ressonante para impor o movimento ao pistão necessário para realizar o ciclo de compressão do mesmo. Este mecanismo é mostrado de forma simplificada na Figura 2. O sistema ressonante é formado pela massa do pistão, uma mola e a massa do motor. Este sistema está em contato com a carcaça através de um sistema de molas que formam uma suspensão interna. A carcaça, por sua vez também, utiliza um sistema de suspensão para sua fixação nos sistemas de refrigeração.

A força é adicionada ao sistema ressonante pelo motor, exatamente na frequência natural cujo o modo de vibração apresenta o movimento das massas com fase oposta. Sobre o pistão estão basicamente agindo as forças do processo de compressão. Assim, devido às forças de reação do motor, do processo de compressão e do sistema de suspensão, existe uma força resultante na carcaça diferente de zero. Muitas vezes esta força é o alta suficiente para proporcionar altos níveis de vibração na carcaça, dependendo da condição de operação do compressor.

Esta vibração resultante na carcaça se dá exatamente na frequência de funcionamento do sistema, que é a frequência de ressonância do mecanismo ressonante. Assim, a vibração resultante nesta carcaça também será elevada nesta frequência de forma que o ruído radiado pela carcaça em movimento será na mesma frequência de ressonância do sistema ressonante, dando ao sistema uma característica de radiação tonal, ou seja, com uma grande energia de vibração concentrada em uma única frequência. Uma forma mais elegante de resolver este problema é projetar este mecanismo interno de modo que a força resultante na carcaça seja nula. Porém esta solução não é trivial, e não será tratada neste trabalho.

Além da radiação direta da carcaça do compressor, uma parte desta energia vibratória é transferida para o sistema de refrigeração no qual o compressor está inserido, através da suspensão e da tubulação. Esta transmissão pode excitar outros componentes do sistema de refrigeração. Como, por exemplo, trocadores de calor e paredes do sistema, aumentando com isso a área total de radiação do sistema. Podendo ainda excitar frequências naturais de outros componentes do sistema com frequências próximas a frequência de funcionamento do compressor.

Outra característica do compressor utilizado como sistema primário é a miniaturização. Em poucas palavras, o mecanismo ressonante deste compressor permite obter uma capacidade semelhante à de um compressor convencional, porém em um tamanho relativamente menor, incluído-se diâmetro do pistão e volume deslocado. Como consequência,

a frequência de funcionamento é maior que a de um compressor convencional para obter a mesma capacidade. Este aumento na frequência de funcionamento chega a ser da ordem de sete a dez vezes maior que os compressores convencionais, que normalmente operam na frequência da rede elétrica, de sessenta ou cinquenta hertz.

A massa da carcaça do compressor em questão também é consideravelmente menor que a de um compressor convencional. Porém, as forças resultantes sobre a carcaça, já comentadas anteriormente, são da mesma ordem de grandeza das forças envolvidas no processo de compressão de um compressor convencional, porém no compressor convencional a força resultante do processo de compressão é exercida apenas no bloco do conjunto mecânico e não diretamente na carcaça. A segunda lei de Newton estabelece:

$$F = ma. \quad (1.1)$$

Considerando movimento harmônico com frequência angular $\omega = 2\pi f$, pode-se obter a seguinte relação para a velocidade de vibração da carcaça:

$$v = \frac{F}{m(2\pi f)}. \quad (1.2)$$

A partir desta relação pode-se observar que a redução da vibração proporcionada pelo aumento da frequência de funcionamento é praticamente anulada pela redução da massa do compressor.

Com isto, tem-se um perfil acústico do sistema primário. Ruído tonal, gerado por uma vibração forçada da ordem de grandeza da gerada em um conjunto mecânico de um compressor convencional, porém em uma frequência de funcionamento que pode ser até dez vezes maior.

O primeiro problema relacionado à qualidade sonora do ruído do compressor em questão é a tonalidade deste ruído. Como descrito em (VORLÄNDER, 2008), o sistema de audição humana é altamente capaz de extrair componentes tonais de um ruído complexo e misturado. Esta capacidade dos humanos faz com que sua atenção seja rapidamente direcionada para este ruído tonal. Ou seja, em situações que exigem altos níveis de concentração na execução de uma tarefa, por exemplo leitura, realizadas em um ambiente com um nível de fundo branco moderado, um ruído de características tonais, ainda que com um nível relativamente baixo, é capaz de distrair a atenção do ouvinte. Este fato torna o ruído tonal altamente incomodativo e desagradável.

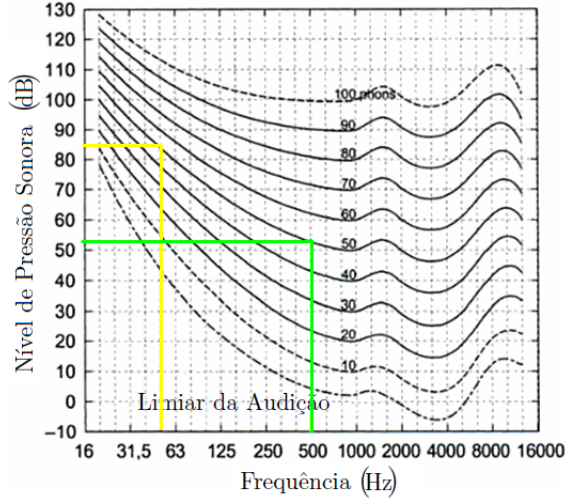


Figura 3 – Curva de igual sonoridade.

O segundo problema relacionado à qualidade sonora é o fato do aumento da frequência. Um aumento de frequência de dez vezes em relação à frequência de compressores convencionais, representa uma redução de aproximadamente 30dB na curva de igual sonoridade, conforme mostrado na Figura 3. Ou seja, um ruído 30dB menor resulta na mesma percepção subjetiva. Este aumento associado à tonalidade do ruído do compressor torna este ruído muito desagradável, tornando o produto não atrativo em alguns mercados em que possa ser aplicado.

Do ponto de vista de vibrações e ruído radiado, pode-se considerar que esta vibração na carcaça é causada por uma força resultante proveniente de um sistema mecânico interno qualquer, na frequência de funcionamento do mesmo. Pois, neste caso, não se pode amortecer, ou atenuar, a ressonância interna do mecanismo sob a pena de aumentar o consumo e/ou causar o não funcionamento do compressor. Assim, este trabalho apresenta o estudo realizado de três possíveis soluções para o ruído para deste compressor, desconsiderando a natureza da força que gera a vibração na carcaça, concentrando-se apenas em soluções para atenuação do ruído radiado pela mesma. A solução trivial de isolar o sistema interno, que não é contemplada neste trabalho, não é aplicada neste momento devido a restrições de espaço.

A frequência de trabalho deste sistema primário é chamada de frequência de trabalho ou f_T . Esta frequência é maior que 100Hz ,

ou seja, é maior que o dobro da frequência de funcionamento típica de máquinas elétricas, que operam na frequência da rede em $50Hz$ ou $50Hz$.

O nível elevado de vibração \dot{y}_T na frequência de funcionamento f_T gera um ruído radiado elevado e caracterizado pela potência sonora, chamada de potência de trabalho ou SWL_T .

Todos os resultados obtidos e apresentados são normalizados por seus respectivos valores de referência, ou seja, a frequência obtida por cálculos será sempre dividida pelo valor da frequência de funcionamento do sistema primário f_T .

O trabalho inicia com um capítulo sobre o padrão de radiação do sistema primário, mostrando conceitos e técnicas analíticas e numéricas de determinação deste padrão de radiação bem como uma forma de medição experimental deste campo e da potência sonora radiada pelo sistema. Esta etapa do trabalho é importante pois determina as principais técnicas passivas de atenuação a serem aplicadas ao sistema primário para obter uma atenuação eficiente, podendo prever através delas o resultado final obtido sem necessariamente a construção de protótipos experimentais. Cinco técnicas para determinação deste padrão foram utilizadas durante o trabalho: teoria de radiação de monopolo e de dipolo; o método numérico dos elementos de contorno; método numérico de elementos finitos acústicos; e holografia acústica como validação experimental.

Subsequente a esta etapa, o trabalho apresenta a aplicação de técnicas passivas de atenuação de ruído. A primeira delas, Capítulo 3 é a aplicação de uma técnica para atenuação ou absorção da vibração do sistema primário e, conseqüentemente, a redução do ruído radiado. A segunda técnica, Capítulo 4 consiste na aplicação de um elemento de absorção nas paredes do sistema primário com o intuito de reduzir a eficiência de radiação do mesmo e atenuar o ruído radiado pelo sistema primário. E, por fim, a aplicação de absorvedores acústicos do tipo ressonadores de Helmholtz é explorada em sistemas oscilantes, no Capítulo 5.

O trabalho é então finalizado com as conclusões, Capítulo 6, fazendo um apanhado dos resultados obtidos e ponderações a respeito dos mesmo, e ainda algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 RADIAÇÃO SONORA

Poder representar o padrão de radiação através de um modelo matemático ou computacional é muito importante, pois permite ao engenheiro testar suas hipóteses e/ou propostas de soluções de atenuação de ruído de forma rápida e barata durante a fase de desenvolvimento dos produtos. Reduz-se, desta forma, a quantidade de protótipos fabricados, bem como a quantidade de avaliações experimentais necessárias ao desenvolvimento. Outra vantagem em obter um modelamento numérico, ou matemático, para o problema é a previsibilidade que estas técnicas oferecem ao projetista, através do entendimento do fenômeno físico envolvido.

Com o intuito de melhor aplicar as soluções passivas de ruído deve-se compreender o padrão de radiação da geometria proposta. Este padrão deve ser obtido na frequência de funcionamento e com a amplitude de vibração proposta.

A primeira abordagem é a medição do campo de pressão sonora emitido pelo sistema primário experimentalmente. Dentre várias técnicas experimentais disponíveis no mercado uma das mais difundidas e utilizadas é a técnicas de Holografia Acústica ou *STSF* - (*Spatial Transformation of Sound Fields*).

Conhecendo-se o padrão através de uma técnica experimental, é possível utilizar teorias de radiação sonora para obter um modelo teórico deste campo. Uma hipótese é utilizar a teoria de fontes sonoras, tais como monopolos e dipolos acústicos, para representar o padrão de radiação, e com isso obter uma previsibilidade do ruído radiado de forma simples e rápida.

É possível ainda utilizar métodos numéricos tais como por exemplo o método de elementos de contorno mais conhecido como *BEM* (*Boundary Element Method*), e o método de elementos finitos acústicos ou *FEM* (*Finite Element Method*).

2.1 MÉTODO EXPERIMENTAL

2.1.1 Medição de Potência Sonora

Inicialmente, antes de medir o campo de pressão, é necessário determinar experimentalmente a potência sonora radiada pelo sistema primário. Uma das técnicas mais simples e confiáveis é o método da

comparação, descrito na norma internacional ISO 3741 (ISO, 2001), realizado em uma câmara acústica reverberante de precisão.

O método de comparação consiste basicamente na determinação da potência sonora de uma fonte qualquer (L_W), através do nível de potência sonora de uma fonte conhecida (L_{Wr}).

A potência sonora do objeto a ser medido é dada por:

$$L_W = L_{Wr} + (\overline{L_p} - \overline{L_{pr}}), \quad (2.1)$$

onde $\overline{L_{pr}}$ e $\overline{L_p}$ são os níveis de pressão sonora da fonte de referência e da fonte a ser determinada, respectivamente. O símbolo $\bar{}$ representa a média espacial. Estes níveis médios são determinados de acordo com a seguinte relação:

$$\overline{L_p} = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0,1(L_{Pi})} \right] [dB], \quad (2.2)$$

onde L_{Pi} é o nível de pressão sonora medida na posição i , e N_M é o número de diferentes posições e/ou microfones a serem medidos para cada banda de frequência, normalmente em $\frac{1}{3}$ de oitavas. A quantidade $(\overline{L_p} - \overline{L_{pr}})$ é geralmente denominada de constante de câmara.

2.1.2 Holografia Acústica

A técnica de holografia acústica, chamada por alguns fabricantes de transformação espacial de campos acústicos (*Spatial Transformation of Sound fields - STSF*), segundo (HALD, 1995), permite ao usuário obter um campo acústico distante a partir de medições realizadas no campo próximo. Esta técnica basicamente envolve uma medição acústica bi-dimensional em um plano próximo à fonte sonora e uma transformação destes dados acústicos em um novo plano distante da fonte de ruído (ver Figura 4). A holografia acústica é muito utilizada na indústria para identificação de fontes sonoras, onde é realizada a medição do campo acústico próximo ao objeto a ser analisado e, posteriormente, este campo é projetado sobre o mesmo para identificar as fontes de ruído em faixas específicas de frequência.

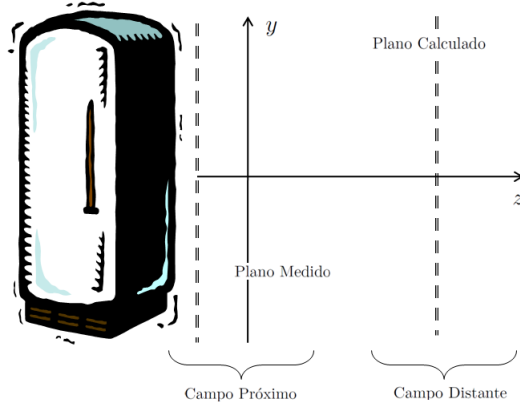


Figura 4 – Princípio de funcionamento da holografia acústica.

De acordo com a teoria desenvolvida por (MAYNAR; WILLIAMS; LEE, 1985), a técnica de holografia acústica está baseada no fato de as fontes sonoras criarem um campo acústico de pressão em função do vetor de posição (\mathbf{r}) e do tempo (t), $\psi(\mathbf{r}, t)$, em uma região tridimensional de interesse que satisfaz a equação de *Helmholtz* homogênea:

$$\nabla^2 \psi - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = 0, \quad (2.3)$$

onde ∇^2 é o operador Laplaciano e c_0 é a velocidade do som no meio.

Assumindo que existe uma superfície fechada S em torno da região de interesse, na qual existe uma função de Green conhecida $G(\mathbf{r} | \mathbf{r}_S)$ que satisfaz à equação de *Helmholtz* (2.3) para todo \mathbf{r} em S , na prática S tende ao infinito caracterizando uma superfície plana. E ainda, que existe uma superfície H , superfície holográfica, paralela à S na qual $\psi(\mathbf{r}_H, t)$ pode ser medido, ou assumido para todo \mathbf{r}_H em H , então qualquer solução $\psi(\mathbf{r}, t)$ dentro de S , pode ser unicamente determinada a partir de $\psi(\mathbf{r}_H, t)$ com \mathbf{r}_H em H .

Matematicamente, uma superfície é reconstruída a partir da seguinte equação:

$$\tilde{\psi}(x, y, z) = \mathcal{F}^{-1} \left[\hat{\psi}(k_x, k_y, z_H) \left(\frac{\hat{G}'(k_x, k_y, z - z_S)}{\hat{G}'(k_x, k_y, z_H - z_S)} \right) \right], \quad (2.4)$$

onde o símbolo $\hat{}$ denota a transformada de Fourier bi-dimensional no

plano xy , e o símbolo $\tilde{}$ uma grandeza complexa. x , y e z são as coordenadas espaciais, e k_x e k_y o número de onda na direção x e y respectivamente. \mathcal{F}^{-1} é a transformada de Fourier inversa.

Outras quantidades acústicas podem ser obtidas a partir desta expressão, por exemplo, o campo de velocidade de partículas $\tilde{\mathbf{V}}(\mathbf{r})$ pode ser obtido através da seguinte relação:

$$\tilde{\mathbf{V}}(\mathbf{r}) = \frac{\nabla \tilde{\psi}(\mathbf{r})}{i \rho_0 c_0 k}, \quad (2.5)$$

onde i é o número imaginário $\sqrt{-1}$, ρ_0 é a densidade do meio, k o número de onda e c_0 a velocidade do som no meio.

Atualmente, softwares comerciais, como Pulse[©] versão 15¹, oferecem pacotes de medição e tratamento de dados, onde é possível obter imagens holográficas a partir de medições experimentais de forma simples. O processo de medição da superfície holográfica S_H é feito normalmente com o uso de uma matriz de microfones de $\frac{1}{4}$ " com espaçamento δl_a conhecido, conforme mostrado na Figura 5(b). Este espaçamento determina a frequência máxima de análise da holografia através da relação:

$$\delta l_a < \frac{\lambda_{min}}{2}. \quad (2.6)$$

A largura l , da matriz de microfones conforme mostrado na Figura 5(a), determina o comprimento de onda máximo a ser calculado pelo sistema de holografia, e por consequência a menor frequência de análise:

$$l_a \geq \lambda_{max}. \quad (2.7)$$

A matriz de microfones deve ser posicionada a uma distância a do objeto que se deseja medir, conforme mostrado na Figura 5(b). Esta distância limita a resolução espacial do sistema de holografia em baixas frequências, conforme gráfico mostrado na Figura 6. Para altas frequências, acima de $2kHz$, a resolução máxima é aproximadamente metade do comprimento de onda da frequência de interesse. A resolução espacial para detecção de fontes de ruído é a menor distância entre duas fontes que o sistema é capaz de identificar.

O uso da técnica de holografia acústica, em detrimento das de-

¹Direitos autorais ©2011 Brüel & Kjær.

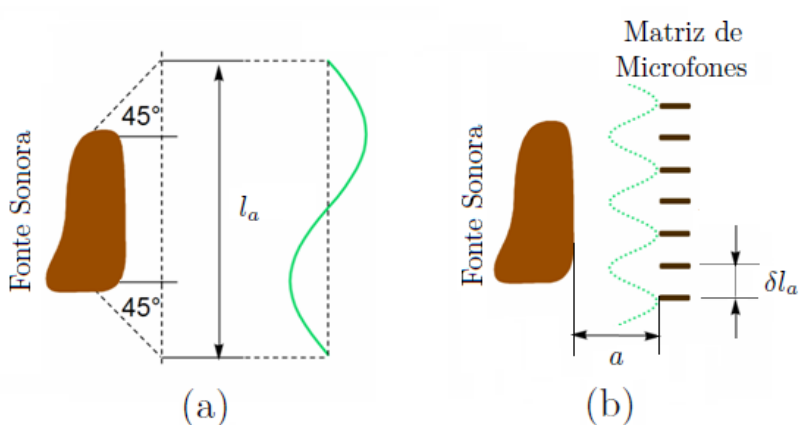


Figura 5 – Determinação da frequência máxima e mínima de análise da holografia acústica.

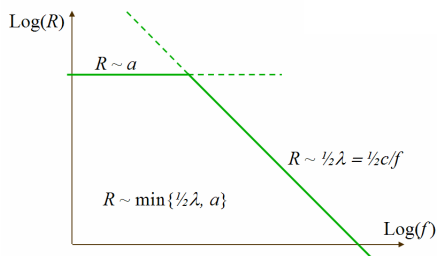


Figura 6 – Resolução espacial da técnica de holografia acústica.

mais, tais como mapeamento com sonda de intensidade, tem como principal vantagem o fato de ser de rápida realização, pois são precisas apenas poucas medições para a obtenção do padrão de radiação da fonte. Este ganho de velocidade é devido principalmente à quantidade de microfones utilizados simultaneamente durante a medição. Este fato, ao mesmo tempo, é uma desvantagem devido ao alto custo da técnica quando se utilizam microfones de alta sensibilidade e baixo nível de ruído de fundo.

2.1.3 Determinação Experimental do Ruído Radiado

O ruído radiado pelo sistema primário pode ser determinado de duas formas. A primeira é a medição da potência sonora em uma câmara reverberante, conforme descrito na Seção 2.1.1, cujo valor encontrado é definido como valor de referência SWL_T . Conforme descrito no Capítulo 1, este é o valor de referência, que é utilizado neste trabalho como potência sonora de referência para o cálculo do nível de potência sonora. Assim, o valor obtido para o nível de potência sonora do sistema primário é $SWL = 0dB$.

A segunda forma de determinação do ruído radiado é a medição do campo de pressões para a construção de uma superfície holográfica, conforme descrito na Seção 2.1.2. Com esta superfície holográfica é possível projetar o campo de pressão sobre a fonte e obter um campo de pressão para comparar com as demais técnicas de caracterização utilizadas neste trabalho, como a teoria de dipolo e métodos numéricos como o BEM e FEM.

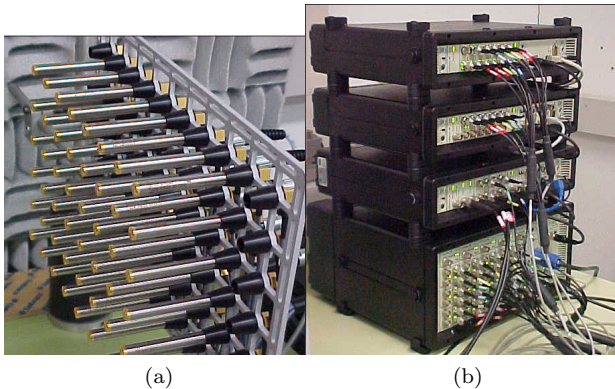


Figura 7 – Sistema utilizado para medição de holografia acústica: (a) Matriz de microfones utilizado para a medição da holografia acústica do sistema primário; (b) Analisadores de sinais.

A técnica de holografia foi aplicada utilizando-se uma matriz de microfones, Figura 7(a), formado por nove colunas e seis linhas de microfones de $\frac{1}{4}$ " modelo 4935 W 005 fabricados pela empresa dinamarquesa Brüel & Kær. Estes microfones são do tipo capacitivo com pré-amplificador do tipo IEPE com TED. Para fazer a aquisição dos sinais devem ser utilizados analisadores de sinais como por exemplo o

fabricado pela Brüel & Kær, Figura 7(b) em conjunto com o software Pulse STSF.

A medição é feita na condição de funcionamento do sistema primário. O espaçamento δl entre os microfones utilizada foi de $25mm$. Esta distância permite medições precisas até a frequência de $6.926Hz$.

A matriz de microfones é posicionada a uma distância de $40mm$ da fonte para aumentar a resolução espacial, conforme descrito na Figura 6.

A largura total da matriz de microfones é de $175mm$, com altura de $125mm$. Para satisfazer às condições de medição descritas na Figura 5, a largura do plano de medição utilizado é de $225mm$ o que proporciona uma frequência mínima de análise de $1.539Hz$. Para cobrir esta largura com uma matriz de microfones com largura de $175mm$ é necessário realizar duas medições. Esta frequência mínima exclui a frequência de funcionamento f_T do sistema primário. Neste caso é necessário utilizar o conceito de holografia acústica de campo próximo com otimização espacial, (HALD, 2005) e (STEINER; HALD, 2001), ou SONAH (*Statistical Optimun Near-field Acoustic Holography*). Com o uso desta técnica a frequência de análise do teste atende engloba a frequência de funcionamento do sistema primário, f_T . Esta técnica está disponível no software comercial utilizado.

A área da superfície holográfica medida é de $125mm \times 225mm$. O cálculo da holografia é feito projetando-se o campo de pressão para a distância de $-40mm$ a partir do plano de medição. O resultado é mostrado na Figura 8.

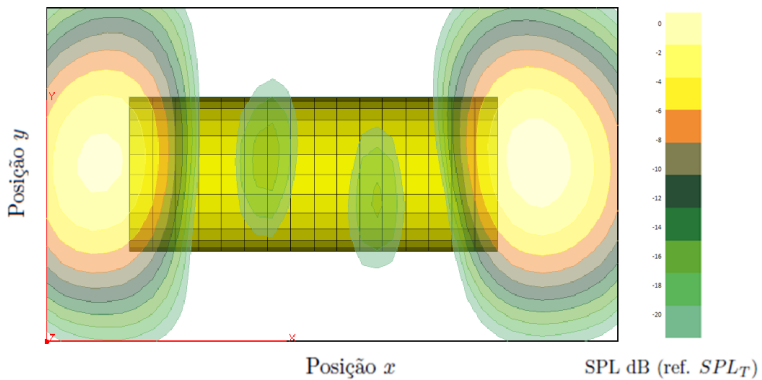


Figura 8 – Padrão de radiação do sistema primário obtido experimentalmente pela técnica de holografia acústica na frequência f_T .

O valor máximo obtido para o campo de pressão, na frequência de funcionamento f_T , é considerado como valor de referência para comparação dos demais métodos e técnicas utilizadas neste trabalho. Considera-se, então, que o valor da pressão máxima para o campo sonoro radiado pelo sistema de primário é $SPL_T = 0dB$. O padrão do campo sonoro obtido assemelha-se muito com o campo sonoro gerado por um dipolo acústico.

2.2 FONTES SONORAS

2.2.1 Monopolo Acústico

De acordo com (PIERCE, 1981) pode-se definir um monopolo acústico como sendo uma esfera pulsante, Figura 9, de raio a , velocidade na superfície da esfera v_s e frequência angular ω . No caso hipotético em que a se torna progressivamente pequeno e v_s se torna simultaneamente grande de modo que o produto a^2v_s seja constante, tem-se assim caracterizado um monopolo.

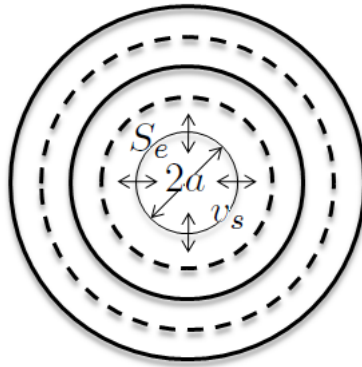


Figura 9 – Esfera pulsante.

Considerando uma fonte com estas características localizada à uma distância \mathbf{x}' da origem e um observador na posição \mathbf{x} da origem, conforme representado na Figura 10, segundo (TEMKIN, 1981), a equação da onda para este problema pode ser escrita da seguinte forma para o potencial de velocidade ϕ :

$$-\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + c_0^2 \nabla^2 \phi = c_0^2 Q(\mathbf{x}, t), \quad (2.8)$$

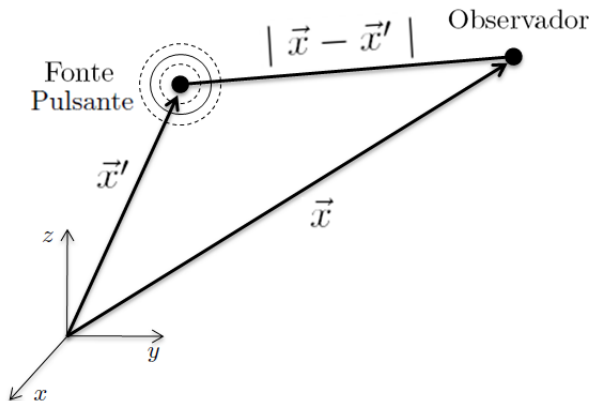


Figura 10 – Localização da fonte e do observador.

cujas a solução é dada por:

$$\tilde{\phi}(\mathbf{x}, t) = -\frac{Q_0}{4\pi |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|} e^{ik|\mathbf{x} - \mathbf{x}'| - i\omega t}, \quad (2.9)$$

onde $k = \omega/c_0$ é o número de onda, $|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|$ é a distância entre a fonte e o observador, e Q_0 é a amplitude de força da fonte, e representa a taxa de variação do volume em função do tempo t , o símbolo *representa uma grandeza complexa. Pode ser interpretada como sendo a área superficial multiplicada pela velocidade normal de vibração v_s da mesma, conforme mostrado na equação:*

$$Q_0 = S_e v_s [m^3/s]. \quad (2.10)$$

Conhecendo-se a expressão para o potencial de velocidade, é trivial obter a pressão acústica para o campo de pressão em função da posição \mathbf{x} e do tempo t :

$$\tilde{p}(\mathbf{x}, t) = i\omega\rho_0 \frac{Q_0}{4\pi |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|} e^{ik|\mathbf{x} - \mathbf{x}'| - i\omega t}. \quad (2.11)$$

A intensidade acústica e a potência sonora emitida pelo monopolo são respectivamente:

$$I_r = \frac{\rho_0 \omega^2 Q_0^2}{32\pi^2 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|^2 c_0}, \quad (2.12)$$

$$W = \frac{\rho_0 \omega^2 Q_0^2}{8\pi c_0}. \quad (2.13)$$

Com estas expressões pode-se calcular a eficiência de radiação do monopolo através da seguinte expressão (FAHY; WALKER, 1998):

$$\sigma = \frac{W_{rad}}{\langle v^2 \rangle S \rho_0 c_0}, \quad (2.14)$$

onde $\langle v^2 \rangle$ é a média espacial da velocidade média quadrática da superfície radiante S .

2.2.2 Dipolo Acústico

Segundo (TEMKIN, 1981) um dipolo acústico é caracterizado quando duas fontes pontuais de ruído são colocadas próximas uma da outra, e fazendo-se esta distância tender a zero ($kd \ll 1$), conforme mostrado na Figura 11.

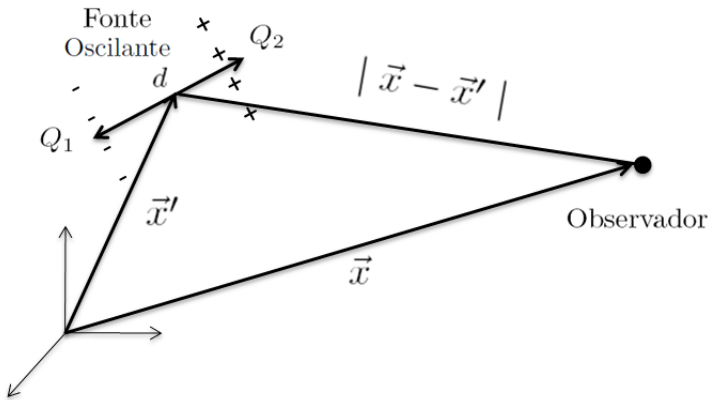


Figura 11 – Localização do dipolo e do observador.

O potencial de velocidade para estas fontes, quando a diferença de fase da velocidade normal de vibração da superfície for 180° , e quando a distância $\mathbf{d} = | \mathbf{x}_1' - \mathbf{x}_2' |$ entre as fontes tender a zero, é dado por:

$$\tilde{\phi}(\mathbf{x}, t) = Q_0 e^{-i\omega t} \left(\frac{e^{ik|\mathbf{x}-\mathbf{x}_1'|}}{4\pi |\mathbf{x} - \mathbf{x}_1'|} - \frac{e^{ik|\mathbf{x}-\mathbf{x}_2'|}}{4\pi |\mathbf{x} - \mathbf{x}_2'|} \right), \quad (2.15)$$

onde \mathbf{x}_1' e \mathbf{x}_2' são os vetores de posição das fontes pontuais. Fazendo-se o limite $\mathbf{d} \rightarrow 0$, enquanto $Q_0 \rightarrow \infty$, o potencial de dipolo torna-se:

$$\tilde{\phi}(r, \theta, t) = \frac{1}{4\pi r^2} Q_0 d \cos(\theta) (ikr - 1) e^{ikr - i\omega t}, \quad (2.16)$$

onde $r = | \mathbf{x} - \mathbf{x}' |$. A pressão acústica é:

$$\tilde{p}(r, \theta, t) = i\rho_0 \omega Q_0 d \cos(\theta) (ikr - 1) \frac{e^{ikr - i\omega t}}{4\pi r^2}. \quad (2.17)$$

A intensidade acústica e a potência sonora emitida pelo dipolo serão respectivamente:

$$I_r = \frac{(Q_0 d)^2 \rho_0 \omega^4 \cos^2(\theta)}{32\pi^2 r^2 c_0^3} \quad (2.18)$$

$$\Pi_d = \frac{(Q_0 d)^2 \rho_0 \omega^4}{24\pi c_0^3} \quad (2.19)$$

A eficiência de radiação para o dipolo também pode ser calculada pela Equação (2.14), e comparada com a eficiência de radiação de um monopolo, conforme apresentado na Seção 2.2.5.

2.2.3 Determinação do Ruído Radiado pela Teoria de Monopolo

Ao comparar o sistema primário em estudo com o conceito de monopolo acústico, é possível perceber que o modelo de monopolo não descreve fisicamente o padrão de radiação do sistema padrão, conforme mostrado na Figura 12 abaixo.

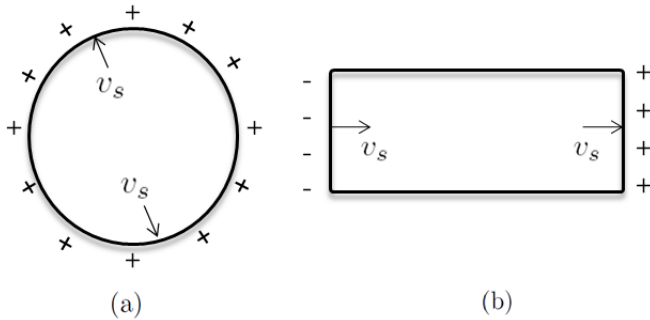


Figura 12 – Comparação entre o mecanismo de radiação de um monopolo (a) e do sistema primário em análise (b).

Mesmo com esta discrepância é interessante calcular o padrão de radiação e a potência sonora radiada pela teoria de monopolo a título de comparação com os demais procedimentos de previsão de ruído radiado.

O fluido considerado nos cálculos é o ar nas condições normais de temperatura e pressão, sendo os seguintes valores utilizados: densidade $\rho_0 = 1,184 \text{ kg/m}^3$ e velocidade do som $c_0 = 346,3 \text{ m/s}$, (NIST, 2007).

A amplitude de força da fonte Q_0 considerada nos cálculos é calculada a partir da Equação (2.10), considerando a área de radiação igual a duas vezes a área da face do sistema primário definido na figura 1, $S_e = 7,697 \times 10^{-3} \text{ m}^2$. E para a velocidade de vibração v_s , é associado o valor de trabalho, definido por v_T no Capítulo 1.

A frequência angular ω , e o número de onda k utilizados na Equação (2.11) são definidos a partir da frequência de funcionamento f_T , conforme especificado no Capítulo 1:

$$\omega = 2\pi f_T \quad (2.20)$$

e

$$k = \frac{2\pi f_T}{c_0}. \quad (2.21)$$

O valor encontrado para o nível de potência sonora na frequência de funcionamento f_T é de $5,9 \text{ dB}$ já normalizado pela potência sonora de referência SWL_T . O nível de pressão sonora máxima calculada pelo modelo de monopolo acústico é de $-15,4 \text{ dB}$, normalizado pelo nível de pressão sonora de referência SPL_T .

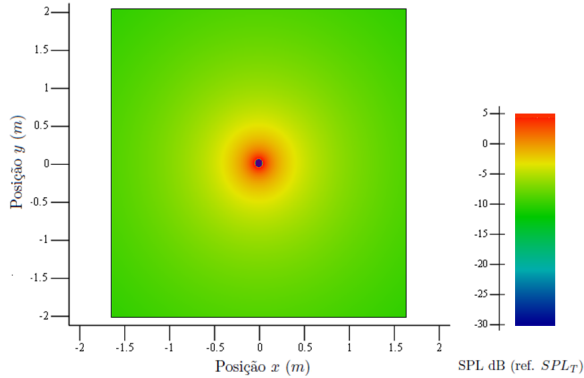


Figura 13 – Padrão de radiação do sistema primário previsto pela teoria de monopolo, normalizado por SPL_T .

A Figura 13 mostra um gráfico com o padrão de radiação previsto pela teoria de monopolo. O padrão de radiação, como esperado, não representa o padrão de radiação do sistema primário. Porém o valor obtido para a potência sonora radiada é apenas $5,9dB$ maior que o medido experimentalmente para o sistema primário.

A rigor esta comparação não faz sentido físico, porém será mantida neste trabalho apenas a título de informação.

Todos os cálculos foram realizados com o software comercial de cálculo MathCad[©] versão 2001².

2.2.4 Determinação do Ruído Radiado pela Teoria de Dipolo

Considerando o sistema primário da Figura 1, o qual se deseja atenuar o nível de ruído radiado, pode-se utilizar a Equação (2.17) para representar este sistema como um dipolo acústico.

À distância d , que representa a distância entre as duas fontes, é atribuído o valor de $146mm$, referente ao comprimento do sistema primário da Figura 1.

O fluido considerado nos cálculos, assim como no caso do monopolo, é o ar nas condições normais de temperatura e pressão.

A amplitude de força da fonte Q_0 considerada nos cálculos, também é a mesma utilizada para o cálculo com a teoria de monopolo,

²Direitos autorais ©2011 PTC - Parametric Technology Corporation

calculada a partir da Equação (2.10), considerando a área de radiação igual á área da face do sistema primário definido na Figura 1, $S_e = 3,848 \times 10^{-3} m^2$. E para a velocidade de vibração v_s , é associado o valor de trabalho, definido por v_T no Capítulo 1.

A frequência angular ω , e o número de onda k utilizados na Equação (2.17) são os mesmos utilizados para o cálculo com a teoria de monopolo.

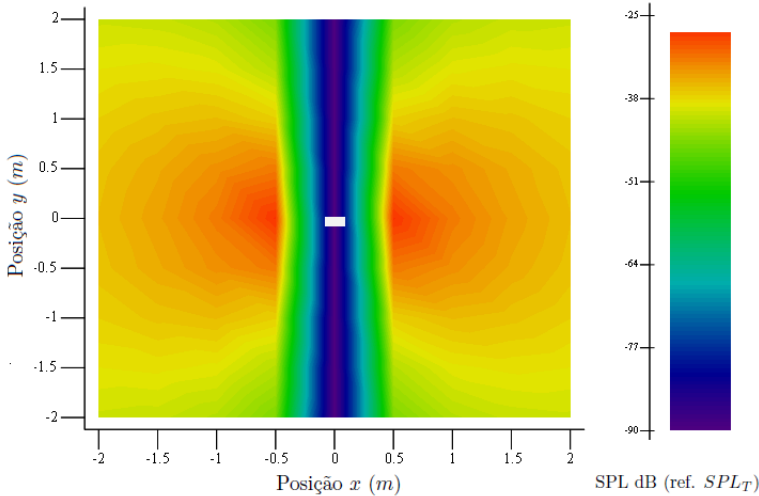


Figura 14 – Padrão de radiação do sistema primário segundo a teoria de dipolo acústico.

A Figura 14 mostra um gráfico de contorno, onde o eixo x representa a posição axial relativa ao sistema padrão, em metros, representado por um cilindro branco no centro do gráfico. A direção y é a direção radial ao sistema primário. As cores representam a pressão acústica calculada pela Equação (2.17), em dB , referenciada pela pressão acústica de referência SPL_T determinada pelo experimento de holografia acústica descrito na seção 2.1. A pressão máxima obtida neste campo de pressão é de $-26,5 dB$. A potência sonora total radiada por este dipolo, calculada através da Equação (2.19), e normalizada pela potência sonora de referência do sistema padrão SWL_T é $-5,4 dB$.

2.2.5 Comparação dos Métodos Analíticos

Neste momento se faz necessária a comparação entre os resultados obtidos pelas teorias de monopolo e de dipolo. A primeira comparação é mostrada na Tabela 1 que mostra os resultados da potência sonora radiada e a pressão sonora máxima no campo de pressão na frequência de funcionamento.

Tabela 1 – Comparação dos resultados obtidos pelas teorias de monopolo e de dipolo.

Método	SWL (dB)	SPL (dB)
Experimental	0	0
Monopolo	+5,9	-15,4
Dipolo	-5,4	-26,5

Assim como no caso do monopolo, a potência sonora apresenta valores próximos aos obtidos experimentalmente, porém neste caso menores do que a referência. Já a pressão máxima no campo de pressão é muito menor o que o valor de referência. Um fator que pode justificar esta grande diferença é o fator kd que para o sistema primário apresenta um valor próximo de um, enquanto a teoria de dipolo prevê a pressão sonora, Equação (2.17), para valores de $kd \ll 1$.

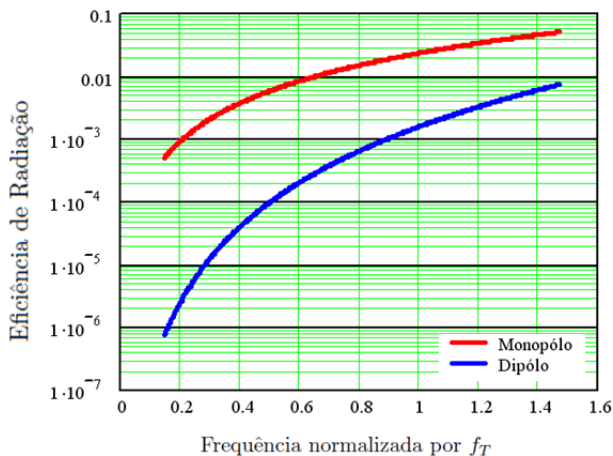


Figura 15 – Comparação entre a curva de eficiência de radiação de um monopolo acústico (curva vermelha) e dipolo acústico (curva azul).

O fato de a potência sonora radiada e a pressão máxima obtidas através da teoria de dipolo serem menores que as obtidas pela teoria de monopolo pode ser melhor compreendido quando se compara a eficiência de radiação das duas teorias, como mostra a Figura 15.

Na frequência de funcionamento do sistema primário f_T a eficiência de radiação do monopolo é cerca de quinze vezes maior que o dipolo. Em dB esta diferença é cerca de $11dB$, exatamente a diferença encontrada entre o valor da potência sonora calculada por estas duas teorias na mesma frequência de funcionamento f_T .

2.3 MÉTODOS COMPUTACIONAIS PARA SIMULAÇÃO DA RADIAÇÃO DE RUÍDO

O objetivo de utilizar métodos computacionais neste trabalho é de resolver problemas com geometrias complexas, onde a solução analítica é de difícil obtenção, ou requer muitas simplificações, e obter valores aproximados para as grandezas físicas de interesse, tais como velocidade de partícula e pressão acústica.

Existem diferentes métodos matemáticos para realizar esta aproximação. Os métodos utilizados neste trabalho consistem basicamente em discretizar um domínio acústico em elementos suficientemente pequenos e calcular as grandezas físicas tais como velocidade de partícula e pressão acústica em cada um destes, de forma a representar o comportamento acústico de todo o domínio conhecendo-se o comportamento individual de cada elemento.

Para realizar o cálculo destas grandezas é necessário conhecer basicamente a geometria radiante, as propriedades dos materiais que compõem o domínio, sejam acústicos ou estruturais, bem como as condições de contorno do problema. Os cálculos são realizados basicamente utilizando-se duas técnicas diferentes: método dos elementos finitos (*FEM - Finite Elements Method*) e o método dos elementos de contorno (*BEM - Boundary Element Method*).

Neste trabalho o método de elementos finitos *FEM* é utilizado ainda para o cálculo do acoplamento entre fluido e estrutura no caso de uma das soluções propostas, o painel de membrana, onde esta iteração é considerada forte devido à formação de uma mola de gás atrás da membrana, conforme é discutido no Capítulo 4.

2.3.1 Método de Elementos Finitos Acústicos - FEM

A aplicação do método de elementos finitos para solução de problemas de acústica foi utilizado inicialmente na década de 1970 com o primeiros artigos publicados por (CRAGGS, 1972). O método dos elementos finitos é baseado na interpolação polinomial da pressão acústica sobre sub-regiões pequenas e finitas de um domínio acústico, conforme resumido por (ASTLEY, 2007). Estas sub-regiões são os elementos que formam uma malha que representa o domínio acústico que se deseja simular. Cada elemento deste pode ser formado por um número finito de pontos chamados de nós, nos quais estão associadas as variáveis de campo. Utilizam-se softwares específicos para construir estes elementos a partir da geometria da cavidade feita em softwares de modelamento tridimensionais. Um cuidado muito importante que deve ser considerado é o tamanho destes elementos. O tamanho mínimo do elemento a ser utilizado deve ser tal que permita representar de forma suave uma onda acústica referente à máxima frequência de interesse. Ou, em outras palavras, o tamanho do elemento deve ser tal que o modelo apresentado pelo menos seis elementos por comprimento de onda da máxima frequência de análise.

A técnica de elementos finitos acústicos permite realizar para um domínio acústico os seguintes cálculos:

- frequências naturais e formas modais de cavidades fechadas;
- resposta acústica devido a uma excitação estrutural e/ou acústicas;
- acoplamento acústico-estrutural forte e fraco;
- propagação por meios porosos e absorção por superfícies com tratamento acústico;
- radiação e espalhamento;
- transmissão em dutos.

A equação de onda a ser resolvida pelo método de elementos finitos para um meio homogêneo é a equação de *Helmholtz*:

$$\nabla^2 p + k^2 p = s(\mathbf{x}, t), \quad (2.22)$$

sendo que $s(\mathbf{x}, t)$ representa o termo fonte. Diversos métodos matemáticos são utilizados comercialmente para resolver esta equação (LMS, 2003). Um deles é o método variacional, que reduz o problema à solução do seguinte sistema discreto de equações:

$$[\mathbf{K} + i\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M}] \{\mathbf{p}\} = \{\mathbf{f}_{st}\} + \{\mathbf{f}_s\}, \quad (2.23)$$

onde \mathbf{K} é a matriz de rigidez do sistema, \mathbf{C} é a matriz de amortecimento, \mathbf{M} é a matriz de massa, e \mathbf{f}_{st} e \mathbf{f}_s representam, respectivamente, as forças estruturais e as forças acústicas do sistema.

2.3.1.1 Tipos de Análises com *FEM*

São quatro os principais tipos de análise que podem ser feitas a partir desta equação de acordo com o problema acústico a ser resolvido.

A primeira análise possível é a resposta em frequência, que se resume basicamente na solução da Equação (2.23) no domínio da frequência.

O segundo tipo de análise é a análise modal acústica, que é feita ignorando-se os termos fontes e a absorção da Equação (2.23), a qual se transforma em um problema de auto-valores e auto-vetores:

$$[\mathbf{K} - i\omega^2\mathbf{M}] \{\mathbf{p}\} = 0. \quad (2.24)$$

Acoplamento acústico-estrutural é a terceira análise possível de ser realizada utilizando o método dos elementos finitos, onde são adicionadas na Equação (2.23) as equações diferenciais referentes ao problema estrutural do contorno. Isto permite o estudo do efeito de um campo acústico sobre a estrutura e da estrutura sobre o campo acústico, chamado de acoplamento fraco. E os dois efeitos simultâneos formam o chamado acoplamento forte. A equação a ser resolvida neste caso será:

$$\left\{ \left[\begin{array}{cc} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{A}^T & \mathbf{K}_{st} \end{array} \right] + i\omega \left[\begin{array}{cc} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{0} & \mathbf{C}_{st} \end{array} \right] - \omega^2 \left[\begin{array}{cc} \mathbf{M} & -\rho\mathbf{A} \\ -\mathbf{0}^T & \mathbf{M}_{st} \end{array} \right] \right\} \begin{bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{f}_{ext} \end{bmatrix}, \quad (2.25)$$

onde \mathbf{K}_{st} , \mathbf{C}_{st} e \mathbf{M}_{st} são as matrizes de rigidez, amortecimento e massa da estrutura, \mathbf{A} é uma matriz que contém a integral do produto das funções de forma acústica e estrutural do contorno, e \mathbf{f}_{ext} representa as forças e os momentos nodais aplicados na estrutura.

A quarta análise possível é a resposta transiente, que consiste em resolver a equação resultante da transformada inversa da Equação

(2.23):

$$[\mathbf{K}] \mathbf{P} + [\mathbf{C}] \dot{\mathbf{P}} + [\mathbf{M}] \ddot{\mathbf{P}} = \{\mathbf{F}_{st}\} + \{\mathbf{F}_s\}. \quad (2.26)$$

Esta equação pode ser integrada no domínio do tempo utilizando-se um método matemático implícito como por exemplo Newmark- β .

2.3.1.2 Condições de Contorno

As condições de contorno tipicamente utilizadas no método de elementos finitos acústicos são paredes rígidas, admitância, deslocamento prescrito e condição de radiação.

A parede rígida é representada por uma velocidade nula na direção normal do contorno:

$$\nabla p \cdot \hat{\mathbf{n}} = 0. \quad (2.27)$$

A admitância, neste caso, representa uma condição contorno de absorção acústica no contorno do domínio, é caracterizada por uma impedância dependente da frequência, e normalmente é utilizada da seguinte forma:

$$\nabla p \cdot \hat{\mathbf{n}} = -ikA(\omega)p, \quad (2.28)$$

onde $A(\omega) = \rho_0 c_0 / z(\omega)$ é chamada de admitância dimensional. O deslocamento prescrito descreve a deformação estrutural de uma superfície excitando o meio acústico:

$$\nabla p \cdot \hat{\mathbf{n}} = -\omega^2 \rho_0 x_s. \quad (2.29)$$

Alguns softwares comerciais (COMSOL, 2010), utilizam esta condição de contorno impondo uma aceleração à superfície de contorno do domínio, assumindo um comportamento harmônico:

$$\nabla p \cdot \hat{\mathbf{n}} = \rho_0 \ddot{x}_s. \quad (2.30)$$

A condição de contorno de radiação mais difundida é conhecida como condição de radiação de *Sommerfeld*. Esta condição impõe que a um grande raio r a partir do contorno a solução da equação de *Helmholtz* terá apenas componentes de propagação. Matematicamente, esta condição é escrita da seguinte forma em coordenadas esféricas (PIERCE,

1981):

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left[r \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial r} - ik\tilde{p} \right) \right] = 0. \quad (2.31)$$

Alguns softwares comerciais disponibilizam para o usuários outras condições de contorno não reflexivas *NRBCs* (*nonreflecting boundary conditions*), como por exemplo a de segunda ordem proposta por *Bayliss, Gunzberger e Turkel* (COMSOL, 2010; ASTLEY, 2007).

Atualmente, (LU; ZHU, 2007) ,uma das condições mais utilizadas pelos softwares de elementos finitos para cálculo de problemas de radiação é o *PML - perfectly matched layers*. Esta técnica consiste em criar um meio totalmente absorvente com o intuito de simular um meio anecóico. No meio onde esta condição de contorno é aplicada a equação de *Helmholtz* para um problema unidimensional:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + k^2 p = 0, \quad (2.32)$$

a qual é modificada por um termo que adiciona um coeficiente de absorção às ondas que se propagam neste meio, da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{1 + i\sigma} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + k^2 p = 0, \quad (2.33)$$

onde σ é o coeficiente de absorção da PML. Na solução desta equação diferencial surge um termo dependente de σ que varia com a posição no interior da PML, proporcionando assim a absorção das ondas acústicas no interior da PML.

A Figura 16 mostra o princípio de funcionamento da PML. No domínio de elementos finitos, onde se deseja calcular o campo de pressão e as demais grandezas acústicas de interesse o coeficiente de absorção σ é igual a zero. No domínio PML σ varia de forma exponencial onde a ordem deste expoente é considerada a ordem da PML.

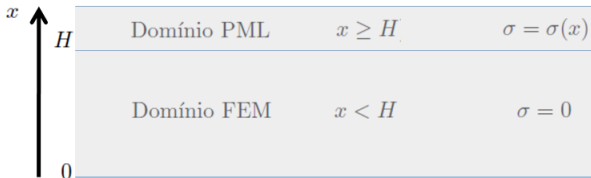


Figura 16 – Princípio de funcionamento da PML.

2.3.2 Método de Elementos de Contorno - BEM

O método de elementos de contorno (BEM - *Boundary Elements Method*) é um método discretizado para aproximação da solução real. Segundo (SYBERT; WU, 1998), o método BEM calcula as quantidades acústicas de um problema somente nas regiões de contornos do mesmo. Assim, é preciso somente uma malha de superfície ou contorno representando o contorno do domínio acústico para resolver o problema acústico. Esta técnica é amplamente utilizada na indústria para a previsão da perda de transmissão em filtros acústicos com geometrias complexas e a potência sonora radiada por estruturas vibrantes como motores de automóveis e carcaças de compressores. As principais grandezas de entrada do método podem ser: a malha de superfície, um campo de velocidades normal, velocidade do som no meio, a densidade do fluido, e a frequência. As principais saídas são o campo de pressão na região de contorno ou em pontos pré definidos, a intensidade acústica e a potência sonora. A equação a ser resolvida no BEM é a equação de *Helmholtz*, Equação (2.22), sem o termo fonte:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0. \quad (2.34)$$

Para problemas exteriores (HERRIN; WU; SYBERT, 2007), tipicamente problemas de radiação, aplicando a condição de radiação de *Sommerfeld* e a segunda identidade das funções de Green na equação de *Helmholtz* (2.34), obtém-se a seguinte equação integral:

$$C(P)p(P) = \int_S \left(\frac{\partial p}{\partial n} G(r) - p \frac{\partial G(r)}{\partial n} \right) dS. \quad (2.35)$$

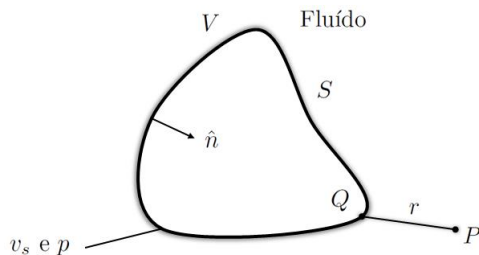


Figura 17 – Esquema mostrando as variáveis do método BEM direto.

Conforme resumido na Figura 17, P é o ponto de campo, onde há o interesse de calcular as grandezas acústicas, e $C(P)$ é o coeficiente de condução e depende da posição do ponto P em relação ao contorno S , conforme pode ser observado na Tabela 2. $C^0(P)$ é o valor do coeficiente para problemas com domínio interno ao contorno e $G(r)$ é a função de Green, dada por:

$$G(r) = \frac{e^{-ikr}}{4\pi r} \quad (2.36)$$

Tabela 2 – Coeficiente de condução BEM em diferentes posições.

Posição de P	$C(P)$	$C^0(P)$
No domínio acústico V	1	1
Fora do domínio acústico V	0	0
Contornos suaves	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
Cantos e arestas	$1 - \int_S \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{4\pi r} \right) dS$	$-\int_S \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{4\pi r} \right) dS$

Quando o problema a ser resolvido considera os domínios interno e externo do contorno a Equação (2.35) pode ser somada, resultando em uma formulação integral de contorno indireta:

$$p(P) = \int_S \left(G(r) \delta dp - \frac{\partial G(r)}{\partial n} \delta p \right) dS, \quad (2.37)$$

onde δdp é a condição de contorno de salto de velocidade e está relacionado à continuidade da velocidade nos dois lados do contorno, δp é a condição de contorno de salto de pressão e está ligada à continuidade ou diferença da pressão nos dois lados do contorno, por exemplo, em um orifício interligando o domínio interno e externo, δp deve ser igual a zero para que a pressão seja a mesma nos dois domínios.

As condições de contorno utilizadas para a solução de problemas utilizando o método dos elementos de contorno estão resumidas na Tabela 3.

Tabela 3 – Condições de contorno método BEM.

Condição de Contorno	Quantidade Física	Relação Matemática
Dirichlet	Pressão (p_s)	$p = p_s$
Neumann	Velocidade (v_s)	$\frac{\partial p}{\partial n} = -i\omega\rho v_s$
Robin	Impedância (Z_a)	$\frac{\partial p}{\partial n} = -i\omega\rho \frac{1}{Z_a} p$
Salto de velocidade	δdp	$\frac{\partial p_1}{\partial n} - \frac{\partial p_2}{\partial n}$
Salto de Pressão	δp	$p_1 - p_2$

Neste trabalho a técnica do método de elementos de contorno (BEM) é utilizada para a determinação da potência radiada pelo sistema primário. É utilizada ainda para a determinação do padrão de radiação deste sistema. Além disso, é uma ferramenta valiosa no momento de validação das soluções propostas para atenuação do ruído radiado pelo sistema primário.

2.3.3 Determinação do Ruído Radiado pelo BEM

O mesmo sistema primário é modelado e simulado no software comercial VAOne[©] versão 2010³, conforme mostrado na Figura 18.

O sistema é considerado como uma casca cilíndrica com elementos de casca estruturais, conforme mostrado na Figura 18. As dimensões são as definidas no capítulo 1: raio de $35mm$ e comprimento de $146mm$. A espessura de parede é de $5mm$ e a densidade do material deve ser ajustada para que a massa seja a mesma massa m_T do sistema primário. As demais propriedades tais como módulo de elasticidade e coeficiente de *Poisson* devem ser considerados os valores do aço estrutural, $E = 210GPa$ e $\nu = 0,29$ respectivamente. O software VAOne[©] utiliza o método de superposição modal para o cálculo das respostas, para evitar diferenças em altas frequências foi considerado no trabalho apenas os modos de corpo rígido. Na figura 18 é possível, também, verificar o ponto de aplicação de força, na direção axial do sistema, e o ponto de medição de vibração do modelo. A amplitude desta força é ajustada para obter o mesmo nível de vibração de referência v_T , na

³Direitos autorais ©2011 ESI Group.

frequência de funcionamento f_T definida no Capítulo 1.

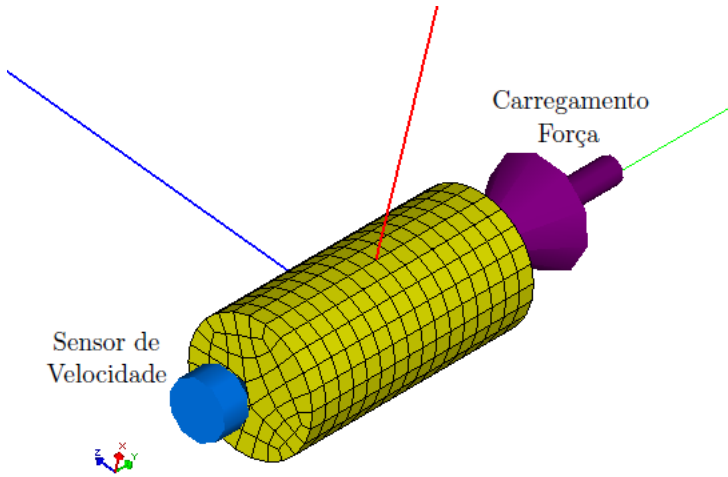


Figura 18 – Modelo FEM estrutural com carregamento e ponto para medição de vibração.

Ainda no software VAOne[©] deve-se criar uma malha tipo BEM acoplada à malha estrutural do sistema primário para o cálculo da potência sonora radiada pelo sistema, conforme descrito na Seção 2.3.2. Para a visualização do padrão de radiação deve-se criar também um plano para a medição do campo sonoro em torno do sistema primário para comparar com as demais técnicas utilizadas neste trabalho. Estas duas malhas podem ser vistas na Figura 19. O tamanho destes elementos devem satisfazer à relação de pelo menos seis elementos por comprimento de onda.

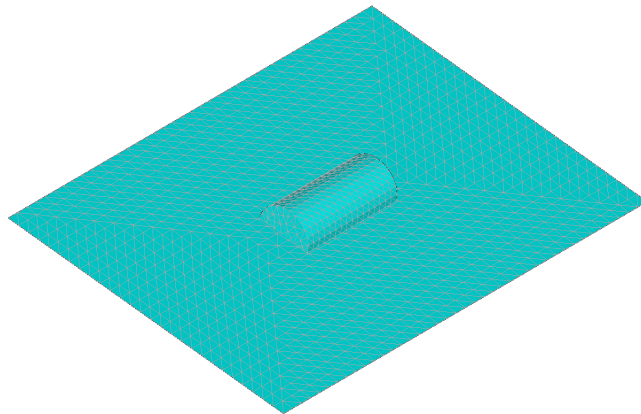


Figura 19 – Modelo BEM de radiação do sistema primário, e plano para medição do campo de pressão.

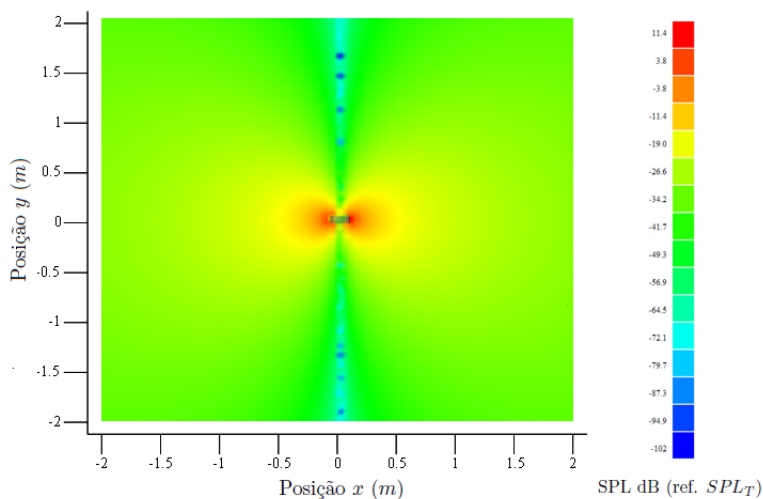


Figura 20 – Padrão de radiação do sistema primário segundo a teoria de elementos de contorno - BEM.

A potência sonora para o sistema primário obtida pelo método de elementos de contorno utilizando-se o software VAOne[©], já normalizado pela potência sonora de referência SWL_T é de $-0,9dB$. E o campo de pressão também normalizado pela pressão sonora de referência SPL_T é mostrado na Figura 20. A pressão máxima encontrada

neste campo é de $+3,5dB$.

2.3.4 Determinação do Ruído Radiado pelo FEM

O sistema primário da Figura 1 é modelado de forma a ser analisado com o auxílio do método de elementos finitos acústicos. Neste trabalho utilizou-se o software comercial Comsol[©] versão 4.0⁴ para realizar as análises com elementos finitos acústicos. Para isso é necessário gerar uma malha que representa o fluido adjacente à estrutura que se deseja estudar a radiação.

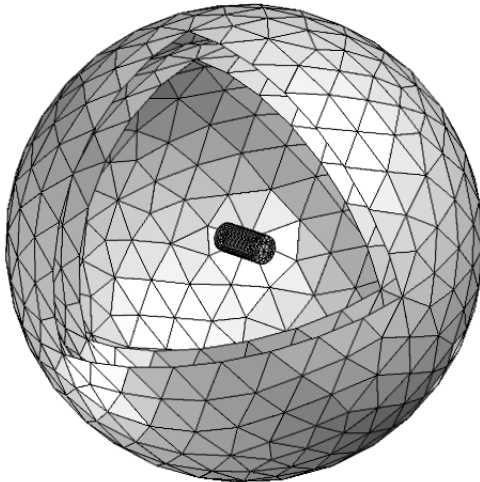


Figura 21 – Malha de elementos acústicos utilizadas para solução do problema pelo método FEM.

Utilizou-se neste caso uma esfera com raio de $0,5m$ entorno do sistema primário, conforme mostrado na Figura 21. O raio utilizado foi definido de forma a reduzir possíveis efeitos de reflexão na interface de radiação do sistema, e para permitir visualizar o campo acústico no seu interior. Nesta figura estão mostrados apenas os elementos de casca da malha, para facilitar a visualização. Utilizou-se o critério de 6 elementos por comprimento de onda acústico como tamanho máximo de elemento. Apenas na região de contorno que representa o sistema primário o tamanho do elemento foi reduzido consideravelmente, para

⁴Direitos autorais ©2011 Comsol

garantir uma fidelidade na representatividade da geometria através dos elementos finitos considerados.

Dois tipos de condições de contorno foram analisadas para avaliar o ruído radiado. A primeira condição avaliada é um tipo de condição de contorno não reflexiva (*NRBC*) e a segunda é do tipo de absorção, ou *PML*, conforme descrita na Seção 2.3.1. A espessura da camada *PML* foi arbitrada em 75mm .

Neste caso não foi necessário o uso de um sistema estrutural, pois o software permite utilizar velocidade prescrita como condição de contorno de entrada. O valor utilizado para a velocidade é o valor de vibração de referência v_T , na frequência de funcionamento f_T .

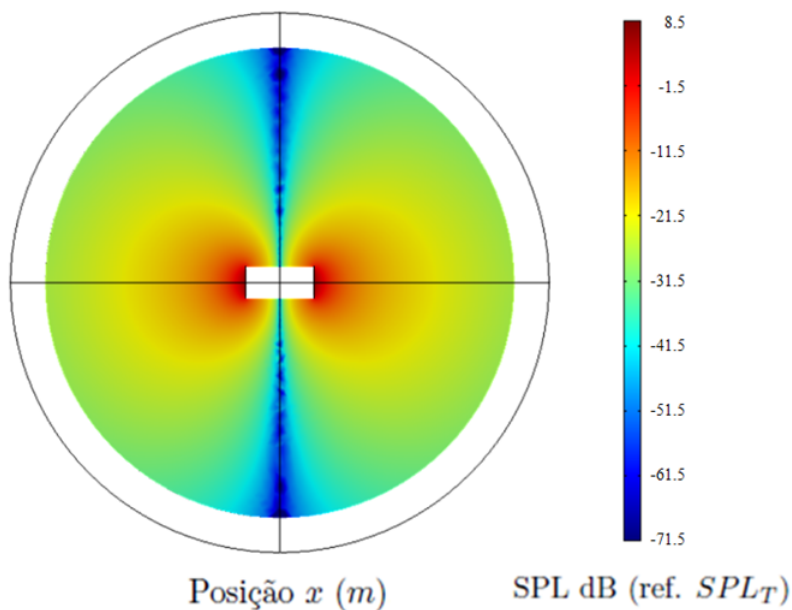


Figura 22 – Padrão de radiação calculado pelo método de elementos finitos acústicos com PML.

A potência sonora obtida por este método, utilizando as condições de contorno de não reflexão e PML, são idênticas, e iguais a $-1,2\text{dB}$, já normalizadas pela potência sonora de referência SWL_T . A pressão máxima calculada pelo software para qualquer uma das condições é de $+4,6\text{dB}$. Este campo de pressão é mostrado na Figura 22.

Uma das vantagens em se utilizar o método de elementos finitos acústicos é a possibilidade de obter gráficos de isossuperfícies de

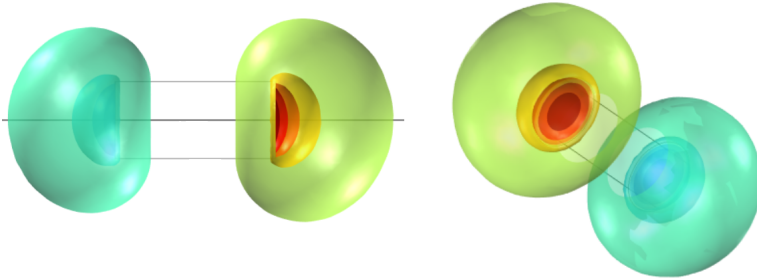


Figura 23 – Padrão de radiação calculado pelo método de elementos finitos acústicos com PML, mostrado com isosuperfícies de pressão.

pressão, por exemplo, conforme mostrado na Figura 23. Esta figura mostra algumas curvas de isosuperfície de pressão, proporcionando uma visão do padrão de radiação tridimensional gerado pelo sistema primário. Este padrão lembra um alteres, assim como previsto pela teoria de dipolo.

2.4 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

A Tabela 4 mostra uma comparação entre o valor obtido para a potência sonora radiada pelo sistema primário experimentalmente, pelas teoria de dipolo e monopolo, e pelos métodos computacionais BEM e FEM. Como o valor obtido experimentalmente é o valor usado como valor de referência SWL_T a tabela associa o valor de $0dB$ para esta medição. O mesmo acontece para a pressão acústica, sendo que o valor considerado foi o máximo de pressão encontrado no campo acústico.

Tabela 4 – Resultados de potência sonora e pressão sonora obtido pelas diferentes técnicas, na frequência de funcionamento f_T .

Técnica	$SWL(dB)$	$SPL(dB)$
Experimental	0	0
Monopolo Acústico	5,9	-15,4
Dipolo Acústico	-5,4	-26,5
BEM	-0,9	+3,5
FEM	-1,2	+4,6

A potência sonora obtida pela técnica BEM apresenta o valor mais próximo do valor obtido experimentalmente, com uma diferença de apenas $0,9dB$. A técnica do FEM apresenta uma diferença de apenas $1,2dB$. Já as demais técnicas utilizadas apresentam valores com maior diferença. Por exemplo, o monopolo acústico apresenta um valor de $5,9dB$ maior que o valor experimental e o dipolo acústico $-5,4dB$.

Com relação ao padrão de radiação, os resultados obtidos pelas técnicas BEM e FEM, apresentam padrões muito semelhantes ao experimental. As três mostram resultados muito similares, conforme observado nas Figuras 20, 22 e 8. Além do padrão de pressão ser muito semelhante, os valores máximos apresentam uma diferença pequena em relação ao valor experimental.

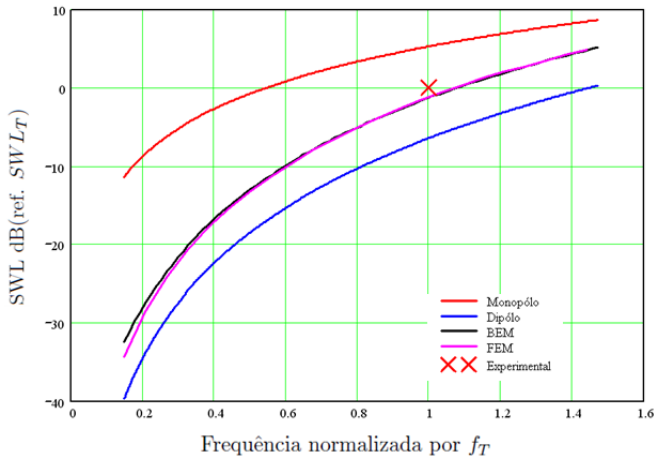


Figura 24 – Curva de variação da potência sonora radiada pelo sistema primário em função da frequência para as técnicas avaliadas.

Já a teoria de dipolo apresenta um valor de pressão máxima bem diferente do experimental, cerca de $26,5dB$ menor que o valor medido. O padrão de radiação também é diferente com pressões mais baixas e lóbulos de radiação com diâmetros maiores, ou seja o gradiente da pressão é menor. Enquanto que nos demais casos, holografia, FEM e BEM, o gradiente de pressões é maior fazendo com que as pressões mais altas sejam localizadas mais próximas do compressor, criando lóbulos de pressão menores. Esta diferença pode ser devida à teoria de dipolo ser válida para valores de $kd \ll 1$, que não é este caso. Para o sistema

primário considerado este valor é $kd = 0,906$.

Para facilitar a comparação destes resultados é possível plotar uma curva da potência radiada em função da frequência, conforme mostrado na Figura 24. Olhando para estes gráficos é possível notar que as curvas que realmente chegam mais próximo ao valor experimental são as obtidas pelos métodos BEM e FEM. A curva do monopolo, como é de se esperar, apresenta a maior potência radiada. Já o o dipolo apresenta a curva mais baixa.

É possível, ainda, plotar a eficiência de radiação para os resultados obtidos pela teoria de monopolo, dipolo, pelo método BEM e FEM, Figura 25. Esta grandeza é muito útil para comparar resultados obtidos para soluções propostas. Todas estas informações são utilizadas como referência para as propostas de soluções para redução do ruído radiado pelo sistema primário.

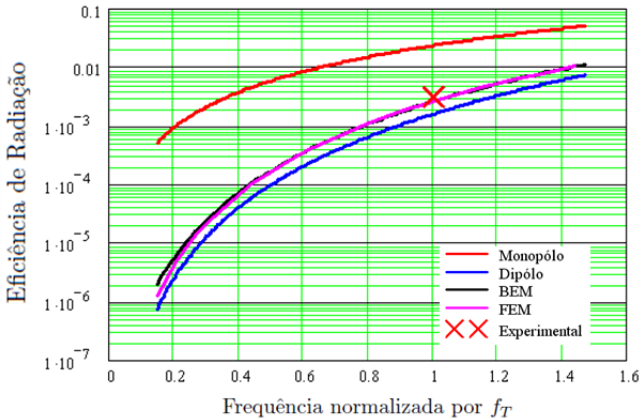


Figura 25 – Curvas de eficiência de radiação do sistema primário através das teorias de monopolo, dipolo, pelo método BEM e FEM.

Ao reescrever a equação de eficiência de radiação (Equação (2.14)), da seguinte forma:

$$W_{rad} = \sigma \langle v^2 \rangle S \rho_0 c_0. \quad (2.38)$$

Percebe-se que existem duas forma possíveis de atenuar a potência radiada W_{rad} . A primeira é atuar diretamente no termo proporcional à energia vibracional, $\langle v^2 \rangle$, ou seja reduzir o nível de vibração do sistema primário. Uma boa alternativa para esta proposta é a utilização do

absorvedor dinâmico de vibração (ADV).

A segunda proposta consiste em alterar a curva de eficiência de radiação σ do sistema primário, ou seja, adicionar absorção acústica nas faces radiantes do sistema primário. Neste caso duas soluções são analisadas: o painel de membrana e o ressonador de Helmholtz.

3 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES

Com o intuito de reduzir o nível de vibração do sistema primário, propõe-se o acoplamento de um sistema massa-mola secundário, que deve ser sintonizado na frequência de funcionamento do sistema primário para atuar como um absorvedor dinâmico de vibração.

3.1 ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO

Um absorvedor dinâmico de vibração ou ADV, consiste em um sistema massa-mola com baixo amortecimento acoplado a uma estrutura vibrante ou sistema primário. Este ADV, ao ser sintonizado na frequência de vibração do sistema primário, entra em ressonância, absorvendo assim a energia vibracional do sistema primário e aumentando a sua amplitude de vibração, (SILVA, 2005).

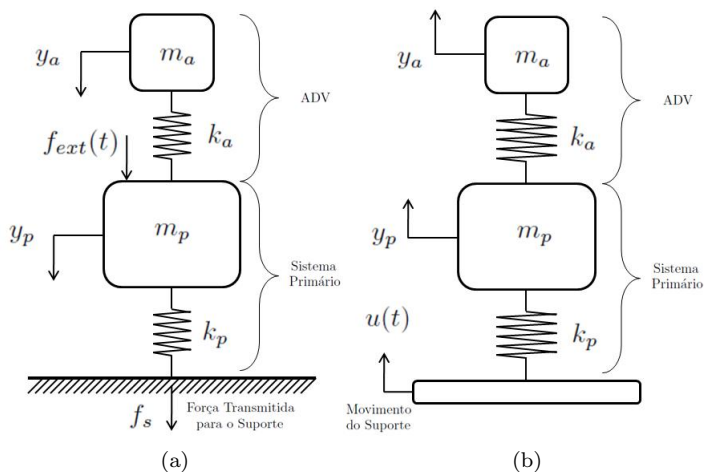


Figura 26 – Dois tipos de aplicação de ADVs: (a) redução da resposta forçada do sistema primário (ou da força transmitida para o suporte); (b) redução da resposta do sistema primário devido ao movimento do suporte.

Absorvedores dinâmicos de vibração são normalmente utilizados

para atenuar vibrações de duas formas principais, conforme mostrado na Figura 26. Na primeira forma o ADV é usado para reduzir a amplitude de vibração, y_p , do sistema primário, aqui representado por um sistema de um grau de liberdade com massa m_p e suspensão com rigidez k_p , devido à uma força de excitação $f_{ext}(t)$ aplicada sobre o próprio sistema primário, demonstrado na Figura 26(a). Neste caso, o absorvedor dinâmico de vibração também está representado como um sistema de um grau de liberdade formado por uma massa m_a e uma mola com rigidez k_a . A força transmitida para o suporte pelo sistema é dada por:

$$f_s = k_p y_p. \quad (3.1)$$

A segunda utilização do ADV é aquela na qual a vibração y_p do sistema primário é resultante do movimento de vibração do suporte $u(t)$ transmitida para o mesmo através da suspensão k_p , Figura 26(b). Neste trabalho, devido às características do problema a ser resolvido, será abordado apenas a primeira forma de utilização do ADV.

A equação diferencial que rege o movimento do sistema formado pelo sistema primário e o ADV é:

$$[M] \{\ddot{y}\} + [C] \{\dot{y}\} + [K] \{y\} = \{f_{ext}\}, \quad (3.2)$$

onde $[M]$ é a matriz de massas do sistema e, neste caso, dada por:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_p & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix}, \quad (3.3)$$

$[K]$ é a matriz de rigidez do sistema:

$$[K] = \begin{bmatrix} k_p + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix}, \quad (3.4)$$

$[C]$ é a matriz de amortecimento do sistema:

$$[C] = \begin{bmatrix} c_p + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

$\{y\}$ é o vetor de deslocamentos:

$$\{y\} = \begin{bmatrix} y_p \\ y_a \end{bmatrix}, \quad (3.6)$$

e, $\{f_{ext}\}$ é o vetor de forças:

$$\{f_{ext}\} = \begin{bmatrix} f_{ext}(t) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.7)$$

Aplicando a transformada de Fourier à Equação (3.2), obtém-se a seguinte relação:

$$\{[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]\} \{Y\} = \{F\}, \quad (3.8)$$

onde $\{Y\}$ e $\{F\}$ são os vetores de deslocamento e forças representados no domínio da frequência e dependente de ω . Quando as forças externas aplicadas ao sistema são nulas a Equação (3.8) se torna uma equação homogênea e pode ser resolvida como um problema de auto-valores e auto-vetores:

$$\{[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]\} \{Y\} = 0. \quad (3.9)$$

Neste caso os auto-valores, do problema não amortecido, serão a raiz quadrada das frequências naturais de vibração do sistema e os auto-vetores representarão as suas respectivas formas modais de vibração. Pode-se escrever todo o termo que multiplica o vetor de deslocamentos $\{Y\}$ na Equação (3.8) da seguinte forma:

$$[G] = [K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]. \quad (3.10)$$

Assim, é possível obter os deslocamentos $\{Y\}$ da seguinte forma:

$$\{Y\} = [G]^{-1} \{F\}. \quad (3.11)$$

Individualmente, a frequência natural de vibração do sistema primário, ω_p , e dada pela seguinte relação:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}}, \quad (3.12)$$

onde é levado em consideração apenas a massa do sistema primário m_p e a rigidez da suspensão do sistema primário k_p .

A Figura 27 mostra duas curvas de resposta em frequência. A primeira, azul tracejada, representa a resposta do sistema primário sem a utilização de um dispositivo absorvedor dinâmico de vibrações. A segunda curva representa o mesmo sistema primário, porém agora com um sistema massa-mola secundário acoplado ao mesmo funcionando como um ADV. Nota-se que na curva vermelha na região próxima à frequência de funcionamento a resposta do sistema primário foi atenuada.

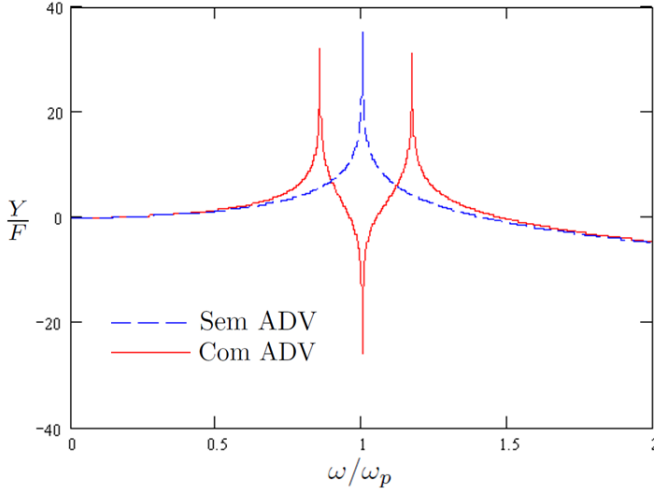


Figura 27 – Resposta em frequência de um sistema sem (linha tracejada), e com (linha cheia) ADV.

nuada pelo ADV, esta atenuação alcança mais de 40 dB. Porém dois novos picos de ressonância foram criados, sendo um menor e outro maior que a frequência de ressonância do sistema primário individualmente. Isto se deve ao novo sistema, com o ADV, possuir dois graus de liberdade. Neste caso o primeiro modo próximo de $0,85\omega_p$ representa o deslocamento das duas massas, do sistema primário e do ADV, em fase. E o segundo pico, próximo de $1,15\omega_p$ é o deslocamento das duas massas em anti-fase.

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \quad (3.13)$$

3.2 SISTEMA PRIMÁRIO

O sistema primário, conforme mostrado na Figura 1, é formado por um cilindro com diâmetro de $70mm$ e com comprimento de $146mm$. Este cilindro, quando em funcionamento, é montado em suspensões de material elastomérico com baixa rigidez e alto amortecimento, conforme mostrado na Figura 28.

A direção de vibração do sistema primário é a direção axial ao

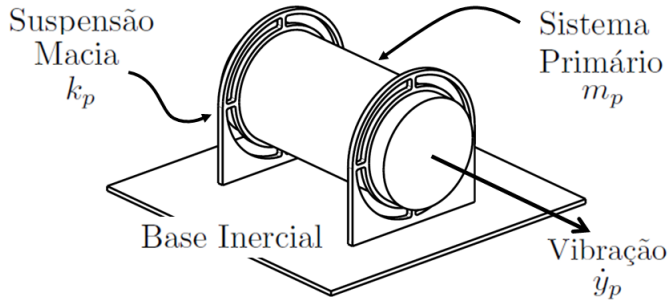


Figura 28 – Sistema primário montado sobre suspensão macia.

cilindro que o forma. Esta direção é chamada de direção y , apenas por facilidade. As forças geradas pelo sistema primário nas direções radiais do cilindro podem ser desconsideradas. Assim o sistema primário se resume a um sistema massa mola.

A Tabela 5 mostra os dados necessários para cálculo da frequência natural e da resposta em frequência do sistema primário proposto na Figura 28. A rigidez k_p e a frequência natural f_p do sistema primário foram normalizados em relação a um valor arbitrário. O valor do amortecimento da suspensão foi obtido utilizando valores típicos para a razão de amortecimento ζ , de acordo com (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985), através da relação:

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{km}}, \quad (3.14)$$

onde ζ é a de razão de amortecimento crítico, C é o amortecimento viscoso e a relação $2\sqrt{km}$ é conhecido como amortecimento crítico C_c .

Tabela 5 – Dados construtivos do sistema primário, com a rigidez e a frequência do sistema primário normalizadas.

Grandeza	Variável	Valor	Unidade
Massa	m_p	1	kg
Rigidez Axial	k_p	$1,3 \times 10^{-4}$	-
Amortecimento	c_p	6	$N.s/m$
Frequência natural	f_p	$4,1 \times 10^{-3}$	-

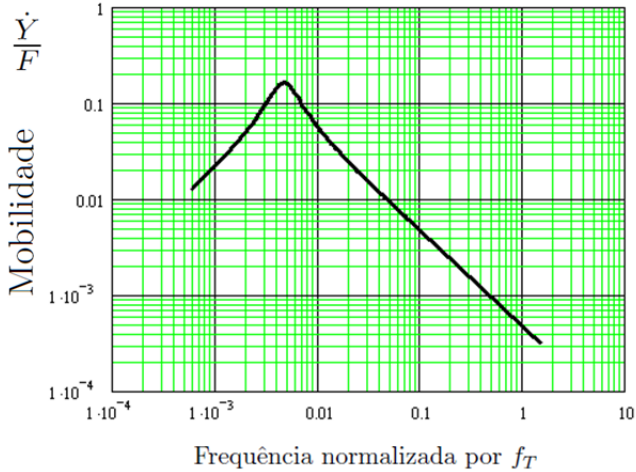


Figura 29 – Mobilidade do sistema primário montado sobre suspensão macia sem ADV.

A rigidez da suspensão foi determinada experimentalmente. Com base nestes dados é possível utilizar as relações das Equações (3.10) e (3.11), para obter a resposta em frequência para o sistema primário, neste caso a mobilidade (\dot{Y}/F), conforme mostrado na Figura 29.

3.3 SISTEMA PRIMÁRIO COM UM ADV

3.3.1 Sintonia

Ao sistema primário pode-se adicionar um segundo sistema massa mola, Figura 30. A mola deste segundo sistema, diferente da suspensão, possui uma rigidez alta k_a , pois é fabricada em aço mola de alto carbono, e com valor de amortecimento baixo, $\zeta_a = 0,005$. A geometria da mola é tal que tem rigidez apropriada na direção axial de vibração do sistema primário e rigidez extremamente alta nas direções radiais.

O valor da massa do ADV, $m_a = 0,336kg$, é grande o suficiente para proporcionar a atenuação desejada, pois a região de frequência em que o ADV deve funcionar é uma região de vibração forçada e não de vibração devido à ressonância, conforme pode ser visto na Figura 29. Este valor de massa é cerca de $\frac{1}{3}$ da massa do sistema primário, valor extremamente alto quando comparado com ADVs projetados para trabalhar na ressonância, cerca de 1%.

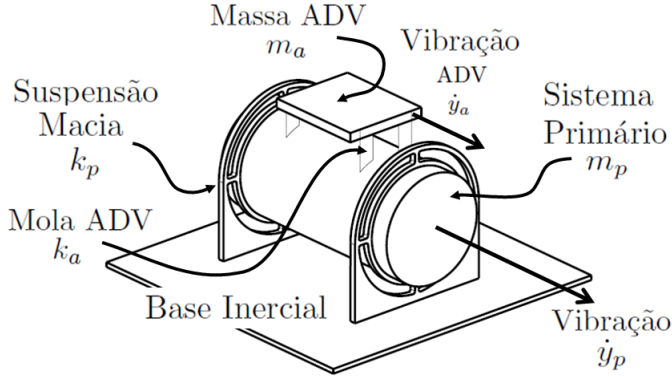


Figura 30 – Sistema primário montado sobre suspensão macia com um sistema secundário (ADV) acoplado.

O sistema secundário é sintonizado na frequência de funcionamento f_T alterando-se a rigidez k_a até que o valor obtido para a frequência natural do sistema desacoplado seja igual a f_T . Após este processo é possível montar as matrizes de massa, rigidez e amortecimento para a solução do problema de auto-valores e auto-vetores através da Equação (3.9):

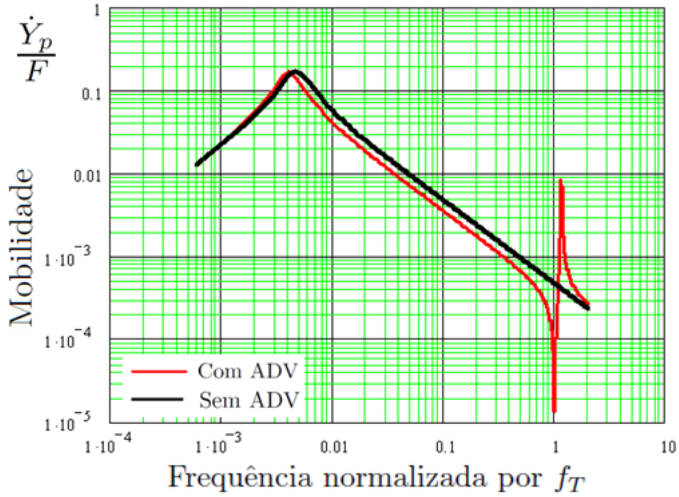
$$[M] = \begin{bmatrix} 1,336 & 0 \\ 0 & 0,336 \end{bmatrix}, \quad (3.15)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_a + 100 & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

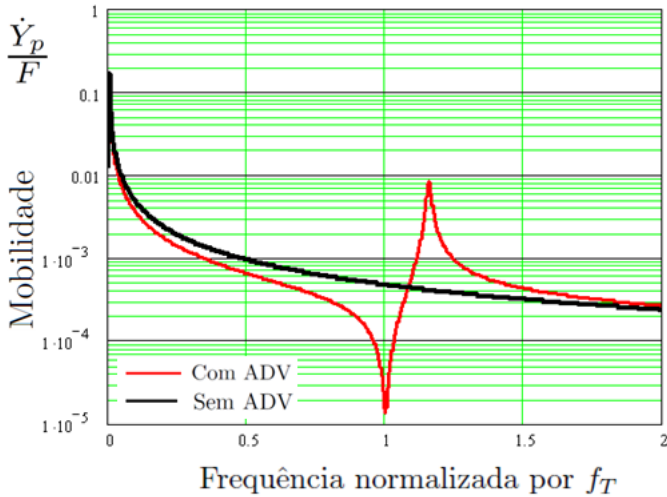
$$[C] = \begin{bmatrix} 13 & -7 \\ -7 & 7 \end{bmatrix}. \quad (3.17)$$

Os auto-valores encontrados para este sistema acoplado são 4×10^{-3} e 1,16, já normalizados pela frequência de funcionamento do sistema primário f_T .

A primeira frequência natural é referente ao modo com os deslocamentos do sistema primário e da massa do ADV em fase, porém o ADV tem um deslocamento de 75% do deslocamento do sistema primário. Pode-se comparar este valor com a frequência obtida para o sistema primário isolado que é de $4,7 \times 10^{-3}$. Esta redução no valor da frequência deve-se ao efeito do aumento de massa devido ao ADV.



(a)



(b)

Figura 31 – Mobilidade do sistema primário com um ADV acoplado (linha vermelha), comparada com a mobilidade do sistema primário sem ADV (linha preta). (a) com escala logarítmica no eixo da frequência e (b) com escala linear.

A segunda frequência obtida é devido ao sistema passar a ter dois graus de liberdade, formando um modo de vibração, onde a massa do ADV tem um deslocamento contrário ao da massa do sistema primário, com um deslocamento 2,22 vezes maior que o deslocamento da massa do sistema primário. A Tabela 6 mostra um resumo destes resultados.

Tabela 6 – Modos de vibração do sistema primário com um ADV acoplado. (*Valores normalizados.*)

Modo	Frequência	y_p	y_a
Primeiro	4×10^{-3}	1	0,746
Segundo	1,16	1	-2,22

Assim como ocorre com um ADV sintonizado na frequência de ressonância do sistema primário, ocorre neste caso a divisão dos picos, sendo um abaixo e outro acima da frequência de sintonia. Este efeito pode ser visto na Figura 31, que mostra um gráfico da mobilidade do sistema primário obtido através da aplicação de uma força unitária f_{ext} na massa do sistema primário.

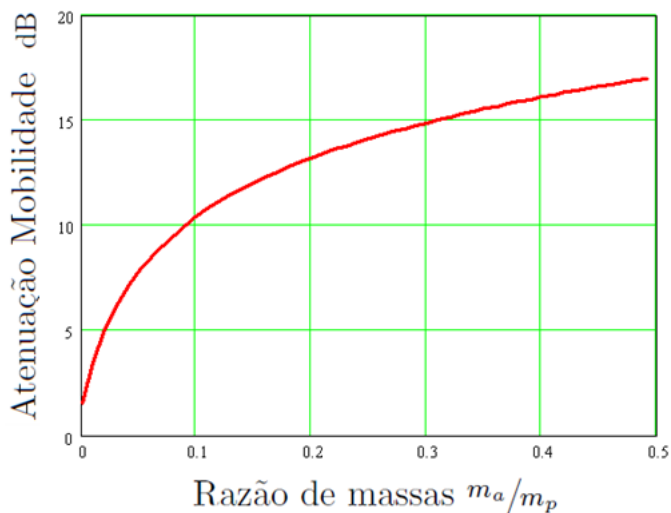


Figura 32 – Curva de atenuação da mobilidade do sistema com ADV em função da razão das massas do ADV e do sistema primário na frequência de trabalho do sistema primário f_T .

É possível ainda montar um gráfico da atenuação obtida na mobilidade na frequência de trabalho f_T em função da massa do sistema secundário (ADV). Este gráfico é obtido da diferença entre a mobilidade do sistema primário com ADV e a mobilidade do sistema primário sem ADV na frequência f_T , para diferentes valores de massa m_a . Para cada valor de massa o valor da rigidez do ADV k_a é corrigido para sintonizar o ADV na frequência f_T . Esta curva é mostrada na Figura 32, onde observa-se que para atingir uma atenuação maior do que $15dB$ a massa necessária é de aproximadamente $\frac{1}{3}$ da massa do sistema primário.

3.3.2 Simulação Numérica com ADV

Para verificar a eficiência de atenuação do ADV no ruído radiado pelo sistema primário é necessário realizar uma simulação deste ruído utilizando a técnica de elementos de contorno BEM, conforme descrito na Seção 2.3.2. O sistema primário com um ADV da Figura 30, é modelado e simulado no software VAOne[©] da mesma forma como descrito na Seção 2.3. A Figura 33 mostra o modelo BEM utilizado para realização da simulação, as condições de carregamento foram as mesmas utilizadas na Seção 2.3. Foi desconsiderada na simulação a suspensão macia de borracha, devido ao custo computacional adicionado pela mesma ao sistema e à baixa influência do modos de vibração próximos de $1Hz$.

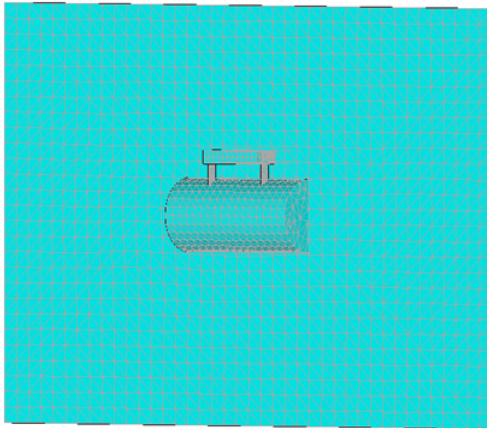


Figura 33 – Malha BEM para o sistema primário com um ADV.

O primeiro resultado a ser analisado é a potência sonora radiada na frequência de funcionamento. O valor calculado pelo software é de $-3,6dB$ já normalizado pela referência SWL_T , cerca de $2,5dB$ a menos que o valor simulado para a referência, ou seja, apenas $2,5dB$ de atenuação.

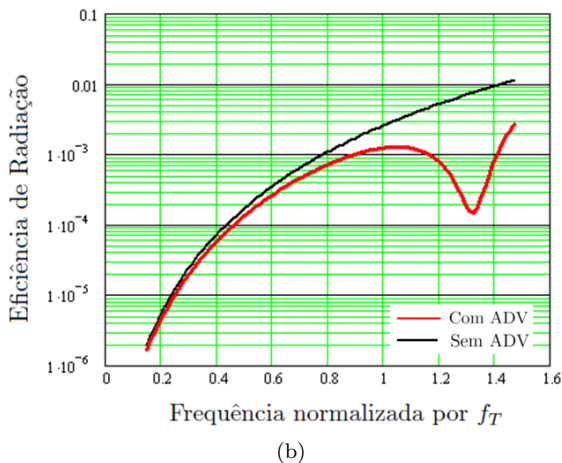
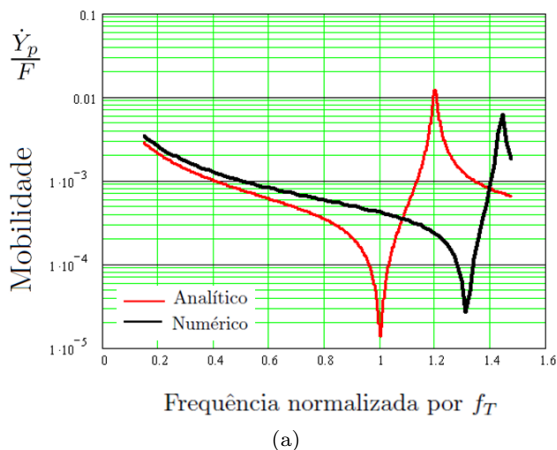


Figura 34 – (a) Comparação entre a mobilidade analítica (linha vermelha) e numérica (linha preta) para o sistema com um ADV. (b) Eficiência de radiação do sistema com 1 ADV (linha vermelha) e sem ADV (linha preta).

Este resultado não condiz com o valor calculado para a atenuação de vibração de $-15,4\text{dB}$ para este sistema de ADV. Para entender este efeito é necessário observar outros valores obtidos na simulação. Neste caso o primeiro que se deve observar é o gráfico de mobilidade analítico e teórico, Figura 34(a). Neste gráfico facilmente percebe-se o motivo da ineficiência de atenuação de ruído obtida pelo ADV. Claramente o sistema numérico não está sintonizado na mesma frequência do sistema analítico. Esta diferença é de 31%. Este efeito também é nitidamente notado na curva de eficiência de radiação do sistema, Figura 34(b).

(VER; BERANEK, 2006) cita o efeito de balanço ou de rotação como um fator que deve ser considerado quando a massa m_a do sistema secundário ou ADV é fixada no sistema primário com dois elementos elásticos. Neste o movimento de translação e rotação do corpo se acoplam formando um sistema dinâmico diferente com frequência natural dada pela seguinte expressão:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kb^2}{4J}}, \quad (3.18)$$

onde b é o comprimento da massa do ADV, ou mais especificamente é o dobro do braço de alavanca de cada elemento elástico considerando que o sistema é simétrico, e J é o momento de inércia de rotação da massa do ADV. Para os valores definidos na Seção 3.3.1 e a geometria do ADV da simulação numérica obtém-se o valor de $f_n = 1,33$ para a frequência natural acoplada já normalizada por f_T , o que explica a diferença encontrada na simulação e na teoria.

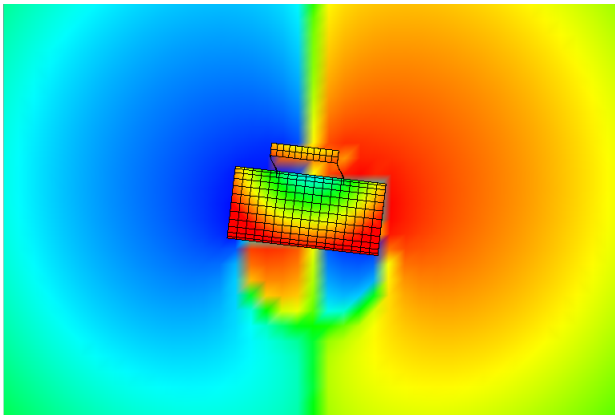


Figura 35 – Resposta forçada do sistema primário com um ADV.

Este fato fica claramente evidenciado quando se observa a Figura 35, que mostra a resposta forçada do sistema na frequência de trabalho do sistema primário f_T . É possível ver nesta figura o deslocamento do sistema bem como o campo de pressão nas proximidades do mesmo. O efeito desejado não foi alcançado devido ao padrão de radiação do sistema ainda ser o padrão de um dipolo.

Para evitar este problema, e outros possíveis, a sintonia do ADV deve ser feita diretamente no sistema acoplado, buscando a região de menos amplitude na curva de mobilidade do sistema modelado numericamente.

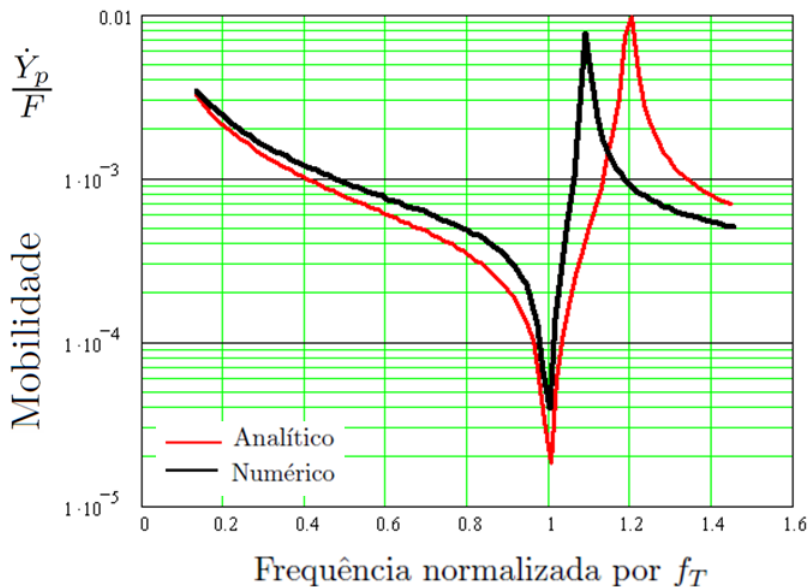
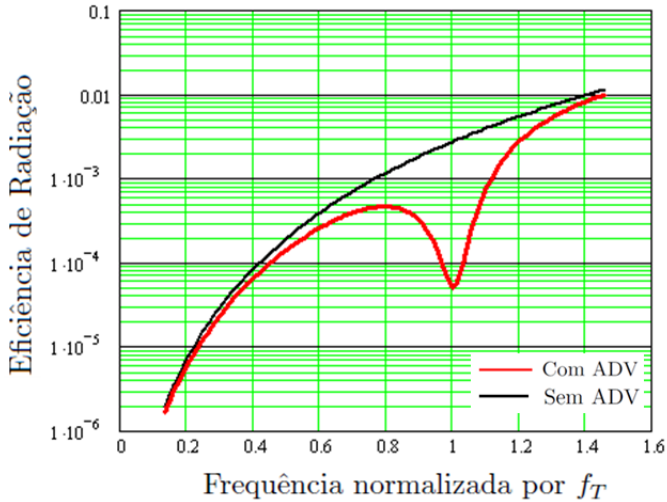
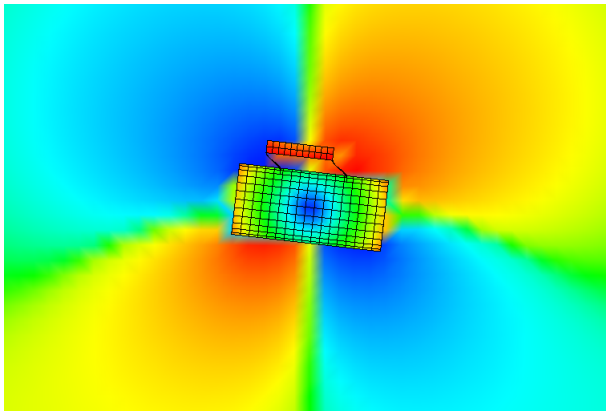


Figura 36 – Comparação entre a mobilidade analítica (linha vermelha) e numérica (linha preta) para o sistema com um ADV.

A Figura 36 mostra a curva de mobilidade do sistema com ADV, já com a correção na sintonia. A eficiência de radiação do sistema também apresenta uma redução considerável, cerca de $16dB$, e é mostrada na Figura 37(a).



(a)



(b)

Figura 37 – (a) Comparação entre a eficiência de radiação do sistema com (linha vermelha) e sem ADV (linha preta). (b) Resposta forçada do sistema primário com um ADV com sintonia corrigida.

O valor da radiação sonora desta configuração é $-10,5dB$ valor consideravelmente melhor, porém ainda abaixo dos $15,4dB$ previstos analiticamente. A resposta forçada do sistema, Figura 37(b), mostra que o sistema ainda apresenta uma rotação elevada, porém esta rotação agora esta no centro de massa do sistema primário. O padrão

de radiação mudou para um padrão similar ao de um quadrupolo, justificando a atenuação de apenas $10,5\text{dB}$ obtida na potência sonora. A rotação agora pode ser explicada pela assimetria criada no sistema pelo ADV da maneira como foi montado.

3.4 SISTEMA PRIMÁRIO COM DOIS ADVS

3.4.1 Sintonia

Para solucionar o problema da assimetria devido ao sistema secundário utilizado para a atenuação do sistema primário, utiliza-se um ADV duplo, ou seja, dois conjuntos de molas e massa posicionados simetricamente no sistema primário, conforme mostrado na Figura 38.

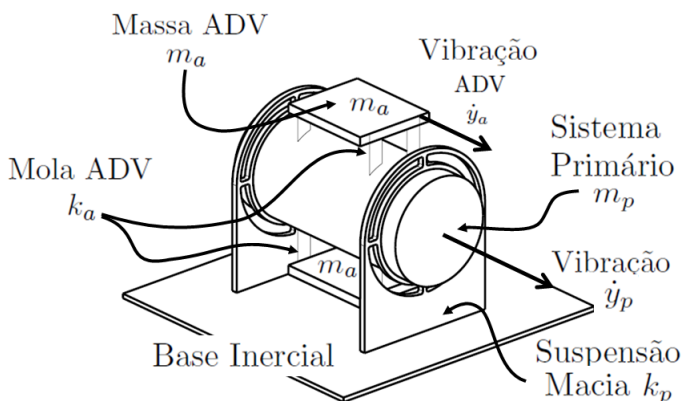
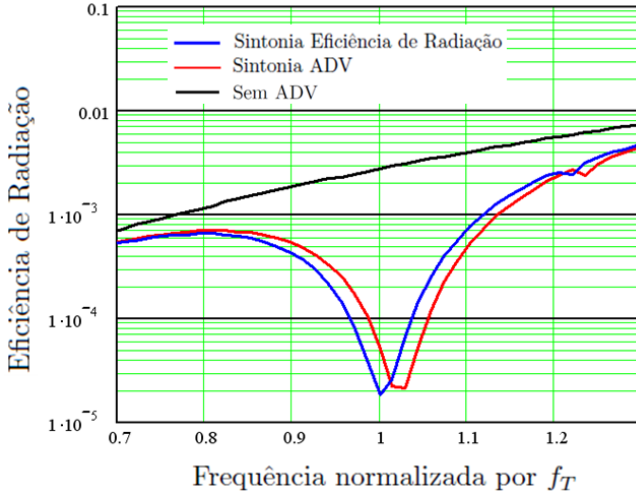


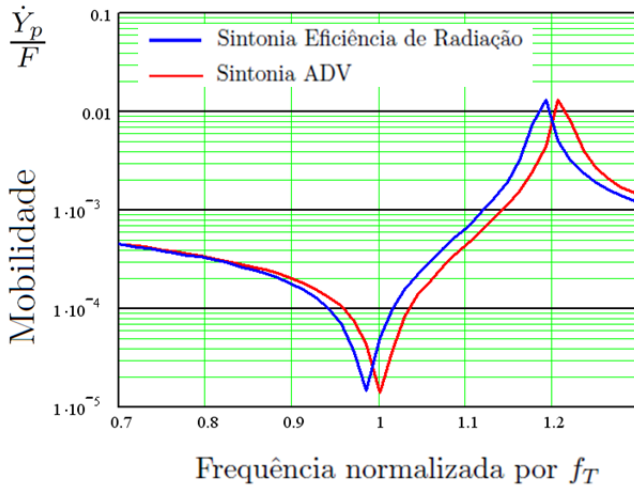
Figura 38 – Sistema primário montado sobre suspensão macia com dois sistemas secundários (ADVs) acoplados.

É necessário que os dois sistemas secundários sejam idênticos, ou seja, devem ter a mesma mola e a mesma massa, para não criar momentos no sistema e gerar rotações indesejadas. A proposta é utilizar a mesma massa total utilizada anteriormente, sendo metade para cada ADV, e molas com a metade da rigidez utilizada anteriormente. O resultado obtido pelos métodos numéricos para a mobilidade e eficiência de radiação é mostrado na Figura 39.

É possível ver nestes gráficos uma diferença de cerca de $1,5\%$ na sintonia do sistema. A curva de mobilidade vermelha mostra que



(a)



(b)

Figura 39 – (a) Comparação entre a eficiência de radiação do sistema sem ADV (linha preta), com dois ADVs sintonizados pelo ADV (linha vermelha) e com dois ADVs sintonizados pela eficiência de radiação (linha azul). (b) Mobilidade do sistema primário com dois ADVs sintonizados pelo ADV (linha vermelha) e com dois ADVs sintonizados pela eficiência de radiação (linha azul).

a sintonia, feita ajustando a frequência natural do sistema secundário igual à frequência de trabalho f_T , foi bem sucedida. Porém quando é calculada a eficiência de radiação do sistema a maior atenuação do sistema ocorre em uma frequência 1,5% maior que a frequência f_T . Quando a sintonia do ADV é feita de forma que a menor eficiência de radiação é na frequência f_T a mobilidade é mínima em uma frequência 1,5% menor que f_T .

A potência radiada pelo sistema acompanha a mesma lógica, e é proporcional à eficiência radiada, ou seja, a potência radiada do sistema é mínima quando a sintonia é feita através da eficiência de radiação, e o valor encontrado foi de $-21,6dB$ contra $-15,6dB$ do caso em que a sintonia é feita pelo ADV, ambos valores normalizados pela potência de referência SWL_T .

A Figura 40 fornece uma explicação para este fenômeno. A fase entre o sistema primário e ADV para o caso em que a sintonia foi feita pelo ADV é de $67,2$ graus, enquanto que para a sintonia realizada pela eficiência de radiação é de 163 graus. Ou seja, a atenuação do ruído, para este sistema especificamente, não ocorre na frequência referente à mínima vibração e sim na frequência na qual o deslocamento entre as massas do ADV e do sistema primário estão em anti-fase.

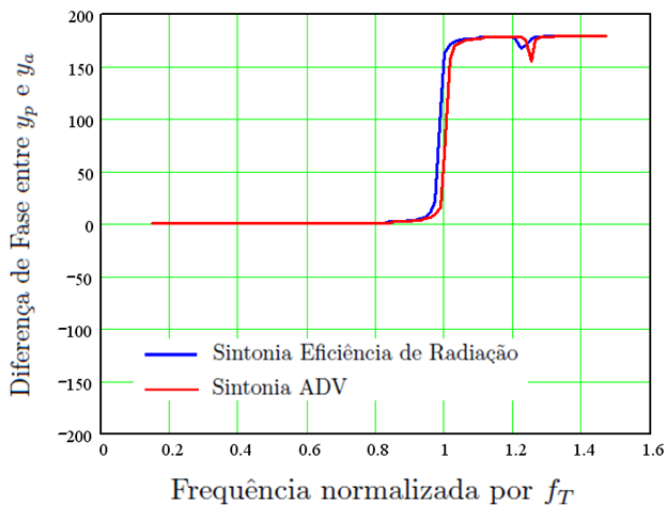


Figura 40 – Diferença de fase entre o sistema primário e ADV para o caso com dois ADVs sintonizados pelo ADV (linha vermelha) e com dois ADVs sintonizados pela eficiência de radiação (linha azul).

Isto sugere que a atenuação se deve não somente à redução da vibração do sistema primário, mas também ao possível cancelamento da pressão acústica no campo próximo devido a criação de áreas de rarefação e de pressão nas regiões entre as faces do ADV e a face do sistema primário. Este fenômeno é confirmado pela análise do campo de pressão gerado pelo sistema devido a resposta forçada do mesmo, mostrado na Figura 41.

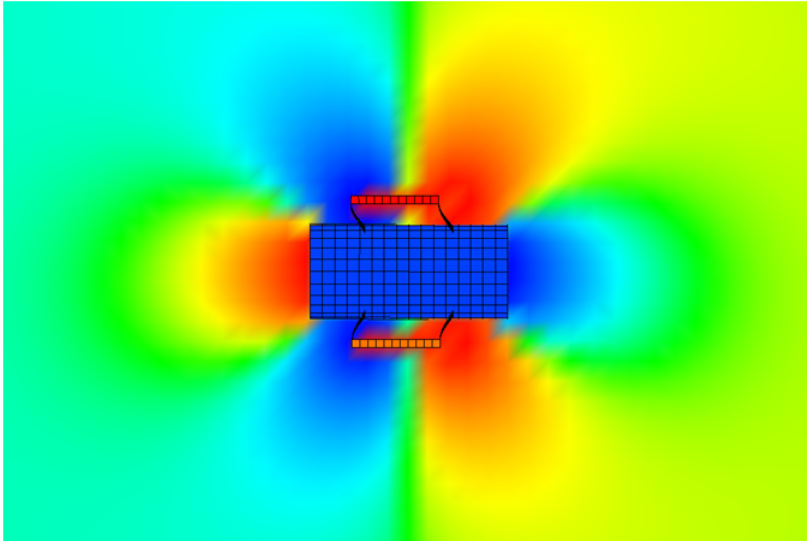


Figura 41 – Padrão de radiação devido à resposta forçada do sistema com dois ADVs.

Uma outra validação possível para este fenômeno é a simulação do sistema desconsiderando o ADV no modelo de radiação, porém considerando-o no modelo estrutural. Este teste foi realizado para o caso em que a sintonia foi inicialmente feita pelo ADV. Esta frequência continua sendo a mesma, ou seja, exatamente a frequência de trabalho, f_T , conforme pode ser visto na Figura ???.(a). A eficiência de radiação calculada é a mesma do sistema primário sem ADV, como era de se esperar já que a área de radiação continua a mesma, Figura ??.(b). Já a atenuação máxima ocorreu na frequência de trabalho f_T , como era de se esperar, pois não esta sendo considerado a radiação do próprio ADV. Neste caso obteve-se a maior atenuação do ruído radiado, alcançando a marca de $32.6dB$ de atenuação. Porém este resultado somente é válido quando a área de radiação do ADV for muito menor que a área de ra-

dição do sistema primário. No caso analisado, esta relação é de cerca de 20%.

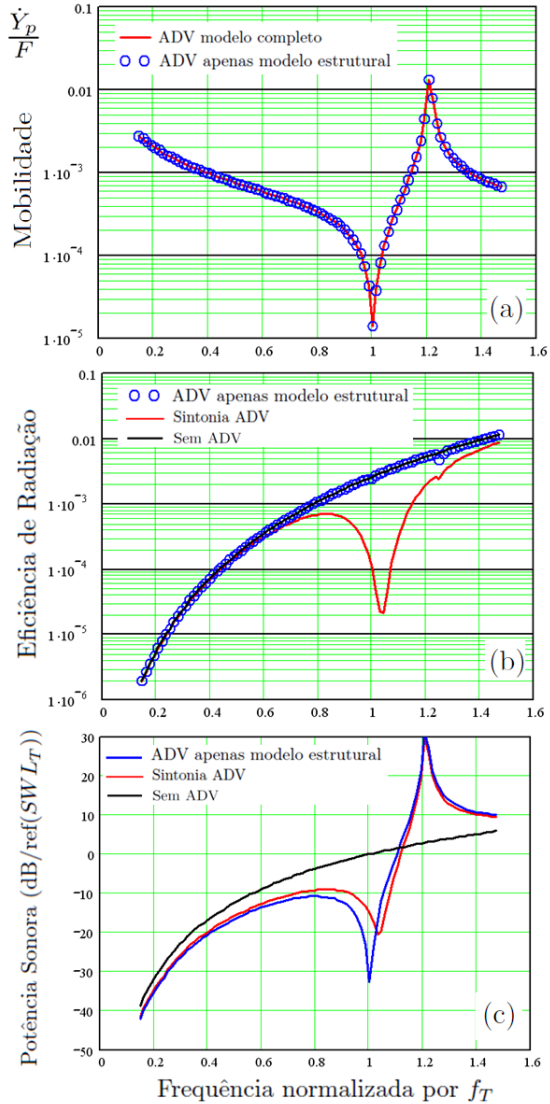


Figura 42 – Simulação do sistema com ADV somente no modelo estrutural (a) Mobilidade mostrando a mesma sintonia, (b) Eficiência de radiação e (c) Potência radiada.

Assim pode-se concluir que dos $21,6\text{dB}$ de atenuação alcançados pelo sistema, $15,6\text{dB}$ são devidos ao efeito da redução de vibração do sistema primário devido ao ADV, conforme previsto na Figura 32 e os outros 6dB devido ao efeito de cancelamento causado pelo movimento relativo do ADV e do sistema primário.

3.4.2 Testes Experimentais

Para confirmação dos resultados numéricos e analíticos construiu-se um aparato experimental, conforme mostrado na Figura 43. O sistema é composto de um elemento de fixação da mola no sistema primário, que permite o uso de diferentes padrões e espessuras de molas. Molas que podem ser construídas com diferentes formas e diferentes espessuras para obter diferentes rigidez. E a massa com um sistema que permite fixá-la nas molas com o uso de parafusos, permitindo regulagem de altura para variar a o tamanho útil da mola e por conseguinte a variação da rigidez do sistema, e ainda com furos com rosca na parte superior para permitir a adição ou remoção de massa com o objetivo de facilitar a sintonia experimental do ADV.

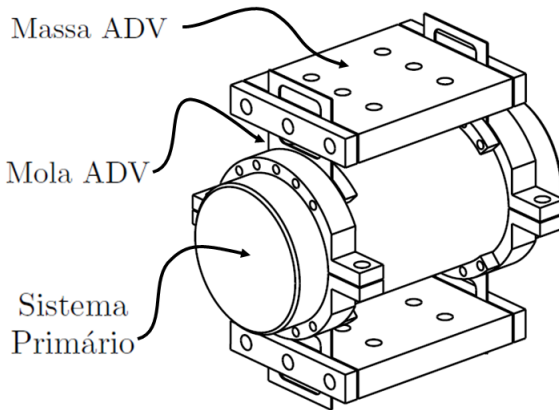
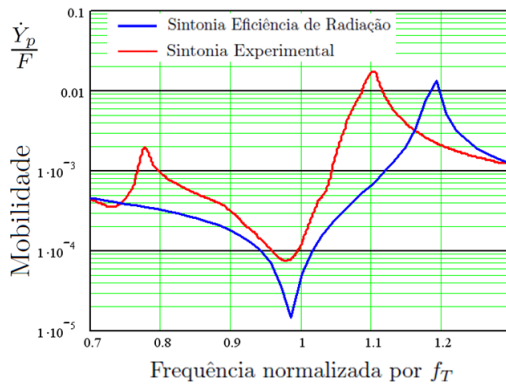


Figura 43 – Aparato para teste experimental com dois ADVs.

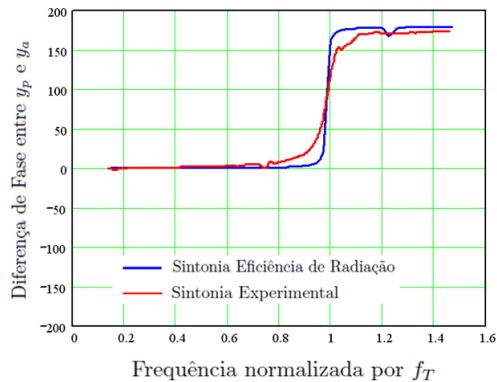
A sintonia do sistema experimental é realizada com o uso de sensores de vibração instalados no sistema primário e nas massas do ADV, um martelo de impactação, e um analisador de sinais, que permitem a obtenção da curva de mobilidade do sistema. O sistema inicialmente é montado com as configurações obtidas na simulação, e posteriormente ajustado na frequência desejada, neste caso cerca de $0,98f_T$, com o uso

de massas adicionais e/ou altura da mola.

A Figura 44 mostra a curva de mobilidade e fase final obtidas para o sistema experimental. A curva da mobilidade experimental apresenta um pico aproximadamente na frequência de $0,78f_T$. Este pico é referente a uma ressonância interna do sistema primário. Nota-se também que nas curvas experimentais o amortecimento é maior do que os valores utilizados nos modelos numéricos e analíticos, e que são atribuídos aos parafusos e elementos de fixação utilizados no experimento.



(a)



(b)

Figura 44 – (a) Curva de mobilidade utilizada para sintonia experimental com dois ADVs (linha vermelha) e numérica (linha azul). (b) Diferença de fase entre o sistema primário e ADV para sintonia experimental com dois ADVs (linha vermelha) e numérica (linha azul).

Tabela 7 – Resumo resultados ADV.

Configuração	SWL (dB)	Vibração (dB)
Referência	0	0
Dois ADVs Numérico	-21,6	-15,4
Dois ADVs Experimental	-22,1	-10,6

Após a sintonia é realizado o teste de medição de potência sonora e vibração do sistema experimental em funcionamento. Os valores obtidos estão sumarizados na Tabela 7. Pode-se observar que o valor da potência sonora obtida é de $-22,1dB$, de acordo com o previsto numericamente. O valor experimental final obtido para o nível de vibração do sistema primário é de $0,09v_T$.

4 PAINEL DE MEMBRANA

A segunda proposta para atenuação do ruído refere-se à opção de alterar diretamente a eficiência de radiação sem necessariamente atenuar o nível de vibração do sistema.

A hipótese a ser analisada é o uso de um painel de membrana posicionado nas faces do sistema primário de forma a inserir uma absorção nestas faces e reduzir o ruído radiado. Uma forma possível para realizar esta análise é modelar fisicamente o painel como sendo uma membrana representada por elementos finitos estruturais tipo casca e a cavidade por elementos finitos acústicos, e fazer o acoplamento destes modelos com o modelo do sistema primário, já utilizado na Seção 2.3.

4.1 PAINEL DE MEMBRANA

Em sua dissertação de mestrado (CARNEIRO, 2008) faz um estudo completo de absorvedores do tipo membrana. É um tipo de absorvedor ressonante. Seu mecanismo de absorção envolve uma massa vibrando sobre uma mola e amortecedor equivalente. O absorvedor de membrana é formado por uma cavidade fechada selada por uma membrana flexível que vibra sobre o volume de ar sob a ação de uma onda sonora. No interior deste volume de ar é adicionado um material acústico, por exemplo lã de rocha, para adicionar uma dissipação ao sistema. A massa do absorvedor de membrana é representada pela densidade superficial da membrana (m'' , em kg/m^2) e a mola é formada pela compressibilidade do volume de ar enclausurado na cavidade, conforme pode ser visto na Figura 45.

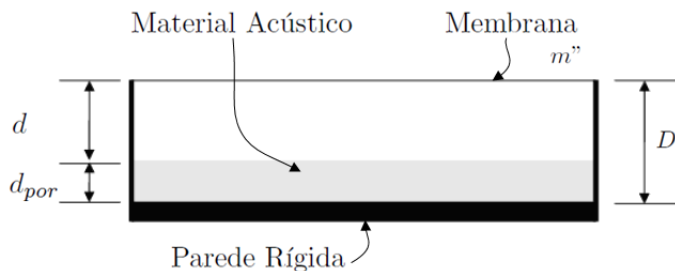


Figura 45 – Esquema típico de um painel de membrana com material acústico

A pressão acústica incidente movimenta a membrana que comprime e rarefaz o fluido no interior da cavidade. É este movimento do ar impulsionado através do material poroso que resulta em absorção. Se a membrana é grande o suficiente, a vibração desta pode ser considerada como a de um pistão rígido. Neste caso a densidade superficial da membrana é dada por:

$$m'' = \rho_m t, \quad (4.1)$$

onde ρ_m é a densidade volumétrica da membrana, e t sua espessura. Este valor pode ser corrigido levando em consideração a massa de ar da cavidade. Para membranas finas com baixas densidades, a ordem de grandeza da massa de ar interfere de forma significativa na massa da membrana. Assim, deve ser considerada uma correção, conforme a expressão:

$$m_c'' = m'' + \frac{1}{3}\rho_0 D. \quad (4.2)$$

A rigidez k_g gerada pelo gás no interior da cavidade é obtido através da derivação de $pv^\gamma = cte$ em relação a v , fornecendo:

$$k_g = \frac{\rho_0 c_0^2}{D}, \quad (4.3)$$

onde D é a profundidade da cavidade do painel de membrana, conforme mostrado na Figura 45. Assim a frequência de sintonia do painel será a frequência de ressonância do sistema dada por:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2}{D \rho_m t}}. \quad (4.4)$$

Segundo (CARNEIRO, 2008) a impedância da membrana pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\tilde{z}_{sm} = i\omega m'' + \frac{-i\tilde{z}_{sp}\rho_0 c_0 \cot(kD) + (\rho_0 c_0)^2}{z_{sp} - i\rho_0 c_0 \cot(kD)}, \quad (4.5)$$

onde k é o número de onda e \tilde{z}_{sp} é a impedância devida ao material acústico no interior do painel. O coeficiente de absorção de uma parede é definido da seguinte forma:

$$\alpha = 1 - |R|^2, \quad (4.6)$$

onde R é o razão de reflexão. Alternativamente o coeficiente de absorção pode ser obtido através da seguinte relação:

$$\alpha = \frac{4Re\left(\frac{\tilde{z}_{sm}}{\rho_0 c_0}\right)}{\left(1 + Re\left(\frac{\tilde{z}_{sm}}{\rho_0 c_0}\right)\right)^2 + \left(Im\left(\frac{\tilde{z}_{sm}}{\rho_0 c_0}\right)\right)^2}. \quad (4.7)$$

Estas informações já são suficientes para iniciar o projeto de um painel de membrana a ser aplicado no sistema primário.

4.2 MODELO

A sintonia de frequência do painel de membrana é definida pela Equação (4.4). Com base nas dimensões do sistema primário, foi sintonizado um painel de membrana com $20mm$ de espessura de camada de ar. Foi utilizada uma membrana fina de aço com densidade de $7860kg/m^3$, com espessura específica para uma sintonia na frequência f_T . Um esquema do sistema primário com a membrana acoplada é mostrado na Figura 46.

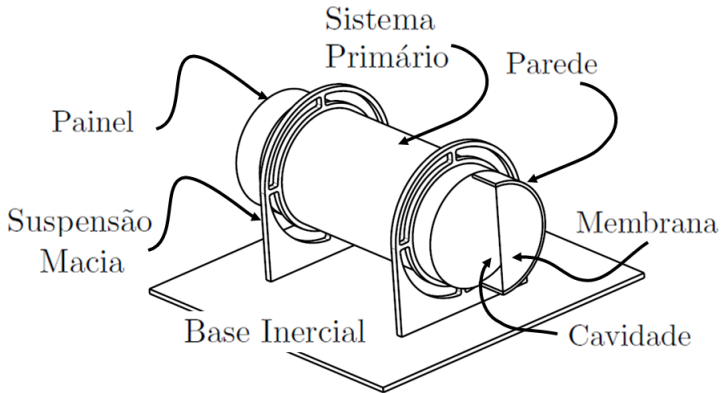


Figura 46 – Esquema do sistema primário com dois painéis de membrana acoplados, um em cada extremidade.

Esta geometria inicial do painel de membrana é modelada de forma acoplada. Sendo que o sistema primário, como nos casos anteriores, é modelado em elementos finitos estruturais de casca, e a condição de contorno para resposta forçada é uma força tal que a vibração do sistema sem os painéis de membrana seja a vibração de

referência v_T . A membrana e as paredes do painel são modeladas também em elementos finitos estruturais de casca e acoplados ao sistema primário, sendo que a espessura da parede utilizada é de 3mm . A cavidade do painel de membrana é modelada em elementos finitos acústicos, acoplada à membrana, paredes e face do sistema primário. E utiliza as propriedades do fluido ar, já definidas anteriormente. Todas as simulações foram realizadas no software VAOne[©].

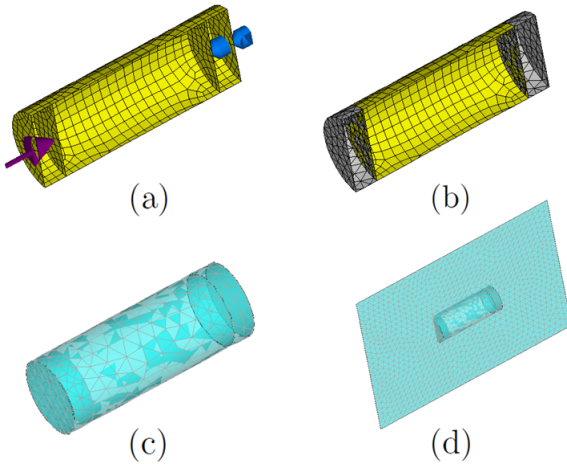


Figura 47 – Malha do sistema primário com dois painéis de membrana acoplados, um em cada extremidade. (a) Malha estrutural com sensores para medição da resposta de velocidade e força de excitação. (b) Malha de elementos finitos acústico acoplada ao sistema primário. (c) Malha de elementos de contorno para cálculo da potência radiada. (d) Idem com a malha para medição do campo de pressão.

4.3 SINTONIA

Este primeiro modelo de sintonia mostra um resultado diferente daquele proposto pela Equação (4.4). Quando avaliado numericamente, a sintonia numérica é de $1,41f_T$. Isto decorre do fato da Equação (4.4) ser válida apenas para placas grandes o suficiente para considerar a vibração da membrana como a de um pistão rígido. Neste caso, segundo (FROMMHOLD; FUCHS; SHENG, 1994) deve-se considerar a geometria da membrana para o cálculo da impedância e a correspondente frequência

de ressonância do painel.

Por facilidade e disponibilidade de um software de elementos finitos, decidiu-se realizar a sintonia do sistema numericamente. Assim variando-se a espessura da membrana e mantendo o diâmetro e a cavidade as mesmas é possível sintonizar o sistema exatamente na frequência de trabalho do sistema primário f_T . Inicialmente, não é adicionada absorção ao volume, ou seja, não é considerado a existência de material acústico no interior do painel.

O resultado desta sintonia pode ser observado no gráfico da Figura 48, onde é plotada a potência radiada pelo sistema. A curva preta representa a potência radiada pela referência, calculado numericamente, ou seja somente o sistema primário. A curva azul é a potência radiada pelo sistema quando o painel de membrana é sintonizado com a frequência de ressonância do primeiro modo igual a frequência f_T . Nesta frequência a potência radiada atingiu o valor de $+20,4dB$. A curva vermelha representa a potência sonora quando a sintonia do painel é feita considerando a resposta acústica de todo o sistema. Neste último caso a ressonância do painel de membrana é de $1,06f_T$, e a atenuação na frequência f_T foi de $28dB$. Nos dois casos o sistema apresentou uma atenuação de até $20dB$ para frequências abaixo de f_T .

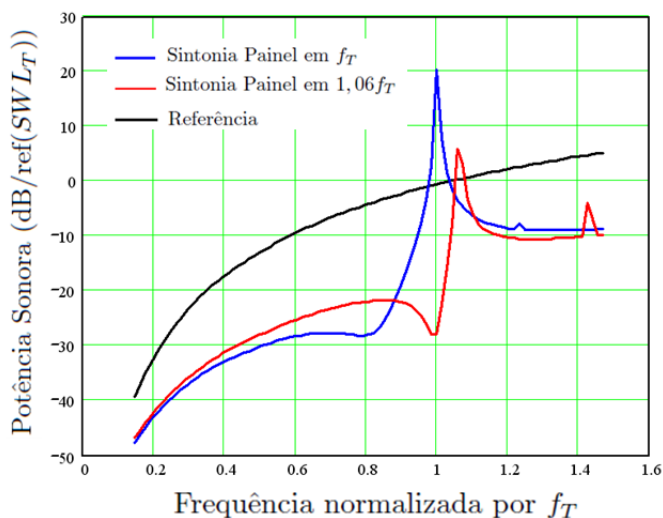


Figura 48 – Potência sonora do sistema primário (curva preta), com dois painéis de membrana acoplados sintonizados em f_T (curva azul) e sintonizados em $1,06f_T$.

Este resultado se torna surpreendente ao analisar o coeficiente de absorção deste painel, para o caso com sintonia do painel igual à f_T , calculado pela Equação (4.6) e mostrado na Figura 49. Pode-se ver que a absorção é relativamente baixa, com pico máximo de 0,4 na frequência de f_T . Abaixo desta frequência não existe absorção. Como é possível um coeficiente de absorção tão baixo apresentar uma atenuação de mais de $20dB$ em frequências abaixo da frequência de sintonia? A resposta desta questão pode ser obtida quando entende-se o mecanismo de absorção do sistema, conforme discutido nas próximas seções.

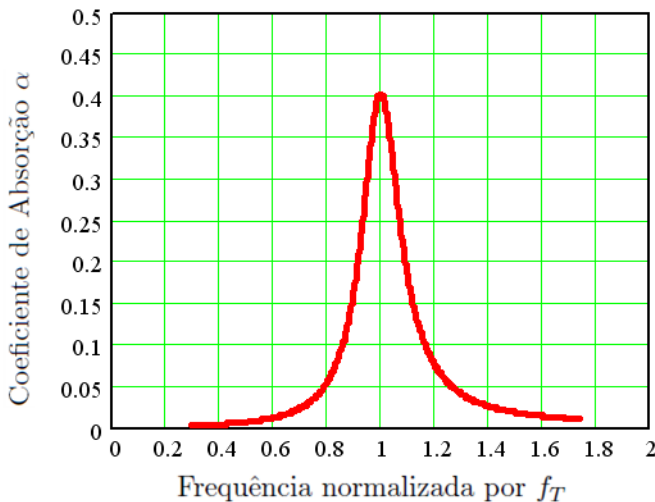


Figura 49 – Coeficiente de absorção do painel de membrana utilizado.

4.4 MECANISMO DE RADIAÇÃO SONORA

Para entender o mecanismo de absorção, primeiramente é necessário olhar para a mobilidade das membranas dos painéis, amplitude e fase, conforme gráficos na Figura 50. A mobilidade das membranas pode ser definida como a razão da velocidade de vibração da membrana em um ponto central da mesma e a força de excitação exercida sobre todo o sistema primário. Nestes gráficos é possível ver que a resposta da membrana é máxima na frequência de $1,06f_T$, e principalmente que a fase entre o sistema primário e as membranas é de 180 graus em relação

à frequência f_T .

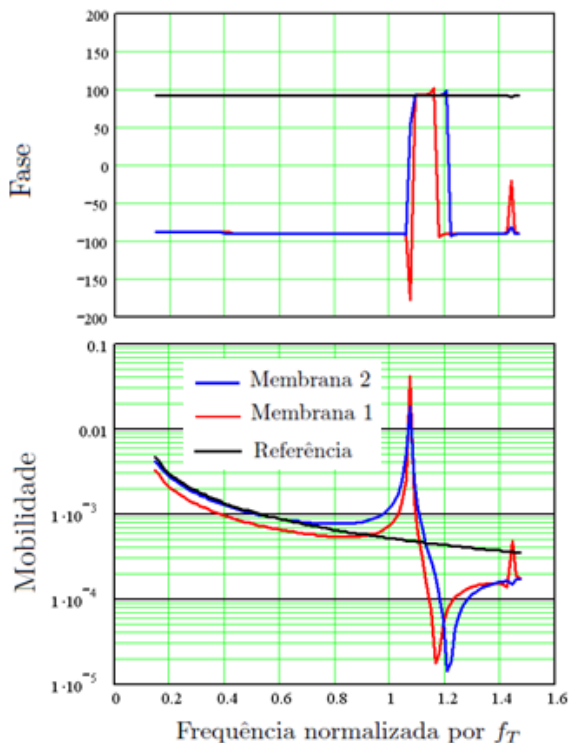


Figura 50 – Gráfico da mobilidade, amplitude e fase, do sistema primário (linha preta), e das membranas dos painéis (linhas vermelha e azul).

A análise modal do sistema primário com dois painéis de membrana mostra dois modos nesta frequência, o primeiro corresponde ao modo em que as duas membranas respondem em fase e o segundo em anti-fase, conforme mostrado na Figura 51.

Para concluir o raciocínio é necessário também visualizar o campo de pressão gerado pelo sistema devido à resposta forçada do mesmo na frequência f_T , Figura 52. É possível visualizar nas regiões próximas ao centro da membrana a geração de uma região de baixa pressão, enquanto nas extremidades da membrana uma região de alta pressão. Esta diferença de pressão gera um bombeamento do fluido adjacente

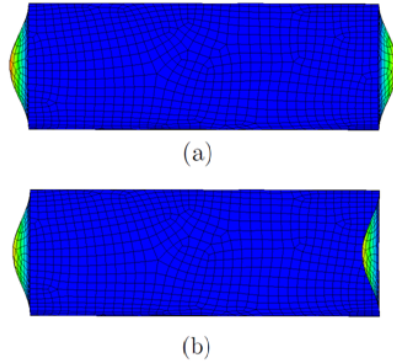


Figura 51 – Modos de vibração do sistema primário com um painel de membrana em cada extremidade na frequência f_T , (a) modos em anti-fase (b) modos em fase.

anulando ou reduzindo a pressão radiada por todo o sistema.

Abaixo da frequência f_T a membrana responde em anti-fase principalmente devido a sua própria inércia, já demonstrado uma atenuação de até $10dB$. Na faixa de frequência de 1 à 1,2 vezes a frequência f_T a membrana responde em fase com o sistema principal aumentando significativamente a potência radiada, alcançando valores maiores que a própria referência no pico da ressonância em $1,06f_T$. Acima desta frequência a membrana volta a responder em anti-fase apresentando novamente uma atenuação significativa no ruído.

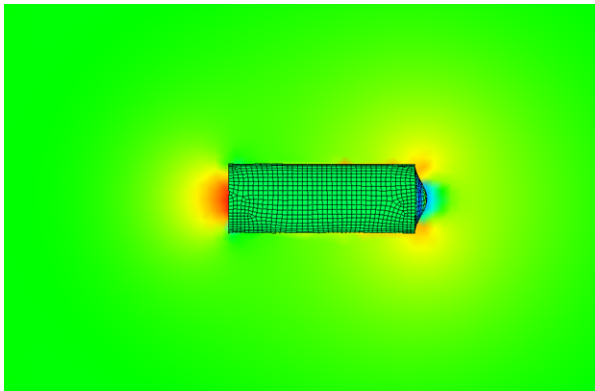


Figura 52 – Campo de pressão da resposta forçada do sistema primário com dois painéis de membrana na frequência f_T .

A Figura 53 mostra uma seqüência de imagens que representam o campo de pressão da resposta forçada do sistema para diferentes frequências, menores e maiores que f_T , para o caso em que a sintonia do painel é feita em $1,06f_T$. A $0,75f_T$ o padrão de radiação é muito similar à um dipolo formando um lóbulo em cada extremidade do sistema primário.

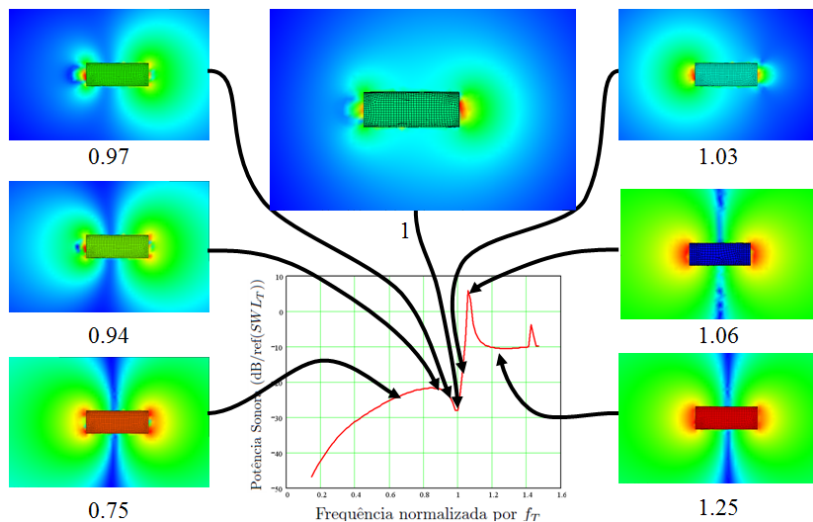


Figura 53 – Campo de pressão da resposta forçada do sistema primário com dois painéis de membrana em diferentes frequências.

Conforme a frequência se aproxima de f_T , um dos painéis de membrana começa a apresentar uma radiação menor do que a outra extremidade, na figura o lóbulo da esquerda, gerando uma grande região de cancelamento e reduzindo o tamanho deste lóbulo. Nesta região, o sistema comporta-se como se apenas uma membrana estivesse gerando regiões de compressão e rarefação.

Quando a frequência atinge o valor f_T e alcança a menor radiação do sistema, o diâmetro dos lóbulos atinge tamanhos muito similares. Nesta frequência as duas membranas geram regiões de compressão e rarefação. A atenuação nesta frequência chega ao máximo de $28dB$.

Acima desta frequência o lóbulo da esquerda volta a crescer e o módulo da direita diminui até alcançar a frequência $1,06f_T$ onde as membranas estão completamente em fase com o sistema principal

atingindo a radiação máxima. A partir de então o padrão de pressões volta a ser de dipolo com dois lóbulos semelhantes.

4.5 TESTES EXPERIMENTAIS

Para confirmação dos resultados obtidos numericamente é necessário realizar experimentos. A Figura 54 mostra a montagem experimental utilizada para realizar a validação experimental do sistema principal com um painel em cada extremidade. Para manter o diâmetro da membrana em 70mm necessitou-se aumentar o diâmetro da base de fixação da mesma. Para a fixação da membrana utilizou-se uma arruela com furos para parafusos M2. Para possibilitar um ajuste de frequência do painel utilizou-se um parafuso M3 no centro da membrana, onde é possível adicionar ou remover massa com o uso de porcas e arruelas.

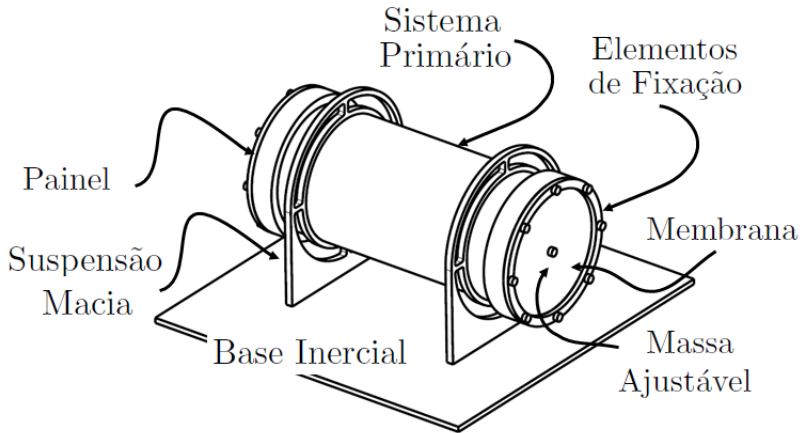
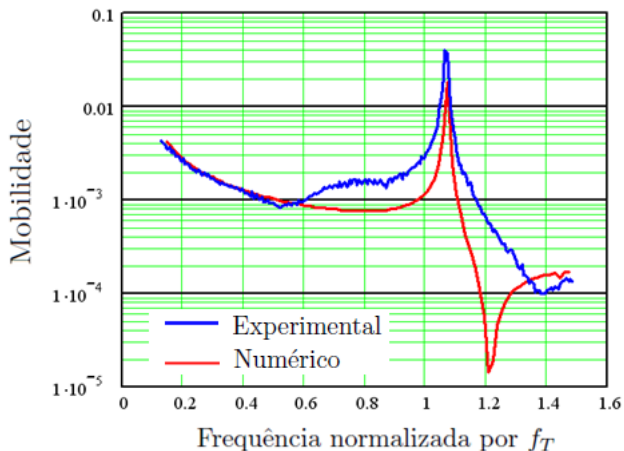


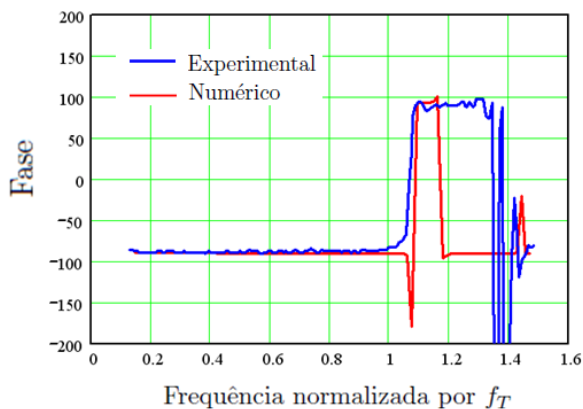
Figura 54 – Montagem experimental para teste do sistema primário com um painel de membrana acoplado em cada extremidade.

A Figura 55 mostra os resultados experimentais da sintonização do sistema experimental da Figura 54. É possível observar no gráfico da mobilidade que o comportamento dinâmico da membrana experimental se aproxima muito do comportamento observado pela simulação numérica. A resposta experimental da membrana foi obtida com um vibrômetro laser, um martelo de impacto e um analisador de sinais.

A medição do laser foi tomada no centro da membrana, e o impacto realizado nas laterais rígidas do painel. A fase entre a membrana e o sistema primário também demonstrou bastante semelhança com o resultado numérico.



(a)



(b)

Figura 55 – Sintonia experimental do sistema primário com painel de membrana numérico (linha vermelha) e experimental (linha azul). (a) Mobilidade e (b) fase.

A Figura 56 mostra o resultado experimental de potência sonora com o sistema primário em funcionamento obtido para a montagem da Figura 54. Pode-se observar que a potência sonora do sistema na frequência de funcionamento do sistema primário f_T é $-9dB$, ou seja, o sistema com os painéis apresentou uma atenuação de apenas $9dB$ comparada a $28dB$ prevista numericamente.

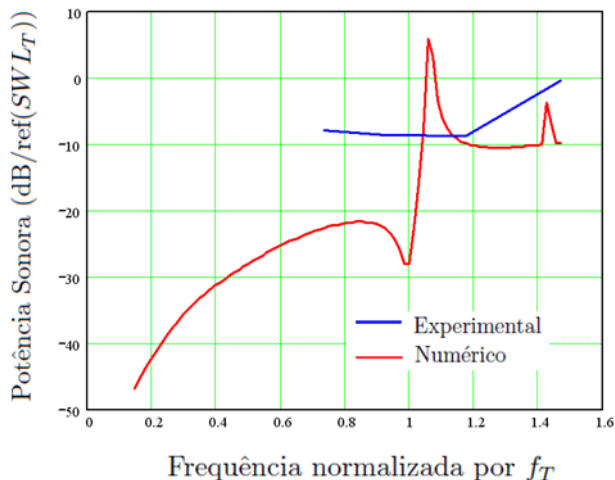


Figura 56 – SWL experimental do sistema primário com um painel de membrana acoplado em cada extremidade.

Esta diferença deve-se a diversos fatores não controlados durante a realização dos experimentos. Principalmente o baixo amortecimento e a variação de temperatura. O baixo amortecimento do sistema, devido ao não uso de material acústico e o baixo amortecimento intrínseco do aço utilizado na fabricação da membrana, fazem com que a sintonia do painel seja muito fina, dificultando a obtenção da sintonia ótima. Porém o fator ainda mais relevante é a variação da rigidez da cavidade devido a variação da temperatura do sistema primário devido ao seu funcionamento, criando sintonias diferentes para a condição do sistema primário desligado e em funcionamento. Outro problema trazido pelo aumento da temperatura de funcionamento do sistema primário é o aumento dos vazamentos da cavidade do painel, ou seja, com o aumento da temperatura a pressão na cavidade aumenta e através de micro folgas na montagem do experimento gera uma perda de fluido da cavidade, conseqüentemente alterando novamente a sintonia do painel.

5 RESSONADORES DE HELMHOLTZ

Assim como o painel de membrana, o ressonador de Helmholtz é uma alternativa de controle baseada na atenuação da curva de eficiência de radiação do sistema primário.

A proposta é projetar um sistema composto de dois ou mais absorvedores posicionados nas extremidades do sistema primário de forma a criar uma região de absorção na região do fluido adjacente à face bombeada pelo movimento de oscilação do sistema primário.

5.1 RESSONADOR DE HELMHOLTZ

O ressonador de Helmholtz pode ser definido como um volume aberto, V , com paredes rígidas em contato com o meio exterior através de uma pequena abertura de área A , podendo ter ou não um pescoço, conforme pode ser visto na Figura 57(a).

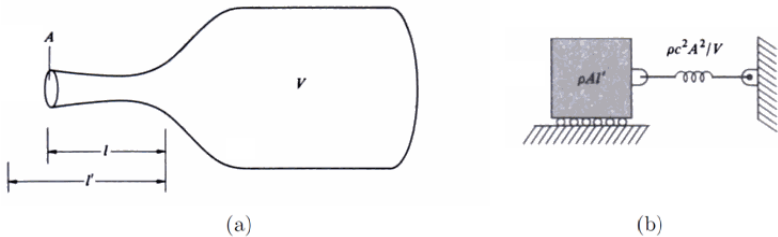


Figura 57 – (a) Conceito do ressonador de Helmholtz, mostrando as principais variáveis de projeto. (b) Análogo mecânico do ressonador de Helmholtz.

A Figura 57(b) mostra um sistema mecânico análogo ao ressonador de Helmholtz. A massa do sistema mecânico representa a massa de fluido existente no pescoço, M_A . Esta massa representa a inércia acústica do ressonador e é dada por:

$$M_A = \rho Al', \quad (5.1)$$

onde ρ é a densidade do meio em que o ressonador está inserido, A é a área do orifício do ressonador e l' é o comprimento efetivo do pescoço

do ressonador:

$$l' = l + \Delta l_1 + \Delta l_2, \quad (5.2)$$

Δl_1 e Δl_2 são as correções do comprimento do pescoço para cada extremidade do pescoço. Segundo (PIERCE, 1981), o comprimento efetivo do pescoço depende do tipo de terminação considerada no problema. Para uma terminação flangeada o valor da correção é $0,82a$, e para uma terminação não flangeada este valor passa a ser $0,61a$, onde a é o raio do orifício do ressonador.

O volume V no interior do ressonador representa uma mola no sistema análogo mecânico. Considerando um sistema adiabático, ou seja sem troca de calor entre o volume do ressonador e o meio externo, pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$k = \frac{\rho c^2 A^2}{V}. \quad (5.3)$$

Assim pode-se escrever uma relação para cálculo da frequência de ressonância do ressonador de Helmholtz da seguinte forma:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{Vl'}}. \quad (5.4)$$

Segundo (TEMKIN, 1981) para um ressonador de Helmholtz com terminações flangeadas a impedância acústica, Z_{RH} no exterior do ressonador é dada por:

$$Z_{RH} = \frac{\rho\omega^2}{2\pi c} + i \left(\frac{\rho c^2}{\omega V} - \frac{\rho\omega l'}{A} \right). \quad (5.5)$$

O primeiro termo da equação se refere ao termo resistivo da impedância, devido à resistência de radiação do ressonador. E os termos reativos entre parênteses, dependem da rigidez proporcionada pelo volume de gás e a massa no pescoço do ressonador. Esta expressão não considera o atrito do movimento do ar nas paredes do pescoço.

É possível ver que, na ressonância, o termo reativo da Equação (5.5) tende a zero, restando apenas o termo resistivo de radiação. Com isso no momento do cálculo do coeficiente de absorção do ressonador de Helmholtz, através da Equação (4.7), o termo remanescente depende apenas da parte real da impedância, ou seja, do termo de resistência à radiação.

5.2 SINTONIA DO RESSONADOR

A sintonia do ressonador é feita utilizando-se a Equação (5.4). O fluido considerado nos cálculos, como anteriormente, é o ar nas condições normais de temperatura e pressão, (NIST, 2007):

- densidade $\rho_0 = 1,184\text{kg}/\text{m}^3$;
- velocidade do som $c_0 = 346,3\text{m}/\text{s}$.

A correção considerada nos tubos foi a terminação flangeada na saída do pescoço do ressonador. A área do pescoço A , o comprimento do pescoço l' e o volume do ressonador foram ajustados para uma frequência de sintonia igual à f_T . A Figura 58 mostra o gráfico da impedância calculada para um ressonador de Helmholtz, com estas características.

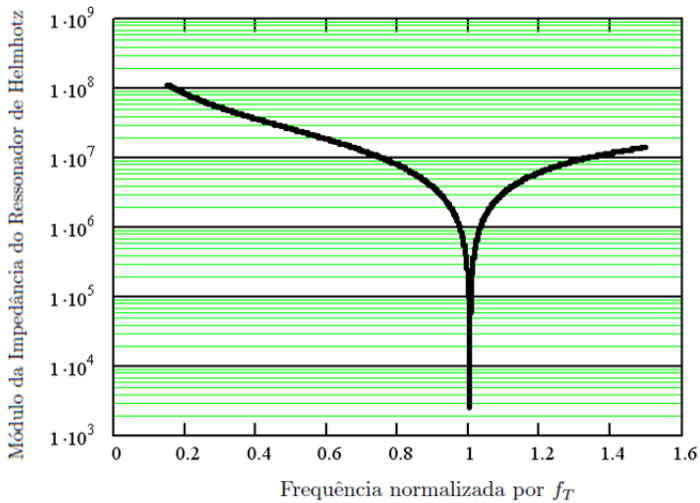


Figura 58 – Impedância acústica do ressonador de Helmholtz, sintonizado para a frequência de funcionamento f_T .

A Figura 59 mostra um gráfico do coeficiente de absorção do ressonador de Helmholtz sintonizado para a frequência de funcionamento f_T variando-se o raio do pescoço do ressonador. O gráfico mostra quatro curvas obtidas para o coeficiente de absorção, para quatro diferentes

diâmetros de tubo do pescoço do ressonador, r_0 , $2 \times r_0$, $4 \times r_0$ e $10 \times r_0$, onde r_0 é o maior raio possível de ser montado experimentalmente no sistema primário, devido às restrições de diâmetro no tubo do pescoço e no volume do ressonador.

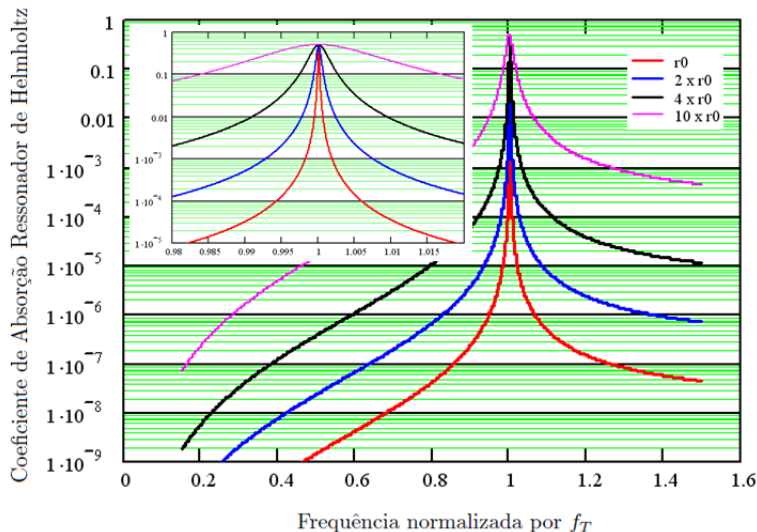


Figura 59 – Coeficiente de absorção do ressonador de Helmholtz, sintonizado para a frequência de funcionamento f_T , com diferentes diâmetros do tubo do pescoço.

É possível visualizar no inserto do gráfico, que mostra um *zoom* nos arredores da frequência de funcionamento f_T , que o coeficiente de absorção máximo, na frequência de funcionamento f_T não varia com a geometria do pescoço e do volume do ressonador de Helmholtz. Isto se deve ao fato de não estarem sendo considerados na teoria efeitos dissipativos, de forma que na ressonância a impedância, de acordo com a Equação (5.5), apresenta apenas o termo real devido à resistência de radiação, que depende apenas do fluido e da frequência. Como a frequência de sintonia se manteve a mesma para as quatro curvas mostradas na Figura 59, o coeficiente de absorção máximo manteve-se constante. O que era de se esperar pois, na ressonância, o termo reativo se torna nulo e a absorção se deve somente ao termo resistivo, pois na Equação (5.5) foi desconsiderado o atrito do movimento do ar nas paredes do pescoço.

5.3 RESULTADO NUMÉRICO

Para realizar uma validação numérica do ressonador sintonizado, com diâmetro do pescoço igual a r_0 , foi confeccionado o modelo mostrado na Figura 60. Para aumentar a capacidade de absorção, foi adicionado ao sistema quatro ressonadores de Helmholtz em cada face do sistema primário.

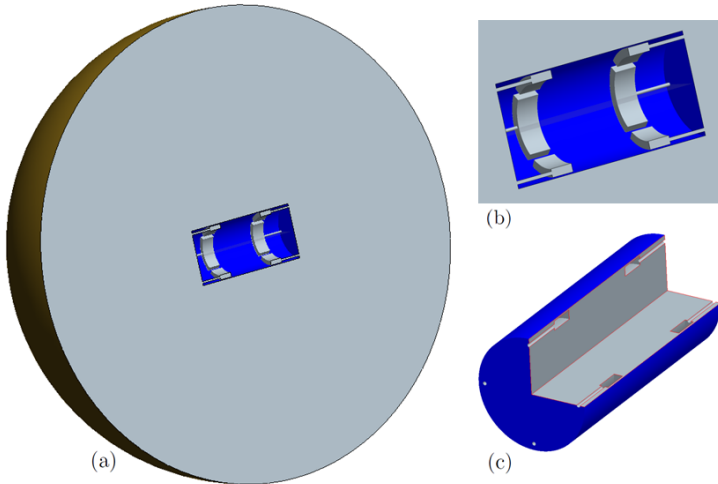


Figura 60 – Geometria utilizada para avaliação do ressonador de Helmholtz. (a) Corte mostrando a geometria utilizada para gerar a malha de elementos finitos, (b) detalhe mostrando as paredes internas da geometria, e (c) geometria sólida do ressonador.

A simulação é realizada utilizando o método de elementos finitos acústicos, sem interação fluido estrutura, utilizando como condição de contorno de radiação uma camada de absorção ou PML, conforme realizado na Seção 2.3.4.

Utilizou-se o critério de 6 elementos por comprimento de onda acústico como tamanho máximo de elemento. Apenas na região de contorno que representa o sistema primário com os ressonadores de Helmholtz o tamanho do elemento foi reduzido consideravelmente, para garantir uma fidelidade na representatividade da geometria através dos elementos finitos considerados. Detalhes da malha são apresentados na Figura 61.

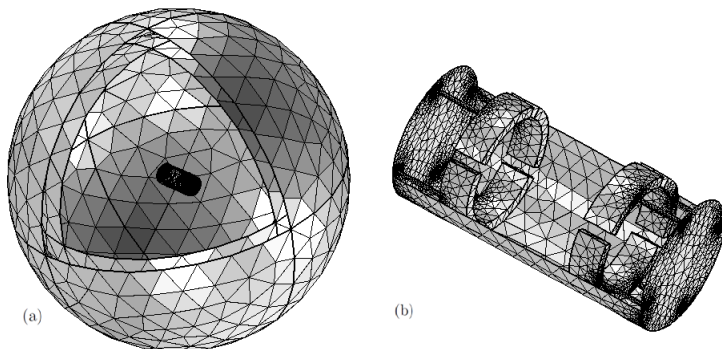


Figura 61 – (a) Malha utilizada para avaliação do ressonador de Helmholtz. (b) Detalhe mostrando as paredes internas da geometria.

A condição de contorno de carregamento utilizada é aplicada em todas as faces mostradas na Figura 61(b). O valor considerado como excitação é o valor de vibração de trabalho v_T .

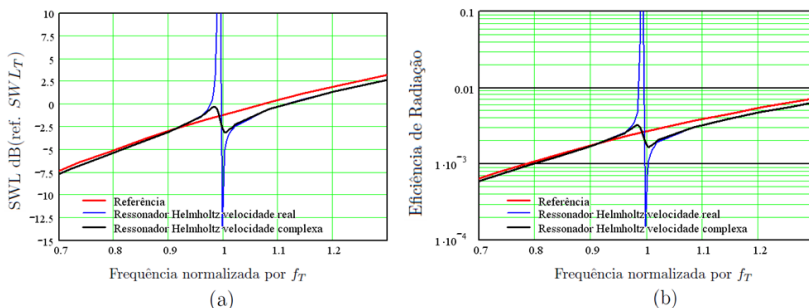


Figura 62 – (a) Potência sonora radiada pelo sistema primário com ressonador de Helmholtz. (b) Eficiência de radiação do mesmo.

Inicialmente, dois testes foram realizados através de simulação numérica. A primeira simulação sem a adição de amortecimento, e outra com adição de amortecimento através do uso de uma velocidade complexa com a parte imaginária de dez por cento do valor real, em todo o fluido ar. Estes resultados são mostrados na Figura 62. Pode-se observar na figura que exatamente na frequência f_T , na qual foi

sintonizado o ressonador, há uma atenuação da potência sonora. No caso sem amortecimento, esta atenuação chega a $13dB$, porém com uma largura de banda muito estreita, como já observado anteriormente na Figura 59. Já no caso com dissipação a atenuação obtida é de apenas $3dB$.

É interessante notar que a frequência de absorção máxima, ou seja, a frequência de menor potência radiada, para o caso com dissipação é cerca de um por cento maior que a frequência de sintonia f_T . Para o caso sem dissipação essa diferença é imperceptível.

Outro fenômeno observado é o fato de haver uma frequência onde a potência sonora é amplificada. A frequência, onde a potência radiada é máxima, é ligeiramente menor que a frequência f_T .

Estes dois fatos podem ser compreendidos através do gráfico de fase entre a pressão acústica no centro do orifício do pescoço de um dos ressonadores e a pressão no volume do mesmo, Figura 63.

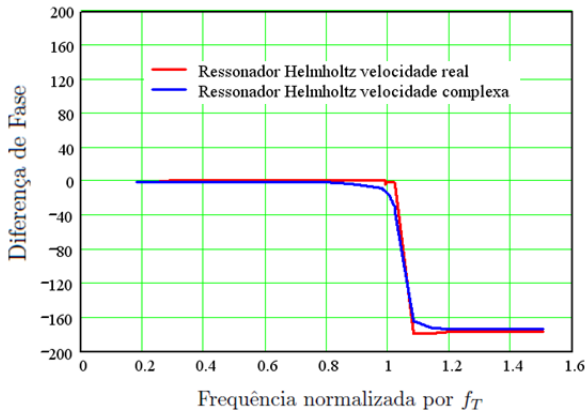


Figura 63 – Diferença de fase entre a pressão no bocal do ressonador e no seu volume.

Para frequências abaixo da frequência de ressonância do ressonador de Helmholtz, sintonizada em f_T , a fase da onda de pressão gerada pelo movimento do sistema primário é a mesma no interior do volume e no pescoço do ressonador. Este fato também pode ser melhor visualmente percebido no campo de pressão mostrado na Figura 64, onde é mostrado o campo de pressão gerado pelo sistema primário em uma frequência igual a $0,3 \times f_T$.

Nesta figura é visível que quando a pressão acústica na face ra-

diadora do sistema primário é positiva, no interior do ressonador esta pressão também é positiva, esta fase pode ser entendida pela coloração. A cor vermelha representa a pressão positiva ou uma região de compressão, e a cor azul representa uma pressão negativa ou região de rarefação.

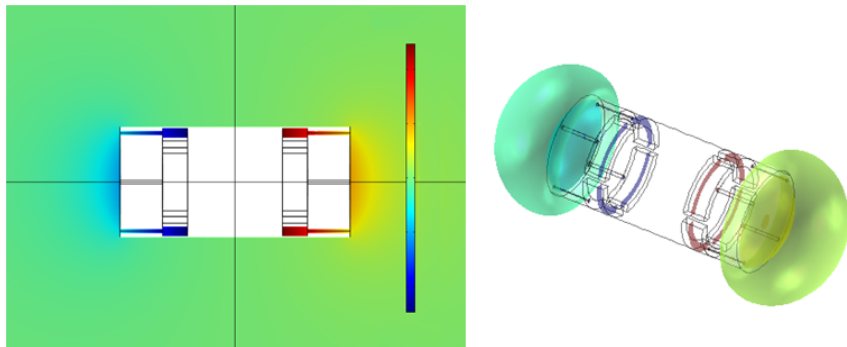


Figura 64 – Campo de pressões nos arredores do sistema primário com quatro ressonadores de Helmholtz na frequência $0,3f_T$.

Já nas frequências acima da frequência de ressonância do ressonador de Helmholtz, sintonizada em f_T , a fase da pressão no interior do volume é exatamente oposta à fase no bocal do ressonador. Como mostrado na figura 65 que mostra o campo de pressão para o sistema à uma frequência de $1,5 \times f_T$.

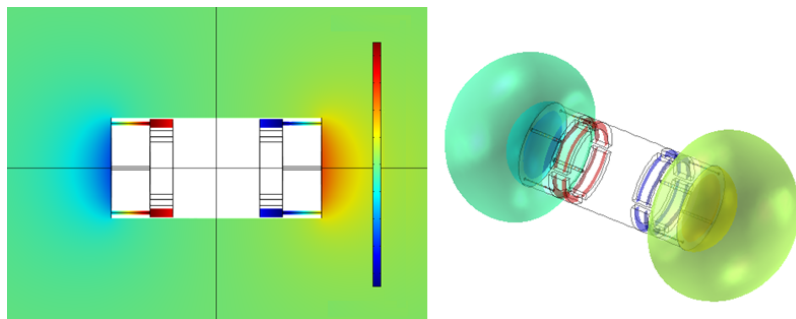


Figura 65 – Campo de pressões nos arredores do sistema primário com quatro ressonadores de Helmholtz na frequência $1,5f_T$.

Como na figura anterior as cores quentes representam uma pressão positiva, enquanto que as cores frias representam as pressões negativas. Porém, neste caso, as pressões geradas na face radiadora do sistema primário têm fase oposta à fase no interior do volume. Isto sugere que está havendo uma região de rarefação na face radiadora, enquanto que no volume se forma uma região de compressão, indicando um fluxo do fluido adjacente sendo bombeado da face radiadora para o ressonador de Helmholtz.

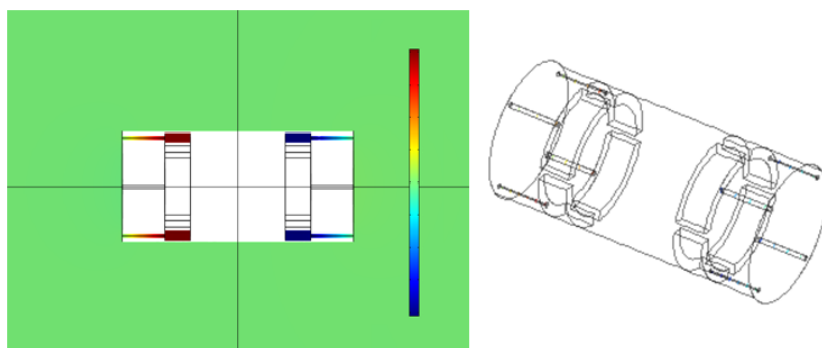


Figura 66 – Campo de pressões nos arredores do sistema primário com quatro ressonadores de Helmholtz na frequência f_T .

Nestas frequências acima de f_T o efeito de atenuação do ruído radiado pelo sistema primário não é visível, devido à baixa capacidade de movimentação da massa de fluido do pescoço do ressonador de Helmholtz. Porém, exatamente na frequência f_T , ou seja, na frequência na qual o ressonador de Helmholtz foi sintonizado a movimentação desta massa é eficiente a ponto de proporcionar alguma atenuação, conforme visto anteriormente. Este efeito é mostrado na Figura 66, onde é visto o campo de pressão sonora no fluido adjacente ao sistema primário. Este campo se mostra constante, com máximos de pressão no interior do volume, demonstrando que a eficiência de radiação do sistema primário nesta frequência é reduzida devido à presença dos ressonadores de Helmholtz.

5.4 RESULTADO EXPERIMENTAL

Apenas um teste experimental foi realizado com o intuito de validar o modelo do ressonador de Helmholtz. Foi montado um sistema primário com quatro ressonadores de Helmholtz em cada face radiadora do mesmo. Cada ressonador é composto de um pescoço e um volume, ambos confeccionados diretamente na carcaça do sistema primário, de forma que a não alterar o mecanismo interno do sistema primário, idêntico ao simulado na seção anterior. conforme mostrado na figura abaixo.

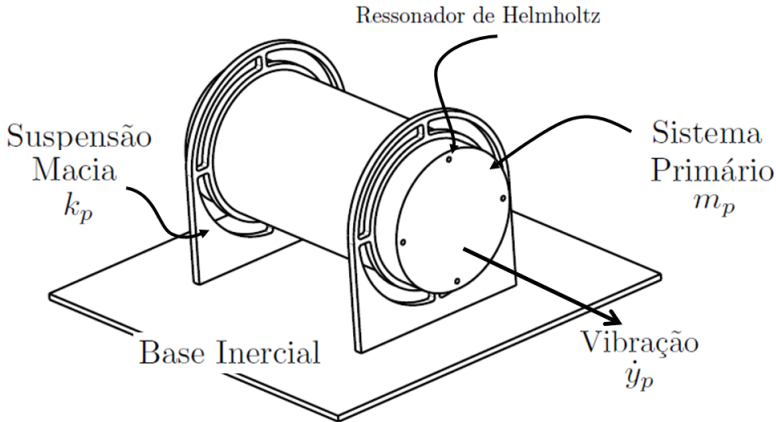


Figura 67 – Montagem experimental do sistema primário com quatro ressonadores de Helmholtz em cada face.

A sintonia experimental do ressonador foi comprovada medindo-se, com o auxílio de sondas de pressão, a pressão no volume de um dos ressonadores e, simultaneamente, no bocal do mesmo ressonador. Para excitar o ressonador foi utilizado uma fonte sonora externa. A Figura 68 mostra uma curva de resposta em frequência entre estas pressões experimentais e o mesmo para o modelo em elementos finitos acústicos.

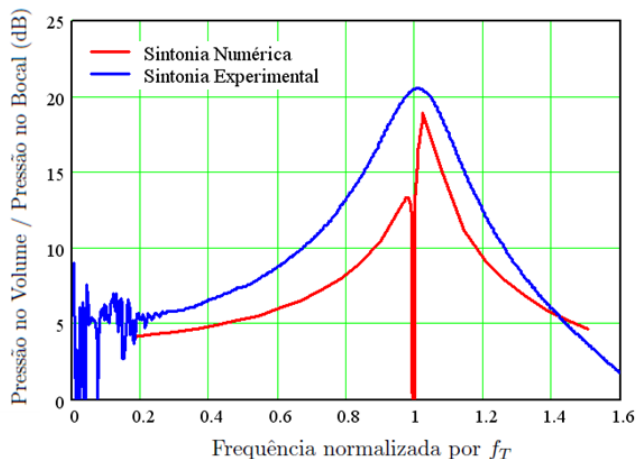


Figura 68 – Resposta em frequência entre a pressão no volume e a pressão no bocal do ressonador de Helmholtz.

Após a sintonia, o sistema primário com os ressonadores de Helmholtz, foram colocados em uma câmara reverberante para a medição da potência sonora radiada pelo mesmo, em condições reais de funcionamento. O valor obtido na frequência de funcionamento foi de $-0,9dB$ já normalizado pela potência sonora de referência SWL_T .

O valor estimado pelo modelo numérico foi de $-3dB$. Pode-se atribuir esta diferença encontrada entre o valor experimental e o numérico, principalmente ao fato de não ser levado em consideração a variação da temperatura do corpo do sistema primário, que por radiação, acaba aquecendo o fluido ar no interior do volume do ressonador ocasionando uma variação da frequência de sintonia de ressonância do sistema.

6 CONCLUSÕES

Inicialmente neste trabalho foi avaliado o padrão de radiação do ruído de uma máquina vibrante com geometria cilíndrica, Figura 1. Foram utilizadas cinco técnicas diferentes, analíticas, numéricas e experimentais, para realizar esta análise:

- Técnicas analíticas: teoria de monopólo e dipolo acústicos.
- Técnicas numéricas: elementos de contorno BEM e elementos finitos acústicos FEM.
- Técnica experimental: holografia acústica.

As técnicas BEM e FEM mostram resultados idênticos e muito semelhantes ao dipolo com relação ao padrão de radiação. O padrão de radiação do sistema primário pode ser realmente aproximado ao padrão de um dipolo, apesar da potência sonora apresentar um erro maior. Este resultado foi corroborado com uma medição experimental deste padrão através do uso da técnica de holografia acústica, realizada com o sistema primário nas mesmas condições de funcionamento. Este resultado foi muito importante na escolha das técnicas de atenuação mais apropriadas para a solução do problema.

Tabela 8 – Resumo resultados ADV, Painel de Membrana e Ressonador de Helmholtz.

Configuração	SWL (dB)	Vibração (dB)
Referência	0	0
Dois ADVs Numérico	-21,6	-15,4
Dois ADVs Experimental	-22,1	-10,6
Painel de Membranas	-28	0
Painel Experimental	-9	0
Ressonador de Helmholtz	-3	0
Ressonador Experimental	-0,9	0

A aplicação do ADV para a atenuação do ruído radiado pelo sistema primário através da absorção da vibração do mesmo, se mostrou

uma técnica muito eficiente alcançado resultados muito bons tanto numericamente quanto experimentalmente, conforme sumarizado na Tabela 8. O resultado surpreendeu devido ao ganho obtido também devido ao padrão de radiação gerado pela massa do absorvedor, apresentando desta forma um efeito duplo de atenuação: redução da vibração e cancelamentos da onda de pressão e rarefação. As dificuldades encontradas durante a confecção do protótipo experimental foram muitas, porém a mais difícil de contornar foi a sintonia estreita do absorvedor. Mesmo com o aparato criado para permitir a variação da massa e do comprimento da mola, os engastes deixaram a desejar pois por muitas vezes devido aos grandes deslocamentos obtidos os engastes afrouxavam baixando a frequência de sintonia e perdendo o efeito de atenuação. Estes deslocamentos chegaram a causar a quebra da mola pelo efeito de fadiga, sendo este um fator muito importante a ser considerado durante a fase de projeto de sistemas similares. A vantagem do uso do ADV sobre as demais técnicas é principalmente o fato de além da atenuação do ruído é possível obter atenuação da vibração.

O uso de um painel de membrana apresentou um resultado numérico muito expressivo, $-28dB$ como visto na Tabela 8, porém, com um mecanismo de atenuação totalmente diferente daquele proposto inicialmente que seria adicionar um coeficiente de absorção sonora. O efeito predominante de atenuação observado foi o de cancelamento acústico devido ao bombeamento do fluido adjacente à membrana do painel, similar ao que acontece no fenômeno de radiação de placas, conforme descrito por (FAHY; GARDONIO, 1987). O resultado dos testes experimentais não foram tão bons, e tão próximos aos numéricos, quanto os observados com o ADV, obtendo cerca de $19dB$ de diferença entre eles. A explicação para isto pode estar nas grandes dificuldades observadas durante o experimento, tais como vazamentos e efeito da temperatura do corpo do sistema primário que alteram a fina sintonia do painel de membrana. Possíveis vantagens desta solução em detrimento das demais é principalmente ao fato de ser, teoricamente, possível alcançar altos níveis de redução de ruído sem necessariamente reduzir o nível de vibração, sendo útil por exemplo em aplicações como moto-vibradores que tem por objetivo um alto nível de vibração.

A última técnica avaliada, foi o ressonador de Helmholtz, que já nos resultados numéricos apresentou resultados pouco expressivos, com atenuação de apenas $3dB$. Quando avaliado experimentalmente demonstrou uma redução de apenas $0,9dB$, valor este que pode estar dentro do valor de incerteza de medição da câmara reverberante utilizada na medição desta grandeza.

A principal sugestão para trabalhos futuros é o modelamento analítico da radiação axial de um cilindro rígido e com paredes flexíveis, possibilitando uma ferramenta mais rápida para o projeto deste tipo de soluções. Outra sugestão seria a adição de material acústico no interior do painel e entender seu efeito no mecanismo de radiação.

Uma segunda sugestão para trabalhos futuros seria um modelamento analítico completo do ressonador de Helmholtz aplicado em estruturas oscilantes, para entender por completo o processo de atenuação e/ou amplificação do ruído radiado por estas estruturas.

REFERÊNCIAS

- ASTLEY, R. J. Numerical acoustical modeling (finite element modeling). In: *Handbook of Noise and Vibration Control*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2007. cap. 7.
- CARNEIRO, E. B. *Aplicação de Absorvedores tipo Membrana em Cavidades e Filtros Acústicos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- COMSOL. *Acoustic Module User's Guide*. www.comsol.com: COMSOL AB., 2010.
- CRAGGS, A. The use of simple three-dimensional acoustic finite elements for determining the natural modes and frequencies of complex shaped enclosures. *J. Sound Vib.*, v. 23, n. 3, p. 331-339, 1972.
- FAHY, F.; GARDONIO, P. *Sound and Structural Vibration*. UK: Elsevier, 1987.
- FAHY, F.; WALKER, J. *Fundamentals of Noise and Vibration*. London: E & FN Spon, 1998.
- FROMMHOLD, W.; FUCHS, H. V.; SHENG, S. Acoustic performance os membrane absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, v. 170, n. 5, p. 621-636, 1994.
- GERGES, S. N. Y. *Ruído Fundamentos e Controle*. Santa Catarina: Biblioteca Universitária UFSC, 1992.
- HALD, J. *Use of Spatial Transformation of Sound Fields (STSF) Techniques in the Automotive Industry*. Nærum, Denmark: Bruel & Kjær Technical Review, 1995. 1-25 p.
- HALD, J. *Path Near-field Acoustical Holography Using a New Statistically Optimal Method*. Nærum, Denmark: Bruel & Kjær Technical Review, 2005. 40-50 p.
- HERRIN, D. W.; WU, T. W.; SYBERT, A. F. Boundary element modeling. In: *Handbook of Noise and Vibration Control*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2007. cap. 8.

INTERNATIONAL STANDARD. *ISO 3741*: Acoustics - determination of sound power levels of noise sources using sound pressure - precision methods for reverberation rooms. Switzerland, 2001. 32 p.

LMS. *Sysnoise User's Manual Rev 5.6*. Belgium: LMS International N.V., 2003.

LU, Y. Y.; ZHU, J. Perfectly matched layer for acoustic waveguide modeling - benchmark calculations and perturbation analysis. *CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences*, v. 22, n. 3, p. 235-248, 2007.

MAYNAR, J. D.; WILLIAMS, E. G.; LEE, Y. Nearfield acoustic holography: I. theory of generalized holography and development of nah. *J. Acoust. Soc Am.*, v. 78, n. 4, p. 1395-1413, 1985.

NASHIF, A. D.; JONES, D. I. G.; HENDERSON, J. P. *Vibration Damping*. Canadá: John Wiley & Sons, 1985.

NIST. *REFPROP Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*. USA: NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, 2007.

PIERCE, A. D. *Acoustics An Introduction to Its Physical Principles and Applications*. New York, USA: McGraw-Hill, 1981.

SILVA, C. W. da. Vibration design and control. In: *Vibration and Shock Handbook*. Boca Raton, USA: Taylor & Francis Group, 2005. cap. 32.

STEINER, R.; HALD, J. Near-field acoustical holography without the errors and limitations caused by the use of spatial dft. *International Journal of Acoustics and Vibration*, v. 6, n. 2, 2001.

SYBERT, A. F.; WU, T. W. Acoustic modeling: Boundary element methods. In: *Handbook of Acoustics*. New York, USA: John Wiley & Sons, 1998. cap. 13.

TEMKIN, S. *Elements of Acoustics*. New York, USA: John Wiley & Sons, 1981.

VER, I. L.; BERANEK, L. L. *Noise and Vibration Control Engineering, Principles and Applications*. New Jersey - USA: John Wiley & Sons, 2006.

VORLÄNDER, M. *Auralization - Fundamentals of Acoustics, Modeling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality*. Berlin: Springer, 2008.