

**MARCELA ALVARES MACIEL**

**CONTROLE ATIVO DE RUÍDO APLICADO A  
VENEZIANAS ACÚSTICAS**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
2014**

**MARCELA ALVARES MACIEL**

**CONTROLE ATIVO DE RUÍDO APLICADO A  
VENEZIANAS ACÚSTICAS**

**Tese** apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos para obtenção do título de DOUTORA EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte

**UBERLÂNDIA - MG  
2014**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

---

M152c      Maciel, Marcela Alvares, 1981-  
2014          Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas / Marcela  
Alvares Maciel. - 2014.  
137 f. : il.

Orientador: Marcus Antônio Viana Duarte.  
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa  
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Esquadria - Controle de ruído -  
Teses. 3. Materiais inteligentes - Teses. I. Duarte, Marcus Antônio  
Viana. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

---

**MARCELA ALVARES MACIEL**

**CONTROLE ATIVO DE RUÍDO APLICADO A  
VENEZIANAS ACÚSTICAS**

**Tese APROVADA** pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações

Banca Examinadora:

---

Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte (Orientador)

---

Prof. Dr. Domingos Alves Rade (UFU)

---

Prof. Dr. Elias Bitencourt Teodoro (UFU)

---

Profa. Dra. Stelamaris Rolla Bertoli (UNICAMP)

Uberlândia, 18 de agosto de 2014.

## DEDICATÓRIA

A Teresina Maciel Valadares (*in memoriam*),  
Anatólio Assis e Marcus Duarte: minha eterna gratidão  
pelos exemplos de sabedoria, genialidade e humildade.

## AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho não seria possível sem o auxílio de instituições e pessoas as quais dedico estes agradecimentos:

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, que, através de seus professores e funcionários, permitiu a realização deste trabalho. Em especial ao orientador Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte, pela tolerância e confiança dedicadas ao projeto.

Às inestimáveis contribuições dos professores Elias Teodoro (UFU), Domingos Rade, Márcio Bacci (UFU) e Stelamaris Bertoli (UNICAMP) na qualificação desta tese.

Às agências de fomento – CAPES e FAPEMIG – pelo auxílio financeiro concedido ao projeto.

À empresa Exergis Engenharia, em especial ao diretor Anatólio Assis, para além do fomento inicial deste projeto, minha gratidão pelas vivências e ensinamentos em empreendedorismo e inovação tecnológica.

Aos profissionais da Agência Intelecto da Universidade Federal de Uberlândia, em especial à Dra. Fabiana Grandaux, pelas inestimáveis contribuições no processo de pedido de patente dos resultados obtidos neste projeto.

Aos professores da Universidade Federal de Minas Gerais que acompanharam todo meu percurso acadêmico na área de acústica: Eduardo Cabaleiro, Eleonora Assis, Hani Yehia, Iraci Pereira, Mauricio Loureiro, Maurílio Vieira, Roberta Souza e Victor Valadares.

Aos colegas de Laboratório de Acústica e Vibrações das várias gerações, hoje todos colegas de docência, pela constante troca de experiência e informações compartilhadas: Ricardo Oliveira, Ana Paula Vilela, Ricardo de Holanda, Eider Oliveira, Vinícius Abrão, Júlia Duarte, Marlipe Fagundes, Antônio Santos, Marco Aurélio Badan, João Gabriel Miranda. Agradecimento especial ao Prof. Pedro Nishida, Prof. Paulo Flabes e Geisa Zuffi, pelo auxílio na construção dos modelos numéricos e analíticos.

Aos colegas e novos amigos da Universidade Federal da Fronteira Sul, Campus Erechim, pelo incentivo constante para conclusão deste trabalho. Ao amigo Guilherme Rodrigues Bruno, pelo carinho e companheirismo dedicado nos complexos momentos de finalização deste projeto. Por último, mas não menos importante, a Deus e à minha família: Cláudia Álvares Maciel, Larissa Maciel Blazute e Luísa Maciel de Oliveira, pela habilidade incondicional de transcender com muito afeto minhas opções de vida.

*“É preciso alimentar o caos dentro de si  
para dar à luz uma estrela cintilante.”*

Friedrich Nietzsche, *Assim falou Zaratustra*

MACIEL, M. A. **Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas**. 2014. 119 p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## RESUMO

O desenvolvimento de novas tecnologias para esquadrias acústicas ventiladas insere-se no contexto da promoção da eficiência energética de edificações, que inclui a compatibilização da dicotomia climatização natural e isolamento acústico de edificações. Tradicionalmente, a utilização de métodos passivos para controle de ruído em esquadrias apresenta limitação de isolamento acústico em baixas frequências, com perda por transmissão inferior a 10 dB. Alternativamente, técnicas para controle ativo de ruído vêm sendo aplicadas a esquadrias, incluindo-se aquelas ventiladas naturalmente. Entretanto, o estágio atual dessa tecnologia ainda apresenta restrições de utilização para altas frequências. A utilização de métodos híbridos apresenta-se como uma solução para potencialização do desempenho acústico em baixas, médias e altas frequências. Diante dessa perspectiva, o presente trabalho apresenta a proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído aplicado em venezianas acústicas. Destaca-se assim o conceito de venezianas acústicas ativas, uma tecnologia híbrida que pretende o incremento da atenuação acústica em baixas frequências através da incorporação de materiais inteligentes nas lâminas da veneziana, que são dotadas de materiais passivos para absorção acústica em altas frequências. Dessa forma, neste trabalho, apresenta-se um procedimento para modelagem da perda por transmissão de venezianas acústicas ativa, utilizando-se métodos analíticos e numéricos associados a técnicas de otimização. Os resultados teóricos sugerem a viabilidade da aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas, com índice de redução sonora ponderado superior a 35 dB e potência máxima requerida para o controle inferior a 15 W.



MACIEL, M. A. **Active noise control applied to acoustic louvres**. 2014. 119 p. PhD Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## ABSTRACT

The development of new technologies for ventilated acoustic windows is within the context of the promotion of energy efficiency of buildings, including the compatibility of the dichotomy natural air conditioning and sound insulation of buildings. Traditionally, the use of passive methods for noise control in ventilated window has limited sound insulation at low frequencies, with transmission loss below 10 dB. Alternatively, techniques for active noise control have been applied, including yourself those naturally ventilated. However, the current state of this technology still has use restrictions for high frequencies. The use of hybrid methods is presented as a solution to the acoustic performance enhancement at low, medium and high frequencies. Given this perspective, the present work proposes the application of techniques for active noise control is applied to acoustic louvres. So, highlights the concept of active acoustic louvres, a hybrid technology that aims to increase the acoustic attenuation at low frequencies by incorporation of smart materials in the blades of the shutter, which are equipped with passive materials for sound absorption at higher frequencies. Thus, this paper presents a procedure for modeling the transmission loss of active acoustic louvers, using analytical and numerical methods associated with optimization techniques. The theoretical results suggest the feasibility of applying the techniques of active noise control in acoustic louvres, with weighted sound reduction index exceeding 35 dB and a maximum power requirement of less than 15 W.

---

*Keywords: Acoustic insulation – Smart materials – Ventilated windows*

## LISTA DE FIGURAS e TABELAS

### Lista de Figuras

Figura 1.1 - Índice de redução sonora de paredes com abertura .....	04
Figura 1.2 - Peitoril ventilado .....	05
Figura 1.3 - Ressonadores múltiplos Silence Air® .....	07
Figura 1.4 - Cobogós acústicos .....	07
Figura 1.5 - Venezianas acústicas passivas simples (A) e dupla (B) .....	08
Figura 1.6 - Métodos de controle de ruído em função da frequência .....	09
Figura 1.7 - Modelagem da perda por transmissão de venezianas acústicas ativas .....	11
Figura 1.8 - Estrutura de capítulos da tese .....	12
Figura 2.1 - Métodos de controle de ruído .....	14
Figura 2.2 - Tipologias de sensores para controle ativo de ruído e vibrações .....	18
Figura 2.3 - Tipologias de atuadores para controle ativo de ruído e vibrações .....	19
Figura 2.4 - Estratégias de controle ativo .....	21
Figura 2.5 - Atuadores para controle ativo de ruído em esquadrias acústicas simples (A) e dupla (B) .....	25
Figura 2.6 - Controle ativo de ruído aplicado a esquadrias acústicas simples (A) e a peitoril ventilado (B) .....	26
Figura 3.1 - Determinação do índice de redução sonora ponderado ( $R_w$ ) .....	30
Figura 3.2 - Definição do método de simulação acústica em função da frequência .....	33
Figura 4.1 - Método de modelagem de perda por transmissão de venezianas acústicas .....	41
Figura 4.2 - Princípio de Huygens .....	42
Figura 4.3 - Representação esquemática do modelo de difração geométrica .....	43
Figura 4.4 - Esquema do conceito de veneziana acústica ativa .....	47
Figura 4.5 - Esforços atuantes no elemento de placa .....	48
Figura 4.6 - Efeito das características geométricas das lâminas da veneziana na perda por transmissão .....	53
Figura 4.7 - Modelagem numérica de venezianas acústicas ativas no Ansys® .....	56
Figura 4.8 - Modelo geométrico do ambiente de teste da veneziana acústica ativa .....	57
Figura 4.9 - Modelagem da cavidade acústica do ambiente de teste .....	58
Figura 4.10 - Elemento plane 42 .....	59
Figura 4.11 - Modelagem das lâminas da veneziana acústica ativa .....	59
Figura 4.12 - Otimização da posição dos atuadores na lâmina da veneziana ativa .....	60

Figura 4.13 - Diagrama de forças do controle ótimo do atuador .....	61
Figura 4.14 - Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas .....	62
Figura 5.1 - Projeto experimental para validação da modelagem analítica de venezianas passivas .....	65
Figura 5.2 - Representação gráfica da análise de variância .....	68
Figura 5.3 - Dados de fabricantes de isolamento acústico de venezianas passivas .....	68
Figura 5.4 - Comparação modelo analítico com dados experimentais de venezianas passivas .....	69
Figura 5.5 - Avaliação características geométricas da veneziana acústica passiva .....	71
Figura 5.6 - Significância prática e estatística dos efeitos geométricos da veneziana passiva .....	73
Figura 5.7 - Hierarquização dos efeitos significativos das venezianas passivas .....	74
Figura 5.8 - Excitação da lâmina da veneziana acústica .....	75
Figura 5.9 - Efeito ângulo $\theta$ na perda por transmissão .....	76
Figura 5.10 - Posição de microfones para análise de sensibilidade do modelo analítico das venezianas acústicas ativas .....	77
Figura 5.11 - Efeito do ângulo $\phi$ na perda por transmissão .....	77
Figura 5.12 - Análise paramétrica de proporções das lâminas da veneziana ativa .....	78
Figura 5.13 - Efeito das características geométricas das lâminas na perda por transmissão .....	78
Figura 5.14 - Análise paramétrica da espessura das lâminas da veneziana ativa .....	79
Figura 5.15 - Efeito da espessura das lâminas na perda por transmissão .....	79
Figura 5.16 - Análise paramétrica do tamanho dos atuadores .....	80
Figura 5.17 - Efeito do tamanho de atuadores na perda por transmissão .....	80
Figura 5.18 - Análise paramétrica da espessura dos atuadores .....	81
Figura 5.19 - Efeito da espessura do atuador na perda por transmissão da veneziana ativa .....	81
Figura 5.20 - Modos naturais de vibração da lâmina da veneziana acústica .....	82
Figura 5.21 - Frequências naturais de vibração da lâmina da veneziana acústica .....	83
Figura 5.22 - Efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão da veneziana acústica ativa .....	83
Figura 5.23 - Análise paramétrica do número de modos de controle .....	84
Figura 5.24 - Efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão .....	84

Figura 5.25 - Efeito do número de modos de vibração no índice de redução sonora ponderado .....	85
Figura 5.26 - Análise paramétrica da posição do atuador .....	86
Figura 5.27 - Efeito da posição dos atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa .....	87
Figura 5.28 - Efeito da posição dos atuadores no índice de redução sonora ponderado da veneziana acústica ativa .....	87
Figura 5.29 - Análise paramétrica do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa .....	88
Figura 5.30 - Efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa .....	89
Figura 5.31 - Efeito do número de atuadores no índice de redução sonora ponderado das venezianas acústicas ativas .....	89
Figura 5.32 - Comparação resultados modelo numérico e analítico .....	91
Figura 5.33 - Efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa .....	92
Figura 5.34 - Efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa .....	93
Figura 5.35 - Comparação de perda por transmissão da veneziana ativa com 1 atuador para posição otimizada e de máxima deformação modal .....	94
Figura 5.36 - Força de bloqueio do atuador para controle ativo de ruído aplicado a veneziana acústica .....	95
Figura 5.37 - Deslocamentos das lâminas excitadas na posição central para frequências de 200 Hz; 340 Hz; 420 Hz e 500 Hz .....	96
Figura 5.38 - Atenuação acústica da veneziana passiva (A) e ativa (B) em 100 Hz .....	97
Figura 5.39 - Incremento na perda por transmissão veneziana acústica através do controle ativo .....	98
Figura 5.40 - Determinação da espessura do atuador piezelétrico a partir da força de bloqueio do atuador .....	99
Figura 5.41 - Comparação perda por transmissão de venezianas acústicas passivas e ativas .....	100
Figura 5.42 - Comparação perda por transmissão de diferentes tecnologias de esquadrias ventiladas naturalmente .....	101
Figura 5.43 - Comparação índice de redução sonora ponderado de diferentes tecnologias de esquadrias ventiladas naturalmente .....	102
Figura 5.44 - Potência máxima requerida da veneziana acústica ativa .....	103

Figura 5.45 - Relação entre desempenho acústico e energético das venezianas acústicas ativas .....	104
--	-----

## Lista de Tabelas

Tabela 5.1 - Síntese dos resultados da análise de variância .....	66
Tabela 5.2 - Análise de variância para validação modelagem venezianas passivas ....	68
Tabela 5.3 - Fatores e níveis do projeto fatorial $2^2$ .....	69
Tabela 5.4 - Testes avaliação efeitos geométricos .....	70
Tabela 5.5 - Resultados da Análise de Variância para venezianas passivas .....	71
Tabela 5.6 - Propriedades da cerâmica piezelétrica da Midé Technology .....	74
Tabela 5.7 - Resultados do teste t para validação do modelo numérico .....	90

# LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

## Letras Latinas

$A_i$	: Função de distribuição de pressão sonora resultante da excitação da placa pelos elementos piezelétricos
ABNT	: Associação Brasileira de Normas Técnicas
$c$	: Velocidade do som no ar
$C_0$	: Constante do material piezelétrico
$D$	: Rigidez de flexão da placa
$d_{31}$	: Módulo piezelétrico da pastilha piezelétrica
$d_s$	: Diferencial de superfície
$d_v$	: Diferencial de volume
$E_i$	: Energia acústica incidente
$E_p$	: Módulo de elasticidade da placa
$E_{pe}$	: Módulo de elasticidade da pastilha piezelétrica
$E_t$	: Energia acústica transmitida
$f$	: Frequência de excitação (Hz)
$f_c$	: Frequência crítica (Hz)
$F_a$	: Força de bloqueio do atuador
$F_e$	: Força externa
$h$	: Espessura da placa
HEVAC	: Heating, Ventilation and Air Conditioning
$I_m, I_n$	: Funções derivadas da Integral de Rayleigh
ISSO	: International Organization for Standardization
$k$	: Número de onda acústica
$K$	: Função derivada da Integral de Rayleigh
$K$	: Parâmetro Adimensional
$l_0$	: Profundidade da veneziana
$L$	: Comprimento do atuador
$L_{in}$	: Intensidade sonora média
$L_{ps}$	: Média espacial dos níveis de pressão sonora
$L_x$	: Dimensão na direção x
$L_y$	: Dimensão na direção y
$L_z$	: Dimensão na direção z
$L_1$	: Nível sonoro no ambiente de teste (sala emissão acústica)

$L_2$	: Nível sonoro no ambiente de teste (sala receptora acústica)
$L_3$	: Nível sonoro com equipamento de atenuação acústica
$L'_3$	: Nível sonoro sem equipamento de atenuação acústica
$m$	: Massa superficial
$m_s$	: Massa superficial da veneziana
$M_x$	: Momento fletor em relação a x
$M_y$	: Momento fletor em relação a y
$m, n, p$	: Índices modais
$P_i$	: Amplitude da pressão sonora
$P_{max}$	: Potência máxima
$P_{dif}$	: Pressão sonora difratada
$P_{tot}$	: Pressão sonora total
$P_{trans}$	: Pressão sonora transmitida
$PI$	: Perda por inserção
$PT$	: Perda por transmissão
$PT_a$	: Perda por transmissão da veneziana acústica ativa
$PT_p$	: Perda por transmissão da veneziana acústica passiva
PVDF	: Fluoreto de polivinilideno
PZT	: Zirconato Titanato de Chumbo
$R$	: Índice de redução sonora
$R_w$	: Índice de redução sonora ponderado
$R$	: Distância entre fonte sonora e receptor
$S$	: Área total da partição
$S_s$	: Área superficial total da sala receptora
$S_n$	: Área de um elemento de parede
SINAT	: Sistema Nacional de Avaliações Técnicas
$T$	: Tempo de reverberação da sala
$t$	: Espessura da pastilha piezelétrica
$V$	: Tensão elétrica
$V_{max}$	: Campo coercitivo do atuador
$V_{ol}$	: Volume do ambiente
$w$	: Largura do atuador
$W_{m,n}$	: Amplitudes modais da placa
$\overline{W}_{mn}$	: Amplitudes modais da placa excitada por atuadores piezelétricos
$W_{(x,y)}$	: Deslocamentos da placa

## Letras Gregas

$\alpha_i$	: Coeficiente de absorção sonora
$\alpha$	: Coeficiente de absorção sonora médio
$\Delta$	: Operador Laplaciano
$\Delta I$	: Fator de correção da massa superficial veneziana
$\varepsilon_{33}$	: Constante dielétrica do atuador piezelétrico
$\Phi_{mn}(x,y)$	: Autofunções
$\Phi$	: Função Objetivo
$\gamma$	: Razão do número de onda
$\gamma_m, \gamma_n$	: Números modais da placa
$\nu$	: Coeficiente de Poisson
$\nu_p$	: Coeficiente de Poisson da placa
$\nu_{pe}$	: Coeficiente de Poisson da pastilha piezelétrica
$\Pi$	: Potência Acústica
$\Pi_{ai}$	: Potência acústica incidente
$\Pi_{at}$	: Potência acústica transmitida
$\theta_i, \varphi_i$	: Ângulos de incidência da fonte acústica primária
$\rho$	: Densidade do material da placa
$\rho_0$	: Densidade do meio acústico
$\tau$	: Coeficiente de transmissão sonora
$\tau\theta$	: Coeficiente de transmissão sonora da veneziana
$\omega$	: Frequência de excitação (rad/s)
$\omega_{m,n}$	: Frequência natural
$r, \theta, \varphi$	: Coordenadas esféricas da onda sonora radiada



# SUMÁRIO

<b>Capítulo I – Introdução .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Contextualização .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2 Justificativas e questionamentos .....</b>	<b>2</b>
1.2.1 <i>Qualidade Acústica de Edificações .....</i>	2
1.2.2 <i>Interfaces Desempenho Energético de Edificações e Poluição Sonora ..</i>	3
1.2.3 <i>Estratégias Passivas para Controle de Ruído em Esquadrias Ventiladas Naturalmente .....</i>	5
<b>1.3 Premissas e Hipóteses .....</b>	<b>10</b>
1.3.1 <i>Premissas .....</i>	10
1.3.2 <i>Hipóteses .....</i>	10
<b>1.4 Objetivos .....</b>	<b>11</b>
1.4.1 <i>Geral .....</i>	11
1.4.2 <i>Específicos .....</i>	11
<b>1.5 Estrutura de capítulos .....</b>	<b>12</b>
<b>Capítulo II – Revisão Bibliográfica .....</b>	<b>13</b>
<b>2.1 Introdução .....</b>	<b>13</b>
<b>2.2 Controle Ativo .....</b>	<b>13</b>
2.2.1 <i>Conceito .....</i>	13
2.2.2 <i>Desenvolvimento Tecnológico .....</i>	15
2.2.3 <i>Aplicação Industrial .....</i>	16
<b>2.3 Estrutura do Controle ativo .....</b>	<b>17</b>
2.3.1 <i>Atuadores .....</i>	18
2.3.2 <i>Sensores .....</i>	19
2.3.3 <i>Algoritmos de controle .....</i>	21
<b>2.4 Controle ativo aplicado a edificações .....</b>	<b>23</b>
2.4.1 <i>Divisórias Acústicas .....</i>	23
2.4.2 <i>Painéis de Vidro .....</i>	24
2.4.3 <i>Fachadas de Vidro .....</i>	24
2.4.4 <i>Esquadrias Acústicas .....</i>	25
2.4.5 <i>Esquadrias Acústicas Ventiladas .....</i>	26
<b>2.5 Conclusão .....</b>	<b>26</b>

<b>Capítulo III – Fundamentação Teórica .....</b>	<b>27</b>
<b>3.1 Introdução .....</b>	<b>27</b>
<b>3.2 Indicadores de Isolamento Acústico Aéreo .....</b>	<b>28</b>
3.2.1 <i>Perda por Transmissão .....</i>	28
3.2.2 <i>Índice de Redução Sonora .....</i>	29
3.2.3 <i>Perda por Inserção .....</i>	29
3.2.4 <i>Número Único para Isolamento Acústico Aéreo .....</i>	31
<b>3.3 Métodos de Medição de Isolamento Acústico Aéreo .....</b>	<b>31</b>
3.3.1 <i>Método ISO 10140 .....</i>	31
3.3.2 <i>Método HEVAC .....</i>	31
3.3.3 <i>Método ISO 15180 .....</i>	32
<b>3.4. Métodos de simulação acústica .....</b>	<b>33</b>
3.4.1 <i>Métodos Modais .....</i>	34
3.4.2 <i>Métodos Estatísticos .....</i>	37
3.4.3 <i>Métodos Geométricos .....</i>	38
<b>3.5 Conclusão .....</b>	<b>39</b>
<b>Capítulo IV – Modelagem de Perda por Transmissão de Venezianas Acústicas</b>	
<b>Ativas .....</b>	<b>40</b>
<b>4.1 Introdução .....</b>	<b>40</b>
<b>4.2 Modelagem Analítica de Venezianas Acústicas Passivas .....</b>	<b>42</b>
4.2.1 <i>Hipóteses .....</i>	42
4.2.2 <i>Difração Acústica Através da Veneziana Acústica Passiva .....</i>	43
4.2.3 <i>Transmissão Acústica Através da Veneziana Acústica Passiva .....</i>	45
4.2.4 <i>Perda por Transmissão da Veneziana Acústica Passiva .....</i>	46
<b>4.3 Modelagem Analítica de Venezianas Acústicas Ativas .....</b>	<b>47</b>
4.3.1 <i>Conceito de Veneziana Acústica Ativa .....</i>	47
4.3.2 <i>Hipóteses .....</i>	47
4.3.3 <i>Vibração Livre da Lâmina .....</i>	49
4.3.4 <i>Acoplamento Entre Lâmina e Elementos Piezelétricos .....</i>	51
4.3.5 <i>Excitação da Lâmina por Elementos Piezelétricos .....</i>	52
4.3.6 <i>Perda por Transmissão da Veneziana Acústica Ativa .....</i>	53
4.3.7 <i>Consumo de Energia da Veneziana Acústica Ativa .....</i>	55

<b>4.4 Modelagem Numérica de Venezianas Acústicas Ativas .....</b>	<b>56</b>
4.4.1 Modelagem Acústica do Ambiente de Teste .....	57
4.4.2 Modelagem da Cavidade Acústica .....	57
4.4.3 Modelagem das Lâminas da Veneziana Acústica .....	59
4.4.4 Modelagem do Atuador .....	60
<b>4.5 Conclusão .....</b>	<b>63</b>
<b>Capítulo V – Simulação de Perda por Transmissão de Venezianas Acústicas .....</b>	<b>64</b>
<b>5.1 Introdução .....</b>	<b>64</b>
<b>5.2 Simulação Analítica de Venezianas Acústicas Passivas .....</b>	<b>64</b>
5.2.1 Validação do Modelo Analítico de Venezianas Acústicas Passivas .....	65
5.2.2 Efeitos Geométricos na Perda por Transmissão de Venezianas Acústicas Passivas .....	70
5.2.3 Diretrizes projetuais .....	74
<b>5.3 Simulação Analítica de Venezianas Acústicas Ativas .....</b>	<b>75</b>
5.3.1 Parâmetros de Simulação .....	75
5.3.2 Efeitos Geométricos das Lâminas da Veneziana Acústica Ativa.....	78
5.3.3 Efeitos Geométricos dos Atuadores Piezelétricos .....	80
5.3.4 Efeito do Número de Modos de Vibração .....	82
5.3.5 Efeito da Posição do Atuador .....	86
5.3.6 Efeito do Número de Atuadores .....	88
<b>5.4 Simulação Numérica de Venezianas Acústicas Ativas .....</b>	<b>90</b>
5.4.1 Validação da Modelagem Numérica de Venezianas Acústicas Ativas ....	90
5.4.2 Definição do Número de Atuadores e seu Posicionamento .....	92
5.4.3 Cálculo da Força de Bloqueio dos Atuadores.....	95
5.4.4 Deslocamentos das Lâminas da Veneziana Acústica Ativa .....	96
5.4.5 Atenuação da Veneziana Acústica Ativa .....	97
5.4.6 Determinação da Espessura do Atuador Piezelétrico .....	99
5.4.7 Desempenho de Venezianas Acústicas Ativas .....	100
<b>5.5 Conclusão .....</b>	<b>105</b>
<b>Capítulo VI – Conclusões .....</b>	<b>106</b>
<b>Referências .....</b>	<b>110</b>
<b>Anexo – Depósito de Pedido de Patente .....</b>	<b>116</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

### 1.1 Contextualização

O presente trabalho faz parte da linha de pesquisa Dinâmica de Sistemas Mecânicos do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), com ênfase em controle ativo de ruído utilizando estruturas denominadas *inteligentes*. Ele vem sendo desenvolvido há mais de 10 anos pelo Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da UFU. Essa ênfase é dedicada à exploração de novas tecnologias, bem como à proposição de técnicas inovadoras de controle vibroacústico para aplicações industriais.

As primeiras experiências com a utilização da técnica de controle ativo vibroacústico do LAV referem-se às pesquisas sobre modelagem analítica do comportamento acústico e estrutural de placas retangulares instrumentadas por materiais piezelétricos (SANTANA, 2002). Numa fase intermediária, foram realizados estudos para aplicação das técnicas de controle ativo de ruído em dutos para controle de modos de alta ordem, primeiramente numa tese com abordagem exclusivamente numérica (NUNES, 2009) e posteriormente realizada uma tese experimental para a validação dos resultados anteriores (OLIVEIRA, 2012).

A utilização de materiais inteligentes para controle de ruído foi objeto de novas pesquisas teóricas para aplicação em controle de modos de alta ordem em dutos (NISHIDA, 2012), bem como para controle de transmissão vibroacústica de lajes de edificações (HOLANDA, 2012). Novos estudos experimentais foram delineados para otimização da posição de sensores e atuadores para fins de ampliação da faixa espectral de controle, em detrimento ao controle ativo de ruído tonal ou frequências discretas (MIRANDA, 2013).

Inserindo-se neste contexto do desenvolvimento tecnológico do LAV e dando continuidade à proposição de soluções inovadoras para o controle de ruído em edificações, o presente trabalho pretende a aplicação de técnicas de controle ativo vibroacústico em esquadrias de edificações, mais especificamente em venezianas acústicas.

## 1.2 Justificativa e questionamentos

### 1.2.1 *Qualidade acústica de edificações*

Na visão jurídica contemporânea, o direito à moradia digna, previsto na Constituição Federal de 1988 (BRASIL, 1988) em seu Artigo 6, ultrapassa o conceito de um simples abrigo contra as intempéries da natureza, correspondendo a um lugar adequado às necessidades básicas do indivíduo, capaz de suprir adequada e suficientemente as suas exigências com conforto e qualidade. O conforto acústico insere-se nesta perspectiva de provimento da habitabilidade com qualidade ambiental. A busca por políticas públicas para a melhoria da qualidade ambiental das edificações destaca-se neste contexto através da implementação de normas e regulamentações para a obtenção do conforto acústico nas edificações.

A partir da promulgação do Código de Defesa do Consumidor em 1990 (BRASIL, 1990), as normas deixam de ser instrumentos meramente técnicos e assumem valor praticamente jurídico pela obrigatoriedade de cumprimento das mesmas sob a força de lei. Isso pode ser comprovado pelo Artigo 39, Inciso VI, que considera como prática abusiva a inserção no mercado de qualquer produto ou serviço em desacordo com as normas expedidas pelos órgãos oficiais competentes, incluindo-se a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

No Brasil, apesar da existência de normas técnicas que determinam os níveis de ruído para conforto acústico, tanto no ambiente urbano – NBR 10.151 (ABNT, 2000) – quanto no interior de edificações – NBR 10.152 (ABNT, 1987) –, desde a década de 1980, não se evidenciavam referências às características técnicas que os materiais e sistemas construtivos deveriam contemplar. Apesar de não inviabilizar, isso dificultava a caracterização de problemas acústicos em edificações como defeitos de construção, tais como falta de privacidade acústica entre unidades ou em relação ao ambiente urbano. Somente com o advento da norma NBR 15.575-4 (ABNT, 2013) é que são definidos os requisitos e critérios de desempenho que as fachadas das edificações devem cumprir.

### *1.2.2 Interfaces do desempenho energético de edificações e poluição sonora*

A primeira lei brasileira referente à eficiência energética de edificações surgiu em reação ao racionamento de energia ocorrido em 2001, a Lei Federal nº 10.295, que dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia (BRASIL, 2001 a). Esta lei foi regulamentada pelo Decreto nº 4.059, de 19 de dezembro de 2001 (BRASIL, 2001 b). Ela estabeleceu que deveriam ser criados níveis máximos de consumo de energia, ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos consumidores de energia fabricados ou comercializados no País, bem como das edificações construídas.

Essa preocupação com o consumo energético das edificações, inserida no contexto da busca da sustentabilidade e da minimização do impacto ambiental dos edifícios, levou à renovação do interesse pela ventilação natural, especialmente em países de clima tropical. Uma das principais vantagens da utilização de estratégias passivas de ventilação em edificações refere-se à possibilidade de obtenção do conforto térmico dos usuários sem aumento do consumo de energia elétrica da edificação. De acordo com dados de Brasil (2010), 40% do consumo de energia elétrica em edificações comerciais referem-se à utilização de sistemas ativos para condicionamento de ar. Entretanto, a adoção de estratégias passivas de ventilação dos edifícios comerciais inseridos em grandes centros urbanos, via de regra, é limitada pelos elevados níveis de ruído de tráfego veicular nas vias lindeiras às fachadas.

Do ponto de vista acústico, a envoltória das edificações tem a tarefa de reduzir o ruído exterior a níveis aceitáveis de ruído interno, conforme previsto pela norma NBR 10.152 (ABNT, 1987). No caso das fachadas, a presença quase inevitável de esquadrias faz destas partições estruturas vulneráveis acusticamente. Em países de clima temperado, esse problema é minimizado pela utilização de tipologias de esquadria fixas, ficando a solução praticamente restrita à adequada especificação técnica de vidros especiais. De acordo com Naticchia e Carbonari (2007), a utilização de vidros laminados contribui para:

- (a) O deslocamento do efeito de coincidência para frequências fora do limiar auditivo;
- (b) Aumento do isolamento acústico para frequências superiores a 1.500 Hz, sem nenhum incremento em baixas frequências;
- (c) No caso de vidros duplos, adição de outro efeito de ressonância em frequências inferiores a 500 Hz, incrementando o isolamento acústico em frequências entre a ressonância e a frequência de coincidência.

No caso de clima quente e úmido, a demanda por ventilação natural das edificações para fins de conforto térmico e eficiência energética exige a presença de aberturas para entrada e saída de ar, tornando mais complexa a solução do isolamento acústico de fachadas. Áreas mínimas de abertura prejudicam substancialmente o desempenho acústico da envoltória. Gerges (2000), por exemplo, indica que a inserção de 1% de abertura numa componente de perda por transmissão de 30 dB propicia um decréscimo de 10 dB no seu índice de redução sonora, conforme evidenciado na Fig.1.1. Essa situação é ainda mais grave quando as fachadas estão expostas à poluição sonora provocada pelo ruído de tráfego veicular ou qualquer outra fonte sonora.

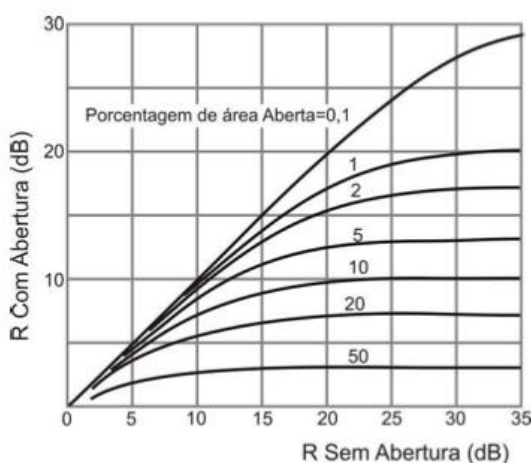


Figura 1.1 - Índice de redução sonora de paredes com abertura

Fonte: Gerges (2000)

Considerando-se que os níveis de ruído de tráfego em grandes centros urbanos são da ordem de 70 a 80 dB(A), o desempenho acústico de uma fachada deve contemplar índices de redução sonora ponderado de 35 a 45 dB, respectivamente, para atendimento aos níveis de desempenho mínimo e superior recomendados pela norma NBR 15.575-4 (ABNT, 2013) para fachadas expostas à poluição sonora (Anexo A).

No caso de fachadas cegas, isto é, sem esquadrias, os sistemas construtivos convencionais de vedação de edificações brasileiras apresentam desempenho acústico para isolamento de ruídos aéreos compatível com o nível de desempenho superior recomendado pela NBR 15.575-4 (ABNT, 2013). Citam-se, como exemplo, o bloco cerâmico vazado de 0,15 m de espessura e bloco de concreto vazado de 0,14 m de espessura, com os índices de redução sonora ponderado de 52 e 45 dB, respectivamente.

A diretriz SINAT 002 (BRASIL, 2012) apresenta, em conformidade com as determinações da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013), índice de redução sonora ponderado de

35 dB para fachadas expostas à poluição sonora, devendo-se, em casos de sistemas construtivos compostos (paredes com esquadrias), ensaiar cada componente e determinar o isolamento global do conjunto.

A compatibilização das exigências para desempenho térmico e acústico da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013) apresenta-se como um dos grandes desafios do presente trabalho. Essa norma exige índice de redução sonora ponderado mínimo de 30 dB e áreas mínimas de abertura para atendimento ao requisito de ventilação natural dos ambientes, que utiliza como critério o percentual da área do piso do ambiente de 5, 8 e 10% para aberturas pequenas, médias e grandes, respectivamente, em função da zona bioclimática.

Considerando um ambiente de 8 m<sup>2</sup>, com dimensão mínima de 3 m e pé-direito de 2,8 m, o percentual de abertura da vedação resultaria em índices de redução sonora inferiores a 15 dB, independentemente do tamanho da abertura ou tipo de bloco de vedação. Nesse caso, a vedação não atenderia sequer o nível mínimo de desempenho para o requisito isolamento acústico aéreo da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013).

Tendo em vista o exposto, como desenvolver estratégias para controle de ruído em esquadrias ventiladas naturalmente compatíveis com os critérios de desempenho térmico definidos na norma de desempenho?

### 1.2.3 Estratégias passivas para controle de ruído em esquadrias ventiladas

Bittencourt *et al.* (2007) descrevem o peitoril ventilado como um dispositivo geralmente executado em concreto, com formato em “L” invertido (FIG. 1.2), sobreposto a uma abertura localizada no peitoril abaixo das janelas, que tem por finalidade atuar como fonte complementar do movimento de ar proporcionado pelas aberturas.



Figura 1.2 – Peitoril ventilado

Fonte: Adaptado de Oiticica (2010)

Pesquisas recentes acerca do desempenho acústico do peitoril ventilado foram realizadas por Oiticica (2010), cujas melhores configurações apresentam índice de redução sonora ponderado de 26 dB. Para fins de incrementar esse desempenho acústico, a autora sugere o aperfeiçoamento do sistema em frequências inferiores a 500 Hz, sem que haja



prejuízo do fluxo de ventilação.

Viegas (2009) realizou um estudo do desempenho de diferentes configurações de fachadas para fins de compatibilização entre conforto térmico e acústico. Para tanto, utilizou modelos físicos em escala reduzida e simulação computacional com pacotes comerciais com métodos híbridos, isto é, método dos raios acústicos, do feixe cônico e do feixe triangular. Dentre os elementos arquitetônicos cujo desempenho termo-acústico foi avaliado, destacam-se as varandas e os jardins de inverno. Os resultados indicam que a presença de varanda ou jardim de inverno contribui para a atenuação de 3 e 6 dB(A), respectivamente, nos níveis sonoros no interior da edificação.

O conceito de varandas e jardins de inverno como filtros acústicos não é uma abordagem recente, como se observa nos trabalhos de Hammad e Gibbs (1982), bem como de Oldham e Mohsen (1979). Esses trabalhos podem ser considerados como as primeiras abordagens de uma investigação científica do desempenho acústico de fachadas com aplicações práticas para especificação de características geométricas de varandas e suas respectivas atenuações de ruído de tráfego para várias condições de exposição. Nesses casos, simulações utilizando a teoria da difração para barreiras sólidas foram desenvolvidas e comparadas a experimentos em modelo reduzido, cujos resultados indicam atenuação de 10 a 15 dB(A).

No estudo do desempenho de diferentes configurações de fachadas para fins de compatibilização entre conforto térmico e acústico, Viegas (2009) também realizou avaliações de vergas ventiladas, dispositivos em “L” similares ao peitoril ventilado. A presença destes elementos apresentou resultados mais satisfatórios do que a simples presença de varandas, com atenuações acústicas de até 13 dB(A) e 20 renovações de ar por hora. Os métodos experimentais utilizados, contudo, não permitem uma avaliação consistente em baixas frequências. Assim, a autora sugere a utilização do método dos elementos finitos para superação dessa limitação metodológica.

Uma alternativa passiva para isolamento acústico de baixas frequências é a denominada “ressonador de Helmholtz”. Consiste em cavidades dimensionadas para absorção acústica específica de sons médios e graves. Pesquisas de Field e Fricke (1998), por exemplo, resultaram no desenvolvimento de um produto utilizando ressonadores múltiplos de um quarto de onda, apresentado na patente PI 0510741-5A (SILENCE AIR, 2007). Denominado comercialmente como *Silence Air*<sup>®</sup>, este bloco de policarbonato com pequenas cavidades tubulares permite a passagem de ar e isola o ruído de edificações, conforme evidenciado na Fig. 1.3. As reentrâncias projetadas permitem a alternância de ondas destrutivas e construtivas responsáveis por um índice de redução sonora ponderado de 27 dB. Já para baixas frequências, este dispositivo apresenta índices de redução sonora

ponderado inferiores a 10 dB.

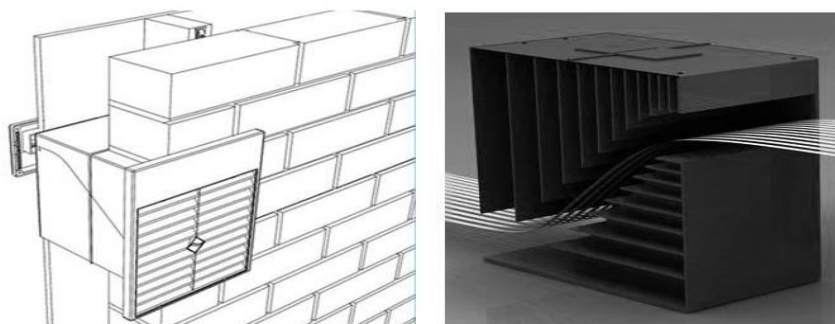


Figura 1.3 - Ressonadores múltiplos Silence Air®

Fonte: Adaptado de Silence Air (2007)

Wang *et al.* (1991) apresentaram os resultados dos estudos da combinação de ressonadores múltiplos com material de absorção acústica, obtendo perda por transmissão limitada entre 10 e 22 dB para a faixa de frequência entre 500 a 4000 Hz.

O princípio de ressonadores múltiplos também pode ser obtido através de painéis perfurados, tal como a patente FR 2540912 (A2). Composta de dois painéis perfurados, esse sistema pode ser utilizado para várias aplicações, incluindo sistemas de ventilação, tais como dutos e silenciadores (UZAN, 1984). De maneira similar, o modelo de utilidade CN 2791217 (Y) utiliza dois painéis perfurados translúcidos para atenuação acústica em janelas, cujos testes de desempenho acústico sugerem a redução efetiva de 20 dB concomitante à ventilação (AN PEIDE, 2006) .

Alternativa desenvolvida por Araújo (2010) foram os cobogós acústicos, que consistem em blocos ressonadores dispostos com espaços entre eles e cavidades coincidentes (FIG. 1.4) Dessa forma, obtém-se uma adaptação do ressonador, transformando sua geometria em elementos vazados, cujas fendas permitem não somente a entrada da onda sonora e de ar, mas também saída de ventilação.

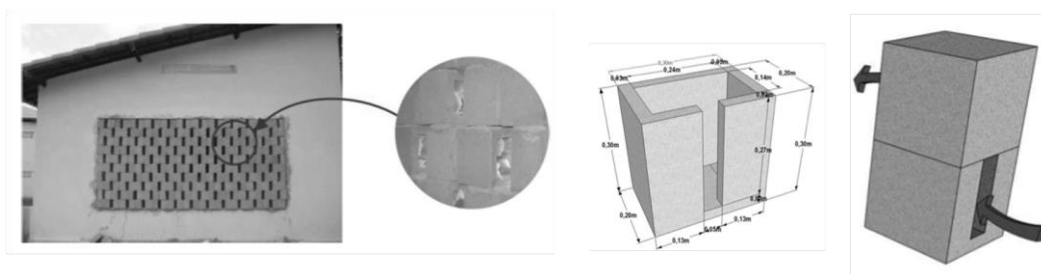


Figura 1.4 - Cobogós Acústicos

Fonte: Adaptado de Araújo (2010)

As melhores configurações de cobogós acústicos estudados por Araújo (2010) apresentam índice de redução sonora ponderado de 27 dB. Há que se ressaltar o uso limitado dos cobogós acústicos quando for desejado isolamento sonoro abaixo de 350 Hz, já que nas baixas frequências, entre 160 e 200 Hz, os índices de redução sonora ponderados mostraram-se inferiores a 10 dB.

Venezianas acústicas são elementos da edificação que oferecem atenuação sonora ao mesmo tempo em que reduzem a incidência de radiação solar e permitem o fluxo de ar pela abertura. Quando utilizadas em fachadas, as venezianas acústicas podem ainda desempenhar um importante papel estético, similar ao *brise soleil*.

De uma maneira geral, os modelos de venezianas acústicas passivas (FIG. 1.5), comercializadas por diferentes fabricantes, apresentam como principais fatores para caracterização dos seus modelos o número de módulos, que pode ser simples (L) ou duplo (2 L), com profundidade (P) do módulo mínimo de 0,3 m e máximo de 0,6 m. Em todos os modelos, observam-se lâminas com 45° de inclinação e dimensão da abertura (b) igual à metade da largura. A razão entre a dimensão da abertura e o vão estrutural caracteriza o fator de porosidade da veneziana, um dos fatores utilizados na determinação da massa superficial das venezianas.

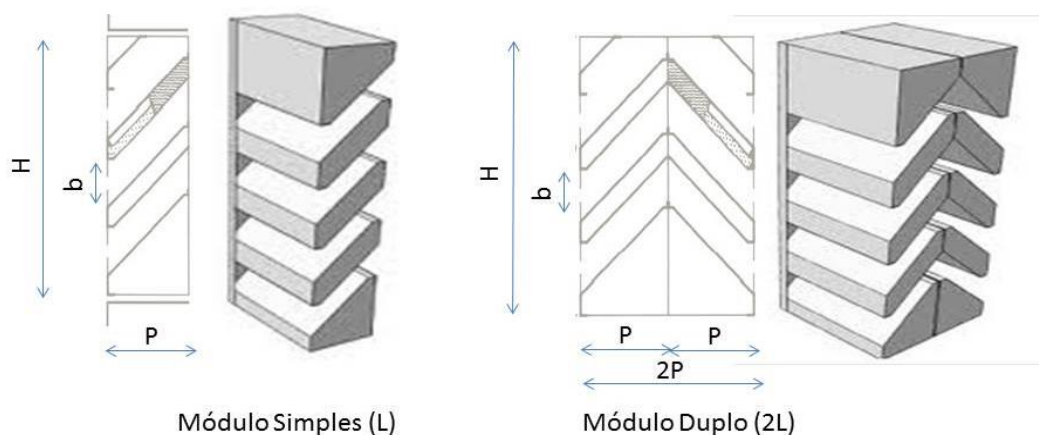


Figura 1.5 - Venezianas Acústicas Passivas Simples e Dupla

Fonte: Adaptado de TROX (s.d)

Os principais mecanismos de atenuação sonora de uma veneziana acústica são a mudança de impedância e absorção acústica, bem como interferências construtivas e destrutivas. De acordo com Viveiros e Gibbs (2003), as venezianas acústicas não apresentam isolamento satisfatório, principalmente para ruídos de baixa frequência, cujas melhores configurações apresentam índice de redução sonora ponderado de 12 e 21 dB para venezianas simples e dupla, respectivamente.

Em todas as estratégias apresentadas, observa-se a dificuldade de atenuação acústica em baixas frequências de forma passiva. Assim, todos os dispositivos apresentam índice de redução sonora ponderado inferiores a 30 dB, não atendendo aos critérios da NBR 15.575-4 (ABNT, 2013) para isolamento acústico aéreo. Para superação dessa limitação, Donadon (2002) sugere o uso de técnicas de controle ativo.

O desenvolvimento de uma tecnologia híbrida para controle de ruído em edifícios ventilados naturalmente, isto é, um sistema composto de duas ou mais estratégias de controle, apresenta-se como uma solução eficiente para propiciar atenuação acústica em toda a faixa de frequência de interesse, ou seja, 100 a 3.150 Hz (FIG. 1.6). Dessa forma, neste trabalho, propõe-se a aplicação das estratégias de controle ativo de ruído a venezianas acústicas, sendo tal dispositivo de agora em diante denominado “venezianas acústicas ativas”.

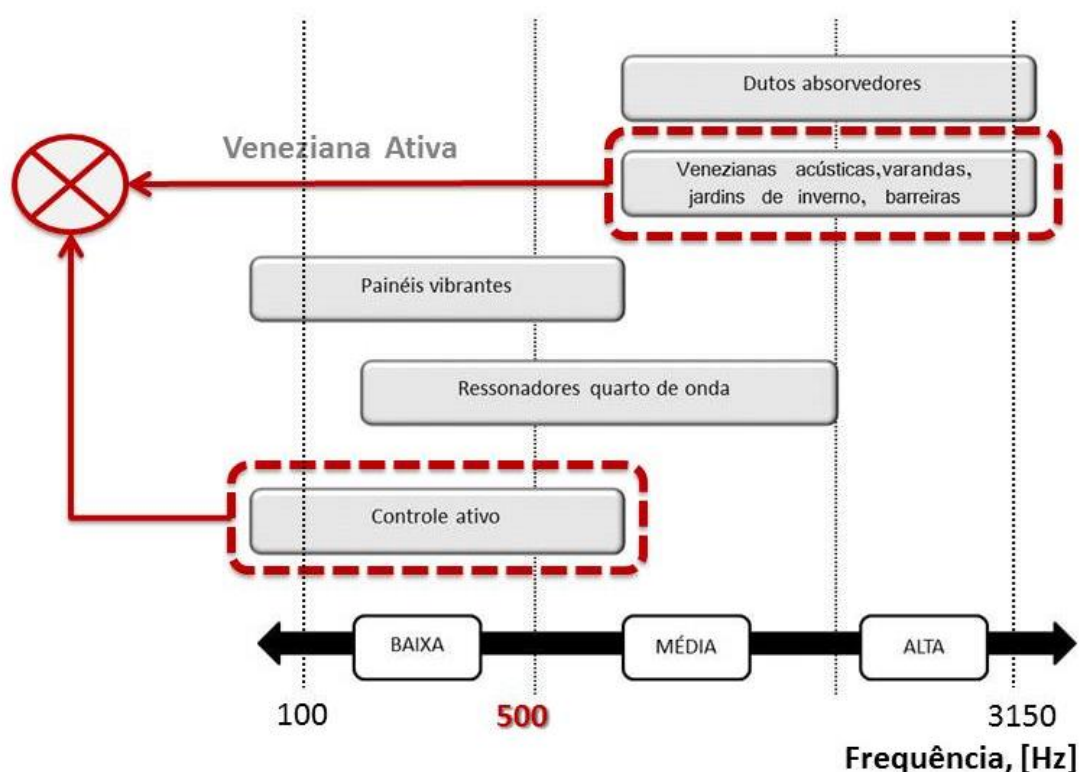


Figura 1.6 - Métodos de controle de ruído em função da frequência

Fonte: Adaptado de Salis *et al.* (2002)

## 1.3 Premissas e Hipóteses

### 1.3.1 Premissas

Para a realização desse trabalho, foram adotadas as seguintes premissas:

- (a) As esquadrias são o principal elemento construtivo responsável pela vulnerabilidade acústica das fachadas de edificações brasileiras expostas à poluição sonora devido ao ruído de tráfego nos grandes centros urbanos;
- (b) O estado da arte atual do desenvolvimento tecnológico das esquadrias não contempla soluções integradas que atendam concomitantemente aos requisitos e critérios de desempenho térmico e acústico previstos na NBR 15.575-4 (ABNT, 2013);
- (c) Venezianas acústicas apresentam-se como uma alternativa interessante do ponto de vista arquitetônico para conciliar soluções estéticas de edificações com alto desempenho ambiental, tais como atenuação acústica, sombreamento da abertura e renovação do ar com baixo dispêndio energético;
- (d) A melhoria do desempenho do isolamento acústico de venezianas acústicas está condicionada principalmente ao incremento das atenuações em baixas frequências;
- (e) Técnicas passivas para controle de ruído apresentam desempenho limitado em baixas frequências, sendo insuficientes para promover esquadrias com índices de redução sonora ponderado superiores a 35 dB;
- (f) Técnicas de controle ativo de ruído utilizando materiais inteligentes apresentam-se como uma alternativa viável para o presente estudo por apresentarem baixo consumo de energia, com potencial até mesmo para geração de energia de forma autônoma.

### 1.3.2 Hipótese

As venezianas acústicas ativas apresentam-se como uma tecnologia híbrida sobre as quais se acredita que são capazes de prover índices de redução sonora ponderado superiores a 35 dB. Esse desempenho é propiciado pelo incremento da atenuação acústica em baixas frequências (inferiores a 500 Hz) através do controle ativo dos modos de vibração das lâminas da veneziana excitadas por atuadores de materiais inteligentes. Em médias e altas frequências (superiores a 500 Hz), a atenuação acústica é função da vibração das fibras dos materiais de absorção, que transformam a energia acústica em energia mecânica e calor.

## 1.4 Objetivos

### 1.4.1 Geral:

Desenvolver um procedimento para modelagem teórica da perda por transmissão de venezianas acústicas ativas (Fig. 1.7)

### 1.4.2 Específicos:

- Levantar o estado da arte da utilização de técnicas de controle ativo de ruído aplicado a edificações;
- Definir os indicadores de isolamento acústico aplicáveis a esquadrias ventiladas naturalmente, bem como os métodos experimentais e numéricos recomendados para caracterização do desempenho das venezianas acústicas;
- Compreender o comportamento das venezianas ativas, com ênfase na dinâmica estrutural envolvida na aplicação de técnicas de controle ativo de ruído utilizando atuadores piezelétricos;
- Avaliar os efeitos geométricos, estruturais e de controle ativo dos modos de vibração das lâminas no desempenho das venezianas acústicas, utilizando técnicas de otimização para incremento da perda por transmissão;
- Determinar o desempenho das venezianas acústicas ativas em termos de perda por transmissão, índice de redução sonora e consumo de energia.

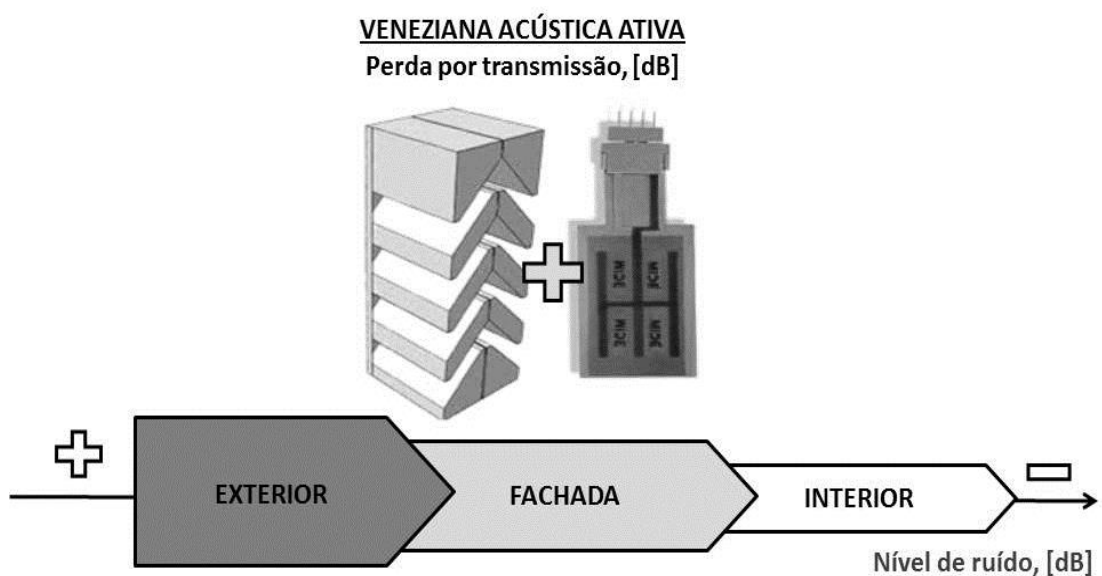


Figura 1.7– Modelagem da perda por transmissão de venezianas acústicas ativas

## 1.5 Estrutura de capítulos

Para atingir os objetivos propostos, o presente trabalho foi organizado em seis capítulos (Fig.1.8), sendo esta Introdução o primeiro deles. Os demais capítulos foram estruturados da seguinte forma:

- (a) No Capítulo II, apresenta-se uma breve revisão bibliográfica sobre controle ativo de ruído, enfatizando o estado da arte dessa técnica aplicada a edificações;
- (b) No Capítulo III, descreve-se a fundamentação teórica para caracterização de desempenho acústico das venezianas;
- (c) No Capítulo IV, desenvolve-se o método de modelagem analítica e numérica proposto para caracterização do desempenho acústico de venezianas acústicas passivas e ativas;
- (d) No Capítulo V, apresentam-se as simulações de desempenho das venezianas ativas, em termos de isolamento acústico e desempenho energético;
- (e) No Capítulo VI, abordam-se as conclusões obtidas para a proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas, incluindo-se perspectivas para trabalhos futuros.

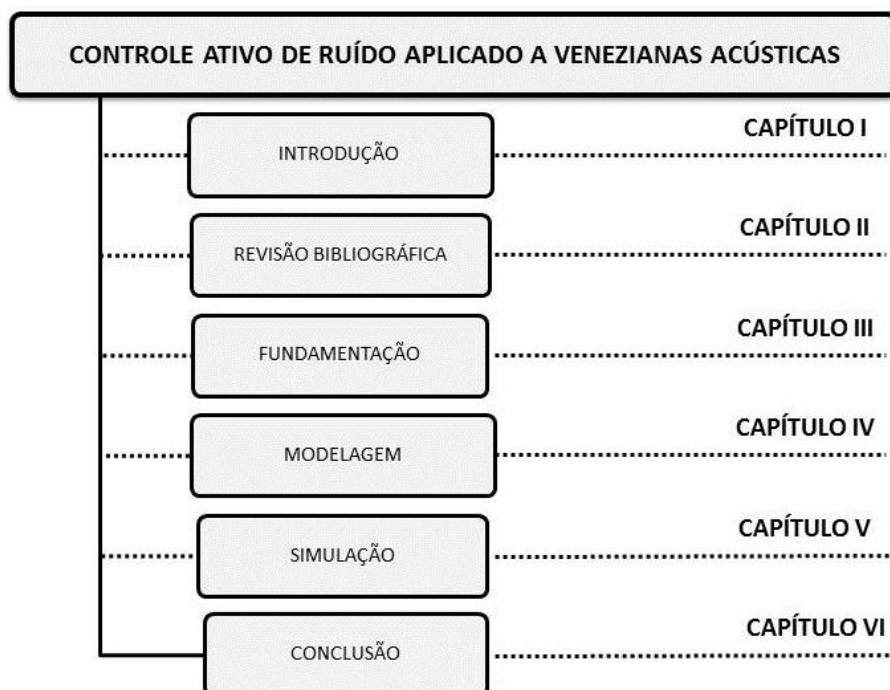


Figura 1.8 – Estrutura de capítulos da tese

## **CAPÍTULO II**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **2.1 Introdução**

O conceito de controle ativo de ruído é apresentado neste capítulo tendo como marco teórico a primeira patente depositada sobre o tema. Os desdobramentos em termos de desenvolvimento tecnológico e as aplicações industriais do controle ativo são abordados a partir de pesquisa bibliográfica associada à busca em bancos de dados de patentes. A estrutura básica de um sistema de controle ativo de ruído é apresentada em termos de seus elementos componentes: sensores, atuadores e algoritmos de controle. Essa abordagem apresenta como ênfase o potencial da utilização de elementos piezelétricos, como sensores e atuadores para controle ativo de ruído. A apresentação do estado da arte da aplicação das técnicas de controle ativo de ruído em edificações finaliza o presente capítulo, tendo soluções aplicadas a divisórias, fachadas e esquadrias, incluindo-se as ventiladas naturalmente.

#### **2.2 Controle Ativo**

##### **2.2.1 Conceito**

Controle ativo é uma técnica utilizada para reduzir a intensidade de ruído ou vibração utilizando dispositivos que fornecem energia ao sistema. Assim, o termo “ativo” é utilizado em contraponto ao “passivo”, em que apenas os mecanismos de dissipação de energia interna dos materiais já são suficientes para atenuações de ruído significativas (FIG. 2.1).



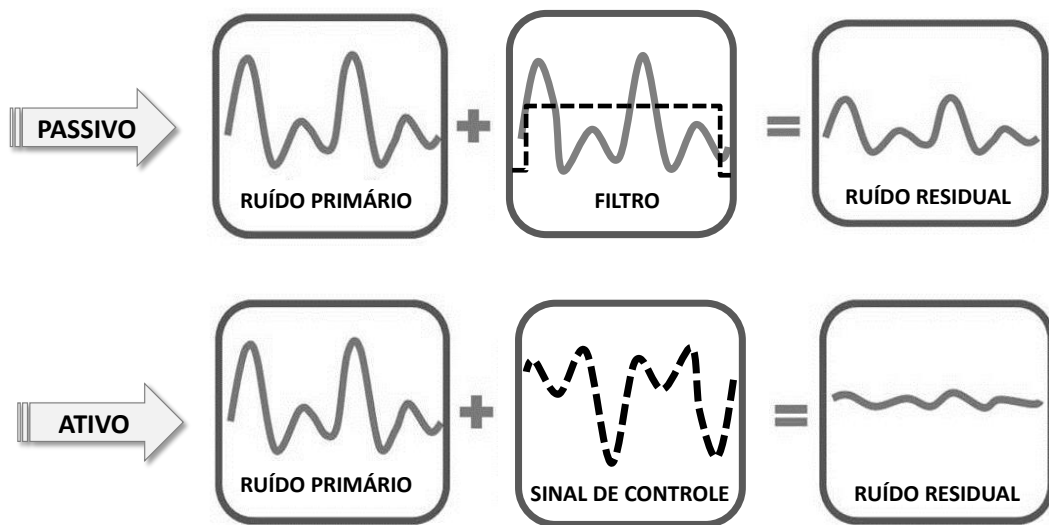


Figura 2.1 - Métodos de controle de ruído

Utilizando-se do princípio da interferência destrutiva, o controle ativo pretende a atenuação do ruído gerado por uma fonte primária pela emissão de um sinal, originado de uma fonte secundária, de mesma amplitude e defasado de 180 graus. Esse conceito foi inicialmente apresentado na patente US 2.043.416. (LUEG, 1936). De acordo com Hansen (2003), os mecanismos físicos envolvidos nas aplicações de controle ativo para atenuação acústica incluem mudança de impedância acústica e absorção do som, bem como reflexão do som no caso de ambientes fechados.

### 2.2.2 Desenvolvimento tecnológico

Até a década de 1970, as limitações intrínsecas aos sistemas analógicos inviabilizaram a difusão da técnica do controle ativo proposto pela patente US 2.043.416. De acordo com Elliot e Nelson (1993), a redução de 20 dB de um tom puro necessita de um controlador com sensibilidade de 0,6 dB em amplitude e 5° em fase, características difíceis de serem alcançadas com sistemas analógicos. Entretanto, encontram-se na literatura algumas iniciativas pioneiras de sistemas ativos, tal como o absorvedor sonoro eletrônico de Olson e May (1953), ilustrado na Fig. 2.3, que é utilizado para geração de uma zona de silêncio próximo à cabeça de ocupantes de aeronaves ou automóveis.

Numa tentativa de superar as limitações tecnológicas, um sistema de controle ativo manual foi desenvolvido por Conover (1956, *apud* Elliot e Nelson, 1993)<sup>1</sup> para atenuação de ruído proveniente de transformadores de potência, cujo ganho e fase na frequência de interesse eram controlados manualmente. De acordo com Elliot e Nelson (1993), esse sistema manual foi possibilitado pela natureza periódica do sinal. Acrescenta-se a isso ainda que a presença de harmônicos de mesma frequência da fonte primária possibilitou sua utilização como uma referência adequada para o controlador que alimenta a fonte secundária.

Apenas no início dos anos 1970, os avanços na tecnologia eletrônica permitiram o desenvolvimento dos sistemas automáticos de controle ativo. Entretanto, somente na década de 1980, temos a disseminação do uso desses sistemas, em função do desenvolvimento de processadores digitais de sinais, que permitiram implementações de filtros de baixo custo, bem como algoritmos mais robustos.

O estágio atual de desenvolvimento de *hardware* para processamento digital de sinais (PDS) permitiu uma maior sofisticação dos algoritmos, incluindo a implementação em tempo real. Com o advento das novas gerações de PDS, a implementação prática do controle ativo tornou-se viável principalmente para sistemas híbridos, ou seja, materiais passivos para altas frequências e controle ativo para baixas frequências.

De acordo com Hansen (2003), os sistemas ativos tornam-se bastante atrativos quando comparados às técnicas passivas, especialmente para frequências inferiores a 500 Hz, em que se obtêm bons resultados em termos de atenuação do nível de ruído. Na atual fase de desenvolvimento tecnológico, a técnica de controle ativo ainda apresenta limitações de aplicação prática em problemas de alta frequência em função das dificuldades de controle de modos de ordem elevada, bem como da necessidade de alta taxa de amostragem dos sinais.

Apesar da diversidade de aplicações possíveis para o controle ativo, Hansen (2003) destaca algumas restrições à utilização da técnica, tais como: redução global de ruído em banda larga, ruído tonal em alta frequência, ruído transiente transmitido em grandes espaços abertos e locais com muitas fontes de ruído atuando em conjunto.

---

<sup>1</sup> CONOVER, W.B. Fighting noise with noise. **Noise Control**, v.2, p. 78-82, 1956.

### *2.2.3 Aplicações industriais*

O controle ativo de ruído apresenta uma vasta gama de aplicações, em diversas áreas de atuação, com destaque para o setor industrial. O avanço tecnológico dos processadores digitais de sinais a baixo custo faz com que os sistemas de controle ativo de ruído apresentem-se como uma alternativa promissora para atenuação acústica, principalmente para baixas frequências. Já existem alguns produtos disponíveis no mercado utilizando a tecnologia do controle ativo de ruído, com destaque para utilização em sistemas de ar-condicionado, refrigeradores, compressores, transformadores e comunicação celular.

Soluções para controle de ruído em dutos têm sido objeto de intenso estudo para aplicação comercial da técnica. Isso se justifica pela vasta aplicação, seja em dutos de processos industriais, seja em edificações sensíveis ao ruído, tais como escritórios, salas de concerto e hospitais. A patente HK 1015923 (A1), por exemplo, apresenta este princípio de controle de ruído aplicado a dutos. Nesse caso, o sistema é composto por microfones e alto-falantes posicionados estrategicamente no duto, além de um sistema eletrônico para controle do ruído (ALDES, 2000).

Já a patente CN101635144-A apresenta uma barreira acústica ativa para solução de problemas de ventilação forçada e radiação em compressores (CHANG; LIANG, 2010). O dispositivo apresenta um sensor e controladores automáticos conectados ao dispositivo de isolamento acústico, cujo tamanho da abertura da entrada de ar também é objeto de controle automático, satisfazendo os diferentes requisitos de desempenho acústico. Em ambos os casos, os dispositivos de controle ativo de ruído utilizam microfones e alto-falantes como sensores e atuadores, respectivamente.

Outro produto utilizando a tecnologia de controle ativo de ruído, que já é bastante disseminada no mercado, são os protetores auriculares ativos. Nessa aplicação, sistemas ativos apresentam atenuações na faixa de 10 a 15 dB para frequências inferiores a 500 Hz, sendo a própria estrutura do protetor auricular responsável pela atenuação de ruídos de alta frequência. Trata-se, portanto, de um sistema híbrido.

Sistemas comerciais para controle ativo de ruído em ambientes fechados ainda encontram-se restritos às indústrias automobilística e aeronáutica, mais especificamente para redução do ruído no interior do veículo ou de cabines de aeronaves. De acordo com Kuo e Morgan (1999), apesar da existência de sistemas com apenas uma fonte de controle que chegam a produzir atenuações de até 15 dB, via de regra, nestes casos, faz-se necessário o uso de soluções multicanais, que requerem algoritmos de controle mais eficientes.

## 2.3 Estrutura do Controle Ativo

A estruturação de sistemas de controle ativo envolve o trabalho conjunto dos subsistemas físico e eletrônico. O primeiro consiste na fonte de perturbação (primária), a fonte de controle (secundária) e os sensores que monitoraram o desempenho do sistema, incluindo a medição do ruído residual do campo sonoro a ser controlado. A parte eletrônica envolve o processador de sinal, que é responsável pela implementação do sistema de controle.

Hansen (2003) apresenta como componentes básicos de sistemas de controle ativo: os elementos sensores, utilizados para captar as alterações ambientais ou operacionais; elementos atuadores, responsáveis pela ação de adaptação do sistema; e os procedimentos de controle, que determinam as ações de controle a serem executadas pelos atuadores, a partir das informações adquiridas pelos sensores. Donadon (2002) apresenta uma classificação para os sistemas de controle ativo em função dos tipos de atuadores e sensores, destacando o controle ativo de vibrações e o controle ativo de ruído.

### 2.3.1 Sensores

Os sensores são os mecanismos responsáveis pelas medições dos níveis de distúrbios presentes no sistema físico. Segundo Donadon (2002), a especificação técnica dos sensores também depende da estratégia e do tipo de sistema de controle, conforme Fig. 2.4. Dentre as várias tipologias de sensores, os materiais que exibem propriedades piezelétricas, tais como as cerâmicas PZT (zirconato titanato de chumbo) e os filmes plásticos PVDF (fluorido de polivinilideno), destacam-se no desenvolvimento do presente trabalho. Esses materiais desenvolvem um campo elétrico quando sujeitos a uma força (ou pressão), *efeito direto*, e, inversamente, apresentam uma deformação quando sujeitos a um campo elétrico, *efeito inverso*. Esta reciprocidade entre a energia mecânica e elétrica propicia aos materiais piezelétricos uma vasta gama de aplicações em diferentes áreas.

A utilização de materiais piezelétricos para controle ativo tem demonstrado resultados interessantes com vantagens intrínsecas à tecnologia, tais como: permitem sua utilização em geometrias complexas; podem ser utilizados tanto como sensores quanto como atuadores; e permitem sua utilização em condições ambientais severas, em função da sua relativa insensibilidade a temperatura e campo eletromagnético.

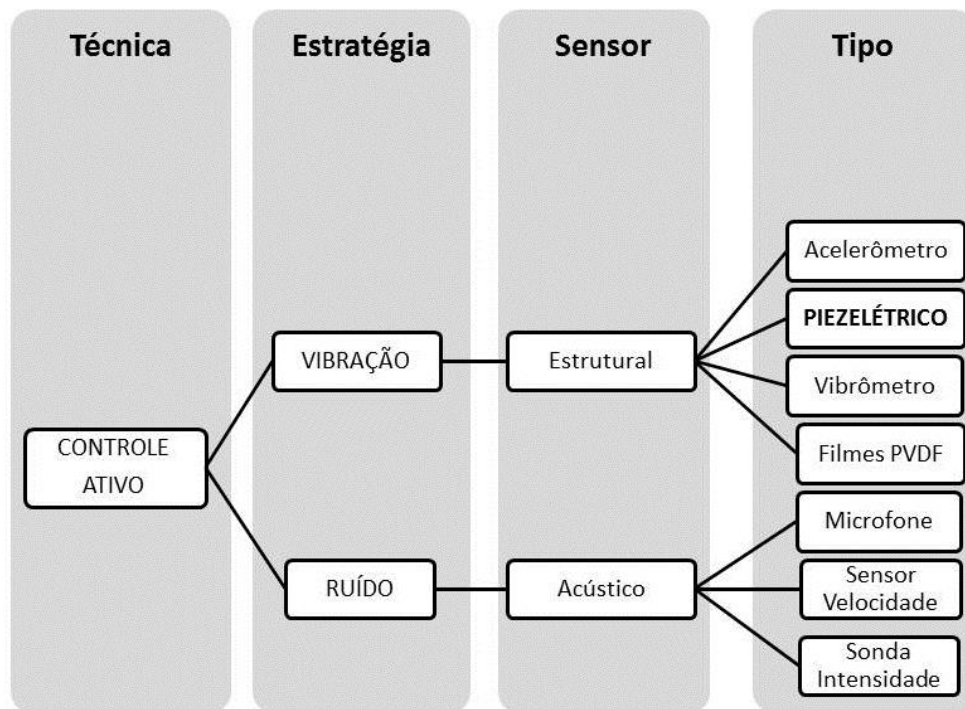


Figura 2.2 - Tipologias de sensores para controle ativo de ruído e vibrações

### 2.3.2 Atuadores

Os atuadores são classificados em fontes primárias e secundárias. Considera-se como fonte primária qualquer fonte responsável pela perturbação do sistema físico, enquanto fontes secundárias são aquelas introduzidas artificialmente no sistema físico para eliminar os distúrbios provenientes das fontes primárias.

A especificação técnica dos atuadores de um sistema de controle ativo relaciona-se principalmente com a área de atuação, podendo os atuadores ser do tipo excitadores eletromagnéticos (*shakers*), atuadores piezelétricos e alto-falantes. Na Figura 2.5, apresenta-se uma relação entre algumas estratégias de controle e respectivos tipos de atuadores.

Os primeiros estudos sobre a eficiência de atuadores piezelétricos no controle de vibração e da radiação sonora foram desenvolvidos por Bailey e Hubbard (1985), Crawley e De Luis (1987), bem como por Dimitriadis *et al.* (1989). Bailey e Hubbard (1985) foram os pioneiros da utilização de materiais piezelétricos para controle ativo em sistemas dinâmicos contínuos. Após este estudo, Crawley e De Luis (1987) desenvolveram um modelo detalhado que caracteriza a interação entre pastilhas piezelétricas e uma viga elástica.

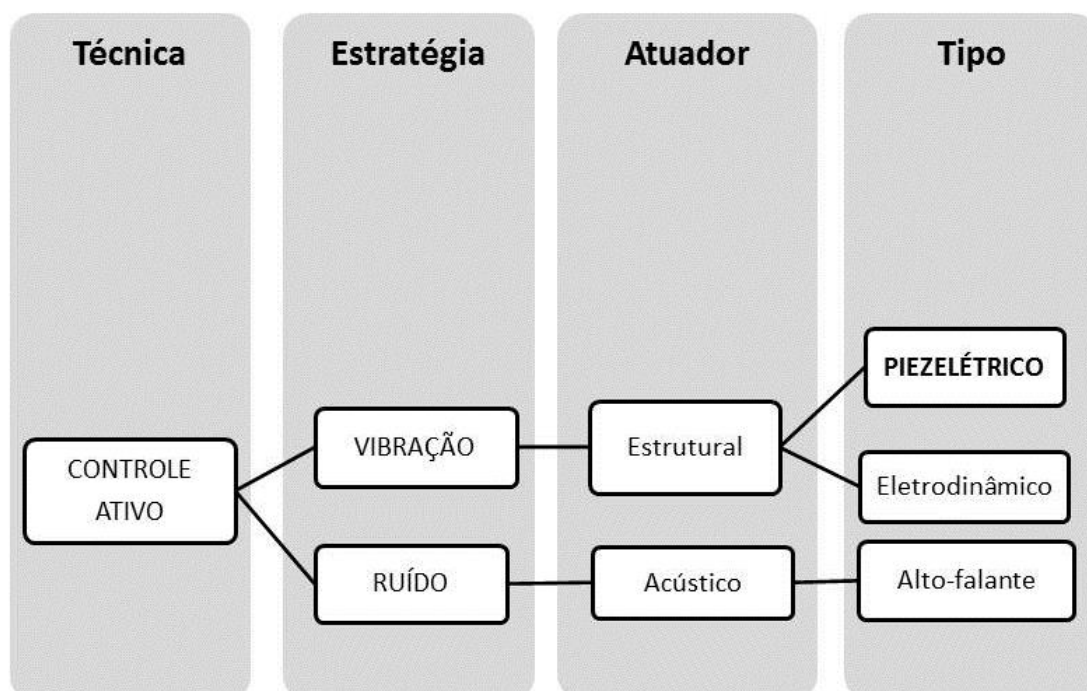


Figura 2.3 - Tipologias de atuadores para controle ativo de ruído e vibrações

Dimitriadis *et al.* (1989) expandiram este modelo para o caso de atuadores piezelétricos com a função de reduzir a pressão sonora radiada por placas finas. Wang *et al.* (1991) desenvolveram um modelo analítico de transmissão sonora através de uma placa retangular utilizando pastilhas piezelétricas múltiplas e atuadores eletrodinâmicos. Experimentos com placa retangular instrumentada com atuador piezelétrico foram realizados por Fuller *et al.* (1991), em que a excitação da placa em regiões próximas às suas frequências naturais resultou numa redução global de 45 dB para os dois primeiros harmônicos.

Santana (2002) desenvolveu a modelagem numérica de placas retangulares instrumentadas com atuadores piezelétricos. Os resultados sugerem que o fator determinante no nível de atenuação do ruído é o posicionamento dos atuadores, justificando os estudos de otimização da posição dos atuadores para máxima atenuação da potência sonora radiada. Já o tamanho dos atuadores não exerceu qualquer influência sobre a redução máxima da pressão sonora total radiada em campo distante.

Wang (2001) apresenta uma metodologia para posicionamento dos atuadores piezelétricos tendo em vista a minimização do esforço e a estabilidade do sistema de controle. De acordo com o autor, o posicionamento ótimo dos atuadores relaciona-se ao local de máxima deformação modal para um modo específico de vibrar, sendo essa posição

influenciada pelo número de elementos piezelétricos. Evidencia-se, assim, a demanda por processos de otimização em que o autor utilizou o método pseudorrandômico de algoritmos genéticos que se destaca como uma técnica robusta, sendo bastante eficiente para busca de mínimos globais. A determinação do número de atuadores para controle de um determinado modo de vibração é realizada por Wang (2001) através da razão entre a energia de deformação flexional elástica da estrutura e a energia potencial interna do elemento piezelétrico.

Carneal e Fuller (2004) desenvolveram um estudo analítico e experimental para controle ativo de ruído utilizando atuadores piezelétricos aplicados a painéis duplos utilizados na indústria aeroespacial. Os resultados encontrados indicam aumento da perda por transmissão dos painéis duplos ativos, desempenho esse atribuído ao aumento da rigidez do painel, associada a menor densidade modal e melhor adaptação da impedância entre o atuador e a placa radiante. Demonstra-se, dessa forma, viabilidade da melhoria do desempenho acústico de painéis duplos através de técnicas híbridas de controle de ruído.

### 2.3.3 Algoritmos de controle

Algoritmos de controle são responsáveis pela geração dos sinais de cancelamento do ruído enviados às fontes secundárias. Caracterizam-se por uma função objetivo ou função de custo, que informam ao sistema de controle as características do sistema físico que deve ser alterado. As informações utilizadas pelos algoritmos de controle incluem: conhecimento prévio do sistema físico, sensores de referência e erro, dentre outras.

Na Figura 2.6, apresenta-se um comparativo entre duas estratégias de controle ativo comumente estudadas, incluindo seus principais componentes, sendo eles: realimentação (*feedback*) e alimentação direta (*feedforward*). A existência de um microfone de referência no sistema de alimentação direta apresenta-se como o principal elemento que o distingue do algoritmo de realimentação. Esse microfone é responsável pela aquisição de amostras do ruído gerado pela fonte primária, enquanto o microfone de erro monitora o ruído residual resultante da interação entre os sinais das fontes primária e secundária.

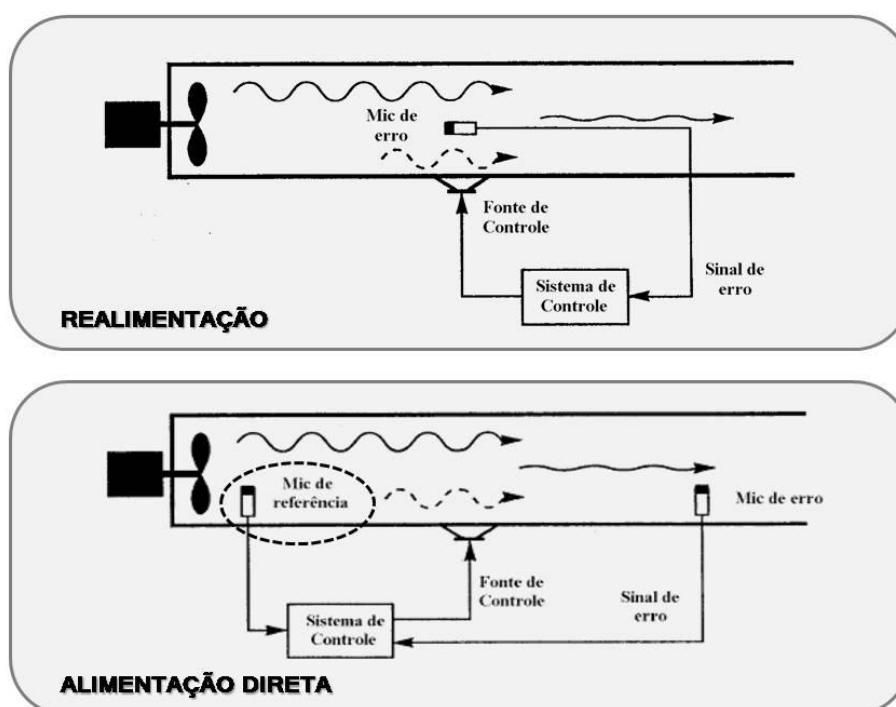


Figura 2.4 - Estratégias de controle ativo

Fonte: Adaptado de Nunes (2009)

De acordo com Donadon (2002), o cruzamento das informações provenientes destes dois transdutores permite a variação dos parâmetros do controlador de acordo com uma lei de adaptação, de forma a reduzir o sinal de erro e, conseqüentemente, atenuando o ruído. Esse autor recomenda ainda que os sensores de erro em controles ativos globais sejam posicionados no campo próximo à fonte primária, evitando assim instabilidade e problemas de convergência do algoritmo de controle.

É importante destacar ainda que os algoritmos de controle ativo mais utilizados são baseados na teoria de filtragem adaptativa (*feedforward*), conforme evidenciado em Kuo e Morgan (1999) e Donadon (2002). Este tipo de controle pode compensar variações do ruído provenientes da operação, bem como de características do caminho acústico devido principalmente às alterações nas condições meteorológicas. Acrescenta-se a isso ainda que a filtragem adaptativa contribui para a minimização do erro de fase propiciando reduções significativas no nível de ruído. É importante destacar como desvantagens para a implementação do algoritmo da filtragem adaptativa a necessidade de microfone de referência, bem como placas de processadores digitais de sinais ou FPGA (do inglês, *Field Programmable Gate Array*).

Clark e Fuller (1992) desenvolveram um controlador *feedforward* adaptativo para o



controle de ruído radiado por uma placa retangular com atuadores piezelétricos. Os resultados sugerem que o aumento do número de atuadores não contribui significativamente para atenuação do ruído quando a frequência de excitação é próxima a uma das frequências naturais da placa. De maneira distinta, o aumento do número de atuadores no caso não ressonante propiciou redução adicional de ruído.

Tradicionalmente, os sistemas de controle ativo de ruído utilizam medições diretas para captação dos sinais de referência e erro. Alternativamente, Hu *et al.* (2013) apresentam uma proposta de controle ativo de ruído para janelas de edificações utilizando transdutores acústicos transparentes (virtuais). A técnica consiste no processamento digital de sinais para separação de ondas com o auxílio de dois microfones e um algoritmo para a separação dos sinais de referência e de erro baseado na direção de propagação. O desempenho do sistema proposto é avaliado experimentalmente, cujos resultados sugerem a habilidade da técnica em proporcionar níveis de ruído interno para conforto acústico concomitante à atenuação do ruído externo.

## **2.4 Controle Ativo de Ruído Aplicado a Edificações**

O desenvolvimento do controle digital de rápido processamento a baixo custo vem tornando viável a aplicação do controle ativo de ruído em problemas práticos. Pesquisas realizadas na última década apresentam a viabilidade da incorporação de controle ativo em elementos arquitetônicos para fins de atenuação acústica.

As aplicações de controle ativo de ruído em edificações estão sendo desenvolvidas para incorporação em divisórias acústicas e painéis de vidro, além de soluções para fachadas. Nesse caso, ressalta-se a ênfase em esquadrias, incluindo as ventiladas, permitindo a compatibilização de ventilação natural e isolamento acústico.

### **2.4.1 Divisórias acústicas**

Tarabini e Roure (2008) investigaram a viabilidade da utilização de controle ativo de ruído para redução da transparência acústica de divisórias de ambientes. Para tanto, propuseram uma barreira acústica instrumentada com alto-falantes e microfones de erro. Simulações permitiram a investigação dos efeitos das características do ambiente, bem como da barreira, observando como respostas a atenuação sonora, a energia acústica total do ambiente e a estabilidade do controle diagonal.

Utilizando procedimentos de inferência estatística, os resultados foram analisados em frequências discretas espaçadas de 25 Hz, compreendidas na faixa de 25 a 300 Hz. Os efeitos principais para a atenuação acústica e a estabilidade do controle ativo foram a

distância entre os alto-falantes e os microfones de erro, bem como a diretividade dos alto-falantes.

Efeitos menos pronunciados foram obtidos para a distância entre os microfones de erro e a divisória, bem como pela refletividade da mesma. As dimensões do ambiente e a posição das fontes acústicas apresentaram efeitos desprezíveis. Excluindo-se a frequência de 80 Hz, os resultados experimentais permitiram a validação do modelo numérico, demonstrando a eficiência da barreira ativa para a redução da transparência acústica de divisórias. Segundo os autores, as fontes secundárias utilizadas nos experimentos apresentavam eficiência limitada abaixo de 100 Hz, justificando as diferenças encontradas entre valores experimentais e simulados em 80 Hz.

Carneal e Fuller (2003) estudaram a aplicação de atuadores piezelétricos em painéis duplos para minimização do campo acústico irradiado pela estrutura ativa. Os resultados indicam aumento da perda por transmissão justificada pelo efeito do acoplamento acústico-estrutural entre a estrutura ativa e o ambiente receptor.

#### 2.4.2 Painéis de vidro

Zhu *et al.* (2004) desenvolveram mecanismos de controle ativo de ruído para painéis de vidro, de maneira a incrementar o isolamento acústico de janelas residenciais expostas a elevados níveis de ruído provenientes de aeroportos ou vias de trânsito rápido, por exemplo. Foram utilizados atuadores de terras raras e algoritmos que permitem a separação de ondas incidentes e refletidas.

A utilização de ondas acústicas incidentes como sinal de referência em controles adaptativos de alimentação direta permite a obtenção de pressão acústica nula atrás do painel de vidro. A principal vantagem da utilização das ondas acústicas incidentes como sinal de referência consiste no fato do sinal não ser afetado pela ação do sistema de alto-falante. Acrescenta-se a isso ainda o fato de que para este tipo de controle não é necessária a utilização de sinais de referência não acústicos. Resultados experimentais apresentam a eficácia do algoritmo desenvolvido para fins de controle ativo de ruído em tempo real, com redução da transmissão sonora em 20 dB para ruídos tonais e 10 a 15 dB para ruídos de banda larga.

#### 2.4.3 Fachadas de vidro

Naticchia e Carbonari (2007) desenvolveram um sistema de controle ativo para fachadas envidraçadas, de maneira a incrementar o índice de redução sonora global. Dentre as técnicas disponíveis, os autores adotaram o controle ativo vibroacústico através da utilização de materiais piezelétricos. Isso se justifica por um baixo consumo de energia dos

materiais piezelétricos, que podem ainda ser facilmente incorporados em elementos arquitetônicos em função das reduzidas dimensões. A ausência de microfones de erro e alto-falantes no ambiente receptor também contribuiu para a viabilização deste tipo de solução.

A utilização do algoritmo de alimentação direta é inviabilizada por questões estéticas e funcionais, já que requer a instalação de microfones exteriores à fachada. Após uma validação experimental dos modos de vibração de painéis de vidro, o trabalho de Naticchia e Carbonari (2007) foi delineado teoricamente através de simulações computacionais utilizando o método dos elementos finitos, cujos resultados sugerem uma redução superior a 15 dB nos níveis sonoros no interior do ambiente.

#### *2.4.4 Esquadrias acústicas*

Farshad e Roux (2004) apresentaram conceito de esquadrias dotadas de sistemas de controle ativo de ruído utilizando materiais inteligentes, conforme apresentado na Fig. 2.7 (A). Resultados numéricos e experimentais sugerem a viabilidade técnica do produto, que apresenta consumo de energia estimado em 15 W, para controle ativo em baixas frequências, especialmente aquelas inferiores a 200 Hz.

Jakob e Moser (2003) desenvolveram um protótipo de janelas de vidro duplo utilizando controle ativo de ruído na cavidade formada entre os vidros, conforme apresentado na Fig. 2.7 (B). A viabilidade da atenuação acústica propiciada pela janela ativa é demonstrada experimentalmente pelos autores, para vários tipos de ruído de tráfego. Os resultados apresentam um acréscimo superior a 12 dB nos níveis de perda por transmissão, especialmente na região da frequência de ressonância do sistema massa-mola-massa. Em termos de nível de pressão sonora global, os resultados demonstram uma atenuação de 8 dB. Atenuações superiores a 10 dB são obtidas para casos de ruído tonal. Os autores ressaltam ainda a grande dependência entre a perda por transmissão e as posições dos alto-falantes e dos microfones de erro.

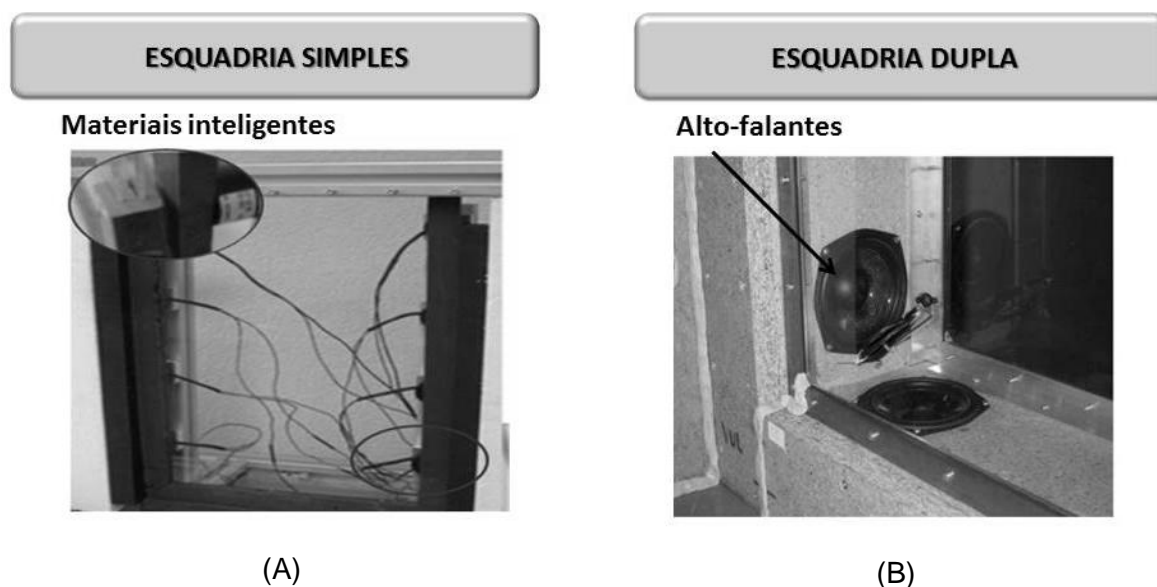


Figura 2.5 - Atuadores para controle ativo de ruído em esquadrias simples (A) e dupla (B)  
 Fonte: Adaptado de Farshad e Roux, 2004 (A) e Jakok e Moser, 2003 (B).

#### 2.4.5 Esquadrias acústicas ventiladas

Kwon e Park (2013) apresentaram uma proposta de janela para redução de ruído proveniente de aberturas para ventilação natural utilizando técnicas de controle ativo, conforme Fig. 2.8 (A). O sistema utiliza sensores externos à fachada e as fontes de controle são posicionadas na esquadria. O algoritmo de controle utilizado foi o de alimentação direta (*feedforward*), sem sensores de erros. O objetivo do controle foi de minimizar a potência acústica total combinada do sistema de alto-falantes e da fonte sonora, que é correspondente à janela aberta. O desempenho desse sistema foi validado experimentalmente utilizando modelos em escala reduzida para ruídos exteriores direcionais, obtendo-se reduções de cerca de 10 dB em bandas de frequência de 400 a 1000 Hz.

Huang *et al.* (2011) estudaram a aplicabilidade de técnicas de controle ativo de ruído para atenuação de ruídos de baixa frequência em peitoril ventilado, conforme Fig. 2.8 (B). Para tanto, utilizou um modelo analítico baseado no método de expansão modal para cálculo do campo acústico, tanto do peitoril ventilado quanto do ambiente, para fins de utilização em simulações de controle ativo de ruído. A eficácia do modelo analítico proposto foi validada utilizando o método dos elementos finitos, cujos resultados apresentam boa concordância e indicam atenuações de 20 dB. Esses resultados foram obtidos para frequências de controle inferiores a 390 Hz, considerando sistemas de controle ativo de ruído monocanal.

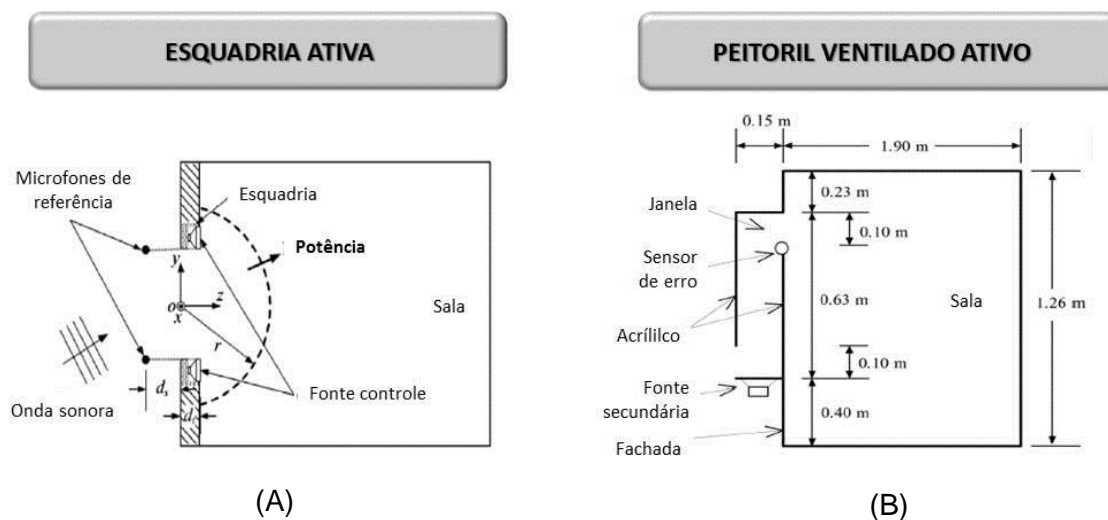


Figura 2.6 - Controle ativo de ruído aplicado a esquadrias (A) e a peitoril ventilado (B)

Fonte: Adaptado de Kwon e Park, 2013 (A) e Huang *et al.*, 2011 (B)

## 2.5 Conclusão

A avaliação de técnicas de controle ativo de ruído em suas diversas aplicações na última década demonstra a viabilidade da sua utilização para redução global do ruído em banda larga. Entretanto, ainda se observa melhores resultados experimentais para os estudos realizados em cavidades em detrimento a espaços abertos. Dentre os parâmetros físicos mais importantes identificados para o desempenho satisfatório do sistema de controle ativo de ruído destacam-se o número de atuadores e sua posição no sistema de controle.

A aplicação de controle ativo de ruído a edificações tem demonstrado resultados promissores para a difusão da tecnologia. Há que se destacar, contudo, que a incorporação de atuadores a elementos da edificação ainda privilegia a utilização de alto-falantes, evidenciando a necessidade de mais estudos sobre a aplicabilidade de materiais inteligentes para controle ativo de ruído.

No caso das esquadrias ventiladas ativas, os estudos dos últimos cinco anos ainda apresentam resultados apenas teóricos, seja utilizando modelos analíticos e/ou numéricos, ou experimentais através de modelos reduzidos. Portanto, faz-se necessária a compreensão dos fundamentos teóricos para caracterização do desempenho acústico das esquadrias utilizando métodos de medição ou simulação computacional.

# CAPÍTULO III

## FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 3.1 Introdução

Para subsidiar a modelagem do desempenho acústico das venezianas ativas, neste capítulo, são apresentados os indicadores de isolamento acústico aéreo comumente utilizados para caracterização da eficiência acústica de dispositivos de controle de ruído. Destaca-se assim o conceito de perda por transmissão e seus desdobramentos em termos de índice de redução sonora, em conformidade com as normas NBR 15.575-4 (ABNT, 2013), ISO 10.140-1 (ISO, 2010) e ISO 717-1 (ISO, 1996).

Métodos de medição do isolamento acústico aéreo utilizando técnicas de pressão sonora, ISO 10.140-1 (ISO, 2010) e método do Comitê Acústico da Associação de Fabricantes de Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado, traduzido do inglês *Heating, Ventilation and Air Conditioning* (HEVAC), bem como intensimetria acústica, ISO 15.186-1 (ISO, 2000), são descritos em termos de ambiente de teste e procedimentos para caracterização do índice de redução sonora. Essa breve descrição dos métodos experimentais utilizados para medição do desempenho acústico de venezianas é utilizada como fundamento para definição de procedimentos metodológicos de simulação acústica para caracterização teórica do desempenho das venezianas ativas em termos de isolamento acústico aéreo.

Finalizando o capítulo, são apresentadas as abordagens teóricas para modelagem dos campos sonoros e suas respectivas aplicações e limitações, com destaque para a acústica ondulatória, mais especificamente o método dos elementos finitos, que se apresenta como uma alternativa para modelagem dos fenômenos físicos envolvidos na propagação acústica através de uma veneziana acústica.

### 3.2 Indicadores de Isolamento Acústico Aéreo

#### 3.2.1 Perda por transmissão

Considerando-se o balanço de energia sonora incidente sobre uma superfície, temos uma parcela que é refletida por esta superfície, outra parcela que é absorvida e outra parcela que é transmitida através desta superfície. A relação entre a energia transmitida e a energia incidente a esta superfície é denominada coeficiente de transmissão sonora ( $\tau$ ), dado pela Eq. (3.1) onde  $E_t$  é a energia acústica transmitida e  $E_i$  a energia acústica incidente.

$$\tau = \frac{E_t}{E_i} \text{ [dB]} \quad (3.1)$$

Em termos práticos, o coeficiente de transmissão não é utilizado diretamente, ele é convertido em um índice denominado perda de transmissão sonora, dado pela Eq. (3.2). Assim, a perda por transmissão (PT) é um indicador de isolamento acústico que depende apenas da frequência e das propriedades da partição, incluindo-se o tipo de sistema construtivo e condições de montagem.

$$PT = 10 \log \frac{1}{\tau} \text{ [dB]} \quad (3.2)$$

De acordo com a ISO 10.140-1 (ISO, 2010), a perda por transmissão é obtida pela Eq. (3.3), onde  $L_1$  e  $L_2$  são os níveis sonoros, em dB, nas salas da fonte e do receptor, respectivamente,  $S$  é a área total da partição e a área superficial total  $S_s$  da sala receptora. O coeficiente de absorção sonora médio ( $\bar{\alpha}$ ) da sala receptora é dado pela Eq. (3.4). Os valores de  $\alpha_i$  referem-se ao coeficiente de absorção dos diversos materiais, sendo  $S_i$  a respectiva área superficial dos mesmos.

$$PT = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{S_s \bar{\alpha}} \text{ [dB]} \quad (3.3)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{S} \quad (3.4)$$

### 3.2.2 Índice de redução sonora

O índice de redução sonora ( $R$ ) é obtido pela diferença entre a perda por transmissão e as características de absorção sonora da sala receptora. Para ambientes reverberantes, ou seja, com coeficiente de absorção sonora médio ( $\bar{\alpha}$ ) inferior a 20%,  $R$  é dado pela Eq. (3.5). Para  $\bar{\alpha}$  compreendido no intervalo entre 20% e 80%,  $R$  é dado pela Eq. (3.6). Já para condições de campo livre, ou seja,  $\bar{\alpha}$  superior a 80%,  $R$  é dado pela Eq. (3.7). Nesse caso, a correção de 6 dB justifica-se pela incidência difusa na partição, enquanto, nas demais superfícies do ambiente, temos condição de campo aberto.

$$R = PT - 10 \log \frac{S}{S_s \bar{\alpha}} \text{ [dB]} \quad (3.5)$$

$$R = PT - 10 \log \left( \frac{1}{4} + \frac{S(1 - \bar{\alpha})}{S_s \bar{\alpha}} \right) \text{ [dB]} \quad (3.6)$$

$$R = PT - 6 \text{ dB [dB]} \quad (3.7)$$

### 3.2.3 Perda por inserção

A perda por inserção (PI) refere-se à diferença entre os níveis sonoros antes ( $L_3'$ ) e após ( $L_3$ ) a inserção de elemento ou equipamento para atenuação acústica, conforme Eq. (3.8).

$$PI = L_3 - L_3' \text{ [dB]} \quad (3.8)$$

### 3.2.4 Número único para isolamento acústico aéreo

A fim de facilitar a comparação do desempenho de diferentes materiais e/ou sistemas construtivos, foram desenvolvidos métodos para caracterização do isolamento acústico através de um valor único, denominado pela norma ASTM E-413 (ASTM, 2010) como classe de transmissão sonora e pela norma ISO 717-1 (ISO, 1996) como índice de redução sonora ponderado.

O método consiste num processo de simples comparação de valores da perda por transmissão da partição com a curva de referência da ISO 717-1 (ISO, 1996), que no caso da norma ASTM E-413 (ASTM, 2010) são apresentados como contornos padronizados. Em ambos os casos, essas referências são constituídas por segmentos horizontais entre



1250 e 4000 Hz, conectado a um segmento intermediário com inclinação de 5 dB entre 400 e 1250 Hz.

A curva atribuída ao material é aquela que, quando comparada com os valores de PT em bandas de 1/3 de oitava, atenda simultaneamente a duas condições:

- (a) A diferença entre o valor de PT do contorno e do material, denominada deficiência, não deve exceder 8 dB em nenhuma das bandas de 1/3 de oitava;
- (b) A soma das deficiências nas dezesseis bandas de 1/3 de oitava entre 100 e 3150 Hz não deve exceder 32 dB.

Definida a curva, o número único para isolamento acústico propriamente dito é o respectivo valor do contorno na banda de frequência de 500 Hz. No caso específico da ISO 717-1 (ISO, 1996), a norma prevê a possibilidade de avaliação do número único para isolamento para bandas de oitava, devendo o somatório máximo das deficiências não ser superior a 10 dB.

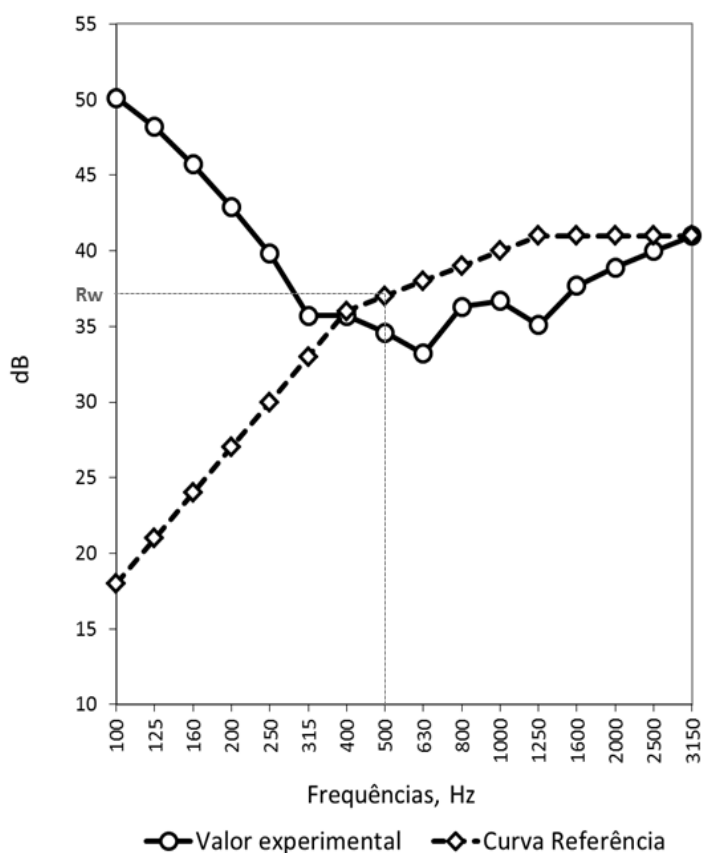


Figura 3.1 – Determinação do índice de redução sonora ponderado ( $R_w$ ).

### 3.3 Métodos de Medição de Isolamento Acústico Aéreo

#### 3.3.1 Método ISO 10.140

O procedimento para a medição do índice de redução sonora (R) de elementos construtivos, como portas, paredes, vidros e janelas, é especificado pela norma ISO 10.140-1 (ISO, 2010). A norma prescreve que a câmara reverberante, em que serão efetuados os ensaios, deve possuir duas salas com volumes mínimos de 50 m<sup>3</sup>, e que apresentem uma diferença de no mínimo 10% entre seus volumes. A área do material a ser ensaiado deve ser de aproximadamente 10 m<sup>2</sup> para paredes e 1,68 m<sup>2</sup> para janelas. Para a realização do teste, recomenda-se ainda que o coeficiente de redução sonora da parede que compõe a fachada deve ser bem mais elevado que o coeficiente do elemento avaliado, para que a parcela do som, que se transmite pela parede da fachada, não contribua significativamente para o nível de pressão sonora medido no ambiente de recepção.

Pesquisa realizada por Lyons (1993 *apud* VIVEIROS, 1998)<sup>1</sup> com 45 fabricantes de venezianas acústicas no Reino Unido retrata que o método da norma ISO 10.140-1 (ISO, 2010) é o mais utilizado para caracterização do isolamento sonoro de venezianas. Entretanto, a comparação entre os resultados obtidos em laboratório e em campo permite a constatação de que esses resultados superestimam o isolamento acústico das venezianas. Isso pode ser explicado pela realimentação de energia pela abertura que contém a veneziana, que dá margem a um forte acoplamento entre as câmaras fonte e receptor, fazendo com que as correções para a absorção da sala receptora sejam problemáticas.

#### 3.3.2 Método HEVAC

O método do Comitê Acústico da Associação de Fabricantes de Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado – traduzido do inglês *Heating, Ventilation and Air Conditioning* (HEVAC) –, para caracterização de isolamento acústico de venezianas, é apresentado por Silva (1998) como uma alternativa para superação do acoplamento acústico existente entre as câmaras de teste. A proposta desse comitê consiste na medição da transmissão sonora através da veneziana de campo reverberante para campo livre.

De acordo com este método, as venezianas devem ser instaladas em paredes externas de uma sala de testes com volume mínimo de 50 m<sup>3</sup> e proporções entre comprimento, largura e altura recomendadas numa razão de 5:4:3. Devem ser utilizadas

---

<sup>1</sup> LYONS, R. **Building elements of low sound insertion loss**. 1993. Phd Thesis - University of Liverpool.

duas posições de fonte sonora e nove posições de microfone, em ângulos que variam de 30 graus a 150 graus, em intervalos de 15 graus.

### 3.3.3 Método ISO 15.186

Silva (1998) apresenta um estudo que utiliza a técnica da intensimetria acústica para caracterização do isolamento acústico de venezianas, cujos resultados demonstraram ser o método mais representativo do desempenho desses dispositivos, já que condições de laboratório e de campo são idealmente as mesmas.

A intensidade sonora ( $I$ ) é uma grandeza vetorial que descreve o fluxo de energia em  $[W/m^2]$ . Ela pode ser medida com uma sonda de intensimetria acoplada a um analisador de ruído. No ambiente onde o som é recebido, divide-se a parede em pequenos elementos da área total, sendo que a intensidade sonora média é medida através de cada elemento.

Como a intensidade sonora pode ser medida em cada elemento de área, é possível determinar quais caminhos contribuem para transmissão total da potência sonora no ambiente de recepção do som. Destaca-se assim uma vantagem importante advinda da medição da intensidade sonora, que o índice de isolamento sonoro pode ser determinado para cada elemento da parede.

Se uma parede é composta por diversos materiais, pode-se então determinar  $R'_n$  para cada um dos componentes, cujo índice de redução sonora é dado pela Eq. (3.9) conforme ISO 15.186-1 (ISO, 2000), onde  $L_{ps}$  é a média espacial dos níveis de pressão sonora, medidos no ambiente de emissão sonora;  $S$  é a área da parede de separação entre o ambiente de emissão e de recepção;  $S_n$  é a área de um elemento de parede; e  $L_{in}$  é a intensidade sonora média, avaliada através da área  $S_n$ .

$$R'_n = L_{ps} - 6 - L_{in} + 10 \log \frac{S}{S_n} \text{ [dB]} \quad (3.9)$$

O índice de redução sonora total da partição de área  $S$  é então dado pela Eq.(3.10)

$$R' = -10 \log \sum_{n=1}^N 10^{\frac{-R_n}{10}} \text{ [dB]} \quad (3.10)$$

### 3.4 Métodos de Simulação Acústica

A abordagem teórica dos campos sonoros utiliza três teorias, a saber, acústica ondulatória, acústica estatística e acústica geométrica, cada uma dessas associadas a uma região do espectro sonoro. Conforme apresentado na Fig. 3.3, a teoria ondulatória é aplicada para análises do campo acústico em baixas frequências, não sendo conveniente para frequências médias e altas, devido ao grande número de modos que surgem. Nesse caso, o uso dos modelos geométricos e estatísticos se torna mais interessante.

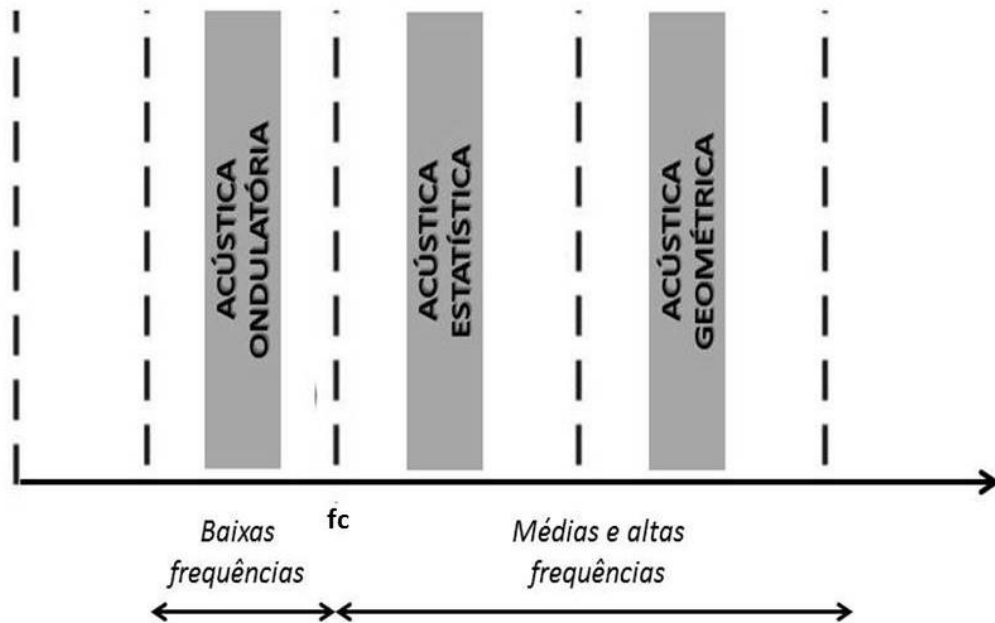


Figura 3.2 - Definição do método de simulação acústica em função da frequência

A definição do método de simulação mais adequado pode ser realizada utilizando o conceito de frequência de corte ( $f_c$ ). Esse parâmetro refere-se à frequência mais baixa na qual o campo sonoro reverberante pode ser considerado estatisticamente confiável, sendo obtido matematicamente pela Eq. (3.11), onde  $T$  é o tempo de reverberação da sala, em [s] e  $Vol$  é o volume da sala, em [m<sup>3</sup>]. Assim, para avaliações de frequências inferiores à frequência de corte, é recomendada a utilização de métodos modais.

$$f_c = 2000 \sqrt{\frac{T}{Vol}} \text{ [Hz]} \quad (3.11)$$

### 3.4.1 Métodos modais

A fundamentação teórica dos métodos modais é derivada da natureza ondulatória da onda sonora. De acordo com Llinares *et al.* (1996), a acústica ondulatória se baseia na resolução da equação diferencial da onda acústica, que demonstra que cada região de uma sala representa um sistema capaz de vibrar nas suas três dimensões. Os modos próprios de vibração de um recinto estão associados às frequências próprias de vibração deste, as quais dependem da geometria, dimensões e das características das suas superfícies de contorno, além da velocidade do som no ambiente. Para salas retangulares com paredes rígidas, as frequências naturais e os modos de vibração são dados pela Eq. (3.10) e Eq. (3.11), respectivamente, onde  $c$  é a velocidade do som no ar, em [m/s];  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$  são o comprimento, largura e altura, dados em [m]; e  $m$ ,  $n$  e  $p$  são índices modais.

$$f_{mnp} = \frac{c}{2} \sqrt{\left( \frac{m^2}{L_x^2} + \frac{n^2}{L_y^2} + \frac{p^2}{L_z^2} \right)} \quad (3.12)$$

$$W_{mnp} = \cos\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{p\pi z}{L_z}\right) \quad (3.13)$$

Diesel (2009) apresenta uma analogia entre os comportamentos da dinâmica de sistemas acústicos e estruturais: a pressão, considerada como grau de liberdade do sistema acústico, é comparada à translação de uma análise estrutural. Assim, a obtenção da solução do problema envolve a resolução da equação do movimento, que no caso acústico corresponde à equação de Helmholtz.

A propagação de ondas de amplitude finita pode ser descrita por uma combinação das seguintes relações: equação da continuidade, equação do movimento, equação do estado e equação da entropia. Considerando que a massa não é criada nem destruída, a equação da continuidade expressa uma conexão entre o movimento do fluido e a sua compressão ou expansão. Para deduzir a equação da continuidade, considera-se que um fluxo atravessando as faces de um pequeno volume de controle cuja taxa com que a massa aumenta é igual ao divergente do fluxo, isto é, produto da velocidade ( $u$ ) pela densidade ( $\rho$ ), conforme a Eq. (3.14). (DIESEL, 2009)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) dV = 0 \quad (3.14)$$

A equação do movimento, também conhecida por equação de Navier-Stokes, é uma equação diferencial parcial que descreve o fluxo de líquidos e gases. Essa equação pode ser obtida considerando o balanço de massa, momento e energia para um volume de controle infinitesimal, conforme Eq. (3.15).

$$\rho \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u \right] + \nabla p = \eta \nabla^2 u + \left( \frac{\eta}{3} + \varsigma \right) \nabla (\nabla \cdot u) \quad (3.15)$$

O comportamento termodinâmico de um fluido é descrito pela equação de estado relacionando três grandezas físicas, sendo elas: temperatura, densidade e pressão. O processo acústico no fluido é considerado adiabático e reversível, sendo que a condutividade térmica e o gradiente de temperatura no fluido são tão pequenos que não ocorre nenhuma transferência apreciável de energia entre os elementos adjacentes do fluido. Assim, a energia do fluido permanece aproximadamente constante e o comportamento acústico do gás é descrito por uma transformação adiabática. Para gases não perfeitos é preferível determinar a relação isentrópica entre pressão e flutuações de densidade, sendo essa relação pode ser expressa por uma série de Taylor. Tomando apenas alguns termos dessa série, podemos obter a Eq. (3.16).

$$p = c_0^2 \rho + \frac{c_0^2}{\rho_0} \frac{B}{2A} \rho^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial s} \right) \rho, 0, s \quad (3.16)$$

Finalmente, a entropia é descrita na Eq.(3.17), sendo o potencial escalar da velocidade dado pelas Eq. (3.18) e Eq. (3.19).

$$\rho T \left[ \frac{\partial s}{\partial t} + (u \cdot \nabla) s \right] = k \nabla^2 T + \varsigma (\nabla \cdot u)^2 + \frac{1}{2} \eta \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right)^2 \quad (3.17)$$

$$p = \rho_0 \frac{\partial \psi}{\partial t} \quad (3.18)$$

$$u = -\nabla \psi \quad (3.19)$$

A partir da combinação das Eq. (3.14) e Eq. (3.19), obtém-se a descrição completa da propagação de uma onda de amplitude finita num meio com perdas, compressível e rotacional, conforme Eq. (3.20).

$$\nabla \psi - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = -\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial}{\partial t} \left( b(\Delta \varphi) + \frac{B/A}{2c_0^2} \left( \frac{\partial \psi}{\partial t} \right)^2 + (\Delta \psi)^2 \right) \quad (3.20)$$

Muitos problemas acústicos envolvem equações diferenciais, condições de contorno e geometrias complexas tornando a resolução analítica da equação da onda demasiadamente complicada. Assim, uma das formas de resolver esses problemas é utilizar o método de elementos finitos para obter uma solução aproximada.

O método de elementos finitos é utilizado para resolver equações diferenciais através de aproximações por funções contínuas em pontos pertencentes a uma malha. Esse método pode ser adaptado a problemas de grande complexidade, podendo incorporar propriedades de materiais, anisotropia, condições de contorno e geometrias não convencionais. Por isso, este método é utilizado como base teórica para a resolução de problemas concretos, em situações onde os fenômenos acústicos são explicados somente através da consideração do caráter ondulatório.

Os princípios fundamentais do método dos elementos finitos são sumarizados nos tópicos a seguir:

- (a) O contínuo é dividido em um número finito de elementos, de formas geométricas relativamente simples, conectados por nós;
- (b) O campo de pressão desconhecido é descrito por funções de interpolação polinomiais, sob a forma de uma combinação linear dos valores dos deslocamentos nos nós. Assim, os graus de liberdade elementares são os deslocamentos e eventualmente suas derivadas e, no caso de estruturas contendo materiais piezelétricos, acrescentam-se ainda os potenciais elétricos;
- (c) As forças aplicadas na estrutura são substituídas por um sistema equivalente de forças aplicadas nos nós;
- (d) A formulação das equações do movimento ou de equilíbrio é realizada para cada elemento utilizando as leis da física que regem o problema, cujas incógnitas são as variáveis nodais;
- (e) A imposição de condições de equilíbrio em nós compartilhados por elementos vizinhos permite a combinação das equações do movimento elementares em um

conjunto de equações globais que tem como incógnitas todas as variáveis nodais do modelo;

- (f) Condições de contorno são impostas, estabelecendo valores prescritos para um subconjunto de variáveis nodais em nível global.

Munjal (1987) considera que o método dos elementos finitos apresenta vantagens em relação a outros métodos analíticos, tais como:

- (a) Aplicação em problemas generalizados, visto que não apresenta limitação com respeito à geometria e propriedades do meio;
- (b) As condições de contorno podem ser especificadas em qualquer ponto do sistema;
- (c) Qualquer grau de precisão pode ser alcançado pelo incremento do número de elementos com o qual o sistema é subdividido.

Considerando o caráter dos fenômenos envolvidos na caracterização da perda por transmissão de venezianas acústicas, observa-se que o método dos elementos finitos apresenta-se como uma abordagem alternativa para consideração da complexidade geométrica, bem como dos efeitos da transmissão acústica através das aberturas.

No caso específico da modelagem das lâminas da veneziana ativa, destaca-se ainda a necessidade de um método numérico para a solução do problema para condições de contorno distintas de apoio simples em todas as bordas da lâmina, visto que o desenvolvimento analítico leva a equações transcendentais.

### 3.4.2 Métodos estatísticos

A energia proveniente das reflexões múltiplas da irradiação acústica de uma fonte num espaço fechado aumentaria indefinidamente se não fosse a capacidade de absorção sonora do meio, das superfícies e de objetos dentro do ambiente. Quando a emissão da fonte sonora é interrompida, a energia acumulada dentro da sala não desaparece imediatamente, sendo absorvida pela sala durante certo intervalo de tempo, tornando-se, em certo momento, inaudível. Para estudar este fenômeno, denominado reverberação, não é suficiente analisar o caminho individual de cada raio acústico ou o comportamento de cada uma das infinitas ondas sonoras presentes dentro de determinada sala. É conveniente, então, avaliar estatisticamente o comportamento da energia acústica em seu conjunto.



De acordo com Llinares *et al.* (1996), os princípios da teoria estatística aplicados em acústica se assemelham aos da teoria cinética dos gases, a qual estabelece que todas as partículas são idênticas em tamanho e energia. Dessa forma, considera-se que a distribuição das velocidades se dá de forma que a probabilidade das partículas sonoras terem qualquer direção é a mesma, conferindo total incoerência ao seu conjunto, sendo possível somar estas energias sem levar em consideração diferenças de fase.

O tempo de reverberação ( $T$ ), segundo formulação de Eyring-Norris, pode ser obtido pela Eq.(3.21), sendo  $V_{ol}$  o volume do recinto em  $[m^3]$ ,  $S$  é a área superficial total da sala em  $[m^2]$  e  $\bar{\alpha}$  é o coeficiente de absorção médio. (ABNT, 1992)

$$T = \frac{0.16V_{ol}}{-S \ln(1 - \bar{\alpha})} \quad (3.21)$$

A principal hipótese da equação de Eyring-Norris é a uniformidade do coeficiente de absorção para todas as superfícies refletoras, ou, em caso de elementos com absorções diferentes, estes devem estar regularmente distribuídos em toda a superfície de contorno.

### 3.4.3 Métodos geométricos

Os métodos geométricos aplicados à acústica relacionam a descrição geométrica do campo acústico à formulação física da propagação sonora. Esses métodos são fundamentados na teoria dos raios, que considera a propagação da onda sonora em forma de raios, com propriedades semelhantes às encontradas na ótica geométrica. Essa abordagem não esclarece todos os fenômenos envolvidos na acústica de salas, mas descreve de forma razoável os aspectos mais importantes do ponto de vista prático.

Tenenbaum e Camilo (2004) apresentam as características dos raios sonoros, sendo:

- (a) os raios partem da fonte e se propagam ortogonalmente à frente de onda;
- (b) a energia de cada raio decai com o quadrado da distância até a fonte;
- (c) a amplitude da pressão sonora decai linearmente com a distância;
- (d) cada raio corresponde a um cone ou pirâmide que transporta uma porção fixa da energia da fonte e cuja área da base cresce com o quadrado da distância.

O fenômeno da reflexão é o mais importante a ser considerado no método geométrico, sendo os demais fenômenos, tais como refração e difração, em princípio, desconsiderados, o mesmo ocorrendo com a interferência. Sendo assim, a aplicação deste método é restrita aos seguintes casos:

- (a) O comprimento da onda sonora deve ser inferior às dimensões da sala, bem como maior do que as dimensões do relevo das superfícies, caso contrário podem ocorrer fenômenos de difração e difusão, respectivamente, alterando a trajetória do raio;
- (b) A diferença de impedância do ar e dos fechamentos deve ser suficientemente grande para que predomine o fenômeno de reflexão.

Assim, os métodos geométricos não são recomendados para a simulação da perda por transmissão de venezianas acústicas, principalmente em baixas frequências, visto que seu desempenho está relacionado a fenômenos de interferências, refração e difração.

### **3.4 Conclusão**

O levantamento do estado da arte dos indicadores de desempenho acústico e seus desdobramentos para sua caracterização em condições de campo ou laboratório em normas técnicas permite-nos identificar que não existem diretrizes específicas para o caso de esquadrias, sendo adotados os mesmos critérios para outros sistemas construtivos. Entretanto, dificuldades práticas evidenciadas nos testes laboratoriais ou diferenças obtidas entre o desempenho de esquadrias em condições de laboratório e de campo levaram a proposição de métodos alternativos para caracterização do desempenho acústico de elementos com um elevado percentual de área de abertura, tais como as venezianas acústicas. Portanto, nesse trabalho será adotado como referência o método sugerido pela HEVAC para caracterização do desempenho acústico das venezianas ativas.

Tratando-se de um estudo teórico, a modelagem do procedimento de teste de venezianas acústicas proposto pela HEVAC utilizará dos princípios da acústica ondulatória, sendo selecionado o método dos elementos finitos como solução numérica, tendo em vista a complexidade geométrica do dispositivo, os fenômenos de interferências, refração e difração envolvidos na propagação sonora pelas aberturas da veneziana ativa e a frequências de interesse para análises de desempenho acústico inferiores a 500 Hz.

# **CAPÍTULO IV**

## **MODELAGEM DE PERDA POR TRANSMISSÃO DE VENEZIANAS ACÚSTICAS ATIVAS**

### **4.1 Introdução**

Neste capítulo, é apresentado o método de modelagem da perda por transmissão de venezianas acústicas ativas, conforme Fig. 4.1. O método inicia-se com a modelagem analítica da veneziana acústica passiva fundamentada no trabalho de Silva (1998), que considera para a caracterização da perda por transmissão os fenômenos de difração e a transmissão através de uma barreira perfurada. Dados bibliográficos de venezianas acústicas comerciais são utilizados para validação da modelagem analítica de venezianas passivas.

Numa etapa intermediária, é realizada a modelagem analítica da perda por transmissão da veneziana acústica ativa fundamentada no trabalho de Santana (2002), em que a energia acústica transmitida é obtida pelo princípio da superposição, isto é, pela irradiação sonora da placa instrumentada por atuadores piezelétricos e pela fonte primária propriamente dita.

Os resultados obtidos pela modelagem analítica das venezianas ativas são comparados com a modelagem numérica realizada através do método dos elementos finitos, fundamentada no princípio físico do controle ativo de ruído utilizando atuadores piezelétricos, conforme abordagem de Brennan e McGowan (s.d.). O processo finaliza com a obtenção de parâmetros de projeto otimizados, com a respectiva definição do desempenho da veneziana acústica ativa.

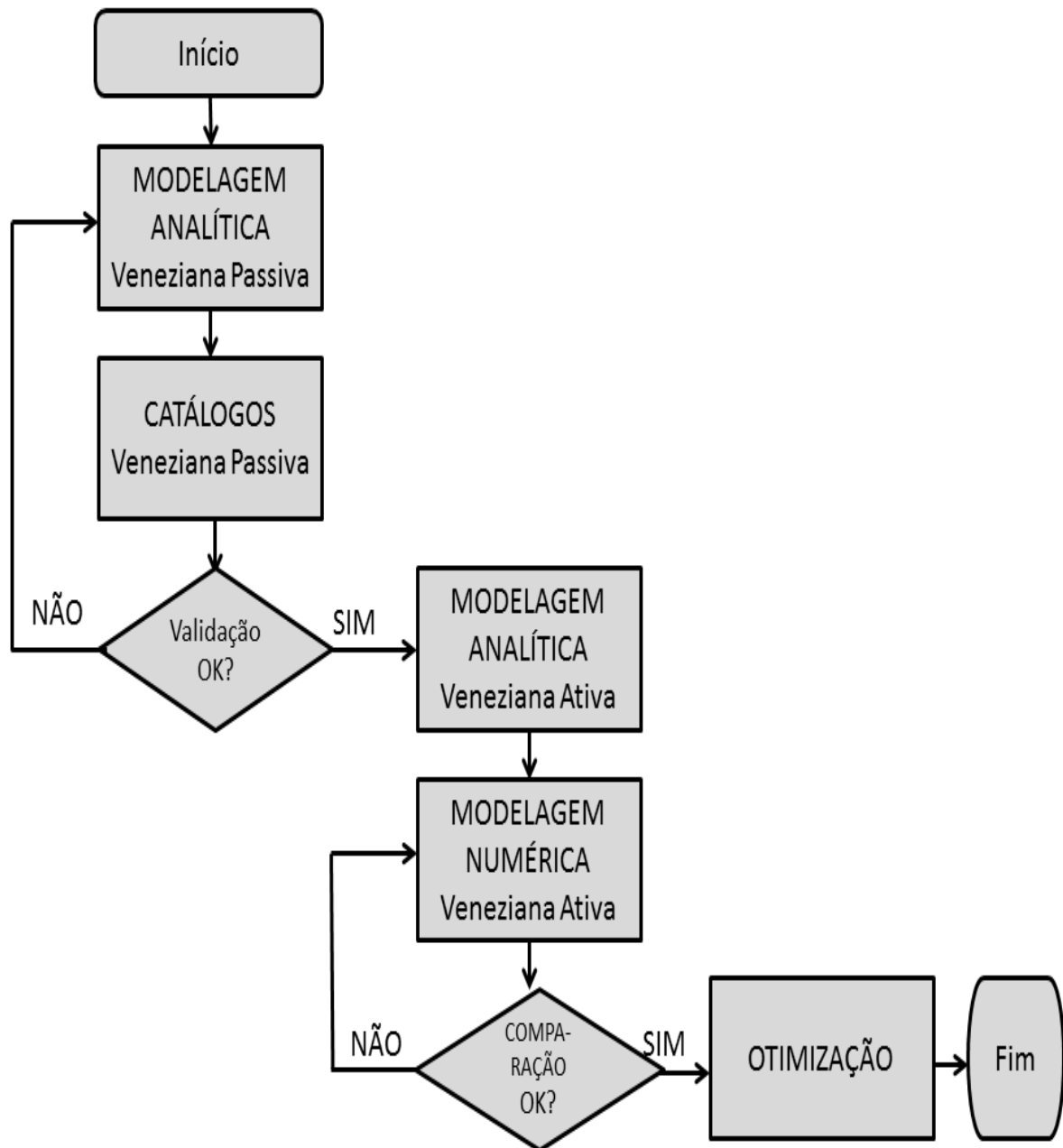


Figura 4.1 – Método de modelagem de perda por transmissão de venezianas acústicas

## 4.2 Modelagem Analítica de Venezianas Acústicas Passivas

### 4.2.1 Hipóteses

A modelagem da propagação acústica através do duto formado por cada par de lâminas de veneziana apresenta as seguintes hipóteses:

- (a) Energia acústica é refletida para a fonte sonora devido à mudança de impedância do meio, propiciada principalmente pela massa superficial das lâminas;
- (b) Interferências destrutivas são geradas pelo padrão periódico de lâminas e aberturas, que podem ser interpretadas como fontes sonoras secundárias;
- (c) Nas aberturas das venezianas, ocorrem perdas de energia devido à absorção acústica nos limites do caminho de transmissão.

A configuração da veneziana de partes sólidas e abertas implica a geração de relações de ordem complexa. Neste caso, o comportamento acústico não pode ser descrito apenas pela acústica geométrica. A natureza ondulatória da propagação sonora deve ser considerada, podendo ser convenientemente descrita por frentes de onda.

O princípio de Huygens descreve a propagação como pontos numa frente de onda num instante, considerando como novas fontes de frentes de ondas secundárias. A frente de onda num momento posterior pode ser obtida pela construção do envelope de frentes de ondas secundárias devido a fontes pontuais distribuídas no envelope da frente de onda anterior. Esse princípio é ilustrado na Fig. 4.2.

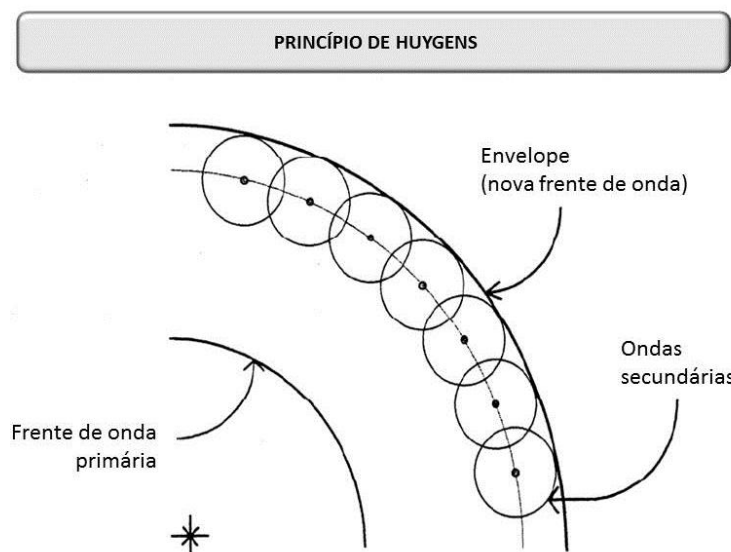


Figura 4.2 – Princípio de Huygens

Fonte: Adaptado de Silva (1998)

#### 4.2.2 Difração acústica através da veneziana

Considerando uma veneziana como uma barreira perfurada, a perturbação no ponto  $p_1$  gerada por fonte sonora com propagação esférica posicionada no ponto  $p_2$ , conforme a Fig. 4.3, é dada pela Eq. (4.1), onde  $A$  é proporcional à potência da fonte,  $k$  é o número de onda ( $k = 2\pi/\lambda$ ) e  $r_{21}$  é a distância entre a fonte e a veneziana (SILVA, 1998).

$$\tilde{P}(p_1) = \frac{A e^{jkr_{21}}}{r_{21}} \quad (4.1)$$

A perturbação no ponto  $p_0$  é dada pela Eq. (4.2), denominada equação de Fresnel-Kirchhoff, onde  $r_{21}$  e  $r_{01}$  são, respectivamente, as distâncias da fonte e do receptor ao elemento da abertura de área ( $dS = d\theta d\phi$ ) nos ângulos  $\theta_{21}$  e  $\theta_{01}$  em relação à normal da superfície, conforme ilustrado na Fig. 4.3.

$$\tilde{P}(p_0) = -\frac{A}{4\pi} \iint \frac{e^{jk(r_{21}+r_{01})}}{r_{21} r_{01}} \left[ \left( jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} + \left( jk - \frac{1}{r_{01}} \right) \cos \theta_{01} \right] dS \quad (4.2)$$

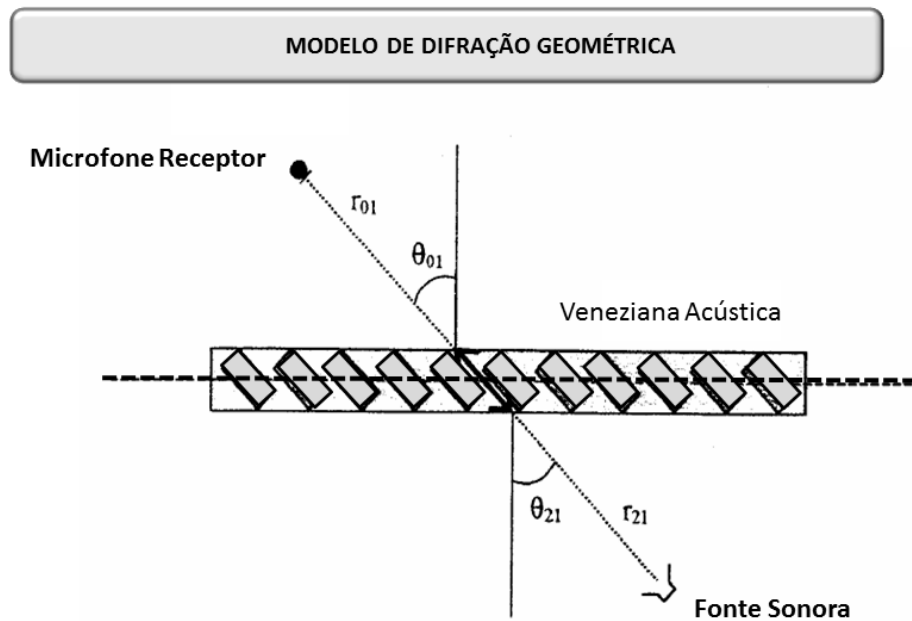


Figura 4.3 - Representação esquemática do modelo de difração geométrica  
Fonte: Adaptado de Silva (1998)

A teoria de Kirchhoff apresentada na Eq. (4.2) apresenta as seguintes hipóteses:

- (a) A distribuição do campo acústico através da abertura é exatamente a mesma na ausência da lâmina da veneziana;
- (b) A distribuição do campo acústico sobre a região que está na sombra geométrica da lâmina é igual a zero.

Nesse contexto, a Eq. (4.2) pode ser reformulada conforme Eq. (4.3), onde  $\tilde{P}(p_1)$  é dada pela Eq. (4.4).

$$\tilde{P}(p_0) = \iint \tilde{P}'(p_1) \frac{e^{jkr_{01}}}{r_{01}} dS \quad (4.3)$$

$$\tilde{P}(p_1) = \frac{1}{4\pi} \left[ \frac{-Ae^{jkr_{21}}}{r_{21}} \right] \left[ \left( jk - \frac{1}{r_{01}} \right) \cos \theta_{01} + \left( jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} \right] ds \quad (4.4)$$

A aplicação do princípio de *Babinet* à equação de Fresnel-Kirchhoff permite a caracterização do campo que é difratado pela veneziana (Silva, 1998). É importante destacar as limitações dessa equação, que pode não conseguir reproduzir as condições de contorno supracitadas se o campo difratado for observado muito próximo da abertura.

Considerando que a veneziana apresenta massa superficial significativa, a transmissão direta pode ser desconsiderada e a sua atenuação acústica pode ser traduzida apenas pelo campo difratado, Eq. (4.5), que é resultado da subtração do campo acústico incidente na abertura da veneziana, Eq. (4.1), pelo campo acústico obtido no receptor, Eq. (4.2). Entretanto, é importante destacar que em baixas frequências a componente transmitida não pode ser desprezada.

$$\tilde{P}(p_0)_{dif} = \frac{Ae^{jkr_{21}}}{r_{21}} + \frac{A}{4\pi} \iint \frac{e^{jk(r_{21}+r_{01})}}{r_{21} r_{01}} \left[ \left( jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} + \left( jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{01} \right] ds \quad (4.5)$$

### 4.2.3 Transmissão acústica através da veneziana

O coeficiente de transmissão acústica de uma veneziana é dado pela Eq. (4.6), onde  $\omega$  é a frequência,  $\theta$  é o ângulo de incidência,  $m$  é a massa superficial em  $[\text{kg/m}^2]$  e  $c$  é a velocidade do som no ar em  $[\text{m/s}]$ . A mudança de fase ( $\phi$ ) entre a onda incidente e transmitida é dada pela Eq. (4.7).

$$\tau_\theta = \frac{1}{1 + \left( \frac{\omega m \cos \theta}{2\rho c} \right)^2} \quad (4.6)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\omega m \cos \theta}{2\rho c} \right) \quad (4.7)$$

O efeito devido ao campo transmitido apenas através da veneziana no ponto receptor é obtido pela integração do campo acústico sobre a área da veneziana, reduzindo a pressão incidente pela consideração da componente transmitida pela lâmina, bem como pela mudança de fase. Assim, o campo transmitido pela veneziana é dado pela Eq. (4.8).

$$\tilde{P}(p_o)_{trans} = -\frac{A}{4\pi} \iint \sqrt{\tau} e^{j\theta} \left\{ \frac{e^{jk(r_{21}+r_{01})}}{r_{21} r_{01}} \left[ \left( jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} + \left( jk - \frac{1}{r_{01}} \right) \cos \theta_{01} \right] \right\} dS \quad (4.8)$$

A perturbação total é agora a soma do campo acústico que é difratado em torno da veneziana (Eq. 4.5) com o campo acústico transmitido pela mesma, Eq. (4.8), conforme Eq. (4.9).

$$\tilde{P}(p_o)_{tot} = \tilde{P}(p_o)_{dif} + \tilde{P}(p_o)_{trans} \quad (4.9)$$



#### 4.2.4 Perda por transmissão de venezianas acústicas passivas

As relações entre comprimento de onda e dimensões de uma veneziana acústica determinam o modelo a ser adotado para a caracterização da sua perda por transmissão. No caso das baixas frequências, prevalece a lei da massa, já que o comprimento de onda é muito maior do que as dimensões das aberturas. Nesse caso, a massa superficial da veneziana ( $m_0$ ) em  $[\text{kg/m}^2]$  é dada pela Eq. (4.10), onde:  $\rho$  é a densidade do ar em  $[\text{kg/m}^3]$ ;  $\sigma$  é o fator de porosidade, dado pela relação entre percentual de área aberta;  $l_0$  é a profundidade das lâminas da veneziana em  $[\text{m}]$ ; e  $\Delta l$  é a correção final que depende do inverso da razão de área aberta e a distância da veneziana da parede.

$$m_0 = \frac{\rho}{\sigma} (l_0 + 2\Delta l) \quad (4.10)$$

Observa-se pela Eq. (4.10) que o ar confinado nas aberturas da veneziana contribui para o aumento da massa superficial, não podendo ser desprezado para baixas frequências. Assim, a substituição da Eq. (4.10) na Eq. (4.6) e Eq. (4.7) modifica a Eq. (4.8), obtendo-se a Eq. (4.11).

$$\tilde{P}(p_o)_{trans} = -\frac{A}{4\pi} \iint \sqrt{1 + \left( \frac{wm_0 \cos \theta}{2\rho c} \right)^2}^{-1} e^{j\theta} \left\{ \frac{e^{jk(r_{21} + r_{01})}}{r_{21} r_{01}} \left[ \left( jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} + \left( jk - \frac{1}{r_{01}} \right) \cos \theta_{01} \right] \right\} dS \quad (4.11)$$

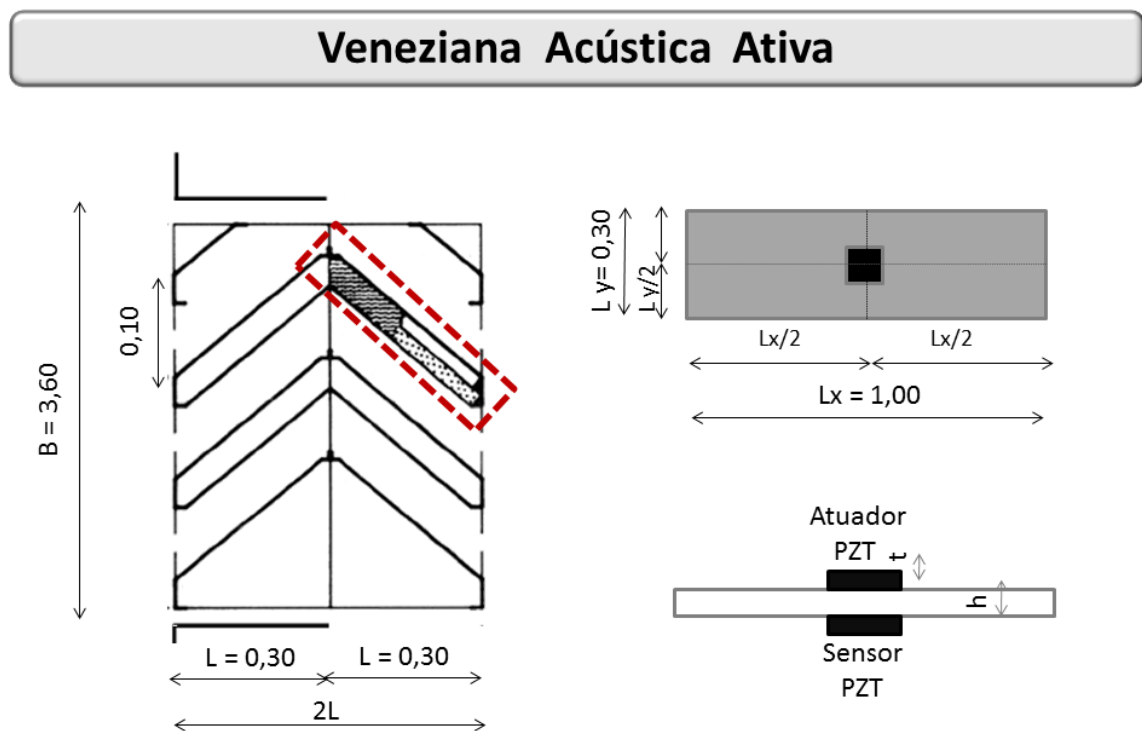
Dessa forma, a perda por transmissão de venezianas acústicas passivas ( $PT_p$ ) em  $[\text{dB}]$  é obtida pela razão dos campos acústico difratado e transmitido, conforme Eq. (4.12).

$$PT_p = 20 \log_{10} \left( \frac{\tilde{P}(p_o)_{dif}}{\tilde{P}(p_o)_{trans}} \right) \quad (4.12)$$

### 4.3 Modelagem Analítica de Venezianas Acústicas Ativas

#### 4.3.1 Conceito de veneziana acústica ativa

As venezianas acústicas ativas apresentam-se como uma tecnologia híbrida utilizando materiais de absorção acústica para controle de ruído em altas frequências e controle ativo utilizando atuadores piezelétricos para atenuação do ruído nas baixas frequências. Um esquema desse conceito de veneziana ativa é apresentado na Fig.4.4, enfatizando seus componentes: sistema de lâminas com material de absorção acústica e elementos atuadores.



NOTA: Dimensões em metros

Figura 4.4 – Esquema do conceito de veneziana acústica ativa

#### 4.3.2 Hipóteses

A modelagem analítica das venezianas acústicas ativas é realizada para o sistema de lâminas individualmente. Cada lâmina da veneziana acústica é considerada como uma placa fina contendo no mínimo um par de elementos piezoelétricos, sendo um sensor e um atuador.

A modelagem de venezianas acústicas ativas utiliza como fundamentação a teoria de Kirchoff para vibrações de placas finas, que apresenta as seguintes hipóteses:

- (a) a placa é fina e seu plano médio é o plano neutro;
- (b) as tensões e deformações na direção transversal da placa são negligenciadas;
- (c) as seções transversais permanecem planas e normais à linha neutra após a deformação;
- (d) os deslocamentos  $u$  e  $v$  no plano  $O_{xy}$  são resultantes de dois efeitos, sendo um campo de deslocamentos iniciais uniforme ao longo da espessura da placa resultante de um carregamento no plano da placa e um campo de deslocamentos devidos à rotação das seções transversais.

Na Figura 4.5, apresentam-se os esforços atuantes sobre um elemento de placa: momento fletor em relação aos eixos  $x$  e  $y$  ( $M_x$ ,  $M_y$ ), momento torçor ( $M_{xy}$ ), esforço cortante em relação ao eixo  $x$  e  $y$  ( $Q_x$  e  $Q_y$ ). Considerando as hipóteses da teoria de Kirchoff e aplicando a segunda lei de Newton para as componentes de força e aceleração na direção vertical, obtém-se a equação do movimento, dada na Eq. (4.13), que pode ser reescrita em termos do operador Laplaciano, conforme apresentado na Eq. (4.14), onde  $\Delta$  é dado pela Eq. (4.15).

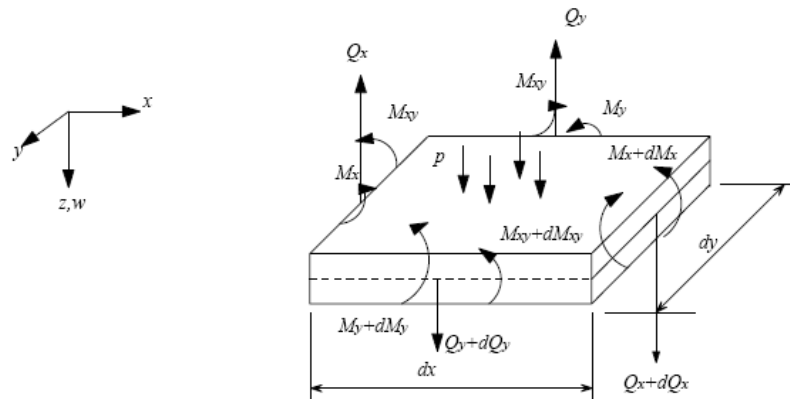


Figura 4.5 - Esforços atuantes sobre elemento de placa

Fonte: Adaptado de Santana (2002)

$$D \left[ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right] + m_s \ddot{w} - p = 0 \quad (4.13)$$

$$D(\Delta \Delta w) + m_s \ddot{w} - p = 0 \quad (4.14)$$

$$\Delta = \left( \frac{\partial}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y^2} \right) \quad (4.15)$$

#### 4.3.3 Vibração livre da lâmina

Para o problema de vibrações livres (sem carga externa), sem pré-tensão e com propriedades uniformes, admite-se uma solução da equação do movimento do tipo apresentado na Eq. (4.16), conforme Santana (2002).

$$w(x, y, t) = W(x, y)e^{i\omega t} \quad (4.16)$$

Introduzindo a Eq. (4.16) na Eq. (4.14), obtém-se a Eq. (4.17), onde  $\beta^4$  é obtido pela Eq. (4.18).

$$(\Delta\Delta W) - \beta^4 W = 0 \quad (4.17)$$

$$\beta^4 = \frac{\omega^2 m_s}{D} \quad (4.18)$$

A rigidez de flexão da placa ( $D$ ) é obtida pela Eq (4.19), sendo  $h$  a espessura da placa em [m] e  $\nu$  o coeficiente de Poisson.

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (4.19)$$

Pode-se mostrar que a solução geral da Eq. (4.17), em termos de funções hiperbólicas e trigonométricas, é dada pela Eq. (4.20), cujos valores de  $A_i$  e do parâmetro  $\gamma$  dependem das condições de contorno.

$$\begin{aligned} W(x, y) = & A_1 \sin(\gamma_m x) \sin(\gamma_n y) + A_2 \cos(\gamma_m x) \sin(\gamma_n y) + A_3 \sin(\gamma_m x) \cos(\gamma_n y) \\ & + A_4 \cos(\gamma_m x) \cos(\gamma_n y) + A_5 \sinh(\gamma_m x) \sinh(\gamma_n y) + A_6 \cosh(\gamma_m x) \sinh(\gamma_n y) \\ & + A_7 \sinh(\gamma_m x) \cosh(\gamma_n y) + A_8 \cosh(\gamma_m x) \cosh(\gamma_n y) \end{aligned} \quad (4.20)$$

Para o caso da placa simplesmente apoiada nas quatro bordas, cujas dimensões ao longo dos eixos  $x$  e  $y$  são designadas por  $L_x$  e  $L_y$ , respectivamente, as condições de contorno são dadas nas Eq. (4.21) e Eq. (4.22). É importante destacar que a placa simplesmente apoiada nas quatro bordas é o único caso para o qual é possível obter uma resposta exata.

$$W = 0 \quad \text{e} \quad M_x = \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} = 0 \quad \text{para} \quad x = 0 \quad \text{e} \quad x = L_x \quad (4.21)$$

$$W = 0 \quad \text{e} \quad M_y = \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} = 0 \quad \text{para} \quad y = 0 \quad \text{e} \quad y = L_y \quad (4.22)$$

Introduzindo as condições de contorno na solução geral, obtém-se a solução para a placa simplesmente apoiada na Eq. (4.23), onde  $A$  é uma constante que permanece indeterminada. Também devem ser satisfeitas as relações cujas soluções são dadas pelas Eq. (4.24) e Eq. (4.25).

$$W(x, y) = A \operatorname{sen}(\gamma_m x) \operatorname{sen}(\gamma_n y) \quad (4.23)$$

$$\operatorname{sen}(\gamma_m x) = 0 \quad \text{e} \quad \operatorname{sen}(\gamma_n y) = 0 \quad (4.24)$$

$$\gamma_m = \frac{m\pi}{L_x} \quad \text{e} \quad \gamma_n = \frac{n\pi}{L_y} \quad \text{Com } m, n = 1, 2, \dots \quad (4.25)$$

Assim, as frequências naturais da placa podem ser calculadas pela Eq. (4.26) e os modos naturais correspondentes são dados pela Eq. (4.27).

$$\omega_{m,n} = \beta_{m,n}^2 \sqrt{\frac{D}{m_s}} = \pi^2 \left[ \left( \frac{m}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{n}{L_y} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{D}{m_s}} \quad (4.26)$$

$$W_{m,n}(x, y) = \operatorname{sen}\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \operatorname{sen}\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right) \quad (4.27)$$

#### 4.3.4 Acoplamento entre lâmina e elementos piezelétricos

A colagem de pastilhas piezelétricas sobre cada uma das faces da lâmina da veneziana acústica ativa gera esforços de tração em uma das faces e compressão na outra. Essas pastilhas são ativadas através da aplicação de tensões elétricas (V) de mesma amplitude e sinais opostos em cada uma delas. Devido à simetria física e geométrica, a ativação das pastilhas resulta em flexão pura da placa, sendo esse efeito representado por uma distribuição de momentos fletores ao longo das bordas destes elementos.

Considerando-se que as espessuras de adesivos não são significativas, é plausível a adoção de hipótese de adesão perfeita entre a placa e pastilhas piezelétricas, conforme Crawley e Luis (1987). Assim, os momentos fletores,  $M_x$  e  $M_y$ , são obtidos pela Eq. (4.28), onde  $C_0$  é uma constante determinada pelas propriedades físicas e espessura da lâmina;  $d_{31}$  é o módulo piezelétrico da pastilha em C/N;  $t$  é a espessura da pastilha em m; e  $V$  é a tensão elétrica de entrada no atuador em V.

$$M_x = M_y = C_0 \frac{d_{31}}{t} V \quad (4.28)$$

A constante  $C_0$  é determinada de acordo com a Eq. (4.29), sendo  $E_p$  e  $E_{pe}$  os módulos de elasticidade da placa e da pastilha, respectivamente, em [N/m<sup>2</sup>],  $\nu_p$  e  $\nu_{pe}$  o coeficiente de Poisson da lâmina e da pastilha, respectivamente,  $h$  é a espessura da lâmina em [m].  $P$  é dado pela Eq. (4.30), sendo  $K$  um parâmetro adimensional dado pela Eq. (4.31).

$$C_0 = -E_p \frac{(1 + \nu_{pe})P}{(1 - \nu_{pe})[1 + \nu_p - (1 + \nu_{pe})P]} \frac{2}{3} h^2 \quad (4.29)$$

$$P = -K \frac{E_{pe}(1 - \nu_p^2)}{E_p(1 - \nu_{pe}^2)} \quad (4.30)$$

$$K = \frac{3th(2h + t)}{2(h^3 + t^3) + 3ht^2} \quad (4.31)$$

#### 4.3.5 Excitação da lâmina por atuadores piezelétricos

Negligenciando o acréscimo de massa e de rigidez da placa devido à colagem dos atuadores, em conformidade com Fuller *et al.* (1991), é possível escrever a equação do movimento da placa com pastilhas acopladas, conforme Eq. (4.32). Pode-se notar que os momentos induzidos pela ação das pastilhas aparecem como esforços externos que podem ser obtidos pela diferenciação da Eq. (4.28), obtendo as Eq. (4.33) e Eq. (4.34).

$$D \left[ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right] + m_s \ddot{w} = \frac{\partial^2 m_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 m_y}{\partial y^2} \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial^2 m_x}{\partial x^2} = C_0 \frac{d_{31}}{t} V [\delta(x - x_1) - \delta(x - x_2)] [h(y - y_1) - h(y - y_2)] \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial^2 m_y}{\partial y^2} = C_0 \frac{d_{31}}{t} V [h(x - x_1) - h(x - x_2)] [\delta(y - y_1) - \delta(y - y_2)] \quad (4.34)$$

A solução da Eq. (4.32) é obtida utilizando o teorema da expansão, sendo a resposta da placa escrita como uma combinação linear das autofunções, conforme Eq. (4.35), onde  $W_{mn}$  designa as amplitudes modais da placa e  $\phi_{mn}$  são as autofunções, que para placa retangular simplesmente apoiada é dada pela Eq. (4.23).

$$w(t, x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn}(t) \phi_{mn}(x, y) \quad (4.35)$$

Após desenvolvimento algébrico relativamente longo, obtém-se a expressão para as amplitudes modais da placa com atuadores piezelétricos, conforme Eq. (4.36).

$$\bar{W}_{mn} = \frac{4C_0 d_{31} V}{t A m_s (\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \left\{ - \left( \frac{\gamma_m^2 + \gamma_n^2}{\gamma_m \gamma_n} \right) [\cos(\gamma_m x_1) - \cos(\gamma_m x_2)] [\cos(\gamma_n y_1) - \cos(\gamma_n y_2)] \right\} \quad (4.36)$$

Introduzindo as amplitudes modais fornecidas pela Eq. (4.36) na Eq. (4.35), obtém-se a resposta vibratória da placa em regime harmônico permanente, no domínio do tempo. Considerando-se a pastilha localizada simetricamente em relação aos eixos  $x$  e  $y$  (Fig. 4.6), obtém-se a expressão particular para as amplitudes modais da veneziana ativa, conforme Eq.(4.37). Nesse caso, apenas os modos com  $m$  e  $n$  impares contribuem na resposta da lâmina da veneziana ativa.

$$\bar{W}_{mn} = \frac{4C_0 d_{31} V}{t A m_s (\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \left\{ - \left( \frac{\gamma_m^2 + \gamma_n^2}{\gamma_m \gamma_n} \right) \left[ 2 \cos \left( \frac{m\pi}{L_x} x_1 \right) \right] \left[ 2 \cos \left( \frac{n\pi}{L_y} y_1 \right) \right] \right\} \quad (4.37)$$

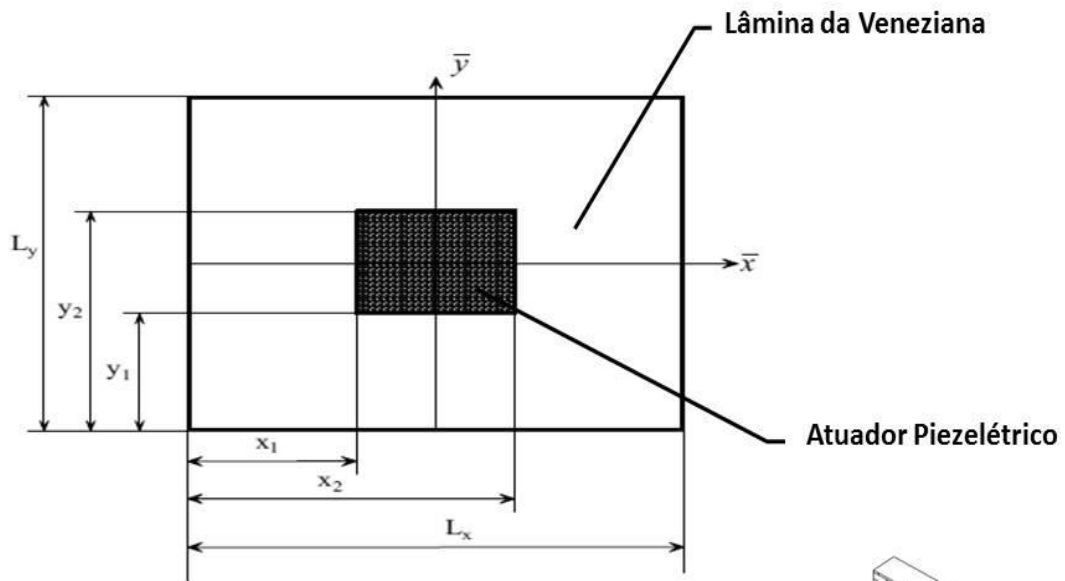


Figura 4.6 - Efeito das características geométricas das lâminas na perda por transmissão

#### 4.3.6 Perda por transmissão de venezianas acústicas ativas

A pressão acústica radiada total dada pela Eq. (4.38) pode ser obtida pelo princípio da superposição, isto é, pela atuação da placa instrumentada com atuadores piezelétricos, conforme Eq. (4.41), e pela fonte primária, conforme Eq. (4.40). As amplitudes modais de excitação causada por atuadores piezelétricos  $\bar{W}_{mn}$  são dadas pela Eq. (4.37), enquanto as amplitudes modais pela fonte primária são dadas pela Eq. (4.41), onde  $P_i$  é a pressão sonora incidente na placa em [Pa] e  $\rho_p$  é a massa específica da placa em [kg/m<sup>3</sup>].



$$p_t = p_c + p_n \quad (4.38)$$

$$p_c(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn}^c I_m I_n \quad (4.39)$$

$$p_n(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} I_m I_n \quad (4.40)$$

$$W_{mn} = \frac{P_i I_m I_n}{\frac{L_x L_y}{4} \rho_p h(\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \quad (4.41)$$

A partir das Eq. (4.42) e (4.43), é possível se obter  $I_m$  e  $I_n$ , respectivamente. O parâmetro  $K$  é dado pela Eq. (4.44), sendo  $\rho_0$  a densidade do meio acústico e  $R$  a distância do ponto de observação à fonte elementar.

$$I_m = \int_0^{L_x} e^{i(kx \sin \theta \cos \phi)} \sin\left(\frac{m\pi}{L_x} x\right) dx \quad (4.42)$$

$$I_n = \int_0^{L_y} e^{i(kx \sin \theta \cos \phi)} \sin\left(\frac{n\pi}{L_y} y\right) dy \quad (4.43)$$

$$K = \frac{-\omega^2 \rho_0 e^{i\omega\left(t - \frac{r}{c}\right)}}{2\pi R} \quad (4.44)$$

A partir da pressão acústica radiada total, é possível obter a perda por transmissão da veneziana acústica ativa em [dB], conforme Eq. (4.45), sendo os valores da potência acústica incidente ( $\Pi_{a_i}$ ) e da potência acústica transmitida ( $\Pi_{a_t}$ ) obtidos pelas Eq. (4.46) e (4.47), respectivamente, sendo a função objetivo  $\Phi$  definida pela Eq. (4.48).

$$PT_a = 10 \log_{10} \left( \frac{\Pi_{ai}}{\Pi_{at}} \right) \quad (4.45)$$

$$\Pi_{a_i} = P_i^2 L_x L_y \frac{\cos \theta_i}{2 \rho c} \quad (4.46)$$

$$\Pi_{a_i} = \frac{\Phi R^4}{2 \rho c} \quad (4.47)$$

$$\Phi = \frac{1}{R^2} \int_s |p_t|^2 ds = \frac{1}{R^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |p_t|^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad (4.48)$$

#### 4.3.7 Consumo de energia de venezianas acústicas ativas

A utilização de atuadores piezelétricos em sistemas para controle ativo de ruído apresenta como requisito o consumo de energia para transformação do sinal de entrada no atuador num sinal de controle adequado. Assim, os requisitos de potência elétrica são um importante parâmetro no projeto das venezianas ativas.

Estimativas conservativas do consumo máximo de energia de atuadores piezelétricos podem ser determinadas desconsiderando a dinâmica entre o atuador e a estrutura para situações ótimas de controle (BRENNAN E MCGOWANN, s.d).

Segundo Leo (2007), a potência máxima pode ser obtida pela Eq. (4.49), onde  $P_{\max}$  é a potência máxima requerida, [W];  $V_{\max}$  é o campo coercitivo do atuador, em [V];  $\epsilon_{33}$  é a constante dielétrica [nF/m];  $b_{pe}$  é a largura do atuador, [m];  $L$  é o comprimento do atuador, [m]; e  $n$  é o número de atuadores.

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \omega V_{\max}^2 \sum_{i=1}^n \left( \epsilon_{33} - d_{31}^2 E_{pe} \right) \frac{b_{pe} L}{t} \quad [W] \quad (4.49)$$

#### 4.4 Modelagem Numérica de Venezianas Acústicas Ativas

A modelagem numérica das venezianas acústicas ativas foi realizada através do método dos elementos finitos associado a técnicas de otimização. A modelagem foi realizada no *software Ansys®*, contemplando etapas relativas a pré-processamento, solução e pós-processamento, conforme Fig. 4.7.

Na primeira etapa, são definidos os materiais, com seus respectivos módulos de elasticidade, constantes de Poisson e densidades. Acrescenta-se a isso ainda a definição dos elementos, assim como suas constantes reais, e o tipo de malha que será utilizada, bem como sua construção, suas propriedades e possíveis refinamentos.

Na etapa relativa à solução, define-se o tipo de análise que será feita, bem como as condições de contorno a que o sistema está submetido. Na etapa de pós-processamento, realiza-se a leitura dos resultados obtidos na etapa anterior, relativa à solução numérica propriamente dita.

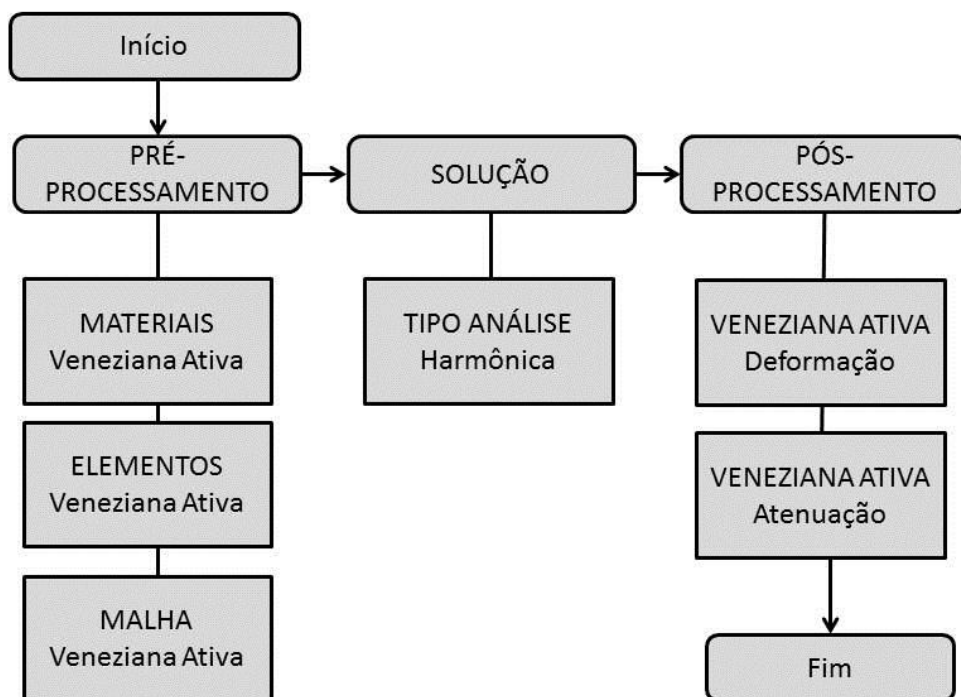
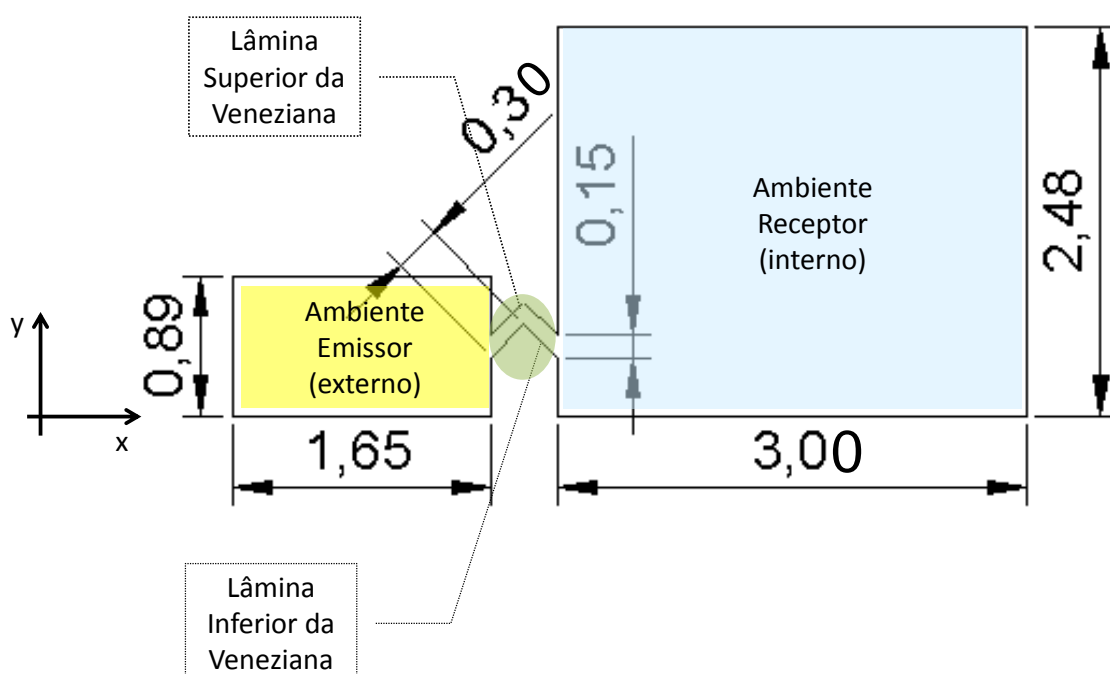


Figura 4.7 – Modelagem numérica de venezianas acústicas ativas no Ansys®

#### 4.4.1 Modelagem acústica do ambiente de teste

A simulação computacional da atenuação acústica da veneziana ativa foi realizada no ambiente de teste apresentado na Fig. 4.8, em que se observam os ambientes emissor (externo) e receptor (interno), ambos interligados por um duto formado pela abertura entre duas lâminas da veneziana.

Esse ambiente de teste apresenta-se em conformidade com os procedimentos de teste para desempenho acústico das venezianas apresentado por Silva (1998), que se utiliza apenas de câmara de teste para evitar o erro do acoplamento acústico existente no caso de testes de venezianas em câmaras reverberantes.



NOTA: Dimensões em metros

Figura 4.8 - Modelo geométrico do ambiente de teste da veneziana acústica ativa

#### 4.4.2 Modelagem da cavidade acústica

A cavidade acústica (Fig. 4.9) é modelada em elementos do tipo Fluid 29 para geometrias bidimensionais, onde a equação da onda é discretizada para cada elemento considerando-se o acoplamento da pressão acústica e o movimento estrutural nas interfaces. Esses elementos apresentam quatro nós de canto com três graus de liberdade por nó: translações e pressões nas direções dos eixos x e y. As translações somente são aplicáveis aos nós que estão na interface entre fluido e estrutura. A constante real exigida para elementos do tipo Fluid 29 é a pressão acústica de referência.

Após a construção da malha de elementos finitos, algumas características devem ser atribuídas aos elementos do campo acústico, como a propriedade do material e se este fluido está em contato ou não com uma estrutura sólida. Todos os elementos que pertencem ao contorno do volume são definidos como elementos com estrutura presente e os elementos no interior do volume são definidos com estrutura ausente. Nos elementos com estrutura ausente não é considerada a absorção do material. Para estes devem ser definidas a massa específica e a velocidade de propagação de som no meio. Já para os elementos com estrutura presente, além destas informações, também deve ser informada a sua propriedade absorptiva, sendo o valor nulo atribuído para superfícies perfeitamente rígidas e valor unitário para superfícies perfeitamente absorvedoras.

A modelagem da cavidade acústica desse ambiente de teste é apresentada na Fig. 4.9, onde se observa a malha de elementos finitos definida para os ambientes emissor e receptor. De uma maneira geral, a determinação do tamanho dos maiores elementos do campo acústico apresenta-se em conformidade com as recomendações de Silva (1998), que sugere que o tamanho dos elementos deve estar entre  $1/12$  e  $1/6$  do comprimento de onda, cerca de 30 cm e 60 cm, respectivamente, para a frequência de 100 Hz. Nas regiões de interface dos ambientes com o duto, observa-se o refinamento da malha de elementos.

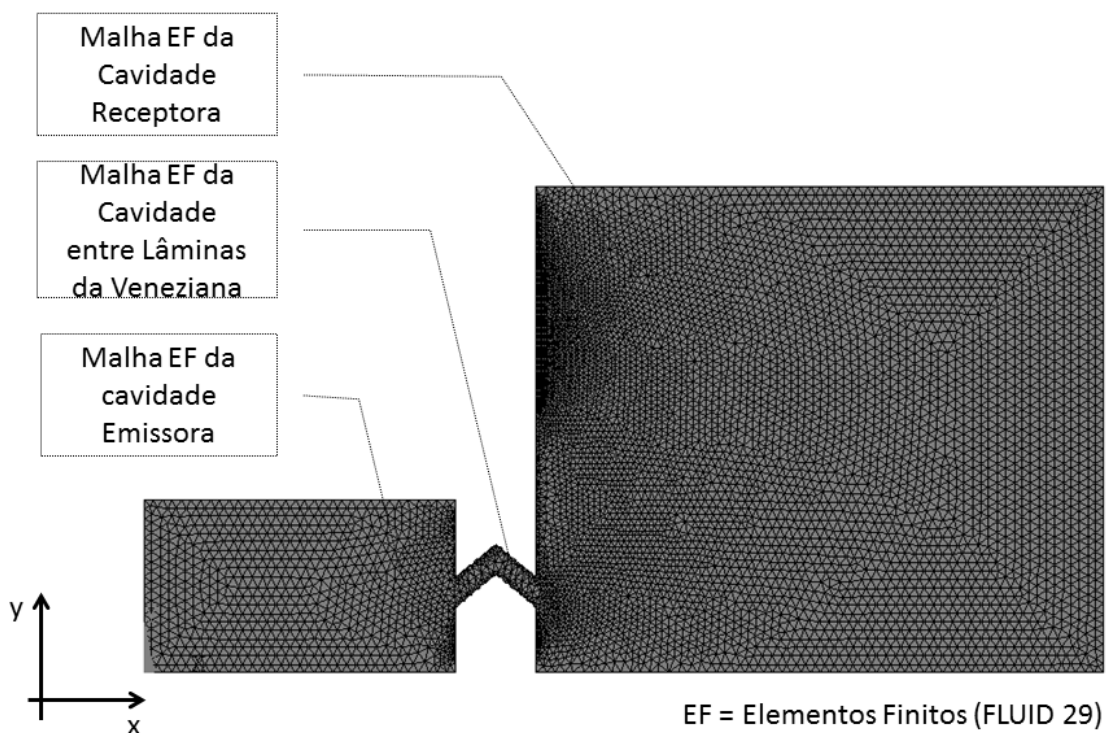


Figura 4.9 - Modelagem da cavidade acústica do ambiente de teste

#### 4.4.3 Modelagem das lâminas da veneziana acústica

O modelo das lâminas foi construído utilizando o elemento Plane 42 (Fig. 4.10), amplamente utilizado em modelagens bidimensionais uma vez que ele pode ser usado tanto como um elemento plano, isto é, tensão no plano ou plano de deformação, ou como um elemento de simetria axial. Esse elemento é definido por quatro nós com dois graus de liberdade para cada nó: transladar na direção de x e na direção de y. Destaca-se assim a capacidade de deformação deste elemento, sendo recomendado para modelagem de lâminas finas e flexíveis que precisam se deformar com facilidade para serem capazes de gerar o sinal necessário. Para representar o material de absorção acústica das lâminas da veneziana acústica foi utilizado o elemento Fluid 29, conforme Fig. 4.11.

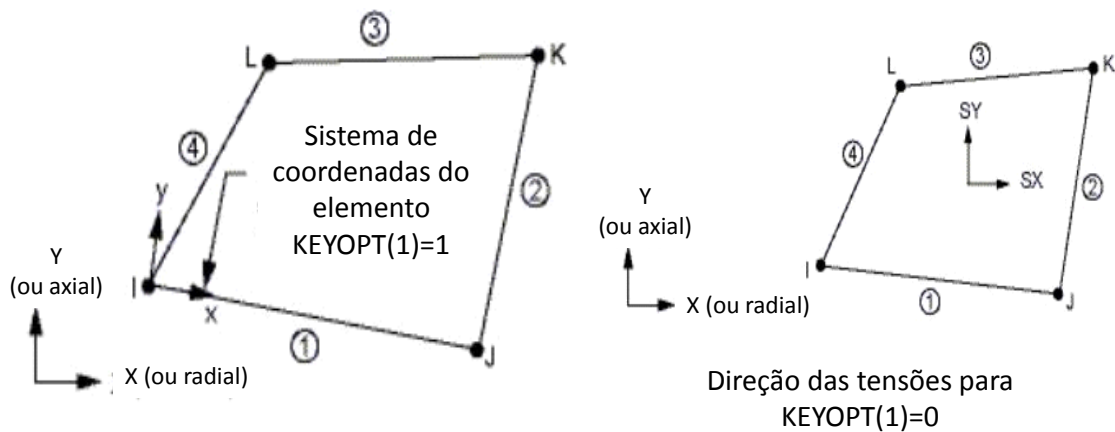


Figura 4.10 – Elemento Plane 42

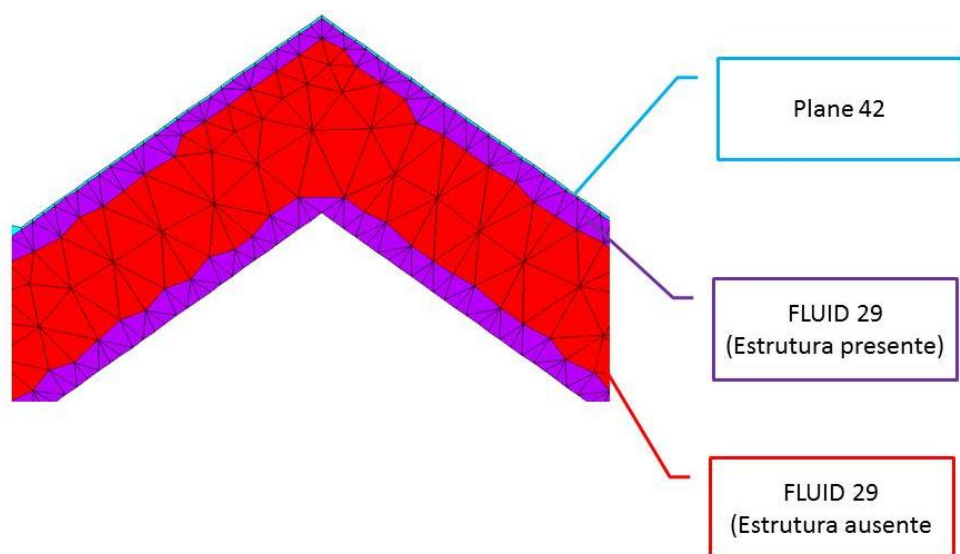


Figura 4.11 - Modelagem das lâminas da veneziana acústica ativa

#### 4.4.4 Modelagem do atuador

A modelagem bidimensional da excitação da lâmina da veneziana pelos atuadores piezelétricos foi realizada através da aplicação de uma força nas direções x e y localizada inicialmente no ponto de máxima deformação modal. O posicionamento ótimo dos atuadores foi definido a partir da modelagem analítica da veneziana ativa, utilizando-se do método pseudorrandômico de algoritmos genéticos do MATLAB®. A função objetivo consistia na minimização da energia transmitida pela vibração das lâminas instrumentadas com atuadores piezelétricos, excitadas para a faixa de frequências de 100 a 3.150 Hz, conforme Fig.4.12.

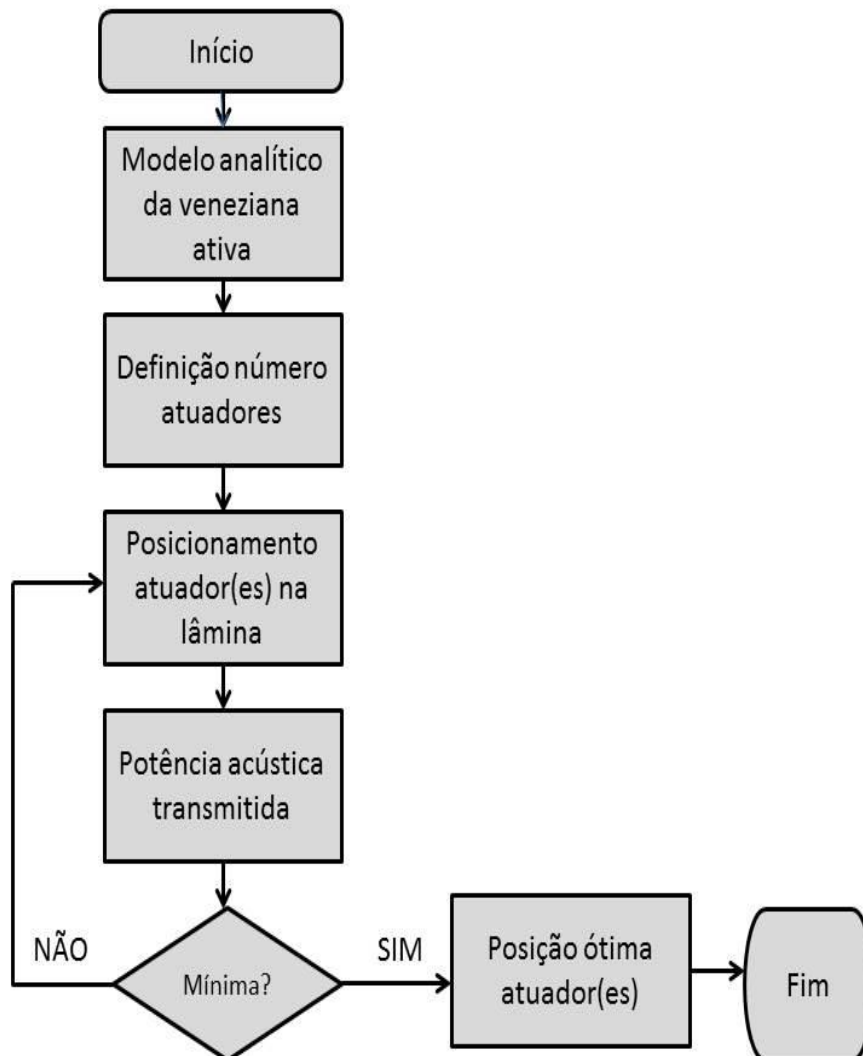


Figura 4.12 – Otimização da posição dos atuadores na lâmina da veneziana ativa

A força aplicada na lâmina da veneziana representa a força de bloqueio do atuador. De acordo com Brennan e McGowan (s.d), a força de bloqueio do atuador é dada pela Eq. (4.50), onde  $d_{31}$  é o módulo piezelétrico, em [m/V];  $t$  é a espessura do atuador, [m];  $E_{pe}$  é o módulo de elasticidade do atuador, em [N/m<sup>2</sup>]; e  $V$  é a voltagem aplicada no atuador, em [V].

$$F_a = td_{31}E_{pe}V \quad (4.50)$$

Para condições ótimas de controle, a força externa deve ser menor ou igual à força de bloqueio atuador, conforme apresentado na Eq. (4.51). Considerando-se uma condição de estrutura perfeitamente controlada, o deslocamento da estrutura com atuadores acoplados deve ser nulo. Caso contrário, forças adicionais são introduzidas contribuindo para a redução da admitância total do atuador, conforme evidenciado na Fig. 4.13.

$$|F_a| \geq |F_e| \quad (4.51)$$

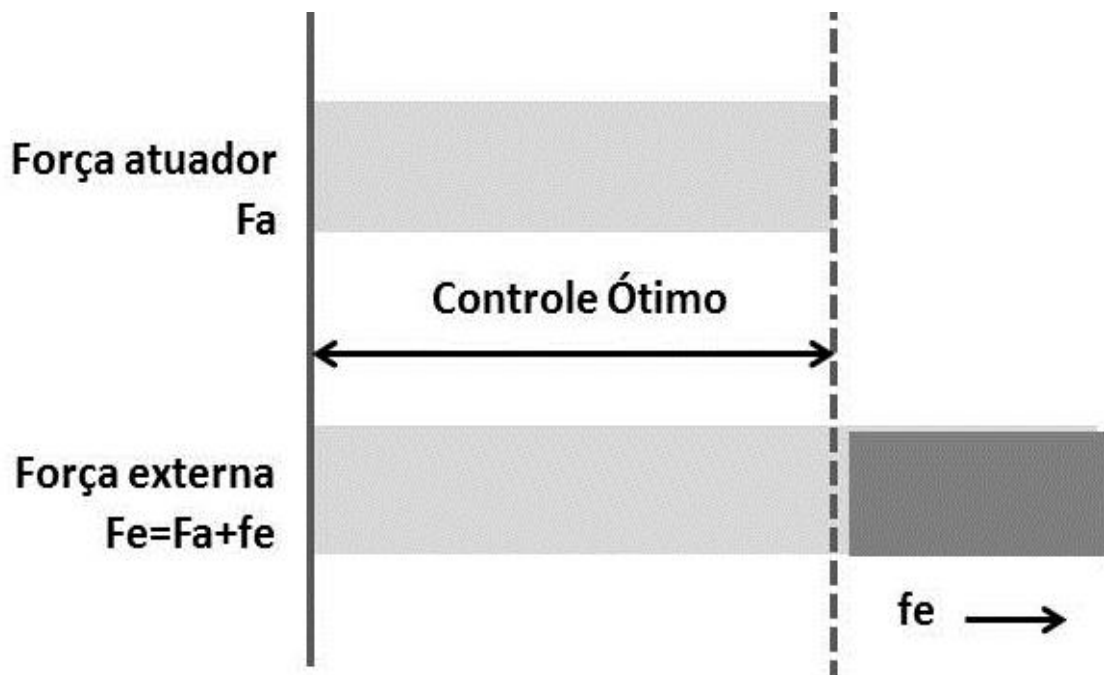


Figura 4.13 - Diagrama de forças do controle ótimo do atuador

Fonte: Adaptado de Brennan e McGowan (s.d)



A técnica de otimização utilizando o método pseudorrandômico de algoritmos genéticos do MATLAB® foi adotada para determinação da amplitude e da fase da força de bloqueio do atuador de maneira integrada à solução harmônica realizada pelo método dos elementos finitos no Ansys®, conforme Fig. 4.14. Nesse caso, a função objetivo do controle ativo consistia na minimização do deslocamento das lâminas da veneziana, cujas análises harmônicas foram realizadas para a faixa de frequências de 100 a 500 Hz, com resolução de 20 Hz.

Temos, assim, como principal resultado, as deformações sofridas pelas lâminas. A atenuação acústica da veneziana ativa é obtida através da realização de novas análises harmônicas considerando-se a aplicação da força de bloqueio do atuador otimizada. A partir da força de bloqueio do atuador é possível calcular pela Eq. (4.50) a espessura do elemento piezolétrico e, conseqüentemente, determinar analiticamente o desempenho das venezianas ativas em termos de perda por transmissão, índice de redução sonora global e consumo de energia.

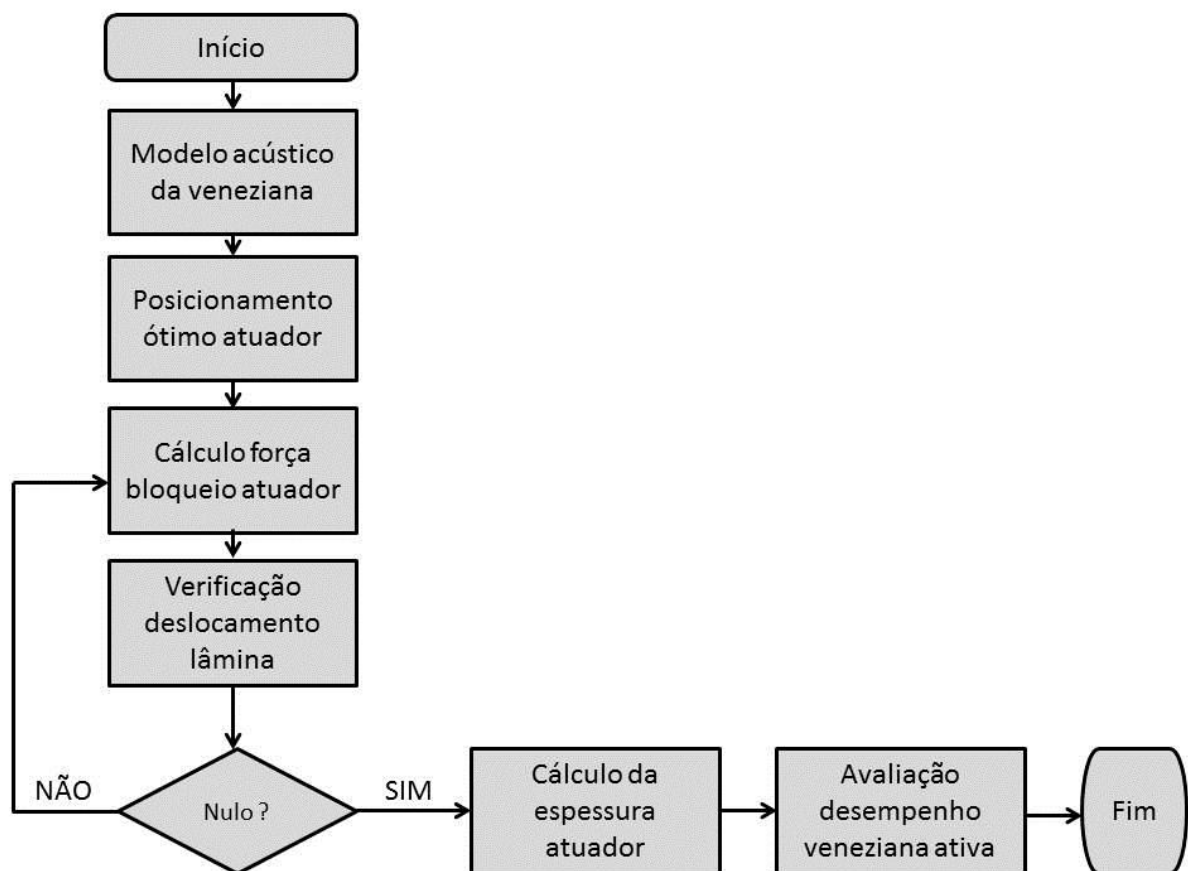


Figura 4.14- Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas

## 4.5 Conclusão

O conceito de venezianas ativas como um dispositivo híbrido apresenta modelagem do desempenho acústico em termos de sua perda por transmissão através de um método numérico associado a rotinas de otimização e modelagem analítica. As venezianas passivas apresentam como hipótese de modelagem analítica a teoria de barreiras perfuradas, enquanto as venezianas ativas utilizam a teoria de placas finas instrumentadas com atuadores piezelétricos.

O modelo das venezianas passivas é validado utilizando dados experimentais disponibilizados por fabricantes do dispositivo. Os resultados dessa modelagem são utilizados para comparação com o modelo da veneziana ativa, que incorpora os efeitos do atuador piezelétrico na perda por transmissão das lâminas da veneziana. O método analítico considera a atuação dos materiais inteligentes como a aplicação de um momento fletor na placa, enquanto a modelagem numérica considera a aplicação de forças que representam o efeito de bloqueio do atuador.

As rotinas de otimização utilizando algoritmos genéticos permitem a determinação da posição ótima para atuadores múltiplos, isto é, o local de aplicação da força de bloqueio, bem como as magnitudes dessa força em termos de amplitude e fase para fins de controle ativo. A modelagem numérica é utilizada para fins de comparação do desempenho acústico do dispositivo para frequências inferiores a 500 Hz obtidos através da modelagem analítica. A perda por transmissão e seu respectivo índice de redução sonora ponderado para diferentes configurações de veneziana ativa são obtidos pela integração desses modelos numéricos e analíticos.

## **CAPÍTULO V**

### **SIMULAÇÃO DE PERDA POR TRANSMISSÃO DE VENEZIANAS ACÚSTICAS**

#### **5.1 Introdução**

Neste capítulo é apresentada a avaliação do desempenho obtido pela técnica de controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas. Para tanto, é usado um processo iterativo de simulação utilizando métodos analíticos e numéricos. A utilização de métodos estatísticos permite a inferência das causas das respostas obtidas nas simulações, bem como a tomada de conclusões objetivas.

A partir da validação do modelo analítico das venezianas passivas, são definidas, por análises paramétricas, as diretrizes geométricas para a modelagem analítica do sistema de lâminas das venezianas ativas. Considerando dados de uma cerâmica piezelétrica comercial, são realizadas simulações de desempenho da veneziana ativa através da sua modelagem analítica. Os parâmetros de simulação são definidos com base em análises paramétricas e referências da literatura.

Técnicas de otimização são aplicadas para definição do posicionamento de atuadores piezelétricos nas lâminas da veneziana ativa, bem como da força de bloqueio desses atuadores, em termos de amplitude e fase por faixa de frequência, definidas por modelagem numérica das venezianas ativas utilizando o método dos elementos finitos. A partir do conhecimento da amplitude dessa força, é possível determinar a espessura mínima dos atuadores para o desempenho acústico requerido.

Finalizando, a comparação entre os resultados obtidos pela modelagem numérica das venezianas passivas e ativas permite a inferência do desempenho das venezianas ativas em termos de perda por transmissão e índice de redução sonora ponderado, ambos em [dB], e potência máxima requerida para sua operação, em [W].

## 5.2 Simulação analítica de venezianas acústicas passivas

### 5.2.1 Validação do modelo analítico de venezianas acústicas passivas

Um projeto estatístico foi realizado para a validação da modelagem analítica das venezianas acústicas passivas. Para tanto, foi realizada comparação dos resultados teóricos obtidos pelo modelo analítico com dados experimentais de desempenho acústico de venezianas acústicas passivas comerciais, obtidos em catálogos dos fabricantes: IAC (Industrial Acoustics Company), Tek e Trox (IAC, s.d; TEK, s. d ; TROX, s.d).

Tendo em vista que cada um dos fabricantes supracitados comercializa modelos de venezianas acústicas com perfil aerodinâmico diferenciado para as lâminas, optou-se por utilizar como resposta do projeto experimental o incremento da perda por transmissão obtida pela diferença do desempenho acústico entre modelos de venezianas simples e dupla ( $\Delta PT$ ) para frequências em bandas de oitava entre 125 Hz a 4000 Hz, conforme Fig. 5.1. Pretende-se assim eliminar possíveis efeitos da geometria diferenciada das lâminas entre diferentes fabricantes.

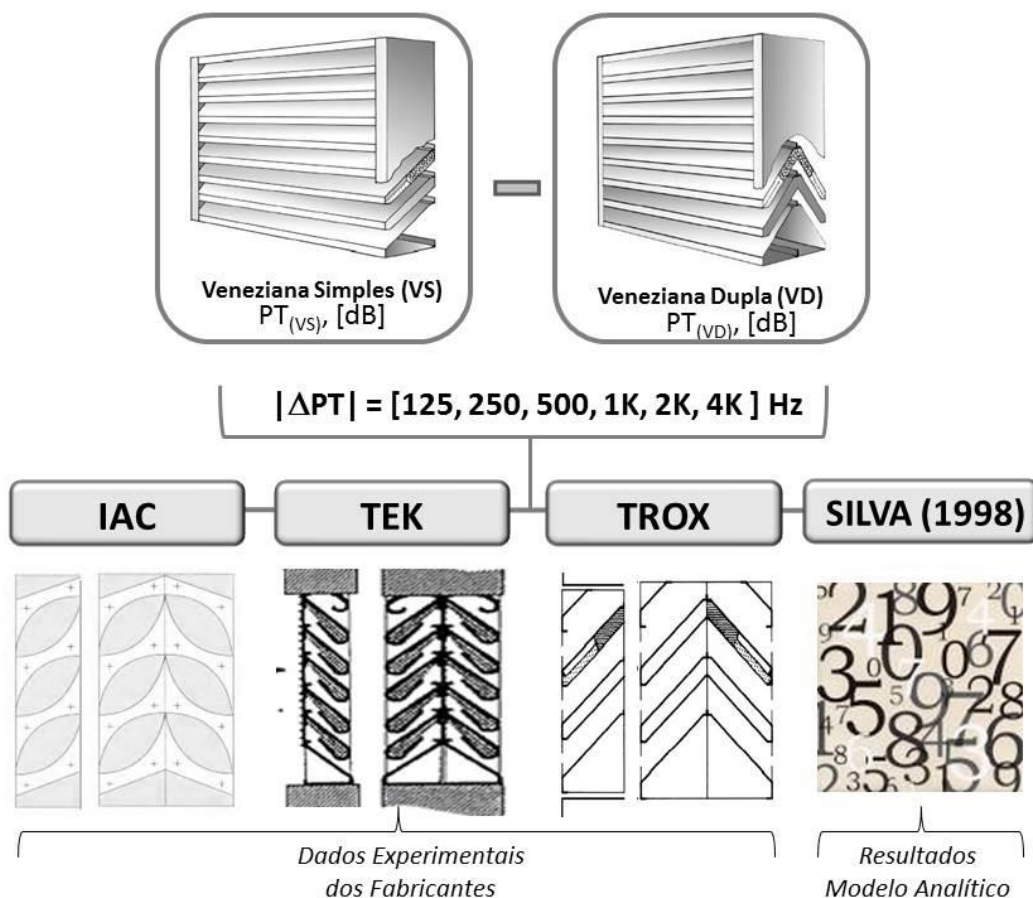


Figura 5.1 – Projeto experimental para validação da modelagem analítica de venezianas passivas

Para a comparação desses resultados, foi realizada análise de variância para um intervalo de confiança de 95%. Essa técnica permite avaliar se as variações observadas são em função do efeito dos diferentes níveis impostos aos fatores analisados, em detrimento do efeito de erros aleatórios. Para tanto, considera-se, como pressupostos, que as amostras são aleatórias e independentes, bem como que os grupos têm distribuição normal e são homocedásticos, isto é, apresentam variâncias constantes.

A análise de variância envolve a quantificação dos desvios entre grupos ( $SQ_g$ ) e intragrupos ( $SQ_e$ ), cuja somatória é igual ao desvio total ( $SQ_t$ ), obtidos pelas Eq. (5.1) a Eq. (5.3), respectivamente, conforme Montgomery (2001).

$$SQ_g = n \sum_{i=1}^a (x_{i\bullet} - \bar{x})^2 \quad (5.1)$$

$$SQ_e = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n (x_{ij} - x_{i\bullet})^2 \quad (5.2)$$

$$SQ_t = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n (x_{ij} - \bar{x})^2 \quad (5.3)$$

O desvio médio quadrático é obtido pela razão entre os desvios e o número de graus de liberdade. Assim, temos que o desvio médio quadrático entre grupos ( $MQ_g$ ) é dado pela Eq.(5.4) e o desvio médio quadrático intragrupos ( $MQ_e$ ) é dado pela Eq. (5.5). Os resultados da análise de variância são apresentados na forma da Tab. 5.1.

$$MQ_g = \frac{n \sum_{i=1}^a (x_{i\bullet} - \bar{x})^2}{a - 1} \quad (5.4)$$

$$MQ_e = \frac{\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n (x_{ij} - x_{i\bullet})^2}{n - a} \quad (5.5)$$

Tabela 5.1 - Síntese dos resultados da análise de variância.

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Médias quadráticas	$F_0$	$F(\alpha, \nu_g, \nu_e)$
Entre grupos	$SQD_g$	$a - 1$	$MQ_g$	$\frac{MQ_g}{MQ_e}$	
Dentro dos grupos	$SQD_e$	$N - a$	$MQ_e$		
Total	$SQD_t$	$N - 1$			

A hipótese nula da análise de variância é  $H_0: \mu_i = \mu$ , para  $i=1, \dots, l$ , sendo a hipótese alternativa  $H_1: \mu_i \neq \mu$ , para pelo menos um  $i$ . Considerando os pressupostos válidos e a hipótese nula verdadeira, temos que a razão entre o valor médio quadrático entre grupos e o valor médio quadrático do erro é aproximadamente o valor da distribuição F, para os  $\nu_g$  e  $\nu_e$  graus de liberdade do numerador e do denominador, respectivamente, conforme se apresenta na Eq. (5.6).

$$F = \frac{MQ_g}{MQ_e} \approx F_{\nu_g, \nu_e} \quad (5.6)$$

Para um índice de significância ( $\alpha$ ), temos que o critério para rejeição da hipótese nula ( $H_0$ ) será dado pela Eq. (5.7), onde  $F(\alpha, \nu_g, \nu_e)$  é o valor observado da estatística de teste Fischer.

$$F > F_{\alpha, g l_g, g l_r} \quad (5.7)$$

Na Figura 5.2, apresenta-se a curva da estatística F, onde se pode observar a região para um dado intervalo de confiança ( $\alpha$ ), que determina a existência da significância estatística dos efeitos ( $F_0 > F_{crit}$ ).

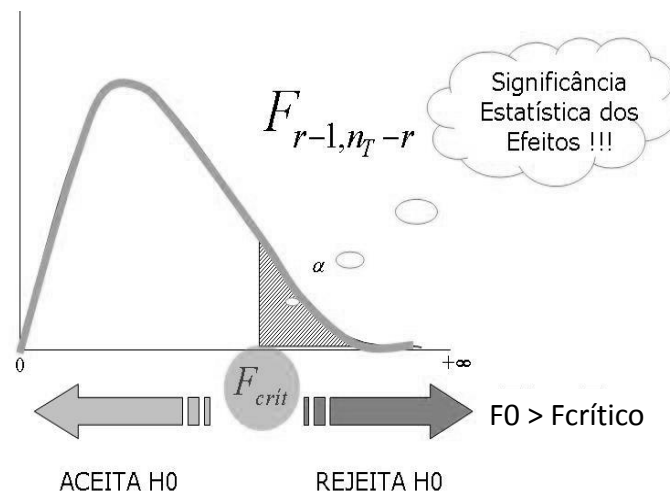


Figura 5.2 - Representação gráfica da análise de variância

Os dados de perda por transmissão para módulos simples e duplos disponíveis em catálogos técnicos de fabricantes de venezianas acústicas (IAC, [s.d]; TEK, [s.d]; TROX, [s.d]) são apresentados na Fig. 5.3. Observa-se que a perda por transmissão para frequências abaixo de 500 Hz é inferior a 20 dB, independentemente do modelo e do fabricante. Observa-se ainda que o aumento da profundidade da veneziana contribui para o incremento da perda por transmissão apenas para frequências superiores a 1000 Hz. Assim, os dados sugerem que o aumento da profundidade não se apresenta como uma estratégia eficaz para o incremento do isolamento acústico em médias e baixas frequências.

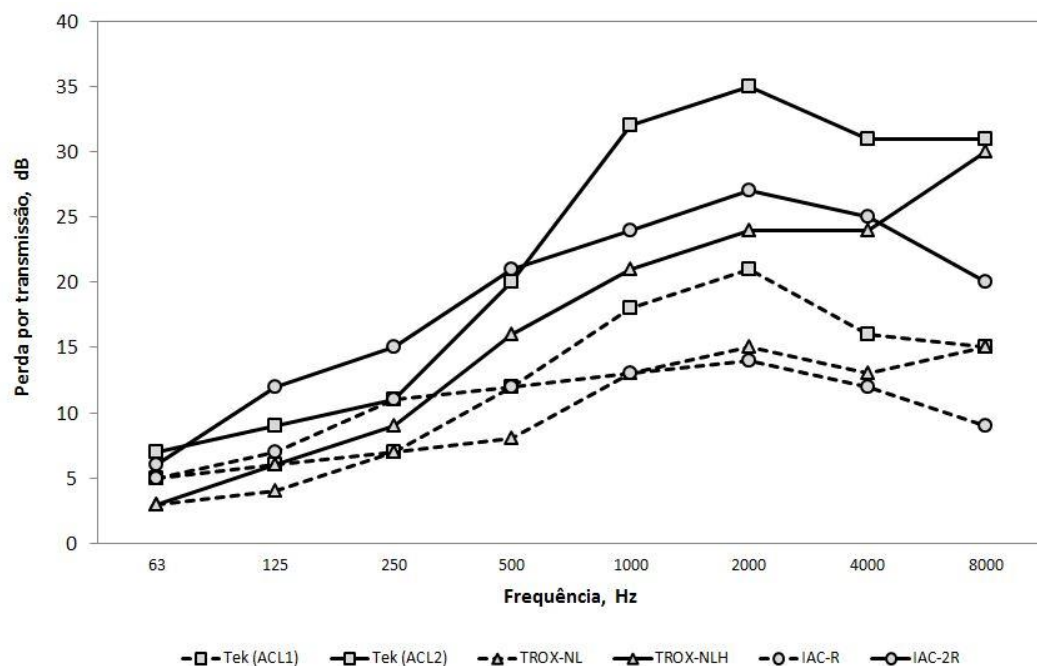


Figura 5.3 - Dados de fabricantes de isolamento acústico de venezianas acústicas passivas

A comparação entre dados de fabricantes e respostas do modelo analítico de venezianas passivas foi realizada através de uma análise de sensibilidade, tendo como resposta o incremento da perda por transmissão propiciada pela utilização de módulos duplos em detrimento de módulos simples ( $\Delta PT$ ). Os resultados de análise de variância para intervalo de confiança de 95%, apresentados na Tab.5.2, permitem a constatação de que não existem diferenças estatisticamente significativas entre as respostas obtidas entre os dados de diferentes fabricantes e do modelo analítico. Comprova-se assim que o modelo analítico de venezianas passivas apresenta boa correspondência com os dados de desempenho experimentais para análises paramétricas.

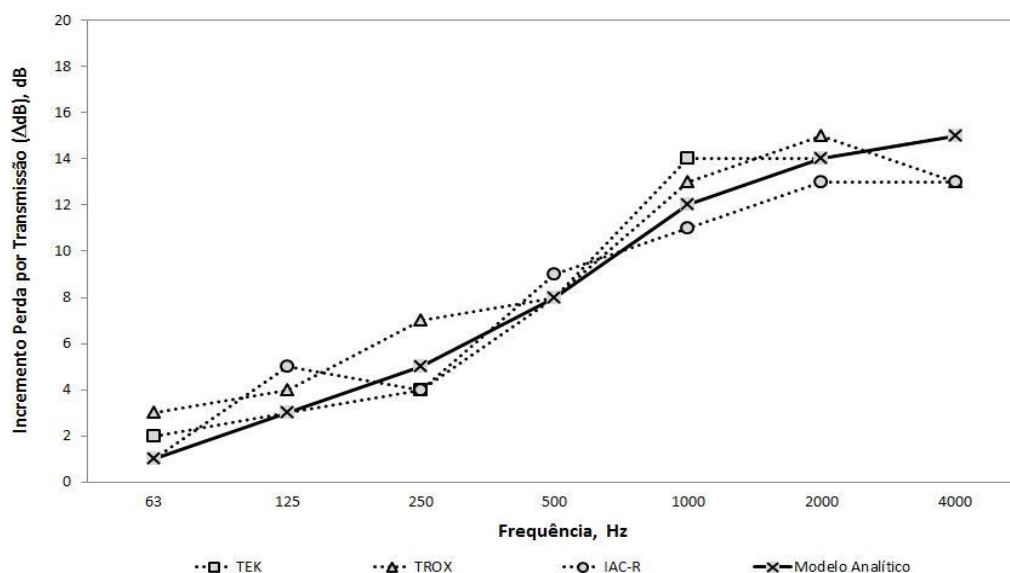


Figura 5.4 - Comparação do modelo analítico com dados experimentais de venezianas passivas.

Tabela 5.2 - Análise de variância para validação de modelagem de venezianas passivas

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Médias quadráticas	$F_0$	$F(\alpha, \nu_g, \nu_e)$
Entre grupos	622,6	3	5,1	0,01	0,1
Dentro dos grupos	10,3	24	25,9		
Total	632,9	27			



### 5.2.2 Efeitos geométricos na perda por transmissão de venezianas acústicas passivas

A modelagem analítica da perda por transmissão de venezianas passivas será utilizada para a avaliação do efeito de características geométricas no incremento da perda por transmissão de venezianas acústicas passivas. Assim, foram realizadas simulações fundamentadas em projeto fatorial. O projeto fatorial é um caso particular do projeto experimental, sendo um método para selecionar os testes a serem realizados em um experimento. De acordo com Montgomery (2001), experimentos fatoriais são a única estratégia para verificação da existência de interação entre as variáveis.

Os testes são configurados pelas combinações particulares dos níveis dos fatores de um experimento. Um projeto fatorial completo contempla todas as possíveis combinações entre fatores e níveis, ou seja,  $2^k$  combinações será o número de testes do experimento. Por convenção, os fatores e as interações são representados por letras maiúsculas latinas. No caso de dois fatores, por exemplo, um dos fatores recebe a letra “A” e o outro a letra “B”, sendo a interação entre fatores denominada “AB”.

Para a determinação da matriz  $b$  com os efeitos principais e interações de segunda ordem entre fatores do projeto fatorial  $2^k$ , pode-se utilizar o estimador dos mínimos quadrados, conforme Eq. (5.25), onde  $X$  é a matriz de sensibilidade formada pelos níveis dos fatores, sendo a sua primeira coluna formada por valor unitário. As respostas dos testes compõem a matriz  $Y$ .

$$[b] = 2\{[X]^T [X]\}^{-1} [X]^T [Y] = [b_0, b_1, \dots, b_k] \quad (5.25)$$

Para avaliação dos efeitos da geometria da veneziana passiva no seu desempenho acústico, foram selecionados como fatores a largura da veneziana ( $L$ ) e a distância entre lâminas ( $A$ ), cujos níveis são apresentados na Tab. 5.3. Esses valores foram selecionados com base nas especificações dimensionais dos fabricantes de venezianas passivas comerciais.

Tabela 5.3 - Fatores e níveis do projeto fatorial  $2^2$

Fator	Níveis	
	(-)	(+)
$L$ = Largura da veneziana [mm]	150	300
$D$ = Distância entre lâminas [mm]	75	150

Na Tabela 5.4, apresentam-se os tratamentos estatísticos simulados através do modelo analítico para fins de avaliação dos efeitos geométricos no incremento da perda por transmissão de venezianas acústicas passivas. As simulações foram realizadas para frequências compreendidas entre 40 a 5000 Hz, com intervalos de 25 Hz, sendo posteriormente agrupadas em bandas de oitava entre 125 a 4000 Hz, em detrimento 1/3 de oitava, para fins de comparação com os dados experimentais do desempenho acústico disponibilizados por fabricantes de venezianas acústicas.

Tabela 5.4 – Testes de avaliação de efeitos geométricos

Testes	Incremento na perda por transmissão ( $\Delta PT$ )											
	125		250		500		1000		2000		4000	
	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D
1	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)
2	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)
3	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)	(+)	(-)
4	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Os resultados dos tratamentos estatísticos simulados dos efeitos principais da largura da lâmina (L) e da distância entre lâminas (D), bem como do efeito combinado (LD), são apresentados na Fig. 5.5. Observa-se que os efeitos próprios dos fatores são inferiores à média dos tratamentos, representada pela curva 1, independentemente da faixa de frequência em avaliação. De maneira distinta, o efeito combinado apresenta resultados superiores à média dos tratamentos, evidenciando-se a existência de interação entre os fatores em estudo.

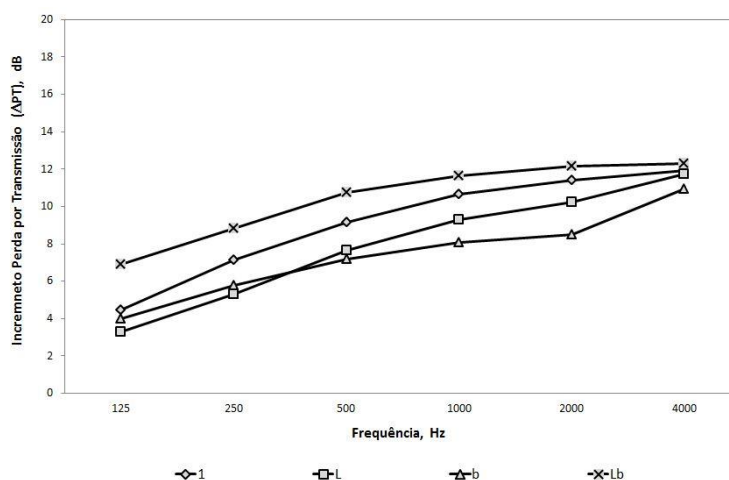


Figura 5.5 - Avaliação das características geométricas da veneziana acústica passiva

Os resultados da análise de variância para avaliação dos efeitos geométricos das venezianas acústicas passivas são apresentados na Tab. 5.5, em que se observa que os resultados obtidos para as médias entre grupos (SQ) e intragrupos (MQ) são as mesmas. Consideram-se como efeitos significativos estatísticos e práticos para o incremento da perda por transmissão magnitudes para estatística  $F_0$  duas vezes superiores ao  $F_{crit}$ , isto é, superiores a 10.

Tabela 5.5 - Resultados da análise de variância para venezianas passivas

Frequência	Tratamentos	SQ	MQ	Fo
125	L	7,23	7,23	24,61
	D	2,19	2,19	7,47
	LD	12,29	12,29	41,84
250	L	3,68	3,68	12,60
	D	1,13	1,13	3,68
	LD	17,70	17,70	60,54
500	L	0,93	0,93	4,18
	D	3,09	3,09	11,95
	LD	19,40	19,40	87,58
1000	L	0,04	0,04	0,76
	D	3,64	3,64	65,38
	LD	18,05	18,05	326,19
2000	L	0,70	0,70	15,06
	D	4,63	4,63	104,86
	LD	17,11	17,11	387,70
4000	L	0,14	0,14	0,98
	D	0,92	0,92	6,24
	LD	1,84	1,84	12,48

Na Figura 5.6, observa-se que a largura da lâmina da veneziana apresenta efeitos positivos no incremento da perda por transmissão apenas para frequências inferiores a 500 Hz e para a banda de frequência de 2000 Hz. De maneira distinta, o efeito da área de abertura da veneziana apresenta efeitos apenas para frequências superiores a 500 Hz. O efeito próprio do aumento da distância entre lâminas não contribuiu positivamente para o incremento da perda por transmissão. Esses resultados podem ser facilmente relacionados às alterações da massa superficial da veneziana, cujo efeito da lei da massa no incremento da perda por transmissão é válido especialmente para baixas frequências.

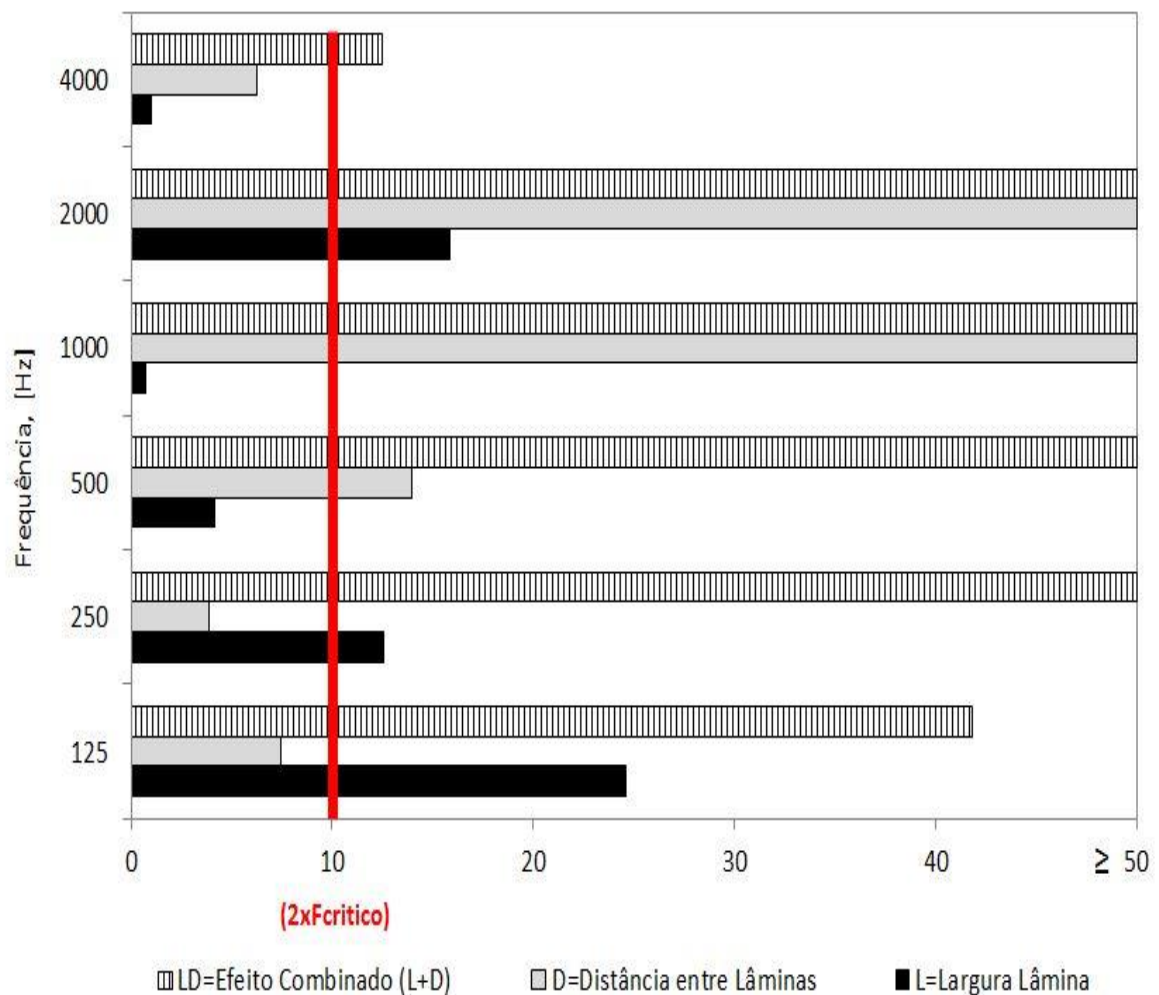


Figura 5.6 – Significância prática e estatística dos efeitos geométricos da veneziana passiva

Na Figura 5.7, apresenta-se a hierarquização dos efeitos significativos obtidos para a análise de sensibilidade dos efeitos geométricos no incremento da perda por transmissão das venezianas passivas. Observa-se que o efeito combinado entre os fatores largura da lâmina e a distância entre lâminas (LD) mostrou-se significativo para o incremento da perda por transmissão para toda a faixa espectral.

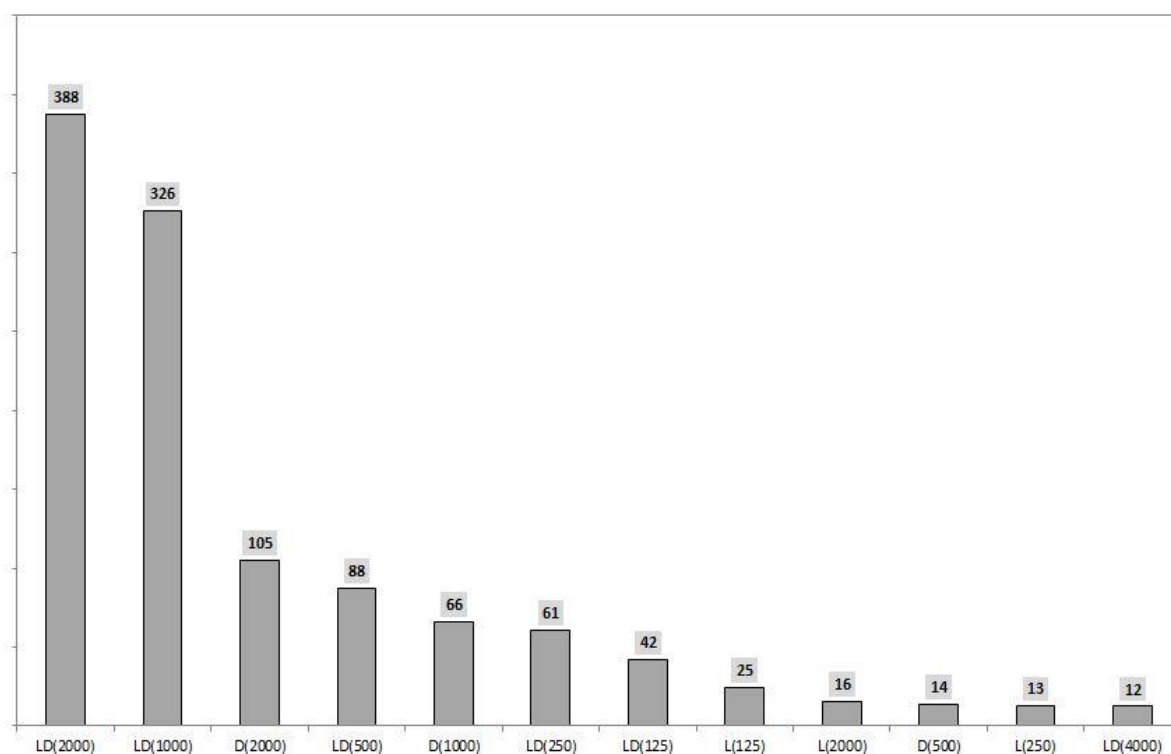


Figura 5.7 – Hierarquização dos efeitos significativos das venezianas passivas

### 5.2.3 Diretrizes projetuais

De acordo com os resultados e análises realizadas acerca dos efeitos geométricos da veneziana passiva no incremento da sua perda por transmissão, observou-se que os melhores resultados de desempenho acústico referem-se à largura da veneziana de 300 mm e espaçamento entre lâminas de 150 mm. Esses parâmetros serão considerados para caracterização geométrica das venezianas acústicas ativas.

### 5.3 Simulação analítica de venezianas acústicas ativas

#### 5.3.1 Parâmetros de simulação

A simulação da perda por transmissão da lâmina da veneziana acústica ativa foi realizada considerando-se um par de cerâmicas piezelétricas da Midé Technology, cujas propriedades são apresentadas na Tab. 5.6. Os atuadores foram inicialmente posicionados no local de máxima deformação modal da lâmina para um modo específico de vibrar. Negligenciando o acréscimo de massa e rigidez da lâmina devido à colagem dos atuadores piezelétricos, conforme sugerido por Fuller et al. (1991), o par sensor e atuador foi centralizado em relação aos eixos x e y. As lâminas foram excitadas por uma onda plana harmônica oblíqua de amplitude de 97,5 dB, equivalente a  $10 \text{ N/m}^2$ . As avaliações foram realizadas nas bandas de frequência de 1/3 de oitava para frequências entre 100 e 3150 Hz, com resolução de 25 Hz, conforme Fig. 5.8.

Tabela 5.6 - Propriedades da cerâmica piezelétrica da Midé Technology

Propriedade	Valores	Unidade
Módulo de elasticidade - $E_{pe}$ ,	$69 \times 10^9$	$[\text{N/m}^2]$
Densidade - $\rho$	7700	$[\text{kg/m}^3]$
Coeficiente de Poisson - $\nu_{pe}$ ,	0,33	[adimensional]
Módulo piezelétrico - $d_{31}$ ,	$190 \times 10^{-12}$	$[\text{C/N}]$ ou $[\text{m/V}]$
Espessura - $t$ ,	25	$[\mu\text{m}]$
Comprimento - $L_{pe}$ ,	25	$[\text{mm}]$
Largura - $B_{pe}$ ,	25	$[\text{mm}]$

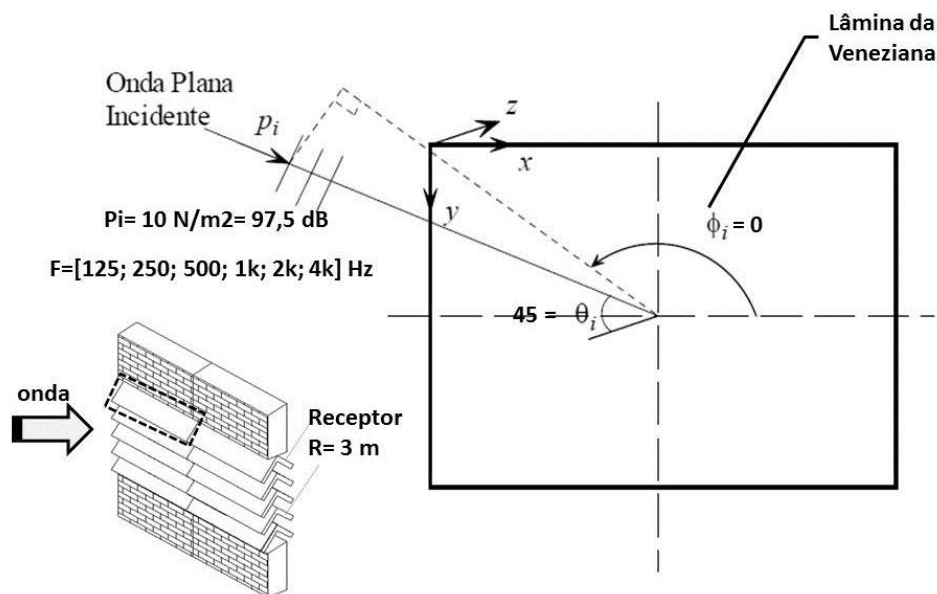


Figura 5.8 - Excitação da lâmina da veneziana acústica

Os ângulos de incidência da onda sonora ( $\theta_i$ ) bem como dos ângulos relativos ao posicionamento dos microfones receptores ( $\phi_i$ ) foram definidos a partir de uma análise paramétrica do efeito desses parâmetros na perda por transmissão das venezianas acústicas ativas.

Na Figura 5.9, apresentam-se os resultados da análise paramétrica do ângulo de incidência da onda sonora ( $\theta_i$ ) de  $0^\circ$ ,  $30^\circ$  e  $45^\circ$ . Observa-se, pelas variações de perda por transmissão de cerca de 10 dB, que o ângulo  $\theta_i$  apresenta-se como um importante parâmetro na modelagem analítica da perda por transmissão da veneziana ativa. Para ângulos de incidência  $\theta_i$  de  $0^\circ$  e  $30^\circ$ , obtiveram-se resultados de perda por transmissão máxima e mínima, na sequência, independentemente da frequência de excitação. Desempenhos intermediários em termos de perda por transmissão são obtidos para  $\theta_i$  de  $45^\circ$  para toda a faixa de frequência em avaliação.

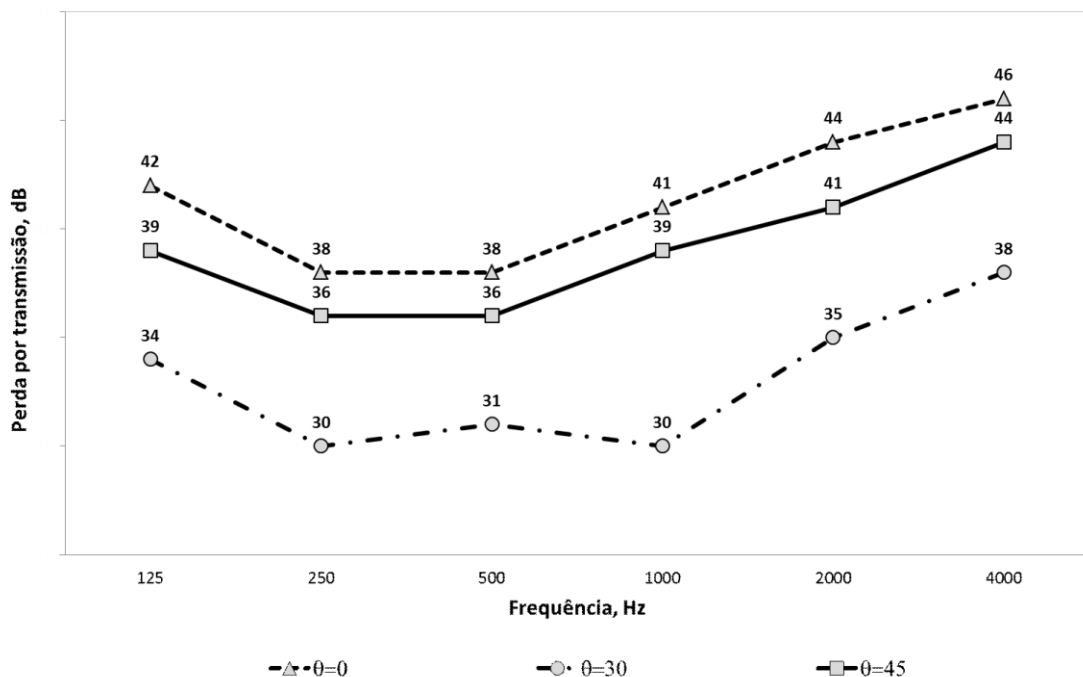


Figura 5.9 - Efeito ângulo  $\theta$  na perda por transmissão

Assim, selecionou-se um ângulo ( $\theta_i$ ) de  $45^\circ$  para as simulações, utilizando como referência resultados experimentais obtidos por Silva (1998), que obteve com esse ângulo a melhor correspondência entre perda por transmissão em condições de laboratório e a atenuação acústica das venezianas passivas em campo.

Os microfones foram posicionados para ângulos ( $\varphi_i$ ) de  $0^\circ$  a  $60^\circ$ , em intervalos de  $15^\circ$  graus, conforme recomendações do método de medição de perda por transmissão de venezianas acústicas apresentado pela HEVAC (Figura 5.10). Os resultados da análise paramétrica do ângulo  $\varphi_i$  na perda por transmissão das venezianas acústicas ativas são apresentados na Fig. 5.11. Observa-se que a perda por transmissão é praticamente independente do ângulo de incidência, em conformidade com os resultados experimentais obtidos por Silva (1998). Assim, seleciona-se um ângulo ( $\varphi_i$ ) de  $0^\circ$  para posicionamento dos microfones a uma distância de 3 m da veneziana acústica ativa.

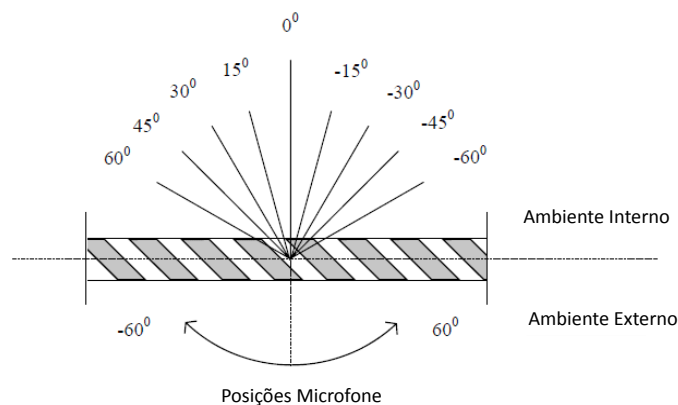


Figura 5.10 – Posição de microfones para análise paramétrica do modelo analítico das venezianas acústicas ativas

Fonte: Adaptado de Silva (1998)

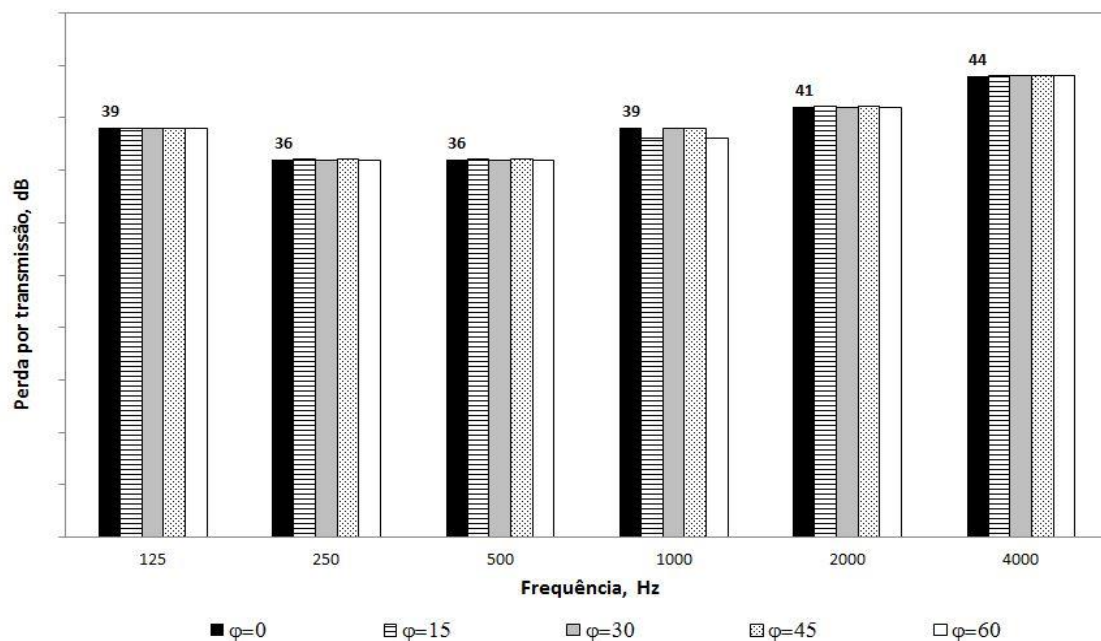


Figura 5.11 - Efeito do ângulo  $\varphi_i$  na perda por transmissão



### 5.3.2 Efeitos geométricos das lâminas da veneziana acústica ativa

Os efeitos das proporções da lâmina no desempenho acústico da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.13. Observa-se que para larguras inferiores a 0,3 m a perda por transmissão é independente do comprimento da lâmina. Esses resultados são compatíveis com aqueles previstos no modelo analítico de venezianas passivas, em que também se obteve com largura de 0,3 m o melhor desempenho acústico em termos de perda por transmissão. Sendo assim, especifica-se para as simulações das venezianas acústicas ativas comprimento de 1,0 m e largura de 0,3 m.

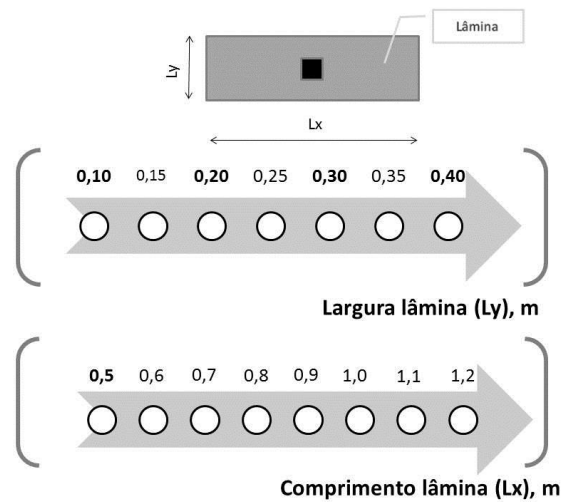


Figura 5.12 – Análise paramétrica de proporções das lâminas da veneziana ativa

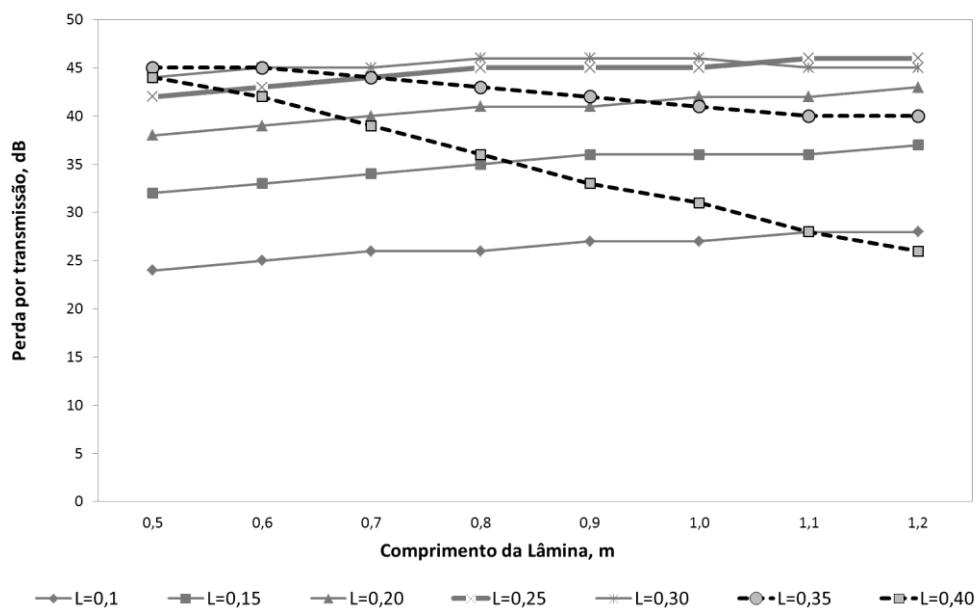


Figura 5.13 - Efeito das características geométricas das lâminas na perda por transmissão

Para a avaliação do efeito da espessura das lâminas no incremento da perda por transmissão, foram realizadas simulações para espessuras comercialmente utilizadas para fabricação de venezianas acústicas passivas, mais especificamente de 1 mm; 1,2 mm e 1,5 mm, conforme Fig. 5.14. Os resultados dessa análise paramétrica são apresentados na Fig. 5.15, em que se evidencia que as diferentes espessuras de lâmina apresentam uma variação de 5 dB na perda por transmissão, independentemente da faixa de frequência. Observa-se ainda que os melhores resultados, em termos de perda por transmissão, estão relacionados à utilização de menores espessuras. Sendo assim, especifica-se para as simulações das venezianas acústicas ativas espessura de 1 mm.

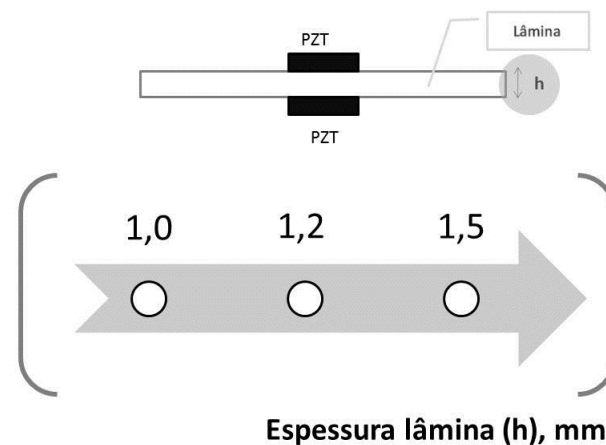


Figura 5.14 – Análise paramétrica da espessura das lâminas da veneziana ativa

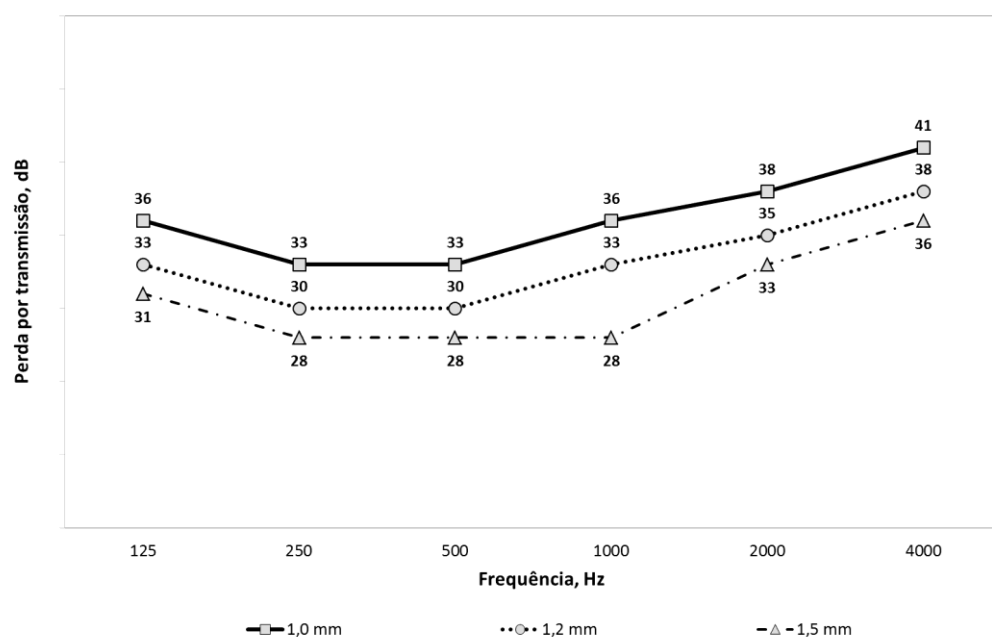


Figura 5.15 - Efeito da espessura das lâminas na perda por transmissão

### 5.3.3 Efeitos geométricos dos atuadores piezelétricos

Para a avaliação do efeito do tamanho dos atuadores na perda por transmissão das venezianas acústicas ativas, foram realizadas simulações para dimensões comerciais do atuador, que variam de 0,010 m a 0,050 m, conforme Fig. 5.16. Observa-se que o tamanho do atuador contribui para o incremento da perda por transmissão para toda a faixa de frequência, conforme Fig. 5.17, sendo um atuador de 20 mm suficiente para garantir a perda por transmissão de cerca de 40 dB.

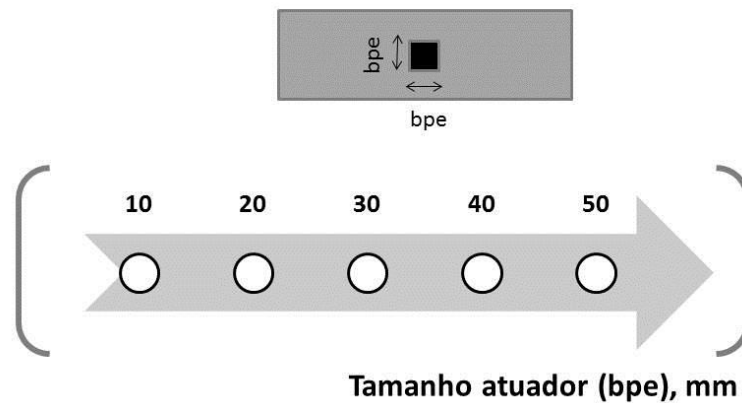


Figura 5.16 – Análise paramétrica do tamanho dos atuadores

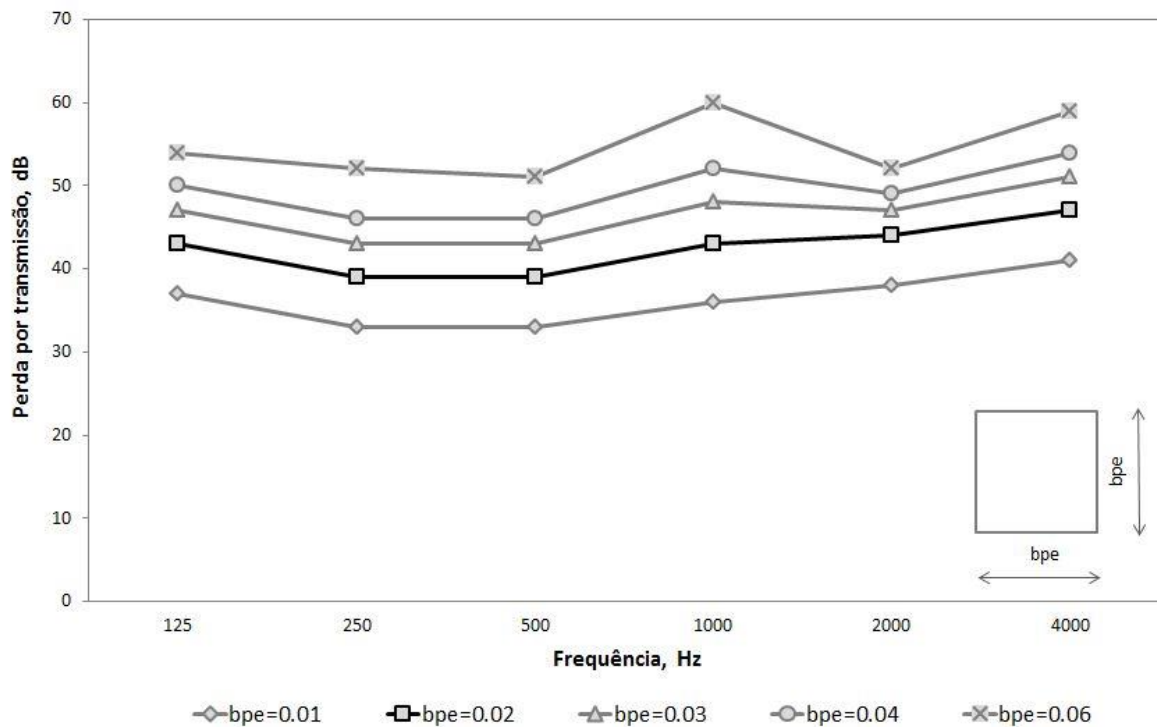


Figura 5.17 - Efeito do tamanho de atuadores na perda por transmissão da veneziana

Para a avaliação do efeito da espessura dos atuadores na perda por transmissão das venezianas acústicas ativas, foram realizadas simulações para espessuras comerciais do atuador, isto é, 12  $\mu\text{m}$ ; 25  $\mu\text{m}$ ; 40  $\mu\text{m}$  e 50  $\mu\text{m}$ , conforme Fig. 5.18. Observa-se, pela Fig. 5.19, que o aumento da espessura contribui significativamente para o aumento da perda por transmissão em toda a faixa de frequência. Estima-se que a espessura de 25  $\mu\text{m}$  é suficiente para obtenção de perda por transmissão superior a 35 dB.

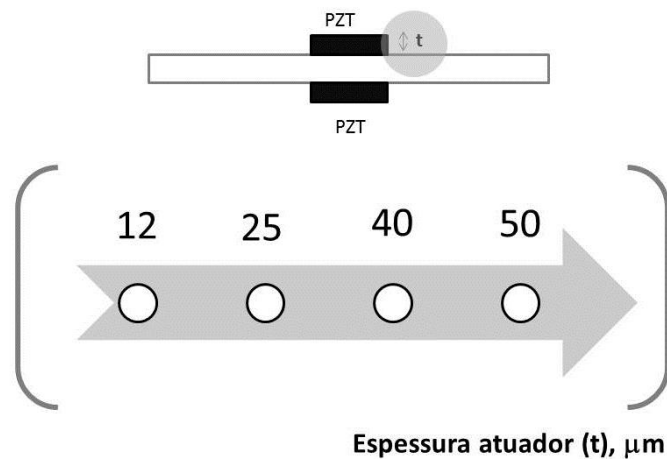


Figura 5.18 – Análise paramétrica da espessura dos atuadores

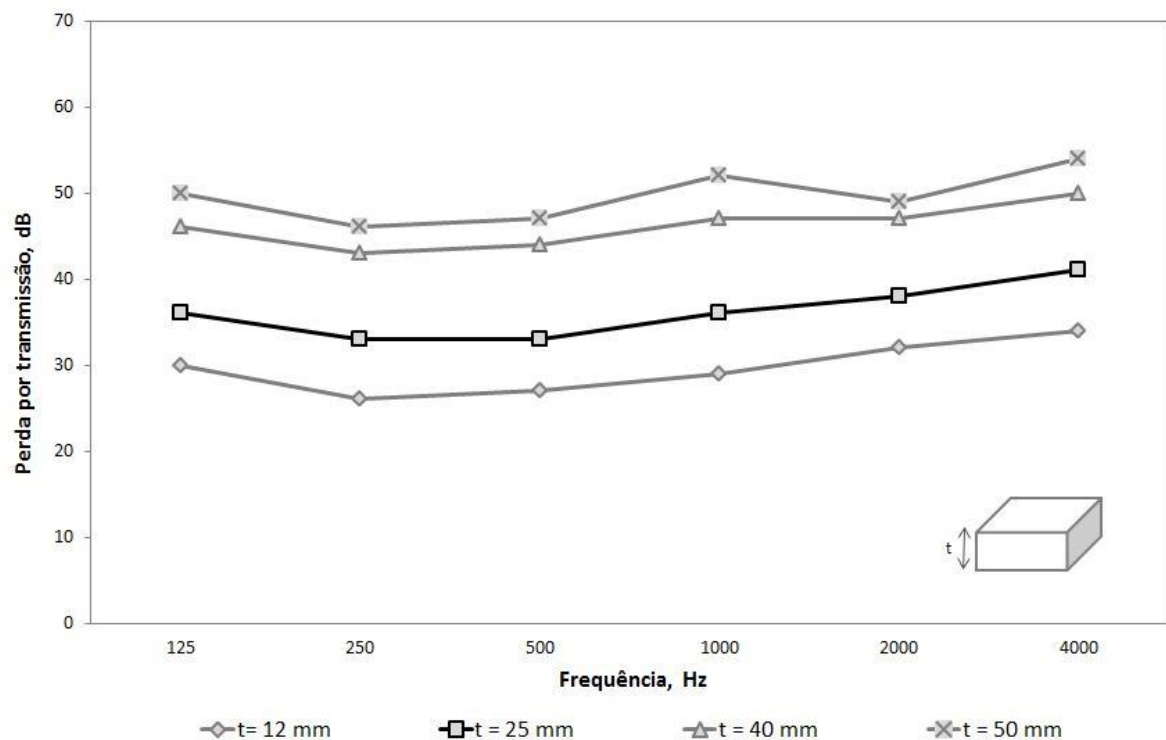


Figura 5.19 - Efeito da espessura do atuador na perda por transmissão da veneziana ativa

### 5.3.4 Efeito do número de modos de vibração

Os modos naturais de vibração das lâminas da veneziana, obtidos pelo modelo analítico, são apresentados na Fig. 5.20. Observa-se que o posicionamento centralizado do atuador na lâmina apresenta eficiência para controle apenas de modos ímpares. Tendo em vista que os modos naturais de vibração da lâmina inferiores a 500 Hz incluem modos pares e ímpares, conforme apresentado na Fig. 5.21, faz-se necessário um estudo do efeito dos modos de vibração de controle ativo na perda por transmissão da veneziana acústica ativa.

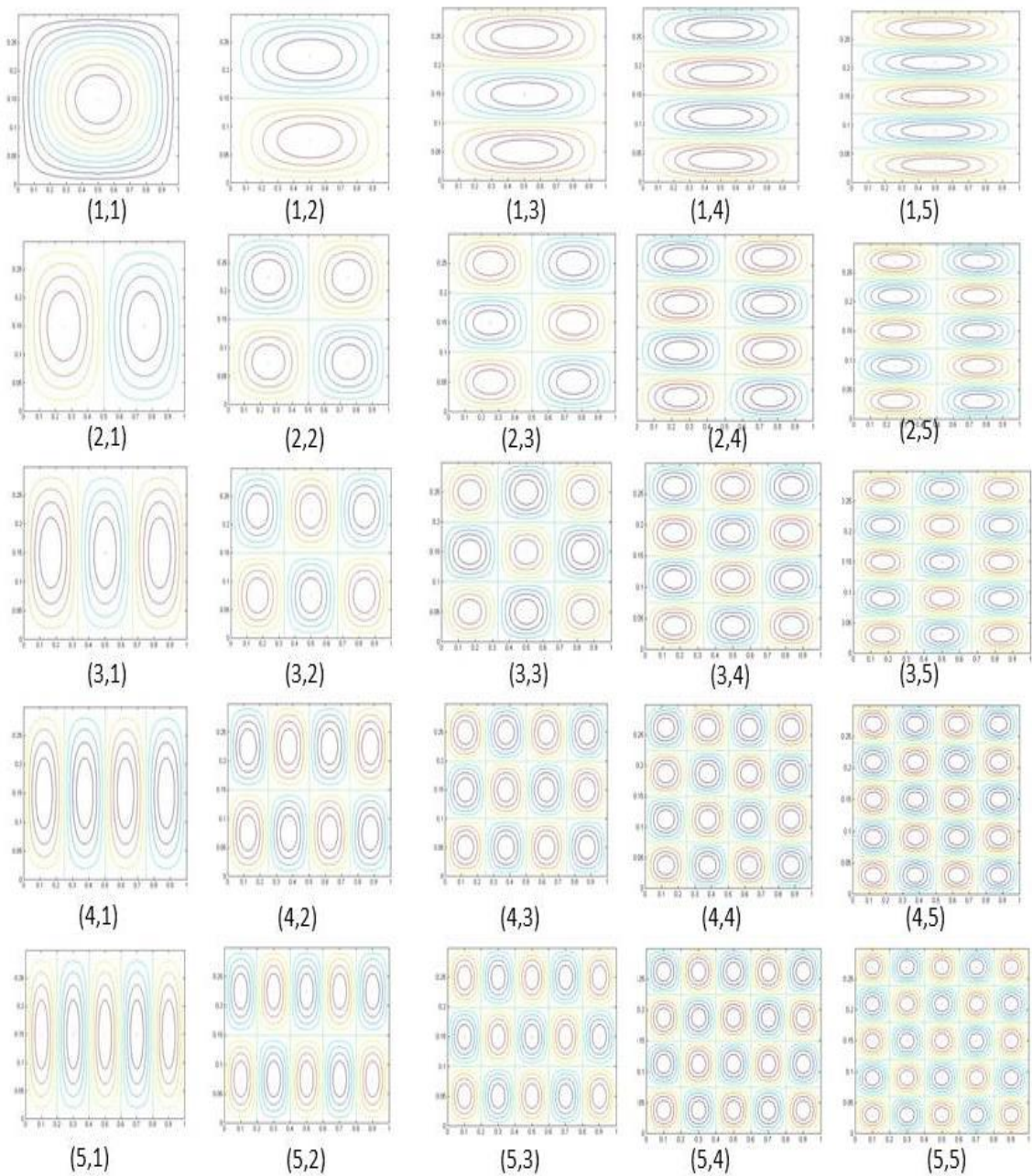


Figura 5.20 - Modos naturais de vibração da lâmina da veneziana acústica

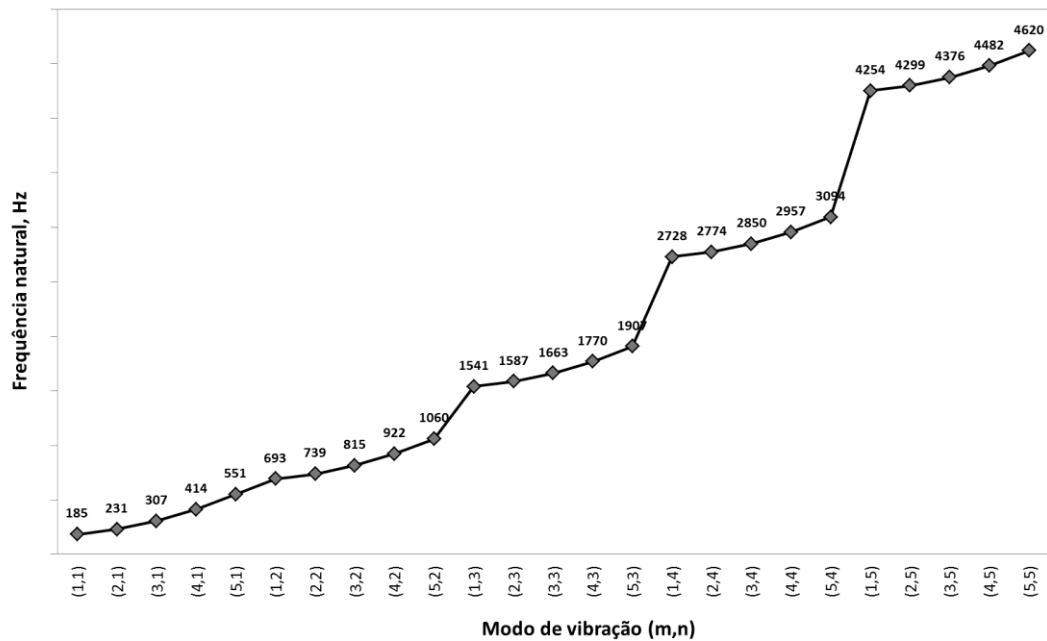


Figura 5.21 - Frequências naturais de vibração da lâmina da veneziana acústica

O efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão da veneziana acústica ativa é apresentado na Fig. 5.22, em que se observa que o aumento da densidade modal permite a obtenção de uma curva de perda por transmissão mais uniforme para toda a faixa de frequências.

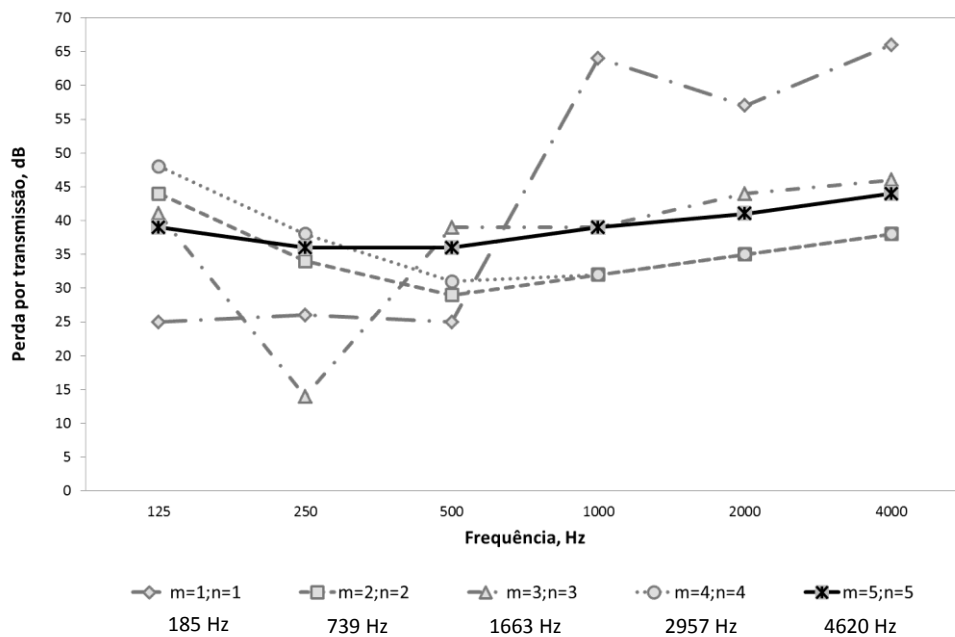


Figura 5.22 - Efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão da veneziana acústica ativa

Tendo-se em vista a importância da densidade modal de controle para o incremento da perda por transmissão, é realizada uma análise paramétrica para modos de vibração para bandas de frequências inferiores a 500 Hz, correspondentes aos cinco primeiros modos de vibração, conforme Fig. 5.23.

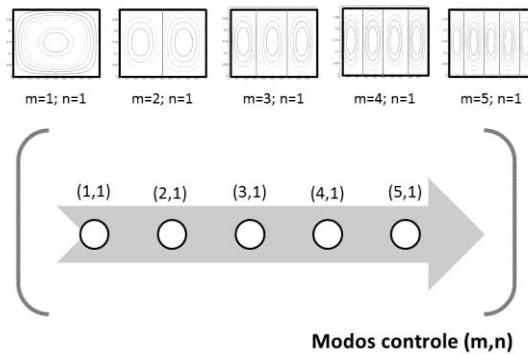


Figura 5.23 – Análise paramétrica do número de modos de controle

Os resultados da análise paramétrica do efeito dos modos de vibração inferiores a 500 Hz na perda por transmissão da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.24. Considerando a amplitude espectral como a diferença entre valores máximos e mínimos da perda por transmissão, observa-se uma tendência de redução dessas amplitudes espectrais à medida que se aumenta a densidade modal de controle.

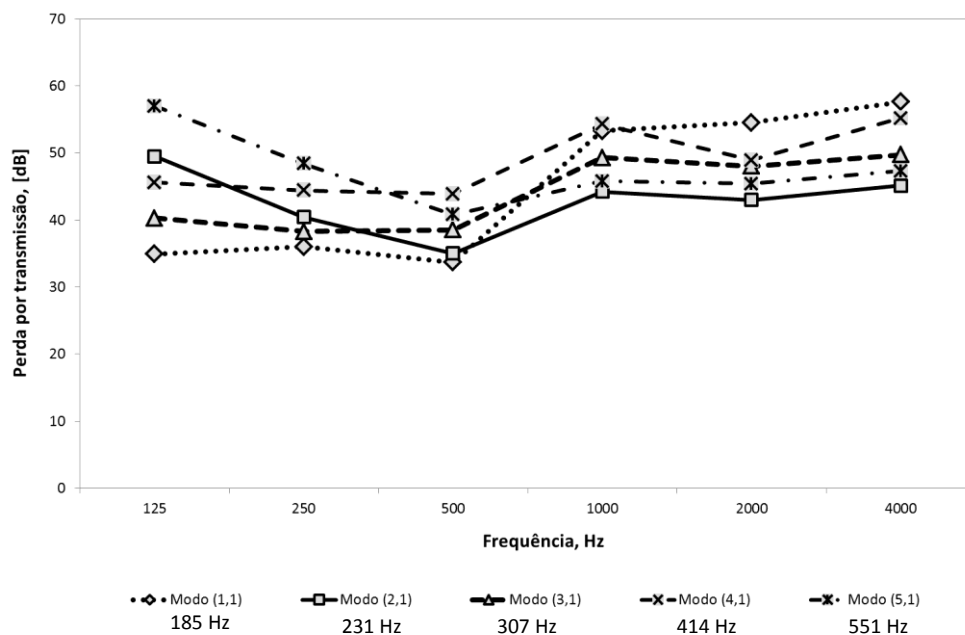


Figura 5.24 - Efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão

Em termos de índice de redução sonora ponderado, os resultados da análise paramétrica do efeito do controle dos modos de vibração da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.25. Comparando os resultados obtidos para o controle apenas do primeiro modo de vibração (1,1) com o controle até o segundo modo de vibração (2,1), observa-se um acréscimo de 10 dB. Entretanto, os índices de redução sonora ponderados para o controle apenas dos dois primeiros modos de vibração ainda são inferiores a 35 dB. Assim, faz-se necessário o aumento da densidade modal de controle para obtenção de desempenho acústico satisfatório.

A partir do controle dos três primeiros modos de vibração (3,1) já se obtém uma configuração da veneziana ativa com desempenho acústico satisfatório, com índice de redução sonora ponderado igual a 35 dB. Desempenhos acústicos superiores são obtidos com controle dos quatro (4,1) e cinco primeiros modos de vibração (5,1), obtendo-se índice de redução sonora ponderado igual a 37 dB e 42 dB, respectivamente. Evidencia-se, assim, um incremento de 20 dB quando se aumenta a densidade modal de controle para os cinco modos de vibração (5,1) em comparação com o desempenho acústico obtido para o controle apenas do primeiro modo de vibração (1,1).

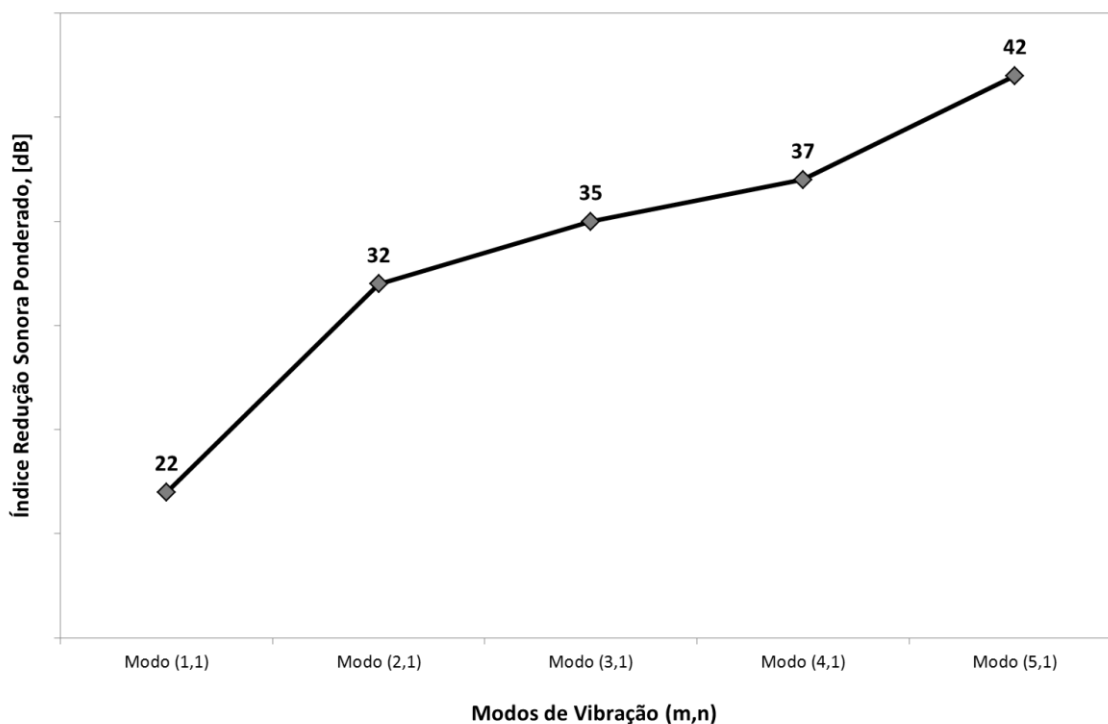


Figura 5.25 - Efeito do número de modos de vibração no índice de redução sonora ponderado



### 5.3.5 Efeito da posição do atuador

A análise paramétrica do efeito da posição dos atuadores para o incremento da perda por transmissão da veneziana acústica ativa é realizada considerando posições  $x$  compreendidas no intervalo de  $[0,10; 0,90]$  e em todos os casos o atuador centralizado em relação ao eixo  $y$  ( $y = 0,15$ ), conforme Fig. 5.26.

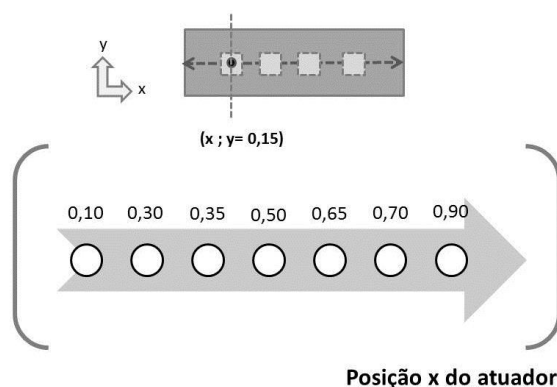


Figura 5.26 – Análise paramétrica da posição do atuador

Os resultados da análise paramétrica do efeito da posição do atuador na perda por transmissão da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.27. Considerando a amplitude da perda por transmissão em cada banda de frequência, observam-se variações de cerca de 20 dB no desempenho acústico. Apenas para a frequência de 1000 Hz, observa-se uma amplitude superior às demais frequências, isto é, 25 dB. Independentemente da frequência, observa-se ainda que a maior perda por transmissão foi obtida para a posição do atuador centralizada em relação aos eixos  $x$ , coincidente com a posição de máxima deformação modal.

Em termos de índice de redução sonora ponderado, os resultados da análise paramétrica do efeito da posição do atuador na lâmina da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.28. Observa-se uma tendência de incremento em cerca de 10 dB no índice de redução sonora das extremidades da lâmina para a posição central do atuador, com valor máximo de 37 dB.

A variação de 15 cm em relação à posição centralizada do atuador contribui para um decréscimo do índice de redução sonora ponderado de 3 a 4 dB. Nesse caso, o desempenho acústico da veneziana ativa já não atende ao critério mínimo de desempenho acústico definido, isto é, índice de redução sonora ponderado de 35 dB.

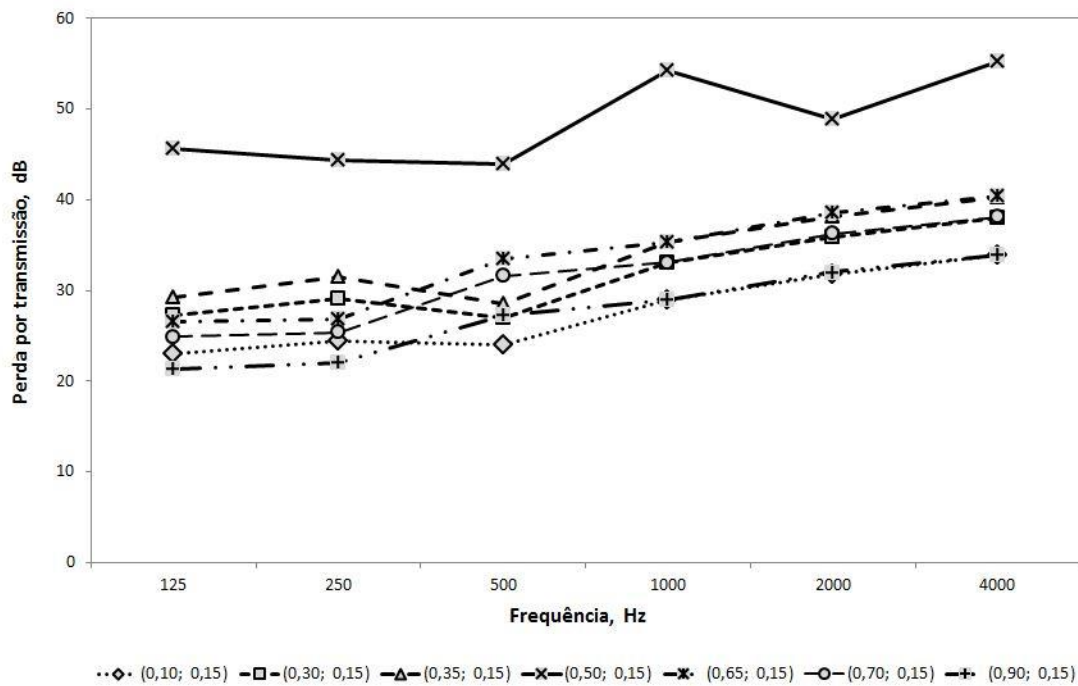


Figura 5.27 - Efeito da posição dos atuadores na perda por transmissão da veneziana ativa

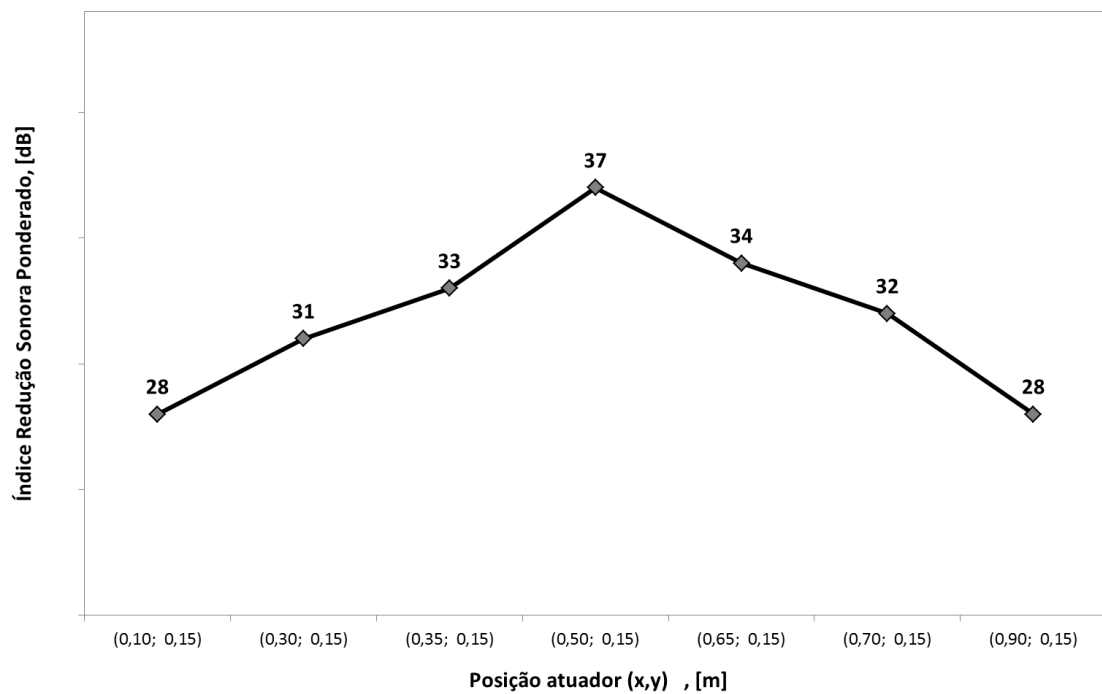


Figura 5.28 - Efeito da posição dos atuadores no índice de redução sonora ponderado da veneziana acústica ativa

### 5.3.6 Efeito do número de atuadores

A análise paramétrica do efeito do número dos atuadores para o incremento da perda por transmissão da veneziana acústica ativa é realizada considerando um a cinco atuadores posicionados no eixo x em locais de máxima deformação modal para os cinco primeiros modos de vibração e centralizado em relação ao eixo y ( $y = 0,15$ ), conforme Fig. 5.29.

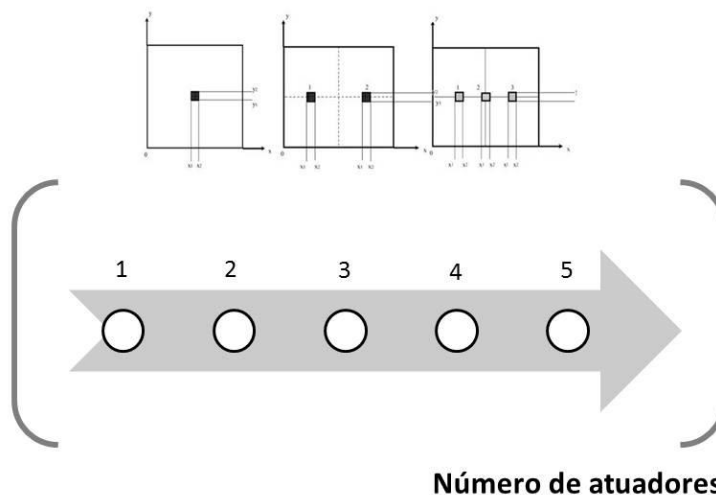


Figura 5.29 – Análise paramétrica do efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa

Os resultados da análise paramétrica do efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.30. Considerando a amplitude da perda por transmissão em cada banda de frequência, observam-se variações de cerca de 30 dB no desempenho acústico. Apenas para a frequência de 2000 Hz, observa-se uma amplitude inferior às demais frequências, cerca de 20 dB.

Em termos de índice de redução sonora ponderado, os resultados da análise de sensibilidade do efeito do número de atuadores da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. 5.31. Independentemente da frequência, observa-se ainda que as maiores perdas por transmissão foram obtidas para as configurações de lâmina instrumentada com um ou quatro atuadores piezelétricos. A configuração da veneziana acústica ativa com o maior número de atuadores apresentou menor índice de redução sonora ponderado. Evidencia-se assim que o aumento do número de atuadores localizados nos pontos de máxima deformação modal não propicia necessariamente incremento do desempenho acústico da veneziana ativa. Destaca-se assim a necessidade da utilização de técnicas de otimização para estudos do posicionamento de atuadores múltiplos nas venezianas ativas.

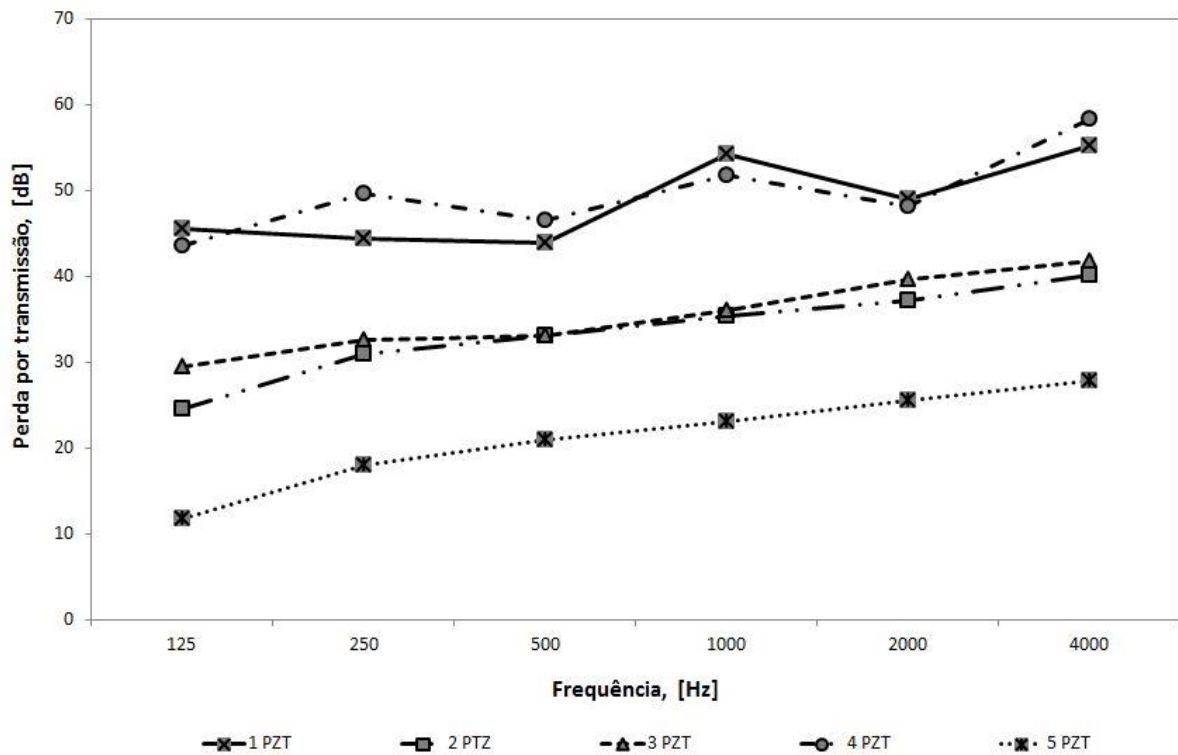


Figura 5.30 Efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa

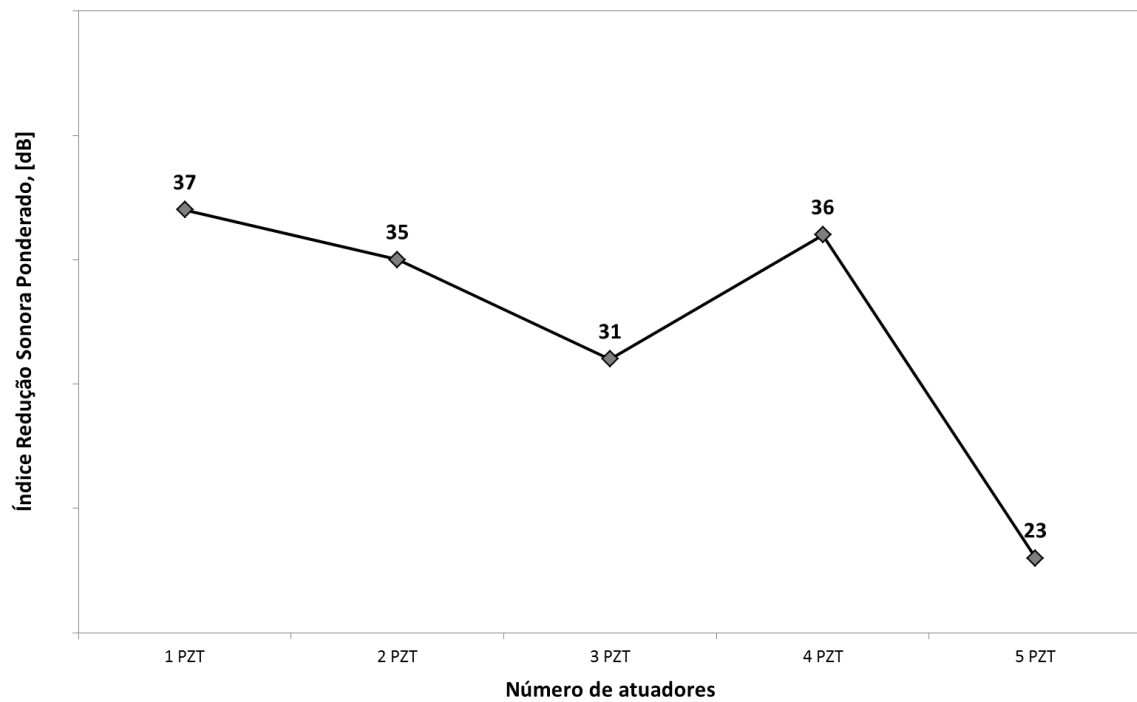


Figura 5.31 - Efeito do número de atuadores no índice de redução sonora ponderado das venezianas acústicas ativas

## 5.4. Simulação numérica de venezianas acústicas ativas

### 5.4.1 Validação da modelagem numérica de venezianas acústicas ativas

Um delineamento estatístico foi realizado para a validação da modelagem numérica das venezianas acústicas ativas. Para tanto, foi realizada comparação dos resultados teóricos obtidos pelo modelo analítico da veneziana ativa com resultados obtidos pela modelagem numérica utilizando o método dos elementos finitos. Para a avaliação da significância estatística dessa comparação, foi utilizado o teste t-pareado, com intervalo de confiança de 95%. O teste t-pareado é uma técnica estatística para comparação entre tratamentos, permitindo a avaliação da existência de diferenças estatisticamente relevantes. A estatística do teste t-pareado ( $t_0$ ) é dada pela Eq. (5.1), sendo a média das diferenças entre os pares de tratamentos ( $d$ ) e o  $S_d$ , obtidos pelas Eq. (5.2) e Eq. (5.3), respectivamente.

$$t_0 = \frac{\bar{d}}{S_d / \sqrt{n}} \quad (5.1)$$

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n d_j \quad (5.2)$$

$$S_d = \left[ \frac{\sum_{j=1}^n (d_j - \bar{d})^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad d_j = y_{MNjj} - y_{MEj} \quad j = 1, 2, \dots, 18 \quad (5.3)$$

No teste t-pareado, a hipótese nula é a inexistência de diferença entre a média dos tratamentos, ou seja,  $H_o : \mu_i = \mu$ , para  $i=1, \dots, l$ . Em contraposição, na hipótese alternativa, afirma-se a existência de diferenças entre os tratamentos, ou seja,  $H_1 : \mu_i \neq \mu$ . Para um índice de significância ( $\alpha$ ) de 5%, temos que o critério para rejeição da hipótese nula ( $H_o$ ) será dado pela Eq. (5.4).

$$|t_0| > t_{\frac{\alpha}{2}, n-1} \quad (5.4)$$

Na Tabela 5.7, apresentam-se os resultados do teste t-pareado para validação da modelagem das venezianas ativas através da comparação dos resultados obtidos pela modelagem analítica e numérica (Fig. 5.32). Considerando um intervalo de confiança de 95%, observam-se diferenças médias ( $d$ ) entre os métodos numérico e analítico de  $(0,3 \pm 0,2)\%$ . Nesse caso, a comparação dos valores obtidos para  $t_0$  e  $t_c$  permite inferência quanto à aceitação da hipótese nula. Assim, conclui-se com 95% de confiança que os valores de perda por transmissão encontrados pelos métodos analítico e numérico são estatisticamente semelhantes, evidenciando o desempenho satisfatório da modelagem numérica.

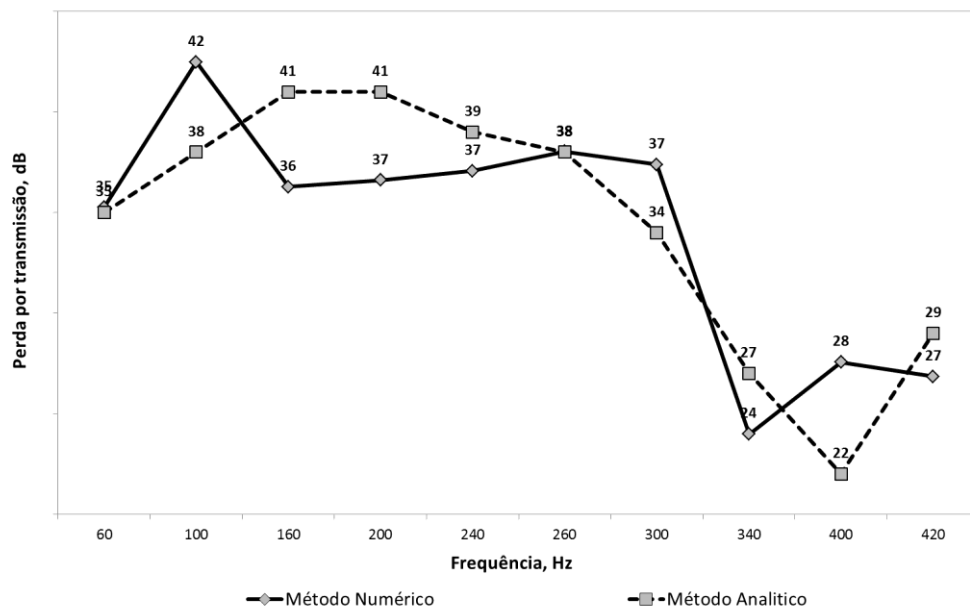


Figura 5.32 - Comparação dos resultados dos modelos numérico e analítico

Tabela 5.7 - Resultados do teste t para validação do modelo numérico

Método	N	Média		Desvio Padrão
Numérico	10	34,1		5,7
Analítico	10	34,4		6,5
d	10	-0,3		3,7
Intervalo Confiança (95%)			(-0,5;3,9)	
$t_0$			-0,2	
$t_c$			-2,3	

#### 5.4.2 Definição do número de atuadores e seu posicionamento

O acréscimo de massa e rigidez proporcionado pelos atuadores piezelétricos acoplados à estrutura de lâminas da veneziana ativa pode contribuir para a modificação da posição de máxima deformação modal da estrutura para um modo específico de vibração. Assim, na Fig. 5.33, apresentam-se os resultados da otimização da posição dos atuadores para as configurações de atuador único ( $N=1$ ) e atuadores múltiplos ( $N=4$ ). Nesse procedimento, foi utilizada uma população de 200 indivíduos e 50 gerações, resultando num tempo de processamento médio de 8 horas para cada otimização.

Para a configuração de atuador único, observa-se que a posição ótima ( $x_1=0,62$ ) apresenta 12 cm em relação à posição de máxima deformação ( $x_1=0,5$ ) para o modo de vibração (1,1). Já para a configuração de atuadores múltiplos, observa-se o deslocamento de dois atuadores em cerca de 10 cm e os demais permanecem praticamente nas posições de máxima deformação para o modo de vibração (4,1).

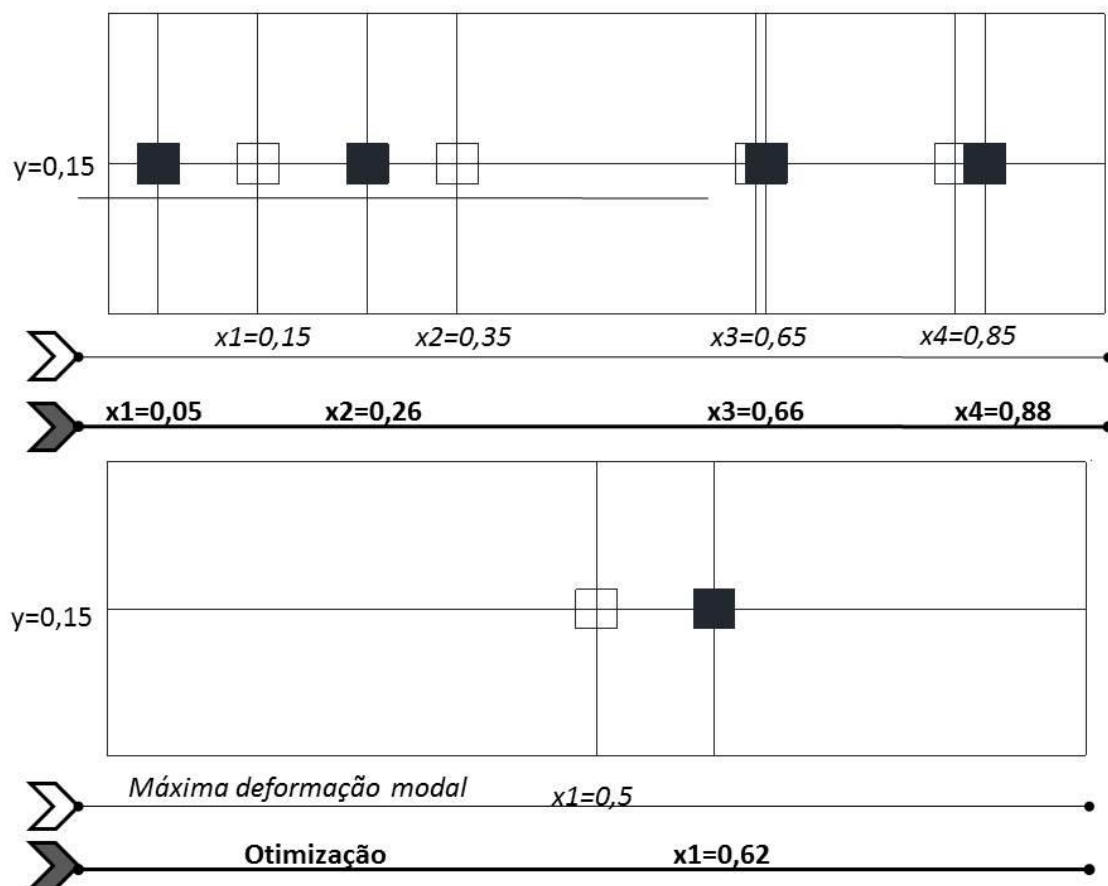
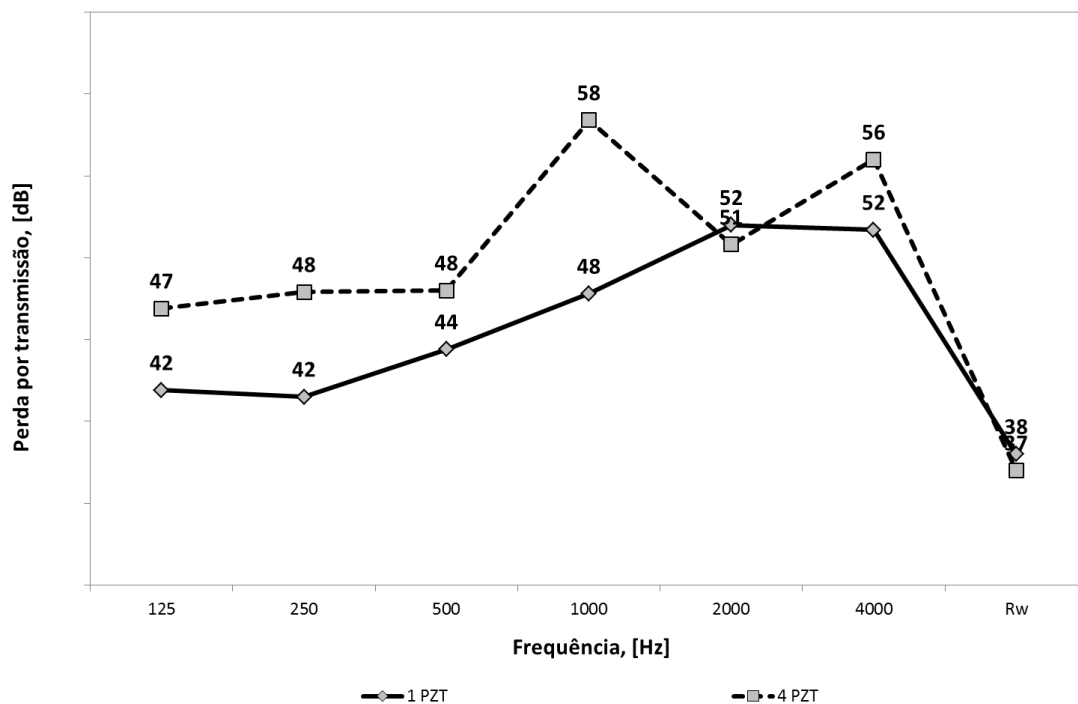


Figura 5.33 - Efeito da posição de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa

Um projeto estatístico simulado foi realizado para a comparação dos resultados obtidos para as diferentes estratégias de posicionamento de atuadores na veneziana ativa, isto é, na posição de máxima deformação modal da veneziana passiva ou posição otimizada. As simulações de perda por transmissão foram realizadas para frequências de 100 a 3150 Hz em bandas de 1/3 de oitava, sendo posteriormente estimado o índice de redução sonora ponderado.

Os resultados da perda por transmissão das configurações das venezianas com um e quatro atuadores com posições otimizadas são apresentados na Fig. 5.34. Observa-se que a configuração com atuadores múltiplos apresenta perdas por transmissão superiores à configuração com atuador único, sem evidências de incremento do índice de redução sonora ponderado. Um teste t-pareado entre a perda por transmissão dessas configurações de atuador único e múltiplos permite-nos inferir que, para um intervalo de confiança de 95%, não existem diferenças significativas entre os desempenhos acústicos.



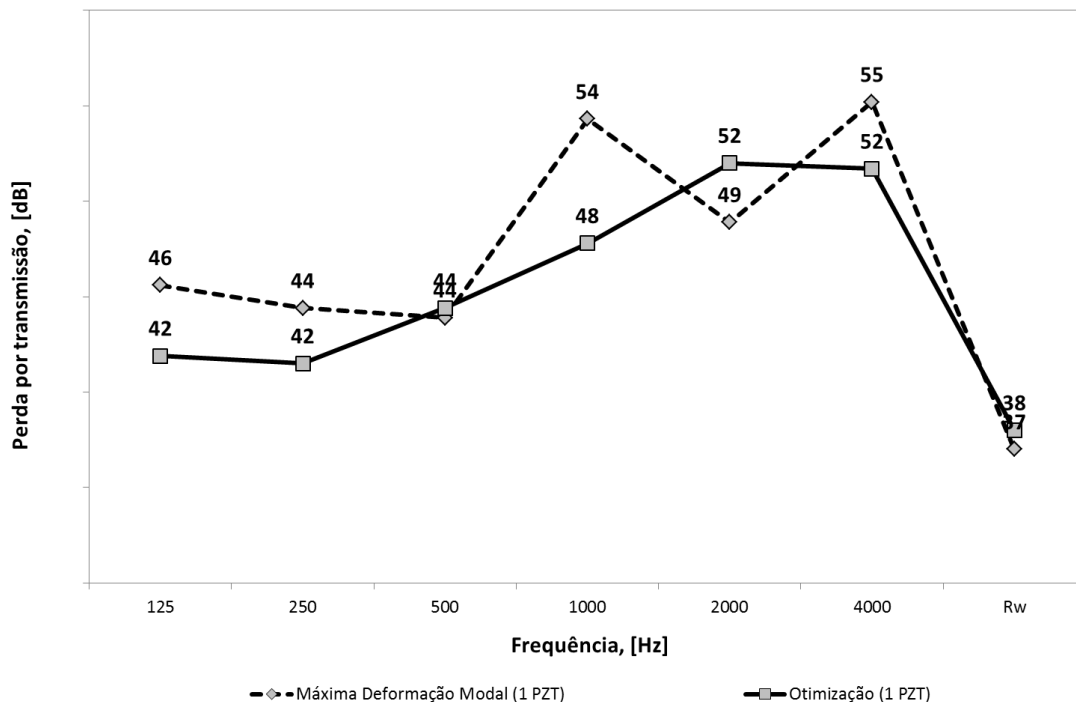
(  $t_{\text{calc}} = -2,06$ ;  $t_{\text{crítico}} = -1,94$ ;  $p\text{value} = 0,04$  )

Figura 5.34 - Efeito do número de atuadores na perda por transmissão da veneziana acústica ativa



Dessa forma, evidencia-se que o aumento do número de atuadores não contribui para o incremento da atenuação acústica da veneziana ativa. Há que se considerar, entretanto, a estabilidade do algoritmo de controle de ruído para esta configuração, visto as recomendações da utilização de um atuador para cada modo de controle (WANG, 2001).

Os resultados do teste t-pareado para a comparação do desempenho acústico da configuração de veneziana ativa com atuador único para posição de máxima deformação modal ( $x_1=0,5$ ) e posição otimizada ( $x_{1\text{otim}}=0,62$ ) em termos de perda por transmissão e índice de redução sonora ponderado permitem-nos inferir que, para um intervalo de confiança de 95%, não existem diferenças significativas entre os desempenhos acústicos, conforme evidenciado pela Fig. 5.35.



$$(t_{\text{calc}} = -2,06; t_{\text{critico}} = -1,94; p\text{value} = 0,04)$$

Figura 5.35 – Comparação de perda por transmissão da veneziana ativa com um atuador para posição otimizada e de máxima deformação modal

Há que se considerar, contudo, que o deslocamento do atuador em 3 cm em relação à posição ótima do atuador já implicaria a redução do índice de redução sonora ponderado de 38 dB ( $x_1 = 0,62$ ) para 34 dB ( $x_1 = 0,65$ ). Assim, considerando a sensibilidade do desempenho acústico da veneziana ativa em relação à posição do atuador, sugere-se para a maior robustez do dispositivo a localização do atuador na posição  $0,50 \pm 0,12$  m em relação à extremidade do comprimento da lâmina.

### 5.4.3 Cálculo da força de bloqueio dos atuadores

A aplicação da força na lâmina pretende simular a interferência destrutiva das ondas, ou seja, a emissão de um sinal de mesma amplitude e fase contrária ao sinal emitido por uma fonte primária cujo ruído pretende-se anular. Dessa forma, na Fig. 5.36, apresentam-se as magnitudes das forças aplicadas à lâmina da veneziana obtida pelo processo de otimização. A parte real refere-se à amplitude da força e a parte imaginária refere-se à fase para anulação do ruído irradiado pela vibração da lâmina. Observam-se amplitudes inferiores a 1 N para o controle dos modos de vibração da lâmina inferiores a 500 Hz para fins de controle ativo de ruído. Observam-se amplitudes negativas da força de bloqueio do atuador para 100 e 120 Hz; bem como para os intervalos de [180; 320] Hz e [400; 480] Hz e fases negativas para os intervalos de [120; 220] Hz e [340; 420] Hz. Destaca-se ainda que, com algumas exceções, existe uma tendência da amplitude e da fase da força de bloqueio do atuador apresentar sinais opostos em todo o espectro de frequências analisado.

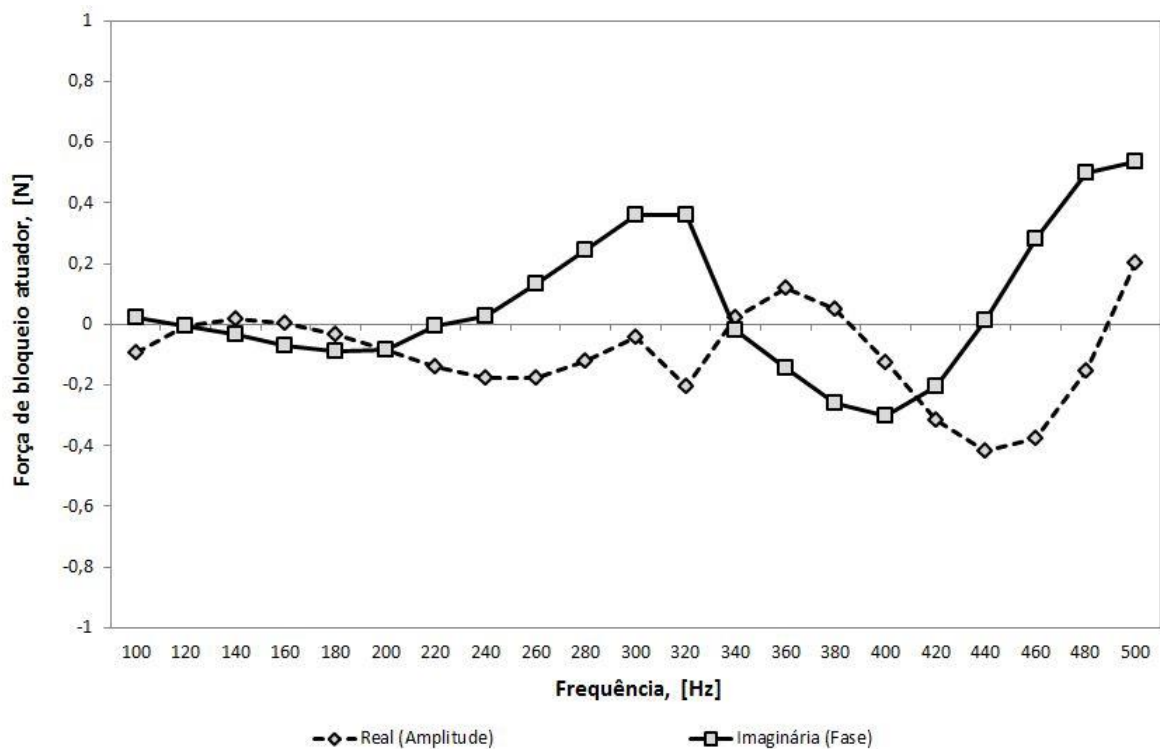


Figura 5.36 - Força de bloqueio do atuador para controle ativo de ruído aplicado à veneziana acústica

#### 5.4.4 Deslocamentos das lâminas da veneziana acústica ativa

A atenuação acústica das venezianas acústicas ativas se dá por meio do controle ativo dos modos de vibração de suas lâminas excitadas por atuadores piezelétricos. Neste trabalho, essa excitação é representada por uma força aplicada à lâmina da veneziana. Assim, na Fig. 5.37, apresentam-se os deslocamentos da lâmina da veneziana ativa excitada por uma força centralizada em relação aos eixos x e y para as frequências de 200 Hz, 340 Hz, 420 Hz e 500 Hz (Fig. 5.37). Observa-se que aplicação da força nesse local permite o perfeito controle dos modos de vibração da lâmina adjacente, que apresentou deslocamentos nulos, independentemente da frequência. É interessante destacar ainda a relação entre o sentido da deformação máxima da lâmina e a amplitude da força de bloqueio do atuador. As deformações máximas em concavidades, tais como em 200 e 420 Hz, estão relacionadas a amplitudes negativas, enquanto deformações máximas em convexidades, tais como 340 e 500 Hz, estão associadas a amplitudes positivas.

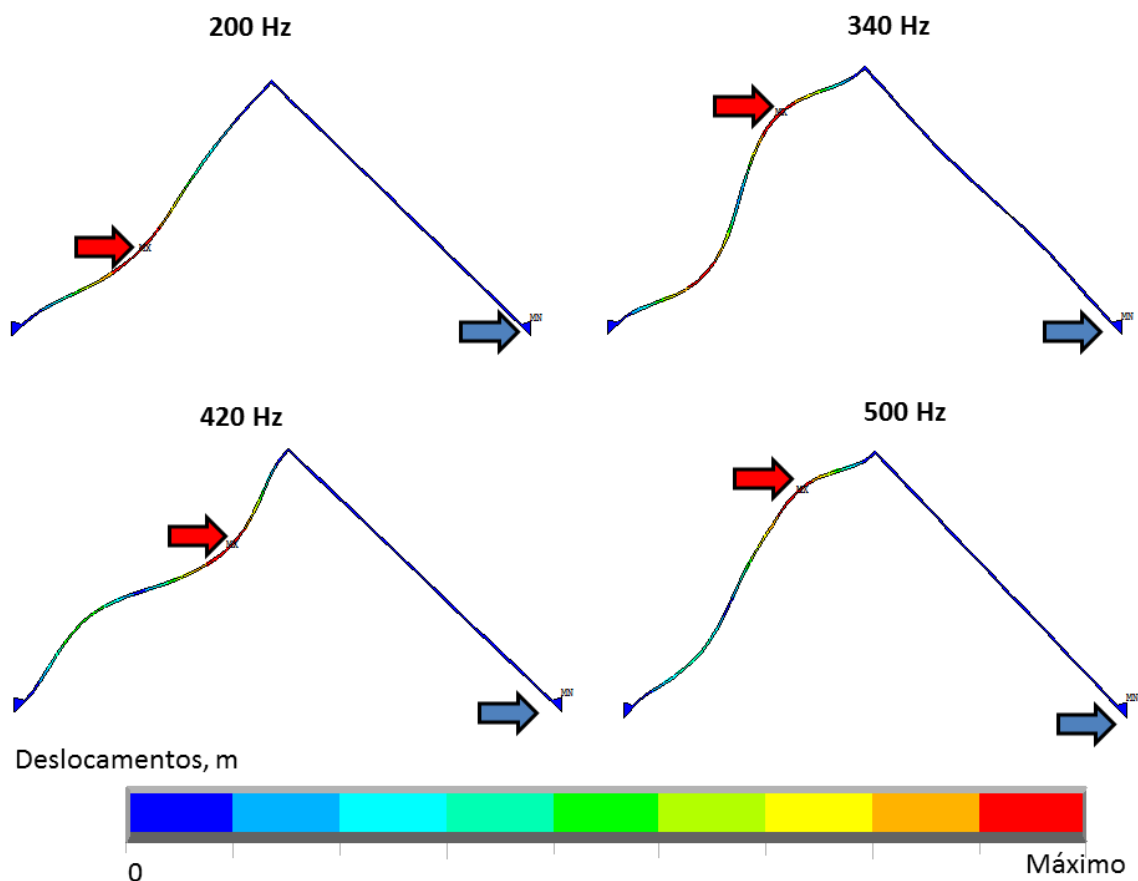


Figura 5.37 - Deslocamentos das lâminas excitadas na posição central para frequências de 200 Hz; 340 Hz; 420 Hz e 500 Hz.

#### 5.4.5 Atenuação acústica da veneziana ativa

A aplicação da força de bloqueio otimizada na posição ótima dos atuadores permite a avaliação da atenuação acústica propiciada pelo controle ativo aplicado à veneziana acústica. Na Figura 5.38, apresentam-se resultados da atenuação acústica para 100 Hz propiciada pela veneziana passiva (Fig. 5.38 A) e pela veneziana ativa (Fig. 5.38 B), cerca de 10 dB e 35 dB, respectivamente. Os valores são obtidos pelas diferenças dos níveis sonoros na entrada e saída da lâmina excitada por atuador piezelétrico. Assim, a aplicação de técnicas de controle ativo de ruído propiciou um incremento de 25 dB na perda por transmissão da veneziana acústica. Observa-se ainda que a irradiação acústica propiciada pela vibração das lâminas da veneziana passiva não permite um adequado controle do ruído, já que se observa a propagação acústica entre o ambiente emissor e receptor. De maneira distinta, a veneziana ativa permite um controle adequado das vibrações das lâminas, não contribuindo para a irradiação acústica para o ambiente receptor.

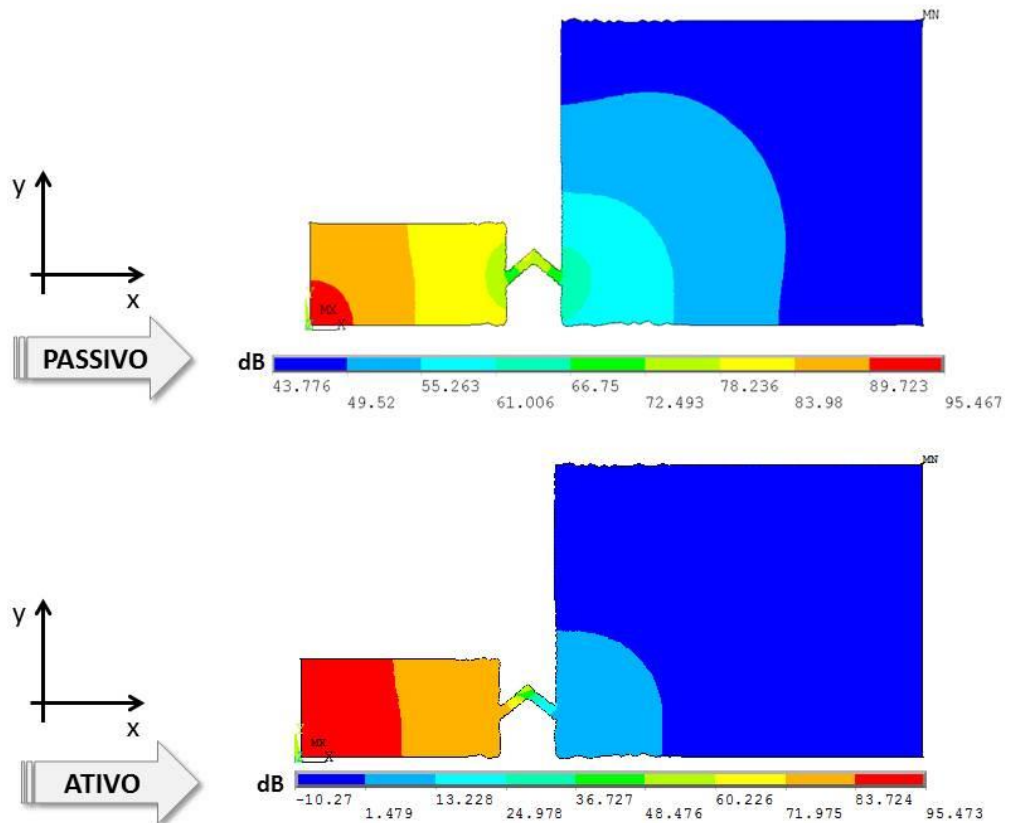


Figura 5.38 - Atenuação acústica da veneziana passiva e ativa em 100 Hz.

O desempenho acústico da veneziana ativa em termos do incremento da perda por transmissão é apresentado na Fig. 5.39. Observa-se que para frequências inferiores a 300 Hz temos incrementos de perda por transmissão superiores a 25 dB. Os resultados para frequências superiores a 300 Hz sugerem uma redução da eficiência do controle ativo, com incremento de perda por transmissão mínimo de 14 dB em 340 Hz e máximo de 18 dB em 400 Hz.

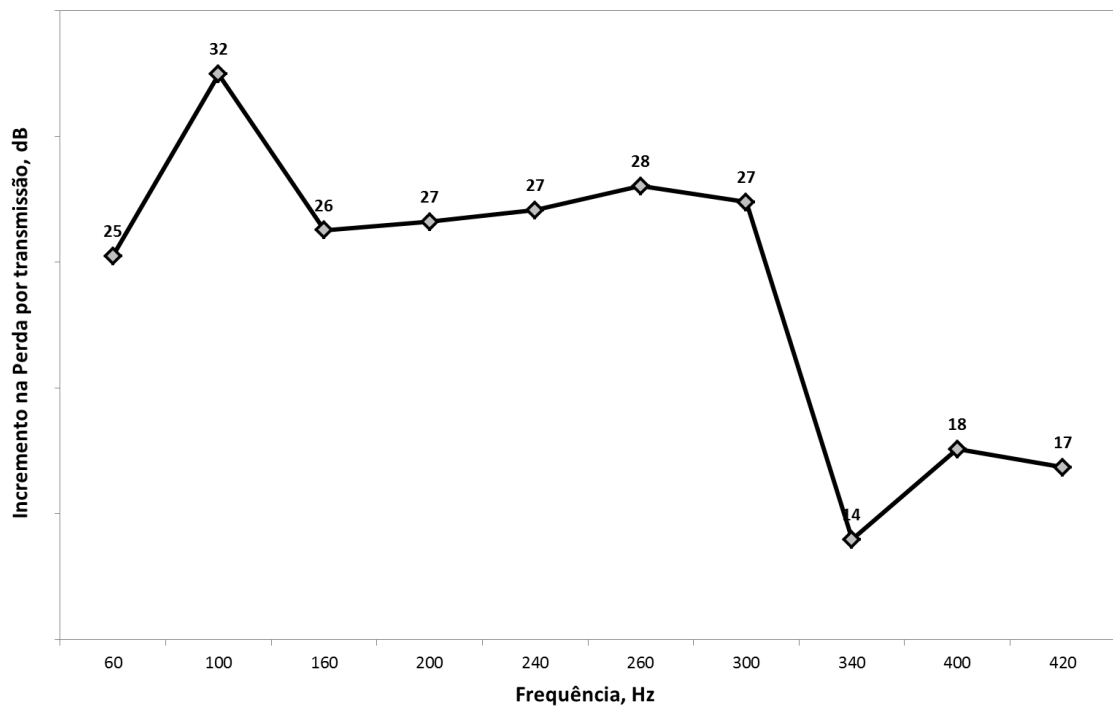


Figura 5.39 - Incremento na perda por transmissão da veneziana acústica através do controle ativo

Observa-se, pelos resultados da simulação numérica apresentada nas Fig. 5.38 e Fig. 5.39, a eficiência da técnica de controle ativo de ruído para atenuação acústica em frequências inferiores a 500 Hz. Essa atenuação acústica é obtida através da aplicação da força de bloqueio do atuador, em termos de amplitude e fase, possibilitando a avaliação da espessura ideal do atuador para uma dada pastilha piezelétrica especificada.

#### 5.4.6 Determinação da espessura do atuador piezelétrico

A partir da Eq. (4.49) é possível determinar as espessuras recomendadas para os atuadores piezelétricos das venezianas ativas. Considerando a máxima força de bloqueio do atuador obtida na simulação numérica, isto é, 0,5 N, e uma voltagem de 200 V, obtém-se o resultado de 12  $\mu\text{m}$  como espessura recomendada para a cerâmica piezelétrica da Midé Technology, conforme Fig. 5.40.

Nesse caso, evidencia-se a importância do processo de otimização para definição dos parâmetros de projeto de estruturas ativas, visto que as estimativas iniciais de espessura dos atuadores era de 25  $\mu\text{m}$  para obtenção de índice de redução sonora ponderado superior a 35 dB. Assim, o procedimento de simulação numérica contribuiu para a redução da espessura do atuador para 12  $\mu\text{m}$ , mantendo-se o mesmo desempenho acústico requerido.

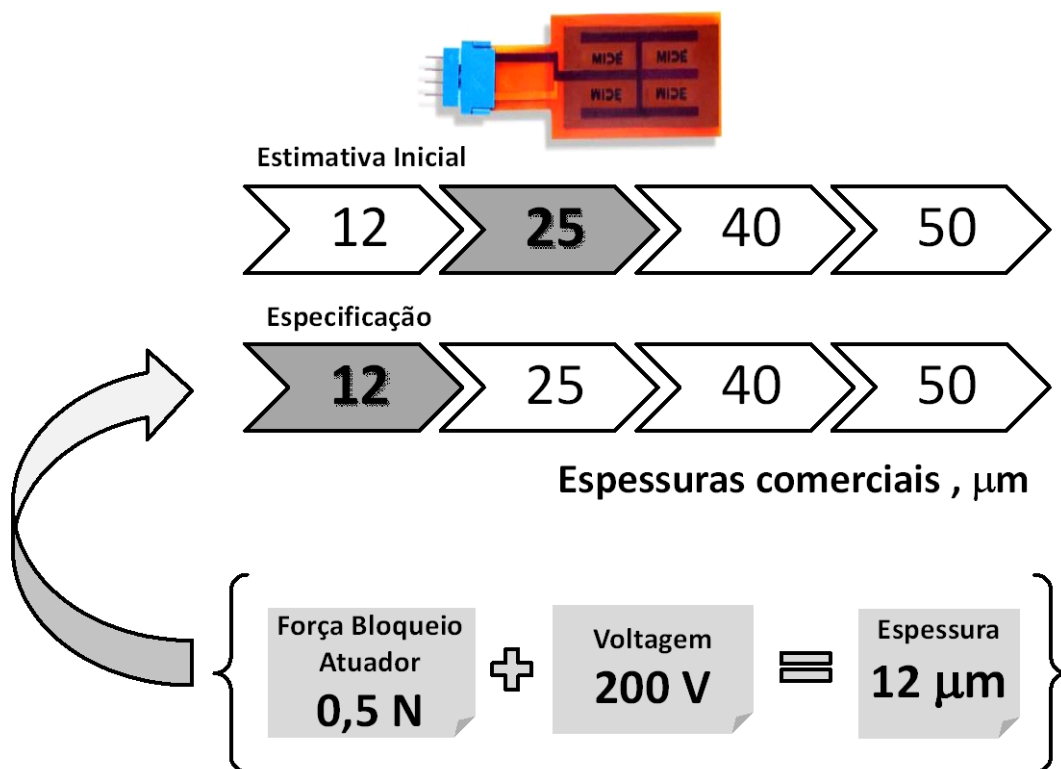
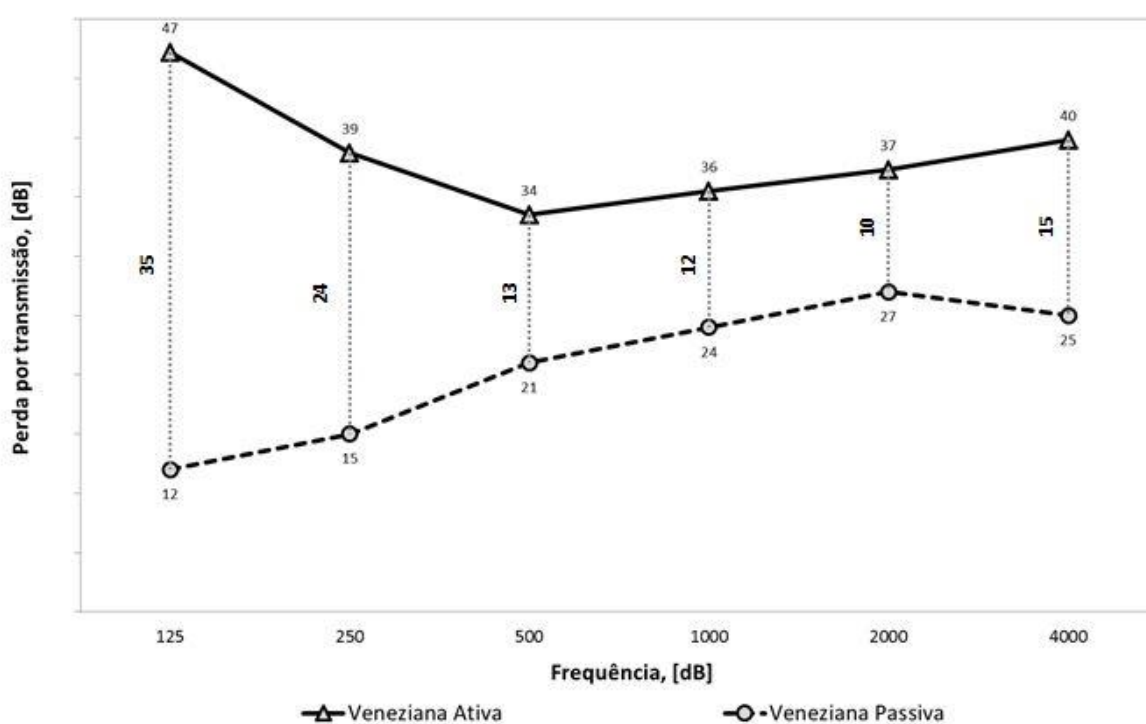


Figura 5.40 – Determinação da espessura do atuador piezelétrico a partir da força de bloqueio do atuador.

#### 5.4.7 Desempenho de venezianas acústicas ativas

A estimativa da perda por transmissão de venezianas ativas é apresentada em comparação com a veneziana passiva na Fig. 5.41. Observa-se que a veneziana ativa apresenta-se como uma estratégia eficaz para isolamento acústico inclusive para baixas frequências. Evidenciam-se para as frequências inferiores a 500 Hz os melhores resultados de desempenho acústico.



(  $t_{calc} = 5,37$   $t_{crítico} = -1,94$ ;  $pvalue = 0,99$  )

Figura 5.41- Comparação da perda por transmissão de venezianas acústicas passivas e ativas

Um teste t-pareado entre a perda por transmissão da veneziana ativa e da veneziana passiva permite-nos inferir que, para um intervalo de confiança de 95%, existem diferenças significativas entre os desempenhos acústicos. Considerando as variações de desempenho com a frequência, observa-se que o incremento médio da perda por transmissão da veneziana ativa em relação à passiva é cerca de 20 dB.

A melhoria de desempenho acústico em baixas frequências propiciada pela aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas pode ser facilmente observada quando se comparam as curvas de perda por transmissão, em dB, para frequências em bandas de oitava entre 125 a 4000 Hz de esquadrias acústicas ventiladas naturalmente, conforme Fig. 5.42.

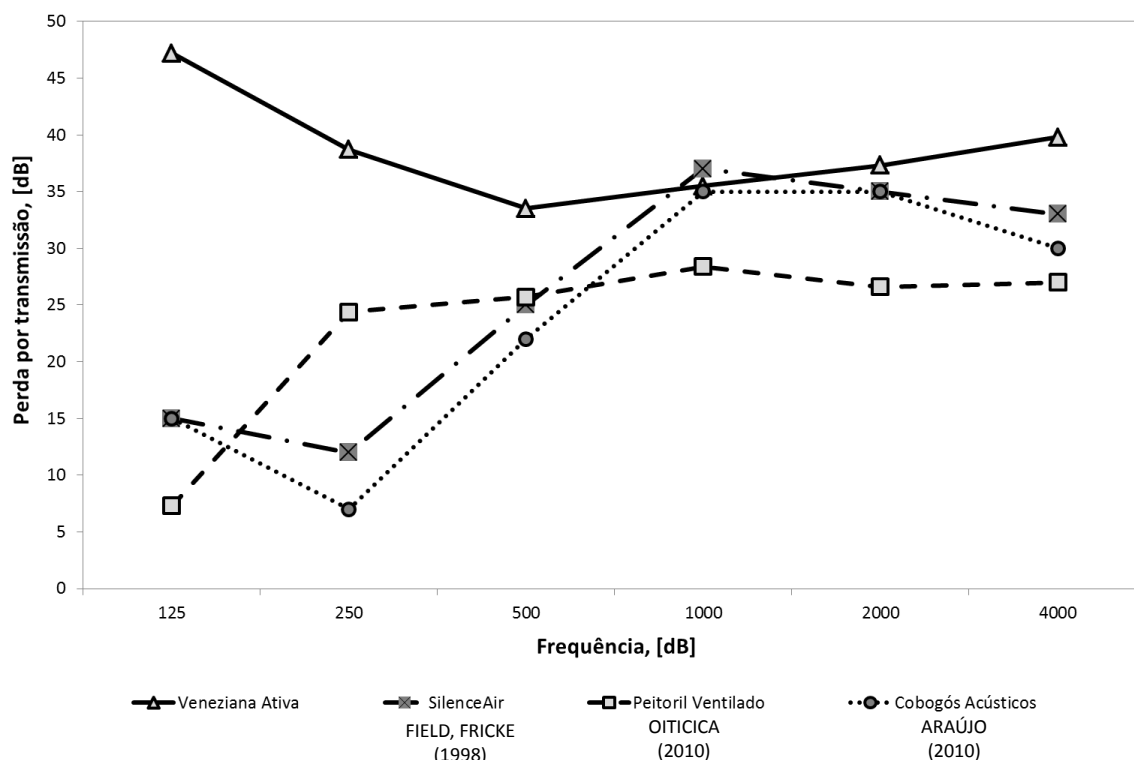


Figura 5.42 - Comparação da perda por transmissão de diferentes tecnologias de esquadrias ventiladas naturalmente

Para as frequências de 1000 e 2000 Hz, as venezianas ativas apresentam desempenho acústico próximo ao SilenceAir® e ao cobogó acústico. Esses dispositivos, no entanto, apresentam deficiência no desempenho acústico em baixas frequências, com destaque para a banda de 250 Hz, onde se observa perda por transmissão inferior a 15 dB.

De maneira distinta, o peitoril ventilado apresenta um incremento superior a 10 dB na perda por transmissão em 250 Hz, quando comparado ao SilenceAir® ou ao cobogó acústico, mas ainda 15 dB inferior ao desempenho das venezianas ativas nessa frequência. Evidencia-se assim a eficiência das técnicas de controle ativo de ruído utilizando atuadores piezelétricos para incremento da perda por transmissão, principalmente para frequências inferiores a 500 Hz.



Em termos de índice de redução sonora ponderado, as estimativas do desempenho acústico da veneziana ativa apresentam valor de 37 dB, superior a todas as demais tecnologias passivas de esquadrias ventiladas naturalmente, conforme apresentado na Fig. 5.43. Observam-se incrementos de cerca de 10 dB em relação ao cobogó acústico, peitoril ventilado e SilenceAir®, e um incremento de cerca de 15 dB em relação às venezianas acústicas passivas.

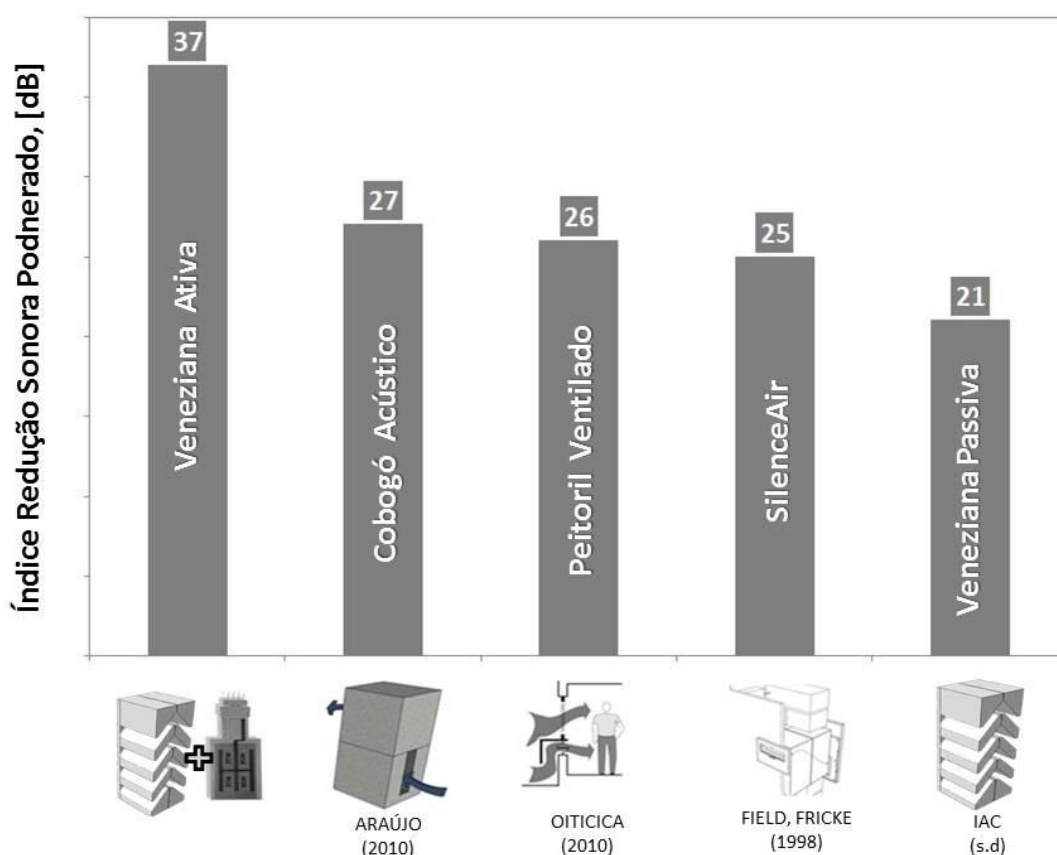


Figura 5.43 - Comparação do índice de redução sonora ponderado de diferentes tecnologias de esquadrias ventiladas naturalmente

É importante destacar ainda que esse desempenho acústico das venezianas ativas apresenta-se compatível para o atendimento das exigências de compatibilização do desempenho acústico e requisitos para ventilação natural em edificações previstos na NBR 15.575-4 (ABNT, 2013). Há que se considerar, entretanto, que à tecnologia das venezianas ativas está intrínseco o consumo de energia para ativação dos atuadores piezelétricos.

O consumo de energia para operação das venezianas acústicas ativas é função da densidade modal do controle, isto é, da frequência natural máxima que será objeto de controle ativo, bem como do número de atuadores. A potência máxima requerida para a configuração de veneziana acústica ativa com atuador único e múltiplo é apresentada na Fig. 5.44, em função da densidade modal de controle. Observa-se o incremento da potência com o aumento da frequência máxima de controle. Há que se ressaltar, entretanto, o baixo nível de potência requerido para a operação da configuração de lâminas com atuador único, independentemente da frequência de controle. Para essa configuração, o controle das frequências naturais de vibração da veneziana ativa inferiores a 500 Hz, observa-se potência requerida inferior a 5 W.

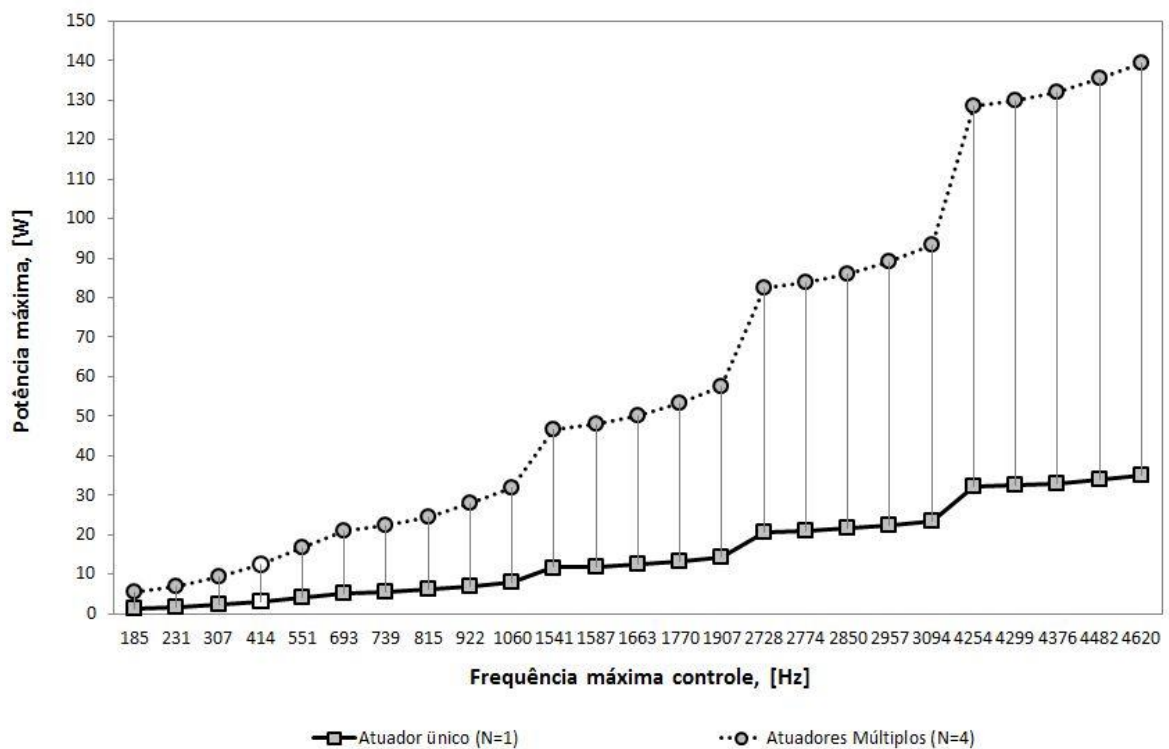


Figura 5.44 – Potência máxima requerida da veneziana acústica ativa

Mesmo quando necessária a configuração da veneziana ativa com atuadores múltiplos para fins de estabilidade do algoritmo de controle, ainda assim evidenciaram-se baixos requisitos de potência consumida para o controle de frequências abaixo de 500 Hz, inferior a 20 W, similar ao consumo de uma lâmpada. Entretanto, observa-se um incremento substancial de potência consumida para o controle ativo das altas frequências.

A relação entre os requisitos energéticos para operação da veneziana ativa e seu desempenho acústico em termos de índice de redução sonora ponderado é apresentada na Fig. 5.45. Para um dado valor de  $m$ , observa-se uma tendência de incremento do desempenho acústico quando se aumenta o valor de  $n$ . Entretanto, não se observam necessariamente melhorias no desempenho acústico com o incremento da densidade modal de controle. O controle ativo apenas das frequências inferiores a 500 Hz, isto é, modo de vibração (4,1), apresenta índice de redução sonora ponderado similar aos valores obtidos para o controle das frequências naturais até 4620 Hz, ou seja, modo de vibração (5,5).

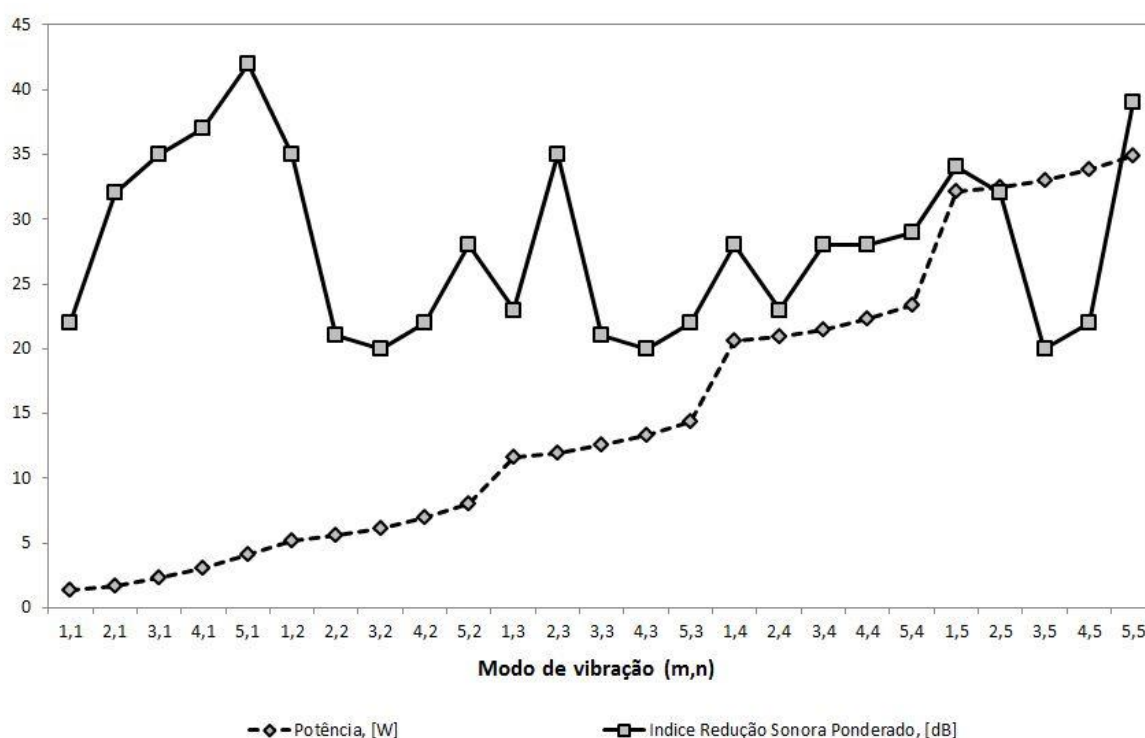


Figura 5.45 – Relação entre desempenho acústico e energético das venezianas ativas

Por outro lado, esse aumento da densidade modal de controle ativo, além de não contribuir para o aumento do desempenho acústico da veneziana ativa, contribui para o aumento do consumo de energia do dispositivo, já que temos potências cerca de 10 vezes superiores às observadas para controle apenas de frequências inferiores a 500 Hz. Sendo assim, requisitos acústicos e energéticos justificam a proposta das venezianas ativas como um dispositivo híbrido, isto é, controle ativo de ruído para frequências inferiores a 500 Hz e controle passivo utilizando materiais de absorção acústica para frequências entre 500 e 4000 Hz.

## 5.5 Conclusão

As simulações para validação do modelo analítico da veneziana passiva apresentaram boa concordância com os dados experimentais de fabricantes do dispositivo, permitindo a utilização deste modelo para comparação com o desempenho acústico das venezianas ativas, bem como para avaliação dos efeitos de parâmetros de projeto no incremento da perda por transmissão. Nesse caso, há que se destacar o estudo da influência da porosidade e da profundidade da veneziana passiva, uma vez que o modelo analítico da veneziana ativa utilizou o estudo das lâminas isoladamente.

O estudo analítico dos efeitos das dimensões das lâminas da veneziana ativa na sua perda por transmissão obtiveram resultados compatíveis com os resultados obtidos para nas simulações analíticas para conjunto de lâminas pela modelagem passiva do dispositivo, isto é, comprimento de 1 m, com largura de 0,3 m. A espessura das lâminas é um parâmetro de projeto das venezianas acústicas que apresenta efeitos observados com maior relevância no desempenho acústico das venezianas ativas, em detrimento as passivas. Os resultados indicam a necessidade da utilização de menores espessuras para o incremento da perda por transmissão da veneziana ativa, sendo adotado como referência o valor de 1 mm.

A especificação do número de atuadores piezelétricos e seu posicionamento nas lâminas da veneziana considera rotinas integradas de modelagem analítica e otimização numérica, visto que o acréscimo de massa e rigidez proporcionado pelos atuadores altera o desempenho acústico da veneziana ativa. As simulações não evidenciam melhorias no desempenho acústico com o aumento do número de atuadores, sendo os resultados similares obtidos para a configuração de um e quatro atuadores. A estabilidade do sistema de controle ativo sugere a necessidade de um atuador para cada modo de controle, devendo, portanto, esse resultado ser confirmado experimentalmente.

As simulações numéricas do desempenho do controle ativo aplicado a venezianas acústicas evidenciam melhor desempenho para frequências inferiores a 300 Hz, confirmando a hipótese da aplicabilidade desta técnica para incremento da perda por transmissão em baixas frequências. O aumento do consumo de energia para o controle ativo de ruído de modos de alta ordem, associado ao desempenho satisfatório do dispositivo passivo em altas frequências, confirmam a hipótese relativa à tecnologia híbrida proposta neste trabalho, isto é, lâminas com material de absorção acústica e atuadores piezelétricos, em detrimento a utilização apenas da técnica de controle ativo.

## CAPÍTULO VI

### CONCLUSÕES

A proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas insere-se no contexto da busca por alternativas de compatibilização das estratégias de ventilação natural com o conforto acústico em edificações, com vistas ao cumprimento das exigências dos usuários previstas em normas técnicas, incluindo-se ainda a demanda nacional por edificações energeticamente eficientes. Assim, a partir do procedimento desenvolvido para modelagem teórica da perda por transmissão de venezianas acústicas ativas, seguem algumas considerações finais:

*(a) Aplicabilidade de técnicas de controle ativo de ruído em edificações*

O levantamento do estado da arte de técnicas de controle ativo de ruído aplicado a edificações permitiu identificar diferentes abordagens que vêm sido desenvolvidas, com destaque para os sistemas de esquadrias. Nesse caso, observa-se uma demanda crescente da aplicação dessas técnicas de controle ativo em esquadrias ventiladas naturalmente, haja vista que as técnicas passivas têm se apresentado limitadas para solucionar essa questão. Entretanto, observa-se ainda uma tendência da utilização de alto-falantes como atuadores nos sistemas de controle ativo em edificações. Destaca-se assim a necessidade de ampliação da divulgação no setor da construção civil da aplicabilidade de estruturas adaptativas utilizando materiais inteligentes em soluções para controle de ruído, inclusive em esquadrias acústicas ventiladas.

*(b) Determinação de indicadores para isolamento acústico de esquadrias ventiladas*

A fundamentação teórica permitiu a compreensão dos indicadores de isolamento acústico aéreo e seus respectivos métodos de medição acústica com ênfase em esquadrias. De maneira distinta de materiais e sistemas construtivos convencionais, as esquadrias ventiladas apresentam especificidades para determinação do desempenho acústico com os métodos de medição de laboratório, utilizando câmaras reverberantes, haja vista o acoplamento acústico existente devido à porosidade acústica propiciada pelas aberturas para ventilação. Destaca-se, nesse sentido, a necessidade de aprimoramento dos métodos

de laboratório das normas técnicas para fins de certificação de desempenho acústico de esquadrias ventiladas. Assim, a modelagem teórica do desempenho acústico das venezianas acústicas ativas através de simulação acústica no Ansys® utilizou como referência métodos de medição acústica de campo, tal como o método HEVAC apresentado por Silva (1998), e as abordagens experimentais utilizadas por Araújo (2010) e Oiticica (2010).

*(c) Modelagem teórica das venezianas acústicas ativas*

A utilização de dados de desempenho acústico de venezianas acústicas possibilitou a validação da modelagem analítica e, conseqüentemente, a realização de análises de sensibilidade para compreensão dos fenômenos físicos envolvidos na atenuação acústica das venezianas passivas e suas interfaces com suas soluções construtivas em termos geométricos, bem como de materiais e sistemas construtivos. Já a modelagem analítica do comportamento das venezianas ativas permitiu a compreensão da dinâmica estrutural envolvida na aplicação de técnicas de controle ativo de ruído utilizando atuadores piezelétricos. A comparação entre resultados obtidos pelos modelos analíticos das venezianas passivas e ativas permitiu a inferência da eficiência da aplicação de técnicas de controle ativo de ruído para incremento da perda por transmissão em frequências inferiores a 500 Hz.

A simulação numérica utilizando pacotes comerciais de método dos elementos finitos apresentou-se como uma solução viável e eficaz para comparação dos resultados obtidos analiticamente para a perda por transmissão de venezianas ativas, haja vista a complexidade geométrica e operacional. Para tanto, a compreensão da formulação envolvida no método dos elementos finitos contribuiu para uma operação dos pacotes comerciais de forma mais consciente, respeitando-se as limitações e potencialidades da ferramenta. Assim, alternativamente à modelagem tridimensional das venezianas passivas utilizando elementos específicos para o atuador piezelétrico nas lâminas, a compreensão dos efeitos do acoplamento eletromecânico propiciado pelos atuadores piezelétricos fundamentou a modelagem numérica bidimensional das venezianas ativas através do modelo geométrico da veneziana passiva associada a rotinas de otimização representando o mecanismo de controle dos atuadores, mais especificamente, aplicação de força de bloqueio dos atuadores nas lâminas da veneziana. A comparação do modelo numérico com os modelos analíticos, seja das venezianas passivas ou das venezianas ativas, possibilitou sua validação utilizando métodos estatísticos. Conclui-se, assim, que o processo de modelagem teórica apresenta-se como uma importante etapa no processo de desenvolvimento de novas tecnologias para controle ativo de ruído, permitindo não só a

compreensão do comportamento acústico-estrutural, mas também a otimização do projeto dos futuros protótipos.

*(d) Otimização do projeto de venezianas acústicas ativas*

O procedimento de modelagem das venezianas acústicas ativas envolvendo processo de simulação utilizando métodos analíticos e numéricos associados a técnicas de otimização permitiu a definição de parâmetros ótimos para o projeto das venezianas ativas. Destacam-se, nesse sentido: modulação do sistema de lâminas com 1000 mm de largura, 300 mm de profundidade e espaçamento entre lâminas de 150 mm; lâminas da veneziana estruturadas em chapas de alumínio de 1,0 mm; atuador piezelétrico quadrado de 20 mm e espessura de 12  $\mu\text{m}$ , referência cerâmica comercial Midé Technology, posicionamento do atuador centralizado na lâmina ( $500 \pm 120$ ) mm; força máxima para bloqueio do atuador de amplitude de 0,5 N e voltagem de operação de 200 V.

*(e) Viabilidade de compatibilização do desempenho térmico, acústico e energético utilizando sistemas de controle ativo de ruído em esquadrias ventiladas naturalmente*

Os resultados teóricos para o desempenho acústico de venezianas ativas apresentam-se compatíveis para o atendimento das exigências de conforto acústico integrado às demandas de ventilação natural e eficiência energética de edificações, isto é, índice de redução sonora ponderado de 37 dB e potência máxima requerida de 15 W. Tendo em vista os resultados teóricos satisfatórios apresentados, as venezianas acústicas ativas já se encontram em processo de patente, conforme processo BR10 2012 002546.

*(f) Recomendações para trabalhos futuros*

Diante do estágio dos estudos realizados, apresentam-se algumas recomendações para a continuidade do desenvolvimento deste dispositivo:

- Desenvolvimento do protótipo das venezianas acústicas ativas para fins de experimentação do desempenho acústico utilizando diferentes materiais inteligentes, tais como pastilhas piezelétricas ou filmes PVDF.
- Modelagem teórica e experimental das venezianas ativas utilizando-se técnicas de controle passivo de vibrações, mais especificamente combinação de materiais piezelétricos com circuitos elétricos passivos (circuitos *shunt*).
- Estudo dos efeitos de diferentes configurações geométricas das lâminas da veneziana ativa na sua perda por transmissão e perda de carga.
- Otimização do posicionamento de atuadores múltiplos nas lâminas da veneziana ativa em relação aos eixos x e y, bem como da voltagem no atuador.

- Avaliação da influência das fontes de ruído internas no desempenho do controle ativo de ruído utilizando materiais inteligentes.
- Aplicação do método de modelagem de controle ativo utilizando materiais inteligentes para outros dispositivos de controle de ruído, incluindo-se outras tipologias de esquadrias acústica ventiladas.



## REFERÊNCIAS

ALDES, A. et. al. **Active acoustic attenuation device for use in a duct particularly for soundproofing ventilation and/or air-conditioning network**. HK 1015923 (A1), sep. 2000.

AN PEIDE, **Noise-reducing device for window**. CN 2791217 (Y), 28 jun. 2006.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, ASTM E413: **Classification for Rating Sound Insulation**, 2010.

ARAUJO, B. C. D. **Proposta de elemento vazado acústico**. (Tese de Doutorado). São Paulo: Universidade de São Paulo, 2010. 169 f.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 10.151**: Avaliação do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade. Rio de Janeiro, 2000.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 10.152**: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro, 1987.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 12.179**: Tratamento acústico em recintos fechados. Rio de Janeiro, 1992.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 15.575**: Edifícios habitacionais de até cinco pavimentos - Desempenho - Parte 4: Sistemas de vedações verticais externas e internas. Rio de Janeiro, 2013.

BAILEY, T.; HUBBARD, J. E. Distributed piezoelectric-polymer active vibration control of a cantilever beam. **Journal of Guidance, Control and Dynamics**, v. 8, p. 605-611. 1985.

BITTENCOURT, L. S. et. al. Influência do tipo de fechamento dos peitoris ventilados na velocidade e distribuição da velocidade natural em salas de aula. In: IX Encontro Nacional e V Latino Americano de Conforto no Ambiente Construído – ENCAC 2007. Ouro Preto, Brasil. **Anais...** Ouro Preto, Brasil, 2007.

BRASIL. **Código de Proteção e Defesa do Consumidor** (1990). Código de proteção e defesa do consumidor e legislação correlata. Brasília: Senado Federal, Subsecretaria de Edições Técnicas, 2003. 115 p.

\_\_\_\_\_. **Constituição (1988)**. Constituição da República Federativa do Brasil: promulgada em 5 de outubro de 1988. Contém as emendas constitucionais posteriores. Brasília, DF: Senado, 1988.

\_\_\_\_\_. **Diretrizes para Avaliação Técnica de Produtos: Diretriz SINAT nº 002**. Brasília: Ministério das Cidades, Secretaria Nacional de Habitação, 2012. 46 p.

\_\_\_\_\_. **Lei nº. 10.295, de 17 de outubro de 2001**. Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia. Lex: Diário Oficial da União, Brasília, 2001 a.

\_\_\_\_\_. **Decreto n. 4.059, de 19 de dezembro de 2001**. Regulamenta a Lei no 10.295, de 17 de outubro de 2001, que dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia, e dá outras providências. Lex: Diário Oficial da União, Brasília, 2001 b.

\_\_\_\_\_. Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior. Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO). **Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C)**. Brasília, DF, 2010.

BRENNAN, M. C.; MCGOWAN, A. M. R. **Piezoelectric Power Requirements for Active Vibration Control**. Disponível em: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20040110251.pdf>. Acesso em: 22 fev. 2013.

CARNEAL, J. P.; FULLER, C. R. An analytical and experimental investigation of active structural acoustic control of noise transmission through double panel systems. **Journal of Sound and Vibration**, v. 272, p. 749-771, 2004.

CHANG, Y.; LIANG, S. YI, C. **Acoustic shield, has sensor, computer or programmable logic controller and current acoustic insulation device connected with each other, and muffler provided at wind inlet, where size of opening of muffler is controllable**, CN 101635144-A, sep. 2008/jan. 2010.

CLARK, R. L.; FULLER, C. R. Modal sensing of efficient acoustic radiators with polyvinylidene fluoride distributed sensors in active structural acoustic control approaches. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 91, p. 3321-3329, 1992.

CRAWLEY, R. L.; DE LUIS, J. Use of piezoelectric actuators as element of intelligent structures. **Journal of American Institute of Aeronautics and Astronautics**, v. 25, p. 1373-1385, 1987.

CONOVER, W. B. Fighting noise with noise. **Noise Control**, v. 2, p. 78-82, 1956.

DIMITRIADIS, E. K.; FULLER, C. R.; ROGERS, C. A. Piezoelectric actuators for distributed noise and vibration excitation of thin plates. In: **Biennial conference on failure prevent and reliability**, 8<sup>th</sup>, Montreal, Quebec, Canadá, p. 223-233, 1989.

DONADON, L. V. **Análise teórica e experimental de estratégias de controle ativo de ruído.** (Tese de Doutorado). Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2002, 260 f.

DIESEL, F. N. Fundamentos teóricos de análise acústica. **ESSS**, 16/12/2009. Disponível em: <http://www.esss.com.br/blog/pt/2009/12/fundamentos-teoricos-e-numericos-da-analise-acustica/>. Acesso em: 23 set. 2011.

ELLIOT, S. J.; NELSON, P. A. Active noise control. **IEEE Signal Processing Magazine**, October, 1993.

FARSHAD, M.; ROUX, L. M. A new active noise abatement barrier system. **Polymer Testing**, v. 23, p. 855–860, 2004.

FIELD, C. D.; FRICKE, F. R. Theory and applications of quarter-wave resonators: a prelude to their use for attenuating noise entering buildings through ventilation openings. **Applied Acoustics**, v. 53, n. 1-3, p. 117-132, 1998.

FULLER, C. R.; HANSEN, C. H.; SNYDER, S. D. Active noise control of sound radiation from a vibrating rectangular panel by sound sources and vibration inputs: An experimental comparison. **Journal of Sound and Vibration**, v. 145 (2), p. 195-215, 1991.

GERGES, S. N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle.** Florianópolis: S.N.Y. Gerges, 2000. 696 p.

HAMMAD, R. N. S.; GIBBS, B. M. The acoustic performance of building façades in hot climates: Part 1 – Courtyards. **Applied Acoustics**, v. 16, p. 121-137, 1982.

HANSEN, C. H. **Understanding Active Noise Cancelation.** New York: Taylor & Francis Group, 2003.

HEATING, VENTILATING AND AIR CONDITIONING MANUFACTURERS. **Guide Test Procedure for Acoustic Louvres**, Issue 1. HEVAC Association Acoustic Group, Issue, [19\_ \_?]

HOLANDA, R. V. **Uma metodologia de atenuação de ruído transmitido por lajes utilizando absorvedores dinâmicos de vibração.** (Tese de Doutorado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.

HU, S.; RAJAMANI, R.; YU, X. Directional cancellation of acoustic noise for home window applications. **Applied Acoustics**, v. 74, p. 467-477, 2013.

HUANG, H.; QIU, X.; KANG, J. Active noise attenuation in ventilation windows. **Journal of Acoustical Society of America**, v. 130, p. 176-88, 2011.

IAC, ACOUSTIC LOUVRES PRODUCT DATASHEET. **IAC Acoustics**, [s.d]. 2 f. Catalog. Disponível em: <<http://www.iac-acoustics.com/uk/>>. Acesso em: 1º fev. 2013.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, **ISO 10.140**: Laboratory Measurements of sound insulation of building elements – Parte 1: Measurements of airborne sound insulation of building elements, 2010. 13 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, **ISO 717**: Acoustics. Rating of sound insulation in buildings and of building elements. Part 1 - Airborne sound insulation, 1996. 15 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, **ISO 15.186**: Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity. Part 1: Laboratory measurements, 2000. 14 p.

JAKOB, A.; MOSER, M. Active control of double-glazed windows: Feedback control. **Applied Acoustics**, v. 64, p. 183-196, 2003.

KWON, B.; PARK, Y. Interior noise control with an active window system. **Applied Acoustics**, v. 74, p. 647–652, 2013.

KUO, S. M.; MORGAN, D. R. Active noise control: a tutorial review. **IEEE Proceedings**, v. 87, n. 6, 1999.

LEO, D. **Engineering analysis of smart material systems**. Canadá: John Wiley & Sons, 2007.

LLINARES, G.; LLOPIS, R. A.; SANCHO, J. V. **Acústica arquitectónica y urbanística**. Valência: Universidade Politécnica de Valência, 1996.

LUEG, P. **Process of Silencing Sound Oscillations**, US 2.043.416, jun., 1936.

LYONS, R. **Building Elements of low sound insertion loss**. (PhD Thesis). University of Liverpool, London, 1993.

MATHEUS, C. J. Dispositivo de ventilação e sistema de esquadria. **Silence Air International**, PI 0510741-5A, 9 mai. 2005, 20 nov. 2007.

MIDÉ TECHNOLOGY. **Quickpack products: material properties & spec. sheet**. Midé Technology, [s.d]. 9 f. Catalog. Disponível em: < <http://www.mide.com/>>. Acesso em: 4 fev. 2013.

MIRANDA, J. G. O. **Controle ativo de ruído em dutos: otimização do posicionamento de sensores receptores**. 166 f. (Dissertação de Mestrado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2013.

MONTGOMERY, D. C. **Design and Analysis of Experiments**. 5<sup>th</sup> ed. New York: John Wiley & Sons, 2001.

MUNJAL, M. L. **Acoustic of ducts and mufflers: with applications to exhaust and ventilation system design**. India: John Wiley & Sons, 1987. 328p.

NATICCHIA, B.; CARBONARI, A. Feasibility analysis of an active technology to improve acoustic comfort in buildings. **Building and Environment**, v. 42 p. 2785–2796, 2007.

NISHIDA, P. P. **Estruturas Inteligentes Aplicadas ao Controle Ativo de Ruído de Alta Ordem em Dutos**. 110 f. (Dissertação de Mestrado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.

NUNES, M. A. A. **Utilização de síntese modal de componentes e particionamento axial de dutos para controle dos modos acústicos de alta ordem**. 222 f. (Tese de Doutorado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2009.

OITICICA, M. L. G. R. **Desempenho acústico de diferentes tipologias de peitoril ventilado**. 259 f. (Tese de Doutorado). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

OLDHAM, D. J.; MOHSEN, E. A. The acoustical performance of self protecting building. **Journal of Sound and Vibration**, v. 65 (4), p. 55-81, 1979.

OLIVEIRA, E. L. **Controle ativo de ruído aplicado a dutos com propagação de modos acústicos de alta ordem via particionamento axial**. 152 f. (Tese de Doutorado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.

OLSON, H. F.; MAY, F. G. Electronic Sound Absorber. **Journal of the Acoustic Society of America**, v. 25, p. 1130-1136, 1953.

SALIS, M. H. F.; OLDAHAM, D. J.; SHARPLES, S. Noise control strategies for naturally ventilated building. **Building and Environment**, v. 37, p. 471-484, 2002.

SANTANA, D. C. **Controle ativo de ruído empregando placas retangulares com atuadores piezoelétricos distribuídos**. 197 f. (Dissertação de Mestrado). Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2002.

SILVA, E. B. V. **Evaluation of the acoustical performance of Louvre by impulse response analysis**. 236 f. (PhD Thesis). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

TARABINI, M.; ROURE, A. Modeling of influencing parameters in active noise control on an enclosure wall. **Journal of Sound and Vibration**, v. 311, p. 1325-1339, 2008.

TEK. Acoustic Louvres. **Tek Ltd**, [s.d]. 4 f. Catalogue. Disponível em: <<http://www.tek-ltd.com/>>. Acesso em: 1º fev. 2013.

TENEMBAUM, R.; CAMILO, T. S. **Método Híbrido para Simulação Numérica de Acústica de Salas: Teoria, Implantação Computacional e Validação Experimental**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, p. 26-40. 2004.

TROX. Acoustic Louvres. **Trox Technick**, [s.d], 8 f. Catalog. Disponível em: <<http://www.trox.hu/hu/>>. Acesso em: 1º fev. 2013.

VIEGAS, M. N. **Arquitetura e acústica bioclimática: estudo de fachadas visando ao controle de ruído urbano e conforto térmico nas edificações em clima quente e úmido**. 441 f. (Tese de Doutorado). Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

VIVEIROS, E. B.; GIBBS, B. M. An image model for predicting the field performance of acoustic louvres from impulse measurements. **Applied Acoustics**, v. 64, p. 713-730, 2003.

UZAN D. **Passive acoustic absorber device also absorbing low frequencies**. FR 2540912 (A2), aug. 1984.

WANG, B. T.; FULLER, C. R.; DIMITRIADIS, E. K. Active control of noise transmission through rectangular plates using multiple piezoelectric or point force actuators. **Journal of Acoustical Society of America**, v. 90, p. 2820-2830, 1991.

ZHU, H. et. al. Active control of glass panels for reduction of sound transmission through windows. **Mechatronic**, v. 14, p. 805–819, 2004.

**ANEXO**



03/02/2012 014120000249  
16:15 DEMG

BR 10 2012 002546 9

Espaço reservado ao protocolo

Espaço para etiqueta

**DEPÓSITO DE PEDIDO DE PATENTE OU DE CERTIFICADO DE ADIÇÃO****Ao Instituto Nacional da Propriedade Industrial:**

O requerente solicita a concessão de um privilégio na natureza e nas condições abaixo indicadas

**1. Depositante (71):**

- 1.1 Nome: UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
1.2 Qualificação: INSTITUIÇÃO PÚBLICA DE ENSINO OU PESQUISA  
1.3 CNPJ/CPF: 25648387-0001/18  
1.4 Endereço Completo: Av. João Naves de Ávila 2121, Reitoria, Uberlândia - MG  
1.5 CEP: 38408-100 1.6 Telefone: 34 3239-4978 1.7 Fax: 34 3239-4977  
1.8 E-mail: diretoria@intelecto.ufu.br

☒ continua em folha anexa**2. Natureza:** ☒ Invenção ☐ Modelo de Utilidade ☐ Certificado de Adição

Escreva, obrigatoriamente, e por extenso, a Natureza desejada: PATENTE DE INVENÇÃO

**3. Título da Invenção ou Modelo de Utilidade ou Certificado de Adição(54):**

"VENEZIANAS ACÚSTICAS ADAPTATIVAS"

☐ continua em folha anexa**4. Pedido de Divisão:** do pedido Nº Data de Depósito:**5. Prioridade:** ☐ interna ☐ unionista

O depositante reivindica a(s) seguinte(s):

País ou organização de origem	Número de depósito	Data do depósito

**6. Inventor (72):**☐ Assinale aqui se o(s) mesmo(s) requer(em) a não divulgação de seu(s) nome(s)

- 6.1 Nome: MARCUS ANTÔNIO VIANA DUARTE  
6.2 Qualificação: PROFESSOR/UFU 6.3 CPF: 481.088.986-68  
6.4 Endereço completo: Rua Maria Doria Cunha 99 apto 501  
6.5 CEP: 6.6 Telefone: 34 9106-8046 6.7 Fax:  
6.8 E-Mail: mvduarte@mecanica.ufu.br

☒ continua em folha anexa



7. **Declaração na forma do item 3.2 do Ato Normativo nº 127/97:**

☐ 7.1 Declaro que os dados fornecidos no presente formulário são idênticos ao da certidão de depósito ou documento equivalente do pedido cuja prioridade está sendo reivindicada.

☐ em anexo

8. **Declaração de divulgação anterior não prejudicial:** (Período de Graça):  
(art. 12 da LPI e item 2 do AN nº 127/97)

☐ em anexo

9. **Procurador (74)**

9.1 Nome:

9.2 CNPJ/CPF:

9.3 API/OAB:

9.4 Endereço completo:

9.5 CEP:

9.6 Telefone:

9.7 Fax:

9.8 E-Mail:

10. **Listagem de sequências Biológicas** (documentos anexados) (se houver):

- ☐ Listagem de sequências em arquivo eletrônico: n° de CDs ou DVDs (original e cópia).  
☐ Código de controle alfanumérico no formato de código de barras: fl.  
☐ Listagem de sequências em formato impresso: fls.  
☐ Declaração de acordo com o artigo da Resolução INPI nº 228/09: fls.

11. **Documentos anexados** (assinale e indique também o número de folhas):  
(Deverá ser indicado o n° total de somente uma das vias de cada documento)

<input checked="" type="checkbox"/>	11.1 Guia de Recolhimento	2 fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.5 Relatório descritivo	6 fls.
<input checked="" type="checkbox"/>	11.2 Procuração	1 fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.6 Reivindicações	1 fls.
<input type="checkbox"/>	11.3 Documentos de Prioridade	fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.7 Desenhos	3 fls.
<input type="checkbox"/>	11.4 Doc. de contrato de trabalho	fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.8 Resumo	1 fls.
<input checked="" type="checkbox"/>	11.9 Outros que não aqueles definidos no campo 11 (especificar) Anexo I, Portaria UFU e Declaração Inventor.				4 fls.

12. **Total de folhas anexadas (referentes aos campos 10 e 11):** 18 fls.

13. **Declaro, sob penas da Lei, que todas as informações acima prestadas são completas e verdadeiras.**

Uberlândia, 02 de fevereiro de 2012

Local e Data

Universidade Federal de Uberlândia  
Prof. Darzén Alves de Andrade  
Reitor em Exercício

Assinatura e Carimbo

**Anexo 1****(Referente aos itens marcados do Formulário 1.01)****1. Depositante (71):**

1.1 Nome: **FUNDAÇÃO DE AMPARO À PESQUISA DO ESTADO DE MINAS GERAIS - FAPEMIG**

1.2 CNPJ/CPF: **21.949.888/0001-83**

1.3 Endereço Completo: **RUA RAUL POMPÉIA, 101, BAIRRO SÃO PEDRO, BELO HORIZONTE - MG.**

1.4 CEP: **30330-080**

1.5 Telefone: **(31) 3280-2127**

1.6 FAX: **(31) 3280-2160**

1.7 E-mail: **[gpi@fapemig.br](mailto:gpi@fapemig.br)**

---

**3. Título da Invenção:**

**""VENEZIANAS ACÚSTICAS ADAPTATIVAS""**

---

**6. Inventor (72)**

6.1. Nome: **MARCELA ALVARES MACIEL**

6.2. Qualificação: **ALUNA DE DOUTORADO/UFU**

6.3. CPF: **049.594.656-70**

6.4. Endereço completo: **AV. CESAR FINOTTI 118 APTO 09, UBERLÂNDIA - MG**

6.5 CEP:

6.6 Telefone: **(34) 9289-0190**

6.7 Fax: (34)

6.8 E-mail: **[marcela.alvares.maciел@hotmail.com](mailto:marcela.alvares.maciел@hotmail.com)**

---