

**GIOVANNI BRATTI**

**DETERMINAÇÃO DO  
AMORTECIMENTO DE PAINEL  
AERONÁUTICO COM MATERIAL  
VISCOELÁSTICO**

**FLORIANÓPOLIS**

**2011**



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

**DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO DE PAINEL  
AERONÁUTICO COM MATERIAL VISCOELÁSTICO**

Dissertação submetida à  
Universidade Federal de Santa Catarina  
como parte dos requisitos para a  
obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

**GIOVANNI BRATTI**

Florianópolis, Setembro de 2011

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

B824d Bratti, Giovanni

Determinação do amortecimento de painel aeronáutico com material viscoelástico [dissertação] / Giovanni Bratti ; orientador, Arcanjo Lenzi. - Florianópolis, SC, 2011.  
140 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Materiais viscoelásticos. 3. Amortecimento - (Mecânica). 4. Método dos elementos finitos. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

# **DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO DE PAINEL AERONÁUTICO COM MATERIAL VISCOELÁSTICO**

**GIOVANNI BRATTI**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, Área de concentração Vibrações e Acústica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

---

Arcanjo Lenzi, Ph.D.  
Orientador

---

Júlio Cordioli, Dr. Eng.  
Co-orientador

---

Julio César Passos, Dr.  
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

---

Arcanjo Lenzi, Ph.D.  
Presidente

---

Roberto Jordan, Dr. Eng.

---

Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.

---

Renato Barbieri, Dr. Eng.



*Dedico este trabalho à minha família e em especial à minha noiva, meus pais e meus irmãos.*



## AGRADECIMENTOS

A Deus, por todas as coisas ruins e boas que já me aconteceram, por sempre me segurar em suas mãos, pelo sopro de vida, por tudo.

À minha abençoada e maravilhosa noiva, Morgana Zanelato Nunes, futura esposa (se Deus quiser), pelo amor, carinho, amizade, desentendimentos, compreensão no decorrer desta caminhada, gargalhadas, alegrias e tristezas e por aí vai.

À minha querida e melhor mãe do mundo, Luzia Vieira, que sempre me apoiou, ensinou, acreditou e acredita no meu sucesso, dando sempre as condições que precisei: amor e carinho.

Ao meu querido e preocupado pai, Valdez Goulart Bratti e a Ivone Marcino, que Deus sempre os trazem pertinho de mim; sou muito grato e os amo.

Aos meus irmãos: José Paulo dos Santos Dedi), Sérgio dos Santos (Au), Vitor dos Santos (Vito), Marcos dos Santos (Maco), Grazzianno Bratti (Nano), Bruno Bratti (Grilo), por sempre estarmos unidos na alegria e na tristeza.

Às minhas cunhadas e sobrinhas: Gabi, Carol e Heleninha e sobrinhos: Davi, João e João e todos os meus outros familiares: tios(as), primos(as), avô(ó), sogro(a), e por aí vai também..., por fazerem parte de minha família e me apoiarem.

Aos meus irmãos em Cristo, pela caminhada à vida eterna.

À CAPES e à EMBRAER, pelo apoio financeiro.

Ao meu orientador e amigo Prof. Arcanjo Lenzi que propôs este trabalho e de quem tive sempre todo o apoio e ajuda necessária.

Ao Prof. Júlio A. Cordioli pela orientação, amizade, e pelos desentendimentos e entendimentos que muito me ajudou durante esta jornada.

Aos professores do POSMEC pela qualidade de ensino.

Ao Augusto Medeiros (Achmed), Murilo Ferreira Santos (filho do seu Beto) e ao Prof. Roberto Jordan, pela colaboração, disposição e envolvimento neste trabalho.

Aos meus amigos e companheiros do LVA e tantos outros espalhados por aí a fora, pelas inúmeras ajudas e pela amizade.

À Dona Lurdes e ao Seu João, pela acomodação e amizade durante esta jornada.



*“A ciência humana de maneira nenhuma nega a existência de Deus. Quando considero quantas e quão maravilhosas coisas o homem compreende, pesquisa e consegue realizar, então reconheço claramente que o espírito humano é obra de Deus, e a mais notável.”*  
(Galileu Galilei)



Resumo da Dissertação apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

## **DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO DE PAINEL AERONÁUTICO COM MATERIAL VISCOELÁSTICO**

**Giovanni Bratti**

Setembro / 2011

Orientador: Arcanjo Lenzi, Ph.D..

Área de Concentração: Vibrações e Acústica.

Palavras-chave: Material viscoelástico. Fator de perda. Estruturas periódicas.

Número de Páginas: 140

A pesquisa apresentada nesta dissertação é voltada para problemas de determinação do amortecimento de estruturas mecânicas, especialmente em painéis de fuselagem e placas reforçadas, com tratamento de amortecimento através de materiais viscoelásticos. Para que sejam realizados projetos eficientes e/ou otimização de estruturas, as propriedades dinâmicas de cada componente, tal como o amortecimento, necessitam ser bem conhecidas. Nesta pesquisa, métodos comumente usados para a determinação do fator de perda de estruturas são revisados. Tendo como objeto de estudo um painel reforçado (modelo de uma fuselagem), análises numéricas e experimentais são conduzidas para estimar o amortecimento, na qual, materiais viscoelásticos são aplicados em diferentes formas geométricas. Devido à complexidade da interação dinâmica dos componentes do sistema e o interesse em avaliar configurações diferentes de materiais viscoelásticos, a determinação do amortecimento por experimentos ou análises numéricas geralmente não é tão prática. Assim, uma técnica que combina o Método de Elementos Finitos (FEM) e a Teoria de Estruturas Periódicas é usada para prever o fator de perda do painel com e sem material viscoelástico aplicado, baseado no fator de perda associado a cada componente (reforçadores, placa e material viscoelástico). Os resultados obtidos por esta técnica são validados experimentalmente por dois métodos, o método da potência de entrada e o método do decaimento da resposta impulsiva. Os resultados e conclusões, relacionados ao final do trabalho, lançam luzes sobre a representatividade dos fatores de perda estimados numericamente quando comparados com aqueles obtidos experimentalmente. Sugestões de estudos futuros são dadas.



Abstract of Dissertation presented to UFSC as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Mechanical Engineering.

## **DETERMINING THE LOSS FACTOR OF FUSELAGE PANEL WITH VISCOELASTIC MATERIAL**

**Giovanni Bratti**

Set / 2011

Advisor: Arcanjo Lenzi, Ph.D..

Area of Concentration: Acoustic and Vibration.

Keywords: Viscoelastic material. Damping loss factor. Periodic structures.

Number of pages: 140

The research presented in this thesis is devoted to the problems of damping estimation in engineering structures, especially fuselage panels and reinforced plates, with damping treatments of viscoelastic materials. In structural design and/or optimization of structures, the dynamics properties of each component, like the damping loss factor, need to be well known. In this research, currently-used methods to determine the damping loss factor are reviewed. Having a reinforced panel (model of fuselage panel) as the object of study, numerical and experimental analyses are done to estimate the damping loss factor, where viscoelastic materials are applied in some shapes. Due to the complexity of dynamic interaction of the system components and the interest in evaluating many different configurations of damping treatments, usually the determination of the damping loss factor by experiments or numerical analyses is not so practical. So, a technique that combines the Finite Element method and the Periodic Structure Theory, is used to predict the damping loss factor of a fuselage panel with and without viscoelastic materials based on the loss factor associated with each component of the panel (reinforcer, skin, viscoelastic material). The results obtained by this technique are experimentally validated by two methods, the power input method and the impulse response decay method. The results and conclusions, related at the end of the thesis, highlight the representativity of the numerical estimation of the damping loss factor compared with those obtained by experiments. Suggestion of future research are given.



## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivos . . . . .	2
1.2	Organização do Trabalho . . . . .	3
2	MATERIAIS VISCOELÁSTICOS.....	5
2.1	Definição dos Materiais Viscoelásticos . . . . .	5
2.2	Representações Analíticas dos Materiais Viscoelásticos . . . . .	5
2.2.1	Modelo de Maxwell . . . . .	6
2.2.2	Modelo de Voigt . . . . .	7
2.2.3	Modelo Linear Padrão . . . . .	8
2.2.4	Modelo Linear Padrão Generalizado . . . . .	8
2.2.5	Modelo via Derivadas Fracionárias . . . . .	8
2.2.6	Módulo Complexo . . . . .	9
2.3	Efeitos da Temperatura e Frequência nas Propriedades . . . . .	11
2.3.1	Efeitos da Temperatura . . . . .	12
2.3.2	Efeitos da Frequência . . . . .	13
2.3.3	Superposição Temperatura–Frequência . . . . .	14
2.4	Determinação das Propriedades Dinâmicas . . . . .	16
3	MÉTODOS EXPERIMENTAIS PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE PERDA.....	19
3.1	Método da Potência de Entrada . . . . .	20
3.2	Métodos Baseados no Decaimento da Resposta . . . . .	22
3.2.1	Método do Tempo de Decaimento . . . . .	22
3.2.2	Método do Decaimento da Resposta Impulsiva - IRDM . . . . .	23
3.3	Método da Banda de Meia Potência . . . . .	26
4	MÉTODOS NUMÉRICOS PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE PERDA.....	29
4.1	Representação de Material Viscoelástico em FEM . . . . .	29
4.2	Teoria de Estruturas Periódicas . . . . .	32
4.3	Cálculo do Fator de Perda via Teoria de Estruturas Periódicas . . . . .	41
4.3.1	Abordagem Ondulatória . . . . .	42
4.3.2	Abordagem Modal . . . . .	43
5	METODOLOGIA EMPREGADA.....	47
5.1	Estrutura Base . . . . .	47

5.2	Caracterização do Material Viscoelástico . . . . .	51
5.2.1	ASTM E756 . . . . .	51
5.2.2	Via ajuste de Modelos Numéricos . . . . .	60
5.3	Determinação Experimental dos Fatores de Perda do Painel Aeronáutico . . . . .	63
5.3.1	Procedimento Experimental . . . . .	64
5.3.2	Cálculo via PIM . . . . .	66
5.3.3	Cálculo via IRDM . . . . .	68
5.4	Determinação Numérica dos Fatores de Perda do Painel . . . . .	69
5.4.1	Procedimento utilizando o PIM, IRDM e FEM . . . . .	71
5.4.2	Procedimento usando a Teoria de Estruturas Periódicas . . . . .	75
6	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS . . . . .	79
6.1	Método da Potência de Entrada . . . . .	79
6.1.1	Resultados Experimentais . . . . .	79
6.1.2	Resultados Numéricos . . . . .	84
6.2	Método do Decaimento da Resposta Impulsiva . . . . .	88
6.2.1	Resultados Experimentais . . . . .	88
6.2.2	Resultados Numéricos . . . . .	92
6.3	Teoria de Estruturas Periódicas . . . . .	95
6.4	Corroboração dos Resultados Numérico-Experimentais . . . . .	97
6.4.1	Validação do Fator de Perda Experimental . . . . .	97
6.4.2	Validação dos Resultados obtidos via Estruturas Periódicas . . . . .	99
7	CONCLUSÕES . . . . .	107
	Apêndice A – Notas sobre a norma ASTM E 756-05 . . . . .	117
	A.1 Preparação da Amostra . . . . .	117
	A.2 Procedimento Experimental . . . . .	119
	A.3 Cálculo das propriedades . . . . .	122
	Apêndice B – Modelagem de Materiais Viscoelásticos em FEM . . . . .	127
	Anexo A – Dimensões do Painel de Fuselagem . . . . .	131
	Anexo B – Especificações dos Transdutores sem Contato . . . . .	137
	Anexo C – Publicações Resultantes desta Pesquisa . . . . .	139

## LISTA DE FIGURAS

2.1	Modelos clássicos de comportamento de viscoelásticos. . . .	7
2.2	Espectro de resposta de uma viga em função da temperatura	11
2.3	Módulo de Young e fator de perda em função da temperatura.	12
2.4	Módulo de Young e fator de perda em função da frequência.	13
2.5	Módulo de Young e fator de perda vs. temperatura e frequência.	14
2.6	Ilustração do nomograma de frequência reduzida. . . . .	15
2.7	Tipos de amostras estabelecidas pela norma ASTM E-756. .	17
2.8	Aparato de medição pelo método da viga vibrante. . . . .	18
3.1	Decaimento livre da resposta de um painel honeycomb. . . .	24
3.2	Fluxo Esquemático de medição do MLS. . . . .	25
3.3	Ilustração da aplicação da integral de Schroeder. . . . .	26
3.4	Ilustração do método da banda de meia potência. . . . .	27
4.1	Estrutura sanduíche usando elementos de placa 2D e sólido 3D.	31
4.2	Modelo sanduíche usando conexões rígidas. . . . .	32
4.3	Constantes de atenuação e de fase para uma viga periódica. .	34
4.4	Ilustração de um elemento periódico bi-dimensional. . . . .	36
4.5	Superfície de constante de fase para uma placa periódica. . .	38
4.6	Dois modos de vibração de um painel reforçado. . . . .	39
5.1	Painel de fuselagem sem material viscoelástico aplicado. . .	48
5.2	Ilustração do material viscoelástico empregado. . . . .	49
5.3	Fuselagem com viscoelástico aplicado na forma losangular. .	49
5.4	Fuselagem com material viscoelástico na forma visco-faixa.	50
5.5	Fuselagem com viscoelástico aplicado na forma meia-faixa.	50
5.6	Transdutor magnético B&K MM0002. . . . .	52
5.7	Transdutor MOTION SENSORS PC55-18E. . . . .	53
5.8	Montagem da viga Oberst com o SD40 ao sistema de engaste.	53
5.9	Câmara de temperatura controlada. . . . .	54
5.10	FRF da viga Oberst com e sem material viscoelástico. . . . .	55
5.11	Propriedades do SD40 caracterizadas no LVA vs. fabricante.	56
5.12	Comparação das FRFs experimentais e numéricas para o SD40.	58
5.13	Viga com o material ADC006 aplicado. . . . .	59
5.14	Comparação das FRFs experimentais e numérica para ADC006.	60
5.15	Propriedades SD40 via ajuste de modelos, ASTM e fabricante.	62
5.16	Comparação das FRF experimentais e numérica para ADC006	63
5.17	Aparato experimental de medição das FRFs do painel. . . .	64
5.18	Criação do vetor contendo parte da FRF na banda de 500Hz.	69
5.19	Espelhamento da FRF filtrada e obtenção da resposta impulsiva.	70

5.20	Modelo do painel em FEM com o visco losango. . . . .	71
5.21	Modelo do painel em FEM com o visco faixa. . . . .	72
5.22	Modelo do painel em FEM com o visco meia-faixa. . . . .	72
5.23	Modelo do painel em FEM sem material viscoelástico. . . . .	73
5.24	Fator de perda para as regiões com viscoelástico nos modelos. . . . .	74
5.25	Delimitações das regiões do painel adotadas como periódicas. . . . .	76
5.26	Modelo em FEM da célula com visco losango. . . . .	77
5.27	Modelo em FEM da célula com visco faixa. . . . .	77
5.28	Modelo em FEM da célula com visco meia-faixa. . . . .	78
5.29	Modelo em FEM da célula sem material viscoelástico. . . . .	78
6.1	Inertância pontual do painel para diferentes configurações. . . . .	80
6.2	Resultados experimentais, via PIM, para o painel sem visco. . . . .	81
6.3	Resultados experimentais, via PIM, para o painel com visco meia-faixa. . . . .	81
6.4	Resultados experimentais, via PIM, para o painel com visco faixa. . . . .	82
6.5	Resultados experimentais, via PIM, para o painel com visco losango. . . . .	82
6.6	Resultados experimentais dos fatores de perda obtidos via PIM. . . . .	83
6.7	Inertância pontual numérica e experimental do painel. . . . .	84
6.8	Resultados numéricos, via PIM, para o painel sem visco. . . . .	85
6.9	Resultados numéricos, via PIM, para o painel com visco meia-faixa. . . . .	86
6.10	Resultados numéricos, via PIM, para o painel com visco faixa. . . . .	86
6.11	Resultados numéricos, via PIM, para o painel com visco lo- sango. . . . .	87
6.12	Resultados de fatores de perda calculados via PIM para os modelos do painel reforçado. . . . .	88
6.13	Resposta impulsiva experimental do painel com visco meia- faixa. . . . .	89
6.14	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel sem material viscoelástico. . . . .	90
6.15	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração meia-faixa. . . . .	90
6.16	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração faixa. . . . .	91
6.17	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração losango. . . . .	91
6.18	Comparação dos resultados experimentais dos fatores de perda do painel calculados via IRDM. . . . .	92

6.19	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel sem material viscoelástico. . . . .	93
6.20	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel na configuração meia-faixa. . . . .	93
6.21	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel na configuração faixa. . . . .	94
6.22	Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel na configuração losango. . . . .	94
6.23	Comparação dos resultados numéricos dos fatores de perda do painel calculados via IRDM. . . . .	95
6.24	Comparação dos resultados de fatores de perda calculados via estruturas periódicas. . . . .	96
6.25	Resultados experimentais de fatores de perda, via PIM e IRDM, para o painel sem visco. . . . .	97
6.26	Resultados experimentais de fatores de perda, via PIM e IRDM, para o painel com visco meia-faixa. . . . .	98
6.27	Resultados experimentais de fatores de perda, via PIM e IRDM, para o painel com visco faixa. . . . .	98
6.28	Resultados experimentais de fatores de perda, via PIM e IRDM, para o painel com visco losango. . . . .	99
6.29	Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel sem material viscoelástico. . . . .	100
6.30	Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel na configuração meia-faixa. . . . .	101
6.31	Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel na configuração faixa. . . . .	102
6.32	Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel na configuração losango. . . . .	103
6.33	Resposta impulsiva experimental do painel com visco losango.	105
6.34	Forma modal do painel na frequência de 263,07 Hz. . . . .	105
A.1	Tipos de amostras especificadas pela norma ASTM E-756. . . . .	118
A.2	Aparato de medição pelo método da viga vibrante. . . . .	120
A.3	Ilustração da frequência natural e do fator de perda em função da temperatura. . . . .	121
A.4	Módulo de cisalhamento e fator de perda em função da temperatura e da frequência. . . . .	125



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIÇÕES

A lista a seguir se refere aos principais símbolos e abreviações utilizados neste documento. Os demais símbolos e abreviações, que possuem significados locais e podem ter diferentes significados em diferentes contextos, são definidos quando utilizados.

### Símbolos Gerais

$b$	Parâmetro real.
$c, m, s$	Número de índice: 1, 2, 3, . . .
$C_n$	Coefficiente para o modo $n$ .
$D$	Taxa de densidade.
$E_0$	Energia inicial.
$E_1$	Módulo de Elasticidade do material de amortecimento.
$E_{KE}$	Energia cinética do sistema.
$E_{Si}^{(n)}$	Energia cinética no material $i$ .
$E_S^{(n)}$	Energia de deformação total no modo de vibração $n$ .
$E_{IN}$	Energia de entrada.
$E_{SE}$	Energia de deformação.
$f$	Frequência [Hz].
$F(\omega)$	Força de excitação do sistema.
$f_c, f_m, f_s$	Frequência de ressonância da viga composta, [Hz].
$f_R$	Frequência Reduzida [Hz].
$FRF_{num}$	Função resposta em frequência numérica.
$G$	Módulo de cisalhamento.
$G'', E''$	Módulo de perda.
$G', E'$	Módulo de armazenamento.
$G_H$	Módulo vítreo.
$G_L$	Módulo elástico.
$G_{ff}$	Densidade espectral de potência da força de entrada.
$G_{ii}$	Densidade espectral de potência da velocidade em cada ponto $i$ medido.
$H$	Espessura da viga na direção de vibração, [m].
$h(t)$	Resposta impulsiva.
$H_1$	Espessura do material de amortecimento, [m].
$h_{fv}$	Mobilidade pontual (velocidade/força).
$h_{if}$	Função mobilidade de transferência.
$l$	Comprimento da viga, [m].
$M$	Razão do módulo de elasticidade.

$m_i$	$i$ -ésima massa discreta do sistema.
$M_{\text{bay}}$	Massa das baias do painel.
$M_{\text{cav}}$	Massa das cavernas do painel.
$M_{\text{str}}$	Massa dos <i>stringers</i> do painel.
$N$	Número de pontos medidos.
$n$	Número de modos.
$T$	Razão de espessura.
$X_1, X_2$	Amplitude do sinal no tempo $t_1$ e $t_1$ respectivamente.
$\tilde{G}$	Módulo complexo de cisalhamento.
$\tilde{k}$	Rigidez complexa.

### Abreviações

FEM	Método de elementos finitos.
FHT	Transformada rápida de Hadamard.
FRF	Função resposta em frequência..
GHM	Método Golla, Hughes e Mctavish.
HFEM	Método hierárquico de elementos finitos.
IFT	Transformada inversa de Fourier.
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica.
MLS	Método da sequência de comprimento máximo (Maximum Length Sequence).
PIM	Método da Potência de Entrada (Power Input Method).
PSD	Densidade espectral de potência.
TBL	Camada limite turbulenta.
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina.

### Símbolos Gregos

$\alpha(T)$	Função fator de deslocamento.
$\beta$	Ordem da derivada generalizada (ou fracionária), $0 < \beta < 1$ .
$\psi$	Campo de deslocamento de deslocamento dos modos globais.
$\varphi_n$	Autovetor.
$\Delta E$	Energia dissipada.
$\Delta f_c, \Delta f_m, \Delta f_s$	Largura de banda de meia potência da viga composta, [Hz].
$\Delta f_n$	Largura da banda de meia potência do modo $n$ da viga homogênea.
$\delta$	Constante de atenuação.
$\Delta\omega, \delta\omega_R$	Largura de banda.
$\eta^{(n)}, \eta_j$	Fator de perda modal da estrutura no modo $n$ ou $j$ .
$\eta_E$	Fator de perda de extensão.
$\eta_G$	Fator de perda ao cisalhamento.

$\eta_i, \eta_1$	Fator de perda do material de amortecimento.
$\mu$	Constante de propagação de onda.
$\nu$	Coefficiente de Poisson.
$\omega_n, \omega_j$	Frequência natural $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$ .
$\rho$	Densidade da viga base, $[\text{kg}/\text{m}^3]$ .
$\varepsilon$	Constante de fase.

### Símbolos Matemáticos

$[ \ ]^H$	Conjugado complexo transposto (ou Hermitiano) de $[ \ ]$ .
$E[X^2(t)]$	Valor médio quadrado.
$i$	Representação de número imaginário, $\sqrt{-1}$ .
$\text{Im}$	Parte imaginária.
$\text{Re}$	Parte real.
$\frac{dE}{df}$	Taxa de variação do módulo de elasticidade.



# 1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, o transporte aéreo vem apresentando um crescimento sem precedentes, colocando-se como um dos meios de transporte de passageiros e cargas mais importantes. Esse crescimento é acompanhado pelo desenvolvimento de novas aeronaves, as quais buscam satisfazer níveis de qualidade cada vez mais rígidos. Estas aeronaves devem apresentar características que atendam aos interesses das companhias operadoras em critérios como desempenho e custo de operação, assim como garantir o conforto dos passageiros e da tripulação. Essas características são muitas vezes conflitantes e apresentam-se como um grande desafio.

Dentro do conforto interno dos passageiros e tripulantes, a questão do ruído interno tem sido de grande interesse das empresas aeronáuticas, pois o ruído produzido pela aeronave pode ser intenso o suficiente para causar desconforto aos passageiros, interferir na comunicação e levar a tripulação à fadiga. Ambos, vibração e ruído, estão intimamente relacionados, sendo que, em uma aeronave, todos os seus componentes têm uma série de frequências naturais de vibrações, as quais, quando excitadas, vibram e podem emitir ruído em várias frequências.

O comportamento vibro-acústico dos componentes que compõem a fuselagem de uma aeronave possui grande importância em função de sua aplicação. Geralmente, painéis aeronáuticos típicos possuem vigas de reforço estrutural acopladas. Logo, o comportamento vibro-acústico dos painéis geralmente é analisado sob alguns pontos de vista, relativos a parâmetros tais como: eficiência de radiação, perda de transmissão, densidade modal e amortecimento estrutural.

As principais fontes de ruído e vibração de uma aeronave são a camada limite turbulenta ('TBL – Turbulent boundary layer'), o ruído e vibração dos motores, o sistema de ar condicionado e equipamentos auxiliares, e suas contribuições dependem das condições de voo (QUEHL, 2001). Segundo Brat (1971), Wilby e Gloyna (1972), a camada limite turbulenta é considerada uma das principais fontes de geração de ruído no interior de aviões. Os dois principais métodos de controle de ruído interno provocado por essa fonte são através da adição de mantas termo-acústicas entre a superfície interna e a fuselagem, e através da adição de amortecimento estrutural – através de materiais viscoelásticos – nos painéis que compõem a fuselagem, aumentando assim a perda de transmissão sonora e diminuindo também a vibração da fuselagem.

Dentro do quesito “controle de ruído e vibrações”, através da adição de

amortecimento com materiais viscoelásticos, é de fundamental importância o conhecimento preciso do fator de perda de painéis aeronáuticos para que projetos eficientes e/ou otimização possam ser realizados. Várias técnicas de determinação experimental do fator de perda são apresentados na literatura, porém, devido à complexidade da interação dinâmica de estruturas e seus respectivos componentes, existe ainda uma carência grande para a predição do amortecimento de tais estruturas com materiais viscoelásticos aplicados sem a necessidade do emprego de métodos experimentais.

Dos principais métodos de medição de amortecimento, o método da potência de entrada (PIM) e o método do decaimento da resposta impulsiva (IRDM) se destacam pela precisão alcançada quando utilizados para a medição de fatores de perda de estruturas simples (BLOSS; RAO, 2005). No entanto, muitas limitações são apresentadas, tais como quantidade de pontos de respostas, quantidade de pontos de excitação, níveis altos de amortecimento, medição do fator de perda de estruturas complexas etc.

Para que sejam realizados projetos eficientes de estruturas, as propriedades dinâmicas de cada componente necessitam ser bem conhecidas. Em estruturas com materiais viscoelásticos aplicados, é pré-requisito básico a caracterização dinâmica dos materiais envolvidos para se avaliar o desempenho de tais materiais bem como para encontrar formas geométricas e/ou tratamentos ideais para dada aplicação. Um dos métodos bem aceito e bastante difundido para caracterização de materiais viscoelástico é apresentado pela norma ASTM E-756. Porém, este método muitas vezes não é apropriado para a caracterização de materiais viscoelástico com elevado nível de amortecimento e/ou cuja aplicação final seja com camada de restrição.

## 1.1 **Objetivos**

O objetivo principal desta dissertação é propor e validar uma metodologia para determinação do amortecimento estrutural de painéis aeronáuticos com materiais viscoelásticos aplicados, utilizando a teoria de estruturas periódicas juntamente com o método de elementos finitos (FEM).

Um painel composto por uma placa reforçada com vigas T e Z, juntamente com materiais viscoelásticos aplicados no centros das baias, é utilizado como objeto de estudo. Esta estrutura foi confeccionada em alumínio com o objetivo de representar uma seção de fuselagem de aeronave, a qual foi fabricada sem curvatura para facilitar tanto o trabalho de fabricação quanto os desta pesquisa, já que é uma proposta de metodologia, podendo ser estendida para outros tipos de estruturas.

Este painel pode ser considerado como uma estrutura periódica devido ao fato de possuir periodicidade espacial. Com base nisto, apenas um elemento periódico é modelado e, através do FEM combinado com a teoria de estruturas periódicas, o fator de perda é calculado para todo o painel.

Para isto, as propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos — módulo complexo e fator de perda — necessitam ser conhecidas, bem como a sua variação com a frequência. Alguns métodos de caracterização de materiais viscoelásticos são propostos na literatura, porém, o mais utilizado é o método da viga vibrante, padronizado pela norma ASTM E-756. Assim, para a obtenção das propriedades dinâmicas do material viscoelástico utilizado, o método da ASTM E-756 foi empregado nesta pesquisa, porém, sem muito sucesso para representar as propriedades deste material nas condições de aplicação final (com camada de restrição) e, alternativamente, um método de caracterização baseado em ajustes de modelos numéricos é proposto.

Mesmo sabendo de suas limitações, o método PIM e IRDM foram empregados para realizar uma validação experimental dos fatores de perda obtidos através da teoria de estruturas periódicas, tomando-se o cuidado de obedecer estas limitações. Para isto, três configurações geométricas de material viscoelástico aplicado no centro das baias são avaliadas.

## 1.2 Organização do Trabalho

A dissertação é dividida em sete capítulos e um apêndice como segue. No Capítulo 2, uma fundamentação teórica de materiais viscoelásticos é apresentada através de definições, modelos analíticos clássicos e forma de representação gráfica das propriedades dinâmicas em função da temperatura e frequência através de nomograma de frequência reduzida. Neste capítulo é descrito também o método da viga vibrante, que é o método adotado nesta pesquisa para a caracterização do material viscoelástico. Informações como preparação das amostras, procedimentos experimentais e os cálculos envolvidos para determinação das propriedades do material viscoelástico estão apresentados no Apêndice A.

O Capítulo 3 apresenta uma revisão bibliográfica sobre os métodos experimentais comumente usados para a determinação do fator de perda de estruturas. São apresentadas também as diversas nomenclaturas de representação do amortecimento e suas relações.

O Capítulo 4 descreve algumas técnicas de modelagem de materiais viscoelásticos e métodos de determinação do fator de perda através do método de elementos finitos, sendo um enfoque maior dado à teoria de estruturas

periódicas juntamente com o método de elementos finitos.

A metodologia de cálculo do fator de perda, através da teoria de estruturas periódicas empregada neste trabalho, é exposta no Capítulo 5. Em especial, este capítulo apresenta e discute não só os procedimentos experimentais utilizados para a medição do fator de perda do painel, com e sem material viscoelástico, como também as técnicas de modelagem adotadas tanto para a célula quanto para o painel como um todo. Os procedimentos e resultados da caracterização do material viscoelástico são discutidos.

O Capítulo 6 reúne e relaciona, tanto os resultados experimentais obtidos, quanto os decorrentes das análises numéricas. Discussões referente aos resultados obtidos são apresentadas.

Finalmente, ao final do trabalho, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões obtidas, bem como sugestões para trabalhos futuros.

## 2 MATERIAIS VISCOELÁSTICOS

A utilização de materiais viscoelásticos tem estado presente em nosso dia a dia, e em especial no controle de vibrações e ruídos nas mais diversas áreas de engenharia, tais como aeroespacial, naval e automobilística.

Para que projetos eficazes de controle de vibração sejam realizados, utilizando materiais viscoelásticos, é necessário o conhecimento preciso do comportamento ou caracterização desses materiais, em especial, de suas propriedades dinâmicas, dentre elas, o módulo de cisalhamento e o correspondente fator de perda. Essas propriedades são dependentes da frequência e da temperatura, dependência essa que, em determinadas faixas de interesse, é bastante pronunciada.

Este capítulo será direcionado ao entendimento dos fundamentos teóricos e métodos de obtenção das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos utilizados no controle de vibrações de estruturas.

### 2.1 Definição dos Materiais Viscoelásticos

Material viscoelástico é uma classe de materiais que apresenta reologia viscoelástica, ou seja, são materiais que, ao deformar-se, sofrem simultaneamente deformações elásticas e viscosas (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985). Neste sentido, os materiais viscoelásticos possuem comportamento intermediário entre perfeitamente elástico e idealmente viscoso, e quando aplicada uma tensão mecânica harmônica, a deformação não se encontra em fase com a tensão (como para um material perfeitamente elástico) e nem defasada de  $90^\circ$  (como para um líquido idealmente viscoso), mas sim entre esses valores (LOPES, 1989).

Estes materiais são compostos de longas cadeias moleculares interligadas entre si, na qual cada cadeia possui milhões de átomos. A interação molecular entre essas cadeias, que ocorre durante a deformação, resulta numa dissipação de energia durante o ciclo de deformação, proporcionando assim um mecanismo de amortecimento, sendo esta a principal característica de aplicação deste materiais (JONES, 2001).

### 2.2 Representações Analíticas dos Materiais Viscoelásticos

O projeto de um sistema de amortecimento sem necessariamente ter conhecimento de um modelo analítico específico é possível. Porém, o uso de um modelo analítico pode ser extremamente útil para interpolar os dados de

caracterização, ou até mesmo para extrapolar dados para regiões onde não foi possível obter a caracterização (JONES, 2001).

É teoricamente possível que um conhecimento completo da estrutura molecular de materiais viscoelásticos pode ser feito em conjunto com a Mecânica Quântica para prever o comportamento a partir dos primeiros princípios. Entretanto, esta tarefa é muito complicada e relativamente cara (JONES, 2001).

Tendo em vista a descrição das propriedades mecânica dos materiais pela via macroscópica, a modelagem matemática de materiais, baseada em observações experimentais, conduz à formulação de equações tensão-deformação adequadas ao uso em engenharia (DE ESPÍNDOLA, 1985). Tais equações são ditas constitutivas e reológicas.

Assim, a teoria clássica da elasticidade, ao tratar do comportamento dos sólidos perfeitamente elásticos, estabelece que a tensão seja sempre proporcional à deformação (conforme a lei de Hooke) e independente da taxa de deformação. Já no tratamento clássico da mecânica dos fluidos para líquidos idealmente viscosos, a tensão sempre é proporcional à taxa de deformação (lei de Newton) e independe da deformação em si (LOPES, 1989). Em ambos os casos, o material real é substituído por um representante simplificado e idealizado, tratável matematicamente.

Modelagens matemáticas podem ser realizadas para se determinar as relações tensão-deformação como também sua dependência temporal. Estes modelos, dentre os quais incluem os modelos clássicos de Maxwell, Voigt, linear padrão e linear padrão generalizado, foram muito utilizados no passado para representar o comportamento de um material sob diferentes tipos de condições de carregamento, e alguns destes proporcionam estímulos para o desenvolvimento de novos materiais e métodos.

A seguir é brevemente discutida a formulação de cada um destes modelos, um modelo mais atual representado através de derivadas fracionárias e, também, a representação analítica do módulo complexo dos materiais viscoelásticos.

### **2.2.1 *Modelo de Maxwell***

Segundo este modelo, o comportamento do material pode ser representado por um amortecedor puramente viscoso e uma mola elástica (FERRY, 1980), conectados em série, como mostra a Fig. 2.1a. A rigidez complexa deste modelo é calculada pela soma da rigidez elástica  $k_1$  com o amorteci-

mento viscoso  $c_1$ , através da equação (JONES, 2001):

$$\tilde{k} = k(1 + i\eta) = \frac{i\omega k_1 c_1}{k_1 + i\omega c_1}. \quad (2.1)$$

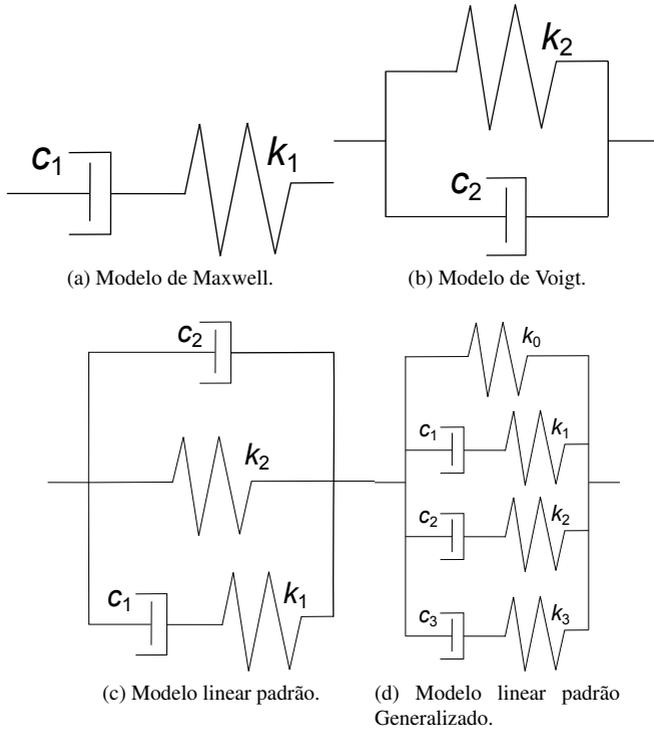


Figura 2.1: Modelos clássicos de comportamento de viscoelásticos.

### 2.2.2 Modelo de Voigt

Este modelo consiste em sistema mola-amortecedor conectados em paralelo (FERRY, 1980), como mostrado na Fig. 2.1b. Esta representação aproxima-se grosseiramente de materiais reais. A rigidez complexa deste modelo é calculada pela soma de duas rigidezes equivalentes em paralelo,

representada por (JONES, 2001):

$$\tilde{k} = k(1 + i\eta) = k_2 + i\omega c_2, \quad (2.2)$$

sendo que  $c_2$  é o coeficiente de amortecimento e  $k_1$  a rigidez do modelo.

### 2.2.3 *Modelo Linear Padrão*

Para este modelo (Fig. 2.1c), a rigidez complexa é calculada pela soma do modelo de Voigt e Maxwell em paralelo, e é representada por (JONES, 2001):

$$\tilde{k} = k(1 + i\eta) = \frac{i\omega k_1 c_1}{k_1 + i\omega c_1} + k_2 + i\omega c_2. \quad (2.3)$$

Nesta equação o termo  $i\omega c_2$  geralmente é considerado como zero para que o termo  $\tilde{k}$  não seja infinito quando a frequência tende a infinito.

### 2.2.4 *Modelo Linear Padrão Generalizado*

Quando distribuições representando um número infinito de elementos infinitesimais são usadas, a concordância com o observado é fortemente melhorada, mas a complexidade matemática é também aumentada (JONES, 2001).

O uso de um número finito de elementos (Fig. 2.1d), tipicamente entre 4 e 10, permite modelar o módulo complexo com ótima aproximação, mas um grande número de parâmetros deve ser determinado, e isto pode ser muito tedioso, embora não seja impossível (JONES, 2001). Para o caso de múltiplos elementos infinitesimais, a rigidez complexa do sistema combinado é dada por:

$$\tilde{k} = k_R + \frac{i\omega k_1 c_1}{k_1 + i\omega c_1} + \frac{i\omega k_2 c_2}{k_2 + i\omega c_2} + \dots, \quad (2.4)$$

na qual  $k_R = k_0 + k_1 + k_2 + \dots$  é a soma dos elementos de rigidez de Voigt.

### 2.2.5 *Modelo via Derivadas Fracionárias*

O cálculo fracional tem sido aplicado, para se descrever o comportamento viscoelástico linear de polímeros (LOPES et al., 2002). Nessas análises, as relações tensão-deformação são formuladas em termos de derivadas de ordem não inteiras. Segundo Bagley (1991), as representações do comportamento molecular estão associadas aos modelos da micro-mecânica de materiais poliméricos.

Uma grande simplificação na modelagem do comportamento dos materiais viscoelásticos foi alcançada recentemente, particularmente com respeito ao domínio da frequência, pelo uso dos modelos baseados em derivadas fracionárias ao invés das aproximações clássicas mostradas nas seções anteriores (JONES, 2001).

O modelo fracionário derivativo parece ser mais complicado em primeira instância, mas permite uma variação rápida com a frequência das propriedades do módulo complexo, comportamento apresentado por materiais viscoelásticos reais, e também poucos termos são necessários na representação matemática quando comparado com os modelos clássicos (JONES, 2001).

Uma forma longamente estabelecida para se descrever o comportamento dinâmico de materiais viscoelásticos é a representação por módulos complexos (LOPES et al., 2002), o qual será abordado no próximo tópico. O módulo de cisalhamento de certo material viscoelástico pode ser descrito por uma expressão paramétrica simples (LOPES et al., 2002), porém representativa, derivada através do uso de cálculo fracional e de transformadas (BAGLEY, 1986), qual seja:

$$\bar{G}(\omega) = \frac{G_L + G_H b(i\omega)^\beta}{1 + b(i\omega)^\beta}, \quad (2.5)$$

sendo  $G_L$  o módulo elástico;  $G_H$  o módulo vítreo;  $b$  um parâmetro real e  $\beta$  a ordem da derivada generalizada (ou fracionária), com valores entre zero e um.

Com o objetivo de melhorar a precisão da representação do modelo por derivadas fracionárias, Jones (2001) propõe uma modificação empírica através da adição do termo  $\omega^p$ , resultando num módulo de elasticidade dado por:

$$\tilde{E}(\omega) = E(1 + i\eta) = \left( \frac{a_1 + b_1(i\omega)^\beta}{1 + c_1(i\omega)^\beta} \right) \omega^p, \quad (2.6)$$

sendo que a potência  $p$  geralmente é muito pequena, da ordem de 0,01 ou 0,02. Deve ser enfatizado que esta modificação é puramente empírica e não tem uma fundamentação teórica.

### 2.2.6 Módulo Complexo

Como mencionado na Seção 2.2.5, a representação de um módulo complexo aproximado é um método válido de descrever o comportamento

dos materiais viscoelásticos, mais conveniente em algumas aspectos que o modelo Linear Padrão e menos em outros (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985). É perfeitamente razoável, e até desejável, definir as partes real e imaginária do módulo complexo diretamente como funções da frequência a partir dos dados experimentais de cada material, dados usualmente obtidos nesse domínio (LOPES et al., 2002).

Cada módulo complexo desempenha um papel análogo ao seu correspondente da elasticidade clássica, seja em estados de tensão-deformação uni, bi ou tridimensionais. Contudo, sendo uma quantidade complexa, não só responde pelas características elásticas (parte real) como também pelas viscosas ou dissipativas (parte imaginária).

Assim, o módulo complexo de cisalhamento  $\tilde{G}$  de certo material pode ser expresso por:

$$\tilde{G} = G' + iG'', \quad (2.7)$$

na qual a parte real do módulo de cisalhamento também é dita módulo de armazenamento<sup>1</sup> ( $\text{Re}(\tilde{G}) = G'$ ) e a parte imaginária do módulo de cisalhamento também é dita módulo de perda<sup>2</sup> ( $\text{Im}(\tilde{G}) = G''$ ). Já o fator de perda de cisalhamento  $\eta_G$  é definido como:

$$\eta_G = \frac{G''}{G'}, \quad (2.8)$$

portanto, pode-se reescrever a Eq.(2.7) da seguinte forma:

$$\tilde{G} = G' (1 + i\eta_G). \quad (2.9)$$

A relação entre as partes reais do módulo de Elasticidade  $\tilde{E}$  e do módulo de cisalhamento  $\tilde{G}$  é dada pela seguinte equação:

$$\text{Re}(\tilde{E}) = 2(1 + \nu)\text{Re}(\tilde{G}), \quad (2.10)$$

sendo  $\nu$  o coeficiente de Poisson, o qual pode ser complexo (na qual a parte imaginária geralmente é muito pequena), e a relação entre os fatores de perda é dada por  $\eta_E \cong \eta_G$ , sendo  $\eta_E$  o fator de perda à extensão. Tipicamente materiais elastoméricos possuem na região elástica  $\nu \cong 0,5$  e  $E \cong 3G$  (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

<sup>1</sup>A parte real do módulo de elasticidade ( $\text{Re}(\tilde{E}) = E'$ ) também é chamada de módulo de armazenamento.

<sup>2</sup>A parte imaginária do módulo de elasticidade ( $\text{Im}(\tilde{E}) = E''$ ) também é chamada de módulo de perda.

### 2.3 Efeitos da Temperatura e Frequência nas Propriedades

O comportamento dinâmico dos materiais viscoelásticos pode ser representado através dos módulos complexos de cisalhamento e de elasticidade. As propriedades dos materiais viscoelásticos são influenciadas por diferentes parâmetros, tais como a temperatura e a frequência, como mostrado na Fig. 2.2.

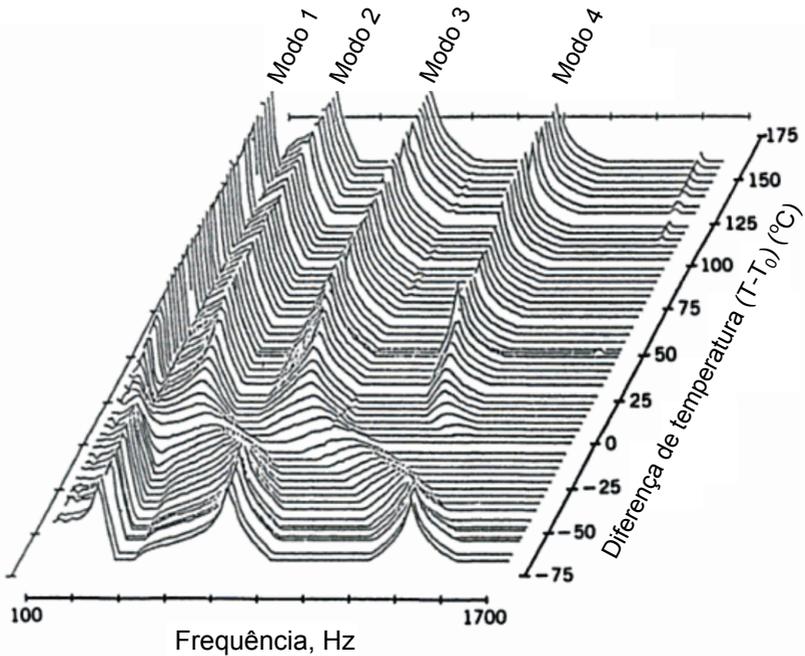


Figura 2.2: Espectro típico da resposta de uma viga em função da temperatura. **Fonte:** Vibration Damping (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

A faixa de temperatura mostrada na Fig. 2.2 cobre a região onde o material viscoelástico possui boa capacidade de amortecimento nos quatro primeiros modos ressonantes da estrutura. Percebe-se que o comportamento modal da estrutura é fortemente influenciado pela temperatura e pela frequência. Assim, um bom entendimento de tais efeitos nas variações das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos é necessário antes que um tratamento específico possa ser projetado (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

Segundo o autor supracitado, os mais importantes fatores que contribuem com a variação das propriedades dos materiais viscoelásticos são a temperatura, frequência, carregamento dinâmico e o pré-carregamento estático.

### 2.3.1 *Efeitos da Temperatura*

A temperatura é geralmente considerada como o fator mais importante (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985) que afeta as propriedades de amortecimento dos materiais viscoelásticos. Este efeito é ilustrado na Fig. 2.3, onde quatro regiões, ditas: região vítrea, de transição, elástica e de escoamento, podem ser observadas.

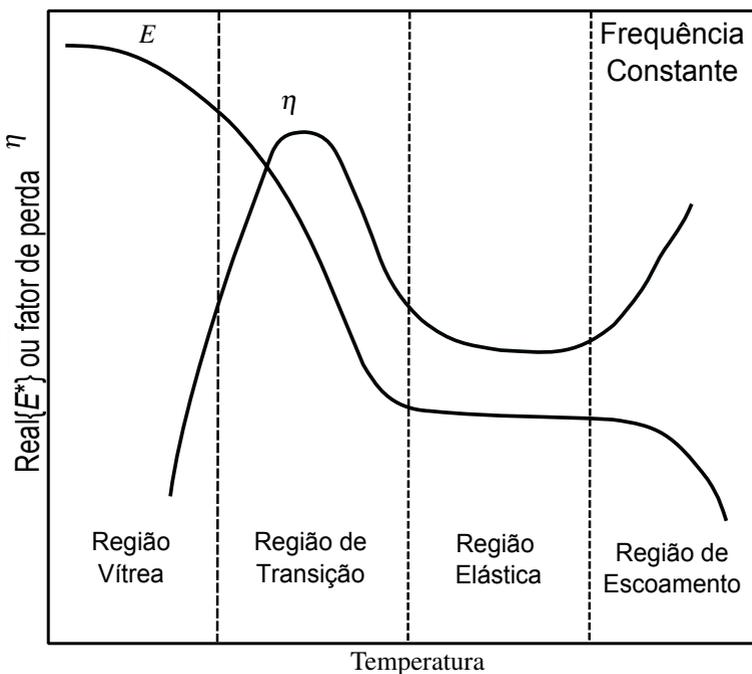


Figura 2.3: Variação do módulo de armazenamento e do fator de perda com a temperatura. **Fonte:** Vibration Damping (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

Valores típicos do módulo de armazenamento,  $E$ , podem ser altos na região vítrea e baixos na região elástica. A largura da região de transição pode variar de um material para outro sendo que o fator de perda nesta região geralmente alcança valores máximos (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

### 2.3.2 Efeitos da Frequência

O efeito da frequência nas propriedades de amortecimento de um material viscoelástico típico, para uma dada temperatura fixa, é ilustrado na Fig. 2.4. Segundo Nashif, Jones e Henderson (1985), um efeito muito importante do comportamento do módulo complexo do material em função da frequência é que seus valores são sempre crescentes com o aumento da frequência e a taxa de variação instantânea ( $dE/df$ ) é maior na região de transição do material (segunda região da Fig. 2.3). Este crescimento é menor na região vítrea e elástica. Não muito longe, o fator de perda  $\eta$  alcança valor máximo na região de transição (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

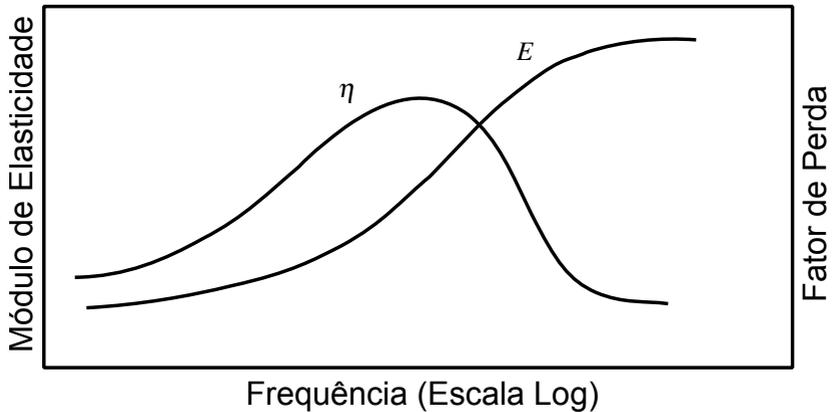


Figura 2.4: Variação do módulo de elasticidade e do fator de perda em função da frequência. **Fonte:** Vibration Damping (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

### 2.3.3 *Superposição Temperatura–Frequência*

Um breve exame sobre as curvas ilustradas nas Figuras 2.3 e 2.4 revela que as propriedades em função da temperatura e em função da frequência são qualitativamente inversas, ou seja, o efeito da frequência é o inverso ao da temperatura. Este fenômeno, ilustrado na Fig. 2.5, é um dos mais importantes aspectos da teoria da viscoelasticidade, principalmente para a caracterização de materiais viscoelásticos (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985).

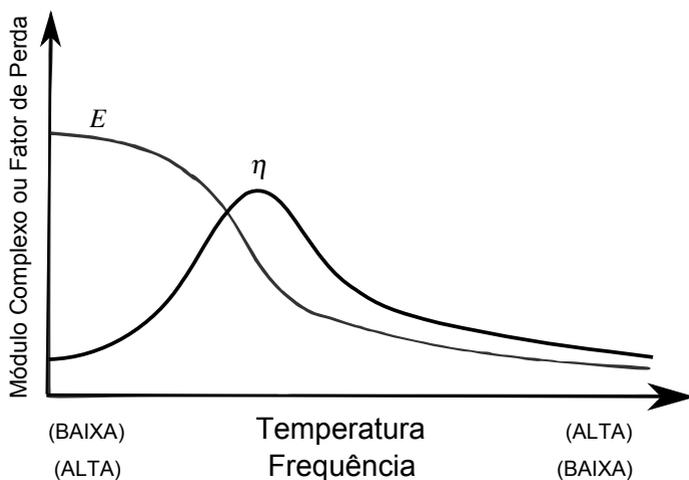


Figura 2.5: Variação do módulo complexo e do fator de perda em função da temperatura e da frequência.

O comportamento do material pode ser explicado com base nas interações de longas cadeias de moléculas que constituem o material polimérico (ISTVAN; BERANEK, 2006). Em baixas temperaturas, as moléculas são relativamente inativas, ou seja, se mantêm ‘travadas juntas’, resultando numa rigidez alta, e devido ao movimento relativo entre elas ser baixo, existe muito pouca ‘fricção’ intermolecular para produzir amortecimento. Em altas temperaturas, as moléculas se tornam ativas; movem-se facilmente em relação umas às outras, resultando, assim, numa rigidez baixa, e devido à interação entre elas ser baixa, existe pouca dissipação de energia através da fricção intermolecular. Nas médias temperaturas, onde as moléculas possuem movimento relativo/interação intermediário, a rigidez também possui valores intermediários e o fator de perda alcança valores máximos. A mesma dis-

cussão aplica-se para o efeito da frequência nas propriedades dos materiais, com a inércia das moléculas conduzindo o decrescimento da mobilidade e interação com o crescimento da frequência (ISTVAN; BERANEK, 2006).

A relação inversa entre os efeitos da temperatura e frequência é muito usada no princípio de superposição temperatura-frequência. Neste princípio, medições de propriedades de amortecimento como função da frequência feitas em diferentes temperaturas podem ser colapsadas em um gráfico mestre (nomograma de frequência reduzida), se um apropriado fator de deslocamento na temperatura é usado.

Estas curvas colapsadas são alcançadas plotando-se os dados no gráfico de frequência reduzida  $f_R = f\alpha(T)$ , sendo  $\alpha(T)$  uma função apropriada da temperatura (ISTVAN; BERANEK, 2006). Esta representação foi recentemente normalizada pelas normas ISO 10112 : 1991 (1991) e ANSI S2.24 - 2001 (2001), e é ilustrada na Fig. 2.6.

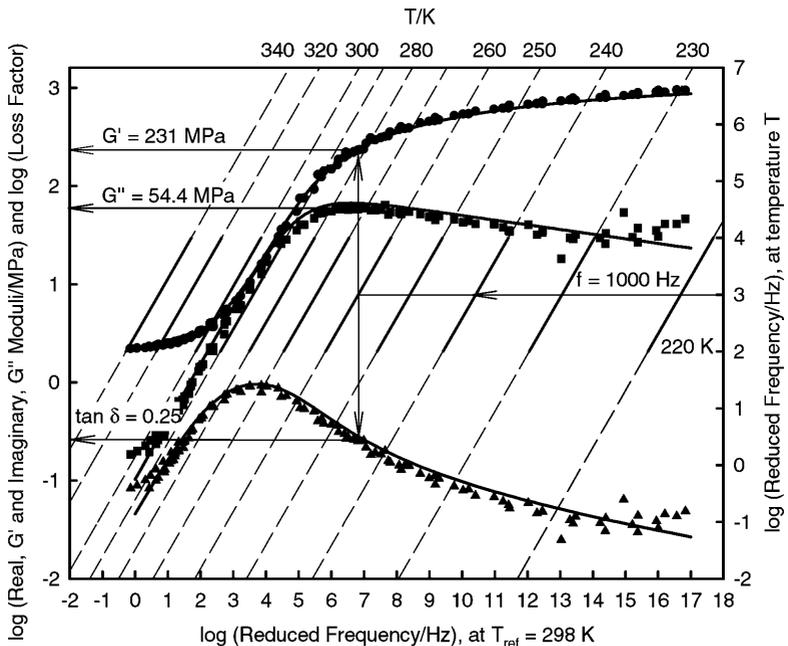


Figura 2.6: Ilustração do nomograma de frequência reduzida. **Fonte:** ANSI S2.24 - 2001 (2001).

Para usar os resultados desses nomogramas de frequência reduzida,

para cada frequência  $f$  e temperatura  $T_i$  específica, traça-se uma linha horizontal referente à frequência  $f$  até a interseção com a linha oblíqua (linhas de temperatura) referente à temperatura  $T_i$ . Na interseção dessas duas linhas, traça-se uma linha vertical de encontro à da propriedade desejada e por sua vez, essa última interseção guiará a leitura do valor da propriedade através da escala vertical esquerda. Este processo é indicado pelas flechas marcadas na Fig. 2.6.

## 2.4 Determinação das Propriedades Dinâmicas

Existem diversos métodos para a determinação das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos, dentre os quais o método da viga vibrante, padronizado pela norma ASTM E756 - 05 (2005). Este método tem sido muito utilizado devido à simplicidade dos equipamentos necessários para os ensaios de caracterização (JONES, 2001). Devido a isto, este método tem sido adotado por muitas empresas para uso na determinação das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos.

O método da viga vibrante cobre uma ampla faixa de frequências (50 Hz a 5000 Hz) e de temperaturas do material sob ensaio. O método consiste basicamente em medir as frequências de ressonância e os respectivos fatores de perda de vigas (amostras) engastadas, em diferentes temperaturas de interesse. O material avaliado e as propriedades desejadas são informações importantes que devem ser levadas em consideração para a escolha da configuração de teste a ser utilizada, dentre os tipos já previamente estabelecidos pela norma (Fig. 2.7). Assim, caso se trate de materiais rígidos, pode-se fazer diretamente uma viga do próprio material (Fig. 2.7a). Para materiais flexíveis, são indicados ensaios empregando vigas-base de algum metal sobre as quais a amostra de material é fixada, como ilustrado nas Figuras 2.7b, 2.7c e 2.7d. O metal utilizado é, via de regra, aço ou alumínio.

A observação das várias ressonâncias da viga engastada e convenientemente excitada indica o efeito da frequência sobre as propriedades dinâmicas. Inserindo-se a viga e o dispositivo numa câmara climatizada, torna-se possível a alteração da temperatura de ensaio, com o conseqüente exame do efeito dessa variável. A Fig. 2.8 ilustra o aparato típico para medição pelo método da viga vibrante.

Levantadas as frequências de ressonância e os respectivos fatores de perda para cada temperatura desejada, pode-se então plotar essas propriedades em termos de variáveis reduzidas, usando o nomograma de frequência reduzida como mostrado na Fig. 2.6 e calcular o módulo dinâmico e o fator

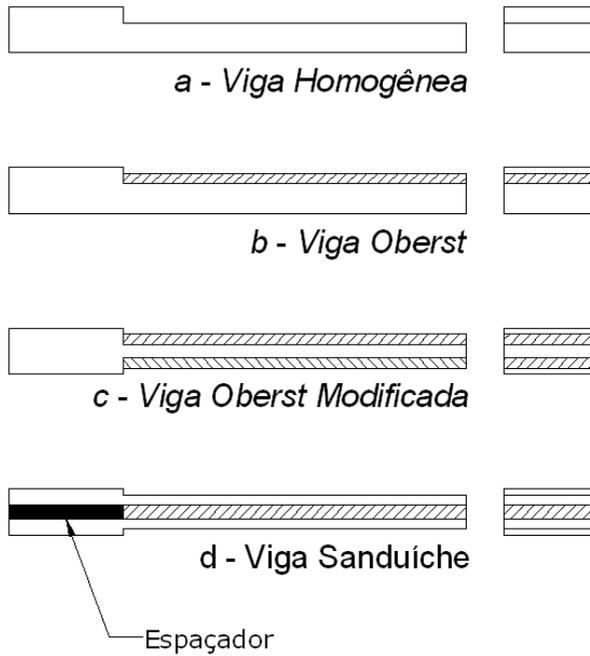


Figura 2.7: Tipos de amostras estabelecidas pela norma ASTM E-756.

de perda para certo par frequência-temperatura (ASTM E756 - 05, 2005).

De modo a tornar mais claras as informações a respeito deste método e ao mesmo tempo não deixar muito longa a revisão aqui apresentada, no apêndice A estão agrupadas maiores informações a respeito desta norma, tais como: orientações para a preparação das amostras, procedimento experimental e formulário de cálculo das propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos.

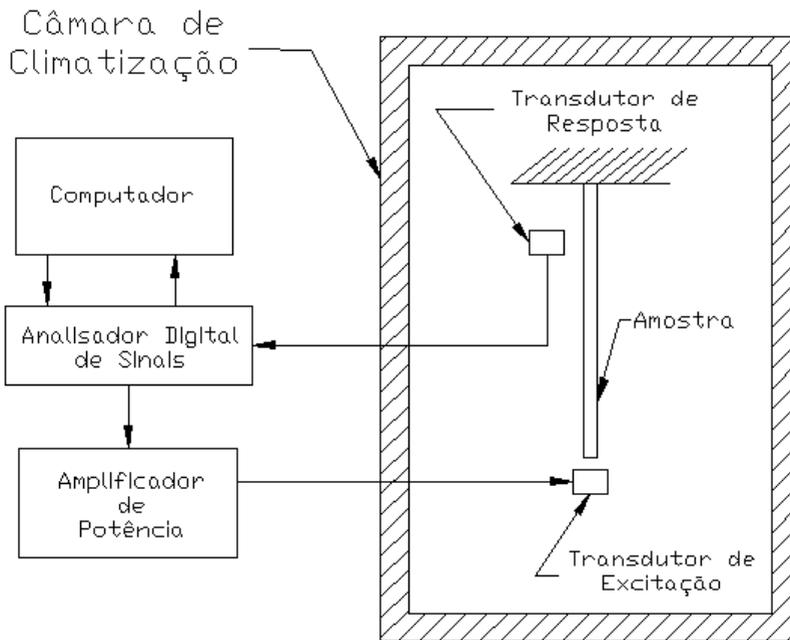


Figura 2.8: Aparato de medição pelo método da viga vibrante.

### 3 MÉTODOS EXPERIMENTAIS PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE PERDA

O amortecimento estrutural é o responsável pela conversão da energia vibratória em calor, através de diversos mecanismos. A energia vibratória está associada à propagação de ondas elásticas cujas tensões produzem deslocamentos relativos entre grãos do material, ou entre superfícies de microfissuras (LENZI, 1999). Internamente aos grãos, descontinuidades na estrutura molecular também são responsáveis pelo amortecimento interno, também chamado de amortecimento material.

Segundo Rao (2003), o amortecimento do sistema (estruturas montadas) inclui o amortecimento de suportes, contornos, juntas e interfaces, etc. no amortecimento total da estrutura. Assim, todos os componentes da estrutura montada apresentam amortecimento bastante superior em relação ao interno devido aos atritos existentes nas juntas/uniões destes componentes.

Alguns mecanismos podem adicionar amortecimento à estrutura através do uso de materiais viscoelásticos em configuração sanduíche. Outros mecanismos, entretanto, são de difícil predição. O amortecimento estrutural, por isso, costuma ser determinado experimentalmente (LENZI, 1999).

O parâmetro normalmente usado para representar o amortecimento é o fator de perda  $\eta$  definido como sendo a razão entre a energia dissipada por radiano de oscilação e a máxima energia vibratória do componente da estrutura. Segundo literaturas (RAO, 2003; UNGAR; ZAPFE, 2006), existem variedades de nomenclaturas para representar o amortecimento, sendo:

- $\zeta$  a taxa de amortecimento
- $\delta$  o decremento logarítmico
- $\phi$  o ângulo de perda,
- $\psi$  a capacidade de amortecimento específico
- $Q$  o fator de qualidade
- $\Delta_t$  a taxa de decaimento
- $b$  a banda de meia potência
- $T_{60}$  o tempo de reverberação
- $C$  o coeficiente de amortecimento viscoso
- $C_c$  Coeficiente de amortecimento crítico,

e a relação entre essas formas, considerando baixos valores de amortecimento, pode ser descrita pela seguinte equação:

$$\eta = \frac{\psi}{2\pi} = 2\zeta = \frac{2C}{C_{cc}} = \frac{2,20}{f_n T_{60}} = \frac{\Delta_t}{27,3 f_n} = \frac{\delta}{\pi} = b = \frac{1}{Q}, \quad (3.1)$$

sendo  $f_n$  a frequência natural em Hz e o fator de perda  $\eta$  uma grandeza adimensional. A seguir são discutidos os métodos de medição de amortecimento estrutural comumente usados.

### 3.1 Método da Potência de Entrada

O Método da Potência de Entrada (PIM - Power Input Method) é baseado na comparação da energia dissipada pela máxima energia de deformação de um sistema sob estado de vibração estacionário. O método aproxima o fator de perda de um sistema pela taxa da energia dissipada no sistema (por radianos do movimento) pela energia de deformação total. O fator de perda é definido como:

$$\eta(\omega) = \frac{\Delta E}{E_{SE}}, \quad (3.2)$$

no qual  $E_{SE}$  é a energia de deformação,  $\Delta E$  é a energia dissipada e  $\eta$  é o fator de perda na faixa de frequência  $\omega$  considerada (BLOSS; RAO, 2005; BLOSS; RAO, 2001). Se a força de excitação é estacionária e aplicada em um ponto fixo, então a energia dissipada ( $\Delta E$ ) pode ser admitida como sendo a energia de entrada,  $E_{IN}$ . Isto é aceitável desde que a energia de entrada seja igual à energia dissipada sob condições de estado estacionário. Na Eq. (3.2), nem a energia de entrada e nem a energia de deformação total podem ser medidas diretamente. Portanto, a energia de entrada atuando no sistema pode ser calculada por medições simultâneas da força e da velocidade de entrada no local de excitação. O numerador da Eq. (3.2) pode então ser escrito como sendo:

$$E_{IN} = \frac{1}{2\omega} \text{Re} [h_{fv}(\omega)] G_{ff}(\omega), \quad (3.3)$$

no qual,  $h_{fv}$  é a função mobilidade pontual (velocidade/força) e  $G_{ff}$  é a função densidade espectral de potência da força de entrada. Para se obter uma estimativa da energia de deformação, algumas hipóteses devem ser feitas. Primeiro, a energia de deformação total deve ser substituída pela energia cinética total, hipótese válida nas frequências naturais ou para bandas de frequência com muitos modos ressonantes, e, segundo, o sistema sendo medido deve ser

aproximado por uma soma, tal que a energia cinética seja calculada por:

$$E_{KE} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_i G_{ii}(\omega), \quad (3.4)$$

sendo  $E_{KE}$  a energia cinética do sistema;  $N$  o número de pontos medidos;  $m_i$  a  $i$ -ésima massa discreta do sistema, e  $G_{ii}$  a densidade espectral de potência (PSD) da velocidade de resposta em cada ponto  $i$  medido. Finalmente, a função transferência de mobilidade é escrita como:

$$|h_{if}(\omega)|^2 = \frac{G_{ii}(\omega)}{G_{ff}(\omega)}, \quad (3.5)$$

a qual é definida como a razão da PSD da velocidade de resposta no ponto de medição  $i$  pela PSD da força de entrada no escolhido ponto de excitação  $f$ . A Eq. (3.5) é escrita admitindo a hipótese de que as medições são realizadas com um mínimo de ruído. Obedecendo tais hipóteses, e todas as medições sendo uniformemente espaçadas através do sistema, e considerando porções iguais de massas  $m$ , a Eq. (3.2) pode ser aproximada por:

$$\eta(\omega) = \frac{\text{Re}[h_{fv}(\omega)]}{\omega m \sum_{i=1}^N |h_{if}(\omega)|^2}, \quad (3.6)$$

em que cada termo pode ser obtido experimentalmente.

Uma avaliação do amortecimento de uma placa de aço altamente amortecida realizada por Carfagni e Pierini (1999) indica que o resultado do fator de perda converge quando a discretização espacial torna-se maior (maior quantidade de pontos medidos). Carfagni e Pierini (1999) também mencionam que o ponto de excitação também afeta os resultados, portanto, arestas e linhas nodais devem ser evitadas se possível.

Liu (2008a) realizou um estudo sobre a predição do amortecimento de vigas e placas, e menciona em sua tese de doutorado que o método da potência de entrada apresenta um resultado mais confiável que o método do decaimento em estruturas altamente amortecidas, segundo uma pesquisa realizada por Bolduc (apud LIU, 2008a). Menciona também que quando estruturas muito flexíveis são excitadas com martelo, dificilmente a energia de entrada se distribui na estrutura, e para superar isso, um *shaker* pode ser usado ao invés do martelo.

Como notas de conclusão de sua tese, Wanbo Liu (LIU, 2008a) relata que os seguintes cuidados devem ser tomados quanto ao método PIM:

- Os pontos de medição de velocidade devem ter um espaçamento capaz de capturar a menor "característica" de vibração desejada. Isso pode ser alcançado utilizando um espaçamento não menor que meio comprimento de onda da mais alta frequência;
- A massa do *shaker* com o *stinger* não deve ultrapassar a 1/3 da massa da estrutura. O ideal é que seja próximo de 1/10;
- *Stingers* muito longos ou muito curtos devem ser evitados. Não muito longos para que o *stinger* não vibre lateralmente e não tão curto para que o *shaker* e a estrutura não respondam como um pêndulo.

Para a utilização deste método e outros que utilizam a função resposta em frequência (FRF) pontual, Baldanzini e Pierini (2002) propõem uma correção da FRF medida através de:

$$A_{ii}^{(i)}(\omega) = \frac{A_{ii}(\omega)}{1 - A_{ii}(\omega)m_s}, \quad (3.7)$$

sendo  $A_{ii}^{(i)}$  a inércia pontual corrigida;  $A_{ii}$  a inércia pontual medida através de uma cabeça de impedância,  $m_s$  a massa que a cabeça de impedância e os dispositivos envolvidos em sua fixação adicionam à estrutura.

O método da potência de entrada aparece recentemente como um método alternativo proposto por Cremer, Heckl e Petersson (2005).

## 3.2 Métodos Baseados no Decaimento da Resposta

O método do decaimento de vibrações livres é o método mais utilizado para medição de amortecimento de estruturas (ZHU; CROCKER; RAO, 1989). Segundo Zhu, Crocker e Rao (1989), este método é mais simples de utilizar quando comparado com os demais métodos existentes e não requer uma instrumentação complexa. Neste método, é necessário somente obter a resposta de decaimento da estrutura, seja por impactação ou por um *shaker*; a amplitude de decaimento é medida com o tempo, e o amortecimento é determinado (ZHU; CROCKER; RAO, 1989).

### 3.2.1 Método do Tempo de Decaimento

Para estruturas levemente amortecidas, de um modo geral, o método do livre decaimento apresenta resultados mais precisos medindo-se o decaimento, ou os tempos de reverberação, que o método da Banda de Meia-

Potência (CREMER; HECKL; PETERSSON, 2005). O método é baseado na observação do histórico no tempo da energia de vibração dissipada após a excitação ser bruscamente interrompida. Em particular, a resposta de decaimento é esperada ser exponencial quando um simples modo é excitado (LIU, 2008a). Heckl, Cremer e Petersson (CREMER; HECKL; PETERSSON, 2005) descrevem que a energia total de um sistema decai exponencialmente após a excitação ter sido interrompida através da seguinte equação:

$$E(t) = E_0 e^{-\eta \omega t}, \quad (3.8)$$

sendo que  $E_0$  é a energia inicial no tempo  $t = 0$  e  $\eta \omega$  é a constante de decaimento.

O tempo de reverberação  $T_{60}$ , tempo na qual a energia vibratória é reduzida para um milionésimo de seu valor inicial, que é um parâmetro característico de salas acústicas, pode também ser medido em estruturas para determinar o fator de perda através da relação:

$$\eta = \frac{\ln 10^6}{\omega T_{60}} \approx \frac{2,2}{f T_{60}}. \quad (3.9)$$

A observação da dependência em frequência do fator de perda pode ser obtida através do uso de um filtro no sinal de resposta captado. Esse processo de medição pode resultar em imprecisões no resultado porque duas ou mais vibrações naturais com diferentes tempos de decaimento podem existir na largura da banda filtrada, fazendo com que a curva de decaimento seja quebrada, no qual o fator de perda não pode ser determinado diretamente (CREMER; HECKL; PETERSSON, 2005). Nas faixas de mais alta frequência, onde a densidade modal é alta, as curvas de histórico no tempo geralmente mostram o fenômeno de batimento, como mostrado na Fig. 3.1. Isso causa uma dificuldade no ajuste de uma linha contínua quando posto em escala logarítmica da curva de decaimento (LIU, 2008a). Segundo Wanbo Liu (LIU, 2008a) o Método do decaimento é mais adequado para estruturas levemente amortecidas e em baixas e médias frequências.

### 3.2.2 Método do Decaimento da Resposta Impulsiva - IRDM

Assim como outros métodos de medição de amortecimento, via taxa de decaimento, Bloss e Rao (2005) apresentam o Método do Decaimento da Resposta Impulsiva, o qual é baseado na medição da taxa de decaimento do sistema quando o sistema ou a estrutura é sujeita a um impulso (tiro de pistola, tom de estouro, ou explosão de um balão) ou interrupção de uma excitação

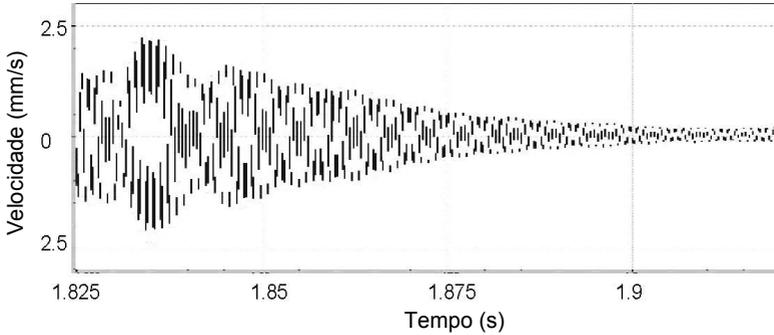


Figura 3.1: Histórico no tempo do decaimento livre de um painel honeycomb. **Fonte:** Experimental and analytical estimation of damping in beams and plates with damping treatments (LIU, 2008b).

estacionária. A inclinação de decaimento entre dois instantes de tempo  $t_1$  e  $t_2$  com amplitudes  $X_1$  e  $X_2$ , respectivamente, em decibéis, é dada por:

$$20 \log_{10} \left( \frac{X_1}{X_2} \right) = 27,3 f \eta (t_2 - t_1). \quad (3.10)$$

Conforme apresentado por Crocker (1998), a taxa de decaimento,  $\Delta_t$ , pode ser definida como sendo a taxa na qual o nível de vibração (deslocamento, velocidade ou aceleração) decresce com o tempo, a qual, geralmente, é dada em termos de decibéis por segundo. Assim, tem-se que o fator de perda é dado por:

$$\eta = \frac{\Delta_t}{27,3 f}. \quad (3.11)$$

O IRDM utiliza a resposta impulsiva  $h(t)$  de um sistema ao invés da resposta de saída. A resposta impulsiva pode ser obtida através da Transformada Inversa de Fourier (IFT) de uma FRF medida ou através do Método da Sequência de Comprimento Máximo (MLS - Maximum Length Sequence) (VORLÄNDER; KOB, 1997), na qual  $h(t)$  é obtida com auxílio da Transformada Rápida de Hadamard (FHT), conforme ilustrado na Fig. 3.2.

Freqüentemente, a taxa de decaimento inicial obtida em ambos os métodos é de difícil identificação devido às irregularidades de ruído causado pelo sinal de excitação aleatória e outros fatores. Devido a esta dificuldade, Schroeder (1965) propõe um método que é usado para suavizar flutuações aleatórias nas curvas de decaimento. Em métodos convencionais de

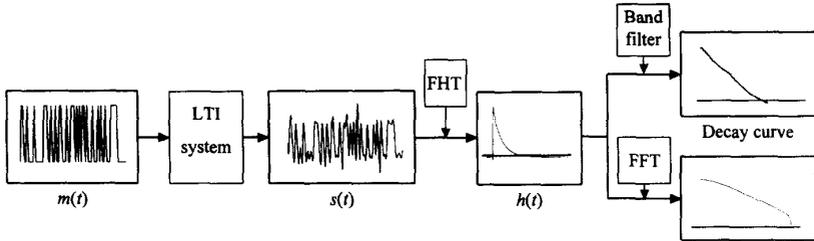


Figura 3.2: Fluxo Esquemático de medição do MLS, sendo  $m(t)$  o sinal de excitação e  $s(t)$  a resposta do sistema. **Fonte:** (VORLÄNDER; KOB, 1997).

medição da taxa de decaimento, geralmente, é usada uma excitação que é interrompida. Schroeder mostrou que a resposta  $X(t)$  esperada devido à excitação ter sido desligada no tempo  $t = 0$  está relacionada com a resposta impulsiva da seguinte maneira:

$$E[X^2(t)] = \beta \int_t^{\infty} h(\tau) d\tau, \quad (3.12)$$

na qual  $\beta$  é uma constante que relaciona o nível de excitação.

A principal vantagem de utilizar o método de Schroeder é que a curva de decaimento obtida por uma simples medição é idêntica à média de muitas curvas de decaimento obtidas do sistema (BLOSS; RAO, 2005). É considerado que a resposta  $X^2(t)$  seja exponencial, e integrando uma função exponencial será também uma função exponencial com o mesmo fator no expoente.

Como pode ser visto na Fig. 3.3, após implementar a integral de Schroeder, a mesma inclinação inicial dos dados é mantida, embora a curva de decaimento seja muito mais suave e fácil de interpretar. A precisão da taxa de decaimento pode ser melhorada usando uma regressão não-linear proposta por Xiang (1995) ao invés da tradicional regressão linear.

Em uma avaliação realizada por Bloss e Rao (2005), para níveis de amortecimento mais elevados, o método PIM foi capaz de estimar melhor o fator de perda do que o IRDM, observação também comprovada por Bratti (2011a), porém, para níveis menores, ambos os métodos foram capazes de estimar o fator de perda com razoável precisão. Bloss mostrou também que, na ausência de modos, os fatores de perda obtidos através dos dois métodos apresentam erros relativamente grandes.

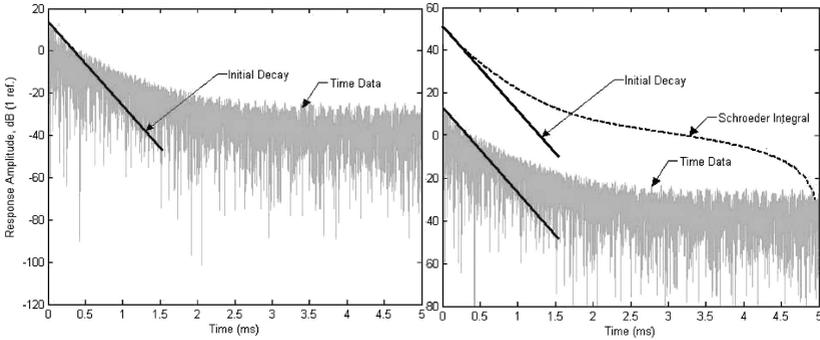


Figura 3.3: Ilustração da taxa de decaimento usando os dados de resposta em conjunto com a integral de Schroeder. **Fonte:** (VORLÄNDER; KOB, 1997).

### 3.3 Método da Banda de Meia Potência

O método mais comum de determinar o amortecimento de um sistema é através da medição da largura de banda de frequência, entre pontos na curva de resposta, na qual a resposta é algumas frações da ressonância do sistema (MANDAL; RAHMAN; LEONG, 2004). A convenção geral é considerar dois pontos,  $Z_1$  e  $Z_2$ , como mostrado na Fig. 3.4, localizados na curva de resposta, onde a amplitude da resposta destes pontos é  $1/\sqrt{2}$  vezes a amplitude ressonante. A largura da banda entre esses pontos é frequentemente referida como ‘Banda de Meia Potencia’ (MANDAL; RAHMAN; LEONG, 2004).

Os pontos de meia potência ou os pontos de 3dB, para pequenos amortecimentos, correspondem às frequências:

$$\omega_1 = \omega_n (1 - \zeta), \quad (3.13)$$

$$\omega_2 = \omega_n (1 + \zeta), \quad (3.14)$$

no qual  $\zeta$  é a taxa de amortecimento e  $\omega_n$  a frequência natural do modo que está sendo avaliado. O intervalo de frequência entre esses dois pontos, ou seja, largura da banda, é dado por:

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1, \quad (3.15)$$

e o fator de perda deste método é definido como (MANDAL; RAHMAN;

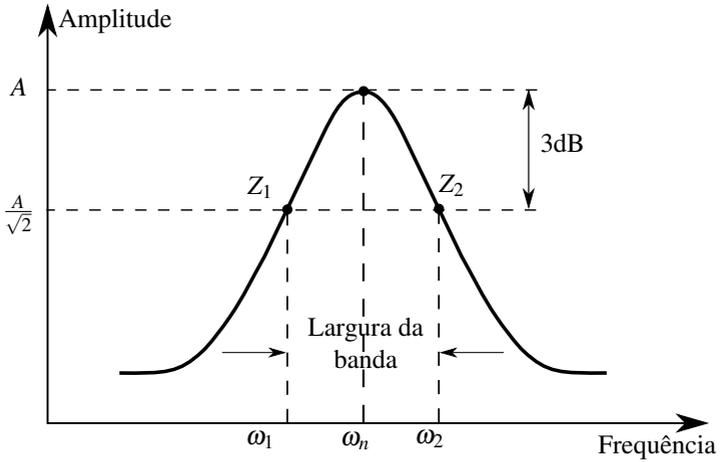


Figura 3.4: Método da banda de meia potência (os pontos com metade da potência ocorrem em  $\omega_1$  e  $\omega_2$ ).

LEONG, 2004):

$$\eta = \frac{\Delta\omega}{\omega_n}. \quad (3.16)$$



## 4 MÉTODOS NUMÉRICOS PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE PERDA

Muitas dificuldades têm sido encontradas na representação do amortecimento de estruturas com materiais viscoelásticos aplicados. Como um dos resultados do aumento da capacidade computacional disponível atualmente, o método de elementos finitos apresenta-se como uma ferramenta bastante flexível para a modelagem de estruturas complexas e condições de contorno. Com isso, muitos autores começaram a aplicar diferentes aproximações para modelar o comportamento dos materiais viscoelásticos, com a principal intenção de representar corretamente tal comportamento quando aplicados em estruturas. A seguir são apresentadas, brevemente, algumas técnicas de modelagem de materiais viscoelásticos e de estruturas periódicas bem como técnicas para o cálculo do fator de perda através da Teoria de Estruturas Periódicas e do Método de Elementos Finitos.

### 4.1 Representação de Material Viscoelástico em FEM

No final dos anos 70, Lu, Killian e Everstine (1979) realizaram um estudo sobre a vibração de uma placa sanduíche de três camadas com material de amortecimento entre as camadas externas. Resultados numéricos foram determinados através do FEM e a dependência das propriedades do material viscoelástico com relação à frequência foram levadas em consideração. Os resultados numéricos foram obtidos por meio da análise direta da resposta em frequência do programa computacional NASTRAN. O corpo do material viscoelástico foi modelado com elemento 3D isoparamétrico linear com 8 nós. A placa base e a camada constritora foram modeladas usando elementos de placa quadriláteros com 4 nós por elemento. Lu, Killian e Everstine recomendam que, com excelente correlação, meios devem ser procurados para reduzir o tempo de processamento através de hipóteses apropriadas, tais como coeficiente de Poisson constante para toda a faixa de frequência de interesse, ou módulo complexo de cisalhamento constante para bandas de frequências.

No início dos anos 80, Golla e Hughes (1985), McTavish e Hughes (1993) iniciaram o desenvolvimento da metodologia Golla-Hughes-McTavish (GHM). Neste método, as equações do movimento para os materiais viscoelásticos são formuladas no domínio de Laplace usando o princípio variacional em conjunto com o método de elementos finitos. No método GHM, através dos dados das propriedades do material viscoelástico, são ajustadas curvas polinomiais com coeficientes refletindo nas propriedades da camada de viscoelástico (LIU, 2008a). A transformada de Laplace é então aplicada e

estes polinômios podem ser incorporados dentro do domínio de Laplace, governando assim as equações da estrutura. Desta maneira, a dependência em frequência das propriedades dos materiais proporciona um aumento significativo no custo computacional (LIU, 2008a). Sua principal contribuição foi mostrar como construir modelos de amortecimentos em estruturas, através de cálculos explícitos da matriz de amortecimento com uso de coordenadas de dissipação.

Ainda no início dos anos 80, Johnson, Kienholz e Rogers (1981) desenvolveram um dos métodos mais utilizados para representação de amortecimento, o método da energia de deformação modal (MSE - modal strain energy). Este método foi inicialmente aplicado em vigas compostas com material viscoelástico e as propriedades dos materiais foram consideradas como constantes (JOHNSON; KIENHOLZ; ROGERS, 1981). Para o cálculo do fator de perda modal da estrutura, o método utiliza a distribuição de energia de deformação modal. Para isto, é adotado que o amortecimento da estrutura seja representado em termos dos modos normais (Real) do sistema não-amortecido se termos apropriados de amortecimento forem inseridos nas equações do movimento (modal) desacopladas. O fator de perda da estrutura é definido como:

$$\eta^{(n)} = \sum_{i=1}^N \eta_i \frac{E_{Si}^{(n)}}{E_S^{(n)}}, \quad (4.1)$$

no qual  $\eta^{(n)}$  é o fator de perda modal da estrutura no modo  $n$ ,  $\eta_i$  é o fator de perda do material de amortecimento  $i$ ,  $E_{Si}^{(n)}$  é a energia cinética no material  $i$  quando a estrutura se deforma em seu modo natural  $n$ , e  $E_S^{(n)}$  a energia de deformação total no modo de vibração  $n$ .

Segundo Sun e Lu (1995), o MSE é válido somente para sistemas com níveis de amortecimento relativamente baixos, onde as formas modais e as frequências naturais da estrutura amortecida e não-amortecidas sejam similares. Embora a hipótese de baixos níveis de vibração seja feita para o uso do MSE, resultados precisos têm sido relatados para níveis altos de amortecimento do material viscoelástico, tal como fator de perda igual a 1 (KLUESENER, 1984).

Balmes e Bobillot (2002) realizaram um estudo focado em estratégias computacionais para modelagem em FEM do comportamento vibroacústico de estruturas com camada sanduíche. Segundo os autores, a aproximação mais fácil para modelar uma estrutura sanduíche é através do uso de elementos de placa 2D (quad4) e elementos sólido 3D (hexa8) lineares, como mostrado na Fig. 4.1. Para modelar a camada base e a camada constritora,

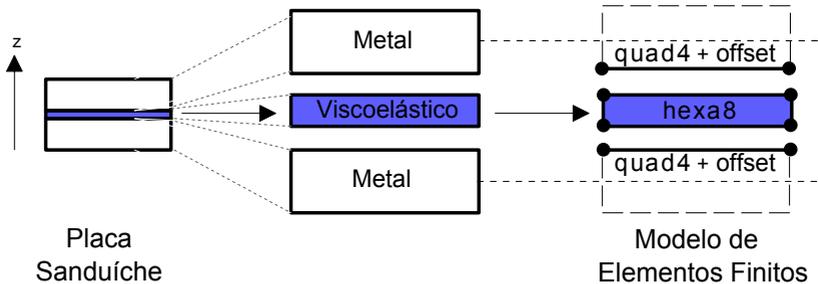


Figura 4.1: Modelo para estrutura sanduíche usando elementos de placa 2D e sólido 3D.

os autores mencionam que é preferível utilizar elementos de placa, com um deslocamento (*offset*) da superfície neutra do elemento, ao invés de elementos sólidos devido ao fato de as formulações para elementos sólidos serem mais sensíveis ao chamado *travamento de cisalhamento*<sup>1</sup> para valores altos de razões de aspecto<sup>2</sup>.

Para modelar o material viscoelástico, o uso de elementos sólidos 3D é aceitável em muitas aplicações, porque o corpo do material viscoelástico é significativamente flexível comparado às camadas externas, e quase toda a energia está associada ao cisalhamento (PLOUIN; BALMES, 1999). Por outro lado, é inapropriado usar elementos de placas para modelagem de corpos flexíveis (BALMES; BOBILLOT, 2002).

Outro fator que deve ser observado na modelagem de materiais viscoelásticos, através do método de elementos finitos, é a discretização do corpo do material ao longo da espessura. Liu (2008b) apresentou em seu trabalho de doutorado uma análise de convergência do número de elementos através da espessura, necessários para representar a energia de deformação modal corretamente. Como resultado, o autor concluiu que apenas um elemento na espessura do material viscoelástico é suficiente para representar o campo de deformação deste material e, conseqüentemente, valores confiáveis de fator de perda podem ser obtidos.

Outro tipo de estratégia para modelar materiais viscoelásticos é apresentada por Balmes e Germes (2004), a qual utiliza a mesma técnica apresentada por Balmes e Bobillot (2002), porém, com uma pequena diferença. Para

<sup>1</sup>*Travamento de cisalhamento*, traduzido literalmente do inglês: *Shear locking*.

<sup>2</sup>*Razão de aspecto* é definido como sendo a relação entre a largura ou o comprimento do elemento e sua espessura (BALMES; BOBILLOT, 2002).

considerar apropriadamente os efeitos do cisalhamento na camada de material viscoelástico, os autores mencionam que, muitas vezes, é essencial considerar o afastamento entre a linha neutra do material viscoelástico e a linha neutra das camadas exteriores. Para fazer a conexão entre esses elementos afastados, conexões rígidas (elementos) são usadas para ligar os nós dos elementos de placa com os nós dos elementos sólidos, como mostrado na Fig. 4.2.

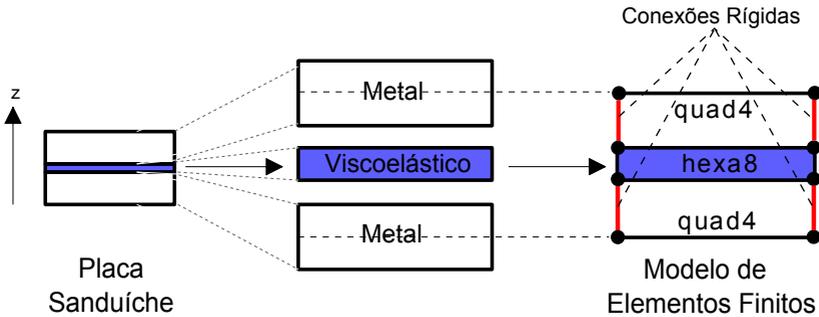


Figura 4.2: Modelo sanduíche usando elementos de placa 2D, sólido 3D e conexões rígidas.

## 4.2 Teoria de Estruturas Periódicas

Estruturas de engenharia, tais como compressores rotativos, pontes com vários vãos, viadutos, estruturas compostas de múltiplas camadas, painéis reforçados para construção de fuselagens de aeronaves ou para estruturas de navios, dentre outras, são estruturas que apresentam uma característica em comum: *periodicidade espacial*. Muitas dessas são, ou têm sido, tratadas como estruturas periódicas, e, dentre algumas, como por exemplo painéis de fuselagem, é comum o tratamento utilizando materiais viscoelásticos para redução do ruído interno das aeronaves. Para tanto, a modelagem do comportamento dinâmico de tais estruturas tem sido facilitada através de um método baseado na Teoria de Estruturas Periódicas juntamente com o Método de Elementos Finitos.

Uma estrutura periódica consiste fundamentalmente de uma quantidade de componentes estruturais idênticos, também ditos “elementos periódicos”, que são unidos lado-a-lado, ou frente-a-frente, para formarem uma estrutura completa (MEAD, 1996). As características de vibração de uma es-

estrutura periódica podem ser uma fase importante de projeto de tais estruturas. Segundo o autor supracitado, estruturas periódicas podem ser categorizadas em diferentes maneiras. Podem ser uni-, bi- ou tri-dimensionais, as quais podem consistir de vigas, barras, placas planas ou curvas, de várias combinações e com diferentes condições de sustentação.

O desenvolvimento da Teoria de Estruturas Periódicas tem se apoiado na ideia de propagação de ondas através dessas estruturas. Essas ondas são caracterizadas por constantes de propagação  $\mu$ , sendo estas subdividas em constantes de atenuação  $\delta$  e constantes de fase  $\varepsilon$ , relacionadas através de

$$\mu = \delta \pm i\varepsilon. \quad (4.2)$$

Em 1953, Cremer e Leilich (apud MEAD, 1996) estudaram o movimento de ondas harmônicas de flexão em uma viga periódica uni-dimensional na qual dois tipos de periodicidade foram considerados. O primeiro, com apoios simples, e o segundo, com massas pontuais (concentradas), ambos espaçados em intervalos regulares. Na análise com apoios simples, a viga periódica (simplesmente apoiada) foi acoplada aos seus elementos periódicos adjacentes através de apenas uma coordenada de deslocamento. Desta maneira, os autores verificaram que, para qualquer frequência, existe somente um par de constantes de propagação iguais e opostas, e puderam então apresentar os resultados em forma de curvas de  $\delta$  e  $\varepsilon$  em função de  $\omega$  para a estrutura não-amortecida, conforme pode ser visto na Fig. 4.3a. Uma forma mais compacta é apresentada por Mead (1996), e é ilustrada também na Fig. 4.3b.

Estruturas periódicas contínuas possuem uma infinidade de zonas de atenuação e zonas de propagação alternadas. Nas zonas de atenuação, em uma viga periódica não amortecida e simplesmente apoiada, o movimento de flexão decai ao longo do comprimento e uma onda por si só não pode transmitir energia. Nas zonas de propagação o movimento de flexão é aquele de uma verdadeira propagação de onda que transmite energia (MEAD, 1996).

No início dos anos 60, Heckl (1964) analisou inicialmente a transmissão de ondas de flexão e de torção em vigas com descontinuidades periódicas ao longo do comprimento (sistema periódico uni-dimensional), e, com os resultados desta análise, o autor avaliou também a propagação de ondas em grelhas retangulares feitas de vigas uniformes interconectadas (sistema periódico bi-dimensional). Nesta análise, em alta frequência, Heckl considerou que, quando uma onda de flexão em um elemento encontra a junção do elemento adjacente, múltiplos processos de reflexão e de transmissão são realizados. Com isso, o autor estabeleceu uma equação para as constantes de propagação em termos dos coeficientes de reflexão e de transmissão, sendo

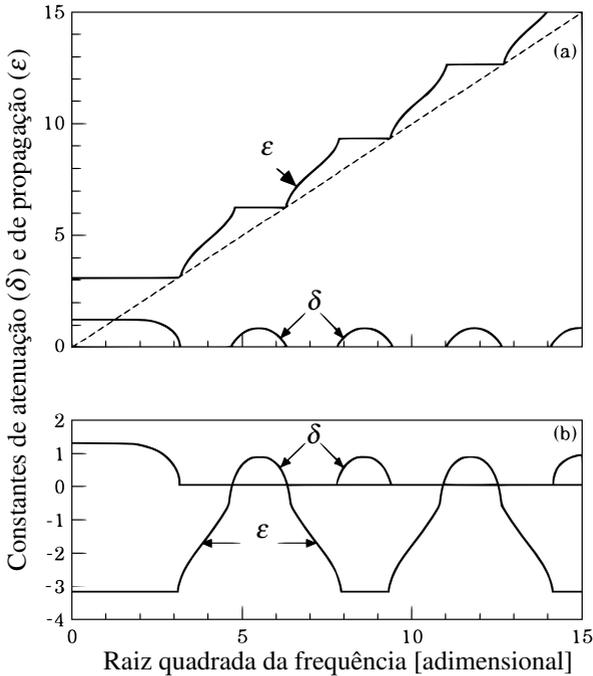


Figura 4.3: Constantes de atenuação e de fase para uma viga periódica bi-apoiada; (a) Primeira representação feita por Cremer e Leilich (1953); (b) Forma compacta. **Fonte:** (MEAD, 1996).

estes coeficientes obtidos para o caso em que uma onda, que se propaga em uma viga infinita, encontra a junção para outra viga infinita.

Uma teoria geral foi apresentada para a propagação de ondas harmônicas em sistemas periódicos uni- e bi-dimensionais com múltiplos acoplamentos entre os elementos periódicos (MEAD, 1973). O autor mostrou que, em um sistema periódico uni-dimensional, o número distinto de ondas livres que podem existir em uma frequência qualquer é igual a duas vezes o número de coordenadas de acoplamento (coordenadas na ponta do elemento periódico), de modo que este número seja o menor possível.

O avanço mais importante apresentado por Mead (1973) foi a formulação das equações generalizadas do movimento para um elemento periódico através do qual uma onda pode propagar. Considerando um sistema periódico uni-dimensional, cada elemento periódico está acoplado aos elementos adja-

centes por  $n$  coordenadas e forças. O deslocamento completo do elemento pôde ser definido através das coordenadas “exteriores” ou de “acoplamento” juntamente com as coordenadas “interiores”. Utilizando o princípio de Floquet (BRILLOUIN, 1946 apud MEAD, 1973), as coordenadas exteriores do lado esquerdo de cada elemento puderam ser denotadas pela matriz coluna  $\{\mathbf{q}_l\} e^{i\omega t}$ , as do lado direito por  $\{\mathbf{q}_r\} e^{i\omega t}$  e as interiores por  $\{\mathbf{q}_i\} e^{i\omega t}$ . Assim, uma matriz coluna contendo todas as coordenadas foi denotada por:

$$\{\mathbf{q}\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_l \\ \mathbf{q}_i \\ \mathbf{q}_r \end{Bmatrix}. \quad (4.3)$$

A mesma analogia foi realizada para as forças através de:

$$\{\mathbf{F}\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_l \\ \mathbf{F}_i \\ \mathbf{F}_r \end{Bmatrix}. \quad (4.4)$$

Com posse dessas equações pôde-se então estabelecer as equações lineares do movimento harmônico de todas as coordenadas do elemento periódico não amortecido na forma padrão:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{F}\}, \quad (4.5)$$

na qual  $\mathbf{K}$  e  $\mathbf{M}$  são as matrizes generalizadas de rigidez e massa do elemento periódico.

Segundo Mead (1973), o movimento de onda livre através de um elemento periódico ocorre quando  $\{\mathbf{F}_i\} = 0$  e este movimento é caracterizado pelos deslocamentos em um elemento serem iguais aos correspondentes deslocamentos no elemento adjacente vezes  $e^\mu$ , sendo  $\mu$  a constante de propagação. Portanto, relações entre as coordenadas de acoplamento puderam ser estabelecidas, como:

$$\{\mathbf{q}_r\} = e^\mu \{\mathbf{q}_l\}, \quad (4.6)$$

da mesma forma, as forças foram relacionadas através de:

$$\{\mathbf{F}_r\} = -e^\mu \{\mathbf{F}_l\}. \quad (4.7)$$

Manipulando-se essas equações, pôde-se montar um problema de autovalores clássico, em termos de  $\mu$ , dado por:

$$([\mathbf{K}, \mu] - \omega^2 [\mathbf{M}]) \{\mathbf{q}\} = 0, \quad (4.8)$$

em que, para um dado valor de  $\mu$ , puderam ser encontradas<sup>3</sup> as frequências para as quais o movimento de onda pode ocorrer para este dado valor de constante de propagação. Desta maneira, o movimento do elemento foi quantificado por um conjunto de coordenadas generalizadas, sendo que, cada uma das quais foi associada a um modo real de vibração.

Com base na teoria geral apresentada anteriormente, uma placa plana, reforçada por um conjunto regular de vigas posicionadas ortogonalmente entre si, foi analisada por Mead, Zhu e Bardell (1988) como sendo um sistema periódico bi-dimensional. O movimento do elemento periódico bi-dimensional foi quantificado em termos das coordenadas generalizadas  $\{\mathbf{q}_n\}$ . Essas coordenadas foram subdivididas em coordenadas de contorno (aresta superior, inferior, direita e esquerda, e de cantos) e internas, conforme ilustrado na Fig. 4.4. Utilizando os conceitos introduzidos na teoria geral para sistemas

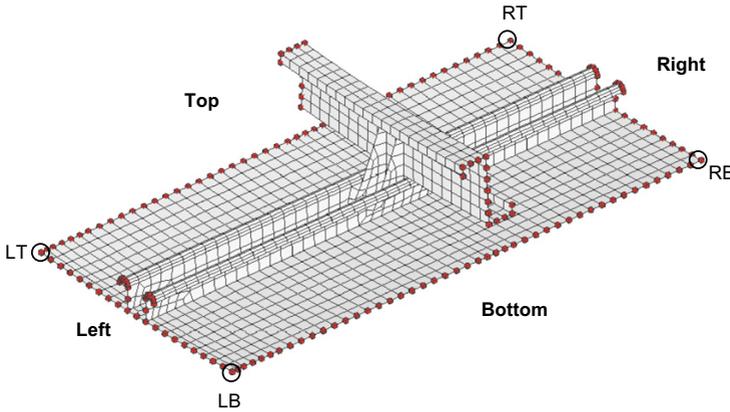


Figura 4.4: Ilustração de um elemento periódico bi-dimensional qualquer. **Fonte:** (COTONI; LANGLEY; SHORTER, 2008).

periódicos bi-dimensionais, apresentada anteriormente, as relações entre as coordenadas do elemento periódico, também chamado de “baia”, puderam ser estabelecidas, em que, as coordenadas da aresta esquerda, direita, superior e inferior foram relacionadas através de:

$$\{\mathbf{q}_R\} = e^{\mu_x} \{\mathbf{q}_L\} \quad e \quad \{\mathbf{q}_T\} = e^{\mu_y} \{\mathbf{q}_B\}, \quad (4.9)$$

<sup>3</sup>As frequências são obtidas fazendo-se o determinante da matriz do lado esquerdo da Eq. (4.8) ser igual a zero.

e as coordenadas dos cantos esquerdo, direito, superior e inferior através de:

$$\{\mathbf{q}_{RB}\} = e^{\mu_x} \{\mathbf{q}_{LB}\}, \quad \{\mathbf{q}_{LT}\} = e^{\mu_y} \{\mathbf{q}_{LB}\}, \quad e \quad \{\mathbf{q}_{RT}\} = e^{\mu_x + \mu_y} \{\mathbf{q}_{LB}\}. \quad (4.10)$$

As forças ao longo das arestas esquerda, direita, superior e inferior foram relacionadas como:

$$\{\mathbf{F}_R\} = -e^{\mu_x} \{\mathbf{F}_L\} \quad e \quad \{\mathbf{F}_T\} = -e^{\mu_y} \{\mathbf{F}_B\}, \quad (4.11)$$

e as dos cantos esquerdo, direito, superior e inferior através de:

$$\{\mathbf{F}_{RB}\} = -e^{\mu_x} \{\mathbf{F}_{LB}\}, \quad \{\mathbf{F}_{LT}\} = -e^{\mu_y} \{\mathbf{F}_{LB}\}, \quad e \quad \{\mathbf{F}_{RT}\} = e^{\mu_x + \mu_y} \{\mathbf{F}_{LB}\}. \quad (4.12)$$

A equação de propagação da onda pôde então ser condensada para um resultado completamente geral para estruturas periódicas em duas dimensões, através de:

$$\left( [\mathbf{K}'(\mu_x, \mu_y)] - \Omega^2 [\mathbf{M}'(\mu_x, \mu_y)] \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_{LB} \\ \mathbf{q}_L \\ \mathbf{q}_B \\ \mathbf{q}_I \end{Bmatrix} = 0, \quad (4.13)$$

sendo  $\mathbf{K}'$  e  $\mathbf{M}'$  matrizes complexas de rigidez e de massa do elemento periódico em termos de  $\mu_x$  e  $\mu_y$ , e  $\Omega$  uma frequência adimensional. Formulado o problema para a estrutura periódica bi-dimensional, um método alternativo, método hierárquico de elementos finitos (HFEM)<sup>4</sup>, juntamente com as equações de Lagrange, foi utilizado para derivar as matrizes de rigidez e de massa do elemento periódico, no qual, este foi considerado ser composto por uma placa e reforçadores (vigas) em sua periferia, tratado como sendo um único elemento sem subdivisão. Assim, considerando  $\mu_x$  e  $\mu_y$  puramente imaginários, ou seja,  $\mu_x = i\varepsilon_x$  e  $\mu_y = i\varepsilon_y$ , o problema de autovalores foi resolvido para cada valor de  $\varepsilon_x$  e  $\varepsilon_y$ , obtendo-se então as frequências nas quais ondas podem propagar. Através destes resultados, os autores puderam apresentar de forma gráfica as superfícies de constantes de fase, tal como ilustrada na Fig. 4.5, e zonas de propagação de ondas puderam facilmente ser identificadas.

Subsequentemente, Bardell e Mead (BARDELL; MEAD, 1989a; BARDELL; MEAD, 1989b) utilizaram o HFEM para estabelecer as matrizes

<sup>4</sup>No HFEM, ao invés de aumentar a quantidade elementos para obter uma precisão mais apurada e uma quantidade maior de frequências, opta-se por aumentar a quantidade de funções de forma do elemento mantendo-se constante o tamanho do elemento, funções estas ortogonais entre si. (MEAD; ZHU; BARDELL, 1988)

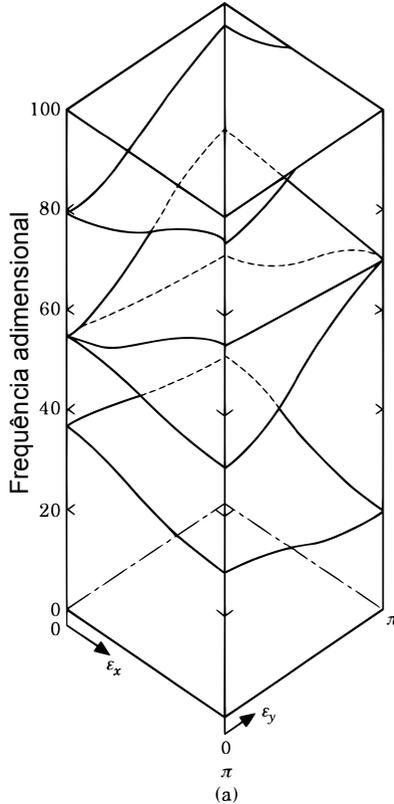


Figura 4.5: Superfície de constante de fase para uma placa periódica bi-dimensional. **Fonte:** (MEAD; ZHU; BARDELL, 1988).

de massa e de rigidez de painéis retangulares curvos em conjunto com a formulação de estruturas periódicas. Com isso, foi possível determinar as características dinâmicas do painel reforçado, tal como os dois modos de vibração mostrados na Fig. 4.6, plotados como se o painel fosse plano, e validar experimentalmente o método.

Considerações sobre o tratamento das forças generalizadas nos cantos dos elementos periódicos bi-dimensionais utilizando o conjunto de equações apontado pela Eq. (4.12), demonstram que nem sempre são apropriadas. No trabalho realizado por Langley (1993), é demonstrado que a utilização das forças generalizadas dada pela Eq. (4.12) guiará a resultados corretos para os

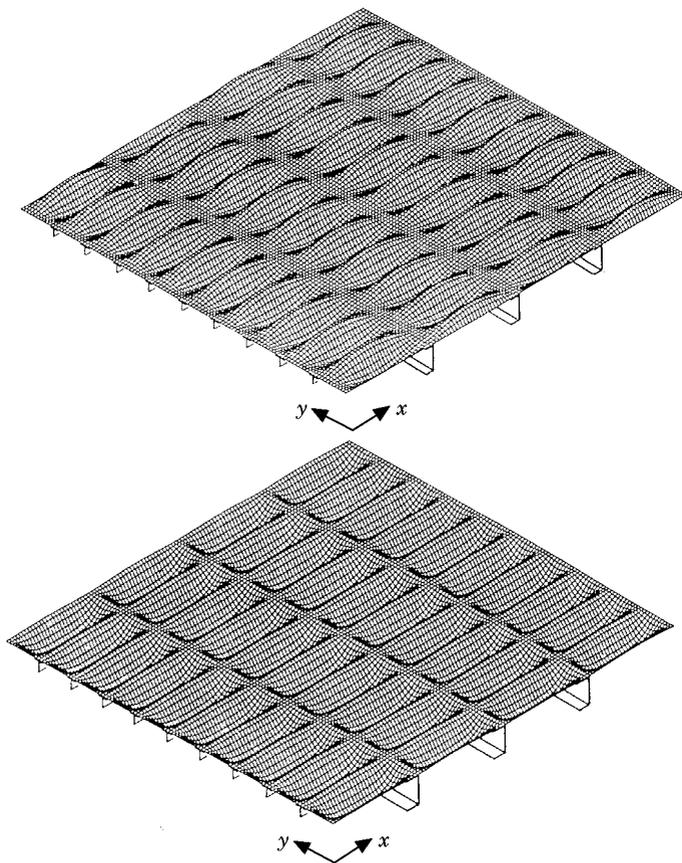


Figura 4.6: Dois modos de vibração de um painel reforçado curvo, apresentado por Bardell e Mead (1989a).

cálculos das constantes de propagação, porém, errôneas conclusões podem ser obtidas nos cálculos de fluxo de energia da estrutura. Embora sejam satisfeitas as condições de equilíbrio de forças, utilizando as forças generalizadas da Eq. (4.12), o autor demonstra que a equação:

$$\{\mathbf{F}_{RT}\} + e^{\mu_x} \{\mathbf{F}_{LT}\} + e^{\mu_y} \{\mathbf{F}_{RB}\} + e^{\mu_x + \mu_y} \{\mathbf{F}_{LB}\} = \{0\}, \quad (4.14)$$

representa corretamente as condições de contorno periódicas para as forças

nos cantos dos elementos da estrutura periódica bi-dimensional e esta deve ser empregada no lugar da Eq. (4.12). Contudo, o autor propõe ainda uma nova maneira de representar as equações reduzidas para o movimento da estrutura, conforme apresentado a seguir.

Dadas as Equações (4.9) e (4.10), os deslocamentos  $\{\mathbf{q}\}$  podem ser expressos na forma:

$$\{\mathbf{q}\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_I \\ \mathbf{q}_B \\ \mathbf{q}_T \\ \mathbf{q}_L \\ \mathbf{q}_R \\ \mathbf{q}_{LB} \\ \mathbf{q}_{RB} \\ \mathbf{q}_{LT} \\ \mathbf{q}_{RT} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I}e^{\mu_y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I} & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I}e^{\mu_x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{\mu_x} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{\mu_y} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{\mu_x + \mu_y} \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_I \\ \mathbf{q}_B \\ \mathbf{q}_L \\ \mathbf{q}_{LB} \end{Bmatrix} = \mathbf{R}\mathbf{q}', \quad (4.15)$$

em que a matriz  $\mathbf{R}$  e o vetor reduzido de graus de liberdade  $\mathbf{q}'$  são definidos de uma maneira apropriada. A Eq. (4.15) pode ser substituída na Eq. (4.5) para resultar:

$$(-\omega^2\mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{R}\mathbf{q}' = \{\mathbf{F}\}. \quad (4.16)$$

Uma nova matriz  $\hat{\mathbf{R}}$  foi definida, sendo esta dada pelo complemento da matriz  $\mathbf{R}$ , no senso que os sinais das constantes de propagação  $\mu_x$  e  $\mu_y$ , e portanto a direção do movimento da onda, são reversos. Assim, tem-se:

$$\hat{\mathbf{R}} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{I}e^{-\mu_y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I} & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-\mu_x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-\mu_x} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-\mu_y} \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I}e^{-\mu_x - \mu_y} \end{bmatrix}. \quad (4.17)$$

A Eq. (4.16) pode agora ser pré-multiplicada pela transposta de  $\hat{\mathbf{R}}$  para resultar:

$$\hat{\mathbf{R}}^T(-\omega^2\mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{R}\mathbf{q}' = \hat{\mathbf{R}}^T\{\mathbf{F}\}. \quad (4.18)$$

Para o caso da inexistência de um carregamento externo,  $\{\mathbf{F}_I\} = 0$ , as

equações de vibração livre na estrutura se tornam:

$$\hat{\mathbf{R}}^T (-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \mathbf{R} \mathbf{q}' = 0. \quad (4.19)$$

Na prática, é comum estabelecer valores para  $\mu_x$  e  $\mu_y$  puramente imaginários para gerar as superfícies de constantes de fase (MEAD; ZHU; BARDELL, 1988). Neste caso, a matriz que pré-multiplica  $\mathbf{q}'$  na Eq. (4.18) é Hermitiana e as soluções para  $\omega$  são sempre reais.

### 4.3 Cálculo do Fator de Perda utilizando a Teoria de Estruturas Periódicas

Na seção anterior foi considerado que o sistema periódico era não-amortecido. Agora, porém, baseado no trabalho realizado por Cotoni, Langley e Shorter (2008) juntamente com outro trabalho de Shorter (2004), é apresentada a seguir uma análise para estruturas periódicas bi-dimensionais com amortecimento introduzido.

O fator de perda em uma dada frequência, ou seja, associado a uma dada onda de propagação, pode ser denotado por (SHORTER, 2004):

$$\eta = \frac{P_{\text{diss}}}{\omega(T + U)}, \quad (4.20)$$

sendo,  $U$ ,  $T$  e  $P_{\text{diss}}$  a média temporal, respectivamente, da energia de deformação, energia cinética e potência dissipada da onda. Para a célula, a potência dissipada e as energias são funções das constantes de fase ( $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ ) e da auto-solução  $n$ . Assumindo amortecimento estrutural (ou “rigidez complexa”), tem-se que a potência dissipada é proporcional à energia de deformação. Supondo que a célula possua regiões com diferentes fatores de perda,  $\eta_r$ , e que estes fatores de perda estão aplicados em várias regiões da estrutura, a potência dissipada pode ser reescrita como:

$$P_{\text{diss}} = \sum_r 2\omega\eta_r U_r, \quad (4.21)$$

sendo  $U_r$  a energia de deformação associada à região com fator de perda  $\eta_r$ . Conforme apontado por Shorter (2004), a energia de deformação total e a energia cinética podem ser expressas em termos das matrizes de massa e de rigidez juntamente com os autovetores. Neste caso, os autovetores são aqueles obtidos a partir da Eq. (4.19), representados por  $\boldsymbol{\varphi}_n(\varepsilon_x, \varepsilon_y)$ . Pode-se contudo, redefinir a Eq. (4.20), em função de  $(\varepsilon_x, \varepsilon_y)$  com ressalvas de que as matrizes

de massa e de rigidez devem ser pré-multiplicadas por  $\hat{\mathbf{R}}^T$  e pós-multiplicadas por  $\mathbf{R}$ , conforme são na Eq. (4.19), resultando assim:

$$\eta_n(\mu_x, \mu_y) = \frac{\sum_r \eta_r \varphi_n^H (\hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{K}_r \mathbf{R}) \varphi_n}{\varphi_n^H \hat{\mathbf{R}}^T (\mathbf{K} + \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{R} \varphi_n}, \quad (4.22)$$

sendo que o sobrescrito “H” denota o conjugado complexo transposto (ou Hermitiano) e  $\mathbf{K}_r$  representa a contribuição da região “r” para a matriz de rigidez global da célula.

Uma forma alternativa da Eq. (4.22) foi proposta por (CORDIOLI et al., 2010) com a principal intenção de considerar a variação das propriedades físicas dos materiais viscoelásticos (módulo de elasticidade e fator de perda) com a frequência, dada por:

$$\eta_n(\mu_x, \mu_y) = \frac{\sum_r \eta_r(\omega) \varphi_n^H \{ \hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{K}_r(\omega) \mathbf{R} \} \varphi_n}{\varphi_n^H \hat{\mathbf{R}}^T (\mathbf{K} + \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{R} \varphi_n}, \quad (4.23)$$

sendo  $\mathbf{K}_r(\omega)$  e  $\eta_r(\omega)$ , respectivamente, a matriz de rigidez e o fator de perda para cada região da célula com variação na frequência, as quais serão constantes para as regiões sem material viscoelástico.

A Eq. (4.22) expressa o fator de perda associado a uma dada onda de propagação para uma estrutura periódica qualquer com periodicidade 2D. Para a obtenção do fator de perda desta estrutura periódica qualquer, com periodicidade bi-dimensional, duas abordagens são comumente empregadas, a abordagem ondulatória e a abordagem modal, as quais são apresentadas a seguir.

### 4.3.1 Abordagem Ondulatória

Conforme apresentado por Cotoni, Langley e Shorter (2008), assumindo que um campo reverberante difuso<sup>5</sup> esteja presente na estrutura periódica, o fator de perda da estrutura pode ser obtido a partir de uma abordagem ondulatória através de uma média da Eq. (4.22) sobre todos os valores de constantes de fase (considerando as constantes de propagação puramente imaginárias) para as quais existam frequências naturais na banda de frequência de interesse  $\Delta\omega$ .

A energia média temporal da estrutura periódica associada com o

---

<sup>5</sup>Um campo reverberante difuso pode ser interpretado como sendo o campo obtido pela adição incoerente de todos os tipos de ondas “ressonantes” contidas em uma dada banda de frequência de interesse com iguais energias (COTONI; LANGLEY; SHORTER, 2008).

campo de deslocamento  $\boldsymbol{\varphi}_n(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y)$ , ou seja, o autovetor  $n$ , é dada por:

$$E_n(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y) = \frac{N_x N_y}{4} \boldsymbol{\varphi}_n^H \hat{\mathbf{R}}^T (\mathbf{K} + \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{R} \boldsymbol{\varphi}_n = \frac{N_x N_y}{4} \left\{ \omega^2 + \Omega_n^2(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y) \right\}, \quad (4.24)$$

sendo  $N_x$  e  $N_y$ , a quantidade de baias em  $x$  e  $y$  na estrutura periódica, e, quando a onda é ressonante,  $\omega = \Omega_n$ , a energia se reduz para  $N_x N_y \omega^2 / 2$ . Pode-se afirmar que ondas ressonantes possuem a mesma energia, assim, o fator de perda médio ressonante da estrutura periódica completa é dado por:

$$\eta_S(\omega) = \left\langle \eta_n(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y) \right\rangle_{\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y, n / \Omega_n(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y) \in \Delta\omega}, \quad (4.25)$$

no qual  $\langle \ \rangle$  denota a média e  $\eta_n(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y)$  é dado pela Eq. (4.22), considerando  $\mu_x$  e  $\mu_y$  puramente imaginários.

### 4.3.2 Abordagem Modal

Outra alternativa para calcular o fator de perda de estruturas periódicas é baseada em uma abordagem modal, como descrito por Cotoni, Langley e Shorter (2008), a qual é apresentada a seguir.

Considerando uma estrutura periódica com  $N_x \times N_y$  baias, para uma dada superfície de constante de fase  $\Omega_n(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y)$ , existem  $N_x N_y$  valores de constantes de fase  $(\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y)$ . Estes valores são dados por  $\boldsymbol{\varepsilon}_{xp} = 2\pi p / N_x$  e  $\boldsymbol{\varepsilon}_{yq} = 2\pi q / N_y$ , sendo  $p$  e  $q$  números inteiros de 0 até  $N_x - 1$  e de 0 até  $N_y - 1$ , respectivamente. Para esta mesma superfície de constante de fase, as ondas com constantes de fase  $(+\boldsymbol{\varepsilon}_{xp}, +\boldsymbol{\varepsilon}_{yq})$  e  $(-\boldsymbol{\varepsilon}_{xp}, -\boldsymbol{\varepsilon}_{yq})$  propagam-se na mesma frequência  $\omega_{pq,n} = \Omega_n(\boldsymbol{\varepsilon}_{xp}, \boldsymbol{\varepsilon}_{yq})$ . Essas duas ondas combinadas produzem duas ondas estacionárias (ou “modos globais”). Os campos de deslocamento  $\boldsymbol{\psi}$  destes modos globais na célula  $\mathbf{r} = (r_x, r_y)$  são dados por:

$$\boldsymbol{\psi}_{1pq,n}(\mathbf{r}) = 2 \operatorname{Re} \left\{ \boldsymbol{\varphi}_{pq,n} e^{-ir_x \boldsymbol{\varepsilon}_{xp} - ir_y \boldsymbol{\varepsilon}_{yq}} \right\} \quad (4.26)$$

e

$$\boldsymbol{\psi}_{2pq,n}(\mathbf{r}) = 2 \operatorname{Im} \left\{ \boldsymbol{\varphi}_{pq,n} e^{-ir_x \boldsymbol{\varepsilon}_{xp} - ir_y \boldsymbol{\varepsilon}_{yq}} \right\}, \quad (4.27)$$

sendo  $\boldsymbol{\varphi}_{pq,n}$  a forma modal de deslocamento, ou autovetor, associada com a superfície de constante de fase  $n$ . Para que os modos globais da Eq. (4.27) possam ser normalizados pela massa, os autovetores da célula unitária devem satisfazer a condição  $\boldsymbol{\varphi}_{pq,n}^H (\hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{M} \mathbf{R}) \boldsymbol{\varphi}_{pq,n} = 1 / (2N_x N_y)$ . Usando algoritmos padrões para a Eq. (4.19), os autovetores obtidos tipicamente são normalizados pela massa. No que se segue, a normalização  $\boldsymbol{\varphi}_{pq,n}^H (\hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{M} \mathbf{R}) \boldsymbol{\varphi}_{pq,n} = 1$

(ou  $\boldsymbol{\Psi}_{t,pq,n}^H(\hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{M} \mathbf{R})\boldsymbol{\Psi}_{t,pq,n} = 2$ ) é portanto adotada e o fator  $2N_xN_y$  é explicitamente incluído nas equações subsequentes. Em resumo, uma série de “modos globais”, para a estrutura periódica completa, pode ser obtida considerando somente as superfícies de constantes de fase de uma célula unitária para uma malha discreta de constantes de fase com valores dados por  $(\varepsilon_x, \varepsilon_y)$ .

Supõe-se agora que o fator de perda “ressonante” seja calculado para o modo associado com uma dada onda (i.e. o fator de perda quando o modo é excitado na frequência de ressonância). Considerando que  $\boldsymbol{\varphi}_{pq,n}$  seja o autovetor normalizado pela massa e que o autovalor seja  $\omega_{pq,n} = \Omega_n(\varepsilon_{xp}, \varepsilon_{yq})$ , o denominador da Eq. (4.22) na frequência  $\omega_{pq,n}$  será igual a  $2\omega_{pq,n}^2$ , e a Eq. (4.22) pode ser escrita como:

$$\eta_{pq,n}(\omega_{pq,n}) = \frac{1}{\omega_{pq,n}^2} \sum_r \eta_r \boldsymbol{\varphi}_{pq,n}^H(\hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{K}_r \mathbf{R}) \boldsymbol{\varphi}_{pq,n}. \quad (4.28)$$

Considera-se agora que seja aplicada uma força complexa  $\mathbf{f}$  na célula identificada pela posição  $\mathbf{r} = (r_x, r_y)$  na estrutura periódica. A resposta de velocidade em qualquer célula  $\mathbf{r}'$  pode ser escrita em termos das formas modais definidas na Eq. (4.26) e Eq. (4.27) da seguinte forma:

$$\mathbf{v}(\mathbf{r}') = \frac{i\omega}{2N_xN_y} \sum_{t,pq,n} \frac{\{\boldsymbol{\Psi}_{t,pq,n}^H(\mathbf{r})\mathbf{f}\} \boldsymbol{\Psi}_{t,pq,n}(\mathbf{r}')}{\omega_{pq,n}^2(1 + i\eta_{pq,n}) - \omega^2}, \quad (4.29)$$

em que o somatório é realizado sobre todos os modos da estrutura: o subscrito  $t$  é associado com os valores 1 e 2,  $p$  e  $q$  descrevem os valores discretos das constantes de fase sobre a região ( $0 < p < N_x - 1$ ,  $0 < q < N_y/2$ ), e o somatório  $n$  é realizado sobre todas as superfícies de constantes de fase. Para uma estrutura isolada, a média temporal da potência dissipada pela estrutura é igual a média temporal da potência de entrada na estrutura, em que:

$$P_{diss} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \mathbf{f}^H \mathbf{v}(\mathbf{r}) \} \quad (4.30)$$

$$= \frac{1}{2} \frac{1}{2N_xN_y} \sum_{t,pq,n} \boldsymbol{\Psi}_{t,pq,n}^H(\mathbf{r}) \mathbf{f} \mathbf{f}^H \boldsymbol{\Psi}_{t,pq,n}(\mathbf{r}) \text{Re} \left\{ \frac{i\omega}{\omega_{pq,n}^2(1 + i\eta_{pq,n}) - \omega^2} \right\}.$$

Considerando uma excitação aleatória, em que todos os modos locais recebam uma mesma potência, a matriz de espectro-cruzado da força será proporcional à matriz de massa, o que fornece  $\mathbf{f} \mathbf{f}^H = \hat{\mathbf{R}}^T(\mathbf{M})\mathbf{R}$ . Devido ao fato de os modos terem sido normalizados pela massa, o primeiro termo do somatório anterior se reduz a 2, como comentado anteriormente.

Visto que é de interesse o cálculo do fator de perda ressonante da estrutura, o somatório pode ser realizado para os modos com frequência natural  $\omega_{pq,n}$  na banda de frequência  $\Delta\omega$ . Assim, a expressão anterior pode ser simplificada através da realização da média da potência de entrada sobre a banda de frequência para a qual as frequências naturais  $\omega_{pq,n}$  existam. Cremer, Heckl e Ungar (apud COTONI; LANGLEY; SHORTER, 2008) demonstraram que o último termo da Eq. (4.30) é aproximadamente igual a  $\pi/2\Delta\omega$ , (considerando que a largura da banda modal seja pequena quando comparada com a largura de banda média). Na prática, esta hipótese é uma boa aproximação. Assim, a média na banda ressonante da potência dissipada é então dada por:

$$\langle P_{\text{diss}} \rangle_{\mathbf{f}, \Delta\omega} = \frac{1}{2N_x N_y} \sum_{t,p,q,n} \frac{\pi}{2\Delta\omega}, \quad (4.31)$$

contanto que o somatório seja realizado sobre os modos com uma frequência natural  $\omega_{pq,n}$  na banda de frequência de interesse. O símbolo  $\langle \cdot \rangle_{\mathbf{f}, \Delta\omega}$  denota que na quantidade acima foi realizada uma média na banda de interesse para a excitação aleatória comentada no parágrafo anterior.

A média no tempo da energia cinética da estrutura, devido à excitação  $\mathbf{f}$ , pode ser expressa em termos da matriz de massa e da velocidade de resposta de uma célula. Fazendo uso da velocidade de resposta e da ortogonalidade dos modos pela massa, a energia pode ser escrita como um somatório para um simples modo, o que resulta em:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{4} N_x N_y (\mathbf{v}^H \hat{\mathbf{R}}^T \mathbf{M} \mathbf{R} \mathbf{v}) \\ &= \frac{1}{4} \frac{1}{4N_x N_y} \sum_{t,p,q,n} \frac{\omega^2}{|\omega_{pq,n}^2 (1 + i\eta_{pq,n}) - \omega^2|^2} (2\boldsymbol{\psi}_{t,p,q,n}^H \mathbf{f} \mathbf{f}^H \boldsymbol{\psi}_{t,p,q,n}). \end{aligned} \quad (4.32)$$

Utilizando a matriz de espectro cruzado da excitação, o termo dentro do parêntese, da equação anterior, se reduz ao valor 4. Considerando somente a energia ressonante (i.e.  $\omega_{pq,n} \in \Delta\omega$ ) e realizando a média sobre a banda de frequência  $\Delta\omega$  tem-se:

$$\langle T \rangle_{\mathbf{f}, \Delta\omega} = \frac{1}{4N_x N_y} \sum_{t,p,q,n} \frac{\pi}{2\omega_{pq,n} \eta_{pq,n} \Delta\omega}. \quad (4.33)$$

O fator de perda associado com a resposta média da estrutura periódica completa, em uma banda centrada na frequência  $\omega$  é dado pela taxa da potência média dissipada por ciclo sobre duas vezes a energia cinética média,

dado por:

$$\eta_s(\omega) = \frac{\langle P_{\text{diss}} \rangle_{\mathbf{f}, \Delta\omega}}{2\omega \langle T \rangle_{\mathbf{f}, \Delta\omega}} = \left( \left\langle \frac{1}{\eta_{pq,n}} \right\rangle_{pq,n/\omega_{pq,n} \in \Delta\omega} \right)^{-1}, \quad (4.34)$$

sendo que é considerado nesta equação que  $\omega_{pq,n}$  seja próximo da frequência central da banda (desde que somente os modos ressonantes sejam incluídos nas expressões das potência dissipada e energia cinética).

Em condições de a estrutura possuir alta superposição modal, os termos da Eq. (4.34) são funções suaves de  $p$  e  $q$ , e a média sobre os valores discretos de  $p$  e  $q$  podem ser alterada para a média sobre valores contínuos das superfícies de constantes de fase. Devido ao fato de um sistema qualquer com alta superposição modal possuir uma resposta que é similar à média no conjunto, Cotoni, Langley e Shorter (2008) propõem uma média no conjunto para o fator de perda, o que resulta em

$$\eta_s(\omega) = \left( \left\langle \frac{1}{\eta_n(\varepsilon_x, \varepsilon_y)} \right\rangle_{\varepsilon_x, \varepsilon_y / \omega(\varepsilon_x, \varepsilon_y) \in \Delta\omega} \right)^{-1}. \quad (4.35)$$

Pode-se perceber que este resultado se difere da Eq. (4.25), porém, para uma excitação com a mesma energia em cada modo, a derivação modal resultará na Eq. (4.25).

No artigo, apresentado por Cordioli et al. (2010), essas duas abordagens — ondulatória e modal — foram utilizadas para prever o fator de perda de um painel de fuselagem com e sem material viscoelástico. Conforme apresentado, pôde-se verificar uma boa concordância entre o amortecimento do painel predito via estruturas periódicas com os estimados experimentalmente, exceto em baixas frequências, para as quais ocorreram grandes discrepâncias, onde é acreditado ser devido às limitações do método de cálculo do fator de perda experimental.

## 5 METODOLOGIA EMPREGADA

Neste capítulo serão apresentadas as atividades realizadas ao longo deste trabalho. Inicialmente, será descrito o objeto de estudo que foi empregado para a realização das análises de amortecimento, procedido pelos procedimentos adotados para a caracterização do material viscoelástico utilizado neste trabalho. Num próximo estágio, serão descritos os procedimentos experimentais e numéricos utilizados para o cálculo dos fatores de perda do painel aeronáutico com e sem material viscoelástico.

### 5.1 Estrutura Base

O sistema mecânico escolhido para realizar as análises de amortecimento foi uma estrutura que buscava representar um painel de fuselagem, porém plana, também chamada painel aeronáutico, composto por uma chapa plana (também chamada *skin*) reforçada com 5 vigas longitudinais tipo I (ou *stringers*) e 3 vigas transversais tipo Z (cavernas ou *frames*), todo fabricado em alumínio, conforme é mostrado na Fig. 5.1.

As principais dimensões da placa plana são: 1800 x 1130 x 2 mm, e o painel é composto por 24 baias igualmente espaçadas, conforme pode ser visto na Fig. 5.1. Dimensões mais detalhadas do painel são apresentadas no Anexo A. A massa total do painel sem material viscoelástico era de aproximadamente 17,4 kg.

Para realizar as análises de amortecimento no painel de fuselagem, diversos ensaios, com e sem a aplicação de material viscoelástico, foram efetuados. Para tanto, utilizou-se o material viscoelástico ADC006, fabricado pela empresa E.A.R, para impor diferentes níveis de amortecimento nesta estrutura com formas geométricas variadas de aplicação. Tal material foi fornecido pela empresa EMBRAER, o qual era composto por uma camada de material viscoelástico com 1,240 mm de espessura, densidade de 1683 kg/m<sup>3</sup> e coeficiente de Poisson de 0,49, e uma camada de restrição fabricada em alumínio com espessura de 0,127 mm. A ilustração deste composto, que será denotado daqui para frente somente por material viscoelástico, pode ser visto na Fig. 5.2.

Como parte integrante do sistema, o material supracitado foi aplicado em regiões localizadas no interior das baias em 3 geometrias distintas:

- Losango (denotado por visco losango): com dimensões de 300 x 120 mm, localizado no centro de cada baia, Fig. 5.3;



Figura 5.1: Painel de fuselagem sem material viscoelástico aplicado.

- Retângulo (visco faixa): com dimensões de 300 x 60 mm, ou seja, mesma área do visco losango, localizado no centro de cada baía, Fig. 5.4;
- Retângulo (visco meia-faixa): com dimensões de 150 x 60 mm, ou seja, metade da área do visco faixa, localizado fora dos centros das baias, Fig. 5.5.

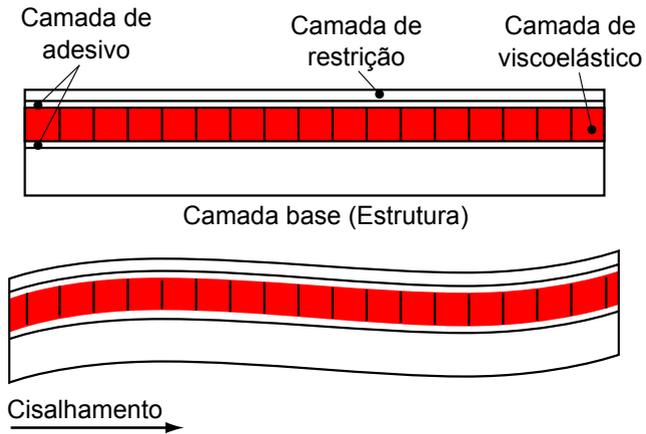


Figura 5.2: Ilustração do material viscoelástico empregado.

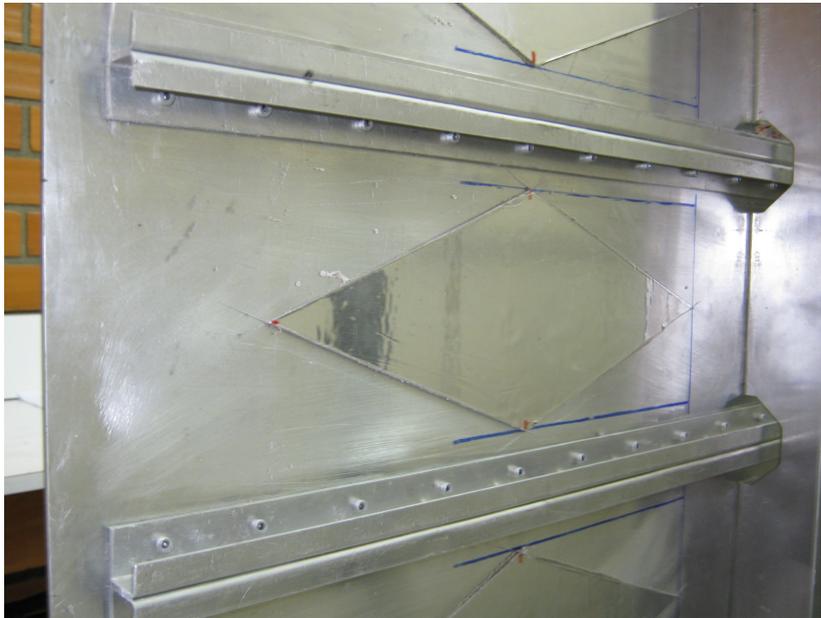


Figura 5.3: Fuselagem com viscoelástico aplicado na forma losangular.

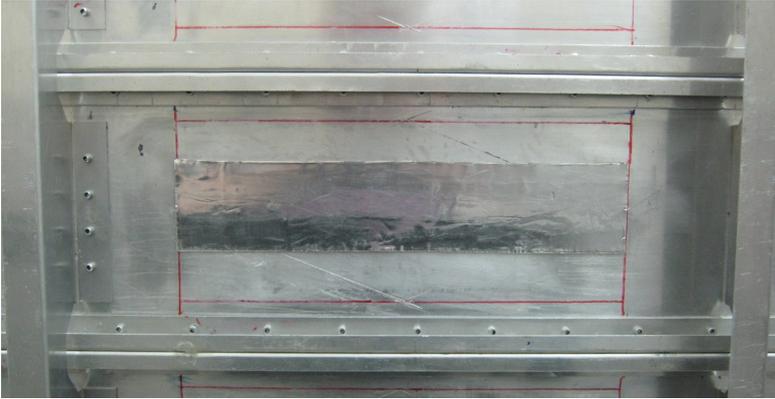


Figura 5.4: Fuselagem com material viscoelástico aplicado na forma retangular (faixa).

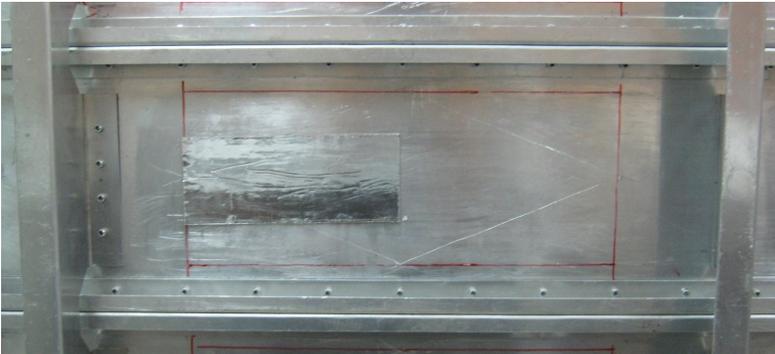


Figura 5.5: Fuselagem com viscoelástico aplicado na forma meia-faixa.

Outro fator relevante do sistema mecânico é forma de fixação. Devido ao fato de se tratar de uma estrutura razoavelmente grande e complexa, tentou-se buscar uma condição de fixação fácil de impor ao sistema e que ao mesmo tempo pudesse ser repetida para todos os ensaios que seriam realizados. Para tanto, na tentativa de alcançar a condição de contorno livre-livre, realizou-se a fixação do painel através de dois cabos flexíveis, um em cada canto, como mostrado anteriormente na Fig. 5.1, que por sua vez puderam ser fixados ao teto da sala de experimentos.

## 5.2 Caracterização do Material Viscoelástico

Para validar experimentalmente os fatores de perda que foram obtidos numericamente para o painel com material viscoelástico aplicado, tornou-se necessária a obtenção das propriedades físicas do material viscoelástico utilizado. Assim, nesta seção são apresentadas as atividades de caracterização do módulo complexo do material viscoelástico empregado neste trabalho, a saber, ADC-006. Como apontado anteriormente, tal material era composto por uma camada de constrictão (folha de alumínio), duas camadas de adesivo e uma camada de material viscoelástico propriamente dito que, segundo o fabricante, é denominado por SD40.

Para a consecução deste objetivo, dois métodos foram empregados, o primeiro baseado na norma ASTM-E756 e o segundo baseado em ajustes de propriedades de um modelo numérico. Os resultados obtidos foram confrontados com o publicado pelo fabricante do material, podendo assim ser obtidas algumas conclusões sobre os dados apresentados.

Para a validação das propriedades obtidas lançou-se mão da comparação das FRFs experimentais e numéricas de uma viga com o material viscoelástico aplicado, simulações estas utilizando as propriedades caracterizadas em cada caso.

### 5.2.1 ASTM E756

Com base na revisão bibliográfica apresentada na Seção 2.4, o procedimento aqui desenvolvido é baseado na norma ASTM E756 - 05 (2005) e no relatório técnico apresentado por Stumpf (2010). De acordo com as orientações da referida norma, o tipo de viga adotada neste trabalho foi baseado nas características físicas do material de amortecimento. Assim, como o material não era auto-sustentável nem mesmo flexível o suficiente para ser utilizada a configuração sanduíche, adotou-se a configuração Viga Oberst, ilustrada na Fig. 2.7b.

Apesar de o Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), dispor de uma infraestrutura com capacidade de serem realizadas caracterizações de materiais viscoelásticos, via ASTM E756, para temperaturas variando de  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $+60^{\circ}\text{C}$ , optou-se por caracterizar o material aqui utilizado (SD40) na temperatura ambiente, ou seja,  $+20^{\circ}\text{C}$ . Uma das justificativas para esta escolha se deu pela facilidade da execução dos experimentos do painel com o material viscoelástico em temperatura ambiente, já que o objetivo principal neste trabalho foi a validação da metodologia proposta. Outro motivo foi devido ao fato que, para

aviões comerciais voando em altitudes de cruzeiro, onde as temperaturas variam em torno de  $-50^{\circ}\text{C}$  (ATMOSPHERE, 1964), as únicas propriedades do painel que sofrem maiores alterações para esta temperatura, em comparação à temperatura ambiente, são as do material viscoelástico.

Para a realização da caracterização, foi confeccionada uma viga de aço 1020 com as dimensões de  $250,00 \times 10,08 \times 3,26$  mm. O material viscoelástico SD40 foi então recortado e colado à viga, e esta por sua vez foi fixada ao sistema de engaste.

Utilizando a cadeia experimental apresentada na Fig. 2.8, a norma ASTM E756-05 recomenda que sejam utilizados transdutores sem contato tanto na excitação da viga quanto na medição de sua resposta. Portanto, para a medição da resposta utilizou-se o transdutor magnético MM0002 B&K, o qual pode ser visto na Fig. 5.6. Já o transdutor utilizado para a excitação da viga foi o PC55-18E da marca MOTION SENSORS, apresentado na Fig. 5.7. As especificações de cada transdutor podem ser vistas no Anexo B. A montagem da viga Oberst com o material SD40 ao sistema de engaste juntamente com dos dois transdutores sem contato pode ser vista na Fig. 5.8.



Figura 5.6: Transdutor magnético B&K MM0002.

Mesmo sendo realizada a caracterização em temperatura ambiente ( $+20^{\circ}\text{C}$ ), temperatura esta controlada pelo ar condicionada da sala de experimentos, realizou-se os ensaios dentro de uma câmara de temperatura controlada que o LVA dispõe, a qual foi mantida com a porta aberta durante a realização dos ensaios. Tal câmara, construída pela empresa Clemar Ar Condicionados Ltda, é mostrada na Fig. 5.9.

A geração do sinal de excitação e a medição do sinal de resposta da viga foram realizadas com o auxílio de um analisador de sinais PULSE B&K modelo 3560-C, juntamente com um amplificador de potência B&K modelo



Figura 5.7: Transdutor MOTION SENSORS PC55-18E.

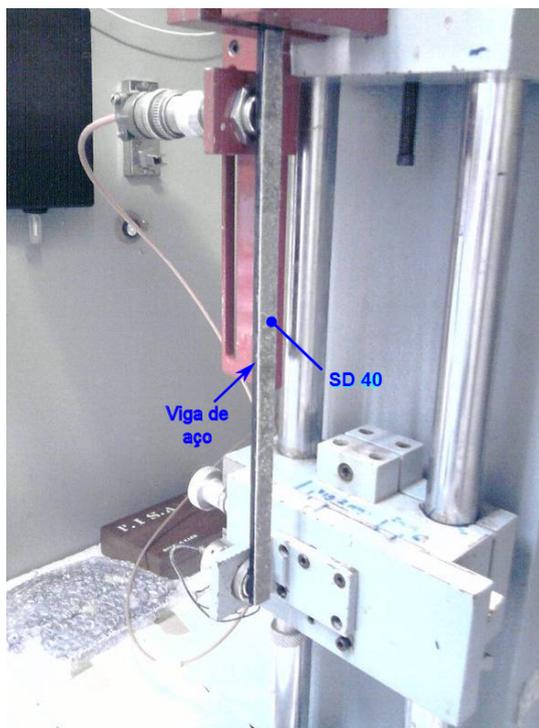


Figura 5.8: Montagem da viga Oberst com o SD40 ao sistema de engaste.



Figura 5.9: Câmara de temperatura controlada.

2718. Através de um computador com o programa PULSE LabShop versão 10 instalado, os testes puderam ser realizados.

Montados todos os equipamentos, realizou-se a medição da função resposta em frequência da viga Oberst (com o material SD40 aplicado) através dos dois transdutores magnéticos, conforme pôde ser observado na Fig. 5.8. O transdutor de excitação foi posicionado a aproximadamente 30 mm do engaste e o de resposta a 7,5 mm da extremidade livre.

A fim de se obter as propriedades da viga base, ou seja, da viga sem o material viscoelástico aplicado, realizou-se também a medição da FRF para a viga nesta configuração. A comparação dessas FRFs é mostrada na Fig. 5.10. A partir das FRFs obtidas, foram medidas as frequências naturais e os respectivos fatores de perda da viga composta (Oberst) e da viga base. Desprezando os parâmetros modais do primeiro modo, conforme sugerido pela ASTM E756-05, pôde-se então calcular as propriedades do material SD40.

As equações necessárias para o cálculo das propriedades do material viscoelástico, apresentadas pela norma ASTM E756-05, estão mostradas no Apêndice A. Para a configuração Oberst, as equações foram implementadas em um algoritmo através do programa computacional MATLAB. Assim, atra-

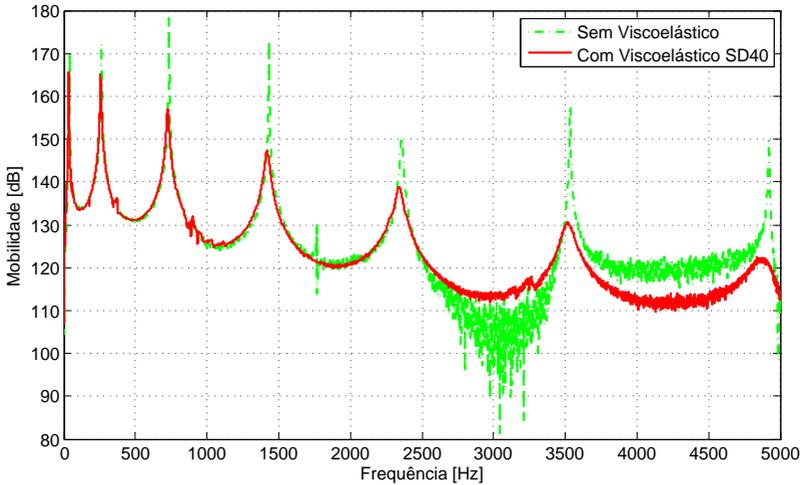


Figura 5.10: Comparação das FRFs para a viga com e sem material viscoelástico aplicado, no ensaio Oberst.

vés dos dados experimentais, pôde-se calcular as propriedades deste material, as quais estão apresentadas na Fig. 5.11 juntamente com aquelas publicadas pelo fabricante.

Para verificação das propriedades obtidas, e de certa forma para a validação do método, foi realizada uma simulação numérica da mesma estrutura ensaiada. Neste sentido, criou-se um modelo numérico da viga composta (viga base + SD40) no programa de elementos finitos MSC. PATRAN/NASTRAN. Para este modelo, adotou-se a técnica apresentada na Seção 4, ilustrada pela Fig. 4.1, a qual faz uso de elementos de placa 2D (quad4) e elementos sólidos 3D (hexa8).

Para a modelagem da viga base, foram utilizados elementos de placa CQUAD4 com um deslocamento (*offset*) da superfície neutra de aproximadamente metade da espessura da viga, e, a quantidade de elementos utilizados foi de 27 por comprimento de onda. Já para a modelagem da camada de material viscoelástico, foram usados elementos sólidos 3D (CHEXA) devido ao fato de o corpo do material viscoelástico ser significativamente mais macio comparado às camadas externas, e também, como maior parte da energia está associada ao cisalhamento, este tipo de elemento mostra-se mais preciso.

O módulo de elasticidade e o fator de perda da viga base foram obtidos a partir da FRF experimental da mesma, os quais estão apresentados

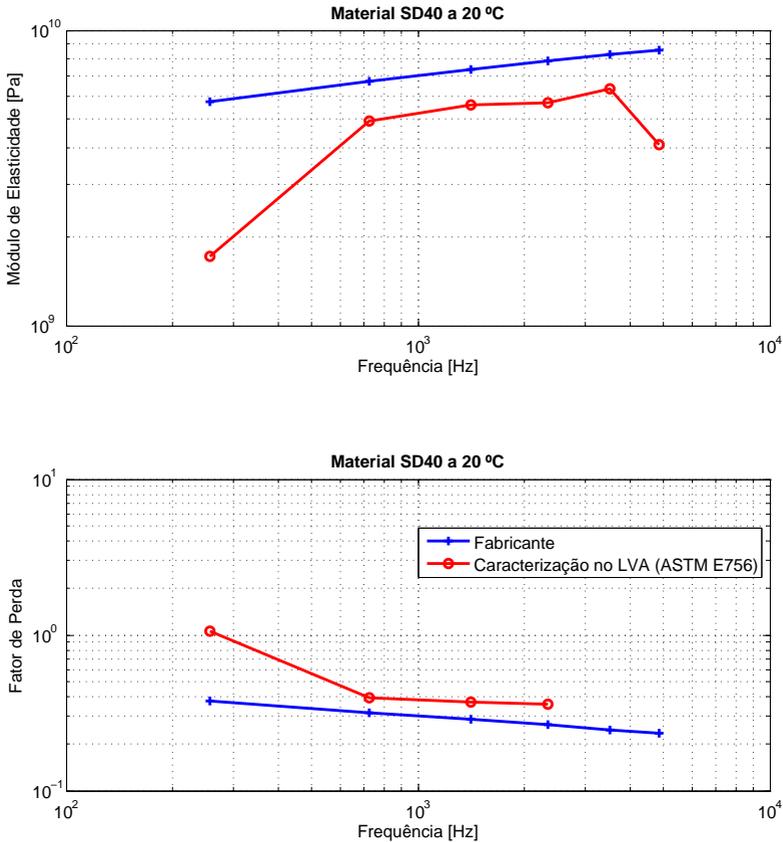


Figura 5.11: Comparação das propriedades do material viscoelástico SD40 caracterizadas no LVA (via ASTM) com as publicada pelo fabricante.

na Tabela 5.1. Observando esta tabela, percebe-se que, exceto para o primeiro modo, onde a função coerência entre o sinal de excitação e o de resposta apresentou valor relativamente baixo em torno desta frequência, estas duas propriedades possuem comportamento aparentemente constante com a frequência. Neste sentido, para facilitar as simulações, desprezando os resultados do primeiro modo, considerou-se uma propriedade média para toda a faixa de frequência, sendo estas:  $E = 194,8 \text{ GPa}$  e  $\eta = 0,005$ . Usinada em aço 1020, a densidade adotada para esta viga foi a padrão de  $7850 \text{ kg/m}^3$  e coeficiente de Poisson de 0,29.

Tabela 5.1: Propriedades modais da viga de aço 1020.

Modo ( $n$ )	$f_n$ [Hz]	Módulo de Young [GPa] <sup>a</sup>	Fator de Perda <sup>b</sup>
1	34,7	135,0	0,060
2	261,67	195,6	0,009
3	734,00	196,3	0,006
4	1433,30	195,0	0,005
5	2354,32	192,5	0,006
6	3544,65	195,5	0,002
7	4926,36	193,6	0,003

<sup>a</sup> Módulo de elasticidade da viga base calculado segundo a Eq. (A.1).

<sup>b</sup> Fator de perda da viga base calculado segundo a Eq. (A.2).

As propriedades do material viscoelástico SD40, oriundas da caracterização via ASTM E756-05, foram impostas ao modelo numérico em forma de tabelas juntamente como o coeficiente de Poisson de 0,49 fornecido pelo fabricante. Para isto, foi necessário organizá-las segundo as orientações apontadas no guia do usuário *Advanced Dynamic Analysis User's Guide* (NASA-TRAN, 2004), as quais estão resumidamente apresentadas no Apêndice B, e dispô-las em forma de tabela em um arquivo com extensão “.dat”, o qual foi chamado pelo programa durante a solução do problema.

No programa MSC.PATRAN/NASTRAN, a função resposta em frequência foi calculada numericamente através da análise direta de resposta em frequência (SOL 108). Para isto, foi imposta ao modelo numérico da viga composta uma força unitária com densidade espectral constante com a frequência. A localização do ponto de resposta e de excitação foram os mesmos que aqueles do ensaio de caracterização.

Para realizar a comparação da FRF numérica com a experimental, um experimento adicional, análogo ao realizado nos ensaios de caracterização, foi realizado. O motivo para a execução deste experimento se deu por conta de os transdutores magnéticos distorcerem um pouco a FRF com relação à amplitude. Isto ocorreu devido ao fato da sensibilidade desses transdutores ser dependente da distância existente entre a viga e o transdutor. Assim, com a viga em movimento, mesmo que com pequenas amplitudes, a medição da velocidade de deslocamento não foi tão precisa com relação à amplitude, porém, a localização e as inclinações dos picos de respostas na FRF não sofriram

alterações, o que é suficiente<sup>1</sup> para a utilização da ASTM E-756. Então, para comparar quantitativamente a FRF experimental com a numérica, utilizou-se um vibrômetro a laser Ometron, modelo VH-1000-D, como sensor de resposta e um martelo de impacto B&K, modelo 8204, como sensor de excitação. Desta forma, pôde-se medir uma outra FRF com esses dois transdutores. A comparação das FRFs experimentais e numérica para o material SD40 está apresentada na Fig. 5.12.

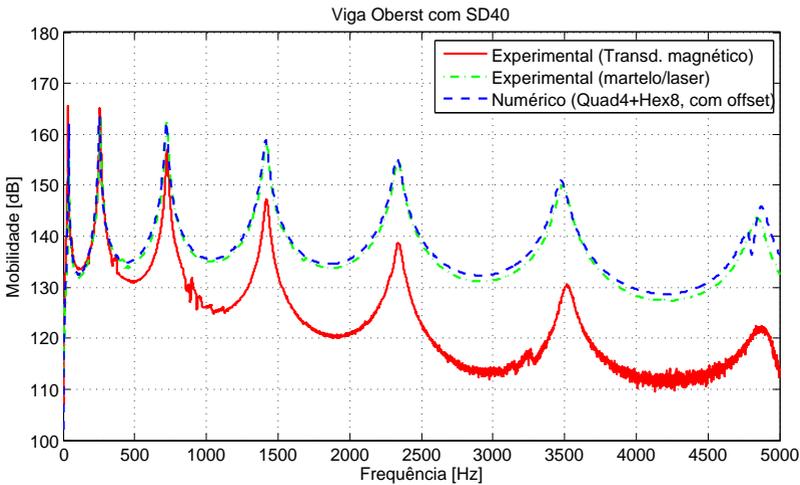


Figura 5.12: Comparação das FRFs experimentais e numéricas para o material SD40 aplicado à viga.

Analisando as FRFs na Fig. 5.12, percebe-se que as propriedades caracterizadas no LVA foram bem representativas, pois, nota-se que, utilizando tais propriedades no modelo numérico, a FRF numérica representou muito bem o comportamento dinâmico real da viga.

O material em sua aplicação final, ADC006, que é composto pelo material SD40 com uma fina camada de restrição colada em sua superfície, foi avaliado com o intuito de conferir, também, se as propriedades caracterizadas com o material SD40 representam corretamente o comportamento deste composto. Então, realizou-se o mesmo método de validação do material SD40, agora, porém, com o material ADC006 aplicado à viga (Fig. 5.13).

<sup>1</sup>Para a aplicação da norma ASTM E-756, os transdutores magnéticos são suficientes porque medem as frequências naturais e os fatores de perda corretamente.

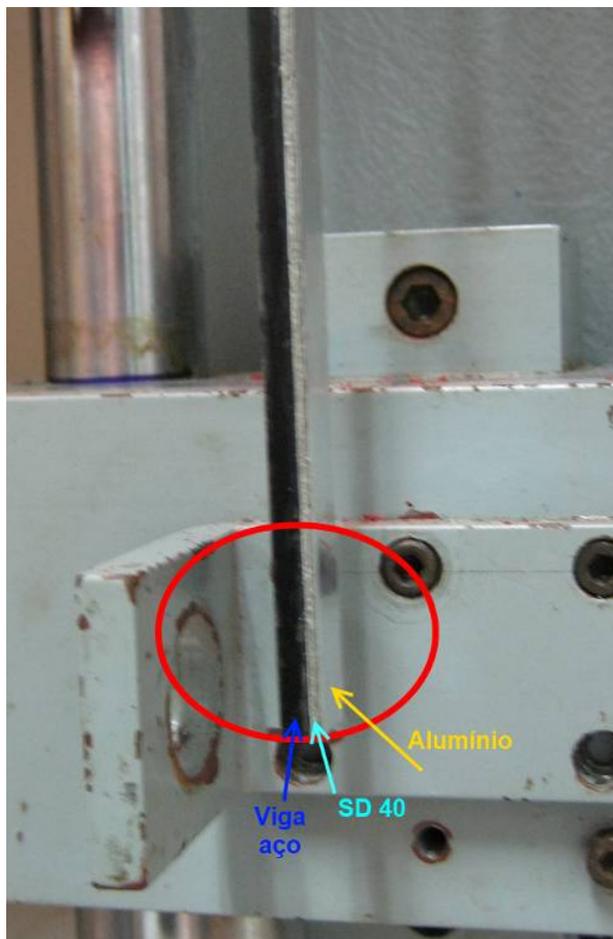


Figura 5.13: Viga com o material ADC006 aplicado.

O procedimento experimental de medição da FRF da viga com o ADC006 foi o mesmo que o empregado para SD40. Da mesma forma, o procedimento numérico, com ressalvas de que a camada de restrição foi modelada com elementos de placa, para os quais considerou-se um deslocamento da superfície neutra de aproximadamente metade da espessura desta camada. A comparação das FRFs experimentais e numérica pode ser vista na Fig. 5.14.

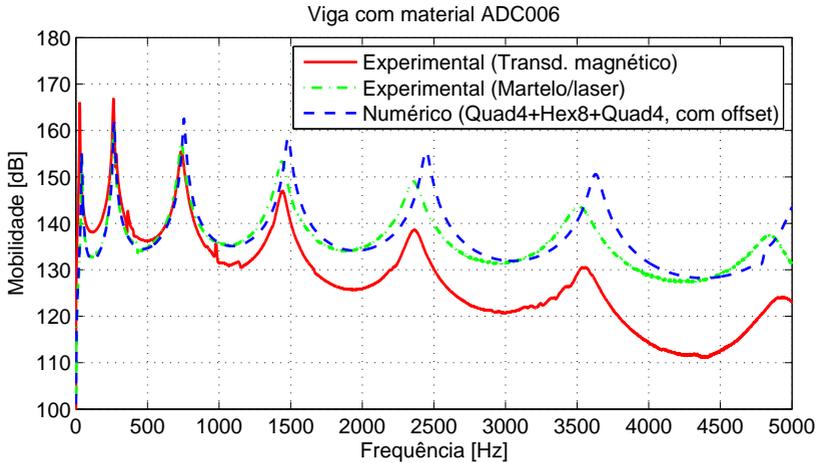


Figura 5.14: Comparação das FRFs experimentais e numérica para o material ADC006 aplicado à viga.

Analisando a Fig. 5.14, percebe-se que as propriedades, caracterizadas via ASTM E756 para o material SD40 que foram impostas ao modelo numérico da viga com o ADC006, apresentaram-se um pouco mais rígidas e menos amortecidas comparadas ao comportamento real desta estrutura. Uma hipótese levantada para tal situação foi que essas diferenças podem estar relacionadas aos efeitos provocados pela camada de adesivo entre o material viscoelástico e a folha de alumínio, já que este adesivo não é levado em conta na caracterização com a viga Oberst.

Devido ao fato discutido neste parágrafo anterior, é apresentado na Seção 5.2.2 um método para a caracterização do material ADC006, o qual pode ser aplicado também para outros materiais viscoelásticos, que leva em consideração os efeitos das camadas de adesivo no material.

### 5.2.2 Via ajuste de Modelos Numéricos

Baseado no relatório técnico DT1DCY043 (BRATTI, 2011b), nesta seção é apresentado, brevemente, um método de caracterização de materiais viscoelásticos utilizando técnicas de ajustes de modelos numéricos.

O material viscoelástico utilizado para esta avaliação foi o ADC006 aplicado à viga do ensaio Oberst. As técnicas de modelagem foram as mesmas que aquelas empregadas na seção anterior para o material ADC006,

agora, porém, com as propriedades do material viscoelástico a serem definidas.

O módulo complexo deste material viscoelástico foi descrito pela expressão paramétrica apresentada na Seção 2.2.5, a qual é derivada através do uso de cálculo fracional, dada pela Eq. (2.5):

$$\bar{G}(\omega) = \frac{G_L + G_H b (i\omega)^\beta}{1 + b (i\omega)^\beta}.$$

Através desta equação, pode-se observar que a função resposta em frequência numérica ( $FRF_{\text{num}}$ ) da viga é função da frequência  $\omega$  e de mais quatro parâmetros:

$$FRF_{\text{num}}(\omega) = f(\omega, G_L, G_H, b, \beta). \quad (5.1)$$

Sabendo-se que os transdutores magnéticos não representavam corretamente as amplitudes de resposta ao longo da frequência, porém, a localização dos picos de respostas ( $f_n$ ) e as respectivas inclinações ( $\eta_n$ ) eram mantidas, criou-se uma função erro baseada na diferença entre os parâmetros  $f_n$  e  $\eta_n$  experimentais e numéricos, tal que:

$$e(\omega, G_L, G_H, b, \beta) = \sum_{\omega=1}^N \left[ \lambda_1 \left( \frac{f_{n,\text{exp}} - f_{n,\text{num}}(G_L, G_H, b, \beta)}{f_{n,\text{exp}}} \right)^2 + \lambda_2 \left( \frac{\eta_{n,\text{exp}} - \eta_{n,\text{num}}(G_L, G_H, b, \beta)}{\eta_{n,\text{exp}}} \right)^2 \right], \quad (5.2)$$

sendo  $f_{n,\text{exp}}$  a frequência natural do modo  $n$  medida experimentalmente para a viga com o material ADC006;  $f_{n,\text{num}}$  a frequência natural do modo  $n$  simulado para a viga com o material ADC006;  $\eta_{n,\text{exp}}$  o fator de perda do modo  $n$  obtido experimentalmente, por banda de meia potência, através da Eq. (3.16), para a viga com o material ADC006;  $\eta_{n,\text{num}}$  o fator de perda do modo  $n$  obtido numericamente, por banda de meia potência, através da Eq. (3.16), para a viga com o material ADC006;  $\lambda_1$  um parâmetro que impõe um peso para o erro quadrático normalizados das frequências naturais e  $\lambda_2$  um parâmetro que impõe outro peso para o erro quadrático normalizados dos fatores de perda. A principal razão para o desenvolvimento deste método foi para ser utilizado também por outras pessoas que já possuem o aparato da norma ASTM E-756.

Para computar os parâmetros  $G_L$ ,  $G_H$ ,  $b$  e  $\beta$ , de forma a minimizar o erro  $e(\omega, G_L, G_H, b, \beta)$ , ou seja, tal que a soma dos erros quadráticos al-

cançassem um valor mínimo, foi implementado um algoritmo no programa MATLAB que fez uso do programa MSC.NASTRAN para as simulações das FRFs numéricas para vários conjuntos de parâmetros. Maiores informações estão apresentadas no relatório técnico DT1DCY043 (BRATTI, 2011b).

Na Fig. 5.15 são apresentados os resultados de caracterização obtidos por este método juntamente com aqueles caracterizado via ASTM E756-05 e os publicados pelo fabricante.

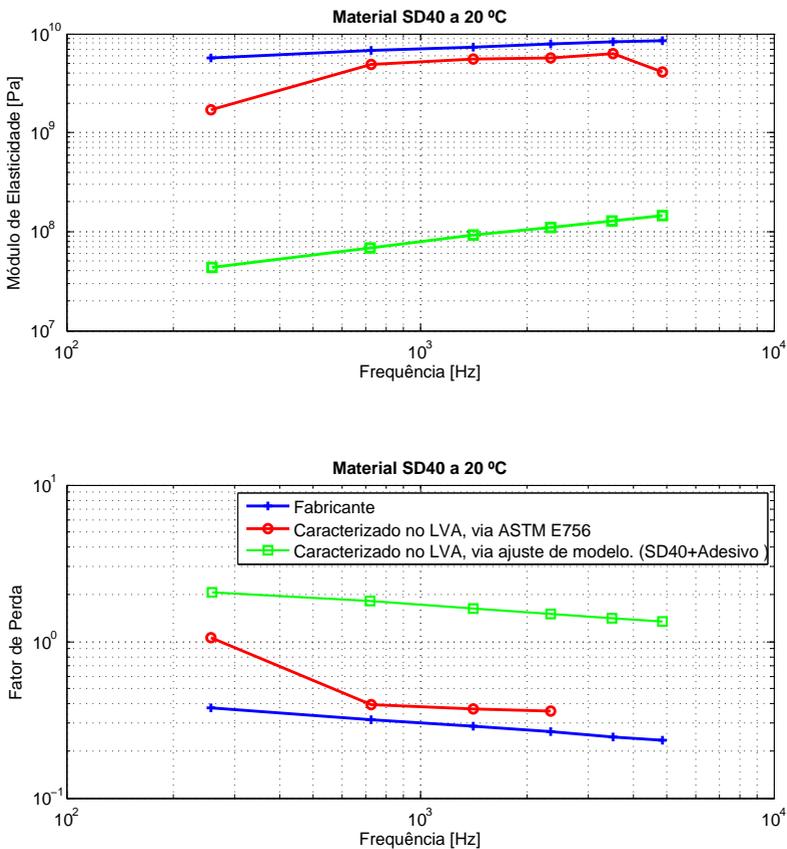


Figura 5.15: Comparação das propriedades do material viscoelástico SD40 caracterizadas no LVA (via ASTM e ajuste de modelos) com as publicada pelo fabricante.

A qualidade da identificação realizada pode ser observada na Fig. 5.16, onde são vistas as mobilidades experimentais e numérica para a temperatura de  $+20^{\circ}\text{C}$ .

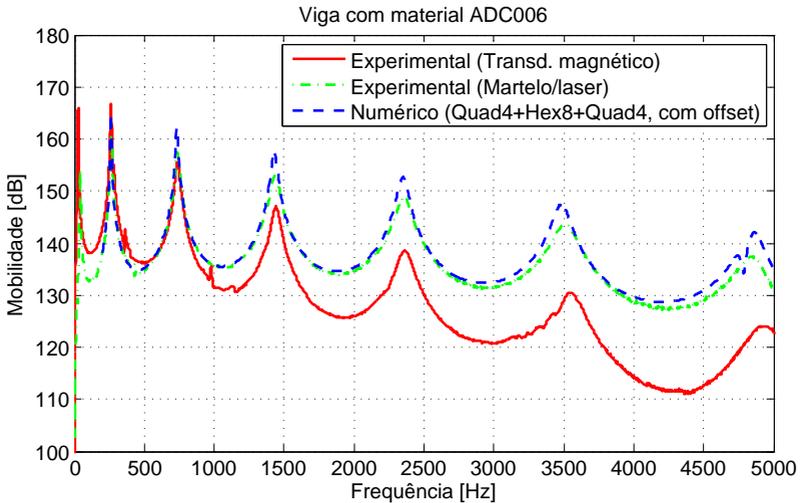


Figura 5.16: Comparação das FRFs experimentais e numérica (ajustado) para o material ADC006 aplicado à viga.

Utilizando as propriedades caracterizadas via ajuste de modelos, percebe-se que estas propriedades representam razoavelmente melhor a FRF experimental da viga com o ADC006 do que aquelas obtidas através da caracterização via ASTM E756-05. Desta forma, para as análises apresentadas a seguir, serão utilizadas as propriedades obtidas pela técnica de ajuste de modelos.

### 5.3 Determinação Experimental dos Fatores de Perda do PAINEL AERONÁUTICO

Na presente seção, são descritos os procedimentos de medição do fator de perda do painel através do Método da Potência de Entrada (PIM) e do Método do Decaiemento da Resposta Impulsiva (IRDM). Estes dois métodos foram utilizados para validar o fator de perda experimental do painel com e sem material viscoelástico aplicado, já que são métodos bastante utilizados. Para o emprego dessas duas técnicas, faz-se necessário o uso de funções res-

posta em frequência da estrutura avaliada. Assim, nesta etapa do trabalho, as FRFs foram obtidas experimentalmente para o painel com e sem o material ADC006, conforme as configurações geométricas apresentadas na Seção 5.1.

A seguir, é apresentado o procedimento experimental realizado para a medição das FRFs experimentais do painel e, subsequentemente, os procedimentos de cálculo dos fatores de perda via PIM e IRDM.

### 5.3.1 Procedimento Experimental

Para a medição das funções resposta em frequência, utilizou-se o painel de fuselagem descrito na Seção 5.1. Para cada configuração geométrica de material viscoelástico (ADC006) aplicado, excitou-se o painel através de um *shaker* eletrodinâmico B&K, modelo 4809, compreendendo a faixa de frequência de 50 a 6400 Hz, ligado a um amplificador de potência B&K, modelo 2718. Uma cabeça de impedância B&K, modelo 8001, com massa sísmica de  $2,2 \times 10^{-3}$  kg, conectada ao *shaker* por um *stinger*, foi usada para medir os sinais complexos de aceleração e força em vários pontos do painel. A Fig. 5.17 ilustra o aparato instrumental utilizado nesse ensaio.

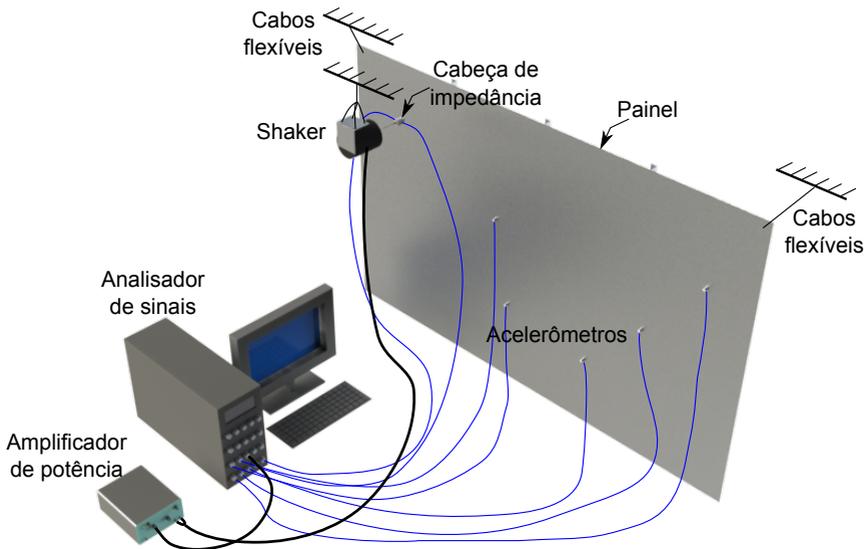


Figura 5.17: Aparato experimental de medição das FRFs do painel.

Para determinar a mobilidade em cada ponto medido com a cabeça de impedância, conforme apresentado na Seção 3.1, a expressão:

$$h_{fv}(\omega) = \frac{h_{fv,med}(\omega)}{1 - h_{fv,med}(\omega)m_s}, \quad (5.3)$$

foi usada para realizar uma correção dos efeitos da adição de massa à estrutura, em que  $h_{fv}$  representa a inertância pontual corrigida;  $h_{fv,med}$  a inertância pontual medida através da cabeça de impedância,  $m_s$  a massa que inclui a massa sísmica da cabeça de impedância mais a massa dos acessórios envolvidos na fixação deste transdutor à estrutura.

Um cuidado especial foi tomado para minimizar a área da força de contato pela inserção de um espaçador com aproximadamente 7 mm de diâmetro entre a cabeça de impedância e a estrutura para que os resultados de medição através da cabeça de impedância pudessem ser considerados como mobilidade pontual (Eq. (5.3)). Para este experimento, o comprimento de onda da mais alta frequência (6400 Hz) foi de aproximadamente 8 vezes o diâmetros da área de contato. Portanto, a fixação da cabeça de impedância à estrutura pôde ser considerada como um contato pontual.

Foram utilizados também, seis mini acelerômetros DeltaTron B&K, modelo 4517, com massa de  $6 \times 10^{-3}$  kg, para a medição das mobilidades de transferências em diversos pontos do painel, pontos estes que são descritos ao longo desta seção. Assim, através de um analisador de sinais PULSE B&K, modelo 3560-C, conectado ao *shaker* e a um computador com o programa PULSE LabShop versão 10, uma excitação aleatória, tipo ruído branco, foi imposta ao painel, e as mobilidades pontuais e de transferência foram medidas.

A localização e a quantidade de pontos de excitação e de respostas, foram todas escolhidas com base numa análise de convergência do método PIM, apresentada no relatório técnico DT1DCY042 (BRATTI, 2011a). Através desta análise de convergência, verificou-se que, para esta estrutura, foi necessária a medição de 42 pontos de respostas localizados aleatoriamente nos seguintes componentes e nas seguintes quantidades: 24 nas baías, 8 nos *stringers* e 10 nas cavernas, para cada ponto de excitação. Já as quantidades de pontos de excitação foram: 3 excitações nas baías, 3 nos *stringers* e 3 nas cavernas, todos localizados aleatoriamente nos respectivos componentes. Todas as excitações e medição das respostas foram feitas do lado liso do painel, como ilustradas na Fig. 5.17.

### 5.3.2 Cálculo via PIM

Para realizar os cálculos dos fatores de perda do painel utilizado o método PIM, foi desenvolvida uma derivação da Eq. (3.6) na tentativa de adaptá-la ao caso desta estrutura, conforme apresentado a seguir.

Segundo Bies e Hamid (1980), a energia vibratória armazenada em uma placa fina de massa  $M$  em uma dada banda de frequência  $\omega$ , é dada pela média espacial da aceleração quadrática média  $\langle \bar{a}^2 \rangle$  sobre a placa através de:

$$E(\omega) = M \frac{\langle \bar{a}^2(\omega) \rangle}{\omega^2}, \quad (5.4)$$

sendo  $\langle \ \rangle$  a média espacial e o sobrescrito “ - ” denota uma média temporal.

Assumindo movimento harmônico, tem-se que a aceleração “ $a(\omega)$ ” e a velocidade “ $v(\omega)$ ” se relacionam através de:

$$a(\omega) = i\omega v(\omega), \quad (5.5)$$

logo, substituindo a Eq. (5.5) na Eq. (5.4), tem-se:

$$E(\omega) = M \langle \bar{v}^2(\omega) \rangle, \quad (5.6)$$

na qual:

$$\begin{aligned} \bar{v}^2(\omega) &= \frac{|v(\omega)|^2}{2} \\ &= \frac{|h_{if}(\omega)F(\omega)|^2}{2} \\ &= \frac{|h_{if}(\omega)|^2}{2} |F(\omega)|^2, \end{aligned} \quad (5.7)$$

em que  $h_{if}(\omega)$  é mobilidade de transferência entre os pontos  $i$  e  $f$ .

Considerando excitação do tipo ruído branco, com densidade espectral de potência da força  $G_{ff}(\omega)$ , a média espacial da velocidade quadrática média pode ser escrita através de:

$$\begin{aligned} \langle \bar{v}^2(\omega) \rangle &= \left\langle \frac{|h_{if}(\omega)|^2}{2} G_{ff}(\omega) \right\rangle \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \frac{|h_{if}(\omega)|^2}{N} G_{ff}(\omega), \end{aligned} \quad (5.8)$$

sendo  $N$  o número de pontos de resposta considerados para o cálculo do valor

médio. Assim, a energia vibratória armazenada na placa fina é dada por:

$$E(\omega) = \frac{1}{2} M \sum_{i=1}^N \frac{|h_{if}(\omega)|^2}{N} G_{ff}(\omega). \quad (5.9)$$

Sabe-se que o painel aeronáutico possui diferentes componentes com diferentes massas. Com o intuito de aplicar a Eq. (5.9) ao objeto de estudo deste trabalho, assume-se que a energia vibratória  $E_{SE}$  do painel é composta pela soma da energia vibratória de cada componente, ou seja:

$$E_{SE}(\omega) = \underbrace{\frac{1}{2} M_{bay} \sum_{b=1}^N \frac{|h_{bf}(\omega)|^2}{N} G_{ff}(\omega)}_{BAIA} + \underbrace{\frac{1}{2} M_{cav} \sum_{c=1}^N \frac{|h_{cf}(\omega)|^2}{N} G_{ff}(\omega)}_{CAVERNA} + \underbrace{\frac{1}{2} M_{str} \sum_{s=1}^N \frac{|h_{sf}(\omega)|^2}{N} G_{ff}(\omega)}_{STRINGER}, \quad (5.10)$$

sendo  $M_{bay}$  a massa total das baias,  $M_{cav}$  a massa total das cavernas e  $M_{str}$  a massa total dos *stringers*.

Substituindo a Eq. (5.10) e a equação da potência de entrada (Eq. (3.3)) na equação básica de cálculo do fator de perda via PIM (Eq. (3.2)), tem-se finalmente o fator de perda do painel reforçado, dado por:

$$\eta(\omega) = \frac{\text{Re} [h_{fv}(\omega)]}{\omega \left( \underbrace{M_{bay} \sum_{b=1}^N \frac{|h_{bf}(\omega)|^2}{N}}_{BAIA} + \underbrace{M_{cav} \sum_{c=1}^N \frac{|h_{cf}(\omega)|^2}{N}}_{CAVERNA} + \underbrace{M_{str} \sum_{s=1}^N \frac{|h_{sf}(\omega)|^2}{N}}_{STRINGER} \right)}. \quad (5.11)$$

Assim, foi desenvolvido um algoritmo em MATLAB que fazia a leitura dos dados de medição e em seguida computava a Eq. (5.11) para cada excitação. O resultado final do fator de perda para cada configuração de material viscoelástico foi calculado pela média aritmética de todas as excitações. Para as configurações com material viscoelástico, as massas totais desses materiais envolvidos foram incluídas nas massas das baias na Eq. (5.11).

Os resultados dos fatores de perda obtidos para cada configuração de material viscoelástico, pelo método da potência de entrada, estão apresentados na Seção 6.

### 5.3.3 Cálculo via IRDM

Como visto na Seção 3.2.2, o método IRDM utiliza a resposta impulsiva  $h(t)$  do sistema para a obtenção do fator de perda da estrutura. Assim, a partir das funções resposta em frequência medidas no painel reforçado, as respostas impulsivas do sistema foram calculadas e os fatores de perda foram obtidos pelo procedimento descrito a seguir.

Para cada FRF complexa<sup>2</sup>, foi criado um vetor contendo somente parte desta FRF complexa, ou seja, com os valores da FRF na banda de interesse, banda esta determinada pela frequência central, que neste caso foi utilizado o filtro de 1/3 de oitava.

Com posse deste vetor, foi criada uma nova FRF “filtrada”, também complexa, com a mesma quantidade de elementos que a FRF original, onde os valores extraídos da FRF original ficaram localizados na mesma posição em que já estavam inicialmente. Os elementos restantes foram preenchidos com zeros.

Realizando-se um *espelhamento complexo conjugado*<sup>3</sup> em relação a frequência máxima deste vetor contendo uma banda da FRF original, a resposta impulsiva foi obtida para esta banda através da aplicação da transformada inversa de Fourier (IFFT) neste último vetor espelhado.

Apresentando em um gráfico a resposta impulsiva, em escala  $\text{dB} \times s$ , a inclinação inicial (linear) da resposta impulsiva foi calculada em  $\text{dB}/s$ , e esta, por sua vez, foi utilizada no cálculo do fator de perda através da Eq. (3.11). O procedimento acima foi repetido para as demais bandas e para todas as FRFs pontuais medidas.

Nas Figuras 5.18 e 5.19 este procedimento está ilustrado para o cálculo do fator de perda na banda de 500 Hz, via método do decaimento da resposta impulsiva, a partir de uma inércia pontual qualquer com frequência até 1100 Hz. Os resultados de amortecimento obtidos através deste método, para cada configuração de material viscoelástico ensaiado, estão apresentados na Seção 6.

---

<sup>2</sup>Foram utilizadas somente as FRFs pontuais, pois algumas FRFs de transferências apresentavam falta de coerência nas frequências mais altas.

<sup>3</sup>O *espelhamento complexo conjugado* foi realizado pela aplicação de um espelhamento no vetor com relação ao último elemento e, subseqüentemente, uma operação de complexo conjugado nesta parte espelhada.

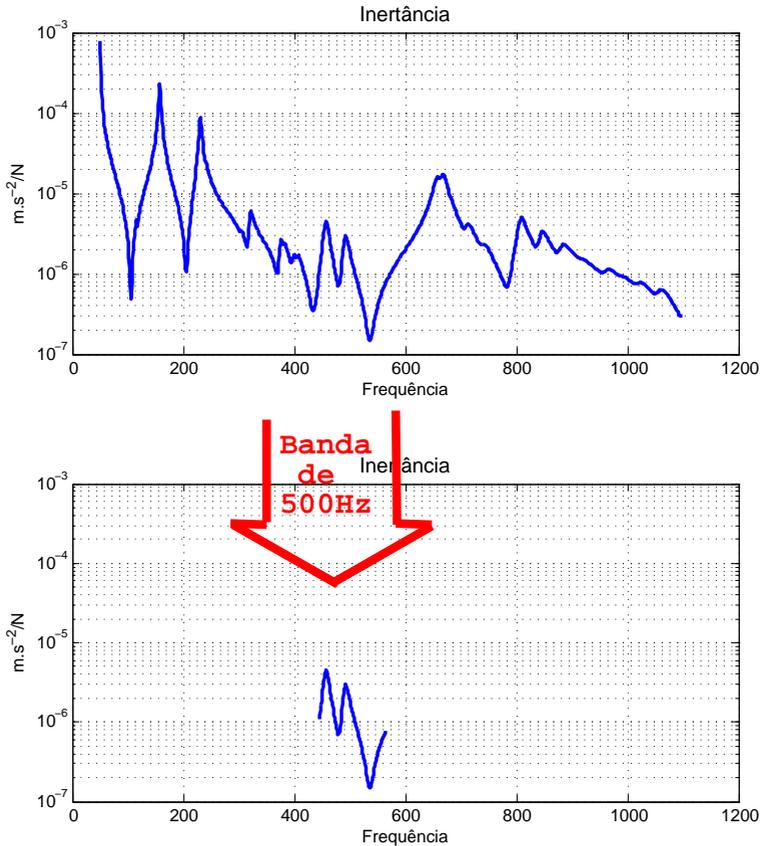


Figura 5.18: Ilustração da criação do vetor contendo somente parte da FRF na banda de 500Hz.

## 5.4 Determinação Numérica dos Fatores de Perda do Painel Aeronáutico

Para a obtenção numérica dos fatores de perda do painel aeronáutico para as configurações com e sem a aplicação de material viscoelástico nas devidas geometrias, a seguinte estratégia foi adotada. O método PIM e o método IRDM foram utilizados para calcular os fatores de perda dos modelos do painel com e sem material viscoelástico utilizando as FRFs simuladas. Os fatores de perda obtidos por esses dois métodos foram utilizados para validar

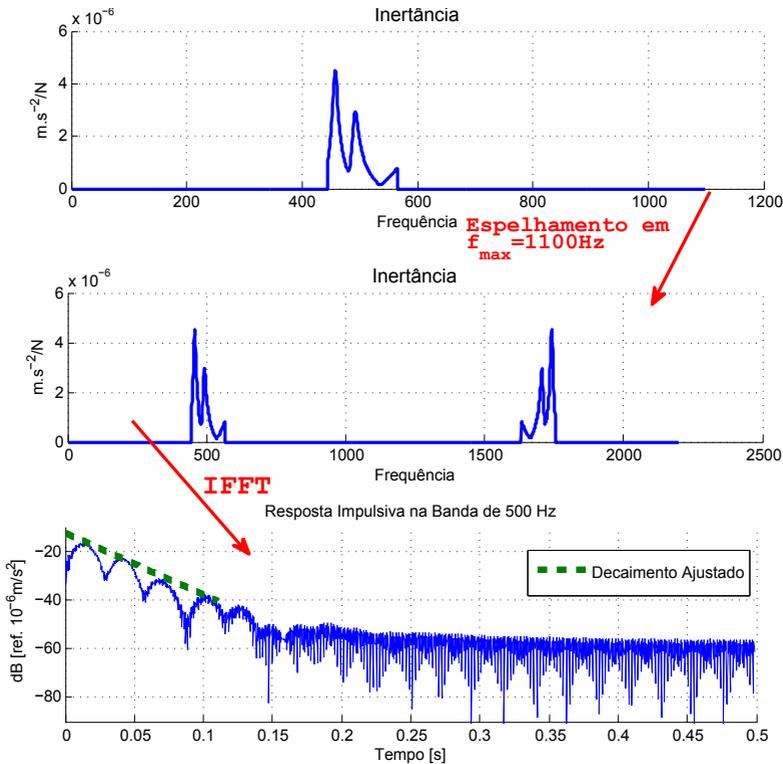


Figura 5.19: Ilustração do processo de espelhamento da FRF filtrada em 500Hz e obtenção da resposta impulsiva desta banda.

os modelos das células periódicas, já que ambos os modelos continham as mesmas propriedades e as malhas dos modelos das células periódicas foram extraídas dos modelos do painel inteiro modelado em FEM. Por fim, a validação dos fatores de perda obtidos através da teoria de estruturas periódicas foi realizada pela comparação dos resultados obtidos por esta teoria com aqueles obtidos experimentalmente através do PIM e do IRDM.

Essas análises numéricas foram realizadas em um computador com um processador Intel Core I7 930/2,80 GHz; 10 GB de memória RAM DDR3; sistema operacional de 64 Bits e 2 discos rígidos de 500 GB cada, ligados em paralelo, na configuração RAID 0.

#### 5.4.1 Procedimento utilizando o PIM, IRDM e FEM

As análises numéricas realizadas no pannel aeronáutico foram feitas para todas as configurações experimentadas, ou seja, para as configurações geométricas de aplicação de material viscoelástico losango, faixa e meia faixa, e também, para a configuração sem material viscoelástico, compreendendo a faixa de frequência de 50 Hz a 3200 Hz. Para cada configuração, foi construído um modelo em elementos finitos, no programa MSC.PATRAN, na tentativa de realizar uma representação física simplificada da estrutura real, ilustrados nas Figuras 5.20 a 5.23.

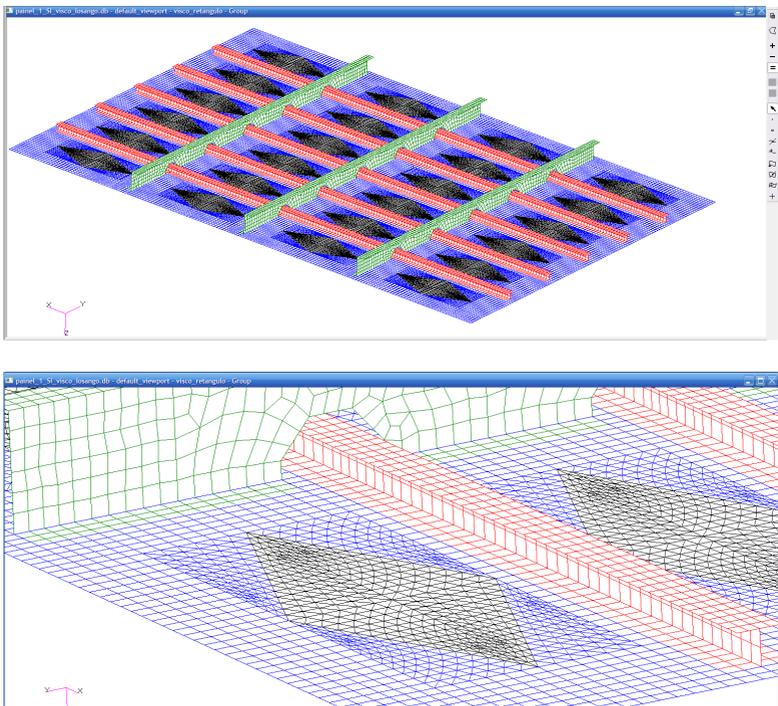


Figura 5.20: Modelo do pannel em FEM com o material viscoelástico losango (região preta).

Os elementos utilizados nas regiões que não possuíam material viscoelástico, ou seja, com alumínio somente, foram do tipo Quad4. A discretização adotada para os comprimentos dos elementos, foi de aproximadamente

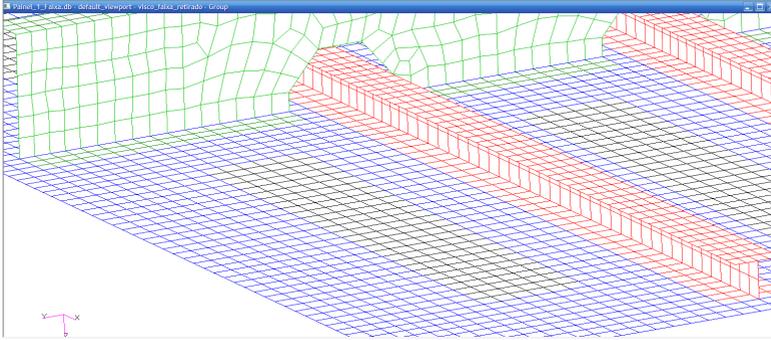


Figura 5.21: Modelo do painel em FEM com o material viscoelástico faixa (região preta).

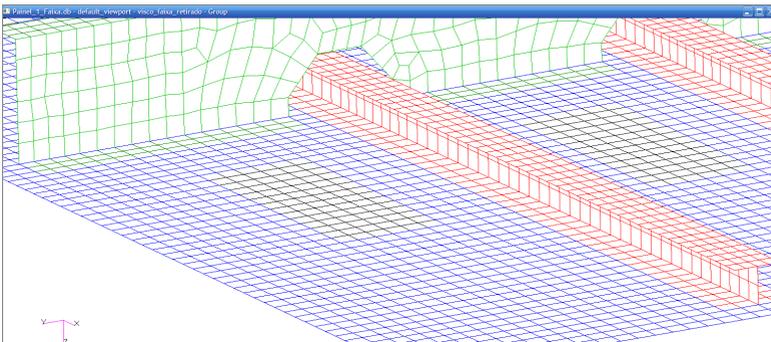


Figura 5.22: Modelo do painel em FEM com o material viscoelástico meia-faixa (região preta).

6 elementos por comprimento de onda de flexão da mais alta frequência de análise (3200 Hz), o que resultou uma largura e/ou comprimento de elemento de aproximadamente 10 mm. As propriedades representadas nessas regiões foram as padrões do alumínio, dadas por:

- Densidade igual a  $2700 \text{ kg/m}^3$ ;
- Módulo de elasticidade de 70 GPa;
- Coeficiente de Poisson de 0,33,

sendo tal material considerado homogêneo, elástico, linear e isotrópico. O

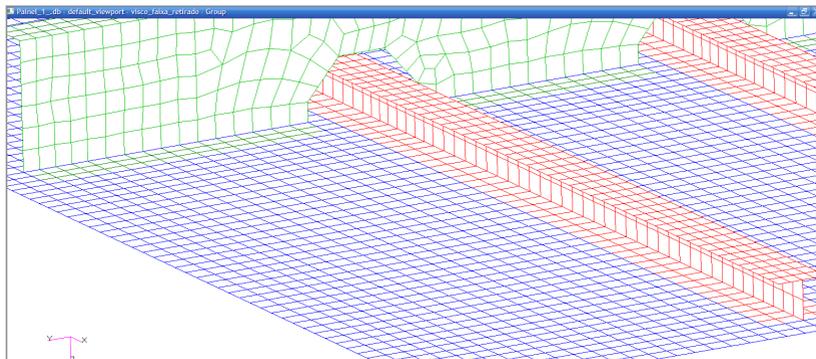


Figura 5.23: Modelo do painel em FEM sem material viscoelástico.

fator de perda das regiões sem material viscoelástico foi definido como aquele obtido experimentalmente para o painel inteiro sem material viscoelástico através do método IRDM, o qual está apresentado na Seção 6.

Nas regiões com material viscoelástico, foram utilizados elementos para materiais compostos, chamado de PCOMP. Neste tipo de elemento as propriedades são especificadas para cada camada de material, consequentemente, para o material ADC-006 (SD40+construção de alumínio) aplicado sobre as baias, as propriedades de cada camada foram ordenadas como:

- Camada da base (*skin*), propriedades do alumínio;
- Camada de material viscoelástico, propriedades do material SD40:
  - Densidade igual a  $1683,33 \text{ kg/m}^3$ ;
  - Módulo de elasticidade de  $0,11 \text{ GPa}$ , que é o valor médio dos resultados de caracterização via ajuste de modelos;
  - Coeficiente de Poisson de  $0,49$ ;
- Camada de restrição, propriedades do alumínio.

Os valores do fator de perda considerado nessas regiões com material viscoelástico aplicado foram obtidos através do procedimento apresentado a seguir, conforme publicado por Cordioli et al. (2010). A partir de um modelo numérico análogo ao empregado na caracterização via ajuste de modelos, da Seção 5.2.2, várias FRFs foram simuladas. Para isto, para os elementos do material viscoelástico, foram consideradas as propriedades obtidas na caracterização via ajuste de modelos e, para a viga base, considerou-se a espessura

e as propriedades da *skin* do painel (alumínio). Dessa forma, foram criados alguns modelos de viga engastada-livre, com essas propriedades e espessura, porém, com diferentes comprimentos, dos quais pôde-se simular várias FRFs.

Utilizando o método da banda de meia potência, foram calculados então os fatores de perda para cada pico de cada FRF simulada nos diferentes comprimentos das vigas. Assim, com os valores dos fatores de perda de cada FRF simulada, realizou-se uma regressão linear dos resultados, da qual, os resultados foram adotados para representar o fator de perda para as regiões com material viscoelástico nos modelos do painel. Tal resultado está apresentado na Fig. 5.24.

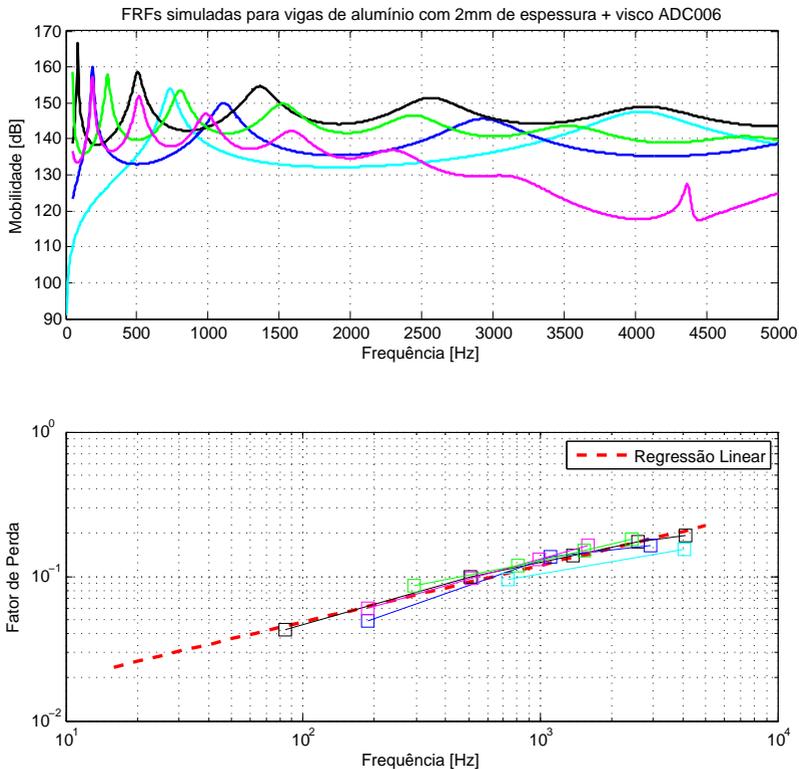


Figura 5.24: Fator de perda adotado para as regiões com material viscoelástico nos modelos numéricos.

A condição de contorno adotada para o painel foi a livre-livre, ou seja, a mais próxima o possível da condição ensaiada. Através do programa computacional VAOne (2011b), esses modelos numéricos foram importados e todas as simulações numéricas foram realizadas. Neste programa foi configurado para serem realizadas as simulações das mesmas FRFs experimentadas. Para isso, tornou-se necessária a criação de uma força de excitação correspondente àquela empregada para cada caso experimentado.

Através do solver COSMIC Nastran, que estava disponível no programa computacional VAOne 2010.5, os autovalores e autovetores foram calculados e, através do VAOne 2010.5, as FRFs foram calculadas para cada excitação e para cada configuração de material viscoelástico utilizando o princípio da superposição modal. Assim, foram simuladas as mesmas 42 funções resposta em frequência obtidas experimentalmente para o painel nas diferentes configurações de material viscoelástico. O tempo envolvido para realizar as simulações das 42 FRFs, para todas as 9 excitações, foi de aproximadamente 8 horas e 30 minutos para as frequências de 50 Hz a 3200 Hz, com passo de 5 Hz.

Com posse das FRFs simuladas para cada configuração, os fatores de perda foram calculados utilizando o método da potência de entrada e o método de decaimento da resposta impulsiva. Os resultados de fatores de perda obtidos por estes dois métodos estão apresentados na Seção 6.

#### **5.4.2 Procedimento usando a Teoria de Estruturas Periódicas**

Tendo como base a revisão bibliográfica sobre a teoria de estruturas periódicas, apresentada na Seção 4.2, foi criado um modelo de célula periódica do painel de fuselagem, também em elementos finitos, para cada configuração experimentada. Para isto, as mesmas técnicas empregadas para a construção do modelo do painel inteiro em FEM foram adotadas para a criação destes modelos de células periódicas e, as propriedades dos elementos para as regiões com e sem material viscoelástico foram também as mesmas.

Para a criação desses modelos, foram estabelecidas regiões do painel que foram adotadas como periódicas. A delimitação dessas regiões está ilustrada num esboço de um dos lados do painel, dadas pela Fig. 5.25. Pode-se perceber nesta figura que a escolha desta delimitação possibilitou a divisão do painel em 15 células periódicas, ou seja, 3 células na direção  $x$  e 5 na direção  $y$ . Portanto, o problema de estruturas periódicas aqui tratado foi de periodicidade bi-dimensional.

Cabe ressaltar que a periodicidade adotada para este painel foi apenas uma aproximação, pois o mesmo possuía regiões que não foram consideradas

nessas análises, regiões estas que aparecem fora das delimitações na Fig. 5.25, por não possuir periodicidade espacial. No entanto, em uma análise realizada por Cordioli et al. (2010), pôde-se perceber que esta região adicional não contribui significativamente para o valor de fator de perda desta estrutura.

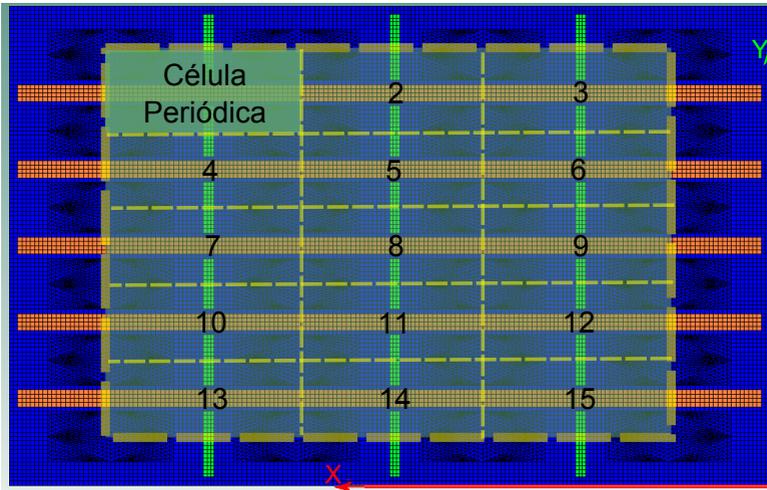


Figura 5.25: Delimitações das regiões do painel adotadas como periódicas.

Tendo como referência as dimensões das regiões delimitadas na Fig. 5.25, foram criados então os modelos das células periódicas com as dimensões principais de 440 mm x 180 mm para cada configuração, conforme apresentados nas Figuras 5.26 a 5.29.

Para realizar as análises nas células utilizando a teoria de estruturas periódicas, fez-se o uso do módulo de estruturas periódicas que estava disponível no pacote computacional VAOne (2011a). Neste módulo, estavam implementadas as equações para os cálculos dos fatores de perda utilizando a teoria de estruturas periódicas, apresentadas na Seção 4.2, e, a partir deste programa, foram obtidos os resultados de amortecimento utilizando esta técnica.

Assim, para cada configuração de material viscoelástico aplicado no painel de fuselagem, com base somente em um modelo de célula deste sistema, pôde-se obter o fator de perda para do painel inteiro. O tempo médio envolvido para realizar a simulação de cada célula, ou seja, cada configuração de material viscoelástico aplicado, utilizando a teoria de estruturas periódica, foi de aproximadamente 5 minutos para as frequências de 50 Hz a 5000 Hz

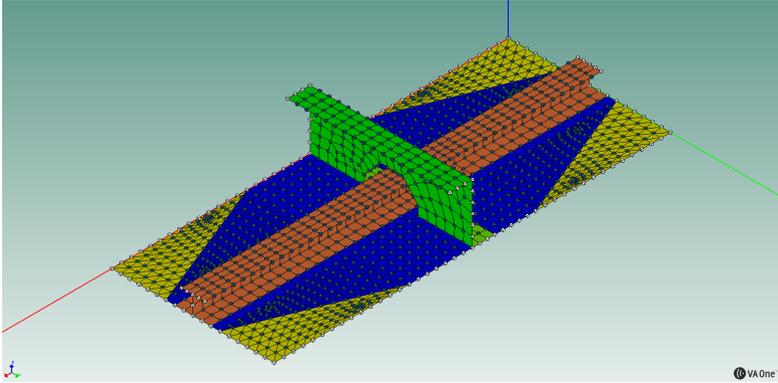


Figura 5.26: Modelo em FEM da célula com o material viscoelástico losango (região amarela).

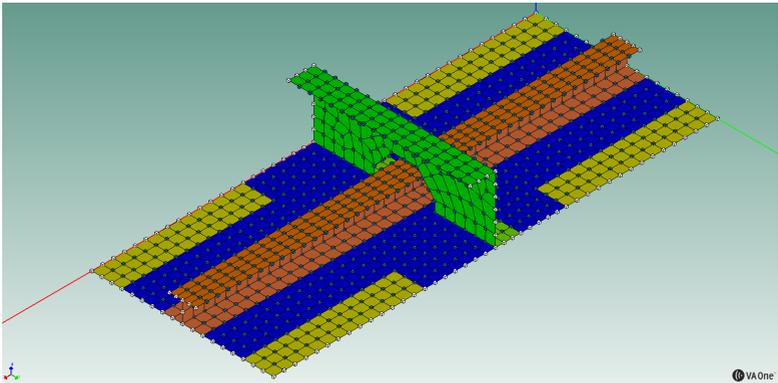


Figura 5.27: Modelo em FEM da célula com o material viscoelástico faixa (região amarela).

em bandas de 1/3 de oitava.

Um detalhe que deve ser observado é que, tal como apresentado na Seção 4.2, o modelo da célula foi criado com o cuidado de existir ao menos um nó correspondente para cada nó de canto da célula mais um nó correspondente para cada nó das arestas.

Os resultados de fatores de perda obtidos através da teoria de estruturas periódicas estão apresentados na Seção 6.

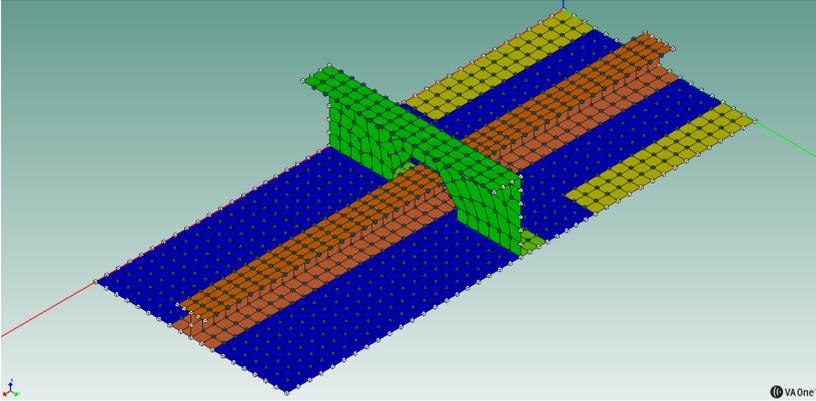


Figura 5.28: Modelo em FEM da célula com o material viscoelástico meia-faixa (região amarela).

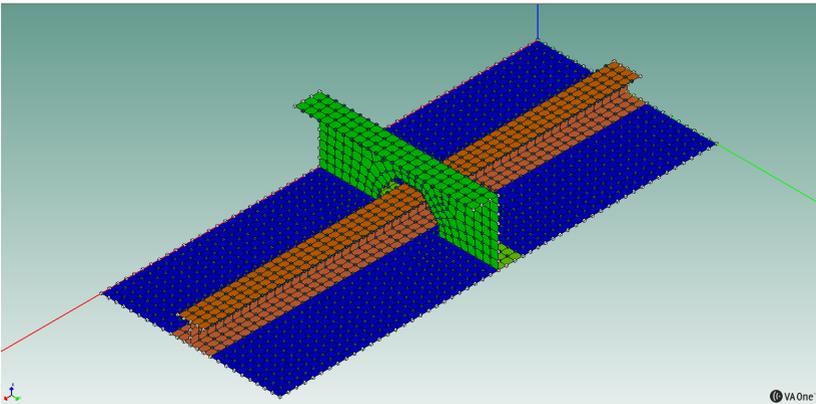


Figura 5.29: Modelo em FEM da célula sem material viscoelástico.

## 6 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção estão apresentados os resultados de amortecimentos experimental e numérico obtidos durante a realização deste trabalho. Como comentado anteriormente, os métodos PIM e IRDM foram utilizados para realizar a validação experimental dos fatores de perda obtidos pela teoria de estruturas periódicas. Estes dois métodos foram também utilizados para realizar uma validação dos modelos das células utilizadas nas análises feitas com a teoria de estruturas periódicas.

Nas Seções 6.1 e 6.2 estão apresentados os resultados de amortecimento obtidos através do método PIM e IRDM ambos para as FRFs experimentais e numéricas, e, na Seção 6.3, estão apresentados os resultados de fatores de perda obtidos via teoria de estruturas periódicas. As validações dos modelos e dos resultados de amortecimento estão apresentadas na Seção 6.4.

### 6.1 Método da Potência de Entrada

O método PIM foi utilizado tanto para a medição do amortecimento da estrutura real quanto para o modelo numérico em FEM desta mesma estrutura para as configurações de material viscoelástico avaliadas. Os resultados estão apresentados em duas etapas: experimentais e numéricos.

#### 6.1.1 Resultados Experimentais

Fazendo-se uso da montagem experimental do painel de fuselagem, apresentada na Seção 5.3.1, foram levantadas as FRFs experimentais do sistema com e sem material viscoelástico aplicado para cada configuração geométrica na temperatura ambiente de aproximadamente 20 °C. Para cada uma destas configurações geométricas, realizou-se a medição de 42 FRFs para cada excitação, de um total de 9 excitações.

Na Fig. 6.1 é apresentada a comparação de quatro FRFs experimentais de um mesmo ponto do painel para as configurações geométricas de material viscoelástico avaliadas e a configuração sem viscoelástico. Percebe-se que, com o aumento da área de cobertura de material viscoelástico nas baias, os picos das FRFs apresentaram-se cada vez menores, ou seja, mais amortecidos. Portanto, analisando somente as FRFs, percebe-se que estas configurações de material viscoelástico avaliadas proporcionaram um aumento no amortecimento no sistema, o que era esperado para se realizar as análises de fatores de perda desta estrutura com diferentes níveis de amortecimento.

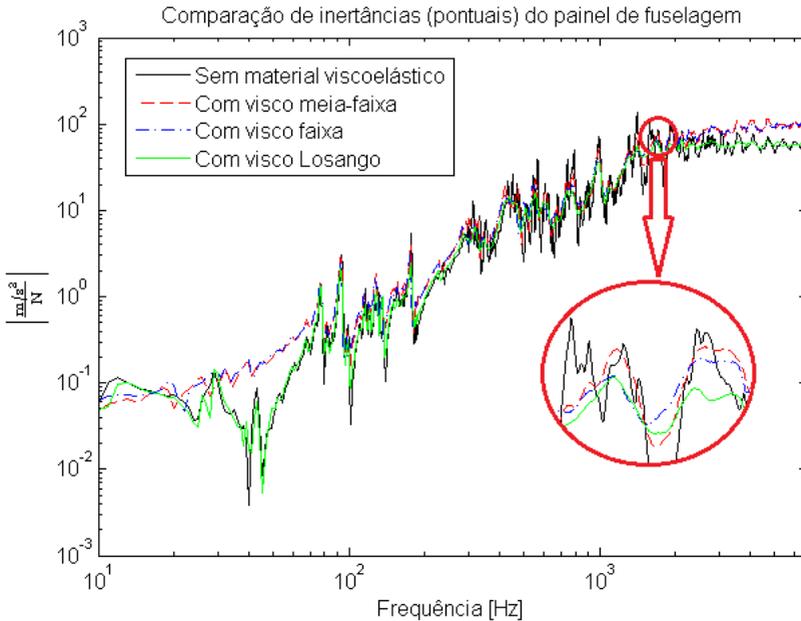


Figura 6.1: Comparação da inertância pontual medida para um mesmo ponto do painel em várias configurações de material viscoelástico.

Assim, utilizando o procedimento de cálculo para o método PIM, apresentado na Seção 5.3.2, implementado em um algoritmo no programa computacional MATLAB e as FRFs obtidas experimentalmente para cada configuração, os fatores de perda foram calculados e estes estão apresentados nas Figuras 6.2 a 6.5. Para cada uma dessas figuras, os resultados de fatores de perda estão apresentados para todas as excitações, ou seja, para cada excitação realizada, calculou-se uma curva de fator de perda, as quais estão representadas pelos marcadores quadrados nos gráficos. A curva que é referenciada na legenda de cada gráfico, se refere ao valor médio aritmético calculado para todas as excitações.

Pode-se perceber que para cada configuração houve uma grande dispersão dos valores obtidos em cada excitação acima de 1000 Hz. Uma possível explicação para este fato é que, a partir desta frequência, começam a se manifestarem os modos de vibração dos reforçadores, ou seja, dos *stringers* e das cavernas. Assim, como os pontos escolhidos para realizar as medições

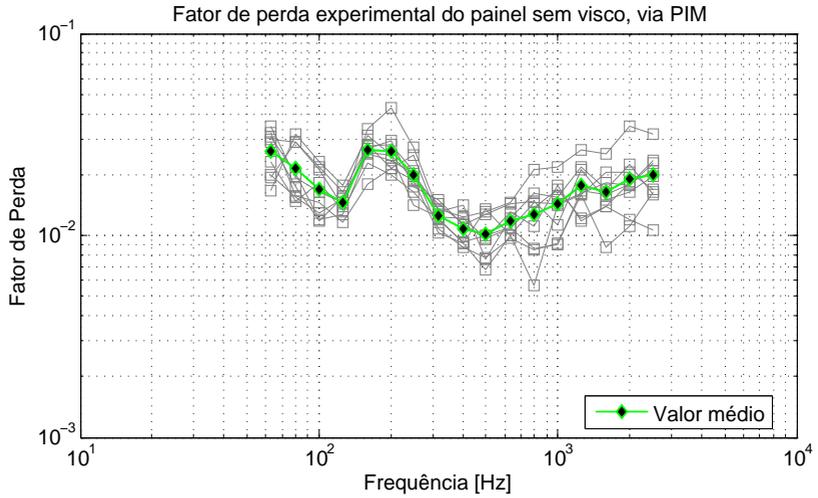


Figura 6.2: Resultados experimentais dos fatores de perda calculados via PIM para o painel sem material viscoelástico.

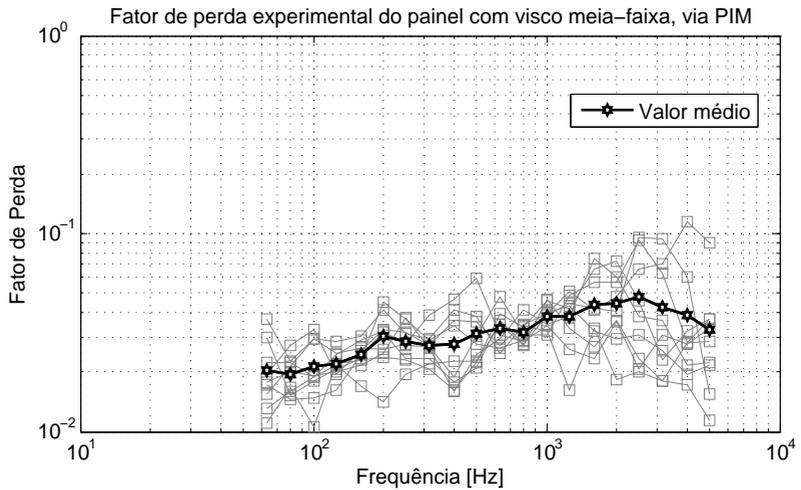


Figura 6.3: Resultados experimentais dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração meia-faixa.

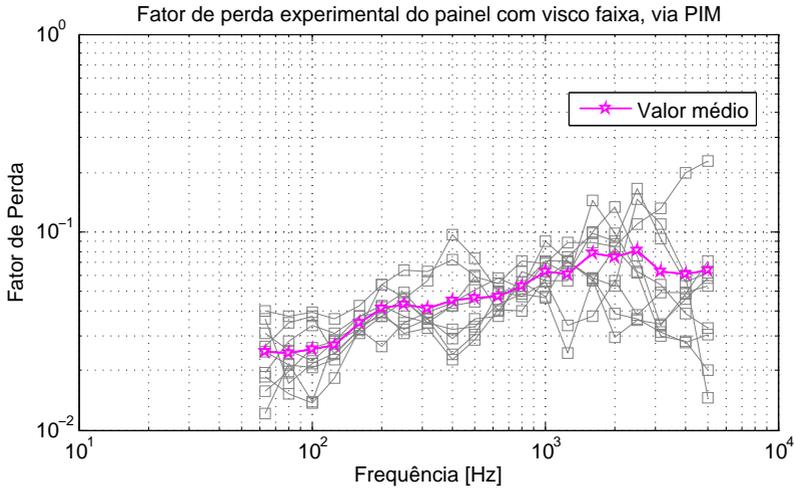


Figura 6.4: Resultados experimentais dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração faixa.

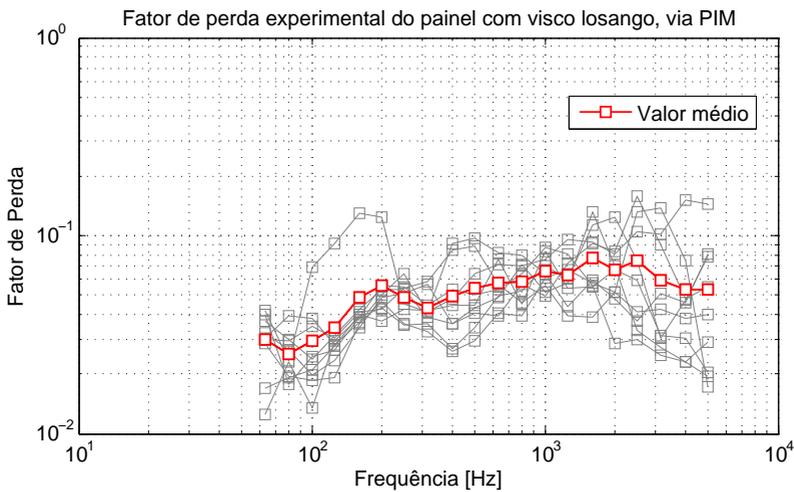


Figura 6.5: Resultados experimentais dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração losango.

foram todos pela face lisa da *skin*, e como o método PIM utiliza os valores das energias cinéticas de cada componente da estrutura para o cálculo do fator de perda, pode ter havido um equívoco na escolha dos pontos de resposta e na estimativa da energia desses componentes utilizando somente esses pontos escolhidos, já que os reforçadores possuíam também movimentos transversais aos medidos. Este equívoco pode ter ocasionado, de certa forma, uma sub estimativa no cálculo das energias dos reforçadores pelo fato de as respostas medidas para esses componentes terem sido localizadas somente na face da *skin*, o que resulta por conseguinte uma super estimativa dos fatores de perda.

Outro fator que pode ter contribuído com estas dispersões acima de 1000 Hz foi a coerência entre os sinais de excitação com os de respostas. Percebeu-se, durante os experimentos, que os pontos de respostas que estavam mais afastados da excitação possuíam coerência razoavelmente ruins, o que pode ter contribuído para estas discrepâncias.

A comparação dos fatores de perda experimentais médios de todas as excitações, para cada configuração, é apresentada na Fig. 6.6.

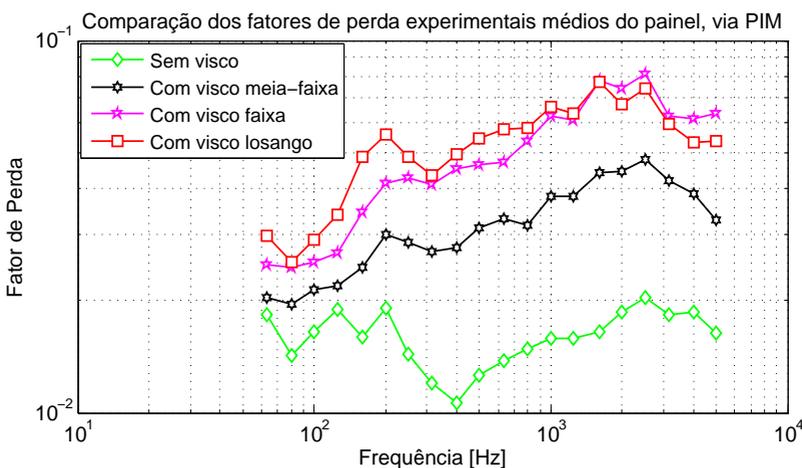


Figura 6.6: Comparação de todos os resultados experimentais dos fatores de perda calculados via PIM para o painel.

### 6.1.2 Resultados Numéricos

Através dos modelos numéricos apresentados na Seção 5.4.1, as mesmas FRFs obtidas experimentalmente foram simuladas nesses modelos através do programa VAOne.

Para realizar uma breve verificação da qualidade do modelo numérico desenvolvido para o painel, é apresentada na Fig. 6.7 a comparação de quatro FRFs pontuais de um mesmo ponto do painel, sendo, duas experimentais e duas numéricas, ambas com material viscoelástico em duas configurações geométricas. Pode-se verificar na Fig. 6.7 que as FRFs numéricas representaram razoavelmente as FRFs experimentais, pelo menos com relação aos níveis de amplitudes.

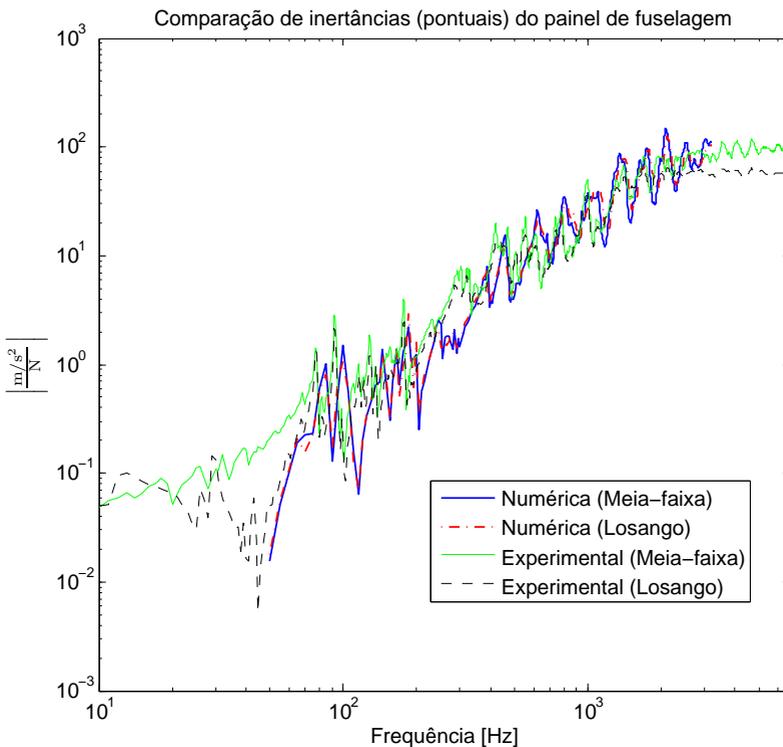


Figura 6.7: Comparação da inertância pontual numérica e experimental para um mesmo ponto do painel em duas configurações de material viscoelástico.

Utilizando o mesmo procedimento de cálculo do fator de perda realizado anteriormente para o método PIM, os fatores de perda foram calculados para cada configuração simulada, utilizando para isto as FRFs numéricas, e os resultados estão apresentados nas Figuras 6.8 a 6.11. Mais uma vez, para cada uma destas figuras, os resultados de fatores de perda estão apresentados para todas as excitações. Assim, para cada excitação realizada, calculou-se uma curva de fator de perda, as quais estão representadas pelos marcadores quadrados nos gráficos e, a curva que é referenciada na legenda de cada gráfico, se refere ao valor médio aritmético calculado para todas as excitações.

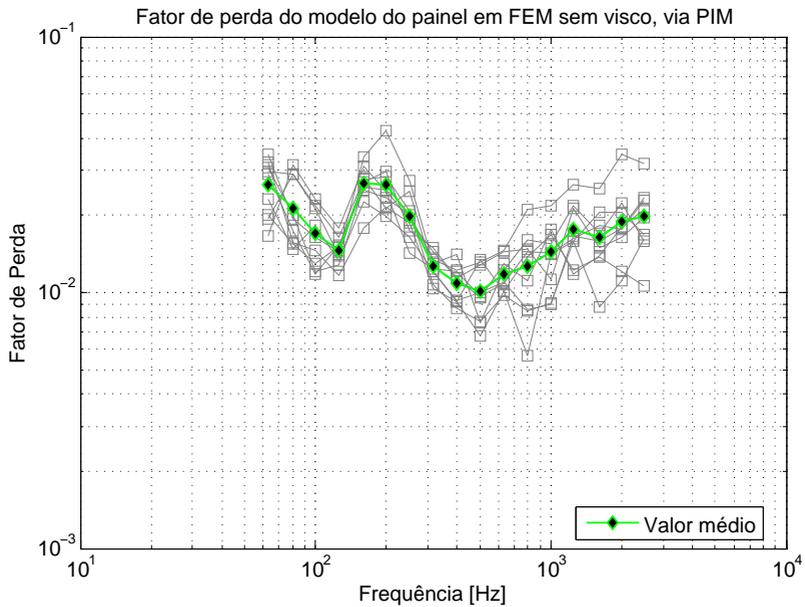


Figura 6.8: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel sem material viscoelástico.

Analisando os resultados dos fatores de perda obtidos pelo método PIM através das FRFs simuladas, percebe-se que as discrepâncias acima de 1000 Hz ainda ocorreram para as diferentes excitações, porém, as variabilidades diminuiram. Esta observação fornece indícios da hipótese comentada anteriormente, que parte das discrepâncias estavam relacionadas com a falta de coerência entre alguns dos sinais medidos, ser realmente verdadeira.

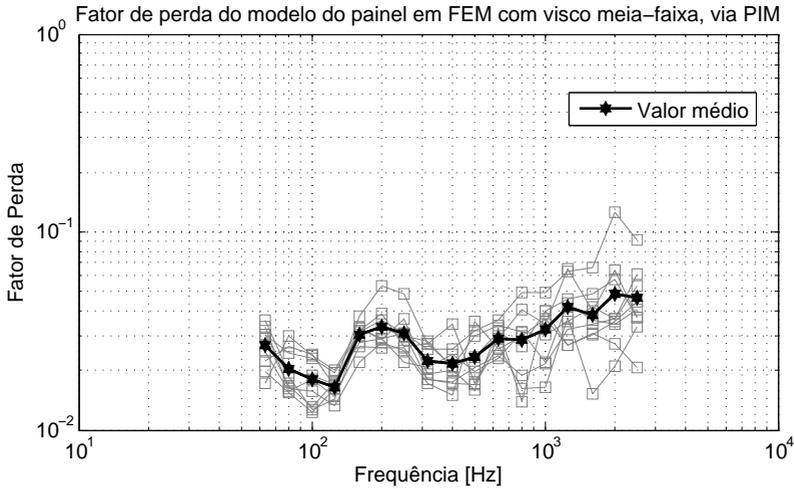


Figura 6.9: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração meia-faixa.

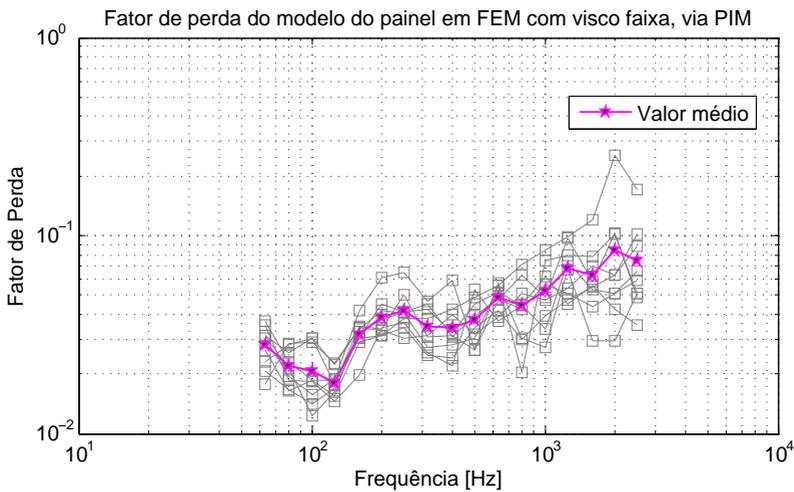


Figura 6.10: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração faixa.

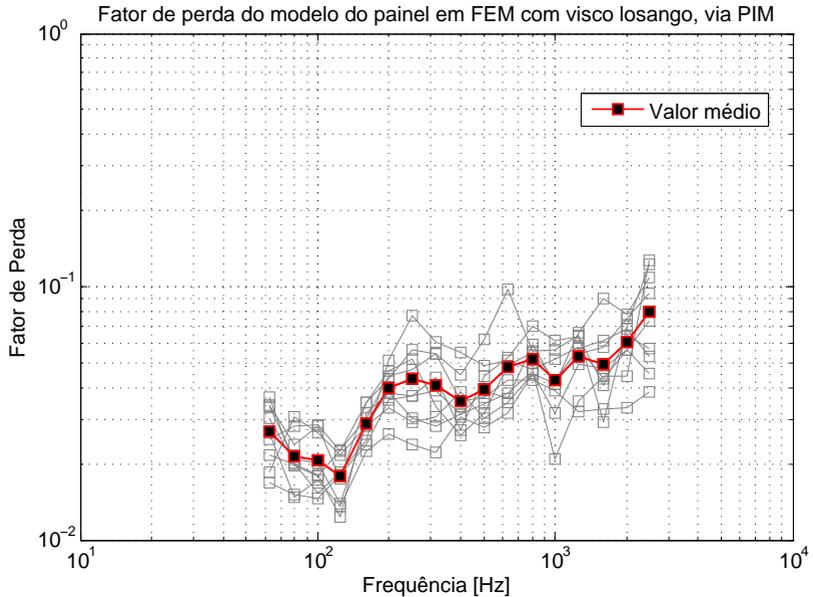


Figura 6.11: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração losango.

O método PIM a rigor apresenta valores mais precisos quando os picos das FRFs se localizam nas regiões das bandas analisadas. Isso se deve pela aproximação de cálculo da energia de deformação total do sistema, a qual foi considerada ser igual a duas vezes a energia cinética total, hipótese válida somente nas frequências naturais ou para as bandas de frequências com muitos modos ressonantes. Observando a Fig. 6.1, percebe-se que a partir da banda de 80 Hz (de 71 a 89 Hz) as FRFs já possuem picos em todas as bandas. Assim, pode-se dizer que, para o cálculo da energia de deformação total do sistema, esta hipótese foi obedecida tanto para o cálculo dos fatores de perda das FRFs numéricas quanto das experimentais.

A comparação dos fatores de perda médios de todas as excitações, obtidos a partir das FRFs simuladas para cada configuração de material viscoelástico, é apresentada na Fig. 6.12. Na Seção 6.4 esses resultados serão confrontados com os resultados obtidos através da teoria de estruturas periódicas para cada configuração de material viscoelástico.

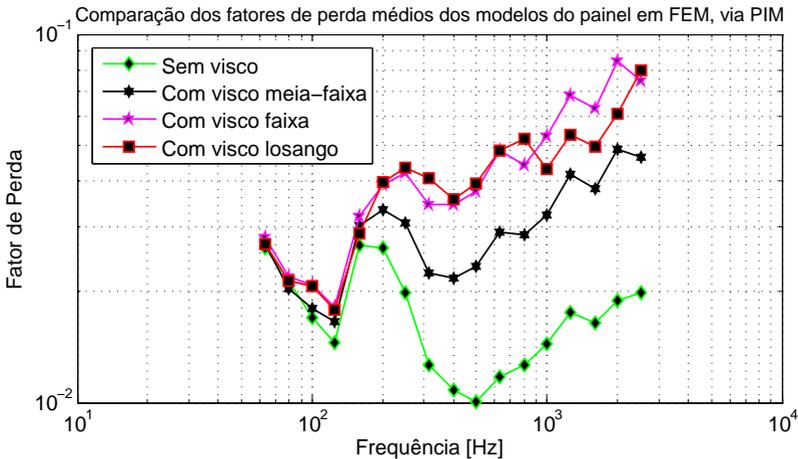


Figura 6.12: Comparação de todos os resultados de fatores de perda calculados via PIM para o painel simulado em cada configuração de material viscoelástico.

## 6.2 Método do Decaimento da Resposta Impulsiva

Da mesma forma que foram obtidos os fatores de perda através do método PIM, o método do decaimento da resposta impulsiva foi utilizado para a obtenção numérico-experimental dos fatores de perda do painel nas diferentes configurações de material viscoelástico. Igualmente, os resultados estão apresentados em duas etapas: experimentais e numéricos.

### 6.2.1 Resultados Experimentais

Fazendo-se uso das 9 inércias pontuais obtidas experimentalmente para cada configuração avaliada no painel aeronáutico, o procedimento de cálculo do método IRDM, apresentado na Seção 5.3.3, foi utilizado para se obterem os fatores de perda do painel em cada configuração.

Na Fig. 6.13 é apresentada uma resposta impulsiva do painel na banda de 500 Hz obtida para uma inércia pontual medida na configuração de material viscoelástico meia-faixa. Percebe-se que a resposta impulsiva apresenta um decaimento inicial linear, do qual aproximou-se uma reta e então foi calculado o decaimento desta reta em dB/s. Assim, para todas as bandas de frequência e para cada inércia pontual medida, foram calculados

os decaimentos iniciais, dos quais se obtiveram os fatores de perda para cada configuração.

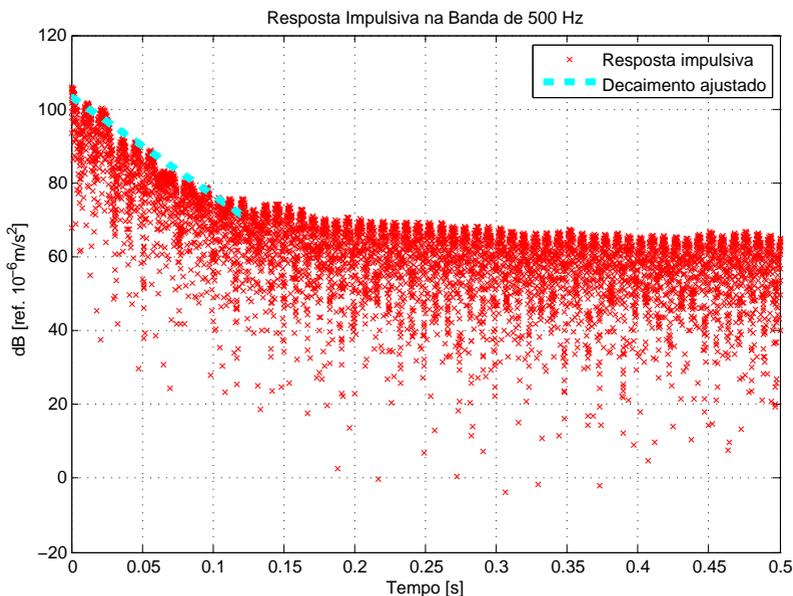


Figura 6.13: Resposta impulsiva experimental do painel com o material viscoelástico aplicado na geometria meia-faixa, na banda de 500 Hz.

Os resultados obtidos para cada configuração experimentada estão apresentados nas Figuras 6.14 a 6.17. Novamente, para cada uma destas figuras, os resultados de fatores de perda estão apresentados para todas as excitações. Assim, para cada excitação realizada, calculou-se uma curva de fator de perda, as quais estão representadas pelos marcadores quadrados nos gráficos e, a curva que é referenciada na legenda de cada gráfico, se refere ao valor médio aritmético calculado para todas as excitações.

Analisando os resultados do IRDM para cada excitação, percebe-se que a dispersão dos resultados é relativamente baixa quando comparada com os resultados obtidos através do método PIM.

A comparação dos fatores de perda experimentais médios de todas as excitações, para cada configuração de material viscoelástico, é mostrada na Fig. 6.18. Na Seção 6.4 esses resultados serão confrontados com os resultados experimentais obtidos pelo método PIM, para cada configuração.

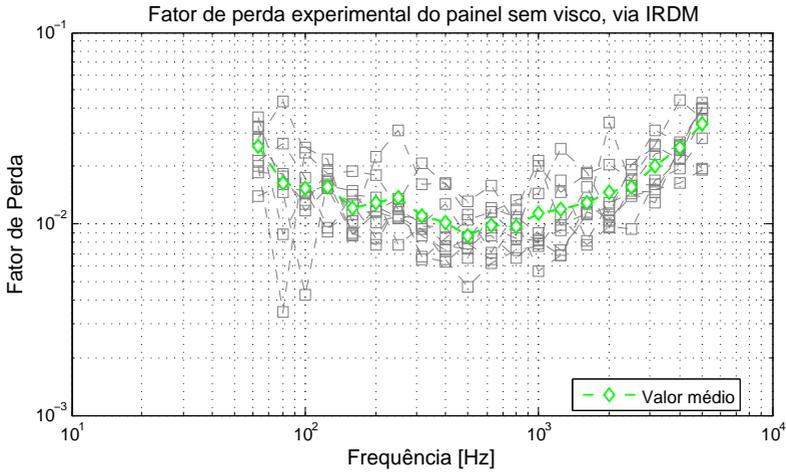


Figura 6.14: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel sem material viscoelástico.

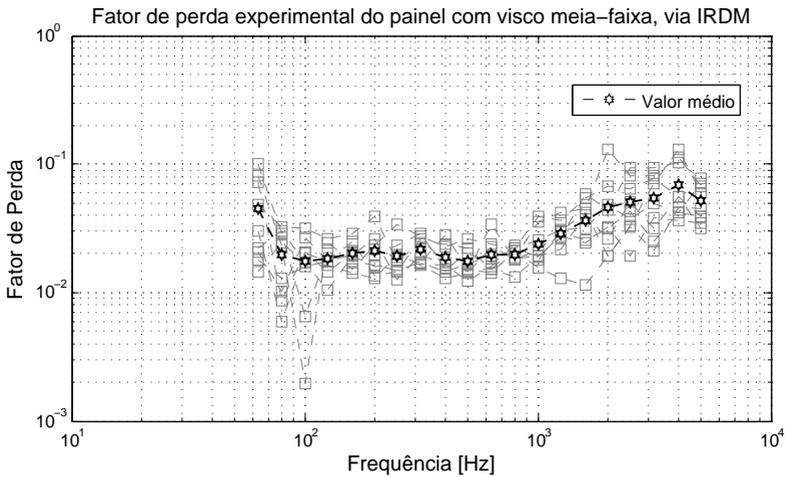


Figura 6.15: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração meia-faixa.

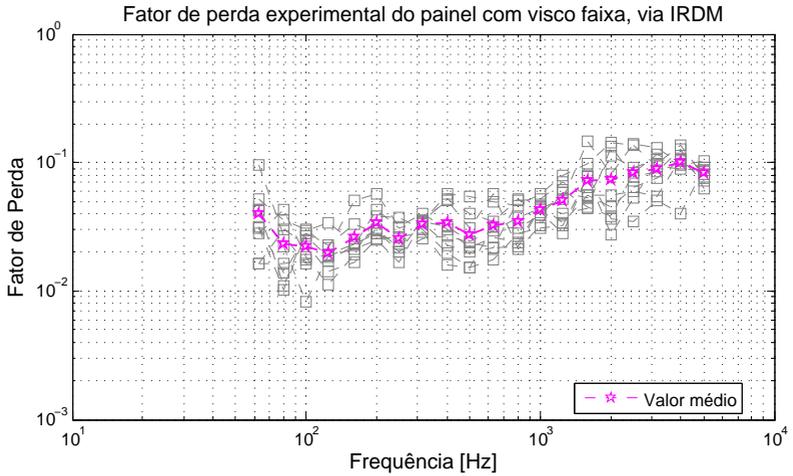


Figura 6.16: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração faixa.

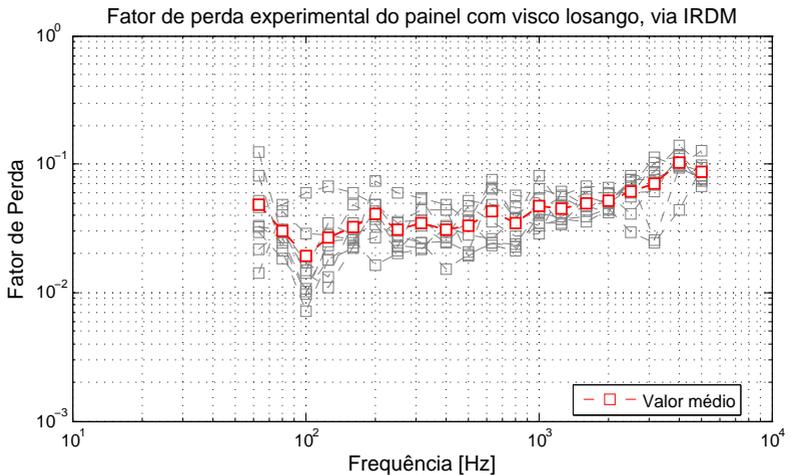


Figura 6.17: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via PIM para o painel na configuração losango.

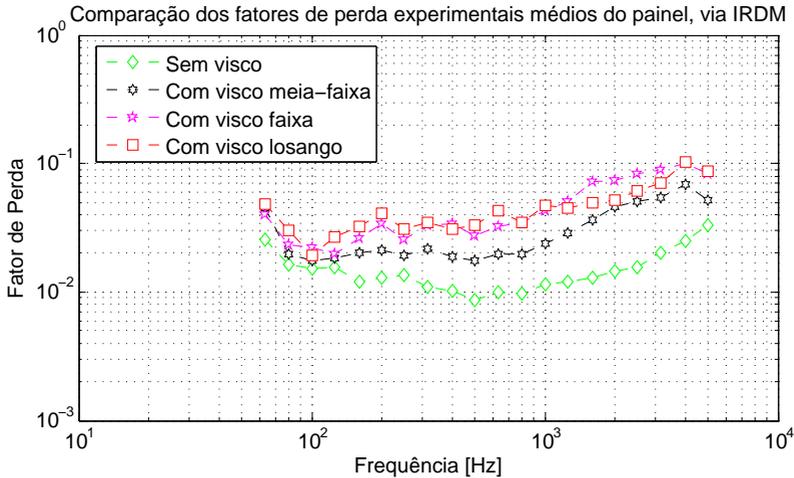


Figura 6.18: Comparação de todos os resultados experimentais dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel.

### 6.2.2 Resultados Numéricos

Fazendo uso das FRFs pontuais simuladas, apresentadas na Seção 5.4.1, o mesmo procedimento de cálculo do fator de perda via IRDM, realizado na seção anterior para as FRFs pontuais experimentais, foi utilizado para obter os fatores de perda dos modelos numéricos.

Nas Figuras 6.19 a 6.22, os resultados estão apresentados para todas as configurações de material viscoelástico empregadas nos modelos numéricos do painel. Para cada uma destas figuras, os resultados de fatores de perda estão apresentados para todas as excitações. Assim, para cada excitação realizada, calculou-se uma curva de fator de perda, as quais estão representadas pelos marcadores quadrados nos gráficos e a curva que é referenciada na legenda de cada gráfico se refere ao valor médio aritmético calculado para todas as excitações.

Analisando os resultados do IRDM para cada excitação, percebe-se que a dispersão dos resultados é relativamente maior que aquelas obtidas para as FRFs experimentais, principalmente para a configuração sem material viscoelástico e para as baixas frequências. Verifica-se também que, em algumas bandas de frequências, a dispersão é menor, tanto para os resultados numéricos quanto para os experimentais, para maiores valores de amortecimento.

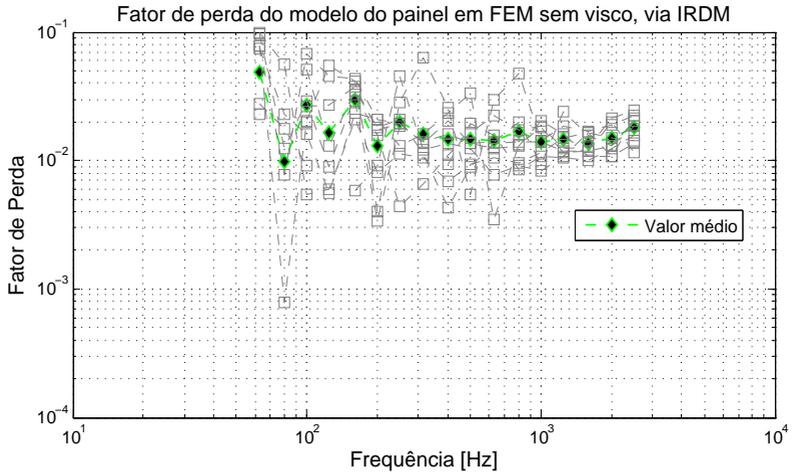


Figura 6.19: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel sem material viscoelástico.

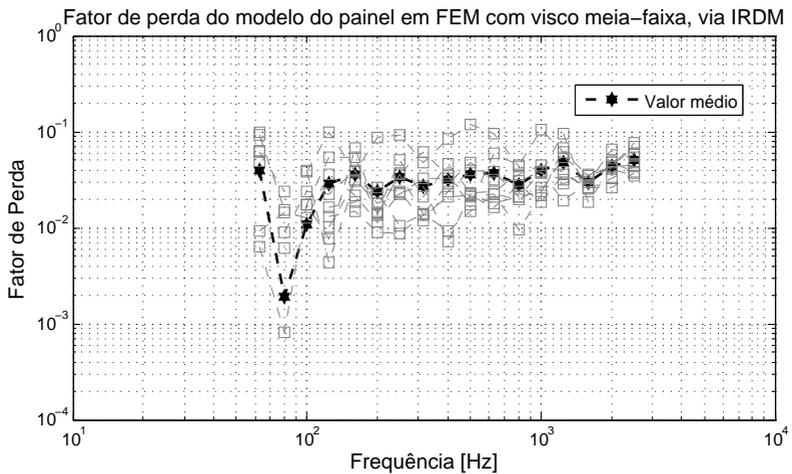


Figura 6.20: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel na configuração meia-faixa.

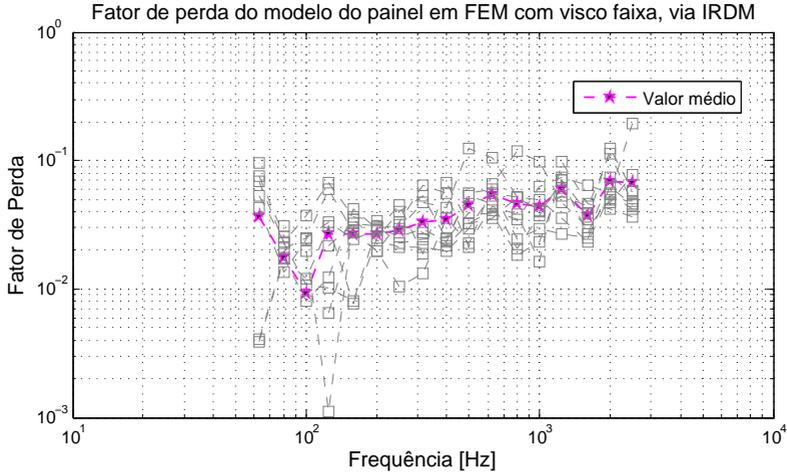


Figura 6.21: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel na configuração faixa.

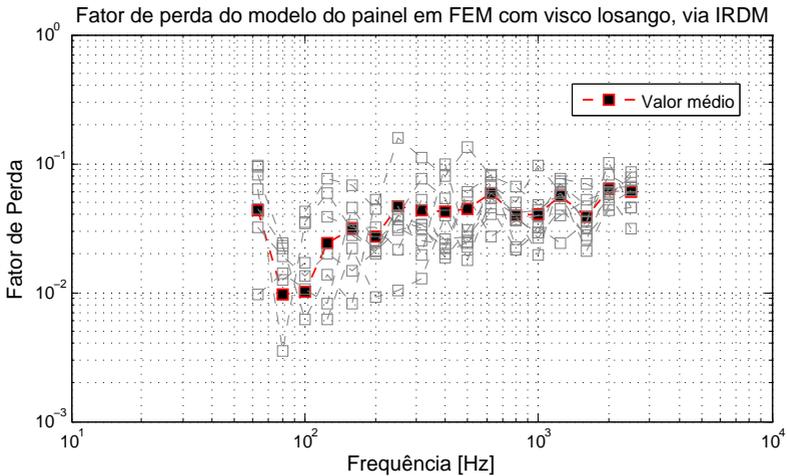


Figura 6.22: Resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel na configuração losango.

Segundo Bloss e Rao (2005), é indicado que no método IRDM a resposta impulsiva tenha pelo menos uma queda de 10 dB. Sendo assim, pode-se explicar o fato de que os resultados em baixas frequências combinados com os casos de baixos valores de amortecimento resultou em erros maiores.

A comparação dos fatores de perda médios de todas as excitações, obtidos através do IRDM para cada configuração simulada, é apresentada na Fig. 6.23. Na Seção 6.4 esses resultados serão confrontados com os resultados obtidos através da teoria de estruturas periódicas para cada configuração de material viscoelástico.

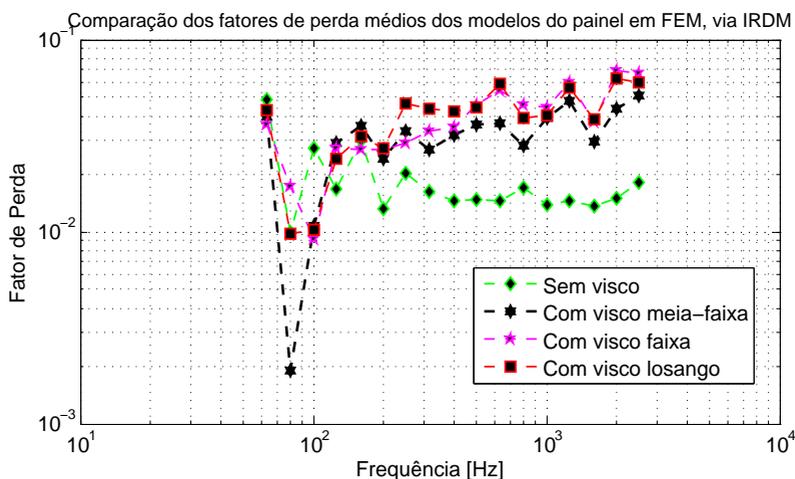


Figura 6.23: Comparação de todos os resultados numéricos dos fatores de perda calculados via IRDM para o painel.

### 6.3 Teoria de Estruturas Periódicas

A partir dos modelos numéricos das células periódicas, apresentados na Seção 5.4.2, simulações foram realizadas no VAOne 2010.5 para a obtenção do fator de perda do painel de cada caso de configuração de material viscoelástico. Este programa calculou os fatores de perda do painel fazendo o uso das equações descritas na Seção 4.3, as quais já estavam implementadas neste programa comercial.

A comparação dos fatores de perda obtidos para cada configuração de material viscoelástico, é apresentada na Fig. 6.24. Diferentemente dos casos anteriores, dos quais obteve-se um fator de perda para cada excitação, o cálculo do fator de perda via teoria de estruturas periódicas faz uso somente das matrizes de massa e de rigidez do sistema e dos fatores de perda de cada região, não precisando impor nenhuma excitação às células.

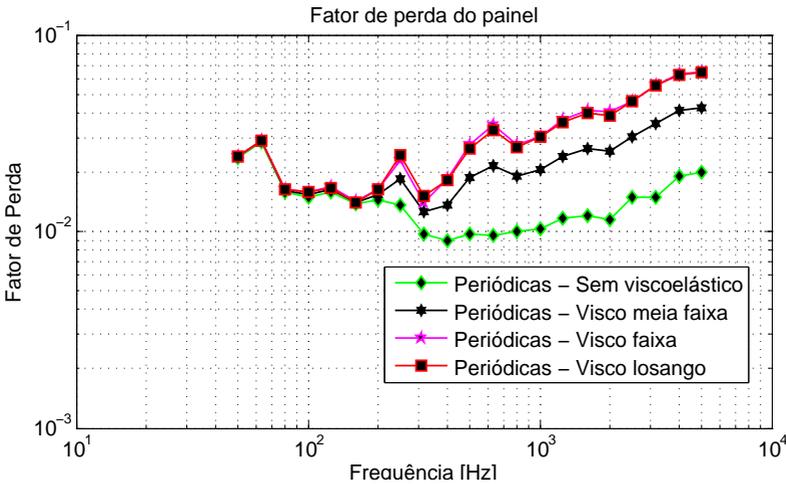


Figura 6.24: Comparação dos resultados de fatores de perda calculados via estruturas periódicas.

Na seção a seguir, esses resultados serão confrontados com os demais resultados obtidos anteriormente para cada caso avaliado.

## 6.4 Corroboração dos Resultados Numérico-Experimentais

Nesta seção é realizada a validação da metodologia de cálculo do fator de perda obtido através da teoria de estruturas periódicas juntamente com o método de elementos finitos. Para isto, foi adotada a seguinte estratégia: inicialmente realizou-se uma validação dos métodos experimentais empregados para os cálculos dos fatores de perda do painel, e, subsequentemente, foi realizada a validação do modelo da célula e a validação dos resultados de fatores de perda obtidos através da teoria de estruturas periódicas.

### 6.4.1 Validação do Fator de Perda Experimental

Para realizar a validação do fator de perda experimental, os resultados obtidos através do método PIM e do IRDM, apresentados anteriormente nas Seções 6.1.1 e 6.2.1, foram utilizados. Para isso, esses resultados foram confrontados para cada configuração de material viscoelástico avaliada, os quais estão apresentados nas Figuras 6.25 a 6.28.

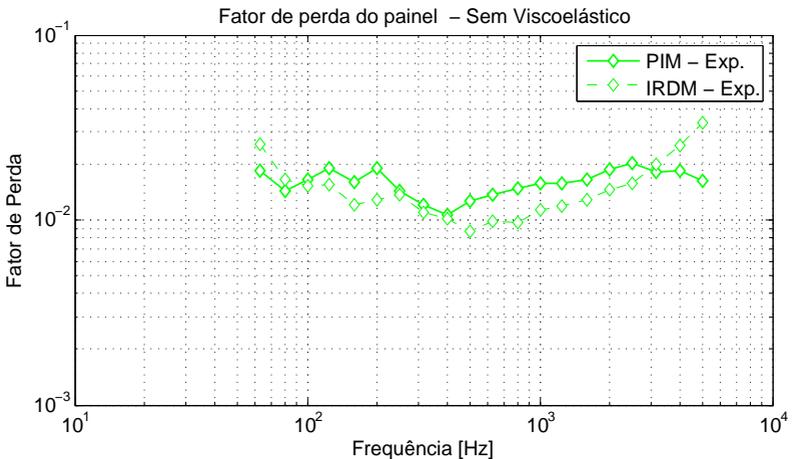


Figura 6.25: Comparação dos resultados experimentais de fatores de perda calculados, via PIM e IRDM, para o painel sem material viscoelástico.

Pode-se perceber através dos resultados que os valores de fatores de perda obtidos para cada método apresentaram-se relativamente próximos, o que tudo indica que tais resultados estão razoavelmente confiáveis, já que foram obtidos por métodos diferentes.

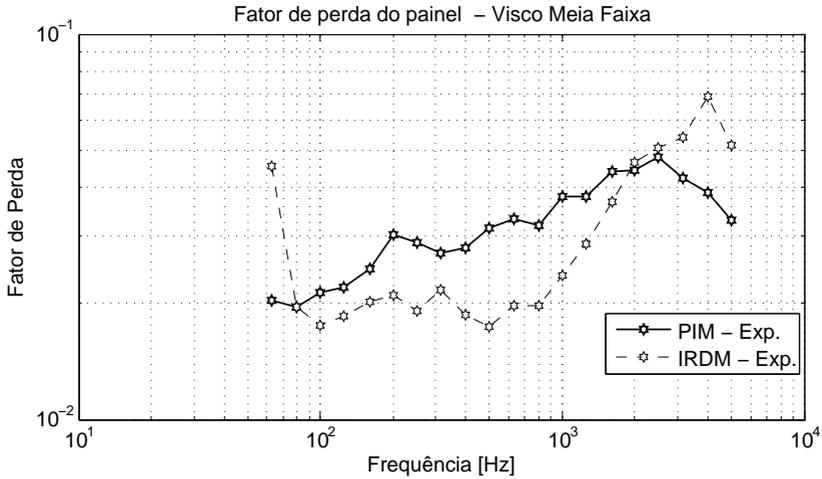


Figura 6.26: Comparação dos resultados experimentais de fatores de perda calculados, via PIM e IRDM, para o painel na configuração meia-faixa.

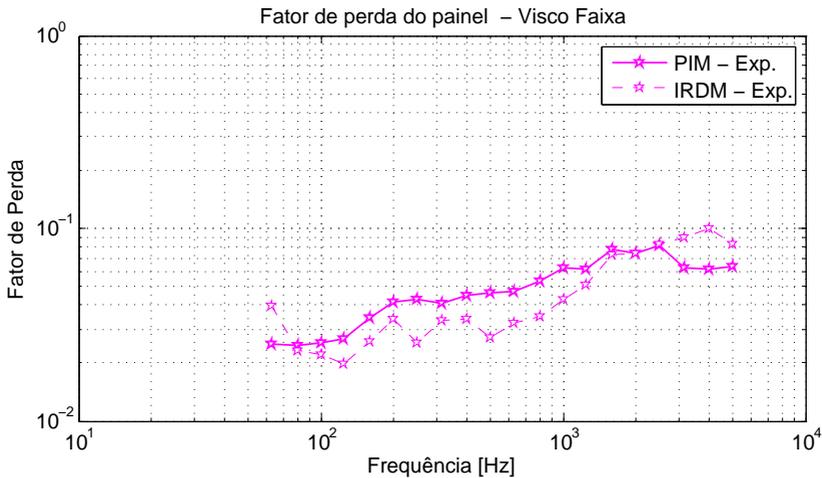


Figura 6.27: Comparação dos resultados experimentais de fatores de perda calculados, via PIM e IRDM, para o painel na configuração faixa.

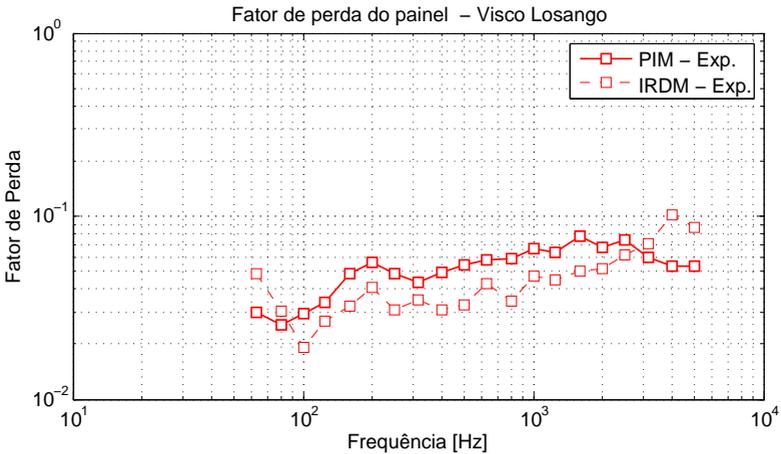


Figura 6.28: Comparação dos resultados experimentais de fatores de perda calculados, via PIM e IRDM, para o painel na configuração losango.

#### 6.4.2 Validação dos Resultados obtidos via Estruturas Periódicas

A validação do método de cálculo dos fatores de perda obtidos via estruturas periódicas foi realizada através da comparação dos resultados de amortecimento obtidos por esta teoria com aqueles obtidos pelo método PIM e IRDM dos modelos numéricos do painel inteiro modelado em FEM, já que ambos os modelos possuíam as mesmas propriedades físicas e as células foram extraídas dos modelos do painel.

Para a validação dos valores de amortecimento obtidos pelo emprego dos modelos de células periódicas, foram realizadas comparações dos fatores de perda obtidos via teoria de estruturas periódicas com aqueles obtidos experimentalmente via IRDM, já que esses resultados foram próximos dos resultados obtidos pelo método PIM.

Nas Figuras 6.29 a 6.32 estão apresentadas as comparações desses resultados de fatores de perda do painel para as configurações: sem material viscoelástico, com material viscoelástico meia-faixa, faixa e losango.

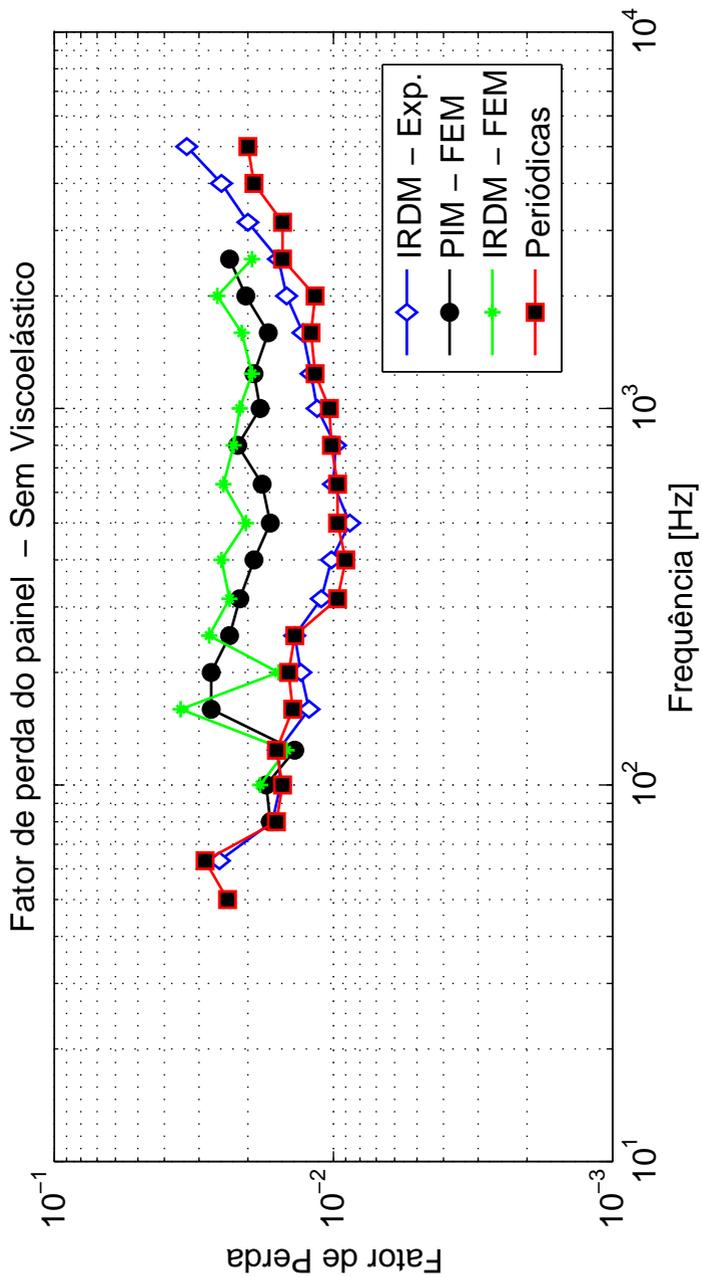


Figura 6.29: Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel sem material viscoelástico.

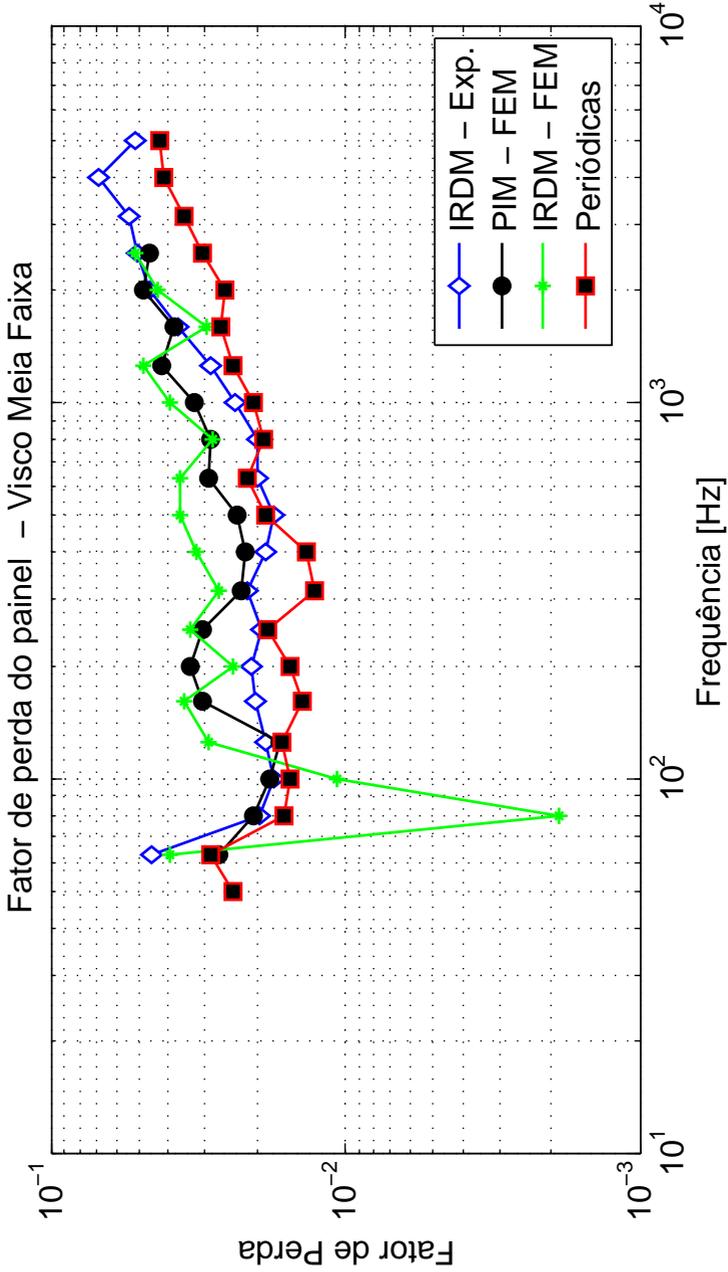


Figura 6.30: Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel na configuração meia-faixa.

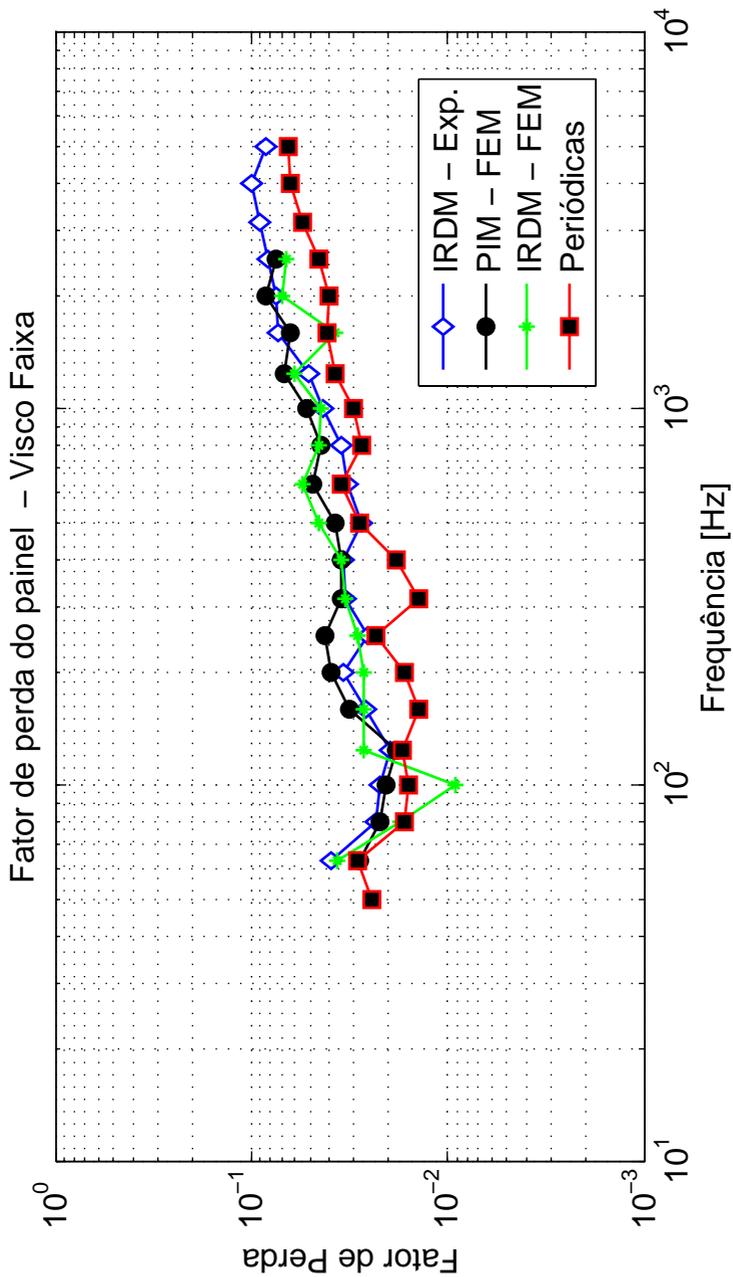


Figura 6.31: Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel na configuração faixa.

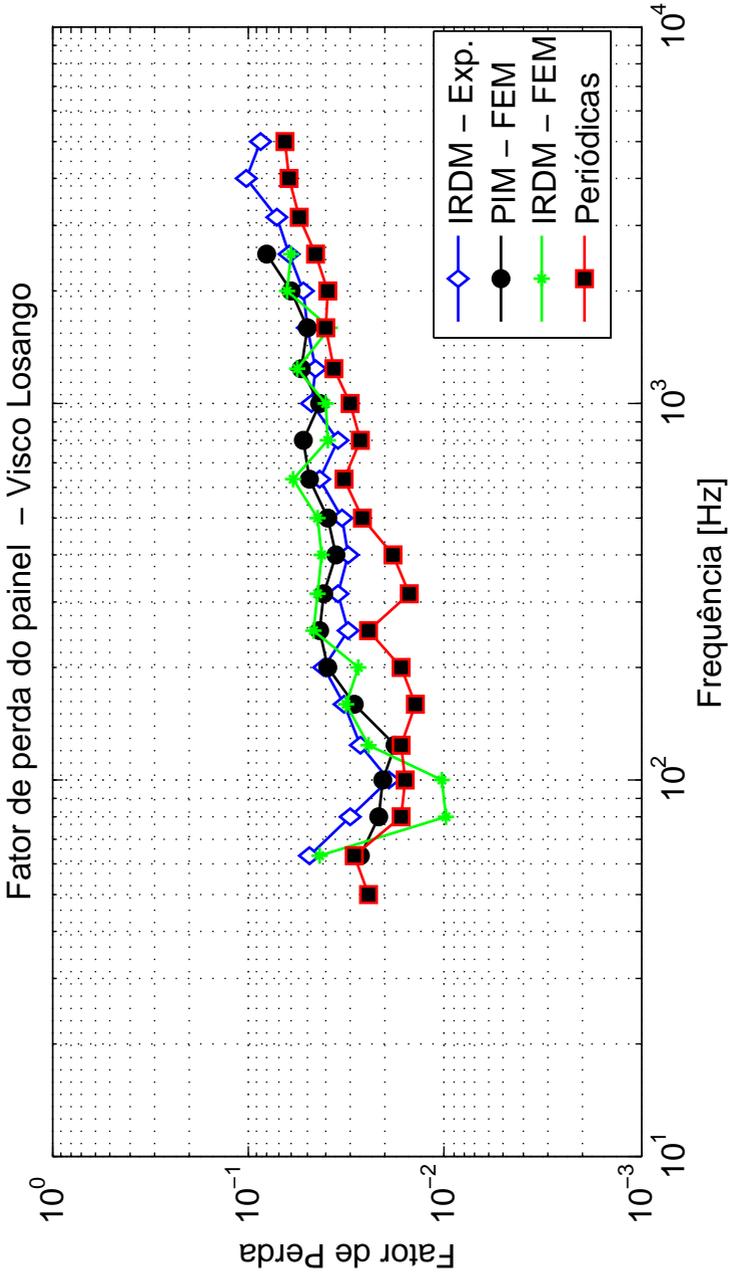


Figura 6.32: Validação dos resultados de fatores de perda calculados para o painel na configuração losango.

Analisando os resultados, percebe-se que o fator de perda obtido via estruturas periódicas para a configuração sem material viscoelástico foi muito próximo do resultado obtido experimentalmente, já que este resultado foi imposto para as regiões sem material viscoelástico.

Percebe-se também que, para as demais configurações, os resultados de fatores de perda obtidos para os modelos numéricos, via PIM, IRDM e Estrutura periódicas, ficaram razoavelmente próximos, exceto em baixas frequências. Como comentado anteriormente, o método PIM assume que a energia total do sistema seja estimada através da energia cinética, hipótese esta válida nas frequências de ressonância. Observando as mobilidades pontuais, mostradas na Fig. 6.7, percebe-se que abaixo da banda de 80 Hz (de 71 a 89 Hz), existem bandas, em 1/3 de oitava, que não possuem ressonâncias. Assim, é aceitável a dispersão dos resultados nessas regiões.

Para o método IRDM, as dispersões acontecem também mais em baixas frequências. Na Fig. 6.33 é apresentada uma resposta impulsiva do painel na banda de 63 Hz obtida para uma inertância pontual medida (experimental) na configuração de material viscoelástico losango, ou seja, maior nível de amortecimento testado. Percebe-se nesta figura que existe uma dificuldade em se especificar uma região que apresente um decaimento inicial linear, diferentemente daquela para a banda de 500 Hz, Fig. 6.13. Logo, a dispersão apresentada nos resultados do IRDM para baixas frequências se deve pelo baixíssimo decaimento da resposta impulsiva nessas bandas, conforme apontado por Bloss e Rao (2005).

Os resultados obtidos a partir da teoria de estruturas periódicas parecem ser bastantes razoáveis, porém, em baixas frequências, os resultados para a estrutura com material viscoelástico apresentaram uma certa dispersão em torno de um valor médio. Uma possível explicação se deve pelo fato de o método de cálculo do fator de perda via teoria de Estruturas Periódicas considerar que existam modos ressonantes nas bandas de análises, igualmente ao método PIM, comentado anteriormente.

Para os resultados em baixas frequências, para as configurações com material viscoelástico aplicado, percebe-se valores de fatores de perda mais baixos. A razão para o surgimento desses valores está relacionado ao comportamento vibratório da estrutura inteira em baixas frequências. Os primeiros modos das baias surgem em aproximadamente 263,07 Hz, conforme ilustrado na Fig. 6.34. Assim, abaixo desta frequência, é provável que a deformação da estrutura esteja concentrada nos reforçadores do painel (dominando os primeiros modos), os quais possuem baixos valores de amortecimento, ocasionando portanto um baixo amortecimento em baixas frequências. Assim, constata-se que o material viscoelástico começa a ter um efeito maior no

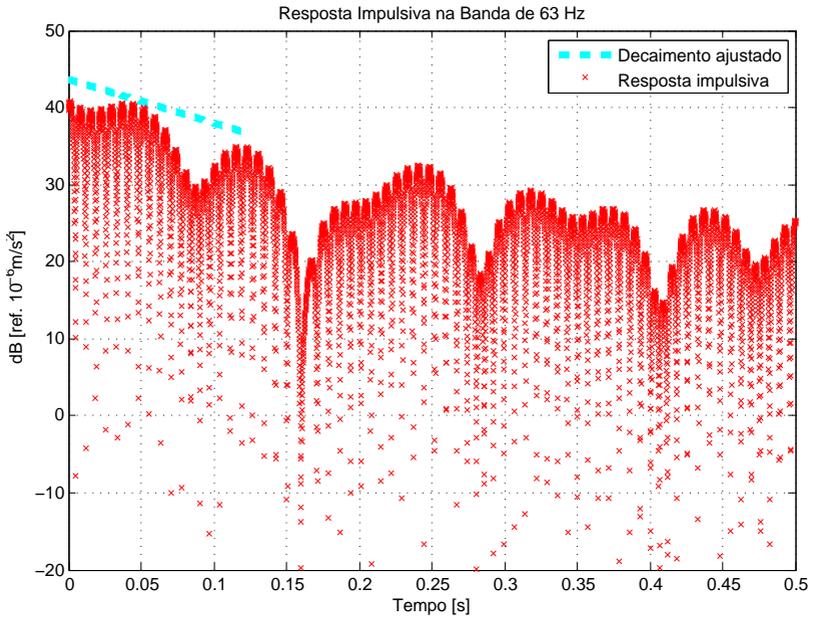


Figura 6.33: Resposta impulsiva experimental do painel com material visco-elástico aplicado na geometria losango, na banda de 63 Hz.

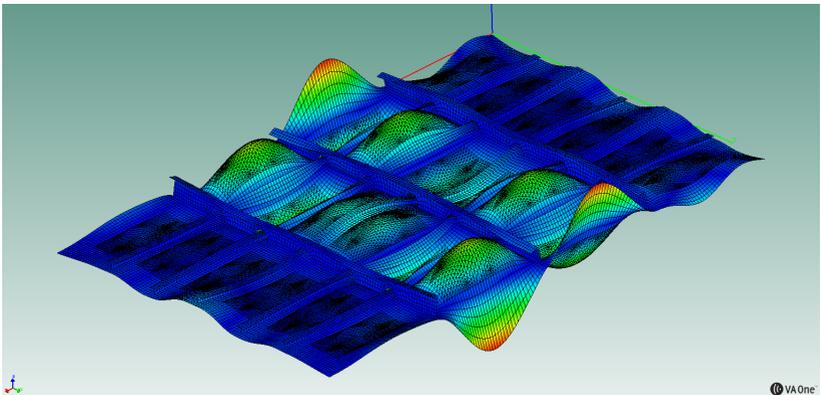


Figura 6.34: Forma modal do painel na frequência de 263,07 Hz.

amortecimento da estrutura a partir de 263 Hz, fato mais pronunciado para os resultados da configuração geométrica faixa e losango.

Analisando os resultados experimentais obtidos via IRDM e os resultados numéricos via estruturas periódicas, percebe-se que os resultados ficaram razoavelmente próximos. Com vista para estes fatos, pode-se dizer que a modelagem adotada para a célula e os resultados de fatores de perda obtidos pela teoria de estruturas periódicas, puderam reproduzir razoavelmente o fator de perda da estrutura real com e sem a aplicação de materiais viscoelásticos.

## 7 CONCLUSÕES

Três métodos de medição de amortecimento foram utilizados para estimar o fator de perda do painel de fuselagem com e sem a aplicação de material viscoelástico em diferentes formas geométricas. O método PIM e o método IRDM, foram utilizados para estimar tanto os fatores de perda dos modelos numéricos do painel inteiro em elementos finitos quanto os experimentais do mesmo painel, ambos com diferentes configurações geométricas de material viscoelástico aplicadas em sua superfície. Já o método que utiliza a teoria de estruturas periódicas foi aplicado somente aos modelos numéricos das células periódicas do mesmo painel.

A predição do fator de perda de estruturas através de métodos numéricos parece ser bastante promissora. Para a validação dos métodos empregados neste trabalho, foi necessária a identificação das propriedades físicas do sistema mecânico, dentre elas, as propriedades do material viscoelástico utilizado. Inicialmente, tentou-se obter as propriedades dinâmicas deste material viscoelástico através da caracterização via ASTM E-756, porém, os resultados obtidos não foram tão representativos quando se comparou uma FRF simulada com essas propriedades num modelo numérico com outra obtida experimentalmente para a mesma estrutura. Para contornar essa situação, foi utilizada uma técnica de ajuste de modelos, na qual foi utilizado um modelo em elementos finitos de uma viga com material viscoelástico aplicado. As propriedades obtidas através do uso desta técnica foram utilizadas nos modelos numéricos do painel de fuselagem com material viscoelástico, dos quais foram simuladas várias FRFs, e, através do método PIM e IRDM, foram obtidos os fatores de perda. Igualmente, para os modelos das células periódicas, essas propriedades foram aplicadas para as regiões com material viscoelástico e então foram simuladas e calculados os fatores de perda através da teoria de estruturas periódicas.

Pôde ser observado que os resultados obtidos através do método PIM e do método IRDM apresentaram-se bastante coerentes para predizer os fatores de perda experimentais. O método PIM é baseado na comparação da energia dissipada pelo sistema com a energia máxima de deformação. O número de pontos de respostas usado no método PIM, para obter resultados consistentes, é consideravelmente alto quando comparado com os do método IRDM.

O método IRDM, que visa encontrar o amortecimento da estrutura através do decaimento inicial da resposta impulsiva, pode ser mais atrativo devido à simplicidade de se obter o amortecimento usando somente as FRFs pontuais, porém, se limita em estimar o amortecimento quando a resposta

impulsiva possui uma queda menor que 10 dB, caso mais comum para baixas frequências. Como apontado na Seção 3.2.2, pesquisas sugerem também que este método não seja apropriado para estimar o amortecimento de estruturas com fator de perda elevado.

Os resultados obtidos pelo método que utiliza a Teoria de Estruturas Periódicas foram comparados com aqueles experimentais via IRDM e numéricos via PIM e IRDM. Foi observada uma boa concordância entre os resultados de amortecimento obtidos pelo método periódico com o experimental. Algumas discrepâncias em baixas frequências foram observadas, porém, acima de aproximadamente 250 Hz, os resultados ficaram razoavelmente próximos.

O tempo médio envolvido nas simulações das células para o cálculo dos fatores de perda foi de aproximadamente 5 minutos, enquanto para o painel todo em FEM foi de aproximadamente 8 horas e 30 minutos. Assim, esta técnica apresenta-se como uma alternativa de reduzir drasticamente os custos computacionais de modelos de elementos finitos de grandes estruturas periódicas de extensão finita.

A abordagem por Teoria de Estruturas Periódicas permite que os cálculos de elementos finitos sejam realizados somente para um elemento periódico da estrutura toda. Com isso, os graus de liberdade que devem ser considerados são então muito menores que aqueles para o sistema inteiro. Assim, o uso da teoria de estrutura periódica pode aumentar grandemente a eficiência dos cálculos.

Observados os resultados, considera-se satisfatoriamente atingidos os objetivos deste trabalho, qual seja, a validação de uma metodologia para a determinação do amortecimento estrutural de painéis aeronáuticos com materiais viscoelásticos aplicados, utilizando a teoria de estruturas periódicas juntamente com o método de elementos finitos.

Espera-se que este trabalho seja de relevante contribuição para futuras aplicações de ferramentas de predição de amortecimento de estruturas complexas. Acredita-se que trabalhos futuros, no que se refere à determinação de amortecimento de estruturas, deveriam ser realizados para uma estimativa mais apropriada da energia de deformação de estruturas que possuem movimentos combinados, ou seja, em mais de uma direção, já que esta deve ser utilizada para o cálculo do fator de perda via método PIM.

Sugere-se ainda que técnicas de predição do fator de perda, via estruturas periódicas, sejam exploradas para o compute do amortecimento de estruturas periódicas que possuam materiais com propriedades fortemente dependentes da frequência, já que neste trabalho foi considerado um módulo de elasticidade médio para o material viscoelástico empregado.

Cabe aqui apresentar a informação de que a pesquisa realizada nesta dissertação foi responsável pela publicação de alguns trabalhos de engenharia, os quais estão citados no Anexo C.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI S2.24 - 2001. *Graphical Presentation of the Complex Modulus of Visco-elastic Materials*. American National Standards Institute. 2001.

ASTM E756 - 05. *Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*. American Society for Testing and Materials. 2005. 14 p.

ATMOSPHERE, I. S. *International Civil Aviation Organization*. [S.l.]: Montreal, 1964.

BAGLEY, R. L. On the Fractional Calculus Model of Viscoelastic Behavior. *Journal of Rheology*, v. 30, p. 133–+, 1986.

BAGLEY, R. L. The thermorheologically complex material. *The Journal of the Acoustical Society of America, ASA*, v. 90, n. 4, p. 2292–2293, 1991. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?JAS/90/2292/3>>.

BALDANZINI, N.; PIERINI, M. An assessment of transducer mass loading effects on the parameters of an experimental statistical energy analysis (sea) model. *Mechanical systems and signal processing*, Elsevier, v. 16, n. 5, p. 885–903, 2002.

BALMES, E.; BOBILLOT, A. Analysis and design tools for structures damped by viscoelastic materials. In: *International Modal Analysis Conference*. [S.l.: s.n.], 2002.

BALMES, E.; GERMES, S. Design strategies for viscoelastic damping treatment applied to automotive components. *IMAC, Dearborn*, v. 1, p. 1–9, 2004.

BARDELL, N.; MEAD, D. Free vibration of an orthogonally stiffened cylindrical shell, part i: Discrete line simple supports. *Journal of Sound and Vibration*, v. 134, n. 1, p. 29 – 54, 1989. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X89907359>>.

BARDELL, N.; MEAD, D. Free vibration of an orthogonally stiffened cylindrical shell, part ii: Discrete general stiffeners. *Journal of Sound and Vibration*, v. 134, n. 1, p. 55 – 72, 1989. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X89907360>>.

BIES, D.; HAMID, S. In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 70, n. 2, p. 187–204, 1980. ISSN 0022-460X.

BLOSS, B. C.; RAO, M. D. *Measurement of damping in structures by the power input method*. Houghton, MI, 2001. v. 26, 30-32 p.

BLOSS, B. C.; RAO, M. D. Estimation of frequency-averaged loss factors by the power injection and the impulse response decay methods. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 117, n. 1, p. 240–249, 2005. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?JAS/117/240/1>>.

BOLDUC, M. *Acquiring Statistical Energy Analysis Damping Loss Factor for Complex Structures with Low to High Damping Characteristics*. Tese (Doutorado) — University of Sherbrooke, Quebec, Canada, Aug. 2007.

BRAT, W. Flight test measurement of exterior turbulent boundary layer pressure fluctuations on boeing model 737 airplane. *Journal of Sound and Vibration*, v. 14, n. 4, p. 439 – 457, 1971. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/B6WM3-494TDBC-10C/2/0771fed96773a2ae0784cf107084c369>>.

BRATTI, G. *Avaliação dos Métodos de Medição de Amortecimento*. Florianópolis, 2011. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n. DT1DCY042-rev.A.

BRATTI, G. *Caracterização de Material Visco-elástico via Ajuste de Modelos*. Florianópolis, 2011. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n. DT1DCY043.

BRILLOUIN, L. *Wave Propagation in Periodic Structures*. New York: Dover, 1946.

CARFAGNI, M.; PIERINI, M. Determining the loss factor by the power input method (pim), part 2: Experimental investigation with impact hammer excitation. *Journal of Vibration and Acoustics*, ASME, v. 121, n. 3, p. 422–428, 1999. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?VAJ/121/422/1>>.

CORDIOLI, J. A. et al. On the prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic materials using Periodic Structure Theory and Finite Element method. In: *International Conference on Noise and Vibration Engineering - ISMA 2010*. Leuven - Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, 2010. Disponível em: <<http://www.isma-isaac.be/conf/program/sessions/MHF>>.

COTONI, V.; LANGLEY, R.; SHORTER, P. A statistical energy analysis subsystem formulation using finite element and periodic structure theory. *Journal of Sound and Vibration*, v. 318, n. 4-5, p. 1077 – 1108, 2008. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/B6WM3-4T2RYW8-1/2/53049fe9ea903477af40ee840de75949>>.

CREMER, L.; HECKL, M.; PETERSSON, B. A. T. *Structure-Borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies*. 3rd. ed. Berlin: Springer, 2005.

CREMER, L.; HECKL, M.; UNGAR, E. *Structure-borne sound—structural vibrations and sound radiation at audio frequencies, 1988*. 2nd. ed. Berlin: Springer-Verlag, 1988.

CREMER, L.; LEILICH, H. Zur Theorie der Biegekettenteiler. *On theory of flexural periodic systems. Archiv der Elektrischen Übertragung*, v. 7, p. 261–270, 1953.

CROCKER, M. J. *Handbook of acoustics*. New York: John Wiley & Sons Inc, 1998. 1461 p.

DE ESPÍNDOLA, J. J. Apostila de controle de vibrações. UFSC, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. 1985.

FERRY, J. *Viscoelastic properties of polymers*. [S.l.]: John Wiley & Sons Inc, 1980.

GOLLA, D. F.; HUGHES, P. C. Dynamics of viscoelastic structures—a time-domain, finite element formulation. *Journal of Applied Mechanics*, ASME, v. 52, n. 4, p. 897–906, 1985. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?AMJ/52/897/1>>.

HECKL, M. A. Investigations on the Vibrations of Grillages and Other Simple Beam Structures. *Acoustical Society of America Journal*, v. 36, p. 1335–1343, 1964.

ISO 10112 : 1991. *Damping Materials - Graphical Presentation of the Complex Modulus*. International Standards Organization. 1991.

ISTVAN, L.; BERANEK, L. *Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications*. 2. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., ISBN-13, 2006.

- JOHNSON, C. D.; KIENHOLZ, D. A.; ROGERS, L. C. Finite element prediction of damping in beams with constrained viscoelastic layers. In: *Shock and Vibration Bulletin*. Philadelphia: [s.n.], 1981. p. 78–81.
- JONES, D. *Handbook of viscoelastic vibration damping*. Chichester: Wiley, 2001.
- KLUESENER, M. F. *Results of Finite Element Analysis of Damped Structures*. Nov. 1984.
- LANGLEY, R. S. A note on the force boundary conditions for two-dimensional periodic structures with corner freedoms. *Journal of Sound and Vibration*, v. 167, n. 2, p. 377 – 381, 1993. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X83713416>>.
- LENZI, A. Notas de aulas de análise estatística energética. UFSC, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. 1999.
- LIU, B. Noise radiation of aircraft panels subjected to boundary layer pressure fluctuations. *Journal of Sound and Vibration*, v. 314, p. 19, 2008.
- LIU, W. *Experimental and analytical estimation of damping in beams and plates with damping treatments*. Tese (Doutorado) — University of Kansas, 2008.
- LOPES, E. M. O. *Um Estudo da Precisão do Método da Viga Vibrante Aplicado à Determinação das Propriedades Dinâmicas de Elastômeros*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, Mar. 1989.
- LOPES, E. M. O. et al. Caracterização Dinâmica Integrada de Elastômeros por Derivadas Generalizadas. In: *III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica—CONEM*. [S.l.: s.n.], 2002. v. 10, n. 1, p. 13.
- LU, Y. P.; KILLIAN, J. W.; EVERSTINE, G. C. Vibrations of three layered damped sandwich plate composites. *Journal of Sound Vibration*, v. 64, p. 63–71, maio 1979.
- MANDAL, N. K.; RAHMAN, R. A.; LEONG, M. S. Experimental study on loss factor for corrugated plates by bandwidth method. *Ocean Engineering*, v. 31, n. 10, p. 1313 – 1323, 2004. ISSN 0029-8018. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V4F-4C8P6B3-1-/2/edc8451f05610d6a3aa806a289e440b9>>.

MCTAVISH, D. J.; HUGHES, P. C. Modeling of linear viscoelastic space structures. *Journal of Vibration and Acoustics*, ASME, v. 115, n. 1, p. 103–110, 1993. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?VAJ/115/103/1>>.

MEAD, D. A general theory of harmonic wave propagation in linear periodic systems with multiple coupling. *Journal of Sound and Vibration*, v. 27, n. 2, p. 235 – 260, 1973. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X73900643>>.

MEAD, D.; ZHU, D.; BARDELL, N. Free vibration of an orthogonally stiffened flat plate. *Journal of Sound and Vibration*, v. 127, n. 1, p. 19 – 48, 1988. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X88903483>>.

MEAD, D. J. Wave propagation in continuous periodic structures: research contributions from Southampton, 1964–1995. *Journal of Sound and Vibration*, v. 190, n. 3, p. 495–524, 1996.

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

NASTRAN, M. *Advanced Dynamic Analysis User's Guide*. [S.l.]: Version 70, 2004.

PLOUIN, A.; BALMES, E. A test validated model of plates with constrained viscoelastic materials. In: *17 th International Modal Analysis Conference*. [S.l.: s.n.], 1999. p. 194–200.

QUEHL, J. *Comfort studies on aircraft interior sound and vibration*. Dissertação (Mestrado) — University of Oldenburg, Oldenburg, Jul. 2001.

RAO, M. D. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, v. 262, n. 3, p. 457–474, 2003.

SCHROEDER, M. R. New method of measuring reverberation time. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 37, n. 3, p. 409–412, 1965. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?JAS/37/409/1>>.

SHORTER, P. Wave propagation and damping in linear viscoelastic laminates. *Acoustical Society of America Journal*, v. 115, p. 1917–1925, maio 2004.

STUMPF, C. *Caracterização de Material Visco-elástico*. Florianópolis, 2010. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n. DT1DCY041.

SUN, C.; LU, Y. *Vibration damping of structural elements*. [S.l.]: Prentice Hall, 1995.

UNGAR, E. E.; ZAPFE, J. Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications. In: \_\_\_\_\_. 2. ed. Massachusetts: John Wiley & Sons, 2006. cap. 14, p. 579–586.

VAONE. *2010.5 Periodic Subsystem Module*. ESI Group, April 2011.

VAONE. *2010.5 User's Guide*. ESI Group, April 2011.

VORLÄNDER, M.; KOB, M. Practical aspects of MLS measurements in building acoustics. *Applied Acoustics*, v. 52, n. 3-4, p. 239 – 258, 1997. ISSN 0003-682X. Performance, Analysis and Predictions in Building Acoustics. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X97000297>>.

WILBY, J.; GLOYNA, F. Vibration measurements of an airplane fuselage structure i. turbulent boundary layer excitation. *Journal of Sound and Vibration*, v. 23, n. 4, p. 443 – 466, 1972. ISSN 0022-460X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/B6WM3-494TBVK-FT-2/531e501f6150d1723efa15d54b5d248c>>.

XIANG, N. Evaluation of reverberation times using a nonlinear regression approach. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 98, p. 2112–2121, out. 1995.

ZHU, G. H.; CROCKER, M. J.; RAO, M. D. Data processing and accuracy analysis of damping measurements. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ASA, v. 85, n. 1, p. 171–177, 1989. Disponível em: <<http://link.aip.org/link/?JAS/85/171/1>>.

## APÊNDICE A – NOTAS SOBRE A NORMA ASTM E 756-05

O método da viga vibrante, padronizado pela norma ASTM E756 - 05 (2005), é destinado para a medição das propriedades de amortecimento dos materiais: fator de perda, ( $\eta$ ), módulo de Young, ( $E$ ), ou módulo de cisalhamento, ( $G$ ). A precisão do método cobre a faixa de frequência entre 50 e 5000 [Hz] e a faixa de temperatura de uso dos materiais. Tais materiais incluem metais, esmaltes, cerâmicas, borrachas, plásticos, matrizes de epóxi reforçadas, e madeiras que possam formar amostras de vigas engastadas para os testes. A seguir, são apresentados alguns dos principais detalhes que se deve levar em consideração no uso desta norma.

### A.1 Preparação da Amostra

A configuração de amostra a ser selecionada deve ser baseada no tipo do material de amortecimento a ser utilizado e nas propriedades de amortecimento desejadas, a qual deve ser devidamente engastada em um suporte suficientemente rígido. As técnicas necessárias para a preparação da amostra de teste do material de amortecimento muitas vezes dependem das características físicas do mesmo. Para cada uma das quatro diferentes configurações de viga (Fig. A.1) segue que:

- **Viga Homogênea (Fig. A.1.a):** utilizada para medir as propriedades de amortecimento do material da própria viga de apoio;
- **Viga Oberst (Fig. A.1.b):** É utilizada para avaliar as propriedades de rigidez dos materiais de amortecimento quando submetidos à deformação longitudinal induzidas pela flexão. Para esta configuração, é recomendado que o material de amortecimento possua módulo de elasticidade na região vítrea maior que 100 MPa;
- **Viga Oberst Modificada (Fig. A.1.c):** Da mesma maneira que a viga Oberst, as propriedades são determinadas por deformação longitudinal induzidas pelo movimento de flexão. Esta configuração permite uma simplificação nas equações relativas ao modelo com material de amortecimento de um só lado (Fig. 22.b). Este tipo de configuração ajuda a minimizar curvaturas na viga devido à mudanças de temperatura;
- **Viga Sanduíche (Fig. A.1.d):** É utilizada para determinar as propriedades de amortecimento de materiais macios submetidos ao cisalha-

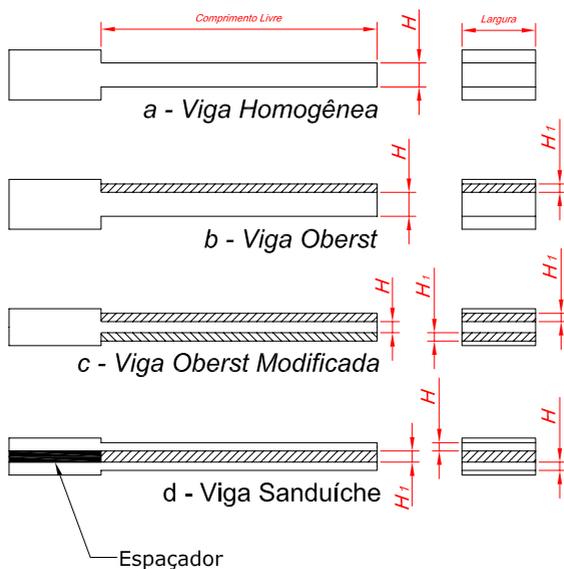


Figura A.1: Tipos de amostras especificadas pela norma ASTM E-756.

mento. Neste caso são utilizadas duas vigas. As dimensões e frequências naturais das mesmas devem ser próximas. Bons resultados são obtidos quando o comprimento e a espessura das vigas variam no máximo  $\pm 0,5\text{mm}$  e as frequências naturais não variem mais que 1 % (em relação ao menor valor). Esta configuração é usualmente utilizada para a caracterização de materiais viscoelásticos macios, com módulo de cisalhamento menor que 100 MPa.

A utilização de engastes rígidos é essencial para a obtenção de bons resultados nas medições, representando corretamente a condição de contorno. A base inercial para engaste deve ter uma seção com comprimento de 25 a 40 mm, sendo que suas superfícies superior e inferior devem ultrapassar as respectivas superfícies da viga, respectivamente. O engaste pode ser feito através de uma solda, colagem ou com a utilização de uma presilha.

A aplicação do material sobre a viga base deve ser feita seguindo as recomendações fornecidas pelo fabricante do material viscoelástico. Não as existindo, recomenda-se que:

- O material de amortecimento deve ser colado à viga de metal utilizando um material com módulo de elasticidade muito maior (cerca de dez

vezes) que o do material de amortecimento;

- A espessura mínima do material colante deve ser inferior a 0,05mm e muito menor comparada à espessura do material de amortecimento.

Não seguindo estas regras, há o risco da deformação ocorrer na camada adesiva ao invés de ocorrer na camada de amortecimento, podendo resultar em erros.

Os metais utilizados para a viga base são normalmente o aço ou o alumínio. Dimensões recomendadas são: largura de 10mm, comprimento livre de 180 a 250mm, e espessura de 1 a 3mm. Outras dimensões para a viga pode ser selecionados com base na faixa de frequência e nas características de amortecimento do material utilizado. A largura da viga não é uma variável das equações para o cálculo das propriedades do material, porém são recomendadas dimensões suficientes para que frequências torcionais não apareçam no intervalo de frequência de interesse.

A espessura do material de amortecimento pode variar, dependendo das propriedades específicas e das temperaturas e frequências de interesse.

## A.2 Procedimento Experimental

- Fixa-se firmemente a viga em um dos lados em uma base que seja pesada e rígida, nas condições de contorno engastado-livre;
- O conjunto é colocado dentro de uma câmara climatizada e com controle de temperatura;
- Dois transdutores sem contato, um de excitação da viga e outro de medição de resposta da mesma, devem ser posicionados através de dispositivos próprios para fixação em posições na qual, o transdutor de excitação deve estar localizado próximo à região de engaste e o de resposta próximo ao extremo livre da viga. A distância típica entre viga-transdutor é de aproximadamente 1mm. Na Fig. A.2 é ilustrado e esquema de montagem deste experimento;
- Medições de funções resposta em frequência devem ser realizadas para diferentes temperaturas. Incrementos de temperatura de 5°C ou 10°C são bastante comuns;
- O começo e o fim da escala de temperatura são dependentes do material de amortecimento em questão e devem ser determinados através do

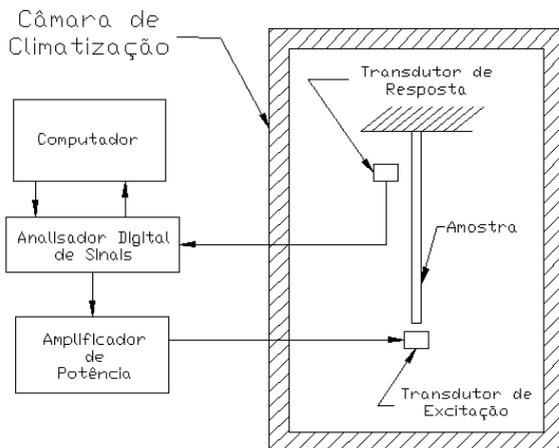
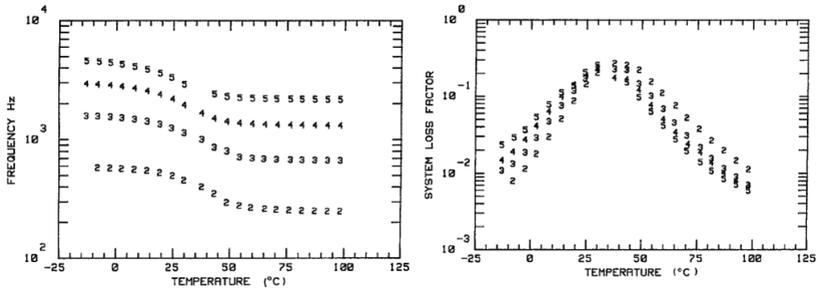


Figura A.2: Aparato de medição pelo método da viga vibrante.

monitoramento dos resultados para o fator de perda da viga com material de amortecimento. O intervalo é adequado quando as inclinações e o pico da curva do fator de perda podem ser bem definidos;

- A amostra de teste deve estar em equilíbrio térmico com a câmara térmica. Considera-se o equilíbrio quando a temperatura da viga não diferir de  $\pm 0,6^{\circ}\text{C}$  da temperatura da câmara. O tempo para que ocorra o equilíbrio depende da carga térmica no interior da câmara bem como de sua capacidade. É recomendado que este tempo não seja menor que 30 minutos;
- Para cada aquisição em uma dada temperatura, deve-se excitar a viga utilizando um sinal tipo *sweep sine* ou ruído branco, medindo a resposta em outro ponto. Ao utilizar o *sweep sine*, recomenda-se que uma varredura na frequência seja controlada manualmente, já que produz um espectro de resposta na frequência mais plano comparado ao controle automático de varredura;
- Deve-se medir o valor da frequência natural para as diversas temperaturas de interesse. Na Fig. A.3a e Fig. A.3b pode ser vista a variação típica da frequência de ressonância e do fator de perda em função da temperatura de uma viga qualquer com material de amortecimento.

Normalmente medem-se 4 ou mais modos, sendo que o primeiro modo usualmente é desprezado;



(a) Variação da frequência de ressonância com a temperatura. (b) Variação do fator de perda com a temperatura.

Figura A.3: Gráficos típicos do comportamento da frequência natural e do fator de perda em função da temperatura. (Fonte: Vibration Damping (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985)).

- Deve-se utilizar o método da banda de meia potência para determinar o fator de amortecimento do material;
- Outros métodos de cálculo do amortecimento, como o método da largura de banda, por exemplo, podem ser utilizados obtendo-se os mesmos resultados;
- Deve-se ficar atento quando o fator de perda ultrapassa o valor de 0,20;
- Deve se prestar muita atenção à simetria (ou a falta de) na curva de resposta em frequência quando se utiliza o método da banda de meia potencia ou métodos similares para determinar o fator de perda;
- No caso de não haver boa simetria na curva, existem técnicas para se conseguir medir o amortecimento. Os dados devem ser identificados no relatório e as fórmulas selecionadas devem ser claramente referenciadas;
- Quaisquer problemas encontrados, e, medidas corretivas adotadas, devem ser descritos no relatório de medição.

### A.3 Cálculo das propriedades

As propriedades da viga base utilizada devem ser conhecidas, tais como dimensões, frequências naturais, fator de perda e densidade. Caso o material de amortecimento não seja auto-sustentável, os cálculos devem começar com a determinação da função resposta em frequência da viga base (sem nenhum material aderido). A seguir são apresentados os procedimentos de cálculos das propriedades de cada configuração mostrada na Fig. A.1.

- **Viga Homogênea (Fig. A.1.a):** Calcula-se o Módulo de Elasticidade e o fator de perda do material viga através das expressões:

$$E = \frac{(12\rho l^4 f_n^2)}{(H^2 C_n^2)}, \quad (\text{A.1})$$

$$\eta = \frac{(\Delta f_n)}{(f_n)}, \quad (\text{A.2})$$

sendo :

$C_n$  :Coeficiente do  $n$ ésimo modo, de uma viga de seção uniforme, na condição de contorno engastado-livre, no qual,

$$C_1 = 0,55959;$$

$$C_2 = 3,5069;$$

$$C_3 = 9,8194;$$

$$C_4 = 19,242;$$

$$C_5 = 31,809;$$

$$C_n = (p/2)(n - 0,5)^2, \text{ para } n > 3.$$

$E$  :Módulo de Elasticidade do material da viga, em [Pa]

$f_n$  :Frequência de ressonância para o modo  $n$ , em [Hz]

$\Delta f_n$  :Largura da banda de meia potência do modo  $n$ , [Hz]

$H$  :Espessura da viga na direção de vibração, em [m]

$l$  :Comprimento da viga, em [m]

$n$  :Número de modos

$\eta$  :Fator de perda de material da viga, adimensional

$\rho$  :Densidade da viga, em [kg/m<sup>3</sup>].

•**Viga Oberst (Fig. A.1.b):** O Módulo de Elasticidade e o fator de perda do material de amortecimento devem ser calculados através das expressões:

$$E_1 = \frac{E}{2T^3} \left[ (\alpha - \beta) + \sqrt{(\alpha - \beta)^2 - 4T^2(1 - \alpha)} \right], \quad (\text{A.3})$$

$$\eta_1 = \eta_c \left[ \frac{(1 + MT)(1 + 4MT + 6MT^2 + 4MT^3 + M^2T^4)}{MT(3 + 6T + 4T^2 + 2MT^3 + M^2T^4)} \right], \quad (\text{A.4})$$

$$\alpha = (f_c/f_n)^2(1 + DT), \quad (\text{A.5})$$

$$\beta = 4 + 6T + 4T^2, \quad (\text{A.6})$$

$$\eta_c = \Delta f_c/f_c, \quad (\text{A.7})$$

sendo :

$c$  : Índices 1, 2, 3, . . . ( $c = n$ )

$D$  : Taxa de densidade ( $\rho_1/\rho$ )

$E$  : Módulo de Elasticidade da viga de base, em [Pa]

$E_1$  : Módulo de Elasticidade do material de amortecimento, em [Pa]

$f_n$  : Frequência de ressonância do modo  $n$  da viga base, em [Hz]

$f_c$  : Frequência de ressonância do modo  $c$  da viga composta, em [Hz]

$\Delta f_c$  : Largura de banda de meia potência do modo  $c$  da viga composta, em [Hz]

$H$  : Espessura da viga de base, em [m]

$H_1$  : Espessura do material de amortecimento, em [m]

$M$  : Razão do módulo de Elasticidade ( $E_1/E$ )

$T$  : Razão de espessura ( $H_1/H$ )

$\eta_c$  : Fator de perda da viga composta, adimensional

$\eta_1$  : Fator de perda de material viscoelástico

$\rho$  : Densidade da viga base, em [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_1$  :Densidade do material de amortecimento, em  $[\text{kg/m}^3]$ .

•**Viga Sanduíche (Fig. A.1.d):** Para a viga sanduíche, as propriedades de módulo de cisalhamento e fator de perda do material de amortecimento, são calculadas através das equações:

$$G_1 = (A - B - 2(A - B)^2 - 2(A\eta_s)^2) \left\{ \frac{\left( \frac{2\pi C_n E H H_1}{l^2} \right)}{(1 - 2A + 2B)^2 + 4(A\eta_s)^2} \right\}, \quad (\text{A.8})$$

$$\eta_1 = \frac{A\eta_s}{A - B - 2(A - B)^2 - 2(A\eta_s)^2}, \quad (\text{A.9})$$

$$A = (f_s/f_n)^2(2 + DT)(B/2), \quad (\text{A.10})$$

$$B = 1/\{6(1 + T)^2\}, \quad (\text{A.11})$$

sendo :

$C_n$  :Coeficiente para o modo  $n$  da viga engastada-livre (uniforme), no qual,

$$C_1 = 0,55959;$$

$$C_2 = 3,5069;$$

$$C_3 = 9,8194;$$

$$C_4 = 19,242;$$

$$C_5 = 31,809 \text{ e}$$

$$C_n = (\pi/2)(n - 0,5)^2, \text{ para } n > 3.$$

$D$  :Taxa de densidade ( $\rho_1/\rho$ )

$E$  :Módulo de Elasticidade da viga de base, em [Pa]

$f_n$  :Frequência de ressonância do modo  $n$  da viga base, em [Hz]

$f_s$  :Frequência de ressonância do modo  $s$  da viga composta, em [Hz]

$\Delta f_s$  :Largura de banda de meia potência do modo  $s$  da viga composta, em [Hz]

$G_1$  :Módulo de cisalhamento do material de amortecimento, em [Pa]

$H$  :Espessura da viga de base, em [m]

$H_1$  :Espessura do material de amortecimento, em [m], (ambos os lados têm a mesma espessura)

$l$  :Comprimento da viga, em [m]

$s$  :Índice: 1, 2, 3,.. (  $s = n$  )

$T$  :Razão de espessura ( $H_1/H$ )

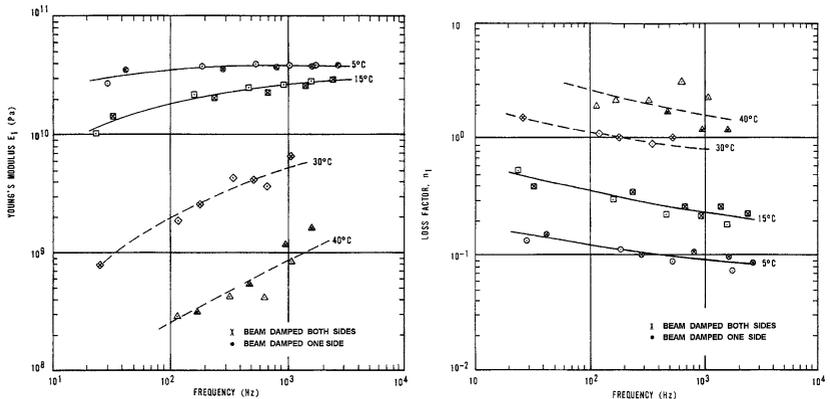
$\eta_1$  :Fator de perda do material de amortecimento, adimensional

$\eta_s$  :Fator de perda da viga sanduíche, adimensional ( $\Delta f_s/f_s$ )

$\rho_1$  :Densidade do material de amortecimento, em [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho$  :Densidade da viga base, em [kg/m<sup>3</sup>]

Para as configurações apresentadas, o módulo (de elasticidade ou de cisalhamento) do material de amortecimento e fator de perda são medidos através do uso de uma única viga ensaiada em diversas temperaturas. Ao realizar os ensaios, as propriedades são determinadas como uma função da temperatura e da frequência. Gráficos típicos do módulo de cisalhamento e do fator de perda são mostrados na Fig. A.4.



(a) Módulo de Young em função da frequência para várias temperaturas. (b) Fator de perda em função da frequência.

Figura A.4: Gráficos típicos do módulo de cisalhamento e do fator de perda em função da temperatura e da frequência. (Fonte: Vibration Damping (NASHIF; JONES; HENDERSON, 1985))



## APÊNDICE B – MODELAGEM DE MATERIAIS VISCOELÁSTICOS EM ELEMENTOS FINITOS ATRAVÉS DO PROGRAMA NASTRAN

No pacote de elementos finitos do programa computacional MSC.Patran/Nastran 2005 r2, materiais viscoelásticos podem ser modelados considerando-se suas propriedades dependentes da frequência. Os componentes de rigidez e de amortecimento das matrizes dinâmicas para a análise direta de resposta em frequência estão documentadas no guia do usuário *MSC.Nastran Basic Analysis User's Guide* na seguinte forma:

$$[\mathbf{K}_{dd}] = (1 + ig) [\mathbf{K}_{dd}^1] + [\mathbf{K}_{dd}^2] + [\mathbf{K}_{dd}^4], \quad (\text{B.1})$$

$$[\mathbf{B}_{dd}] = [\mathbf{B}_{dd}^1] + [\mathbf{B}_{dd}^2], \quad (\text{B.2})$$

sendo :

$g$  : Amortecimento estrutural geral especificado através do PARAM,G no Bulk Data;

$\mathbf{K}_{dd}^1$  : Matriz de rigidez para os elementos estruturais;

$\mathbf{K}_{dd}^2$  : Termos de rigidez gerados através da entrada da matriz direta, ou seja, as entradas DMIG Bulk Data;

$\mathbf{K}_{dd}^4$  : Matriz de amortecimento dos elementos, gerada pela multiplicação das matrizes de rigidez dos elementos individuais por um elemento de amortecimento,  $g_e$ , especificado na entrada do Bulk Data MATi associado com o elemento ou elementos em questão;

$\mathbf{B}_{dd}^1$  : Matriz de amortecimento gerada através das entradas CVISC e CDAMP1 no Bulk Data;

$\mathbf{B}_{dd}^2$  : Matriz de amortecimento gerada através da matriz de entrada direta, ou seja, das entradas DMIG no Bulk Data.

Para propósitos de discussão, os materiais com propriedades dependentes da frequência serão denotados como materiais viscoelásticos e os materiais cujas propriedades não variam com a frequência serão denotados como materiais elásticos. Assim, se as propriedades de rigidez para os elementos

viscoelásticos são inicialmente computadas com base em um módulo de referência representativo,  $G_{REF}$ , a matriz de rigidez para os elementos viscoelásticos (denotada pelo subscrito V) pode ser escrita na seguinte forma:

$$[\mathbf{K}_{dd}(f)]_V = \left[ \frac{G'(f) + iG''(f)}{G_{REF}} \right] [\mathbf{K}_{dd}^1]_V. \quad (B.3)$$

Para utilizar esta formulação, as seguintes condições são necessárias:

1. Assume-se que a matriz  $[\mathbf{K}_{dd}^1]$  seja restrita somente para os elementos viscoelásticos. Esta restrição implica que os elementos elásticos tenham uma entrada nula ou zero para o  $g_e$  em seu cartão MATi. Contrariamente, todos os materiais viscoelásticos deve ter valores de referência representativos para  $g_e$  e  $G_{REF}$  em seus respectivos cartões MATi. Então, por definição,

$$[\mathbf{K}_{dd}^4]_V = g_{REF} [\mathbf{K}_{dd}^1]_V. \quad (B.4)$$

2. Na tabela TABLEDi, as funções  $TR(f)$  e  $TI(f)$  são definidas para representar o módulo complexo de todos os materiais viscoelásticos.

Estas duas condições podem ser combinadas na Eq. (B.1) para fornecer a seguinte expressão:

$$\begin{aligned} [\mathbf{K}_{dd}]_V &= (1 + ig) [\mathbf{K}_{dd}^1]_V + \{TR(f) + iTI(f)\} [\mathbf{K}_{dd}^4]_V \\ &= \{(1 + g_{REF}TR(f)) + i[g + g_{REF}TI(f)]\} [\mathbf{K}_{dd}^1]_V. \end{aligned} \quad (B.5)$$

Comparando as Equações (B.3) e (B.5) tem-se a forma da função tabular  $TR(f)$  e  $TI(f)$ :

$$TR(f) = \frac{1}{g_{REF}} \left[ \frac{G'(f)}{G_{REF}} - 1 \right], \quad (B.6)$$

$$TI(f) = \frac{1}{g_{REF}} \left[ \frac{G''(f)}{G_{REF}} - g \right]. \quad (B.7)$$

Para realizar a análise direta de resposta em frequência envolvendo materiais viscoelásticos, são necessárias algumas entradas especiais. A entrada desses dados no programa Patran são dadas por:

1. Executive Control Section:  
Deixar em branco;

## 2. Case Control Section:

SDAMPING =  $n$  referenciado na entrada do cartão TABLEDi que define forma alternada da tabela  $TR(f)$ ;

## 3. Bulk Data Section:

## (a) Entrada do cartão MATi:

- $G = G_{REF}$ , o módulo de referência;
- $NU =$  Coeficiente de Poisson para o material viscoelástico;
- $GE = g_{REF}$ , elemento de amortecimento de referência;
- Todas as demais entradas do MATi são preenchidas na maneira padrão.

## (b) Entrada para o TABLEDi:

- Uma tabela com os dados no TABLEDi, com um ID =  $n$ , deve ser usada para definir a função  $TR(f)$  da Eq. (B.6);
- Uma tabela com os dados no TABLEDi, com um ID =  $n + 1$ , deve ser usada para definir a função  $TI(f)$  da Eq. (B.7).

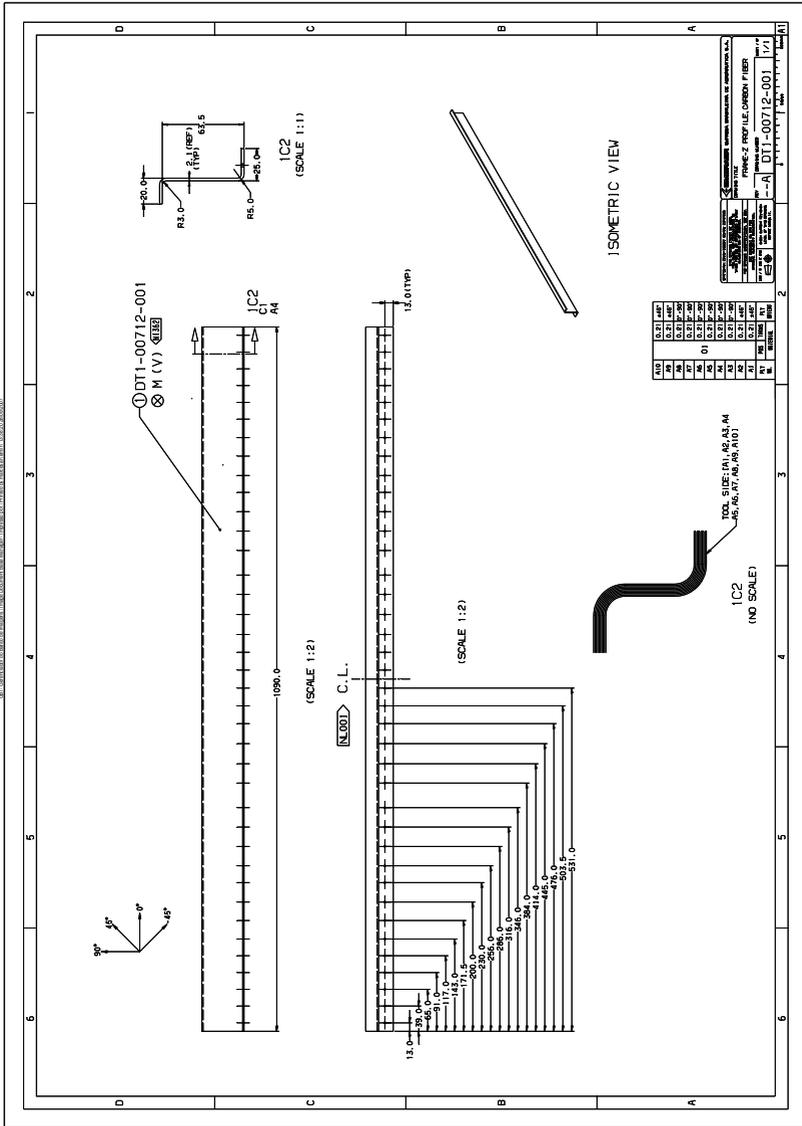
Um exemplo de um Bulk Data é dado abaixo:

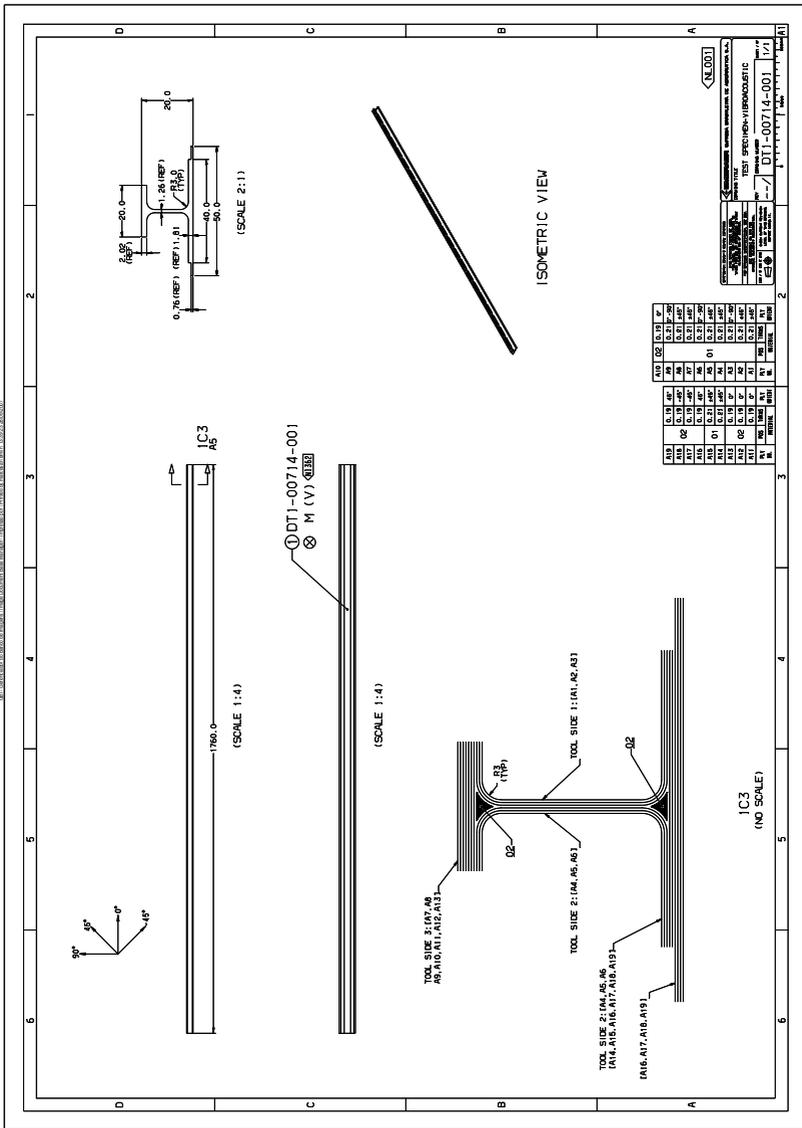
```
MAT1,2,,1.15e+006, 0.49,1683.33,,1.097001,
TABLED1,10,,,,,,TABR1
+ABR1,200.,-0.41382,210.,-0.39328,220.,-0.37429,230.,-0.35670,TABR2
+ABR2,240.,-0.34037,250.,-0.32518,260.,-0.31102,270.,-0.29781,TABR3
+ABR3,5000.,4.78e-002,ENDT
TABLED1,11,,,,,,TAB11
+AB11,200.,1.08267,210.,1.08388,220.,1.08447,230.,1.08458,TAB12
+AB12,240.,1.08430,250.,1.08371,260.,1.08287,270.,1.08183,TAB13
+AB13,5000.,9.59e-001,ENDT
```

Todas outras entradas para o MSC.Nastran Bulk Data são as padrões da análise direta de resposta em frequência. Deve ser notado que o amortecimento estrutural,  $g$ , que é especificado na entrada do PARAM Bulk Data (PRAM,G,XX) é aplicado para todos os materiais elásticos.



## **ANEXO A – DIMENSÕES DO PAINEL DE FUSELAGEM**





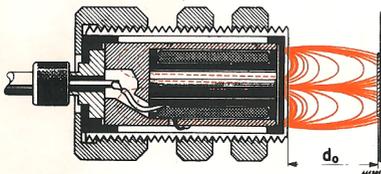






## ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES DOS TRANSDUTORES SEM CONTATO

### Magnetic Transducer Type MM 0002.



**Brüel & Kjær**  
Copenhagen

**Open Circuit Sensitivity:** About  $1.5 \text{ mV/cm sec}^{-1}$  when the transducer is placed at a static distance  $d_0 = 2 \text{ mm}$  from the High- $\mu$  disc. The sensitivity decreases very rapidly as a function of  $d_0$ . The sensitivity in front of a large iron plate is around 8 db higher (2.5 times higher) than in front of the High- $\mu$  disc. The sensitivity remains fairly constant throughout the audio-frequency range (varies less than  $\pm 1 \text{ db}$  up to 2000 c/s).

**Impedance** (with open magnetic circuit):  $1800 \Omega$  in series with 400 mH.

**Distortion:** Less than 5% if the relative peak-to-peak amplitude ( $\Delta d/d_0$ ) is less than around 5%.

**Maximum Input Voltage** (exciter): Around 100 V (max. continuous power dissipation is 5 W at 20°C).

**Principle and Operation.** Type MM 0002 is an electromechanical transducer of the variable reluctance type, which can be used as velocity-sensitive vibration exciter, or as electromagnetic vibration pick-up, or as electro-magnetic vibration exciter. Type MM 0002 should be fastened carefully in front of the vibrating structure, at less than a few millimeters distance. If the vibrating structure is non-magnetic, one of the High- $\mu$  Discs supplied should be cemented on to the structure in front of the axis of the Transducer (see drawing) by means of ordinary good quality glue. The dimensions of the supplied discs may be reduced, if necessary. As pick-up, Type MM 0002 is in normal cases only used for relative measurements.



MM 0002

**Static Magnetic Attraction.** The static force acting on the disc decreases rapidly when the distance  $d_0$  increases. For  $d_0 = 0.5, 1, 1.5 \text{ mm}$  the force is equal to 15, 6.6 and 3.3 gr. respectively. The attraction on a large iron plate is about twice as high.

**Construction:**

Permanent Magnet Core: Ticonal.  
Coil and magnet are isolated from the housing.  
Diameter of the main housing: 16 mm (thread: M 16  $\times$  1).

**Temperature Range:** From very low temperatures to +250°C.

**High- $\mu$  Discs YO 0010:** Radiometal  $\phi = 9 \text{ mm}$ .  
Weight: 0.17 gr.

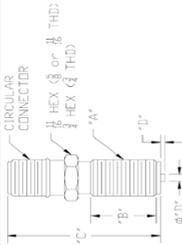
BR MM0002 - October 1967



Phone: 252-331-2080 / Fax: 252-331-1666  
 sales@motionsensors.com / www.motionsensors.com  
**SpeedSensingSolutions**

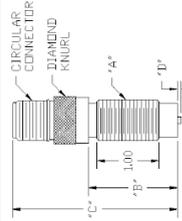
The sensors listed represent commonly requested models. We specialize in the customization of speed sensors and can provide cost effective customization options whether you require one unit or thousands. If you do not see the specifications you are looking for please contact us.

### Hermetically Sealed VR Sensors (Premium Series)



Please visit our website at [www.motionsensors.com](http://www.motionsensors.com) for additional specifications and features

### Epoxy Encapsulated VR Sensors (Value Series)



Model Number	Type	Mating Thread (A)	Thread Length (B)	Overall Length (C)	Tip Length (D)	Tip (D)	Resistance (ohms)	Inductance (Henry)	Gauss Strength	Interconnection	Temperature Range	Certification
PC55-13E	Value	5/6X18	1.43	2.656	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC55-15E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC55-18E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C	Intrinsically Safe	
PC57-16E	Value	5/6X18	1.43	2.656	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-18E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-20E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-22E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-24E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-26E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-28E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC57-30E	Value	5/6X18	1.13	2.356	0.15 / 87	150	0.85	1200	MIL-C-5015 Connector	-55C to +120C		
PC55-20S	Premium	5/6X18	1.00	2.212	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-22S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-24S	Premium	5/6X18	1.00	2.212	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-26S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-28S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-30S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-32S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-34S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-36S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-38S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-40S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-42S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-44S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-46S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		
PC55-48S	Premium	5/6X18	0.75	2.685	0.31 / 100	1700	1.4	325	MIL-C-5015 Connector	-50C to +220C		

**Specifications for Intrinsically Safe Versions**  
 Approvals: Intrinsic safety to CSA (with MRTL/C) and LCE to ATEX (94/9/EC).  
 Entity Parameters: Group IIC; Vmax/Ui = 30 VDC; Imax/Ii = 30 mA; CICI = 0 uF; U/LI = 0 mH  
 Hazardous Location: Class I, Div. 1, Group A,B,C,D; Class II, Div. 1, Group E,F,G; Class III and coal dust  
 (If equipped with NPT/pigtail lead combinations, below units are also suitable for Class I, Div. 1, Group A,B,C,D; Class II, Div. 1, Group E,F,G; and Class III)

Dimensions in inches  
 Specifications +/- 10%  
 Mounting Threads UNF-2A; Metric and smaller thread sizes available  
 All units can also come equipped with pigtail leads and/or NPT threading

## ANEXO C – PUBLICAÇÕES RESULTANTES DESTA PESQUISA

A lista a seguir se refere às principais publicações realizadas através da pesquisa apresentada nesta dissertação.

- Relatórios de pesquisa:

- BRATTI, G; STUMPF, C. *Revisão bibliográfica sobre materiais viscoelásticos aplicados a estruturas aeronáuticas*. Florianópolis, 2010. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n.DT1DCO018
- STUMPF, C. *Descrição dos Softwares de Pós Processamento para a norma ASTM E-756*. Florianópolis, 2010. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n. DT1DCY084.
- STUMPF, C. *Caracterização de Material Visco-elástico*. Florianópolis, 2010. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n. DT1DCY041.
- BRATTI, G. *Avaliação dos Métodos de Medição de Amortecimento*. Florianópolis, 2011. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n.DT1DCY042.
- BRATTI, G.; MEDEIROS, A. A.; SANTOS, M. F. *Caracterização de Material Visco-elástico via Ajuste de Modelos*. Florianópolis, 2011. Universidade Federal de Santa Catarina / EMBRAER, n. DT1DCY043

- Artigos em congressos internacionais:

- Julio A. Cordioli; Giovanni Bratti; Cristiano Stumpf; Arcanjo Lenzi; Vicent Cotoni. *On the prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic materials using Periodic Structure Theory and Finite Element method*. In: International Conference on Noise and Vibration Engineering - ISMA 2010. Leuven - Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, 2010.
- Vicent Cotoni; Julio A. Cordioli; Giovanni Bratti; Arcanjo Lenzi;. *Prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic treatment using SEA periodic subsystem formulation*. In: The 25th conference of the Institute of Noise Control Engineering - NOISE-CON 2011. Portland, Oregon, 2011.

–Giovanni Bratti; Augusto Amador Medeiros; Mario Alejandro González Montenegro; Arcanjo Lenzi; Roberto Jordan; Julio A. Cordioli; *ESTIMATION OF DAMPING LOSS FACTOR OF FUSELAGE PANEL BY POWER INJECTION METHOD AND IMPULSE RESPONSE DECAY METHOD*. In: 21st International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2011. Natal, Brasil, 2011.

●Artigo em revista indexada:

–(A ser submetido) Giovanni Bratti; Julio A. Cordioli; Arcanjo Lenzi; Vicent Cotoni. *Prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic treatment using SEA periodic subsystem formulation*. In: Noise Control Engineering Journal (NCEJ).