



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM REATORES ELÉTRICOS ATRAVÉS DE
ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS**

ALAN RAFAEL MENEZES DO VALE

**BELÉM-PARÁ
04/2006**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM REATORES ELÉTRICOS ATRAVÉS DE
ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS**

ALAN RAFAEL MENEZES DO VALE

Dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação, em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Pará, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Newton Sure Soeiro

**BELÉM-PARÁ
04/2006**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) ó
Biblioteca Central/ UFPA, Belém-PA

Vale, Alan Rafael Menezes do.

Controle de vibração em reatores elétricos através de absorvedores dinâmicos viscoelásticos / Alan Rafael Menezes do Vale; orientador Prof. Dr. Newton Sure Soeiro. ó 2006

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Mestrado em Engenharia Mecânica, Belém, 2006.

1. Vibrações Mecânicas. 2. Controle de Vibrações. 3. Modelagem Numérica 4. Análise Modal. I. Título

CDD - 22 ED. 620.3

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM REATORES ELÉTRICOS ATRAVÉS DE
ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS**

ALAN RAFAEL MENEZES DO VALE

Dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação, em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Pará, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Alexandre Luiz Amarante Mesquita
Universidade Federal do Pará

Prof. Dr. Gustavo da Silva Vieira de Melo
Universidade Federal do Pará

Prof. Dr. Newton Sure Soeiro
Universidade Federal do Pará

Prof. Dr. Roberto Jordan
Universidade Federal do Paraná

Belém, _____ de _____ de 2006

À minha família e amigos

AGRADECIMENTOS

- A Deus.
- Aos Meus familiares.
- Ao Professor Doutor Newton Sure Soeiro pela orientação, atenção, sugestões e contribuições para a elaboração deste trabalho.
- Ao Grupo de Vibrações e Acústica da UFPA, pelo auxílio técnico e companheirismo.
- À Banca Examinadora, Professores Doutores Alexandre Mesquita, Gustavo Melo e Roberto Jordan, pela presteza para o julgamento deste trabalho.
- Aos mestrandos Rubenildo Pantoja e Rodrigo Vieira e ao Mestre Rivanilson Mourão, ambos Mestrandos em Engenharia Mecânica, pela ajuda na compreensão dos conceitos fundamentais na execução do trabalho.
- A todas as pessoas que não foram aqui mencionadas, contudo, de alguma forma, deram suas parcelas de contribuição para que a execução deste trabalho fosse viável.

RESUMO

Reatores elétricos utilizados em subestações de energia têm funções específicas na operacionalização e manutenção da funcionalidade destas instalações, sendo equipamentos aplicados ao controle de reativos, de correntes de curto circuito e surtos de manobra em sistemas de transmissão de energia elétrica. Detectou-se que alguns reatores em funcionamento apresentaram elevados níveis de vibração estrutural. Dois destes reatores operam na subestação da cidade de Rurópolis, situada a oeste do estado do Pará. Outro problema decorrente do elevado nível de vibração destas estruturas é a geração de pontos quentes no núcleo eletromagnético do reator, podendo gerar bolhas de gases altamente inflamáveis. A existência destes problemas operacionais pode ocasionar ao Sistema de Transmissão do Norte do Brasil interrupções na transmissão de energia elétrica. Isto geraria na região Norte e em outras interligadas (Nordeste, Sudeste e Centro-Oeste) elevados prejuízos sociais e financeiros. A aplicação de ferramentas para a minimização do problema vibro-acústico (redução dos níveis vibração e, por conseguinte, ruído) pode evitar danos estruturais e operacionais que resultem na sua indisponibilidade operativa reduzindo, conseqüentemente, perdas e a necessidade do desenvolvimento de equipamentos de custo elevado com baixos índices de vibração. No intuito de se reduzir tais níveis, propõe-se à aplicação de absorvedores dinâmicos na estrutura externa dos reatores. Uma vez dimensionados em quantidade, posição e parâmetros definidores (massa, rigidez e amortecimento) espera-se criar um sistema, que sintonizado com a freqüência da excitação de natureza eletromagnética, absorverá parte da energia vibratória do reator,

minimizando-se, os elevados índices detectados e, por conseqüência, todos os problemas subseqüentes. São indicados compostos viscoelásticos nos absorvedores dinâmicos (com propriedades dinâmicas dependentes tanto da temperatura como da freqüência de trabalho), em virtude de estes materiais aumentarem o campo de ação dos absorvedores, adequando-se à elevada densidade modal verificada nas chaparias metálicas do reator.

Palavras-chave: Reatores elétricos trifásicos, absorvedores dinâmicos, problema vibro-acústico, materiais viscoelásticos.

ABSTRACT

Equipments used in electric substations have specific functions in the functioning and maintenance of the functionality of such installations, being equipment applied to control reactive currents, short circuit currents and maneuver poles in transmission systems of electric energy. It was detected that some reactors in functioning had presented high levels of structural vibration. Two of these reactors operate in the substation of Rurópolis city, situated the west of Pará state. Another decurrent problem of the raised level of vibration of these structures is the generation of hot spots in the electromagnetic nucleus of the reactor, being able to generate bubbles of highly inflammable gases. The existence of these operational problems can cause to the North of Brazil Transmission System functional interruptions in the transmission of electric energy. That would cause in the North region and other linked ones (Northeast, Southeastern and Center-West) raised social and financial damages. The application of tools for reducing the vibrate-acoustic trouble (reduction of the levels vibration and, therefore, noise) can prevent structural and operational damages that result in its operative non-availability reducing, consequently, losses and the necessity of the development of equipment of cost raised with low indices of vibration. In the intention of if reducing such levels, it is considered the application of dynamic absorbers in the external structure of the reactors. With the calculated absorbers in amount, position and parameters (mass, stiffness and damping) expects to create a system syntonized with the frequency of the excitement of electromagnetic nature, that will absorb part of the vibratory energy of the reactor, having minimized raised detected levels and, therefore, all the subsequent problems.

Viscoelastic materials will be used in the dynamic absorbers (with temperature and frequency dependent dynamic properties), because these materials to increase the field of activity of the dynamic absorbers, adjusting themselves it the raised verified modal density in the metallic shells of the reactor.

Keywords: Three-phase power reactors, dynamic absorbers, vibro-acoustic trouble, viscoelastic material

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. INTRODUÇÃO GERAL.....	1
1.2. OBJETIVO GERAL.....	6
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	7
1.4. METODOLOGIA DE PESQUISA.....	7
1.5. ESTRUTURA DO TRABALHO.....	9
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	11
2.1. O PROBLEMA DETECTADO NO FUNCIONAMENTO DO REATOR EM ESTUDO.....	11
2.2. A ORIGEM DO RUÍDO EM REATORES ELÉTRICOS TRIFÁSICOS.....	15
2.2.1. O Fenômeno da Magnetostricção.....	16
2.3. PESQUISAS E APLICAÇÕES ATUAIS SOBRE ABSORVEDORES DINÂMICOS.....	18
2.4. CARACTERÍSTICAS GERAIS DO REATOR EM ESTUDO.....	26
2.4.1. Descrição Geral.....	30
2.4.2. Potência Ativa e Reativa.....	33
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	35
3.1. MATERIAIS VISCOELÁSTICOS.....	35
3.2. ABSORVEDORES DE VIBRAÇÃO.....	39
3.2.1. Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos.....	39
3.3. ABSORVEDORES APLICADOS AOS TRANSFORMADORES.....	56
4. MODELAGEM NUMÉRICA DA AÇÃO DE ABSORVEDORES FIXADOS EM SISTEMAS SIMPLES.....	60
4.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE AS MODELAGENS.....	60
4.1.1. Análises Numéricas com o Programa ANSYS 6.0.....	61
4.1.2. Tipos de Elementos Finitos Utilizados nas Modelagens.....	66
4.2. MODELAGEM DE VIGA ENGASTADA-LIVRE COM E SEM FIXAÇÃO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS.....	70
4.2.1. Resultados das Modelagens da Viga sem Absorvedor.....	73
4.2.2. Resultados das Modelagens da Viga com Absorvedor.....	75
4.3. MODELAGEM DE CHAPA APOIADA NAS EXTREMIDADES COM E SEM FIXAÇÃO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS.....	84
4.3.1. Resultados das Modelagens da Chapa sem Absorvedor.....	87
4.3.2. Resultados das Modelagens da Chapa com Absorvedor.....	89
5. RESULTADOS DOS TESTES COM O REATOR EM ESTUDO.....	96
5.1. MEDIÇÃO DE ACELERAÇÃO DA CARÇAÇA EXTERNA DO REATOR.....	96
5.2. MAPEAMENTO ACÚSTICO DO REATOR ELÉTRICO TRIFÁSICO.....	101
5.3. EXECUÇÃO DE ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL.....	107

5.3.1. Modelagem do Reator Ansaldo Coemsa no Programa Test.Lab	109
5.4. EXECUÇÃO DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DO REATOR ATRAVÉS DO ESPECTRO CRUZADO E AUTO ESPECTRO DE ACELERAÇÃO ENTRE DOIS ACCELERÔMETROS	115
5.5. EXECUÇÃO DE ANÁLISE MODAL NUMÉRICA VIA SOFTWARE ANSYS	118
6. CÁLCULO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS PARA SISTEMAS REAIS	121
6.1. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA UMA VIGA BI-APOIADA	122
6.2. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA A TAMPA DE INSPEÇÃO DO REATOR	131
6.3. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA O SUPORTE DO TANQUE CONSERVADOR DE ÓLEO DO REATOR	136
6.4. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA A CHAPA DA FACE TRASEIRA DO REATOR	142
7. COMENTÁRIOS FINAIS, CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	149
7.1. COMENTÁRIOS FINAIS	149
7.2. CONCLUSÕES	151
7.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	153
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	156
ANEXOS	161
ANEXO 1. TEORIA DE ABSORVEDORES SIMPLES APLICADOS A SISTEMAS DINÂMICOS (BAVASTRI, 1997)	161
ANEXO 2. ROTINA DE CÁLCULO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS ESCRITA EM LINGUAGEM MATLAB	175
ANEXO 3. ARQUIVOS .LOG CONTENDO AS INFORMAÇÕES DAS MODELAGENS NUMÉRICAS NO PROGRAMA ANSYS 6.0	180

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1. Malha de Transmissão Nacional.....	2
Figura 2.1. Núcleo do reator em estudo.....	16
Figura 2.2. Magnetostricção em bobina.....	17
Figura 2.3. Reator elétrico trifásico 30 MVA . 242 MVA, do fabricante Ansaldo Coemsa.....	28
Figura 2.4. Dimensões principais do reator.....	28
Figura 3.1. Variação das características de um material viscoelástico com a frequência à temperatura constante.....	36
Figura 3.2. Variação das características dinâmicas de um material viscoelástico com a temperatura à frequência constante.....	37
Figura 3.3. Relação de frequências . Beta (adimensional).....	39
Figura 3.4. Esquema de um sistema com absorvedor dinâmico simples (BAVASTRI, 1997).....	40
Figura 3.5. Pontos fixos para sistemas com dois graus de liberdade: Ω_A e Ω_B	43
Figura 3.6. Viga simplesmente apoiada. a) sem absorvedor b) com absorvedor viscoso c) com absorvedor viscoelástico e d) parâmetros equivalentes generalizados.....	49
Figura 3.7. Nomograma dinâmico em função da temperatura para o viscoelástico DYAD 601c.....	51
Figura 3.8. Proposta de absorvedor dinâmico viscoelástico.....	54
Figura 3.9. Proposta alternativa de absorvedor dinâmico viscoelástico.....	54
Figura 3.10. Esquema de absorvedor dinâmico viscoelástico e sua aplicação no transformador.....	57
Figura 3.11. Absorvedor sintonizado em 120 e 240 Hz.....	57
Figura 3.12. FRF em pontos distintos do transformador.....	58
Figura 4.1. Elemento <i>SHELL63</i> utilizado nas modelagens.....	67
Figura 4.2. Elemento do tipo <i>BEAM3</i>	67
Figura 4.3. Elemento <i>COMBIN14</i>	69
Figura 4.4. Elemento <i>MASS21</i>	70
Figura 4.5. Modelo de elementos finitos da viga sem absorvedor.....	72
Figura 4.6. Condições de fixação de vigas e seus respectivos coeficientes.....	73

Figura 4.7. Três primeiras formas modais transversais da viga engastada livre.....	74
Figura 4.8. FRF de receptância pontual para os 5 primeiros modos transversais da viga...	75
Figura 4.9. Detalhe da fixação dos absorvedores modelos viscoso e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados.....	77
Figura 4.10. Amplitudes, em dB, sem absorvedor (vermelho), com absorvedor viscoso (azul) e viscoelástico (verde) para o modelo de ESPÍNDOLA & SILVA.....	78
Figura 4.11 Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA (viscoso à esquerda e viscoelástico à direita).....	78
Figura 4.12. Viga com os absorvedores nela fixados, modelos viscoso (esquerda) e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados (direita).....	80
Figura 4.13. Amplitudes, em dB, sem absorvedor, com absorvedor viscoso e viscoelástico para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	80
Figura 4.14. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	81
Figura 4.15. Viga com os absorvedores fixados, modelos viscoso e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados.....	82
Figura 4.16. Amplitudes, em dB, sem absorvedor, com absorvedor viscoso e viscoelástico para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	83
Figura 4.17. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	83
Figura 4.18. Modelo de elementos finitos da chapa sem absorvedor.....	86
Figura 4.19. Formas modais transversais da chapa empregadas no cálculo dos absorvedores dinâmicos.....	87
Figura 4.20. FRF de receptância pontual e de transferência para modos transversais da chapa.....	88
Figura 4.21. Detalhe da fixação dos absorvedores modelos viscoso e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados.....	90
Figura 4.22. Amplitudes, em dB, sem absorvedor, com absorvedor viscoso e viscoelástico.....	91
Figura 4.23. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	91
Figura 4.24. Chapa com os absorvedores fixados, modelos viscoso e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados.....	93

Figura 4.25. Amplitudes, em dB, sem absorvedor, com absorvedor viscoso e viscoelástico para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	93
Figura 4.26. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	94
Figura 5.1. Medição em progresso e resultado da análise no ambiente do software PRISM4 da SKF.....	97
Figura 5.2. Ordem das medições de aceleração nas faces externas do reator.....	98
Figura 5.3. Mapeamento de aceleração na face posterior (traseira) do reator realizado na 1ª e 2ª viagens a Rurópolis com o medidor da SKF.....	98
Figura 5.4. Cabo coaxial, acelerômetro uniaxial, e analisador PULSE, da B&K utilizados nas medições de aceleração global das chaparias externas do reator.....	99
Figura 5.5. Mapeamento de aceleração na face frontal e traseira do reator obtido na 3ª viagem a Rurópolis com o analisador PULSE.....	100
Figura 5.6. Mapeamento de aceleração na face lateral esquerda e direita do reator obtido na 3ª viagem a Rurópolis com o analisador PULSE.....	100
Figura 5.7. Medição do LAeq na face posterior em malha acústica localizada a 1,95 m do reator e medidor utilizado.....	101
Figura 5.8. Pontos de medição de LAeq ao redor do reator.....	102
Figura 5.9. Malha acústica para medição do LAeq a 1,70 m da face traseira do reator.....	103
Figura 5.10. Malha acústica para medição do LAeq a 1,95 m e 3,90 m da face traseira do reator.....	103
Figura 5.11. LAeq em 1/3 de oitava para as faces traseira e frontal do reator.....	104
Figura 5.12. LAeq em 1/3 de oitava para as faces laterais esquerda e direita do reator.....	104
Figura 5.13. Aplicação de placas fonoabsorventes para, em galpão fechado (sede da fábrica do reator), simular campo livre, ou seja, o espaço aberto existente na subestação de Rurópolis.....	105
Figura 5.14. Malha acústica a 1,70 m da face posterior (traseira) do reator.....	105
Figura 5.15. LAeq em 1/3 de oitava para a face traseira do reator distantes de 1,95 m desta.....	105
Figura 5.16. LAeq em 1/3 de oitava para a face traseira do reator distantes de 3,90 m desta tomando como base os mesmos pontos distantes a 1,95 m.....	106
Figura 5.17. LAeq em 1/3 de oitava para a face traseira do reator distantes de 1,70 m desta.....	106

Figura 5.18. Martelo de impacto utilizado na análise modal do reator e ponta de borracha.....	107
Figura 5.19. Analisador dinâmico de sinais HP 35665A utilizado na coleta dos dados experimentais.....	108
Figura 5.20. Execução de análise modal experimental na face traseira do reator e pontos de impacto.....	108
Figura 5.21. Suporte do tanque conservador de óleo e tampa de inspeção, analisados individualmente.....	108
Figura 5.22. Face traseira do reator e sua respectiva malha experimental construída no programa Test.Lab.....	110
Figura 5.23. Tampa de Inspeção e malha experimental utilizada.....	110
Figura 5.24. Pontos analisados no suporte do tanque conservador de óleo.....	111
Figura 5.25. FRF ϕ da face traseira do reator com e sem óleo isolante.....	111
Figura 5.26. Alguns dos modos extraídos da face traseira do reator sem óleo isolante em seu interior.....	112
Figura 5.27. Alguns dos modos extraídos da face traseira do reator com óleo isolante em seu interior.....	112
Figura 5.28. FRF ϕ da tampa de inspeção com óleo isolante.....	113
Figura 5.29. Alguns dos modos extraídos da tampa de inspeção do reator com óleo isolante.....	113
Figura 5.30. FRF ϕ do suporte do tanque conservador de óleo isolante.....	115
Figura 5.31. Espectro pontual, ou autoespectro da face traseira do reator.....	116
Figura 5.32. Modos operacionais da chapa traseira do reator em 120 e 600 Hz.....	117
Figura 5.33. Espectro pontual, ou autoespectro da tampa de inspeção do reator.....	117
Figura 5.34. Modos operacionais da tampa de inspeção do reator em 120 e 600 Hz.....	118
Figura 5.35. Modos na banda de 125 Hz do reator completo, próximos ou em 120 Hz.....	119
Figura 6.1. Bancada de testes utilizada nos experimentos com viga bi-apoiada.....	123
Figura 6.2. Martelo de impacto com célula de carga acoplada e acelerômetro uniaxial ambos do fabricante PCB e com ICP (circuito pré-amplificador de sinal).....	124
Figura 6.3. Forma modal numérica da viga bi-apoiada.....	125
Figura 6.4. Forma modal experimental da viga bi-apoiada.....	126
Figura 6.5. Modelo numérico do sistema composto (viga + absorvedor aplicado no centro da viga).....	128
Figura 6.6. Viga com absorvedor dinâmico não amortecido.....	128

Figura 6.7. Resposta em vibração da viga com e sem absorvedor dinâmico modelada numericamente.....	129
Figura 6.8. Resposta forçada da viga medida com e sem absorvedor dinâmico não amortecido.....	129
Figura 6.9. Modelo forçado da viga bi-apoiada com absorvedor fixado no meio-vão da viga.....	130
Figura 6.10. Modelo numérico da tampa de inspeção.....	132
Figura 6.11. Modo próximo a 120 Hz, detectado numérica e experimentalmente...	133
Figura 6.12. Tampa de inspeção modelada numericamente com absorvedor dinâmico viscoelástico.....	134
Figura 6.13. Sobreposição dos modelos forçados da tampa.....	135
Figura 6.14. Modelo forçado da tampa de inspeção com absorvedor fixado no centro da tampa.....	135
Figura 6.15. Modelo numérico do suporte do tanque conservador de óleo.....	137
Figura 6.16. Forma modal livre e resposta forçada em 120 Hz no ponto de máxima amplitude modal do suporte.....	138
Figura 6.17. Sistema composto (suporte + absorvedor) modelado numericamente...	139
Figura 6.18. Superposição dos modelos forçados do suporte.....	140
Figura 6.19. Modelo forçado da tampa de inspeção com absorvedor viscoelástico fixado no ponto de máxima amplitude modal do modo de 117,655 Hz...	141
Figura 6.20. Modelo numérico da chapa traseira do reator.....	143
Figura 6.21. Modo operacional medido em 120 Hz e modos naturais próximos a 120 Hz obtidos numérica e experimentalmente com e sem óleo no reator...	144
Figura 6.22. Superposição dos modelos forçados da chapa traseira do reator com 4 absorvedores e 12 absorvedores.....	146
Figura 6.23. Modelo forçado da chapa traseira do reator com 4 absorvedores (à esquerda) e 12 absorvedores (à direita) fixados em pontos de grandes amplitudes modais.....	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Informações sobre mecanismos passivos de absorção de vibrações.....	18
Tabela 2.2. Características do reator em estudo.....	30
Tabela 4.1. Características de métodos de extração modais disponíveis no programa ANSYS.....	63
Tabela 4.2. Informações utilizadas na análise modal numérica da viga.....	71
Tabela 4.3. Resultados dos cálculos para a viga engastada-livre.....	73
Tabela 4.4. Vetor Modal Ortonormalizado $\{\psi\}$ para a viga engastada-livre.....	76
Tabela 4.5. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.....	77
Tabela 4.6. Resultados obtidos para os métodos de ESPÍNDOLA & SILVA.....	77
Tabela 4.7. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.....	79
Tabela 4.8. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	79
Tabela 4.9. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.....	82
Tabela 4.10. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	82
Tabela 4.11. Informações utilizadas na análise modal numérica da chapa.....	85
Tabela 4.12. Resultados dos cálculos para a chapa apoiada.....	87
Tabela 4.13. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.....	89
Tabela 4.14. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA. & SILVA.....	90
Tabela 4.15. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.....	92
Tabela 4.16. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.....	92
Tabela 5.1. 50 primeiros valores de Frequência natural da estrutura na faixa de 80 a 250 Hz.....	120
Tabela 6.1. Modelo modal da viga bi-apoiada para o modo controlado na ressonância.....	125
Tabela 6.2. Dados do dimensionamento do absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico do Tipo I fixado à viga bi-apoiada para controle do modo de 23 Hz.....	127
Tabela 6.3. Dados calculados para o absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico do Tipo I fixado no centro da tampa de inspeção para controle do modo próximo a 120 Hz.....	133

Tabela 6.4. Dados calculados para o absorvedor dinâmico viscoelástico do tipo I fixado na posição de máxima amplitude modal do suporte para controle do modo próximo a 120 Hz.....	139
Tabela 6.5. Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 4 absorvedores dinâmicos.....	145
Tabela 6.6. Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 12 absorvedores dinâmicos.....	145

SIMBOLOGIA

$ H(\Omega) $	Resposta em freqüência do sistema composto
ϑ	Ângulo de fase do sistema composto
α	Razão entre freqüência natural do absorvedor Ω_a e freqüência natural do sistema primário Ω_n , ambas em rad/s
β	Razão entre vetor de freqüências Ω e freqüência natural do sistema primário Ω_n
$r_a(\Omega)$	Razão entre módulos de cisalhamento do absorvedor em uma freqüência qualquer $G_a(\Omega)$ e na freqüência natural do absorvedor $G_a(\Omega_a)$
μ	Razão de massas (m_a/m) sendo m_a a massa do absorvedor e m a massa do sistema principal
$\Phi_{k_i j}$	Vetor modal, sendo k a coordenada modal, i o número de absorvedores e j a outra coordenada modal
ε_a	Razão entre freqüências Ω e freqüência natural do absorvedor Ω_a
m_j	Massa modal
A	Área cisalhada de um elemento simples (m^2)
h	Altura ou espessura entre as áreas cisalhadas
ν	Coefficiente de Poisson (adimensional)
$\bar{K}(\Omega)$	Rigidez complexa de um elastômero (Nm^{-1})
L	Fator de forma de um elemento viscoelástico, dependente da geometria e do tipo de excitação (m)
θ	Temperatura (K)
$\bar{G}(\Omega)$	Módulo de cisalhamento complexo de um material viscoelástico (Nm^{-2})
$G(\Omega)$	Parte real do módulo de cisalhamento (Nm^{-2})
$x(t)$	Deslocamento da massa de um sistema de um grau de liberdade (m)
$X(\Omega)$	$x(t)$ após a Transformada de Fourier (m)
$f(t)$	Excitação sobre o sistema principal (N)

$F(\Omega)$	$f(t)$ após a Transformada de Fourier (N)
$X_b(\Omega)$	Deslocamento da base em um sistema com um grau de liberdade em função da frequência (m)
$F_t(\Omega)$	Excitação, para um sistema simples, transmitida à base (N)
m	Massa de um sistema simples de um grau de liberdade (kg)
Ω	Variável frequência (rad/s)
Ω_n	Frequência natural de um sistema com um grau de liberdade
$r(\Omega)$	Razão de rigidezes, $K(\Omega)/K(\Omega_n) = G(\Omega)/G(\Omega_n)$
$\eta(\Omega)$	Fator de perda de um material viscoelástico
ξ	Razão de amortecimento viscoso
c	Constante de amortecimento viscoso (Nsm^{-1})
c_c	Constante crítica de amortecimento viscoso (Nsm^{-1})
T	Transmissibilidade
$X_a(\Omega)$	Deslocamento da massa para um sistema simples (absorvedor dinâmico) (m)
$G_a(\Omega)$	Módulo de cisalhamento do elastômero que constitui o absorvedor (Nm^{-2})
$Q(\Omega)$	Coordenada generalizada do sistema primário
m_a	Massa de um absorvedor simples (kg)
η_a	Fator de perda do material viscoelástico de um absorvedor simples
Ω_a	Frequência natural do absorvedor dinâmico (s^{-1})
$r_a(\Omega)$	$G_a(\Omega)/G_a(\Omega_a)$
$H_0(\Omega)$	Resposta em frequência medida na massa do sistema primário para $\eta_a = 0$
$H_\infty(\Omega)$	Resposta em frequência medida na massa do sistema primário para $\eta_a = \infty$
Ω_A	Frequência correspondente ao ponto fixo anterior (s^{-1})
Ω_B	Frequência correspondente ao ponto fixo posterior (s^{-1})
Ω_{aot}	Frequência ótima do absorvedor (s^{-1})
α_{aot}	Ω_{aot} / Ω_n
η_{aot}	Fator de perda ótimo do absorvedor

m_{aot}	Massa ótica do absorvedor
$Z_a(\Omega)$	Impedância dinâmica de um absorvedor simples (Nsm^{-1})
$M_a(\Omega)$	Massa dinâmica de um absorvedor simples (kg)
$m_e(\Omega)$	Massa equivalente generalizada
$c_e(\Omega)$	Amortecimento equivalente generalizado
M	Matriz de massa do sistema primário ($n \times n$)
C	Matriz de amortecimento do sistema primário ($n \times n$)
K	Matriz de rigidez do sistema primário ($n \times n$)
$q(t)$	Coordenadas generalizadas do sistema primário ou estrutura
$[\Phi]$	Matriz modal formada pelos autovetores do sistema primário
$[\Psi]$	Matriz modal ortonormalizada a partir da matriz de massa modal
$P(\Omega)$	Coordenadas principais do sistema principal no domínio da frequência
$N(\Omega)$	Excitação no espaço modal
D_0	Matriz de resposta em frequência do sistema primário no espaço modal (desacoplada)
$R(\Omega)$	Função de resposta em frequência de receptância
$R_{ks}(\Omega)$	Coeficiente k, s da matriz de resposta em frequência $R(\Omega)$
π	Constante 3,141592...
$^j A_{ks}$	k, s . ésima comnstante modal associada ao j -esimo modo
\tilde{M}	Matriz de massa do sistema composto (Primário + absorvedores)
\tilde{C}	Matriz de amortecimento do sistema composto
$[\Phi]$	Matriz modal truncada, contendo n modos
$P(\Omega)$	Coordenadas principais no subespaço modal
$M_A(\Omega)$	Matriz de massa equivalente no subespaço modal
$C_A(\Omega)$	Matriz de amortecimento equivalente no subespaço modal
$N(\Omega)$	Vetor de excitação no subespaço modal
D_0	Matriz de resposta em frequência no subespaço modal
D	Matriz acoplada (possui informações do sistema composto) no subespaço modal

n	Modos realmente computados ($n < n$)
n	Número de graus de liberdade do sistema principal
p	Número de absorvedores dinâmicos
σ_{rad}	Eficiência de radiação. $\sigma_{\text{rad}} \cong 1$ nas altas frequências, quando $f > nc/2L_e$, sendo n o índice modal (inteiro) e L_e o comprimento da estrutura (m).
W	Potência sonora (watt)
ρ	Massa específica (kg/m^3)
S	Área total da superfície da estrutura (m^2)
V	Velocidade de vibração (m/s)
c_s	Velocidade do som (m/s)

CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO

1.1. INTRODUÇÃO GERAL

Em muitas cidades do Oeste Paraense, a população enfrentava até 18 horas diárias de racionamento de energia elétrica.

Tal problema começou a ser resolvido em 1999, com a implantação da nova linha de transmissão da Hidrelétrica de Tucuruí, para 13 municípios desta região.

O Projeto Tramoeste é uma infra-estrutura de transmissão de energia elétrica planejada para levar a energia gerada em Tucuruí a estes municípios e a outros do Baixo Amazonas. São beneficiados os municípios de: Altamira, Brasil Novo, Uruará, Medicilândia, Pacajá, Placas, Vitória do Xingu, Rurópolis, Itaituba, Santarém, Anapu, Trairão, Belterra, além de dezenas de agrovilas.

Este projeto (Tramoeste), em primeira instância, objetivou a chegada da energia elétrica em Altamira. Na segunda etapa, o linhão do Tramoeste atingiu Rurópolis. A partir deste ponto, a energia foi capaz de ser levada a Itaituba e Santarém, acabando com o racionamento de energia nestas regiões.

Tal projeto, orçado em R\$ 250 milhões, é formado por nove subestações de energia elétrica, mais de 1.000 km de linhas de transmissão, 470 km de redes de distribuição rural e 5.300 postes em redes de distribuição urbana. Uma estimativa de pessoas beneficiadas com este empreendimento fica em torno de 600 mil, somando-se as populações das cidades contempladas, de acordo com o censo demográfico de 2000, realizado pelo IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2000).

A estatal ELETRONORTE (Centrais Elétricas do Norte do Brasil S. A.) é responsável pela manutenção e funcionamento de toda a malha elétrica do Projeto Tramoeste, inclusive dos reatores elétricos trifásicos presentes em subestações desta cadeia energética.

O equipamento em estudo neste trabalho será o Reator Elétrico Trifásico do fabricante Ansaldo Coemsa, de 30 MVar (potência reativa), 242 MVA (potência ativa) e 60 Hz (frequência da corrente alternada). Este equipamento está localizado na subestação da cidade de Rurópolis, situada a oeste do estado do Pará.

Quando da energização destes equipamentos, detectaram-se níveis de vibração e ruído sensivelmente maiores do que os normalmente observados para equipamentos similares.

As elevadas vibrações são causadas, neste reator, por excitações eletromagnéticas provenientes de um núcleo interno, fixado rigidamente à sua carcaça, na maioria dos casos, sem a utilização de elementos absorvedores e/ou dissipadores de vibração. Por este motivo, tal oscilação é transmitida integralmente à superfície externa do reator, constituída de chaparias metálicas.

Assim, surgem esforços dinâmicos em virtude das forças eletromagnéticas presentes durante o processo citado. Estes esforços são harmônicos, e atuantes em função do quadrado da corrente alternada da rede elétrica em 60 Hz, (dobrando-se a frequência de excitação, portanto), possuindo frequência de excitação de 120 Hz que se manifesta como ~~zumbido~~ zumbido+ incômodo, que interfere na fala humana, principalmente na do homem, que ocorre em frequências mais baixas que na feminina.

É produzida, assim, uma excitação dos modos naturais de vibração da estrutura do reator acoplada ao núcleo (modos estes possuindo frequências

próximas a 120 Hz) e, em conseqüência disso, há a radiação de ruído em frequências características, devido às superfícies externas dos equipamentos interagirem com o fluido circundante do reator (ar), gerando ondas de pressão acústica, com conseqüente radiação sonora perceptível e, em alguns casos, incômoda.

Ressalta-se, ainda, que foram detectadas ocorrências de trincas na estrutura dos reatores, provocando, assim, vazamento do óleo isolante presente no interior de tais equipamentos, o que pode causar dano permanente ou paradas na operação dos mesmos.

Outro problema decorrente do elevado nível de vibração destas estruturas é que o fluido isolante, em virtude do núcleo vibrar demasiadamente, promove o aparecimento de pontos quentes, podendo gerar bolhas de gases altamente inflamáveis, advindos do aquecimento do óleo em questão.

Procedimentos de segurança utilizados na empresa ELETRONORTE indicam parada imediata do reator se o fluido isolante apresentar elevados índices de gases, pois, se o mesmo permanecer na ativa, correntes de fuga, advindas do núcleo eletromagnético do reator, podem atingir traços destes gases, causando explosões, acidentes e perda total do equipamento. Isto o torna pouco confiável a um serviço onde é necessária alta confiabilidade e reduzidas paradas.

A existência destes problemas operacionais pode ocasionar ao Sistema de Transmissão da ELETRONORTE interrupções na transmissão de energia elétrica. Desta forma podem ser gerados à região Norte e às outras regiões interligadas (Nordeste, Sudeste e Centro Oeste) elevados prejuízos, tais como:

- Financeiros - Perda de faturamento e multas (R\$) por desligamentos (por exemplo, da ordem de centenas de milhares de reais, no ano de 2004), ou perda do equipamento, dependendo do grau do sinistro ocorrido, sem considerar os custos referentes a mão-de-obra, translados e contratação de serviços de terceiros. A recuperação de um reator desse porte leva cerca de 90 dias. A multa a ser paga ao ONS (Operador Nacional do Setor Elétrico) é de 150 vezes o valor da hora normal recebida e a empresa ELETRONORTE não dispõe de equipamento reserva para reposição automática;
- Sociais - Falta de fornecimento de energia elétrica ocasiona um caos social de grande magnitude, em virtude da interrupção de atendimentos: hospitalares, comerciais, escolares, industriais, residenciais, etc.

A aplicação de ferramentas auxiliares na redução dos níveis de vibração e, por conseguinte, ruído, pode impedir o aparecimento de problemas estruturais e operacionais que resultam na indisponibilidade operativa dos reatores, evitando, conseqüentemente, perdas e a necessidade do desenvolvimento de equipamentos similares, de custo elevado, com baixa emissão de ruído e vibração.

Alterações estruturais nas chaparias externas do reator em estudo (tal como a adição de massa, rigidez e amortecimento) são modificações demasiadamente trabalhosas e de eficácia reduzida na redução do problema em estudo.

A modificação da excitação eletromagnética no núcleo do reator, reduzindo os níveis de amplitude e/ou alterando o espectro de freqüência da força, torna-se um

caminho inviável na prática, pois não se podem mudar as características operacionais do equipamento e da rede elétrica de alta tensão.

O projeto de um controle de ruído na trajetória, através da implementação de barreiras, outra alternativa para a solução do problema de ruído em reatores, também é dispendioso financeira e tecnicamente, portanto não aplicável na prática.

Outra escolha das mais aplicadas para solucionar o problema detectado (ressonância estrutural, ou seja, excitação de modos naturais do reator através de excitações harmônicas) é o uso de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico. Estes dispositivos, quando conectados ao sistema principal, sistema primário ou estrutura (reator elétrico), promovem a redução dos níveis de ruído nas bandas de frequências para os quais os mesmos foram projetados.

1.2. OBJETIVO GERAL

Obter os absorvedores dinâmicos em quantidade, posição e parâmetros fundamentais (massa e amortecimento equivalentes, pois se trata de um modelo de absorvedor viscoelástico com parâmetros equivalentes generalizados). Espera-se criar um sistema auxiliar que, sintonizado com a frequência da excitação de natureza eletromagnética, absorverá parte da energia do sistema principal (equipamento da subestação), reduzindo-se, assim, os elevados índices de vibração em 120 Hz e de ruído, principalmente na banda frequências de 125 Hz e por conseqüência todos os problemas decorrentes desta, citados anteriormente.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar um sistema de absorção de vibrações para a carcaça externa do reator através de absorvedores dinâmicos contendo material viscoelástico para atuar na banda de frequências de 125 Hz, sintonizado principalmente em 120 Hz.
- Simular, através de métodos de elementos finitos, a influência dos dispositivos calculados na estrutura exterior do reator, principalmente na frequência de 120 Hz.
- Propor um modelo de absorvedor dinâmico utilizado com sucesso em transformadores adaptado às características dinâmicas do reator, para posterior fabricação e aplicação prática neste equipamento de subestação.

1.4. METODOLOGIA DE PESQUISA

Utilizar-se-ão elementos viscoelásticos (com propriedades mecânicas dependentes tanto da temperatura como da frequência de trabalho) para fazer parte da estrutura dos absorvedores, em virtude de estes materiais aumentarem o campo de ação dos absorvedores dinâmicos, o que é perfeitamente aceitável para a resposta em frequência das chaparias da carcaça do reator, que possuem elevada densidade modal em frequências próximas a 120 Hz.

Diversos são os estudos em várias instituições de pesquisa, a respeito de absorvedores dinâmicos aplicados em sistemas modelados com um ou vários graus de liberdade com amortecimento viscoso, viscoelástico, ou sem amortecimento. Estas pesquisas fornecem as diretrizes de ação e projeto dos absorvedores no decorrer do trabalho, no intuito da aplicação da metodologia de dimensionamento que proporcione os melhores resultados na redução de vibrações e ruídos provenientes da carcaça do reator com o menor custo computacional e temporal.

Para aplicar os conceitos sobre o projeto e dimensionamento de absorvedores dinâmicos viscoelásticos, são desenvolvidos modelos de elementos finitos e verificadas as respostas dos sistemas principais às excitações harmônicas com e sem a presença destes dispositivos fixados aos sistemas primários.

Um modelo de viga simplesmente apoiada é criado, bem como uma chapa apoiada nas extremidades, e são projetados absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoso (amortecimento proporcional à velocidade de vibração) e viscoelástico para atuarem em sintonia com algumas frequências naturais destas estruturas. A teoria básica aplicada foi desenvolvida por ESPÍNDOLA & SILVA (1984), BAVASTRI (1997) e DEN HARTOG (1985), sendo utilizado o Método dos Pontos Fixos no desenvolvimento dos cálculos.

A partir destas teorias já consolidadas e através dos exemplos desenvolvidos, com auxílio do método de elementos finitos, foram modeladas as partes integrantes do reator elétrico onde detectaram-se níveis elevados de vibração, ou que possuíssem frequências naturais próximas a 120 Hz, tais como: chaparia da face posterior ou traseira, tampa de inspeção e suporte do tanque de óleo.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 2 são apresentadas diversas pesquisas sobre o dimensionamento de absorvedores dinâmicos e qual caminho será seguido no trabalho, de acordo com o sistema complexo a ser controlado, como é o reator elétrico trifásico.

No Capítulo 3 é apresentada a fundamentação teórica que será utilizada no cálculo dos absorvedores dinâmicos viscoelásticos, aplicados no reator em estudo, estabelecendo-se os parâmetros definidores dos absorvedores e o dimensionamento destes dispositivos através da técnica dos pontos fixos.

No Capítulo 4 são aplicados os procedimentos de cálculo de absorvedores dinâmicos viscoelásticos, descritos anteriormente, em sistemas simples, como uma viga simplesmente apoiada e uma chapa apoiada nas extremidades e demonstrados os resultados numéricos obtidos.

Realiza-se, no Capítulo 5, uma descrição mais detalhada dos componentes e do funcionamento do reator, sendo apresentados alguns resultados de testes experimentais colhidos em campo na subestação de Rurópolis, nos anos de 2004 e 2005, bem como um resumo da modelagem computacional deste reator no programa ANSYS, que servirá de base para embasar numericamente o cálculo dos absorvedores na estrutura do reator.

No Capítulo 6 são dimensionados e projetados os absorvedores para uma viga bi-apoiada, como teste da metodologia estudada com dados experimentais, e em elementos do reator com potenciais níveis de vibração e emissão de ruído e apresentam-se os parâmetros dimensionais necessários à construção dos absorvedores dinâmicos baseados na metodologia proposta por BAVASTRI (1997).

São feitas, no Capítulo 7, as considerações finais do trabalho, avaliando o comportamento vibro-acústico do reator nas condições iniciais de projeto e após a introdução dos absorvedores em sua estrutura externa com base em dados experimentais e numéricos. Fazem-se, ainda, sugestões para trabalhos futuros com base em outras táticas de tratamento de problemas vibro-acústicos e outras teorias de dimensionamento de absorvedores dinâmicos existentes.

CAPÍTULO 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. O PROBLEMA DETECTADO NO FUNCIONAMENTO DO REATOR EM ESTUDO

O processo de transmissão de energia elétrica é feito em tensões elevadas. Junto às regiões de grande consumo logo, faz-se necessário o rebaixamento da tensão de transporte da energia para tensões compatíveis com os sistemas de distribuição.

Reatores, transformadores e sistemas associados constituem uma subestação. O ruído acústico é produzido em subestações a partir, principalmente, dos reatores e transformadores. Normalmente, as subestações são instaladas longe de aglomerados urbanos para não gerar impacto ambiental sobre a população do ponto de vista de poluição sonora.

O crescimento das cidades faz com que a população se aproxime de regiões onde está instalada uma subestação, podendo até mesmo circunscrevê-la. É necessário, então, o estudo e aplicação de metodologias e/ou produtos que venham a reduzir a poluição ambiental de origem acústica gerada por reatores de subestações.

O ruído acústico gerado em um reator elétrico tem por origem as vibrações estruturais destes equipamentos, o sistema de ventilação, o chaveamento, o Efeito Corona (descargas elétricas), a Magnetostricção entre outros. Dos citados, os ruídos advindos de vibrações sobressaem-se, levando o foco do ruído para estes equipamentos. Esta vibração estrutural tem origem no núcleo, que é excitado

principalmente por forças de magnetostricção e por forças de atração e repulsão magnéticas, já que é constituído por um conjunto de chapas justapostas.

A causa do elevado ruído é a vibração gerada pelo núcleo do reator, a qual é transmitida ao resto da carcaça e sistemas auxiliares a ela fixados (caixas de comando/fusíveis, trocadores de calor e suportes vários).

Pelas características do núcleo, a frequência de excitação é o dobro da frequência da rede e seus harmônicos (MEDEIROS 2001, apud FILLIPIN 2003a, p. 1). Assim, no Brasil, a frequência de excitação fundamental corresponde a 120 Hz. Em geral, os transformadores mais antigos e/ou econômicos apresentam um nível de ruído elevado nas frequências de excitação acima mencionadas.

Devido às características construtivas da carcaça do reator - grandes placas de aço unidas - espera-se uma elevada densidade modal, o que poderia provocar amplificações na vibração originada do núcleo. Desta forma, a carcaça metálica do reator transformar-se-ia em uma potencial fonte emissora de ruído.

O controle passivo de vibrações e ruído é mais econômico que o controle ativo, que, por sua vez, é mais eficiente em situações mais complexas onde o sistema a controlar é variante no tempo. Existem estudos sobre a aplicação de controle ativo de ruído e vibração em transformadores de subestações (LI, 2000).

Os primeiros a modelar um absorvedor dinâmico simples atuando sobre um sistema primário de um grau de liberdade foram ORMONDROYD e DEN HARTOG em 1928 (FILLIPIN et. al., 2003a). O modelo utilizado para o absorvedor foi massa-mola-amortecedor viscoso (MCK). Para o sistema primário utilizou-se um modelo massa-mola. Naquele trabalho se apresentou uma metodologia para achar os parâmetros ótimos (sintonização) de um neutralizador dinâmico viscoso. Aquele

modelo, citado na maioria dos trabalhos como referência, é um modelo teórico com poucas aplicações práticas.

Os absorvedores dinâmicos viscoelásticos (ADVs), estudados em casos particulares sob certas condições de contorno, foram apresentados por SNOWDON em 1968 (BAVASTRI, 1997). Em geral, os materiais viscoelásticos apresentam uma elevada dissipação de energia na sua região de transição (denominados tipo II segundo SNOWDON, fundamental para aplicações em controle de vibração e ruído, porém os materiais viscoelásticos tipo I também são utilizados (antes da região citada). Esta região de transição é aquela na qual o material elastomérico começa a perder suas propriedades elásticas e inicia um comportamento menos flexível, atingindo características vítreas (bem duras).

Nos últimos anos, o avanço tecnológico sobre estes materiais permitiu que os materiais viscoelásticos pudessem ser obtidos a partir de especificações pré-estabelecidas. Isto levou a que os ADVs se convertessem em uma ferramenta possível de ser aplicada em distintas estruturas, reduzindo a resposta vibratória sobre uma ampla banda de frequências.

Vários trabalhos sobre absorvedores dinâmicos, aplicados em distintos sistemas particulares, têm sido apresentados nos últimos anos. Ainda assim, SUN & LU, em 1995, expressaram: *“Apesar de todo o esforço realizado até o presente, não existe uma metodologia geral para o estudo e projeto completo de absorvedores dinâmicos aplicados a sistemas lineares geometricamente complexos”*.

Procurando generalizar a teoria de absorvedores, ESPÍNDOLA & SILVA (1992) apresentaram um novo conceito denominado parâmetros equivalentes generalizados. Estes parâmetros permitem representar a dinâmica do sistema composto (primário + neutralizadores), completamente, em função das coordenadas

generalizadas do sistema primário. Deste modo, conhecendo-se os parâmetros modais do sistema primário, é possível analisar a dinâmica do sistema composto em um subespaço modal do sistema primário que está relacionado com a banda de frequência de análise. A partir deste ponto, desconsiderando o acoplamento provocado pelos absorvedores, é realizado um controle modo a modo, através de uma analogia direta com a teoria apresentada por ORMONDROYD & DEN HARTOG (1928). Desta forma, foi apresentada uma metodologia para o projeto ótimo de n dispositivos mecânicos simples atuando sobre uma estrutura linear geometricamente complexa.

Continuando com aquela linha apresentada por ESPÍNDOLA & SILVA (1992), no trabalho de BAVASTRI (1997) foi desenvolvida uma metodologia geral para o estudo de ADVs tipo II, aplicados a sistemas geometricamente complexos, lineares e invariantes no tempo. Neste trabalho se mostra como se projetam os parâmetros ótimos de n ADVs para controlar de forma passiva uma estrutura geometricamente complexa, em uma ampla banda de frequências e com uma dada densidade modal. Para tal fim, devem ser considerados conceitos tais como: parâmetros equivalentes generalizados (ESPÍNDOLA & SILVA, 1992), modelo modal do sistema primário (determinado de forma analítica ou analítico experimental) e técnicas numéricas de otimização não linear (PONL). Desta forma, o controle deixou de ser um controle modo a modo para se converter em um controle global sobre toda a banda de frequência de interesse.

O modelo utilizado em ESPÍNDOLA & SILVA (1992) e BAVASTRI (1997), para o elemento resiliente (material viscoelástico tipo II segundo SNOWDON) do absorvedor viscoelástico, foi um modelo tão ideal quanto o modelo viscoso. Nesses

trabalhos, foi assumida uma inclinação da parte real do módulo de cisalhamento, na região de transição, em escala *log-log*, igual a um.

Quando SNOWDON fornece a definição de materiais viscoelásticos do tipo II caracteriza materiais que tem um fator de perda que oscila entre 0,6 e 0,8. A simplificação deste coeficiente resulta atrativa para o projeto ótimo do sistema de controle devido a sua simplicidade, tornando aquele modelo dos neutralizadores viscoelásticos tão ideal quanto o viscoso.

2.2. A ORIGEM DA VIBRAÇÃO E RUÍDO EM REATORES ELÉTRICOS TRIFÁSICOS

As vibrações e o ruído provenientes do funcionamento de equipamentos elétricos tais como reatores e transformadores, decorre principalmente do fenômeno eletromagnético do núcleo destes equipamentos.

No caso específico do reator em estudo, os problemas citados são oriundos de excitações eletromagnéticas (magnetostricção) provenientes de um núcleo interno, fixado rigidamente à sua carcaça metálica e, em alguns casos, sem a utilização de elementos absorvedores e/ou dissipadores de vibração. Por este motivo, tal vibração é transmitida integralmente à superfície externa do reator (SOEIRO et. al., 2006). Na figura a seguir, é mostrado o núcleo e o detalhe da fixação deste item na estrutura interna do reator.

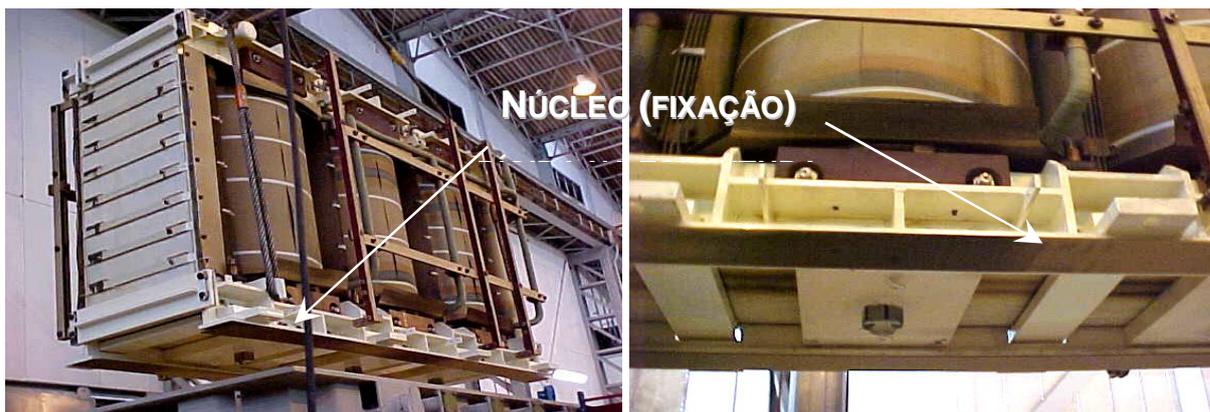


Figura 2.1. Núcleo do reator em estudo.

A excitação do núcleo do reator ocorre em virtude dos fenômenos eletromagnéticos existentes neste item, ocorrendo geração de forças eletromagnéticas que são proporcionais ao quadrado da corrente alternada em 60 Hz. O sinal resultante gera forças variantes com o tempo, com frequência de excitação principalmente no harmônico de 120 Hz.

Em seguida, são comentados com mais detalhes, o fenômeno da magnetostricção e sua relação com a geração do incômodo ruído gerado no funcionamento de tais equipamentos.

2.2.1. O Fenômeno da Magnetostricção

Quando metais, como o níquel e ferro, são magnetizados pela presença de um campo magnético, eles sofrem uma variação no seu comprimento.

Esta resposta mecânica ao campo magnético é chamada de magnetostricção e pode acontecer no núcleo de reatores e transformadores, visto que o mesmo é composto de materiais ferrosos.

Em sistemas de corrente alternada, como transformadores e reatores, onde são aplicados campos magnéticos de 60 Hz, a mudança na amplitude acontece duas vezes por ciclo, produzindo o familiar e às vezes irritante ruído de 120 Hz. Esta frequência é típica dos circuitos elétricos norte-americanos e brasileiros que trabalham em 60 Hz.

A magnetostricção é útil na criação de sistemas vibrantes, onde geralmente a ação de alavanca é usada em conjunto com a deformação magnética para aumentar a amplitude resultante de vibração. Também é usado este fenômeno para produzir vibrações ultra-sônicas, como uma fonte sonora, ou para produzir ondas ultra-sônicas em líquidos os quais podem agir como um mecanismo de limpeza.

A seguir é mostrado um esquema da magnetostricção em uma bobina.

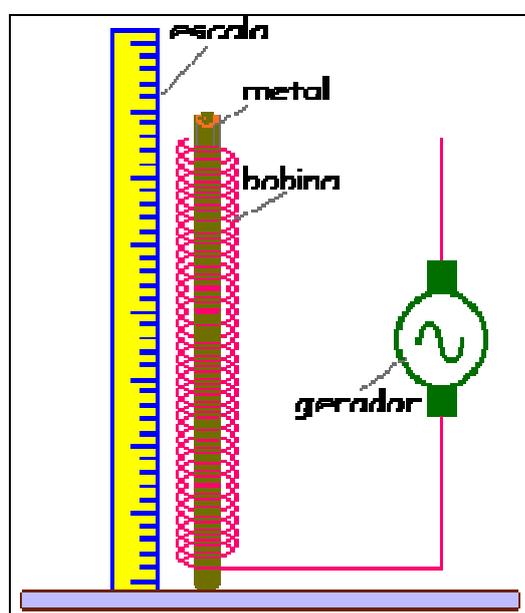


Figura 2.2. Magnetostricção em bobina

(http://www.feiradeciencias.com.br/sala19/image19/19_72_01.gif, acessado em 25/03/2005).

2.3. PESQUISAS E APLICAÇÕES ATUAIS SOBRE ABSORVEDORES DINÂMICOS

Diversos são os trabalhos, em várias instituições de pesquisa, a respeito do controle de vibração e ruído em estruturas simples e complexas. Também são muitas as ferramentas matemáticas e computacionais utilizadas no projeto e dimensionamento de sistemas de controle vibro-acústico (absorvedores dinâmicos, modificações estruturais, isoladores, etc.).

A diversidade de trabalhos nesta área pode ser explicada porque ocorre com frequência o surgimento de problemas vibro-acústicos em equipamentos das mais diversas instalações, sendo verificados, nestes, elevados níveis de vibrações e ruídos em funcionamento.

A seguir, constam alguns estudos que exemplificam em que estado se encontra a evolução teórica, experimental e tecnológica no tratamento do problema vibro-acústico em equipamentos e estruturas em geral. Estas pesquisas norteiam as linhas de ação a serem seguidas, indicando também que teorias e experimentos devem ser realizados para a execução deste trabalho.

Dos trabalhos de JOHNSON (2001), uma tabela é apresentada, classificando os sistemas de absorção de vibrações e suas características quando fixados a sistemas dinâmicos. A informação citada é mostrada a seguir, na Tabela 2.1.

Tabela 2.1. Informações sobre mecanismos passivos de absorção de vibrações (traduzido de JOHNSON, 2001).

	Tipo de Mecanismo de Amortecimento			
	Materiais Viscoelásticos	Sistemas Viscosos	Sistemas Magnéticos	Sistemas Piezelétricos
Tipos de Tratamento	Todos	Reforço e Absorvedores	Reforço e Absorvedores	Reforço Amortecido
Sensibilidade à Temperatura	Alta	Moderada	Baixa	Baixa
Faixa de Temperatura	Moderada	Moderada	Larga	Larga
Fator de Perda	Moderado	Alto	Baixo	Baixo
Faixa de Frequência	Larga	Moderada	Moderada	Moderada
Peso	Baixo	Moderado	Alto	Moderado

COSTAIN & ROBICHAUD (2003) analisam os métodos mais utilizados para supressão de vibrações em equipamentos industriais, dentre eles, a redução de força, a adição de massa, a sintonização (aplicação de absorvedores dinâmicos), a isolamento e o amortecimento. Casos práticos, encontrados na indústria são discutidos e analisados para cada tática de controle de vibração citada em seus trabalhos.

JOSHI & JANGID (1997) otimizam os parâmetros básicos de absorvedores dinâmicos viscoelásticos múltiplos para a redução de vibração em estruturas excitadas pela base. Tal oscilação é produzida através de um ruído aleatório. O critério selecionado para a otimização visa minimizar a raiz media quadrática (RMS . *Root Mean Square*) do deslocamento da estrutura principal, obtendo-se assim, os parâmetros ideais para os absorvedores, incluindo fator de amortecimento, sintonização em frequência e faixa de atuação dos absorvedores.

Os parâmetros ótimos são obtidos para diferentes fatores de amortecimento e razão de massa dos absorvedores. São estabelecidas comparações com o modelo

de otimização para um absorvedor simples onde é constatada a superior eficiência do método proposto de redução de vibrações com vários absorvedores.

FILLIPIN et. al. (2003a) discutem soluções para o problema de ruído em subestações chegando, ao final, a indicar os absorvedores dinâmicos como caminho mais eficaz na redução do ruído de transformadores, que sofrem com fenômeno eletromagnético semelhante ao dos reatores (excitação da carcaça externa através de um núcleo eletromagnético).

FILLIPIN et. al. (2003b), baseados nas conclusões do trabalho realizado em subestações, propõem metodologia de projeto e dimensionamento de absorvedores dinâmicos viscoelásticos sintonizados nas frequências naturais mais excitadas de transformadores pela corrente alternada a 60 Hz. Resultados comparativos das FRF ϕ (funções de resposta em frequência) de inércia (razão, no domínio da frequência, entre aceleração e força) são apresentados, onde é nítida a redução de vibração alcançada na estrutura externa do transformador após a inserção dos absorvedores.

FILLIPIN et. al. (2003b), em seu trabalho, baseiam-se nas teorias desenvolvidas por ESPÍNDOLA & SILVA (1992), que propõe um método de projeto de absorvedores dinâmicos através da introdução do conceito de coordenadas generalizadas, via metodologia dos pontos fixos. No entanto, em FILLIPIN, et. al. (2003b), são utilizadas técnicas de otimização não-linear, para o cálculo dos parâmetros básicos de absorvedores viscosos e viscoelásticos.

Vale ressaltar que o fenômeno verificado no trabalho referido anteriormente é semelhante ao ocorrido com o reator elétrico trifásico - excitação de estrutura com densidade modal elevada na banda de oitava de 125 Hz, com excitação principal igual ao dobro da frequência da rede elétrica, ou seja, 120 Hz.

No trabalho de FILLIPIN, et. al. (2003b) ainda se encontra uma idéia de projeto e concepção dos absorvedores de acordo com a proposta de BAVASTRI (1997), que dimensiona absorvedores cilíndricos com anéis internos de material viscoelástico do tipo II (mais detalhes nos Capítulos 3 e 4). Esta metodologia é perfeitamente aceitável para o caso do reator e será aplicada no decorrer deste trabalho, podendo o material viscoelástico assumir as características de tipos I e II, dependendo dos resultados do dimensionamento dos absorvedores (mais detalhes sobre materiais viscoelásticos no Capítulo 3).

TING-KONG (1999) propõe o dimensionamento de absorvedores dinâmicos com variações de rigidez promovidas por dois mecanismos: através de um sistema de ar comprimido com variação da rigidez da mola por meio de um êmbolo de ar e outro com um absorvedor de viga simplesmente apoiada com variação do vão da viga através de um sistema de eixo sem fim. Apenas o segundo mecanismo é controlado por uma lógica matemática, que adapta o vão da viga do absorvedor para estabilizar uma possível alteração na frequência natural do sistema primário (viga bi-apoiada).

MEDEIROS et. al. (2001) apresentam o controle de ruído acústico em subestações, citando os principais itens de emissão de ruído audível nestas instalações. São realizadas simulações computacionais do mapeamento acústico de uma subestação e discutidas soluções de controle deste ruído, tanto passiva (na trajetória do ruído) quanto ativamente (na fonte do ruído) em um transformador.

PENNESTRI (1998) propõe a aplicação do teorema de CHEBYSHEV de minimização e maximização de funções para otimizar os parâmetros básicos de um absorvedor dinâmico. São comparados os resultados obtidos com a teoria clássica de DEN HARTOG e outros autores.

RICE (1993) descreve o projeto de sistemas com múltiplos absorvedores de vibração, em aplicações de banda larga, de estruturas modeladas através do uso do modelo modal gerado, utilizando o método de elementos finitos ou através de análise modal experimental. São discutidas as variações em massa, rigidez e amortecimento no desempenho de absorvedores otimizados. É utilizado, na otimização destes dispositivos, o algoritmo SIMPLEX.

CARNEAL et. al. (2004) apresentam experimentos de aplicação de absorvedores dinâmicos variáveis para minimizar o som emitido por uma chapa simplesmente apoiada. São propostos dois algoritmos de controle do ruído emitido pela chapa através de absorvedores com características variáveis: um para permanecer sintonizado na frequência de excitação da chapa e outro para minimizar a radiação sonora da mesma.

Resultados indicaram que a sintonização em frequência pode, em algumas faixas, aumentar a emissão sonora. Um procedimento de afastamento da sintonização é proposto, através do uso de uma função de custo, para se minimizar a radiação sonora da placa. São comparados os resultados entre as duas metodologias propostas.

DAYOU & BRENNAN (2002) investigam a resposta global de um sistema (viga simplesmente apoiada) a partir da inserção de absorvedores dinâmicos de rigidez ajustável, determinando posição e massa ótimas dos absorvedores e comparam estas respostas a modelos aplicados com controle ativo de vibrações.

WU & CHEN (2000) apresentam um procedimento de cálculo da massa otimizada de um sistema com múltiplos absorvedores dinâmicos para que os mesmos atuem em uma banda larga de frequências, sendo capazes de reduzir as

vibrações de sistemas sujeitos a excitações aleatórias, tais como pontes, que estão submetidas a excitações provocadas por tremores de terra.

Resultados numéricos com os absorvedores indicaram a eficiência do sistema de absorção das vibrações em altas frequências, o que é difícil de ocorrer com absorvedores simples.

EL-KHATIB et. al. (2005) propõem um absorvedor dinâmico simples para reduzir as vibrações de flexão de uma viga de reduzida espessura, variando a distância dos absorvedores aos pontos de fixação na viga em teste. Frequências de sintonização são obtidas no intuito de se minimizar a energia vibratória da viga ou maximizar a energia de vibração absorvida pelo sistema de absorção proposto.

LIU & LIU (2005) revisam a teoria básica de otimização de absorvedores com amortecimento, ligados ao sistema principal ou à terra, sendo de semelhante abordagem quando comparado ao trabalho de REN (2001).

SUN et. al. (1996) apresentam as formulações de cálculo de absorvedores dinâmicos e radiação sonora para painéis vibrantes, bem como a ação dos absorvedores quando sintonizados na frequência crítica de painéis e em modos diferentes desta, resultando em resultados distintos na radiação sonora do painel.

RAO (2001), revisa as técnicas de absorção de vibrações através de materiais viscoelásticos em automóveis e aviões. São apresentados os métodos atuais que vêm sendo empregados neste aspecto, tais como: camadas livre e restrita de material viscoelástico, absorvedor dinâmico, chapas laminadas, vidros no estilo sanduíche, dentre outros.

GUARALDO et. al. (1997) apresentam metodologia e um aplicativo que avalia o ruído audível provocado por transformadores sobre a vizinhança de subestações existentes ou a serem implementadas. O aplicativo em discussão permite, a partir da

planta da subestação desenhada em software comercial AUTOCAD, avaliar o nível de ruído audível em pontos internos e externos à subestação.

A metodologia em questão utiliza a teoria dos raios acústicos e reproduz curvas isossônicas (de mesmos níveis de pressão sonora) que estabelecem o ruído na subestação e em suas redondezas.

NAGAYA & LI (1997) apresentam um sistema para redução do som radiado por uma chapa através de absorvedores dinâmicos com mecanismo eletromagnético. O aludido sistema adapta-se melhor às altas frequências do que os absorvedores calculados por técnicas convencionais. A preocupação com as altas frequências ocorre, pois essas componentes possuem um peso considerável no ruído emitido pela placa em estudo no trabalho dos referidos autores.

Os parâmetros de otimização são apresentados e a função de custo, contendo os níveis de redução esperada é definida e resolvida através de um procedimento de redes neurais. O algoritmo para a solução do problema de otimização é descrito pelos autores, porém não será discutido neste trabalho.

ASHOUR & NAYFEH (2002) verificam a influência de um absorvedor dinâmico não-linear no controle de modos de vibração de flexão e torção de uma chapa. A técnica é implementada experimentalmente através de um sensor (extensômetro) e um atuador (adesivo piezelétrico cerâmico) que trabalham com um software de modelagem e um analisador de sinais. Análises numéricas também são realizadas para confrontar os dados experimentais obtidos.

AVITABILE (2001) explica, de maneira didática e simples, vários princípios básicos aplicáveis na aquisição de sinais, configuração de equipamentos para a realização de uma análise modal correta, definição da quantidade de pontos de

medição a serem adotados, quais referências devem ser obtidas, e outras aplicações úteis na correta execução de análises modais e operacionais.

Ressalta-se que o conhecimento dos preceitos sugeridos por AVITABILE é de fundamental importância na execução dos trabalhos, pois a determinação correta do modelo modal fornecerá os dados de entrada para o cálculo de um sistema de absorção de vibrações.

SMITH (2001) propõe uma formulação simples para a modificação das frequências naturais de um motor através da determinação da massa efetiva dos sistemas em estudo. Estas massas, quando calculadas, são adicionadas aos sistemas principais para afastar a frequência natural do motor da frequência de trabalho do mesmo, evitando-se assim a ressonância.

FOX (2000) faz um apanhado sobre os métodos de redução de vibrações, inclusive os absorvedores dinâmicos, e propõe o dimensionamento de um absorvedor dinâmico não amortecido, do tipo viga simplesmente apoiada, para a redução de vibrações em sistemas de bombeamento.

CAI & CHEN (2004), realizam um estudo sobre o controle de vibração em pontes com vãos elevados propondo soluções para os modos acoplados existentes nestas estruturas, tais como a aplicação de absorvedores dinâmicos na região de modos acoplados da ponte considerada.

AIDA et. al. (1998) em seu estudo, propõem um sistema de absorção dinâmica de vibrações do tipo placa para reduzir as vibrações de uma placa sob carregamento harmônico. É realizada a sintonização do absorvedor de acordo com a teoria de DEN HARTOG (1985) e são feitos cálculos numéricos para se demonstrar a eficácia do método. São ainda verificadas as eficiências de redução de vibrações de algumas configurações de absorvedores fixados na superfície da chapa principal.

OZER & ROYSTON (2005) aplicam um método original de cálculo dos parâmetros básicos otimizados de absorvedores dinâmicos, fixados a sistemas com vários graus de liberdade amortecidos. Este novo método pode ser utilizado para se minimizar os movimentos de uma massa ou modo de vibração particular dentro do modelo modal como um todo ou a combinação linear dos modos do sistema principal. Exemplos são propostos no intuito de verificar a eficácia do método e sua superioridade quando comparado à técnica de DEN HARTOG (1985).

ELHAY & RAM (1996) apresentam a teoria de absorvedores dinâmicos atuantes em vários graus de liberdade.

ZUO & NAYFEH (2004) aplicam o procedimento numérico MINIMAX para otimizar o amortecimento dos absorvedores em uma faixa de frequência pré-determinada, estabelecendo comparações com outras técnicas de controle e aplicam este procedimento a uma viga livre-livre.

2.4. CARACTERÍSTICAS GERAIS DO REATOR EM ESTUDO

Basicamente, um reator elétrico trifásico deve manter a estabilidade elétrica da rede à qual este equipamento encontra-se instalado e em operação e reduzir as componentes reativas da rede, proporcionando economias às subestações. A redução das correntes de curto-circuito também é um dos objetivos dos reatores.

O reator elétrico diminui as componentes reativas em malhas, pelo fato de compensar a capacitância com a indutância do reator, decrescendo as perdas ôhmicas relativas à corrente reativa. A economia de energia vai de 1 a 2 % da potência repassada pelo reator à malha elétrica à qual ele faz parte.

Nas subestações, estes equipamentos também são empregados para controlar as tensões em barramentos (conjunto de barras em uma subestação industrial ou em uma subestação de potência ou subestação de distribuição onde cada fase do sistema elétrico está conectada a uma barra), em regime permanente e para redução das sobre-tensões e nos surtos de manobra.

Quando a voltagem da malha cresce acima da nominal, os reatores diminuem a voltagem da malha ao valor especificado em projeto. No modo regular, as perdas ativas de potência através da linha são proporcionais ao quadrado da voltagem. Sob condições anormais, o acréscimo nas perdas de energia é, geralmente, em maiores proporções porque há vazamento fase-a-fase ou fase-terra. O amortecimento de surtos em reatores aparece, na maioria das vezes, pelo consumo da potência reativa, economizando assim potência ativa que poderia ser perdida tanto na própria transmissão como também através do aumento do vazamento através dos surtos.

Outros benefícios proporcionados pelos reatores às redes de transmissão de energia elétrica são apresentados a seguir:

- Economizar energia;
- Estabilizar as sobrecargas de energia;
- Controlar as variações permissíveis de carga energética;
- Promover controle automático e/ou eletrônico da tensão elétrica;
- Minimizar os efeitos das operações de manobra da subestação.

A seguir, na Figura 2.3, é apresentado o reator elétrico trifásico, objeto de estudo deste trabalho e na Figura 2.4 as dimensões principais deste equipamento.



Figura 2.3. Reator elétrico trifásico 30 MVar . 242 MVA, do fabricante Ansaldo Coemsa.

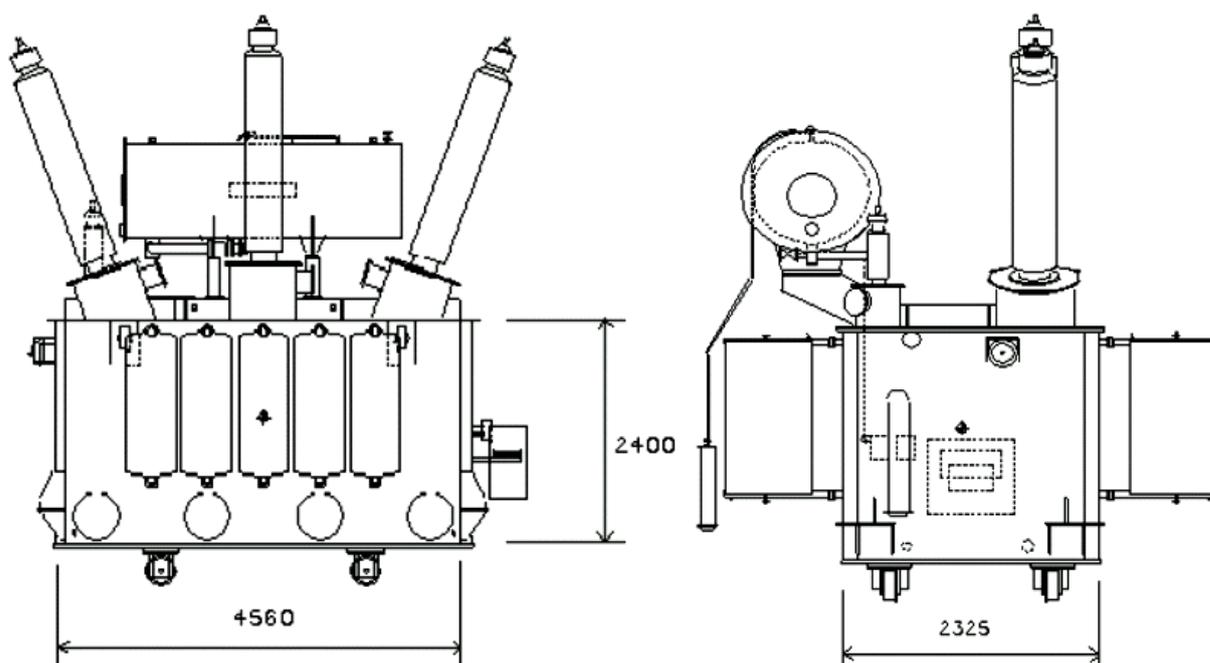


Figura 2.4. Dimensões principais do reator, em mm.

Os reatores possuem normalmente núcleo de aço, o qual pode estar colocado em um meio refrigerante de óleo ou mesmo de ar, e podem ser de uso interno ou externo. Os reatores de núcleo de aço imersos em óleo podem ser usados para quaisquer níveis de tensão em instalações internas e externas. Entre as vantagens dos reatores imersos em óleo estão incluídas:

- “ Tem alto fator de segurança contra arco;
- “ Não produz nenhum campo magnético que cause aquecimento ou forças magnéticas em reatores adjacentes, ou em estruturas de metais no momento em que o curto-circuito é produzido;
- “ Possui alta capacidade térmica.

O tanque conservador de óleo é situado acima da tampa superior do reator. Esta altura elevada é justificada pelo fato do óleo contido no tanque interagir com o óleo presente no interior do reator e nos radiadores laterais, constituindo um circuito térmico fechado aplicado no arrefecimento do óleo isolante do reator, mantendo-o em temperatura adequada de trabalho. O que sustenta este tanque são dois suportes, onde foram detectados níveis de vibração elevados durante o funcionamento do reator. O resultado deste teste será apresentado no Capítulo 5.

2.4.1. Descrição Geral

a) Características Principais

Os reatores são previstos para operação ao tempo nas condições climáticas indicadas na especificação técnica de fornecimento.

Os dados de operação e características básicas do reator elétrico trifásico em estudo são apresentados a seguir, na Tabela 2.2.

Tabela 2.2. Características do reator em estudo.

Nº de Fases	3
Tipo	STO-NN
Potência	30 MVAr
Tensão Nominal	242 kV
Corrente Nominal	75 A
Frequência	60 Hz
Tipo de Ligação	Estrela
Tipo de Resfriamento	ONAN (convecção natural)
Normas de Referência	ABNT
Peso Total com Óleo	63.200 kg
Transporte sem Óleo	38.800 kg
Peso do Óleo	17.700 kg
Temperatura da Face Posterior	67 ° C
Temperatura Ambiente (média)	30 ° C
Temperatura do Óleo Isolante	70 ° C
Nº de Série	111.195 / 1 a 4

b) Função

Os reatores são usados principalmente para compensação de reativos, controle dos surtos de manobra e redução de corrente de curto-circuito.

c) Normas Técnicas

Para o projeto, construção e ensaios do equipamento e seus acessórios, bem como para toda a terminologia e simbologia adotadas, foram seguidas as prescrições das seguintes normas da ABNT . Associação Brasileira de Normas Técnicas, entre outras aplicáveis em sua última revisão, e das normas referenciadas nas mesmas, a menos dos requisitos estabelecidos nesta especificação técnica que excedam as normas citadas:

- NBR 5119 . Reatores para sistemas de potência . Características;
- NBR 5475 . Reatores elétricos de potência . Terminologia;
- NBR 6323 . Aço ou ferro fundido . Revestimento de zinco por imersão a quente;
- NBR 6936 . Técnicas de ensaios elétricos de alta-tensão . Procedimento;
- NBR 7070 . Guia para amostragem e análise de gases livres e dissolvidos em óleos isolantes . Método de ensaio;
- NBR 7876 . Linhas e equipamentos de alta tensão . Medição de rádio-interferência na faixa de 0,15 a 30 MHz;

- NBR 7277 . Transformadores e reatores . Determinação de nível de ruído;
- NBR 10202 . Buchas de tensões nominais 72,5, 145 e 242 kV para transformadores e reatores de potência . Características elétricas construtivas, dimensionais e gerais;
- NBR 10443 . Tintas e vernizes . Determinação da espessura de película seca;
- NBR 11003 . Ensaio de aderência em tintas e revestimentos similares . Método de ensaio;
- NBR 11388 . Sistemas de pintura para equipamentos e instalações de subestações elétricas;
- NBR 12458 . Válvulas para transformadores de potência acima de 500 kVA . Características mecânicas;
- NBR 7569 . Reatores para sistemas de potência . Método de ensaio.
- Como implementação, quando necessário, poderão ser adotadas normas das seguintes instituições, que deverão ser claramente indicadas:
 - IEC . *International Electrotechnical Commission*;
 - ANSI . *American National Standards Institute*;
 - NEMA . *National Electrical Manufacturers Association*.

Para os materiais e métodos de fabricação, devem ser observadas as normas aplicáveis da ABNT, ASTM, AWS, ISO, NEMA e ASME.

2.4.2. Potência Ativa e Reativa

a) Potência Ativa

O kVA é uma medida de potência elétrica, chamada potência aparente. É a energia que se destina apenas a alimentar receptores resistivos, ou seja, aquecedores, torradeiras, etc. Este tipo de receptor consome toda a energia que recebe. Não armazena energia. A potência que se consome desta forma chama-se potência ativa. Como estes receptores consomem toda a energia recebida, a potência aparente que lhes é fornecida (em kVA) é igual à potência ativa que consomem (em watt).

b) Potência Reativa

Juntando-se motores elétricos aos receptores anteriores, os motores elétricos consomem energia (ativa) quando estão a realizar trabalho e também devido a perdas em função do seu próprio aquecimento e ainda a perdas por atritos quando estão em rotação e a outras perdas (magnéticas). Além desta energia ativa, os motores necessitam de uma parcela de energia que não é consumida. Esta energia, chamada reativa, destina-se a produzir o campo magnético com que o motor funciona. É necessário fornecer ao motor uma potência (aparente) maior que a potência (ativa) que ele consome. Por este motivo que os fornecedores de energia cobram dos grandes consumidores não só a energia ativa (medida com contadores de energia ativa), mas também a energia reativa (medida com contadores de energia

reativa). Se assim não fosse, forneceriam uma potência aparente (em kVA), mas o consumidor só pagaria a potência ativa (em watt).

Uma subestação que fornece 10000 kVA pode fornecer um valor de 8000 kW, por exemplo, pois a restante potência destina-se a abastecer os consumidores com potência reativa (medida em VAR). Deve-se notar que a potência aparente não é a soma aritmética da potência ativa com a potência reativa, mas, uma operação vetorial.

CAPÍTULO 3: FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. MATERIAIS VISCOELÁSTICOS

Pode-se entender por materiais viscoelásticos aqueles que possuem mecanismos de amortecimento fortemente dependentes da temperatura e da frequência em que os mesmos irão atuar. Enquadram-se neste conjunto de materiais os poliméricos, como borrachas naturais e sintéticas, neoprene, silicone, etc.

O módulo dinâmico de cisalhamento (relativo a tensões e deformações variantes com o tempo) dos materiais viscoelásticos, em geral, aumenta com a frequência e diminui com o aumento da temperatura. Uma notação complexa do módulo de cisalhamento seria $G(\Omega, \theta)$, onde θ é a temperatura.

O fator de perda (relação entre as partes real e imaginária do módulo dinâmico de cisalhamento) dos materiais viscoelásticos aumenta com a frequência até um máximo, quando, então, começa a diminuir. Este ponto de máximo corresponde aproximadamente à maior inclinação (derivada) na curva de $G(\Omega)$, verificada na figura a seguir:

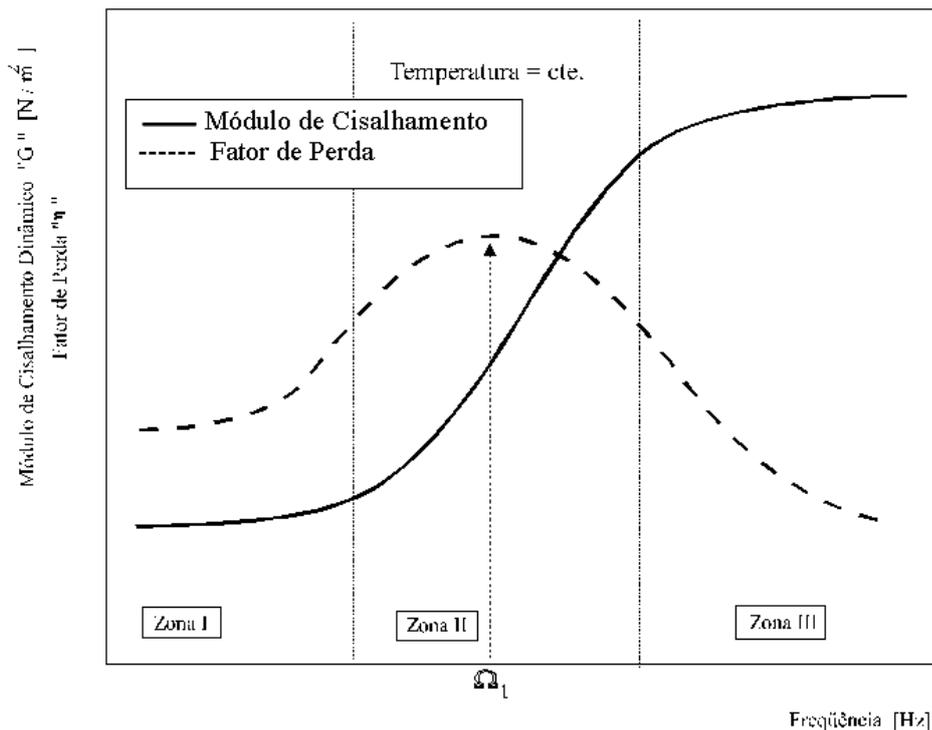


Figura 3.1. Variação das características de um material viscoelástico com a frequência à temperatura constante (BAVASTRI, 1997).

Ω_t é conhecida como frequência de transição já que, a partir desse ponto, a borracha perde sua resiliência¹, assumindo um comportamento vítreo, que aumenta progressivamente.

A seguir, mostra-se o comportamento de uma borracha com variação de temperatura à frequência constante. Nesta figura, o fator de perda do material elastomérico aumenta com a temperatura até um certo valor relativo máximo, chamado temperatura de transição, quando o mesmo começa a diminuir. O módulo dinâmico diminui de forma constante.

¹ É a propriedade que corresponde à energia máxima de deformação elástica de um material.

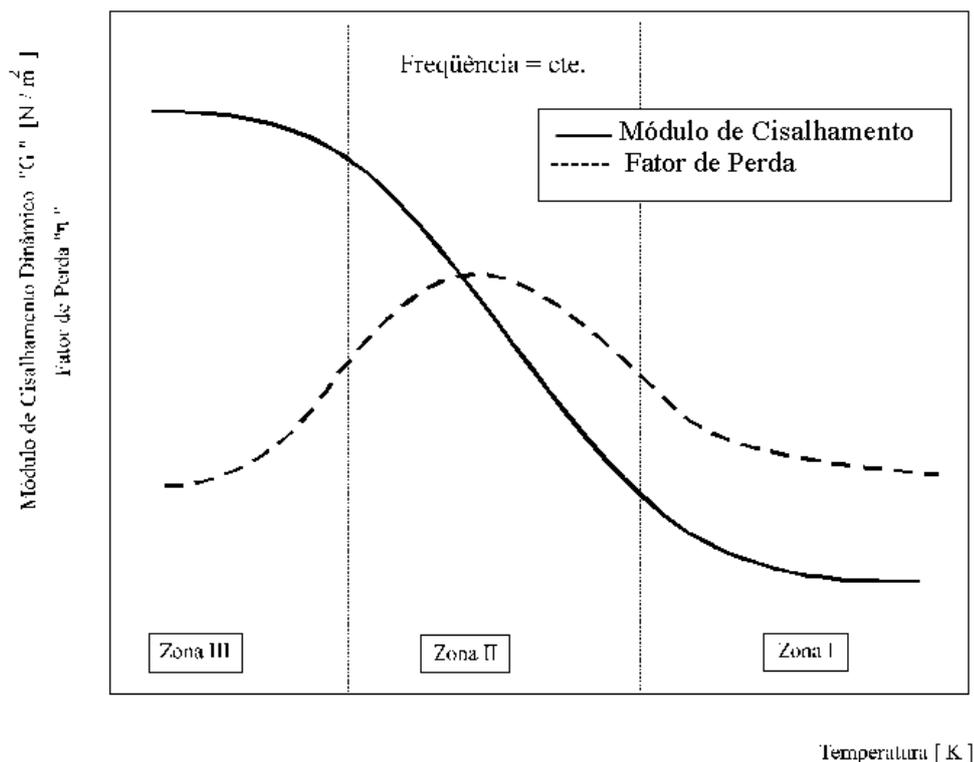


Figura 3.2. Variação das características dinâmicas de um material viscoelástico com a temperatura à frequência constante (BAVASTRI, 1997).

Existem três zonas bem definidas: uma onde a temperatura se encontra bem abaixo da temperatura ambiente ou a frequência de transição é relativamente elevada, Zona I. Materiais nestas zonas são chamados de *baixo amortecimento*. A segunda, cuja temperatura e frequência de transição acham-se dentro ou perto da faixa usual de trabalho (Zona II), chamada de região de transição e uma terceira, chamada região vítrea (Zona III), contendo um elevado valor no módulo de cisalhamento.

De acordo com ESPÍNDOLA (apud BAVASTRI 1997, p. 12-13), algumas observações em relação a materiais viscoelásticos que correspondem às Zonas I e II são:

a) Viscoelásticos do Tipo I (relativo à Zona I)

- Possuem elevada resiliência;
- Grande estabilidade estrutural;
- Baixo ou médio amortecimento.

Dentro desta categoria pode-se achar a borracha natural, com e sem enchimento, neoprene, dentre outros. O fator de perda para essas borrachas varia de 0,01 a 0,1, aproximadamente. Tanto o fator de perda quanto o módulo de cisalhamento podem ser considerados constantes.

b) Viscoelásticos do Tipo II (relativo à Zona II)

- Possuem grande rigidez (reduzida resiliência);
- Precária estabilidade estrutural;
- Elevado amortecimento.

Entende-se por precária estabilidade estrutural a elevada relaxação destes materiais quando submetidos a uma tensão cisalhante. Pode-se citar, dentro desta categoria, a resina de polivinila butiral plastificada, %biokol+ RD, o acetato de polivinila plastificado, borracha butílica com enchimento de %negro de fumo+, dentre outros. Em geral, o fator de perda é menos sensível às variações de frequência do que o módulo dinâmico de elasticidade.

3.2. ABSORVEDORES DE VIBRAÇÃO

3.2.1. Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos

Estes dispositivos (contendo borrachas, neoprene, dentre outros elastoméricos), vêm sendo aplicados ao controle (redução) de vibrações em estruturas, durante muitas décadas, sendo uma ferramenta muito útil à engenharia. Em geral, os absorvedores são dispositivos simples que, quando conectados de forma adequada a uma estrutura, são capazes de promover a redução de suas vibrações de forma eficaz e, por conseqüência, em diversos casos, redução dos níveis de ruído, com a vantagem de não necessitarem de altos custos para sua implantação.

Um absorvedor dinâmico simples consiste de uma massa m_a na qual é fixado um material resiliente (material viscoelástico ou mola-amortecedor viscoso) e este fixado ao sistema primário. Por outro lado, o sistema primário, de massa m ou M , contém um outro elemento resiliente ligando-o à base rígida.

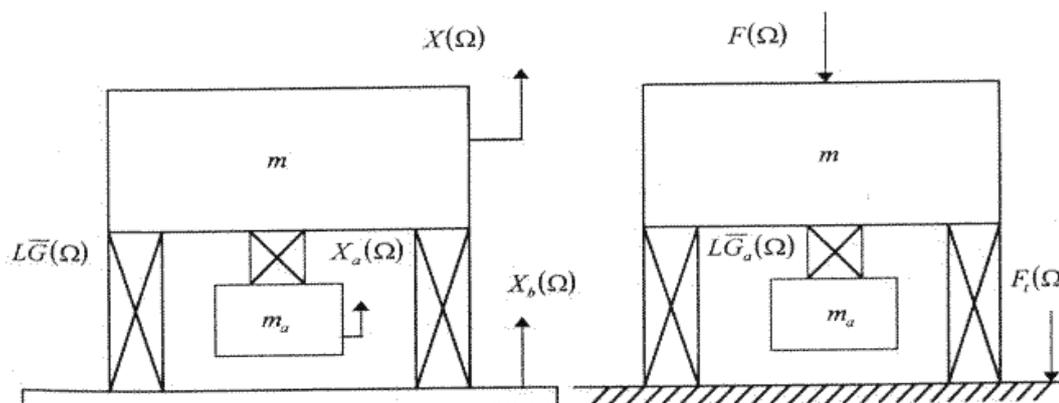


Figura 3.3. Relação de freqüências . Beta (adimensional) (BAVASTRI, 1997).

A resposta do sistema composto para uma excitação senoidal $F(\Omega)$ é dada pela Equação (3.1), cujo gráfico é mostrado a seguir, na Figura 3.4.

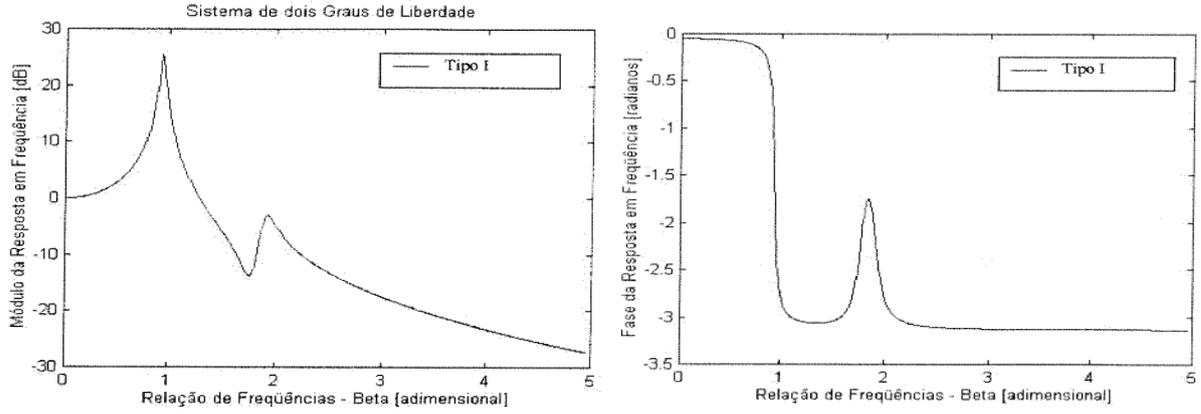


Figura 3.4. Esquema de um sistema com absorvedor dinâmico simples (BAVASTRI, 1997).

$$|H(\Omega)| = \sqrt{\frac{R_N^2 + I_N^2}{R_D^2 + I_D^2}} \quad \vartheta = \tan^{-1}\left(\frac{R_D I_N - R_N I_D}{R_N R_D - I_N I_D}\right) \quad (3.1)$$

As variáveis anteriores são discriminadas a seguir:

$$\begin{aligned} R_N &= r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2 \\ I_N &= r_a(\Omega)\alpha^2\eta_a(\Omega) \\ R_D &= (1 - \beta^2)(r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu - r_a(\Omega)\alpha^2\eta(\Omega)\eta_a(\Omega) \\ I_D &= (1 - \beta^2)(r_a(\Omega)\alpha^2\eta_a(\Omega)) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu\eta_a(\Omega) + (r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2)\eta(\Omega) \\ \alpha &= \frac{\Omega_a}{\Omega_n} \quad , \quad \beta = \frac{\Omega}{\Omega_n} \quad , \quad r_a(\Omega) = \frac{K_a(\Omega)}{K_a(\Omega_a)} = \frac{G_a(\Omega)}{G_a(\Omega_a)} \quad , \quad \mu = \frac{m_a}{m} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Sendo:

m_a - massa de um absorvedor, em kg;

m - massa de um sistema simples com 1 grau de liberdade (1GL), em kg;

Ω_a - frequência natural do absorvedor, em hz;

Ω - frequência variável, em hz;

Ω_1 - frequência natural de um sistema com 1 GL;

$K_a(\Omega)$ - rigidez do material elastomérico em função da frequência (Nm^{-1});

$K_a(\Omega_a)$ - rigidez do material viscoelástico na frequência natural do absorvedor (Nm^{-1});

$G_a(\Omega)$ - módulo de cisalhamento do material viscoelástico que faz parte do absorvedor (N/m^2);

$G_a(\Omega_a)$ - módulo de cisalhamento do material viscoelástico que faz parte do absorvedor na frequência natural deste sistema absorvedor (N/m^2).

A partir da Equação (3.1), dois procedimentos básicos para minimizar a resposta do sistema primário são:

- Utilizar a técnica dos pontos fixos;
- Utilizar técnicas de otimização não-linear.

a) Técnica dos Pontos Fixos (DEN HARTOG, 1985)

Ao desprezar o fator de perda ($\eta = 0$) do sistema principal, a resposta do sistema composto (primário mais absorvedor) medida no sistema primário para

diferentes valores de η_a (fator de perda de um material viscoelástico de um absorvedor simples), passarão sempre através de dois pontos bem definidos. Estes são conhecidos como pontos fixos. Na figura a seguir, mostra-se este fenômeno para os casos mais extremos, $\eta_a = 0$ e $\eta_a = \infty$, e para um material viscoelástico Tipo I. Mostra-se também, nesta figura, a resposta correspondente a um fator de perda genérico entre estes casos extremos ($\eta_a = 0,1$).

As expressões correspondentes para estes casos particulares, partindo-se da Equação (3.1) são, respectivamente:

$$|H_0(\Omega)|^2 = \frac{(r_a(\Omega) - \alpha^2 - \beta^2)^2}{[(1 - \beta^2)(r_a(\Omega) - \alpha^2 - \beta^2) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu]^2} \quad (3.3)$$

e

$$|H_\infty(\Omega)|^2 = \frac{1}{[1 - \beta^2(1 + \mu)]^2}$$

As interseções das curvas na figura a seguir representam os pontos fixos. As frequências correspondentes são denominadas Ω_A e Ω_B , tomando-se por convenção $\Omega_A < \Omega_B$.

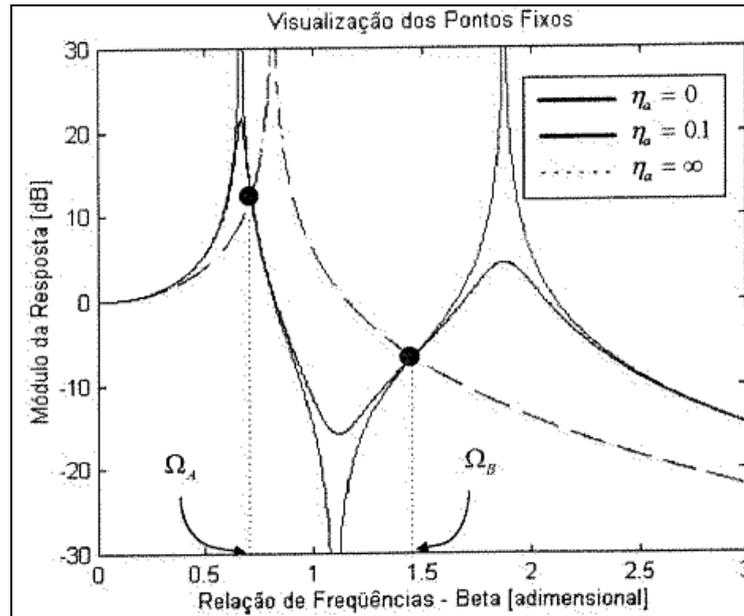


Figura 3.5. Pontos fixos para sistemas com dois graus de liberdade: Ω_A e Ω_B (BAVASTRI, 1997).

O valor mínimo do módulo da resposta, apresentado na Equação (3.4), é obtido quando os pontos fixos encontram-se na mesma altura e os picos de resposta passam o mais perto possível destes (DEN HARTOG, 1985).

$$H(\Omega) = \frac{r_a(\Omega)\alpha^2(1+i\eta_a(\Omega))-\beta^2}{\left[(-\beta^2+(1+i\eta(\Omega)))(1+i\eta_a(\Omega))r_a(\Omega)\alpha^2-\beta^2-(1+i\eta_a(\Omega))r_a(\Omega)\mu\alpha^2\beta^2\right]} \quad (3.4)$$

Para localizar estes pontos, parte-se da Equação (3.1) e procura-se uma relação (função de Ω) de forma que o módulo da resposta ao quadrado seja independente do fator de perda η_a .

Assim:

$$|H(\Omega)|^2 = \frac{A + B\eta_a^2(\Omega)}{C + D\eta_a^2(\Omega)} = \frac{B\left[A/B + \eta_a^2(\Omega)\right]}{D\left[C/D + \eta_a^2(\Omega)\right]} \quad (3.5)$$

Sendo estes parâmetros apresentados a seguir:

$$A = R_N^2 ; B = (I_N / \eta_a(\Omega))^2 ; C = R_D^2 ; D = (I_D / \eta_a(\Omega))^2$$

Para garantir a existência dos pontos fixos, adotou-se, nas expressões acima, o valor zero para $\eta(\Omega)$.

Para que a Equação (3.4) seja independente de η_a a seguinte relação deve ser satisfeita:

$$\frac{A}{B} = \frac{C}{D} \quad (3.6)$$

Desta relação, surge o seguinte polinômio em Ω :

$$(2 + \mu)\beta^4 - 2[1 + 1 + \mu r_a(\Omega)\alpha^2]\beta^2 + 2r_a(\Omega)\alpha^2 = 0 \quad (3.7)$$

A Equação (3.7) é geral, isto é, válida para qualquer elemento resiliente do absorvedor, já que o sistema primário foi escolhido para ser viscoelástico Tipo I ou mola-amortecedor viscoso. As raízes deste polinômio fornecerão as frequências Ω_A e Ω_B .

Através da técnica dos pontos fixos, é possível dimensionar-se absorvedores otimizados em relação à sintonização de frequência, ao amortecimento e à massa.

Outras expressões derivadas da Equação (3.1), importantes no processo de dimensionamento através da técnica dos pontos fixos, são apresentadas a seguir.

$$\alpha_{ot} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.8)$$

Sendo α_{ot} a sintonização otimizada para os absorvedores.

Na Equação (3.9), define-se a relação ótima para $\beta_{A,B}$, que é a relação entre as frequências naturais do sistema com 2 GL e a frequência natural do sistema principal.

$$\beta^2_{A,B} = \frac{1}{(1 + \mu)} \left[1 \pm \left[\frac{\mu}{2 + \mu} \right]^{1/2} \right] \quad (3.9)$$

Na Equação (3.10), é mostrado o valor do fator de amortecimento para um material viscoso ótimo para absorvedores atuantes via técnica dos pontos fixos, ξ_{aot} .

$$\xi_{aot} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \quad (3.10)$$

Na Equação (3.11) é mostrado o valor do fator de perda para um material viscoelástico do Tipo I otimizado para os absorvedores atuantes através da técnica dos pontos fixos.

$$\eta_{aot} = C_1 \delta_{2m}$$

$$C_1 = \left[\frac{10.5 - \alpha_{ot}^2(1 + \mu)}{10} \right] \left[\frac{1 - \beta_A(1 + \mu)^{1/2}}{\beta_B(1 + \mu)^{1/2} - 1} \right]^{1/2} \quad (3.11)$$

$$\delta_{2m} = \left[\frac{\mu(1+\mu)}{8} \right]^{1/2} \left\{ \beta_A \left[2 + \beta_A^2 (1+\mu) \right]^{1/2} + \beta_B \left[2 + \beta_B^2 (1+\mu) \right]^{1/2} \right\}$$

Na Equação (3.12) é mostrado o valor do fator de perda para um material viscoelástico do Tipo II otimizado para os absorvedores atuantes através da técnica dos pontos fixos.

$$\eta_{a_{ot}} = C_2 \delta_{2G} \quad C_2 = \left[\frac{10.5 - \alpha_{ot}^2 (1+\mu)}{10} \right] \left[\frac{1 - \beta_A (1+\mu)^{1/2}}{\beta_B (1+\mu)^{1/2} - 1} \right]^{1/2} \quad (3.12)$$

$$\delta_{2G} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \left[\frac{\mu}{2+\mu} \right]^{1/2} \left\{ \left[1 + \left(\frac{4+\mu}{2} \right) (1+\mu) \beta_A^2 \right]^{1/2} + \left[1 + \left(\frac{4+\mu}{2} \right) (1+\mu) \beta_B^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Através desta metodologia, chega-se às expressões mostradas a seguir, para o cálculo dos parâmetros equivalentes de absorvedores dinâmicos viscosos (amortecimento proporcional à velocidade de vibração).

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\left\{ \varepsilon_a^2 - \left[1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2 \right] \right\}}{\left[\varepsilon_a^2 - 1 \right]^2 + \left[2\xi_a \varepsilon_a \right]^2} \quad (3.13)$$

$$c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^4}{\left[\varepsilon_a^2 - 1 \right]^2 + \left[2\xi_a \varepsilon_a \right]^2}$$

Para os viscoelásticos, as expressões são dadas a seguir:

$$r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)} = \frac{\alpha\Omega}{\alpha\Omega_a} = \varepsilon_a$$

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\left\{ \varepsilon_a - \sqrt{1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \right\}}{[\varepsilon_a - 1]^2 + [2\xi_a \varepsilon_a]^2}$$

(3.14)

$$c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^3}{[\varepsilon_a - 1]^2 + [2\xi_a \varepsilon_a]^2}$$

A rigidez do absorvedor, $K(\Omega_a)$ pode ser calculada da seguinte forma:

$$K(\Omega_a) = LG(\Omega_a) \quad (3.15)$$

L é o fator de forma (em m) e é dado por $L = A:h$ (A é a área, em m^2 e h a espessura de cisalhamento, em m), considerando-se que o material viscoelástico estará sujeito apenas ao cisalhamento. A frequência natural dos absorvedores é dada por:

$$\Omega_{ai}^2 = \frac{K(\Omega_a)_i}{m_{ai}} = \frac{LG(\Omega_a)_i}{m_{ai}} \quad (\text{rad/s}) \quad (3.16)$$

sendo i a i -ésima frequência natural do sistema principal.

Pela técnica de DEN HARTOG, a razão de massas μ (massa do absorvedor dividida pela massa do sistema principal . m_a/m) é proposta entre 0,1 e 0,25.

b) Proposições Feitas por ESPÍNDOLA & SILVA à Técnica dos Pontos Fixos

ESPÍNDOLA & SILVA (1992), propõem o cálculo da massa dos absorvedores dinâmicos viscoelásticos através da via modal, ou seja, a partir dos autovetores ortonormalizados (normalizados a partir da matriz de massa) e o sistema composto (primário com absorvedores) modelado a partir dos parâmetros equivalentes generalizados, ou seja, em função das coordenadas do sistema primário somente.

A expressão, para o cálculo da massa dos absorvedores é dada a seguir.

$$\mu_j = \frac{\sum_{i=1}^p m_a \Phi_{k_i j}^2}{m_j} \quad (3.17)$$

p é o numero de absorvedores a serem utilizados e m_j é a massa modal.

Utiliza-se a mesma razão de massas para os absorvedores μ_j entre 0,1 e 0,25.

Parte-se, para a efetivação do cálculo da massa do absorvedor, da mesma razão de massas μ proposta pelo método de DEN HARTOG. O subíndice j significa a quantidade de modos a serem analisados. $\Phi_{k_i j}^2$ é o autovetor do sistema principal sem a inserção dos absorvedores e livre do amortecimento, ou seja, o sistema principal, para a extração dos parâmetros modais, se constitui em um sistema com j graus de liberdade e isento de amortecimento.

j varia de 1 a n , sendo n o número de graus de liberdade de fato computados (experimentalmente não é possível se extrair todos os n modos naturais do sistema principal).

Partindo-se das matrizes de massa ortonormalizadas, m_j será igual a 1 e o problema se resume a:

$$m_a = \frac{\mu_j}{\sum_{i=1}^p \Phi_{k_i j}^2} \tag{3.18}$$

A partir da massa, procede-se com o cálculo dos outros parâmetros do absorvedor tal como na técnica de DEN HARTOG.

As proposições de ESPÍNDOLA & SILVA (1992), baseiam-se no modelo de absorvedores dinâmicos viscosos fixados a sistemas com vários graus de liberdade. Os absorvedores com amortecimento viscoelástico são inseridos na estrutura a se reduzir as vibrações tal como o viscoso.

A figura a seguir mostra vários esquemas de uma viga engastada-livre com e sem a fixação de absorvedores viscoelásticos e viscosos.

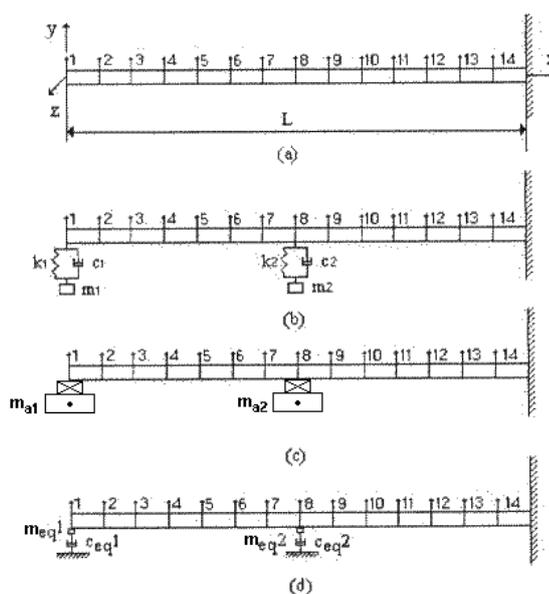


Figura 3.6. Viga engastada-livre. a) sem absorvedor b) com absorvedor viscoso c) com absorvedor viscoelástico e d) parâmetros equivalentes generalizados (adaptado de BAVASTRI, 1997).

c) Projeto de Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos Cilíndricos

Partindo-se das frequências naturais dos absorvedores a serem fixados no sistema principal, calculadas pela técnica dos pontos fixos na Equação (3.16) ou através de métodos de otimização não-linear, entra-se com os valores calculados para estas frequências em gráficos levantados com dados experimentais sobre os elementos viscoelásticos que poderão ser utilizados na confecção dos absorvedores.

Estes diagramas são denominados nomogramas reduzidos de temperatura e expressam as propriedades dinâmicas de materiais elastoméricos em função da frequência e da temperatura.

Em tais gráficos, para se obter o módulo dinâmico de cisalhamento (G), em MPa, e o fator de perda adimensional (η), correspondentes a 10 Hz e 273 K (Kelvin), por exemplo, deve-se ler a frequência de 10 Hz na escala do lado direito e proceder horizontalmente até a linha de temperatura de 273 K. Então, deve-se encaminhar o ponto verticalmente para a interseção destas curvas ao longo das linhas de frequência reduzida. Finalmente, deve-se proceder na horizontal destas interseções até a escala da esquerda para ler o valor de 20,4 MPa para o módulo real, 17 MPa para o módulo imaginário e 1,20 para o fator de perda (JOHNSON, 2001). Em certos casos é de difícil visualização a diferença entre estes dois módulos, tendo que os gráficos serem gerados sem marcadores indicativos dos pontos, o que não ocorre no gráfico da Figura 3.7.

O diagrama desta figura demonstra o descrito no parágrafo anterior, para o material viscoelástico DYAD 601, o mesmo que será utilizado nos cálculos deste trabalho, visto que este elastômero possui proteção contra os malefícios da

exposição a ambientes abertos, tais como intempéries, ozônio, graxas e óleos e adapta-se bem às variações de temperatura ambiente.

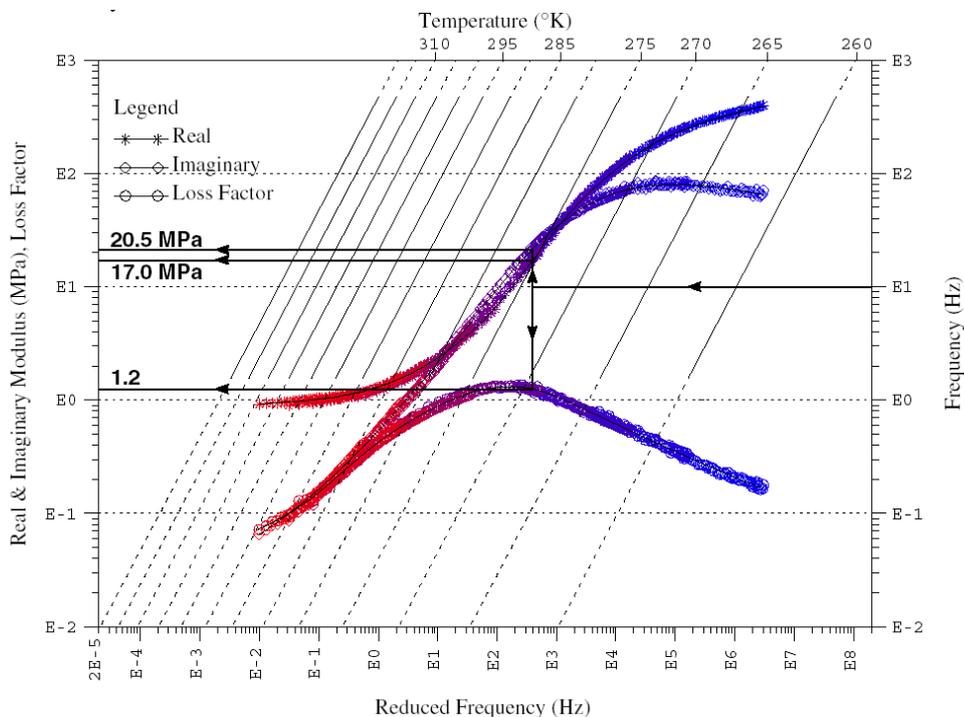


Figura 3.7. Nomograma dinâmico em função da temperatura para o viscoelástico DYAD 601c (JOHNSON, 2001).

Com massa, rigidez e fator de perda definidos, encontra-se o fator de forma do material viscoelástico utilizando-se a Equação (3.16).

Dada a espessura do material elastomérico (em m), padronizada pelos fabricantes das mantas destes elastômeros, juntamente com o fator de forma L (também em m), pode-se calcular a área de cisalhamento (A) necessária para reproduzir as características dinâmicas dos absorvedores na redução das vibrações do sistema principal. A expressão para este cálculo é dada a seguir:

$$A = L h \quad (\text{m}^2) \quad (3.19)$$

Dependendo das características físicas e dinâmicas do sistema principal, tais como massa, dimensões e frequência natural, o tamanho dos absorvedores pode variar, sendo em geral, pequenos, o que torna dificultosa a construção dos mesmos. Pode-se, então realizar um aumento da área A , mantendo-se a frequência natural dos absorvedores.

A alteração citada pode ser feita com o uso de várias camadas de materiais viscoelásticos associadas em série, o que gera uma rigidez equivalente (K_T), dada pela seguinte equação:

$$K_T = \frac{1}{1/K + 1/K + \dots + 1/K} = \frac{K}{n_G}, \quad (\text{N/m}) \quad (3.20)$$

sendo n_G o número de camadas associadas em série.

O fator de forma L também é alterado de n_G , sendo L_1 o fator de forma resultante da utilização de multicamadas de elastômeros, este pode ser dado por:

$$L_1 = L/n_G \quad (\text{m}) \quad (3.21)$$

Deve-se, no entanto, conservar o valor inicial L para que a frequência natural do absorvedor permaneça como calculado pela técnica dos pontos fixos ou por otimização não-linear. Introduce-se, então, a variável L_2 , que sustentará o valor inicial L no projeto do absorvedor.

$$L_2 = 4L_1 = L \quad (\text{m}) \quad (3.22)$$

Como a espessura do material elastomérico será, se preciso for, aumentada de n_G vezes, a nova espessura do elastômero h_1 será dada por:

$$h_1 = n_G h \quad (m) \quad (3.23)$$

e a nova área cisalhante A_1 do absorvedor será:

$$A_1 = \frac{A h_1}{h} = \frac{A n_G h}{h} = A n_G \quad (m^2) \quad (3.24)$$

A forma do absorvedor a ser utilizada será a aludida por BAVASTRI (1997). Este dispositivo é apresentado na Figura 3.8. Neste, um núcleo metálico é envolvido pelas camadas de material viscoelástico e estas por um anel de aço, que representa a massa do absorvedor m_a .

A diferença entre a metodologia pesquisada e a proposta para este trabalho reside no metal que constitui o núcleo. BAVASTRI (1997) sugere que este componente deva ser construído em alumínio, pelo fato de minimizar a massa do núcleo, que não contribui para a inércia do absorvedor.

No caso dos absorvedores fixados na estrutura externa do reator, o núcleo será constituído em aço estrutural. O motivo para esta alteração de material reside nas condições ambientes não serem favoráveis à utilização de alumínio no componente citado (intempéries, exposição ao ozônio) podendo provocar corrosão do núcleo e diminuindo a vida útil do absorvedor e principalmente em função da geração do fenômeno de pilha galvânica, formada entre o alumínio e o aço, que torna a degradação do alumínio mais rápida.

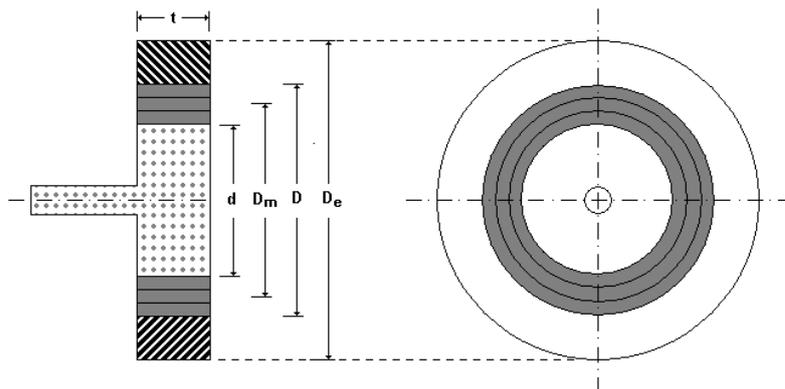


Figura 3.8. Proposta de absorvedor dinâmico viscoelástico (BAVASTRI, 1997).

Para promover melhor troca térmica entre o material elastomérico e o ar ambiente, uma alteração na disposição das camadas de elastômero é proposta por BAVASTRI. É importante salientar que os vazios existentes nesta nova disposição tornam as camadas viscoelásticas menos sujeitas às variações de temperatura, que modificam fortemente as propriedades dinâmicas dos poliméricos.

Com tais características, o absorvedor não perderá sua eficiência máxima, ou seja, reduzirá os níveis de vibração do sistema principal tal como calculado, não saindo do ponto ótimo de projeto.

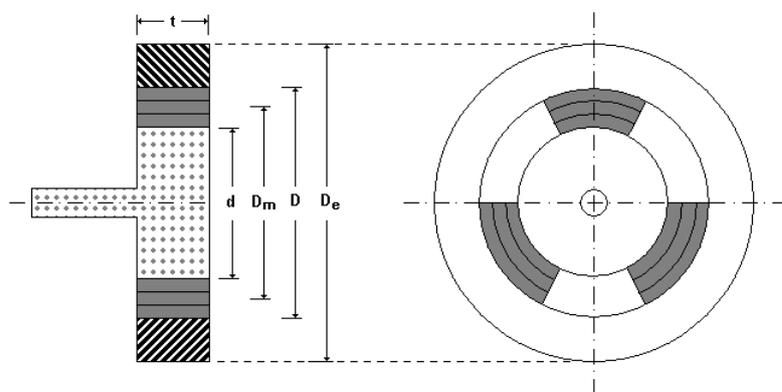


Figura 3.9. Proposta alternativa de absorvedor dinâmico viscoelástico (BAVASTRI, 1997).

Os parâmetros D_m , D e D_e (diâmetro médio, diâmetro interior do anel que proporciona a massa do absorvedor e diâmetro externo, respectivamente), mostrados nas Figuras 3.8 e 3.9, são calculados através das expressões a seguir.

$$D_m = d + n_G h \quad (\text{m}) \quad (3.25)$$

$$D = D_m + n_G h \quad (\text{m}) \quad (3.26)$$

$$D_e = 2 \left(\frac{m_a / \rho}{\pi t} + \frac{D^2}{4} \right)^{1/2} \quad (\text{m}) \quad (3.27)$$

Sendo:

m_a - massa do absorvedor (kg);

ρ - massa específica do anel do absorvedor (kg/m^3);

t - comprimento do anel do absorvedor (m).

A área de cisalhamento, sem vazios, será:

$$A_T = \pi D_a t \quad (\text{m}^2) \quad (3.28)$$

Porém, a área de cisalhamento necessária para que a frequência natural do absorvedor seja reproduzida, é A_1 , logo, a área a extrair, A_e , é dada por:

$$A_e = A_T - A_1 \quad (\text{m}^2) \quad (3.29)$$

Em relação à área total de cisalhamento (A_T), em termos percentuais, a área a ser extraída (A_e) é dada por:

$$A_e = \left(\frac{A_T - A_1}{A_T} \right) \times 100 \quad (\%) \quad (3.30)$$

Os absorvedores calculados neste trabalho levam em consideração a área A_1 e a proposta apresentada na Figura 3.9.

3.3. ABSORVEDORES APLICADOS AOS TRANSFORMADORES

Em estudos desenvolvidos e aplicados com sucesso em transformadores, nos quais são provocados efeitos semelhantes ao verificado em reatores elétricos trifásicos (vibração na carcaça da estrutura pelo efeito eletro-magnético no núcleo dos equipamentos citados), verificou-se a eficácia da aplicação dos absorvedores viscoelásticos na redução do fenômeno vibratório presente na carcaça de transformadores.

A frequência principal de excitação, nestes casos, é igual a verificada nos reatores elétricos, ou seja, 120 Hz (FILLIPIN et al, 2003b).

O desenho dos absorvedores calculados para atuarem na frequência de 120 e 240 Hz, na estrutura externa de um transformador de 1000 kg, é apresentado a seguir, bem como o sistema principal com os absorvedores dinâmicos viscoelásticos fixados em sua carcaça exterior.

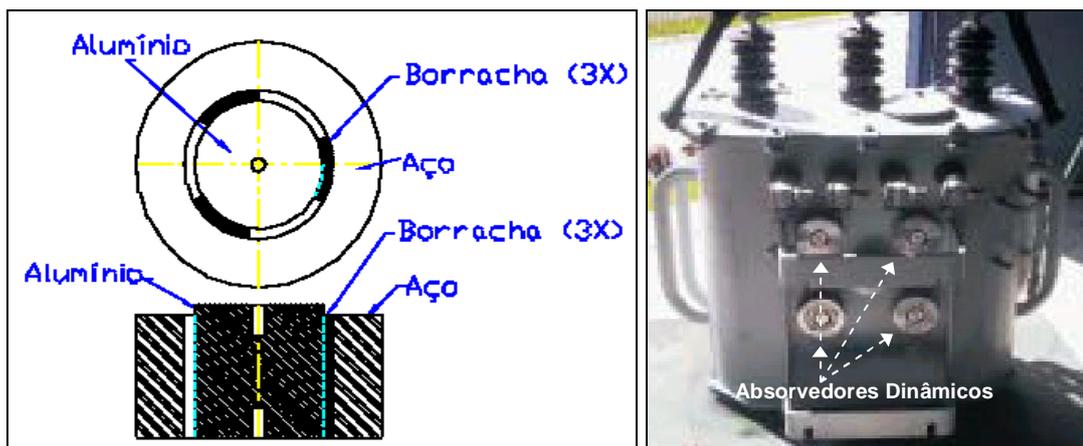


Figura 3.10. Esquema de absorvedor dinâmico viscoelástico (esquerda) e sua aplicação no transformador (direita) (FILLIPIN et al, 2003b).



Figura 3.11. Absorvedor sintonizado em 120 (à esquerda) e 240 Hz (à direita) (FILLIPIN et al, 2003b).

Como pode ser visto nas figuras a seguir, os níveis de vibração obtidos nas funções de resposta em frequência (FRF_{ϕ}) são bem elevados, quando comparados às FRF_{ϕ} do transformador sem a inserção dos absorvedores. Estes níveis podem ser traduzidos em redução de ruído, visto que a geração deste último depende diretamente da intensidade da vibração na estrutura, ou seja, da velocidade das partículas de ar no entorno das chaparias vibrantes do sistema principal.

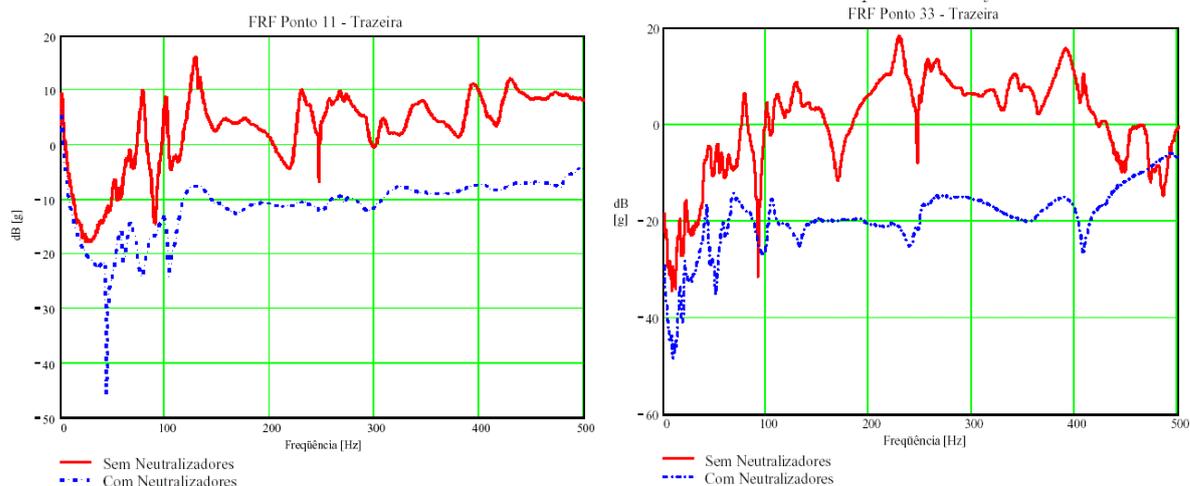


Figura 3.12. FRF em pontos distintos do transformador (FILLIPIN et al, 2003b).

Para melhor entendimento do que foi citado no parágrafo anterior, é apresentada a Equação (3.31), que demonstra a expressão para o cálculo da potência sonora, em watt, emitida por uma placa finita. Nesta, a relação entre velocidade de vibração e ruído gerado pela referida oscilação é dada por (GERGES, 2000).

$$W = S\rho c_s \left\langle \overline{V^2} \right\rangle \sigma_{rad} \tag{3.31}$$

A equação anterior, em termos de nível de potência sonora (NWS, em dB), pode ser escrita na forma:

$$NWS = 20 \log V + 10 \log S + 10 \log \sigma_{rad} + 146,2 \tag{3.32}$$

sendo

- S - área total da superfície da estrutura (em m^2);
- ρ - massa específica do meio (em kg/m^3);
- c_s - velocidade do som (em m/s);
- $\langle \overline{V^2} \rangle$ - velocidade média quadrática das vibrações do sistema em espaço e tempo (em m^2/s^2);
- σ_{rad} - eficiência de radiação. $\sigma_{rad} \cong 1$ nas altas frequências, quando $f > nc/2L_e$, sendo n o índice modal (inteiro) e L_e o comprimento da estrutura (em m).

Uma redução de velocidade de vibração em 50% fornece uma atenuação de 6 dB no NWS, enquanto que uma redução equivalente da área vibrante da placa gera uma queda de 3 dB neste mesmo nível.

Portanto, das equações de potência absoluta e em dB, anteriormente apresentadas, conclui-se que é preferível trabalhar com elementos que reduzam o nível de vibração das chapas externas do reator, o que aponta para o uso de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico, visto que o problema de vibração existente nas chapas do reator decorre do fenômeno de ressonância estrutural, motivo pelo qual é recomendado tal dispositivo de controle.

CAPÍTULO 4: MODELAGEM NUMÉRICA DA AÇÃO DE ABSORVEDORES FIXADOS EM SISTEMAS SIMPLES

4.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE AS MODELAGENS

Para aplicar os conceitos sobre o dimensionamento de absorvedores dinâmicos viscoelásticos, demonstrados no capítulo anterior, fez-se uso de sistemas simples, como uma viga engastada-livre e uma chapa apoiada nas extremidades e demonstrados os resultados numéricos obtidos. Estes modelos foram escolhidos pois os mesmos possuem formulações já desenvolvidas e de fácil utilização.

A fim de avaliar o comportamento destes dois sistemas, com e sem a fixação de absorvedores dinâmicos, utilizou-se um procedimento numérico, o Método de Elementos Finitos (MEF) através do programa ANSYS 6.0. As modelagens foram implementadas neste *software*, devido aos seus algoritmos terem eficiência elevada, tanto na análise modal, para obter o modelo dinâmico das estruturas, fundamental nos cálculos dos absorvedores, quanto na análise harmônica, necessária para excitar os sistemas onde se faz necessário a utilização de tais dispositivos secundários.

4.1.1. Análises Numéricas com o Programa ANSYS 6.0

a) Análise Modal

As equações básicas em uma análise modal, sem a consideração da matriz de amortecimento, constituem um problema de autosolução, que é um mecanismo de cálculo dos autovalores e autovetores associados, dados pela expressão abaixo:

$$[K]\{\phi_i\} = \omega_i^2 [M]\{\phi_i\} \quad (4.1)$$

sendo

$[K]$ a matriz de rigidez do sistema;

$\{\phi_i\}$ o vetor da forma modal do modo i ou autovetor;

ω_i a frequência natural circular do modo i , onde ω_i^2 é o autovalor;

$[M]$ a matriz de massa do sistema.

O *software* ANSYS possui diversos algoritmos para obter o modelo dinâmico de estruturas. Alguns dos mais utilizados são:

- Método do Subespaço;
- Bloco de Lanczos;
- Energia Dinâmica;
- Método Reduzido;

- Método Assimétrico;
- Método Amortecido.

A seguir é descrito sucintamente o método do Bloco de Lanczos, utilizado neste trabalho para a extração modal de todos os sistemas.

O método do Bloco de Lanczos de extração de autovalores é aceitável para problemas simétricos e de grandes quantias de nós. Tipicamente, este mecanismo de solução é aplicável para o tipo de problemas solucionáveis pelo método do subespaço, porém, com uma taxa de convergência mais rápida.

Um bloco denominado algoritmo de Lanczos, é a base teórica do mecanismo de autosolução. Este método emprega uma estratégia automatizada, de troca combinada, para extrair o número de autovalores (freqüências naturais do sistema) requisitados.

Detalhes teóricos adicionais do método clássico de Lanczos podem ser encontrados em RAJAKUMAR & ROGERS (apud SWANSON, 1996).

O uso do método do Bloco de Lanczos para a resolução de problemas maiores (com cerca de cem mil graus de liberdade, por exemplo) pode requerer uma quantia de memória computacional significativa. Um grande número de equações de restrição é gerado, conduzindo a arquivos grandes.

A tabela a seguir estabelece uma comparação entre quatro métodos de extração modais muito utilizados dentro da plataforma ANSYS.

Tabela 4.1. Características de métodos de extração modais disponíveis no programa ANSYS.

Método de Solução	APLICAÇÃO	Memória Requerida (A-Alta, M-Média, B-Baixa)	Espaço em Disco Requerido (A-Alto, M-Médio, B-Baixo)
Subespaço	<p>Serve para encontrar alguns modos (cerca de quarenta) de modelos grandes.</p> <p>É recomendado quando o modelo consiste de um sólido bem moldado e elementos do tipo casca.</p> <p>Trabalha bem quando se possui memória limitada.</p>	B	A
Bloco de Lanczos	<p>Serve para encontrar muitos modos (quarenta ou mais) de modelos grandes.</p> <p>É recomendado quando o modelo consiste de um sólido mal moldado e elementos do tipo casca ou a combinação de elementos do tipo casca e sólidos.</p> <p>Trabalha mais rápido, porém, requer cerca de 50% a mais de memória do que o método do subespaço.</p>	M	B
Energia Dinâmica	<p>Serve para encontrar poucos modos (cerca de vinte) de modelos grandes.</p> <p>É recomendado quando se quer processamento rápido de autovalores de modelos com mais de 100 mil GL.</p> <p>Em modelos onde a discretização é grosseira, as frequências são aproximadas.</p>	A	B
Reduzido	<p>Encontra todos os modos (modelos com menos de 10 mil GL). Pode ser utilizado para encontrar alguns modos (cerca de quarenta) de modelos maiores com a seleção de 1 GL mestre. A precisão da frequência depende da seleção deste.</p>	B	B

b) Análise Harmônica

Para obter as funções de resposta em frequência (FRFs) de receptância, ou seja, deslocamento dividido pela força, excitam-se os sistemas a serem analisados com uma força tendo frequência variável dentro da faixa que contém os modos obtidos na análise modal.

Para obter o valor puro do deslocamento, em função da frequência, foram utilizadas, em todas as modelagens, forças unitárias, ou seja, de 1 N.

Com a execução desta análise, podem ser desenhados os gráficos de deslocamento em função da frequência e assim serem comparados os comportamentos de todos os sistemas com e sem a inserção de absorvedores. Outra vantagem desta análise é que a mesma fornece as formas de vibrar das estruturas em qualquer frequência dentro da faixa de análise.

No programa ANSYS, existem três métodos existentes para a solução do problema de excitação harmônica: o método completo, o reduzido e o da superposição modal.

O método completo resolve o problema forçado para sistemas, considerando todos os seus graus de liberdade, de translação ou de rotação, variando os passos de carga em uma faixa de frequência pré-determinada pelo usuário.

Durante a solução, este procedimento resolve o problema de autovalor e autovetor, para fornecer a resposta harmônica dos sistemas nas regiões de ressonância (caso existam frequências naturais na faixa frequência de análise), onde ocorrem amplificações consideráveis nas vibrações, por este motivo esta análise requer um custo computacional elevado.

O método reduzido é uma adaptação do completo. A diferença básica reside no fato de este procedimento considerar apenas o grau mestre de liberdade, que é a direção preferencial de solução, rebaixando as dimensões das matrizes contendo as propriedades dinâmicas dos sistemas analisados e simplificando os cálculos numéricos, o que reduz bastante o tempo de processamento.

O método da superposição modal é um procedimento um pouco mais trabalhoso, porém, de resultados precisos e bem rápidos. Para executar este método, deve-se inicialmente calcular o modelo modal da estrutura a ser analisada por um método que não leve em consideração o amortecimento modal, tal como o método do Bloco de Lanczos, por exemplo. Com o modelo modal calculado, deve-se expandi-lo, ou seja, obter os coeficientes de participação modal, que fazem com que a solução harmônica tenha validade dentro de toda a faixa de frequência de análise.

A superposição modal baseia-se exatamente nos coeficientes de participação modal para gerar uma resposta harmônica dentro da faixa a ser estudada. Para que se analise com correção toda esta, recomenda-se que a frequência máxima de excitação harmônica da estrutura seja, pelo menos, 50% maior que a frequência do último modo presente dentro deste limite. Isto é feito com o intuito de se obter os resíduos superiores presentes nas FRFs de receptância. Os resíduos consideram a influência dos modos de ordem superior e inferior nos modos a serem analisados.

Com a expansão modal realizada, pode-se analisar harmonicamente a estrutura, o que requer mínimo tempo de processamento, o menor de todos os três métodos citados.

4.1.2. Tipos de Elementos Finitos Utilizados nas Modelagens

Para modelar numericamente a viga e a chapa, com e sem a fixação dos absorvedores, foram aplicados quatro tipos de elementos finitos: o elemento de casca (*SHELL63*), para gerar os modelos contendo chapas metálicas, o elemento de viga (*BEAM3*), para criar os modelos numéricos da viga simplesmente apoiada, o elemento mola amortecedor viscoso (*COMBIN14*) para inserir no sistema algumas condições de apoio e as propriedades dinâmicas de amortecimento e rigidez calculadas para os absorvedores e o elemento massa (*MASS21*), para a inserção dos elementos inerciais dos absorvedores (m_a).

Algumas importantes propriedades dos elementos citados anteriormente são apresentadas a seguir.

O elemento de casca *SHELL63* pode ser quadrangular ou triangular e tem capacidade de obter cargas de flexão e de membrana. Cargas no plano da chapa e na direção normal são permitidos. Este elemento tem seis graus de liberdade em cada nó (local onde a solução numérica é exata) que são translações e rotações em x , y e z . Neste elemento, é necessária a inserção da espessura em cada nó para a definição do volume. Na figura a seguir, pode-se observar o elemento descrito.

As propriedades físicas e mecânicas utilizadas na análise modal, para este elemento são: módulo de elasticidade longitudinal, densidade e coeficiente de Poisson secundário do material constituinte do modelo.

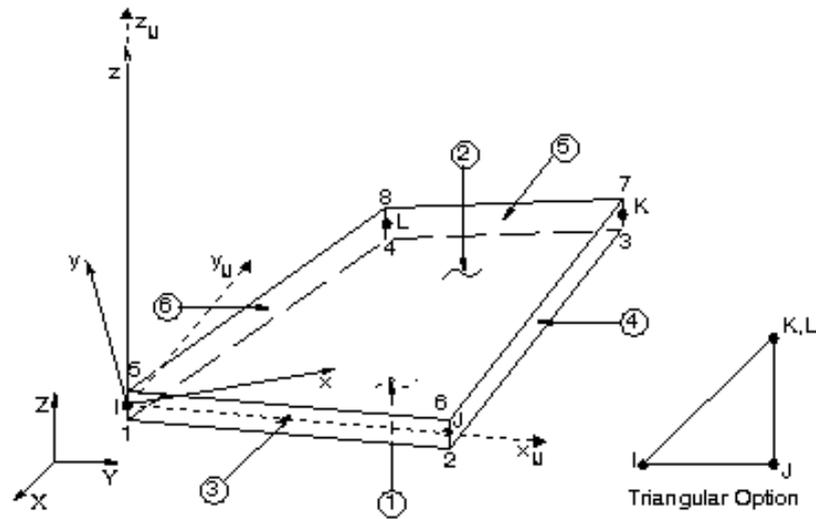


Figura 4.1. Elemento SHELL63 utilizado nas modelagens.

O elemento *BEAM3* é do tipo uniaxial, tendo capacidade de adquirir cargas de tração, compressão e flexão. Este elemento tem três graus de liberdade em cada nó, que são as direções nodais *x* e *y* e a rotação sobre o eixo nodal *z*. A figura a seguir mostra este elemento.

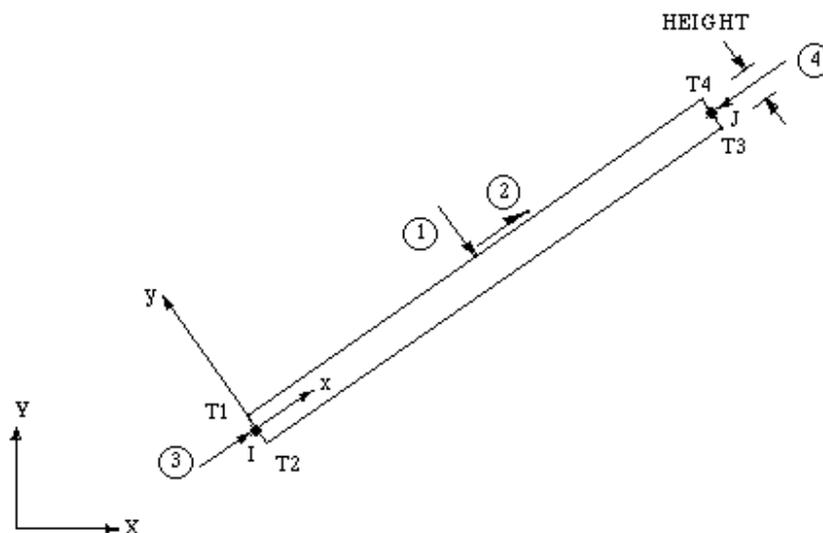


Figura 4.2. Elemento do tipo BEAM3.

É necessária a inserção de constantes reais, tais como área da seção transversal, altura e momento de inércia da viga.

O elemento de viga *BEAM3* pode ser quadrangular ou triangular e tem capacidade de obter cargas de flexão e de membrana.

As propriedades físicas e mecânicas utilizadas na análise modal para este elemento são: módulo de elasticidade longitudinal, densidade e coeficiente de Poisson secundário do material constituinte do modelo.

O elemento *COMBIN14*, mola com absorvedor viscoso em paralelo, é definido por dois nós, uma constante de mola (k) e os coeficientes de amortecimento c_{v1} e c_{v2} . As propriedades de amortecimento não são utilizadas nas análises estáticas e modais não-amortecidas. A constante longitudinal do elemento mola deve ter unidades de força por comprimento. As unidades de coeficiente de amortecimento devem ser força multiplicada pelo tempo e dividida pelo comprimento. O amortecimento do elemento *COMBIN14* contribui somente com seus coeficientes na matriz de amortecimento estrutural.

A força de amortecimento (F_a) é definida como:

$$F_a = \frac{-c_v du_x}{dt} \quad (4.2)$$

Sendo du_x/dt a variação da velocidade de excitação com o tempo e c_v o coeficiente de amortecimento resultante dado por:

$$c_v = (c_{v1}) + (c_{v2})V \quad (4.3)$$

v é a velocidade previamente calculada nos processos iterativos de passo de carga.

O primeiro coeficiente de amortecimento, c_{v1} , é constante e será o utilizado nos absorvedores neste trabalho calculados, visto que a montagem dos mesmos não prevê variação no amortecimento viscoelástico. O segundo coeficiente de amortecimento, c_{v2} , é utilizado para produzir efeito de amortecimento não-linear em algumas configurações fluidicas e não será utilizado.

A geometria, as localizações nodais e o sistema de coordenadas para este elemento, são mostrados a seguir.

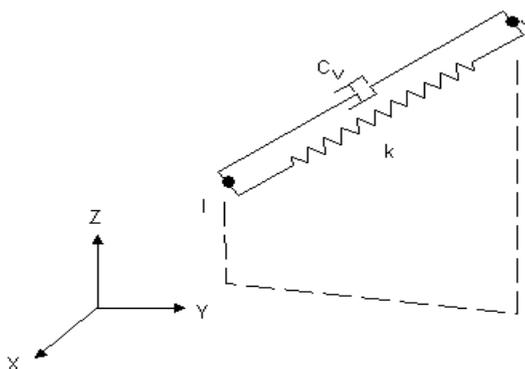


Figura 4.3. Elemento *COMBIN14*.

O elemento de massa (*MASS21*) é um elemento pontual tendo seis graus de liberdade nas direções nodais x , y , e z e rotações sobre estes três eixos nodais. A informação inercial deve ser inserida em cada eixo.

Este elemento é definido como um nó simples, com componentes concentradas de massa nas direções das coordenadas do elemento. A figura a seguir mostra o referido elemento.

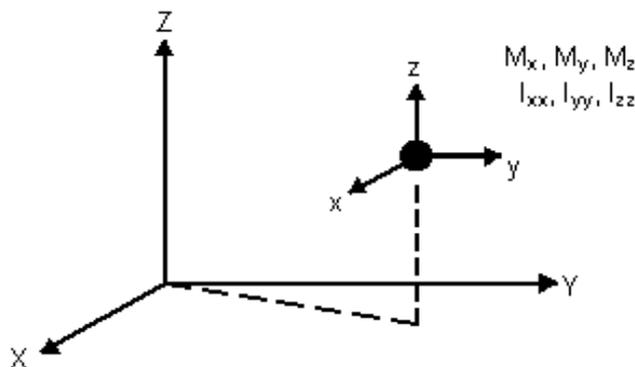


Figura 4.4. Elemento MASS21.

4.2. MODELAGEM DE VIGA ENGASTADA-LIVRE COM E SEM FIXAÇÃO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS

Para testar a metodologia de cálculo de absorvedores a serem fixados em sistemas principais, através da metodologia de ESPÍNDOLA & SILVA (1992), inicialmente se utilizou uma viga engastada-livre por simplicidade de obtenção das formas modais, execução dos cálculos e inserção dos absorvedores.

São inseridos no ANSYS, em fase de pré-processamento, as coordenadas de cada extremidade da viga, através de dois *keypoints* (pontos de base). Em seguida, unem-se estes através de uma linha. Depois disso, é necessário inserir os valores do momento de inércia, área da seção transversal e altura do perfil da viga. A próxima fase é listar as propriedades do material da viga (aço-carbono), as quais são: módulo de elasticidade longitudinal (E) e coeficiente de Poisson (γ -PRXY).

Também é dado de entrada para os cálculos o tipo de elemento a ser utilizado (*BEAM3*). Os parâmetros de entrada da viga são apresentados na tabela a seguir.

Tabela 4.2. Informações utilizadas na análise modal numérica da viga.

Dados da viga engastada-livre	
Comprimento (m)	0,813
Altura (m)	0,127
Largura (m)	0,254
Área da seção transversal (m ²)	3,2258 x 10 ⁻⁴
Momento de inércia (m ⁴)	4,3357 x 10 ⁻⁹
Massa (kg)	2,054
Densidade (kg/m ³)	7,8 x 10 ³
Módulo de elasticidade transversal (MPa)	2,07 x 10 ⁵
Coefficiente de Poisson secundário	0,3
Número de nós	15
Número de elementos	14

Depois, é realizada a discretização do modelo (divisão em elementos), adaptando o número de divisões da malha de acordo com o ensaio utilizado. Geralmente, o número de elementos deve ser superior a menor variação geométrica da viga, o que proporciona uma resposta mais precisa e melhor representativa da realidade do fenômeno estudado. O ideal é ir se refinando a discretização até que os resultados dos cálculos convirjam para um valor comum. Deve-se dar importância à quantidade de elementos. Quanto mais estes forem utilizados, mais tempo de processamento será necessário na solução das modelagens.

Após esta etapa, são inseridas as condições de contorno de deslocamento nos nós das extremidades da viga, restringindo os seis graus de liberdade (translação em x, y e z e rotação nestes eixos) para o nó da esquerda e nenhuma restrição no nó da direita.

Ainda em etapa de solução, seleciona-se o método de resolução do problema, que é o Bloco de Lanczos, inserindo-se a faixa de frequência de análise e o número de modos de vibração a serem extraídos pelo programa simultaneamente, dando, o *software* ANSYS, prioridade à faixa de frequência solicitada para a solução.

Depois desta etapa, inicia-se o cálculo das freqüências naturais e formas modais da viga. A seguir é demonstrado o procedimento de construção da viga no *software* ANSYS.

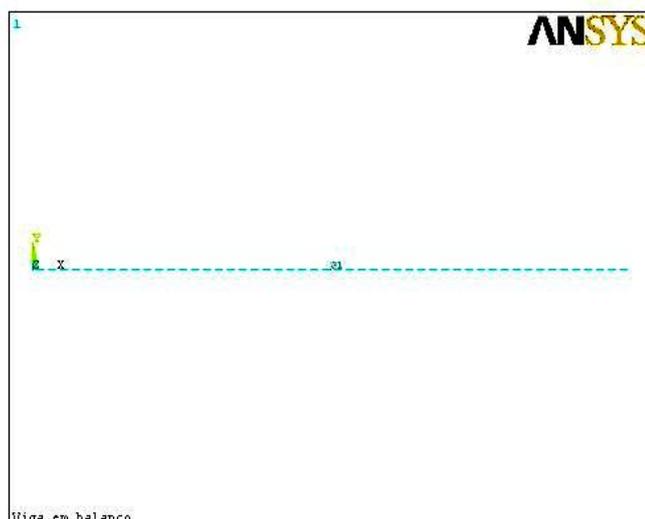


Figura 4.5. Modelo de elementos finitos da viga sem absorvedor.

As freqüências naturais para várias configurações de viga são dadas pela expressão a seguir:

$$f_n = \frac{A_f}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{mL_v^3}} \quad (\text{Hz}) \quad (4.4)$$

Sendo para a viga:

E - módulo de elasticidade longitudinal (N/m²);

I - momento de inércia de área (m⁴);

m - massa (em kg);

L_v - comprimento longitudinal (vão) (m);

A_f - coeficiente, em função da condição de fixação (Figura 4.6);

π - constante 3,1416.

	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4
Engastada - Livre (Cantiléver)	 A = 3.52	 A = 22.4	 A = 61.7	 A = 121.0
Bi-Apoiada	 A = 9.87	 A = 39.5	 A = 88.9	 A = 158
Bi-Engastada	 A = 22.4	 A = 61.7	 A = 121	 A = 200
Livre-Livre	 A = 22.4	 A = 61.7	 A = 121	 A = 200
Apoiada-Engastada	 A = 15.4	 A = 50.0	 A = 104	 A = 178
Apoiada-Livre	 A = 15.4	 A = 50.0	 A = 104	 A = 178

Figura 4.6. Condições de fixação de vigas e seus coeficientes (Traduzido de BROCH, 1980).

4.2.1. Resultados das Modelagens da Viga sem Absorvedor

São apresentados a seguir os resultados das modelagens numéricas no software ANSYS na Figura 4.7. e na Tabela 4.3.

Tabela 4.3. Resultados dos cálculos para a viga engastada-livre.

Modo	Freq. Natural Analítica	Freq. Natural Numérica
1	15,975 Hz	15,989 Hz
2	101,659 Hz	100,173 Hz
3	280,017 Hz	280,376 Hz

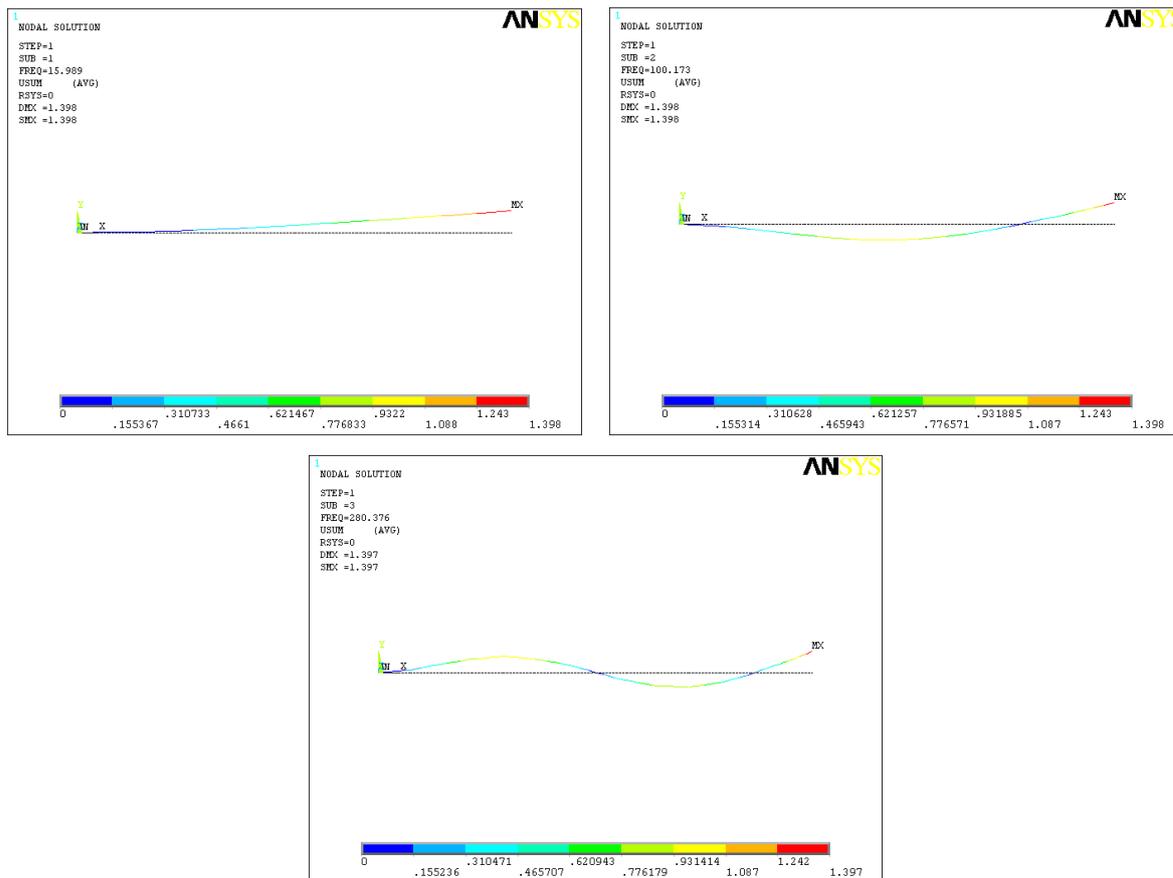


Figura 4.7. Três primeiras formas modais transversais da viga engastada-livre.

Com o modelo modal definido, procede-se a análise harmônica com força unitária aplicada na extremidade na faixa de frequência necessária para excitar os modos requeridos. Este ponto foi escolhido pois assim são excitados todos os modos transversais da viga dentro da faixa de frequência de análise. A extremidade livre da viga não apresenta, em nenhum dos seus modos de vibração transversais, um ponto nodal, ou nó (ponto onde a deformação modal é nula). A seguir é apresentada a FRF de receptância pontual, ou seja, com o ponto de excitação da força coincidindo com o da resposta, obtida a partir desta análise.

A receptância de referência adotada foi de 10^{-12} m/N. Para realizar-se a conversão de amplitude utilizou-se a expressão a seguir:

$$R \text{ (dB)} = 20 \log \left(\frac{R}{R_{\text{ref}}} \right) \quad (4.5)$$

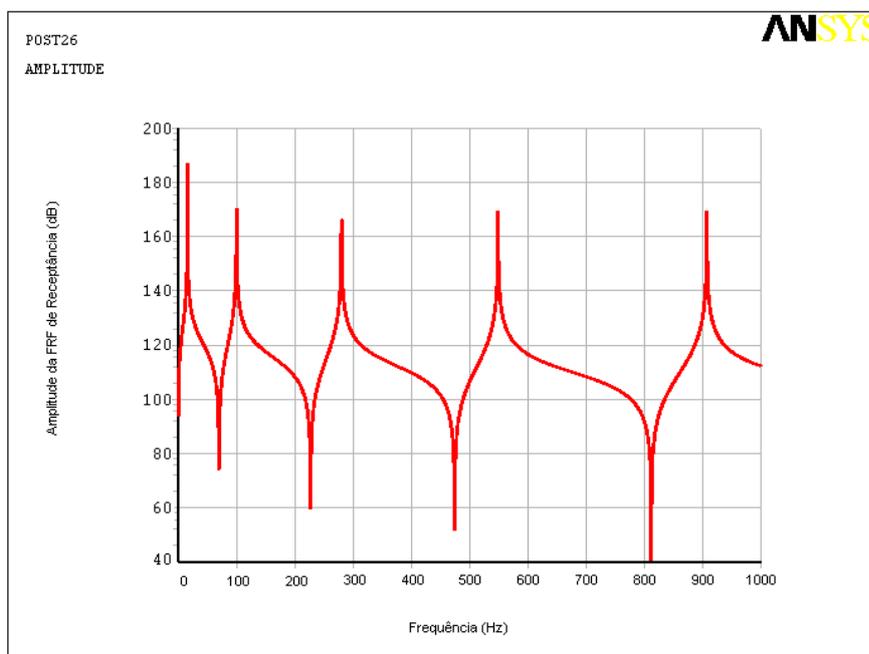


Figura 4.8. FRF de receptância pontual para os 5 primeiros modos transversais da viga.

4.2.2. Resultados das Modelagens da Viga com Absorvedor

A partir do modelo modal, procede-se com o dimensionamento dos absorvedores como descrito no Capítulo 3. No ANEXO 2, é apresentada uma rotina computacional, escrita em linguagem MATLAB, para o cálculo completo de absorvedores com amortecimento viscoso e viscoelástico através da metodologia de ESPÍNDOLA & SILVA (1992).

a) Controle das Vibrações da Viga em Ressonância na 1ª Frequência Natural

Foi realizado o controle do primeiro modo na extremidade livre da viga (ponto de máxima amplitude de vibração) com absorvedores viscoso e viscoelástico através das duas técnicas citadas neste trabalho.

Para o método de ESPÍNDOLA & SILVA (1992), necessitou-se do vetor modal ortonormalizado (normalizado pela matriz de massa - $\{\psi\} = \{\phi\}/[M]^{1/2}$) para o cálculo da massa do absorvedor. Este vetor é mostrado a seguir, na Tab. 4.4.

Tabela 4.4. Vetor Modal Ortonormalizado $\{\psi\}$ para a viga engastada-livre.

Nó	$\{\psi\}_1$ É 1º	$\{\psi\}_2$ É 2º modo	$\{\psi\}_3$ É 3º modo
1	0,00000	0,00000	0,00000
2	0,01213	-0,06963	0,17885
3	0,04688	-0,24289	0,55414
4	0,10178	-0,46738	0,90334
5	0,17440	-0,69387	1,05830
6	0,26233	-0,87903	0,93714
7	0,36320	-0,98821	0,55815
8	0,47475	-0,99771	0,02822
9	0,59483	-0,89611	-0,49299
10	0,72144	-0,68435	-0,84291
11	0,85278	-0,37447	-0,90494
12	0,98727	0,01305	-0,64125
13	1,12360	0,45316	-0,09828
14	1,26080	0,92109	0,61861
15	1,39830	1,39780	1,39710

As Tabelas 4.5 e 4.6 mostram, respectivamente, os parâmetros utilizados nos cálculos e os resultados obtidos para ambos os métodos. Na Figura 4.9 apresentam-se detalhes dos modelos gerados no programa ANSYS. Na Figura 4.10, mostra-se a

superposição das amplitudes, em dB, na extremidade da viga, com e sem absorvedores fixados.

Tabela 4.5. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.

ESPÍNDOLA & SILVA	
Frequência natural da viga (f_1)	15,989 Hz
Massa da viga (M)	2,054 kg
Razão de massas (μ)	0,1
Vetor modal ($\{\phi\}$)	$\{\psi\}_1$ nó 15 (máxima amplitude) - 1,3983

Tabela 4.6. Resultados obtidos para os métodos de ESPÍNDOLA & SILVA & SILVA.

ESPÍNDOLA & SILVA		
	Modelo Viscoso	Modelo Viscoelástico
m_a (kg)	0,051145	-
K_a (N/m)	426,6	-
C_a (Ns/m)	1,7249	-
m_{eq} (kg)	-	0,072846
C_{eq} (Ns/m)	-	9,92

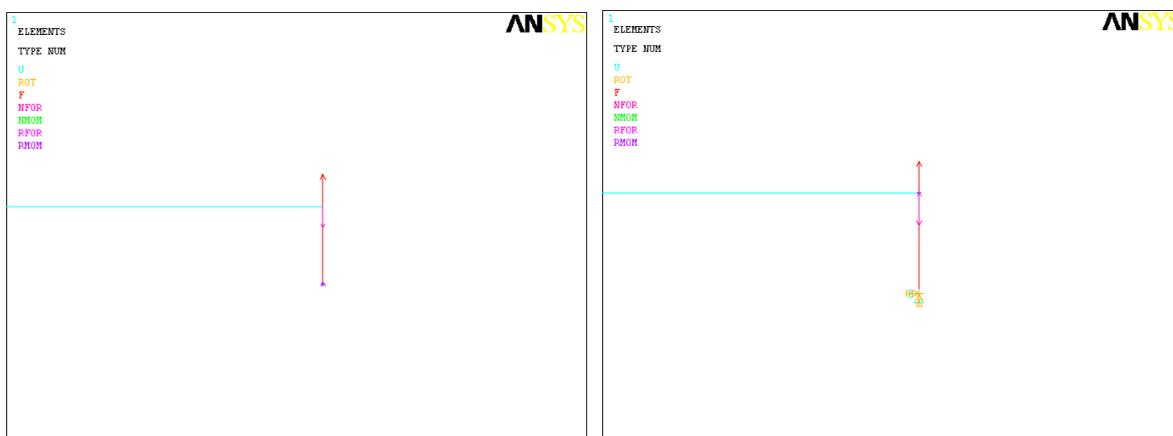


Figura 4.9. Detalhe da fixação dos absorvedores modelos viscoso (esquerda) e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados (direita).

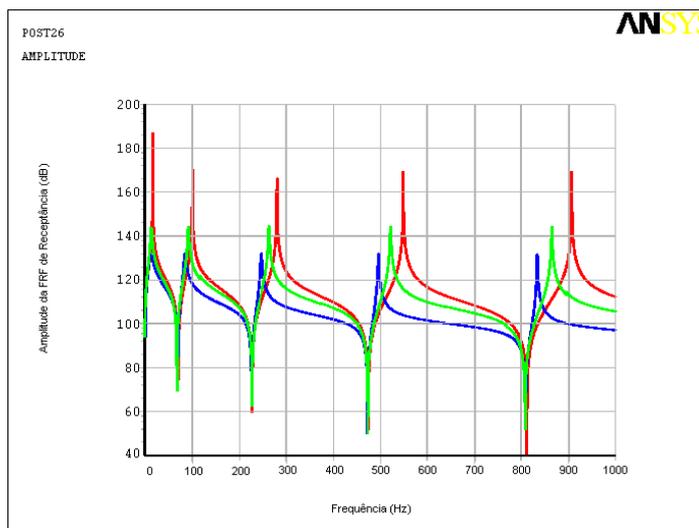


Figura 4.10. Amplitudes, em dB, sem absorvedor (vermelho), com absorvedor viscoso (azul) e viscoelástico (verde) para o modelo de ESPÍNDOLA & SILVA.

Na Figura 4.11 são mostradas as respostas forçadas do sistema composto (viga + absorvedor) para os modelos viscoso e viscoelástico calculadas pelo método aplicado neste trabalho.

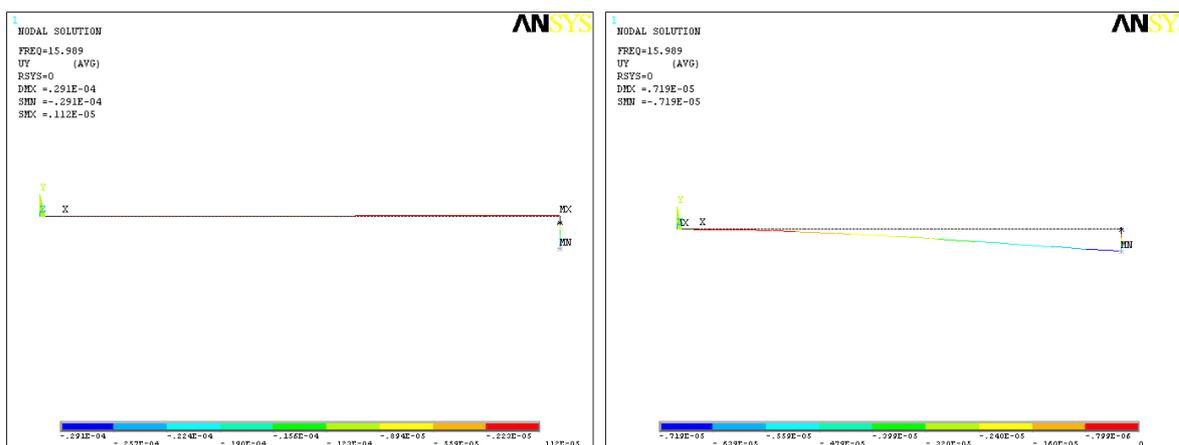


Figura 4.11. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA (viscoso à esquerda e viscoelástico à direita).

b) Controle das Vibrações da Viga em Ressonância na 2ª Frequência Natural

Foi realizado o controle do segundo modo da viga através da técnica de ESPÍNDOLA & SILVA, utilizando dois absorvedores idênticos fixados nas posições 8 e 15, onde foram verificadas as máximas amplitudes modais. Utilizaram-se os amortecimentos viscoso e viscoelástico.

As Tabelas 4.7 e 4.8 mostram, respectivamente, os parâmetros de entrada utilizados nos cálculos e resultados obtidos para ambas as metodologias. Na Figura 4.12 apresentam-se detalhes dos modelos criados no programa ANSYS. Na Figura 4.13, a superposição das amplitudes, em dB, com e sem a fixação dos absorvedores na viga.

Tabela 4.7. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.

	ESPÍNDOLA & SILVA
Frequência natural da viga (f_2)	100,173 Hz
Massa da viga (M)	2,054 kg
Razão de massas (μ)	0,1
Vetor modal ($\{\phi\}$)	$\{\psi\}_1$ nó 8 (máxima amplitude) $\rightarrow -0,99771$ $\{\psi\}_1$ nó 15 (máxima amplitude) $\rightarrow 1,3978$

Tabela 4.8. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

	ESPÍNDOLA & SILVA	
	Modelo Viscoso	Modelo Viscoelástico
m_a (kg)	0,051181	-
K_a (N/m)	16.756,00	-
C_a (Ns/m)	10,814	-
m_{eq} (kg)	-	0,072939
C_{eq} (Ns/m)	-	62,193

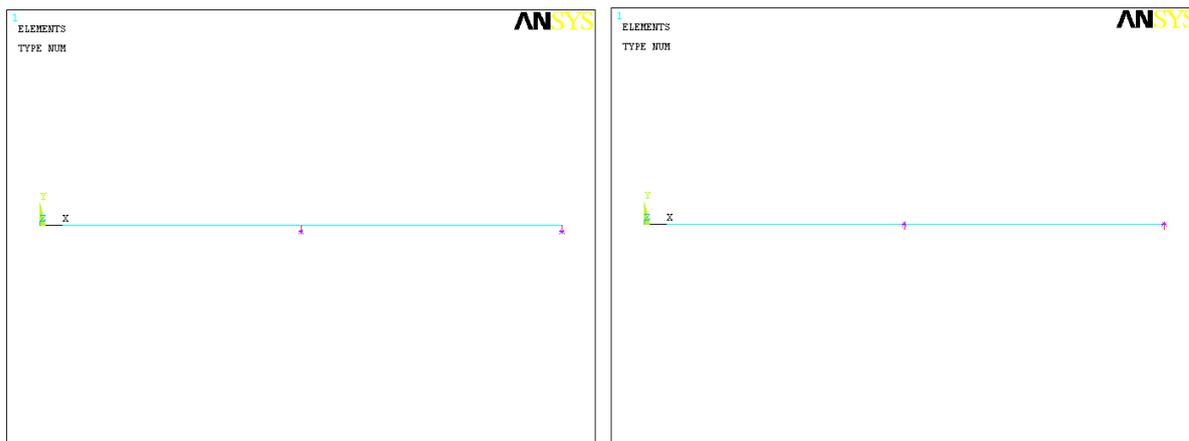


Figura 4.12. Viga com os absorvedores nela fixados, modelos viscoso (esquerda) e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados (direita).

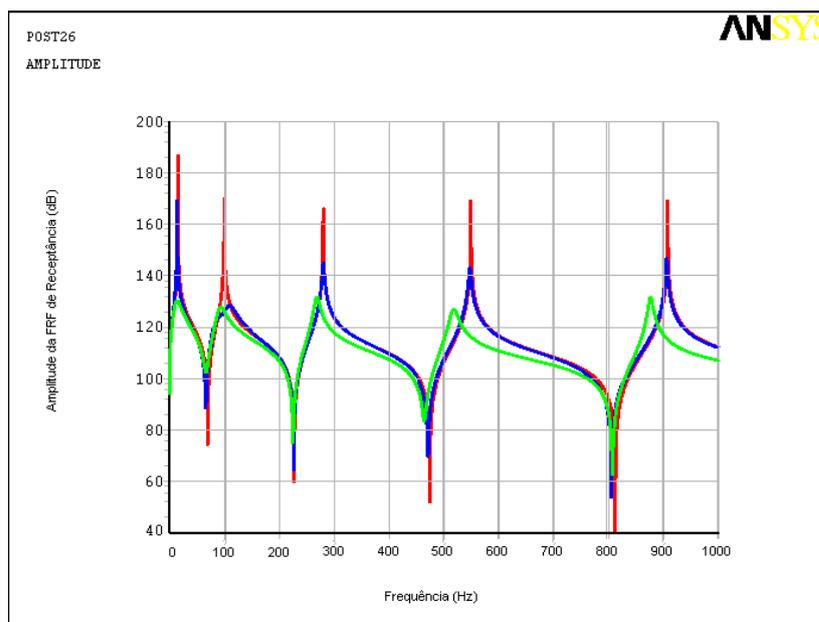


Figura 4.13. Amplitudes, em dB, sem absorvedor (vermelho), com absorvedor viscoso (azul) e viscoelástico (verde) para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

Na Figura 4.14 é mostrada a resposta forçada do sistema composto (viga + absorvedor) calculada para os modelos viscoso e viscoelástico.

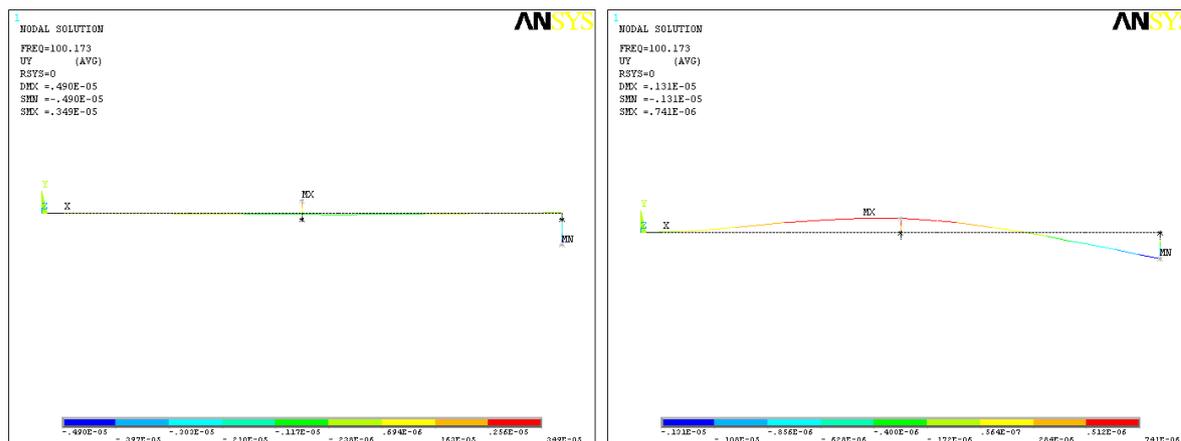


Figura 4.14. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA (viscoso à esquerda e viscoelástico à direita).

c) Controle das Vibrações da Viga em Ressonância na 3ª Frequência Natural

Também foi executado o controle do terceiro modo da viga através da técnica de ESPÍNDOLA & SILVA, utilizando três absorvedores idênticos fixados nas posições 5, 11 e 15, onde foram verificadas as máximas amplitudes modais. Foram utilizados os amortecimentos viscoso e viscoelástico.

As Tabelas 4.9 e 4.10 mostram, respectivamente, os parâmetros de entrada utilizados nos cálculos e resultados obtidos para ambas as metodologias. Na Figura 4.15 apresentam-se detalhes dos modelos criados no programa ANSYS, na Figura 4.16, a superposição das amplitudes, em dB, com e sem a fixação dos absorvedores na viga.

Tabela 4.9. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.

ESPÍNDOLA & SILVA	
Frequência natural da viga (f_3)	280,376 Hz
Massa da viga (M)	2,054 kg
Razão de massas (μ)	0,1
Vetor modal ($\{\phi\}$)	$\{\psi\}_1$ nó 5 (máxima amplitude) \rightarrow 1,0583 $\{\psi\}_1$ nó 11 (máxima amplitude) \rightarrow -0,90494 $\{\psi\}_1$ nó 15 (máxima amplitude) \rightarrow 1,3971

Tabela 4.10. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

	ESPÍNDOLA & SILVA	
	Modelo Viscoso	Modelo Viscoelástico
m_a (kg)	0,051232	-
K_a (N/m)	131.410,00	-
C_a (Ns/m)	30,299	-
m_{eq} (kg)	-	0,073012
C_{eq} (Ns/m)	-	174,25

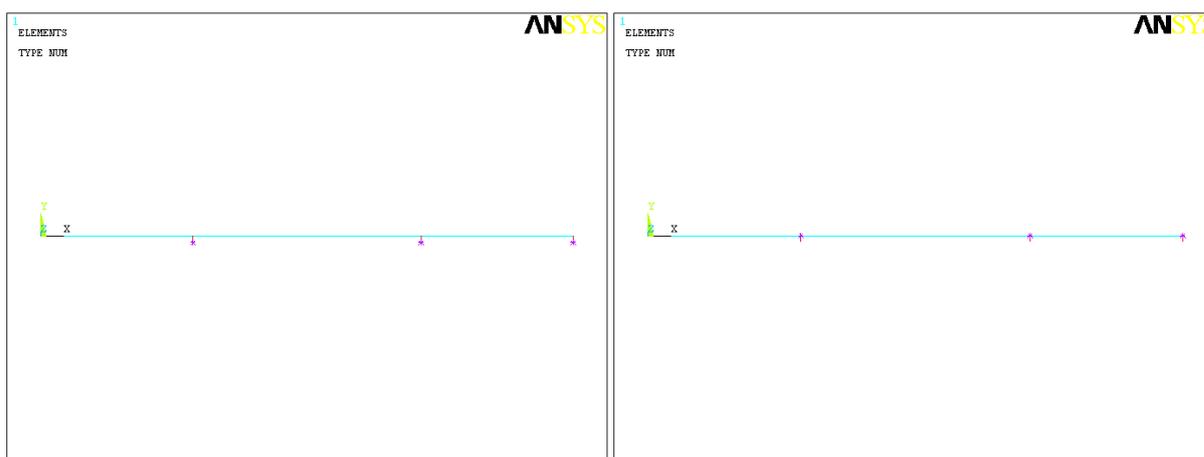


Figura 4.15. Viga com os absorvedores nela fixados, modelos viscoso (esquerda) e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados (direita).

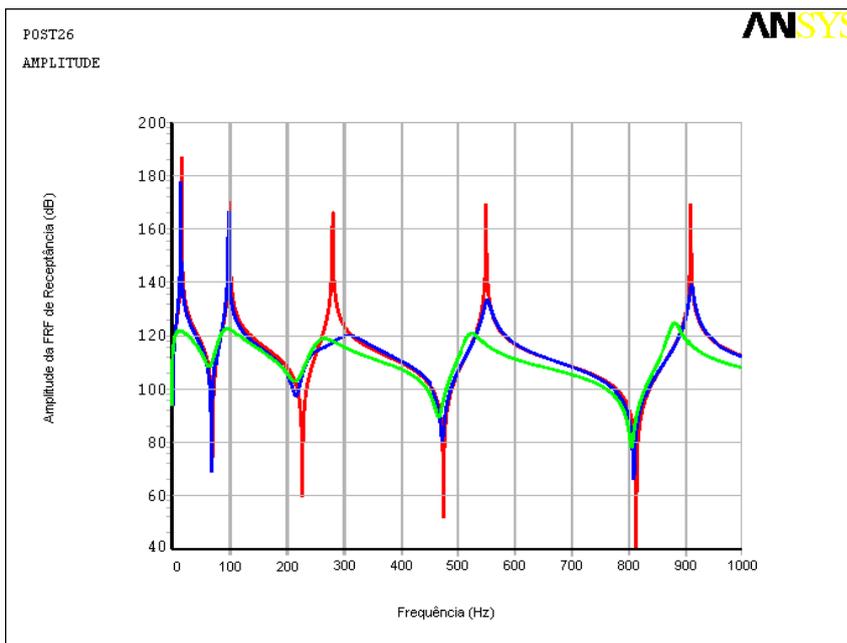


Figura 4.16. Amplitudes, em dB, sem absorvedor (vermelho), com absorvedor viscoso (azul) e viscoelástico (verde) para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

Na Figura 4.17 é mostrada a resposta forçada do sistema composto (viga + absorvedor) calculada para os modelos viscoso e viscoelástico.

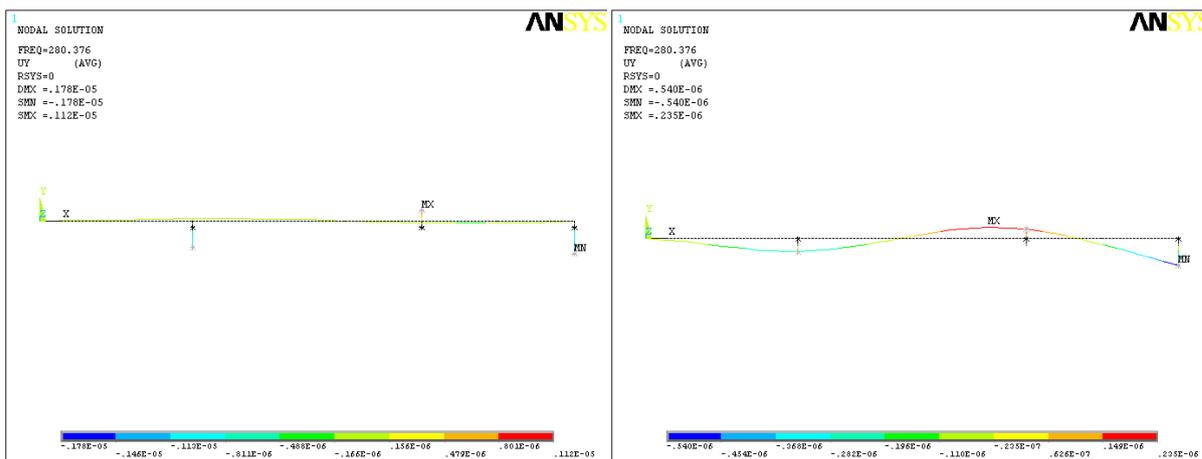


Figura 4.17. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA (viscoso à esquerda e viscoelástico à direita).

O controle dos três primeiros modos de vibração transversal da viga engastada livre, executado principalmente através da metodologia de ESPÍNDOLA & SILVA, foi bem sucedida no que tange à redução em dB dos níveis de vibração quando estes modos são excitados por uma força harmônica de 1 N.

As reduções nos níveis de vibração alcançaram valores médios de 45 dB para os três modos controlados em cada sintonia dos absorvedores. Estas diminuições traduzir-se-ão em menores níveis de emissão de ruído nas bandas de frequência em que os absorvedores atuarão, com a atenuante de que o amortecimento viscoelástico promove um controle mais eficaz na banda projetada de ação destes dispositivos de redução de vibrações.

O método de DEN HARTOG não foi utilizado para o controle dos modos da viga, pois a metodologia deste não contempla, de maneira explícita, a utilização de absorvedores dinâmicos para o controle de vibrações com mais de dois graus de liberdade, ao contrário da proposta de ESPÍNDOLA & SILVA, que permite mais claramente esta aplicação.

4.3. MODELAGEM DE CHAPA APOIADA NAS EXTREMIDADES COM E SEM FIXAÇÃO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS

As modelagens neste item realizadas referem-se aos modos transversais de vibração de uma chapa apoiada nas extremidades, para a qual vale a equação apresentada por LEISSA (1993), utilizada para a determinação das frequências naturais e formas modais da referida placa.

Na modelagem, em fase de pré-processamento, é criado um retângulo com as coordenadas de cada extremidade da chapa. Depois disso, é necessário inserir os valores da espessura da chapa nos nós das extremidades. A próxima fase é listar as propriedades do material da viga (aço-carbono), as quais são: módulo de elasticidade longitudinal (E) e coeficiente de Poisson (ν -PRXY).

Também é dado de entrada para os cálculos o tipo de elemento a ser utilizado (*SHELL63*). Os parâmetros de entrada da chapa são apresentados na tabela a seguir.

Tabela 4.11. Informações utilizadas na análise modal numérica da chapa.

Dados utilizados no cálculo das frequências naturais da chapa	
Comprimento (m)	0,800
Largura (m)	0,600
Espessura (m)	0,003175 (1/8")
Massa (kg)	11,887
Densidade (kg/m^3)	$7,8 \times 10^3$
Módulo de elasticidade transversal (MPa)	$2,07 \times 10^5$
Coeficiente de Poisson secundário	0,3
Número de nós	169
Número de elementos	144

Depois, é realizada a discretização do modelo (divisão em elementos), adaptando o número de divisões da malha de acordo com o ensaio utilizado.

Após esta etapa, são inseridas as condições de contorno de deslocamento nos nós das extremidades da chapa, restringindo os deslocamentos verticais nas bordas da placa (restrição de translação em z).

Ainda em etapa de solução, seleciona-se o método de resolução do problema, que é o Bloco de Lanczos, inserindo-se a faixa de frequência de análise e

o número de modos de vibração a serem extraídos pelo programa. Depois desta etapa, inicia-se o cálculo das frequências naturais e formas modais da chapa. A seguir é demonstrado o procedimento de construção da placa no software ANSYS.

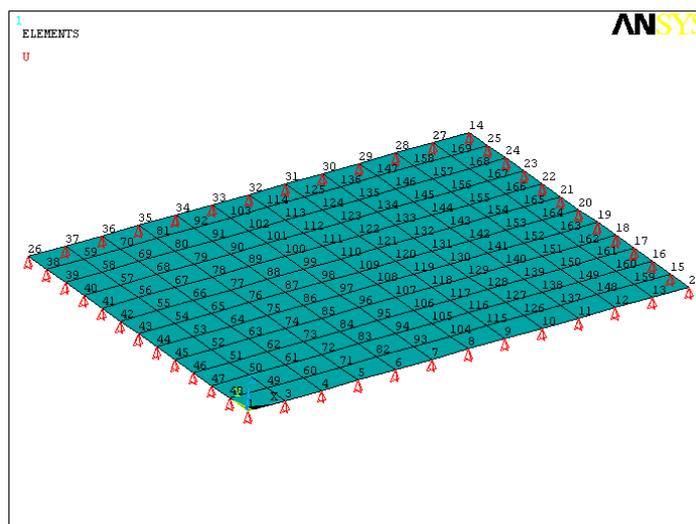


Figura 4.18. Modelo de elementos finitos da chapa sem absorvedor.

As frequências naturais para várias configurações de chapa são dadas pela expressão a seguir apresentada por LEISSA (1993).

$$f_{m,n} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}} \left(\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right) \quad (\text{Hz}) \quad (4.5)$$

Sendo, para a chapa:

E - módulo de elasticidade longitudinal (N/m²);

h - espessura da placa (m);

ρ - massa específica da placa (kg/m³);

ν - coeficiente de Poisson;

m, n - índices modais correspondentes aos eixos x e y da placa, com m e n iguais a 1,2,3,...;

a,b - comprimentos dos lados da chapa (m).

4.3.1. Resultados das Modelagens da Chapa sem Absorvedor

São apresentados a seguir os resultados das modelagens numéricas no software ANSYS nas Figuras. 4.19 e Tabela 4.12.

Tabela 4.12. Resultados dos cálculos para a chapa apoiada.

Modo	Freq. Natural Analítica	Freq. Natural Numérica
1	33,745 Hz	33,670 Hz
5	134,979 Hz	133,844 Hz

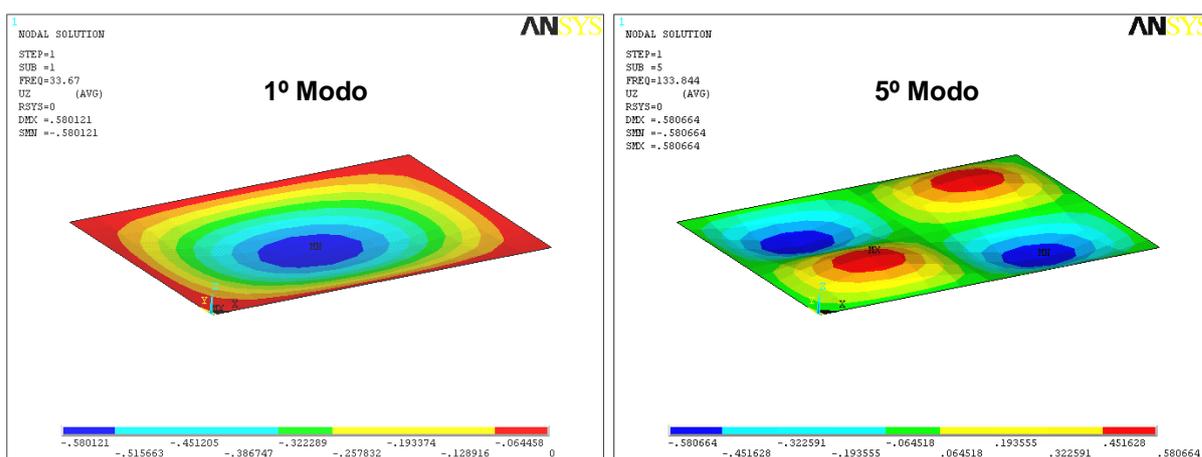


Figura 4.19. Formas modais transversais da chapa empregadas no cálculo dos absorvedores dinâmicos.

Com o modelo modal definido, procede-se a análise harmônica com força unitária aplicada nos pontos de máxima amplitude dos modos. Para o primeiro modo, o centro da chapa foi escolhido para esta excitação, pois deforma perfeitamente a primeira forma de vibrar da placa, já para o quinto modo, quatro pontos foram escolhidos (nós 73, 79, 139 e 145), um em cada amplitude da chapa, obedecendo ao sinal da amplitude, ora com força de +1 N (nos picos em vermelho na Figura 4.19 à direita) ora -1 N (nos vales em azul nesta mesma figura).

A seguir é apresentada a FRF de receptância pontual (excitação e resposta medidas no nó 73) em dB, (curva em vermelho) e a de transferência (curva em verde e com menor quantidade de anti-ressonâncias), com excitação no nó 73 e resposta medida no nó 79.

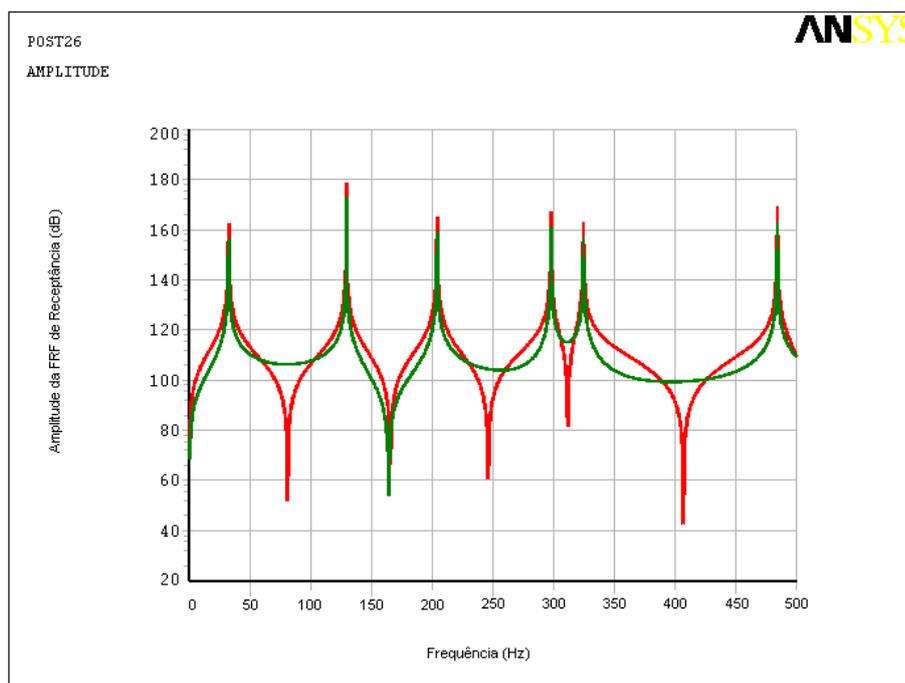


Figura 4.20. FRF de receptância pontual e de transferência para modos transversais da chapa.

4.3.2. Resultados das Modelagens da Chapa com Absorvedor

Procedimento análogo ao da viga engastada-livre foi aplicado à placa, com a única diferença que a técnica utilizada foi somente a de ESPÍNDOLA & SILVA, já direcionando o trabalho para a metodologia que será a aplicada em elementos do reator.

a) Controle das Vibrações da Chapa em Ressonância na 1ª Frequência Natural

Foi realizado o controle do primeiro modo no centro da chapa, nó 109 da Figura 4.18 (ponto de máxima amplitude de vibração neste modo) com absorvedores viscoso e viscoelástico. O vetor modal ortonormalizado necessário ao cálculo da massa do absorvedor não será mostrado, pois o modelo é composto de muitos nós e geraria uma tabela de grandes dimensões.

As Tabelas 4.13 e 4.14 mostram, respectivamente, os parâmetros de entrada utilizados nos cálculos e os resultados obtidos. Na Figura 4.21 apresentam-se detalhes dos modelos criados no programa ANSYS e na Figura 4.22, a superposição das amplitudes de vibração, em dB, no centro da chapa, com e sem os absorvedores fixados à placa.

Tabela 4.13. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.

Frequência natural da chapa (f_1)	33,87 Hz
Massa da placa (M)	11,8872 kg
Razão de massas (μ)	0,1
Vetor modal ($\{\phi\}$)	$\{\psi\}_1$ nó 109 (máxima amplitude) \rightarrow 0,580121

Tabela 4.14. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

	Modelo Viscoso	Modelo Viscoelástico
m_a (kg)	0,29714	-
K_a (N/m)	10.991,00	-
C_a (Ns/m)	21,103	-
m_{eq} (kg)	-	0,42346
C_{eq} (Ns/m)	-	121,37

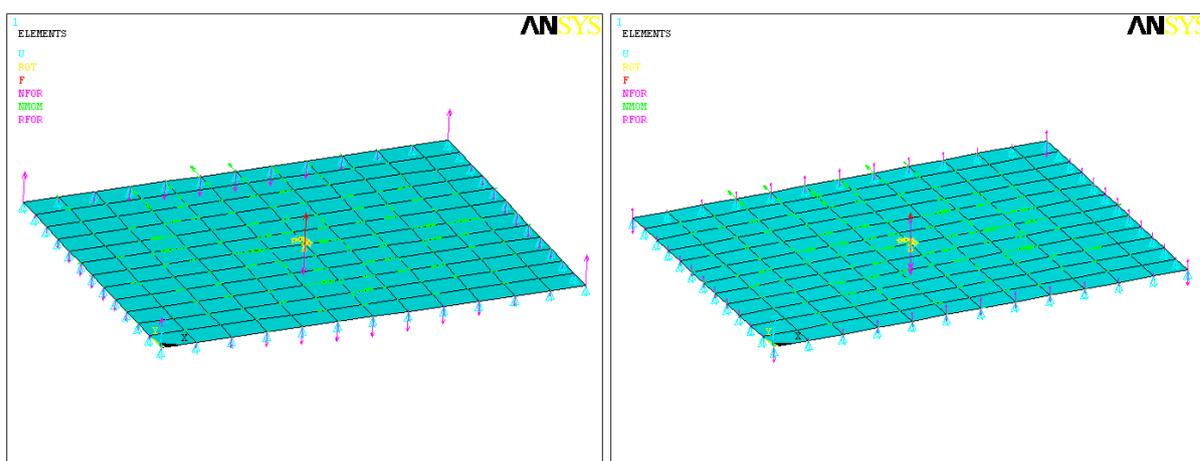


Figura 4.21. Detalhe da fixação dos absorvedores modelos viscoso (à esquerda) e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados (à direita).

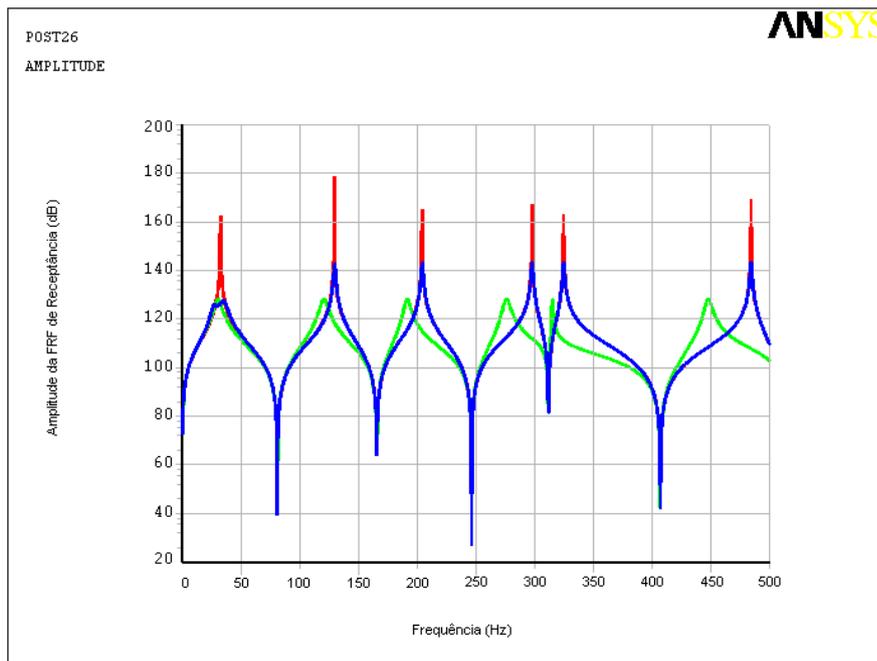


Figura 4.22. Amplitudes, em dB, sem absorvedor (curva em vermelho), com absorvedor viscoso (em azul) e viscoelástico (em verde).

Na Figura 4.23, são mostradas as respostas forçadas do sistema composto (chapa + absorvedor) para os modelos viscoso e viscoelástico calculadas pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA.

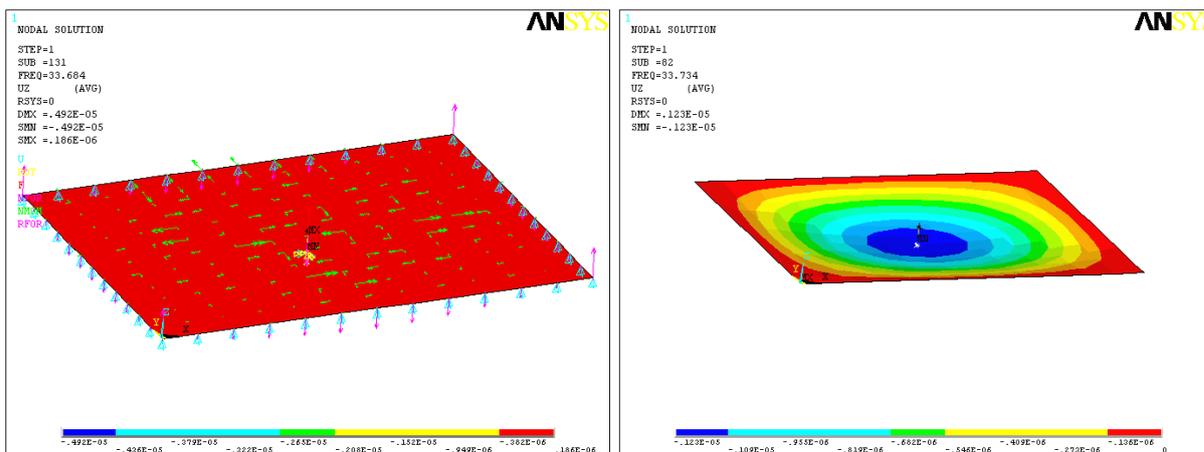


Figura 4.23. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA (viscoso à esquerda e viscoelástico à direita).

b) Controle das Vibrações da Chapa em Ressonância na 5ª Frequência Natural

Foi realizado o controle do quinto modo da chapa através da técnica de ESPÍNDOLA & SILVA, utilizando quatro absorvedores fixados nos nós 73, 79, 139 e 145, onde foram verificadas as máximas amplitudes modais. Utilizaram-se os amortecimentos viscoso e viscoelástico.

As Tabelas 4.15 e 4.16 mostram, respectivamente, os parâmetros de entrada utilizados nos cálculos e os resultados obtidos para a metodologia citada. Na Figura 4.24 apresentam-se os modelos criados no programa ANSYS. Na Figura 4.25, a superposição das amplitudes, em dB, com e sem os absorvedores fixados na placa.

Tabela 4.15. Dados de entrada para o cálculo do absorvedor.

Frequência natural da chapa	133,840 Hz
Massa da viga (M)	11,8872 kg
Razão de massas (μ)	0,1
Vetor modal ($\{\phi\}$)	$\{\psi\}_5$ nó 73 (máxima amplitude) \rightarrow 0,58066 $\{\psi\}_5$ nó 79 (máxima amplitude) \rightarrow -0,58066 $\{\psi\}_5$ nó 139 (máxima amplitude) \rightarrow -0,58066 $\{\psi\}_5$ nó 145 (máxima amplitude) \rightarrow 0,58066

Tabela 4.16. Resultados obtidos para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

	Modelo Viscoso	Modelo Viscoelástico
m_a (kg)	0,074147	-
K_a (N/m)	43.335,00	-
C_a (Ns/m)	20,932	-
m_{eq} (kg)	-	0,10567
C_{eq} (Ns/m)	-	120,39

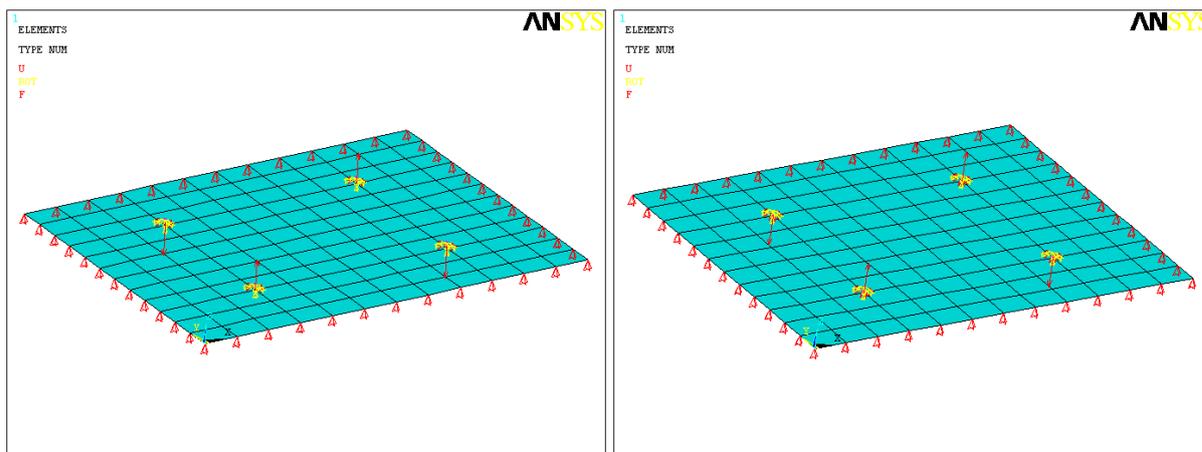


Figura 4.24. Chapa com os absorvedores fixados, modelos viscoso (à esquerda) e viscoelástico, com parâmetros equivalentes generalizados (à direita).

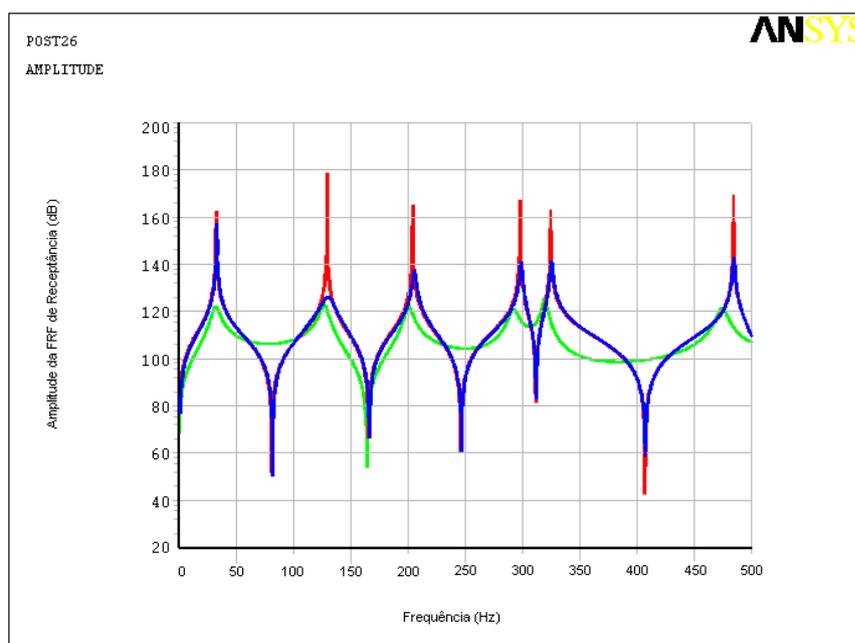


Figura 4.25. Amplitudes, em dB, sem absorvedor (vermelho), com absorvedor viscoso (azul) e viscoelástico (verde) para o método de ESPÍNDOLA & SILVA.

Na Figura 4.26 é mostrada a resposta forçada do sistema composto (chapa + absorvedor) calculada para os modelos viscoso e viscoelástico.

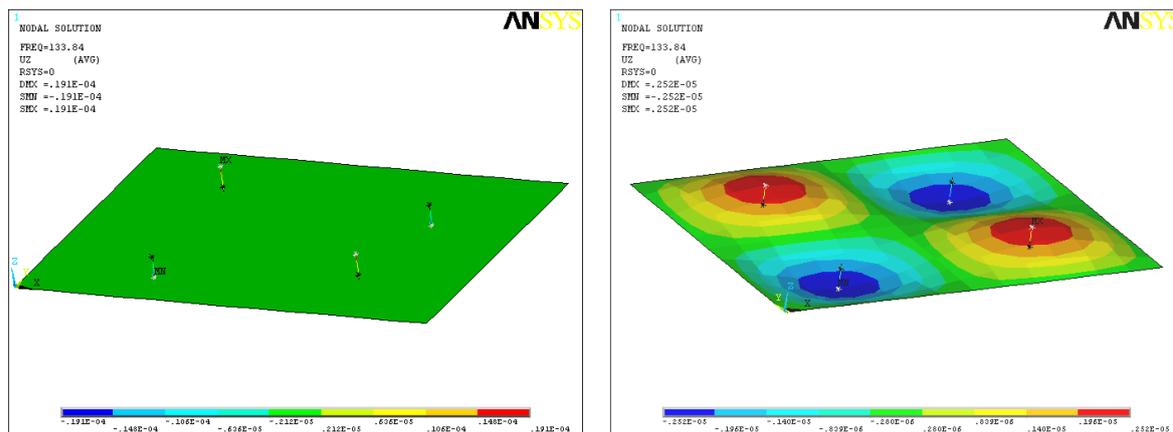


Figura 4.26. Forma deformada para o sistema composto (primário + absorvedor) pelo método de ESPÍNDOLA & SILVA (viscoso à esquerda e viscoelástico à direita).

As reduções nos níveis de vibração alcançaram valores médios de 40 dB para os dois modos controlados em cada sintonia dos absorvedores. Estas diminuições traduzir-se-ão em menores níveis de emissão de ruído nas bandas de frequência em que os absorvedores atuarão, com a atenuante de que o amortecimento viscoelástico promove um controle mais eficaz na banda projetada de ação destes dispositivos de redução de vibrações.

Assim como na viga, a escolha do ponto de fixação na chapa é fundamental para uma boa performance do sistema de absorção de vibrações. Uma vez que a opção é feita, se não for possível aplicar os absorvedores nas máximas amplitudes, ou se eles forem aplicados em nós de deslocamento nulo, pode-se ter um desempenho aquém do esperado e as reduções não alcançam níveis adequados.

Ressalta-se, ainda, que os sistemas principais adotados possuem amortecimento estrutural nulo. Isto servirá também para as estruturas metálicas testadas do reator. Na prática, considerando-se o amortecimento estrutural e o provocado pelo óleo isolante, os níveis reais de redução de vibração alcançam menores taxas.

O Capítulo 5 introduz o diagnóstico do problema vibro-acústico no reator em estudo e no Capítulo 6 a aplicação de alguns destes resultados no cálculo de absorvedores para elementos do reator.

CAPÍTULO 5: RESULTADOS DOS TESTES COM O REATOR EM ESTUDO

O reator elétrico trifásico, objeto de estudo deste trabalho, apresenta elevados níveis de vibração e ruído em funcionamento. Esta afirmação pôde ser comprovada na prática, com medições realizadas na subestação de Rurópolis e na sede da fábrica do reator (AREVA), localizada na cidade de Canoas, no estado do Rio Grande do Sul. Para tanto, foram feitos procedimentos a fim de se avaliar o comportamento vibro-acústico do reator em funcionamento, tais como: medição de espectro cruzado de aceleração com dois acelerômetros, nível de pressão sonora equivalente e em terços de oitava e levantamento das características intrínsecas da estrutura do equipamento, através de análise modal experimental, com excitação via martelo de impacto.

Resultados e maiores detalhes dos referidos testes são apresentados nos subitens a seguir (SOEIRO et. al., 2006).

5.1. MEDIÇÃO DE ACELERAÇÃO DA CARÇA EXTERNA DO REATOR (NBR 7569 - REATORES PARA SISTEMA DE POTÊNCIA - MÉTODO DE ENSAIO)

As medições foram realizadas com analisador de um canal do fabricante SKF. Um resultado obtido para velocidade de vibração, em mm/s rms (*root mean square* . raiz média quadrática) é apresentado a seguir. Esta medida é simplesmente para localizar os pontos de maior amplitude de vibração (o que poderá orientar a fixação dos absorvedores dinâmicos na estrutura externa do reator). Porém, como não

possui dois canais de entrada, este aparelho não fornece a informação de fase, que é fundamental na determinação da forma modal operacional do reator, ou seja, com que forma o reator vibra em funcionamento.

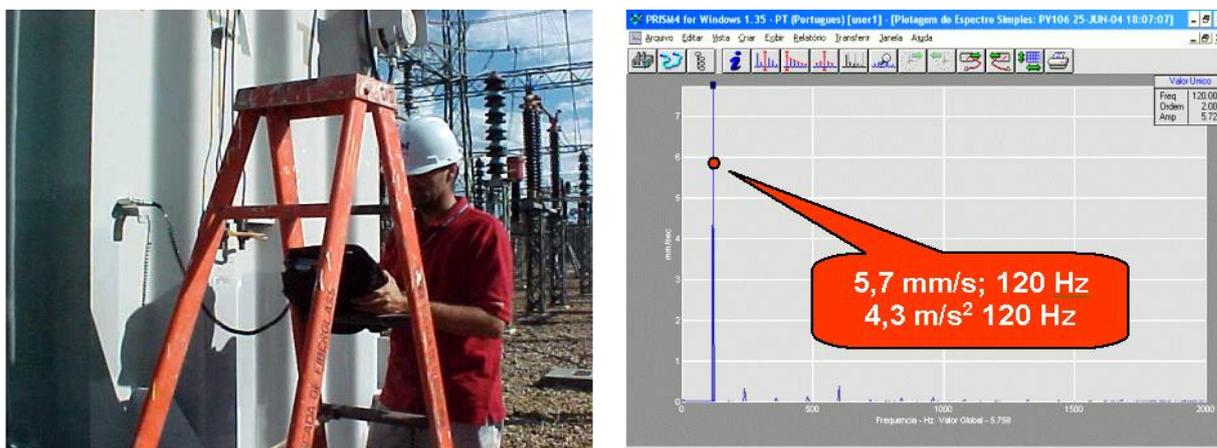


Figura 5.1. Medição em progresso (à esquerda) e resultado da análise no ambiente do software PRISM4 da SKF (à direita).

A orientação adotada para a execução das medições de aceleração nas faces da carcaça do reator é mostrada na figura seguinte, sendo as setas indicativas da ordem das medições, ou seja, o sentido de onde estão partindo e para onde as mesmas se encaminham.

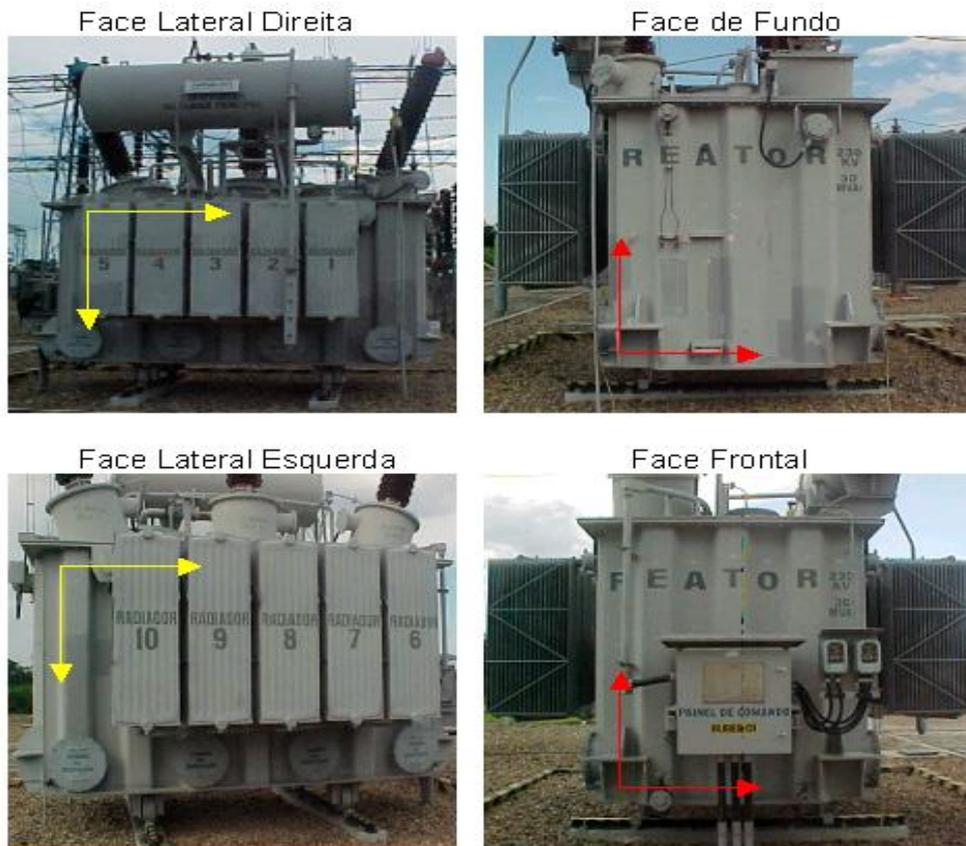


Figura 5.2. Ordem das medições de aceleração nas faces externas do reator.

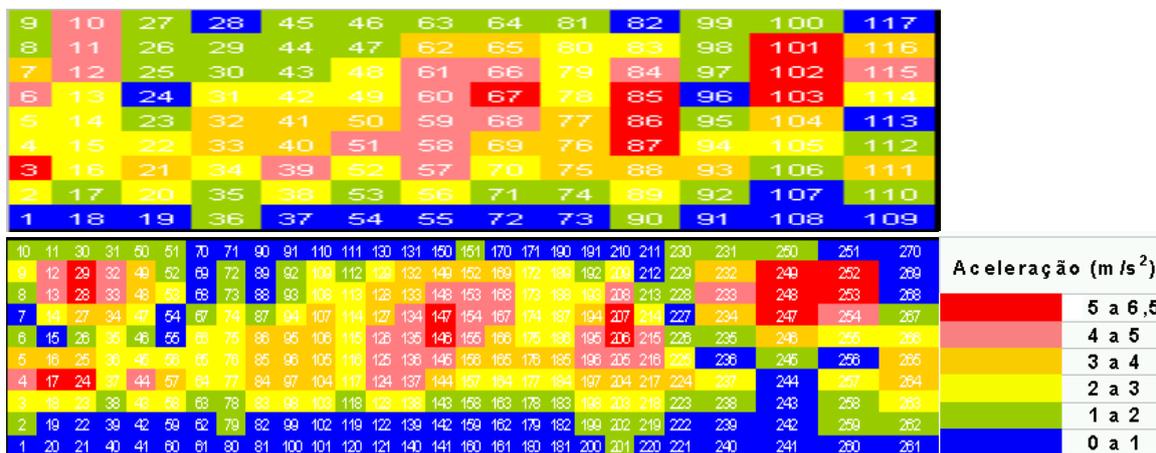


Figura 5.3. Mapeamento de aceleração na face posterior (traseira) do reator realizado nas viagens a Rurópolis com o medidor da SKF.

Na terceira viagem à Rurópolis, o mapeamento foi realizado utilizando-se o módulo de aquisição de sinais portátil PULSE de 4 canais de entrada e 2 de saída

do fabricante B&K, tipo 3560C. Com este analisador e o software PULSE Labshop, foi possível realizar tanto as medições de amplitude de aceleração em rms, quanto de espectro cruzado.

Neste item, apenas serão apresentados os resultados das medições realizadas com o analisador PULSE para os níveis globais de aceleração, em m/s^2 . Os acelerômetros utilizados foram dois uniaxiais do fabricante Wilcoxon de sensibilidade de carga de $10,21 mV/ms^{-2}$. Apenas o acelerômetro fixado ao canal 2 movimentou-se para coletar as informações em todos os pontos, sendo o acelerômetro ligado ao canal 1 utilizado como referência (fixo). Os dois canais foram aplicados à medição de espectro cruzado, resultado que não será apresentado neste item.

O acelerômetro e o cabo utilizados nas medições são apresentados a seguir.



Figura 5.4. Cabo coaxial (à esquerda), acelerômetro uniaxial (centro), e analisador PULSE, da B&K (à direita) utilizados nas medições de aceleração global das chaparias externas do reator.

Os mapeamentos das quatro faces externas do reator, na 3ª viagem a Rurópolis são mostrados em seguida, nas Figuras 5.5 e 5.6.

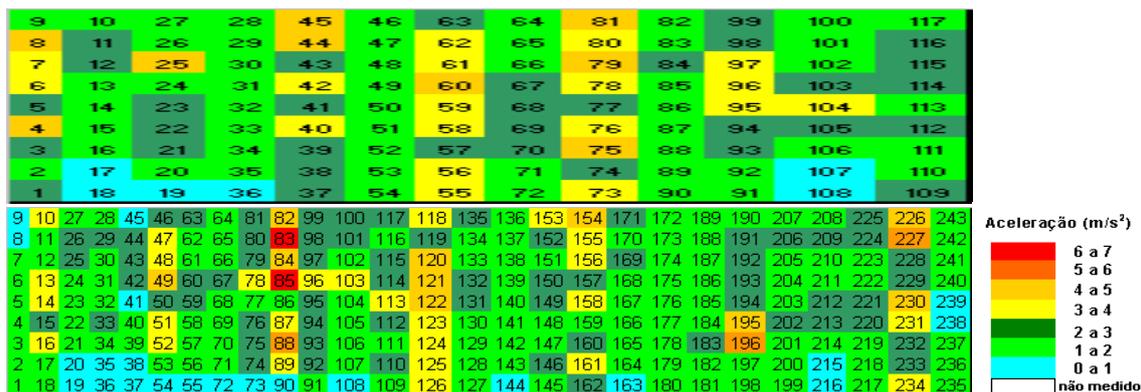


Figura 5.5. Mapeamento de aceleração na face frontal (acima) e traseira (abaixo) do reator obtido na 3ª viagem a Rurópolis com o analisador PULSE.

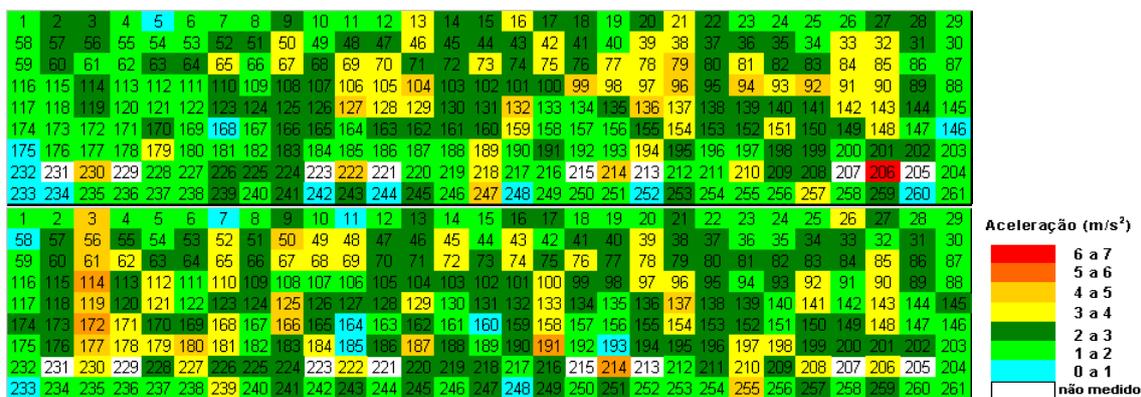


Figura 5.6. Mapeamento de aceleração na face lateral esquerda (acima) e direita (abaixo) do reator obtido na 3ª viagem a Rurópolis com o analisador PULSE.

Com estas medições executadas, tem-se o levantamento dos pontos críticos de vibração nas chaparias externas do reator, principais emissoras de ruído às vizinhanças. Existem então referências de onde se pode fixar os absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico, visto que, como comentado no Capítulo 4, estes dispositivos alcançam suas maiores eficiências de redução de vibrações nos pontos de maiores amplitudes desta grandeza verificados do sistema principal ao qual os mesmos serão fixados.

5.2. MAPEAMENTO ACÚSTICO DO REATOR ELÉTRICO TRIFÁSICO

Os níveis de ruído do equipamento e do ambiente foram determinados como níveis de dose de ruído equivalente com ponderação da escala A, expressa em dB(A), com o medidor do tipo *Mediator* modelo 2238, com filtro para análise em bandas de oitava e 1/3 de oitava do fabricante B&K.

Para evitar erros de medição devido a influências perturbadoras, tais como buzinas e trovões, utilizou-se a indicação de resposta rápida do medidor. A figura a seguir ilustra como foi realizada a medição de ruído na face verificada com maiores níveis (face traseira ou posterior do reator) e o instrumento utilizado para a execução da medição citada.



Figura 5.7. Medição do LAeq na face posterior (à esquerda) em malha acústica localizada a 1,95 m do reator e medidor utilizado (à direita).

Devido ao tempo disponível para as medições em campo, o LAeq assumiu valores variáveis de 47 a 77 segundos por ponto. Nas marcações onde o LAeq era mais curto, era ~~uma~~ uma faixa menor de frequências que compõem o ruído

emitido, neste caso, as terças de menor frequência, tais como 20 e 31,5 Hz são sacrificadas, pois levam o maior tempo de todas as terças de oitava para serem medidas.

As malhas acústicas utilizadas nas medições são apresentadas nas figuras a seguir, sendo os cruzamentos das linhas os locais onde foram medidos os níveis de dose equivalente de ruído (LAeq). Estes pontos coincidem com os centros das faces planas da chapa traseira do reator.

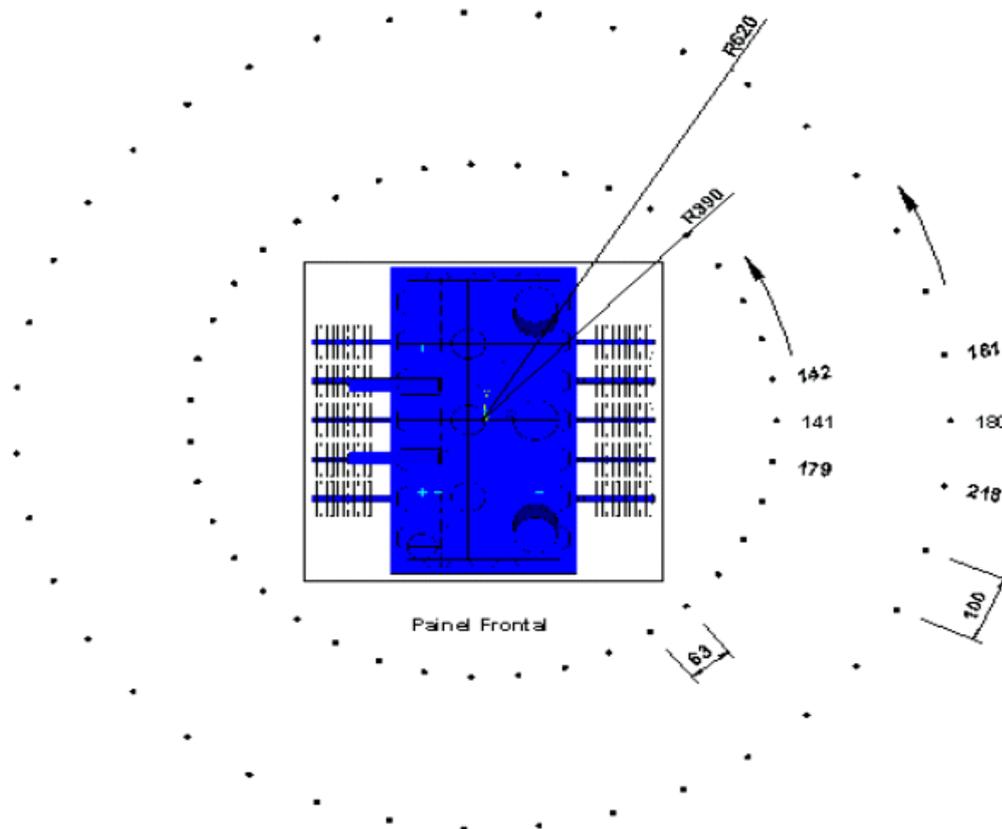


Figura 5.8. Pontos de medição de LAeq ao redor do reator.

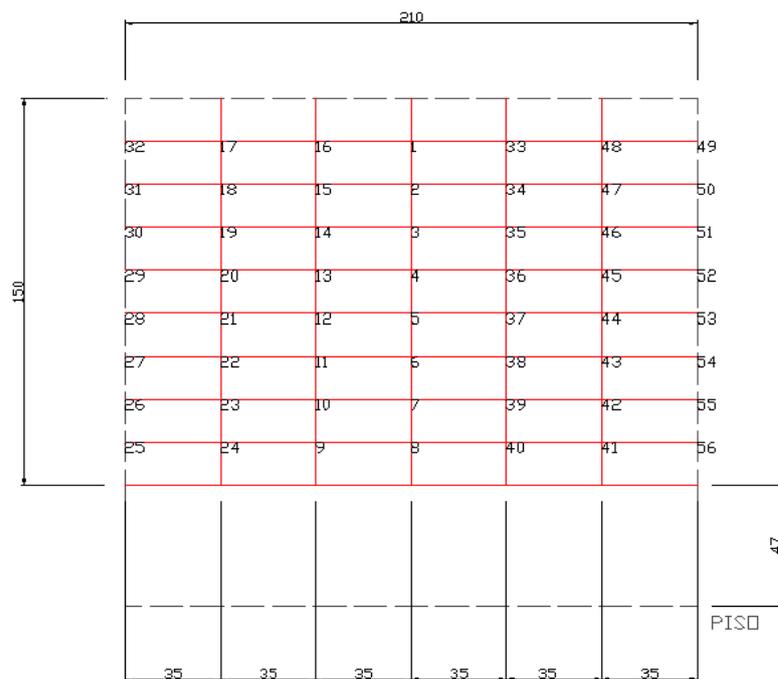


Figura 5.9. Malha acústica para medição do LAeq a 1,70 m da face traseira do reator.

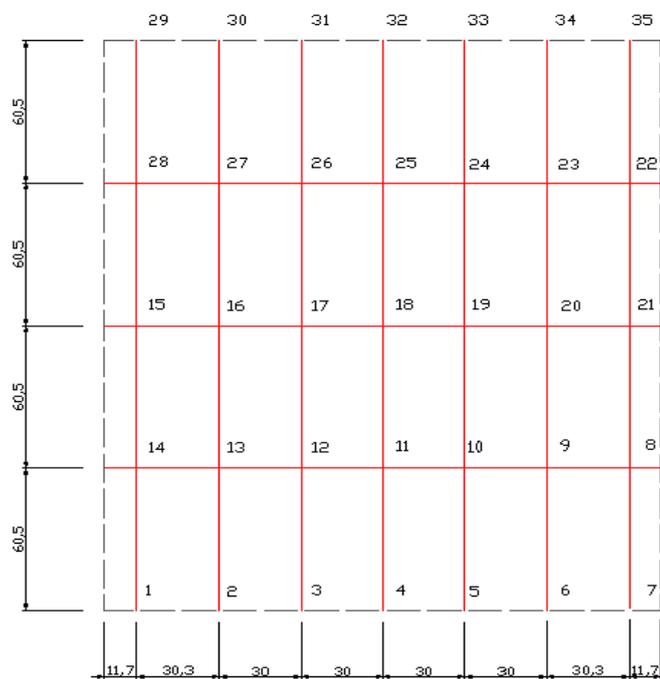


Figura 5.10. Malha acústica para medição do LAeq a 1,95 m e 3,90 m da face traseira do reator.

Os resultados de algumas medições são apresentados logo em seguida.

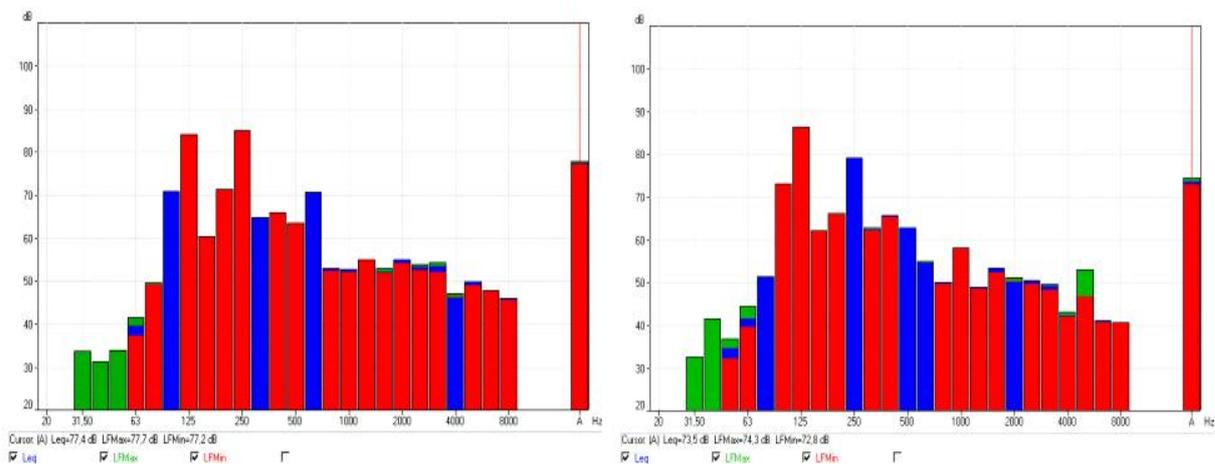


Figura 5.11. LAeq em 1/3 de oitava para as faces traseira (à esquerda) e frontal (à direita) do reator.

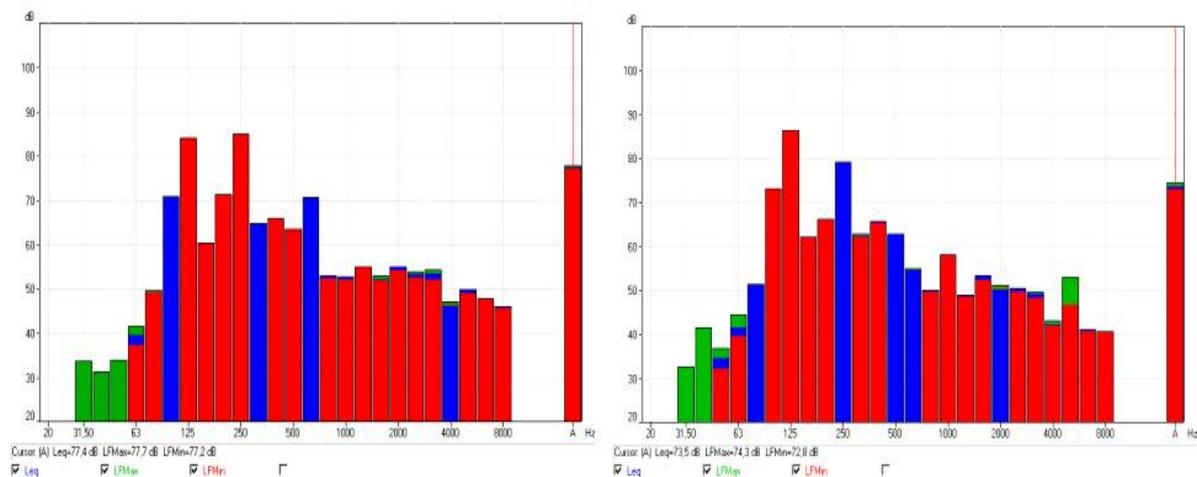


Figura 5.12. LAeq em 1/3 de oitava para as faces faces laterais esquerda (à esquerda) e direita (à direita) do reator.

Alguns dos resultados das medições efetuadas na sede do fabricante do reator também são apresentados a seguir, com a diferença que agora não se estava medindo em campo livre e sim em um galpão fechado. Para reproduzir as características de campo livre (decremento de 6 dB no nível de pressão sonora a cada dobro da distância) utilizaram-se espumas fonoabsorventes nas paredes do galpão para elevar suas impedâncias acústicas e reproduzir espaço aberto.

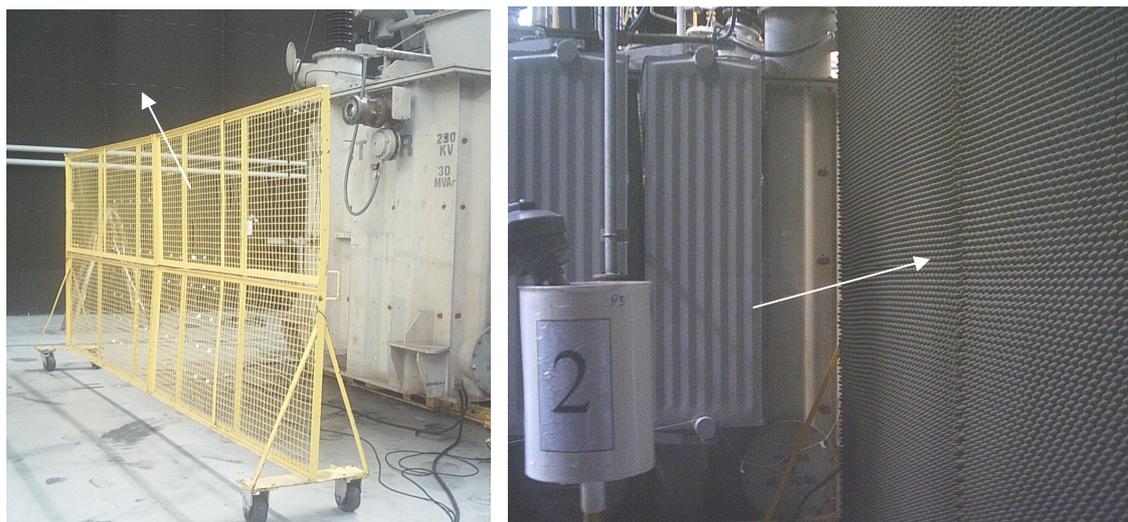


Figura 5.13. Aplicação de placas fonoabsorventes para, em galpão fechado (sede da fábrica do reator), simular campo livre, ou seja, o espaço aberto existente na subestação de Rurópolis.



Figura 5.14. Malha acústica a 1,70 m da face posterior (traseira) do reator.

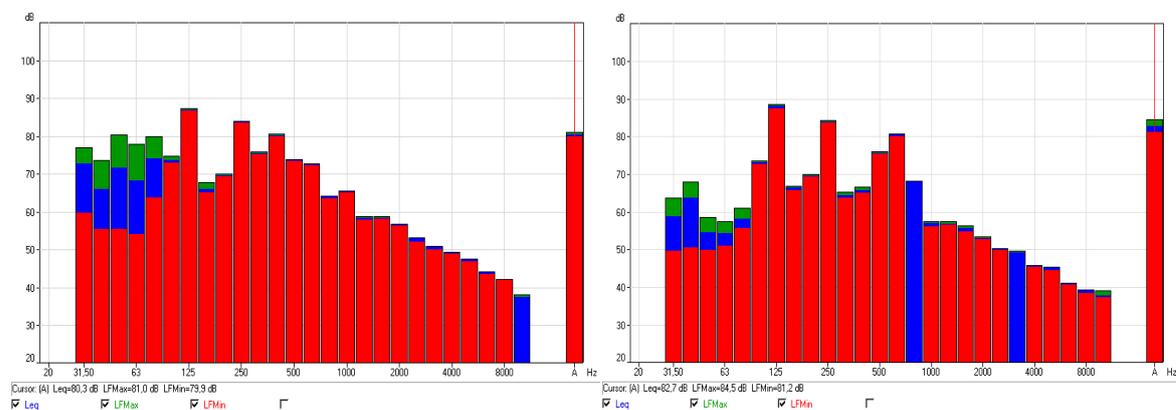


Figura 5.15. LAeq em 1/3 de oitava para a face traseira do reator distantes de 1,95 m desta.

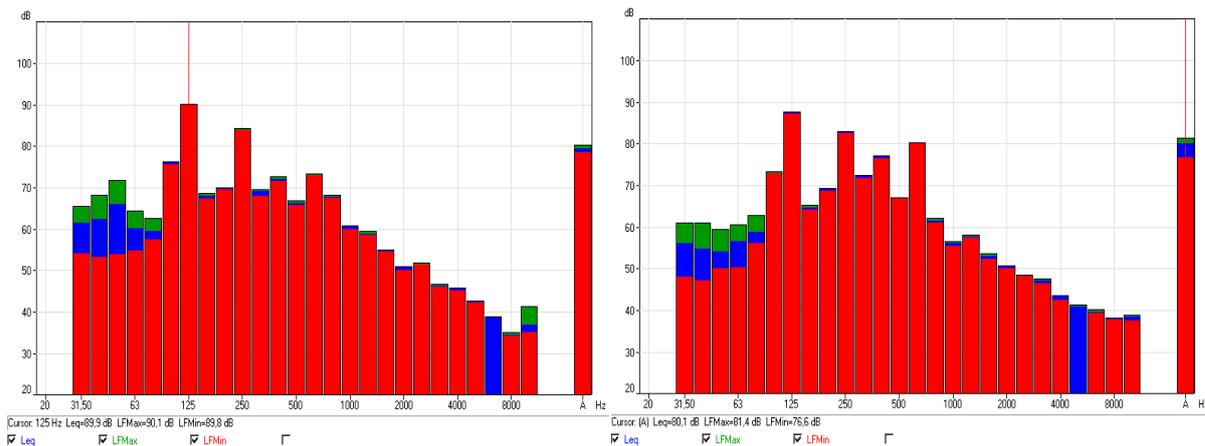


Figura 5.16. LAeq em 1/3 de oitava para a face traseira do reator distantes de 3,90 m desta tomando como base os mesmos pontos distantes a 1,95 m (dobro da distância).

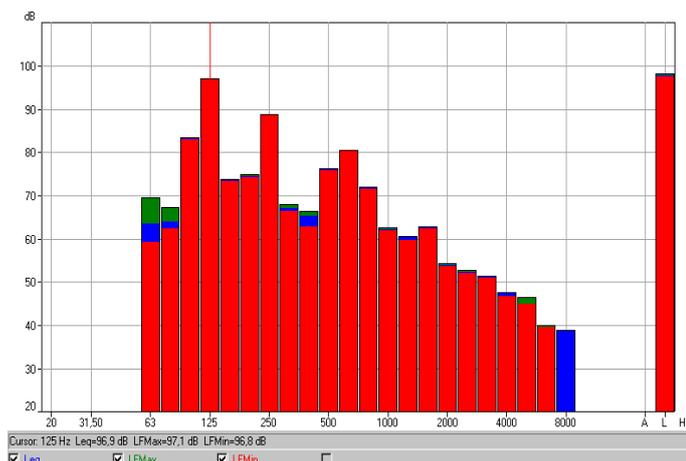


Figura 5.17. LAeq em 1/3 de oitava para a face traseira do reator distantes de 1,70 m desta.

Os resultados acústicos demonstram que a estrutura do reator apresenta, na banda de freqüências de 125 Hz, os maiores níveis de ruído, corroborando informações de vibração levantadas em campo, tais como as apresentadas na Fig. 5.1, onde o nível de vibração da face traseira do reator, em 120 Hz é muito mais elevado do que em outros harmônicos desta freqüência.

Portanto, o controle das vibrações estruturais do reator, na faixa de freqüências que compreende as proximidades de 120 Hz, contribuiria efetivamente

para reduzir os maiores níveis de ruído de todas as bandas de freqüências medidas, contribuindo para a redução do problema vibro-acústico deste equipamento.

5.3. EXECUÇÃO DE ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

A análise modal experimental foi realizada no intuito de se obter um levantamento das características modais da estrutura do reator (freqüências naturais, formas modais e amortecimentos modais) e assim definir as principais freqüências em que os absorvedores dinâmicos irão atuar.

Os testes basearam-se na excitação da estrutura com um martelo de impacto com ponta de borracha cujas características e figura são apresentadas a seguir. O acelerômetro utilizado foi o mesmo da análise de aceleração global, descrito no item 5.1.

Martelo de Impacto:

- Fabricante . PCB;
- Sensibilidade de carga . 0,23 mV/N.



Figura 5.18. Martelo de impacto utilizado na análise modal do reator e ponta de borracha.



Figura 5.19. Analisador dinâmico de sinais HP 35665A utilizado na coleta dos dados experimentais.



Figura 5.20. Execução de análise modal experimental na face traseira do reator e pontos de impacto.



Figura 5.21. Suporte do tanque conservador de óleo (à esquerda) e tampa de inspeção (à direita), analisados individualmente.

As funções de resposta em frequência (FRF) adquiridas nos testes foram do tipo inertância. Estas significam, no domínio da frequência, a razão entre a resposta em aceleração do sistema e a força imposta pelo martelo a este. A unidade da inertância no sistema internacional é m/Ns^2 . Estas funções são depois analisadas e delas extraídos os modelos modais, tendo como ferramenta o software Test.Lab, que usa como base o método POLYMAX de extração dos parâmetros modais.

Através da modelagem de elementos do reator no programa Test.Lab, composta de nós e linhas, é possível, com os dados experimentais, verificar a maneira como a estrutura em análise se comporta em função da frequência e verificar se a mesma vem sofrendo ressonância estrutural com a excitação do reator em virtude da magnetostricção de seu núcleo eletromagnético.

5.3.1. Modelagem do Reator Ansaldo Coemsa no Programa Test.Lab

Devido à complexidade da estrutura analisada, a identificação completa dos parâmetros modais do reator tornou-se uma tarefa dificultosa e que levaria um tempo elevado para a execução dos testes que, na prática, não se dispunha deste período, pois, para a análise modal experimental o reator deveria permanecer desligado, o que para este equipamento é uma característica das mais raras. Assim, fez-se um mapeamento de alguns itens do reator onde foram verificadas as máximas amplitudes de vibração operacional, através de Função Resposta em Frequência (FRF ϕ), onde através dos módulos e das fases destas funções, em uma malha previamente definida sobre a estrutura, foi possível mapear os pontos críticos (maiores amplitudes modais), as linhas nodais e as frequências naturais.

A seguir são apresentados as malhas experimentais e o modelo modal de alguns elementos do reator analisados individualmente.

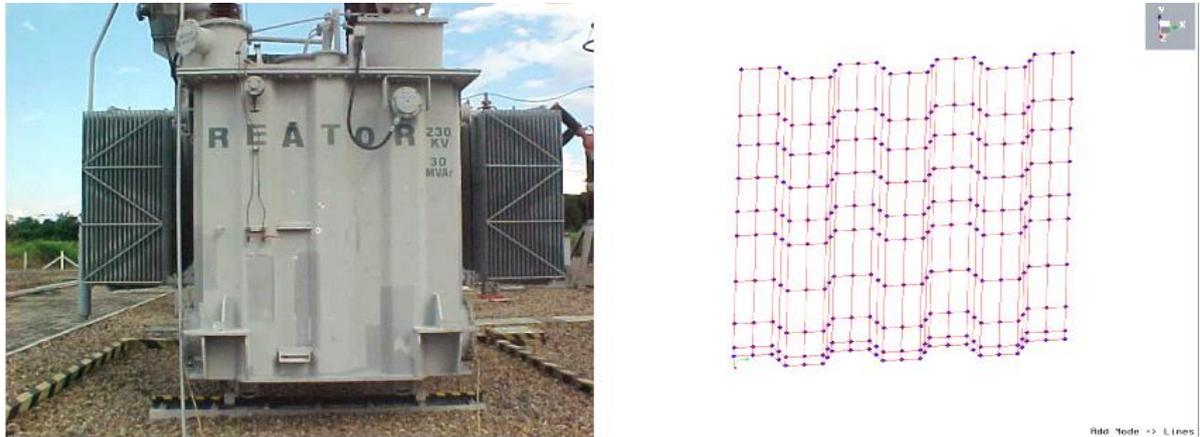


Figura 5.22. Face traseira do reator (à esquerda) e sua respectiva malha experimental construída no programa Test.Lab (à direita).

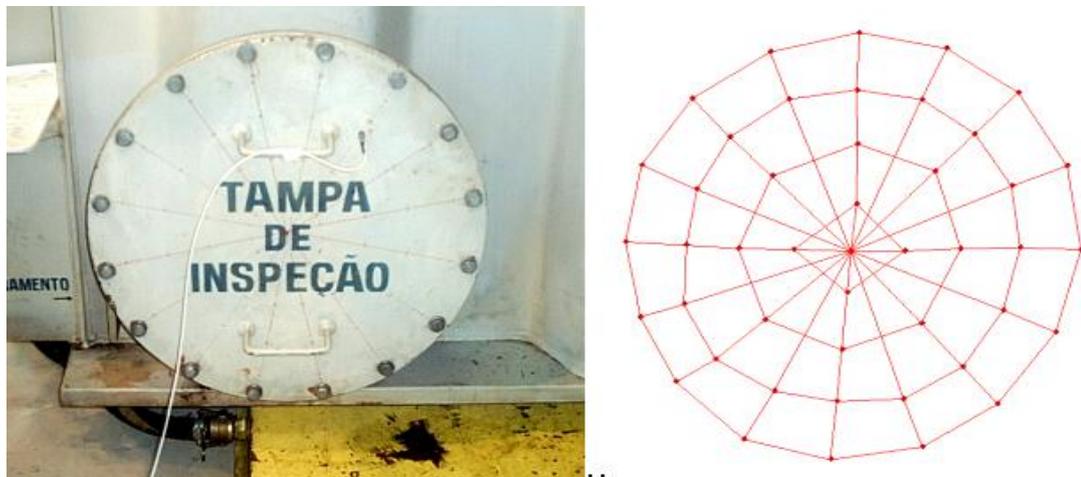


Figura 5.23. Tampa de Inspeção (à esquerda) e malha experimental utilizada (à direita).

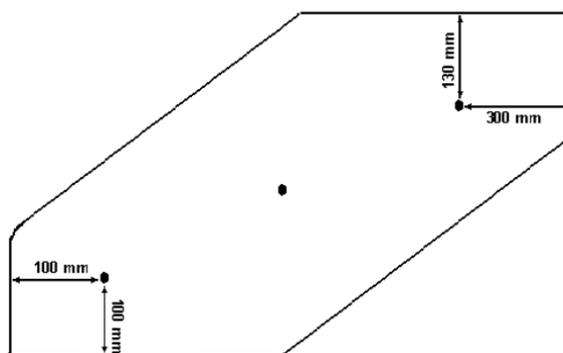


Figura 5.24. Pontos analisados no suporte do tanque conservador de óleo.

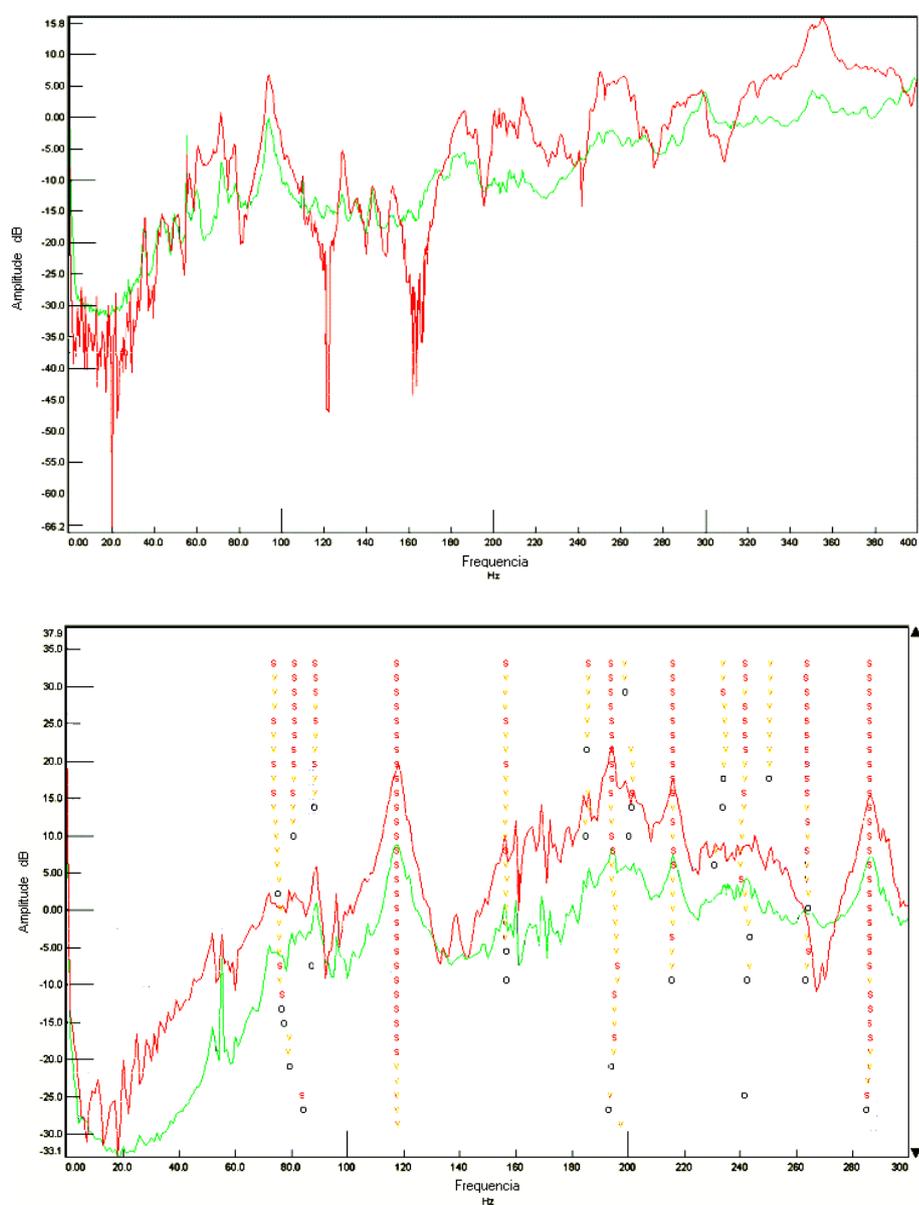


Figura 5.25. FRF ϕ da face traseira do reator com (acima) e sem (abaixo) óleo isolante. Curvas em vermelho FRF pontual; em verde, soma das FRFs ϕ .

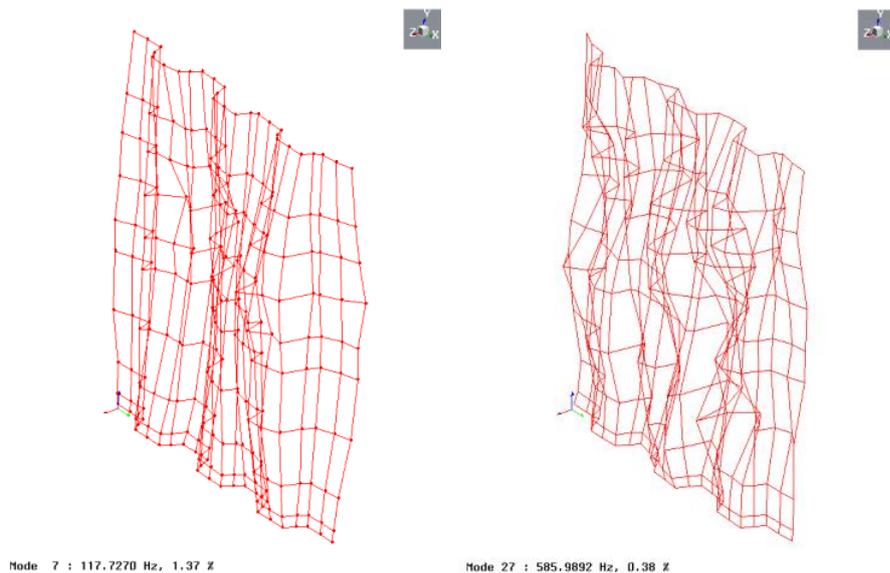


Figura 5.26. Alguns dos modos extraídos da face traseira do reator sem óleo isolante em seu interior

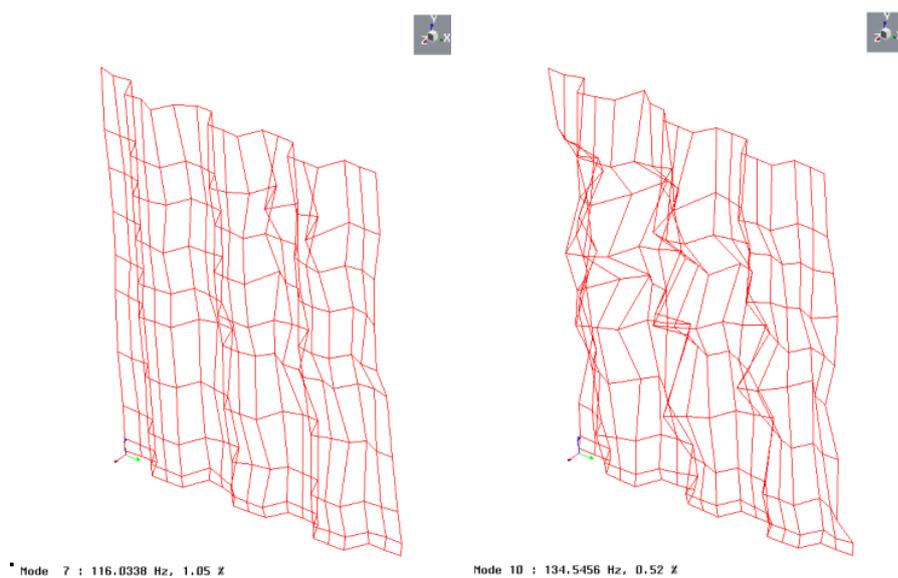


Figura 5.27. Alguns dos modos extraídos da face traseira do reator com óleo isolante em seu interior

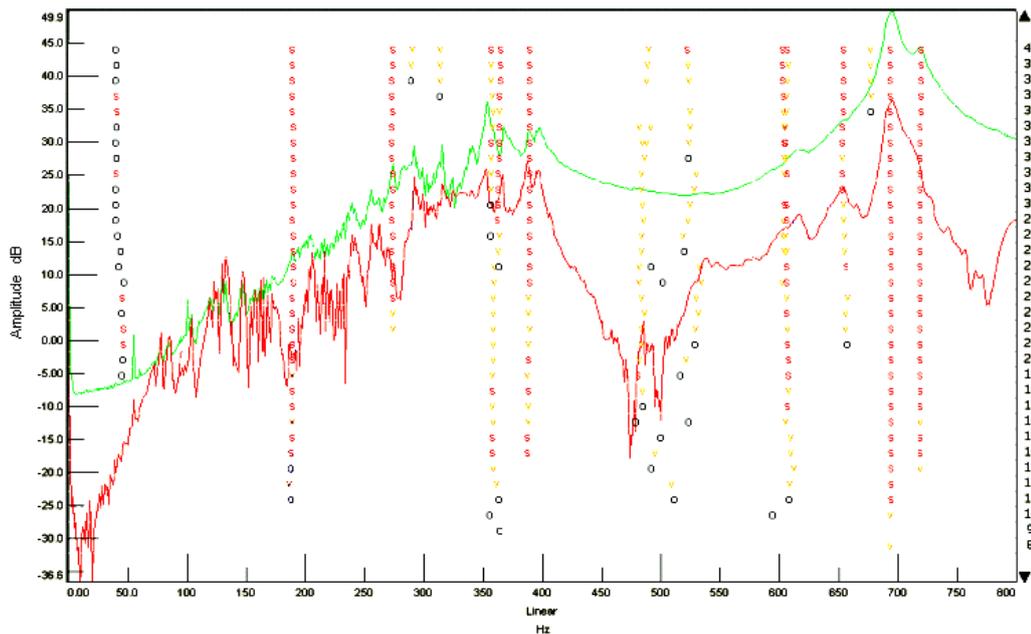


Figura 5.28. FRF ϕ da tampa de inspeção com óleo isolante. Curvas em vermelho FRF pontual; em verde, soma das FRF ϕ .



Figura 5.29. Alguns dos modos extraídos da tampa de inspeção do reator com óleo isolante

A forma modal do suporte do tanque conservador de óleo não pode ser gerada em virtude da quantidade analisada de pontos, que foi de apenas três. Em

virtude dos resultados obtidos na extração modal no *software* Test.Lab e em análise modal numérica através de método de elementos finitos, pode-se afirmar que o suporte possui frequências naturais próximas a 120 Hz, sendo, portanto, um candidato a receber um absorvedor dinâmico em seu ponto de maior amplitude de vibração.

Com os modelos modais definidos, já se possui a frequência natural dos elementos de maior vibração verificada no reator para a qual será dimensionado o absorvedor dinâmico viscoelástico. Resta agora conhecer a forma modal operacional de alguns elementos do reator. A configuração obtida desta análise fornecerá a forma deformada exata que o reator possui no decorrer de seu funcionamento. Esta análise será descrita no item subsequente.

As FRFs pontuais extraídas do suporte do tanque conservador de óleo isolante são apresentadas a seguir, com o tanque vazio e cheio de óleo.

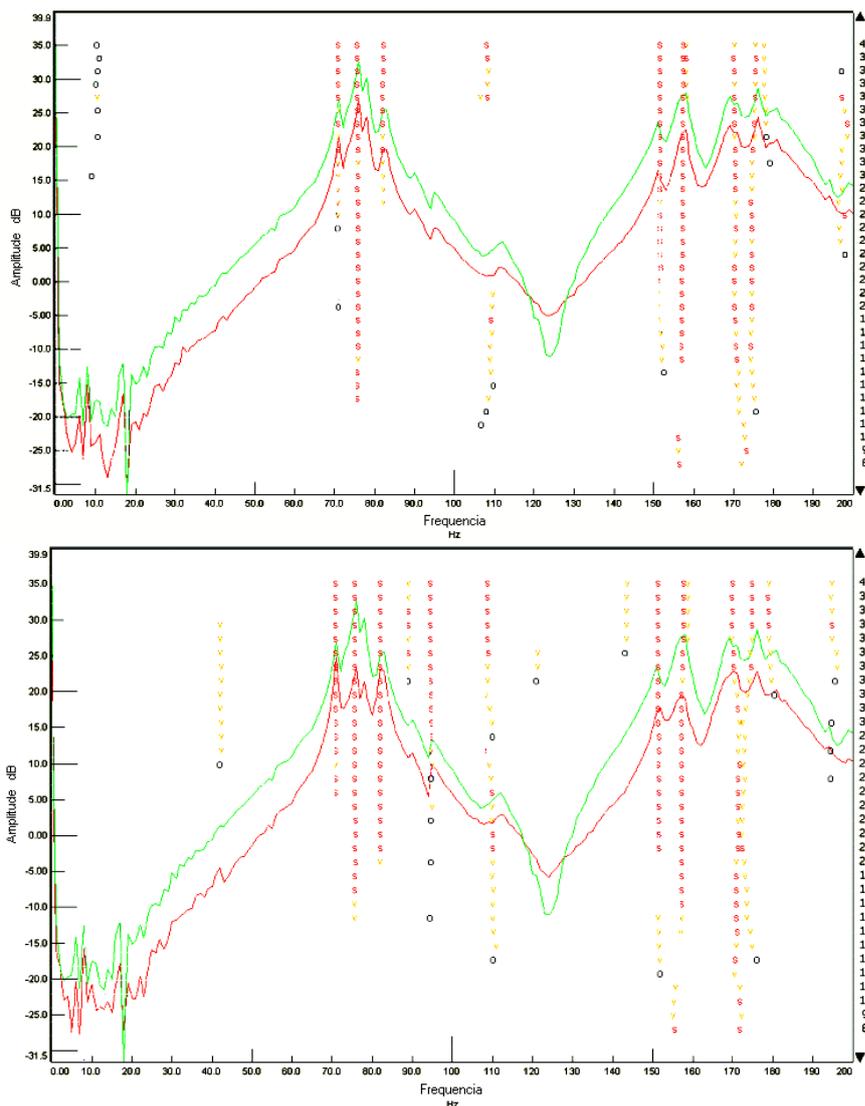


Figura 5.30. FRF ϕ do suporte do tanque conservador de óleo isolante. Curvas em vermelho, FRF pontual; em verde, soma das FRF ϕ .

5.4. EXECUÇÃO DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DO REATOR ATRAVÉS DO ESPECTRO CRUZADO E AUTO ESPECTRO DE ACELERAÇÃO ENTRE DOIS ACELERÔMETROS

A análise em questão foi realizada com dois acelerômetros. Um fixo (ligado ao canal 1 do analisador HP ou PULSE) e outro com possibilidade de varrer a malha de pontos (conectado ao canal 2). A existência de dois acelerômetros permite a colheita

de dados com a informação de fase entre os dois canais, o que gera uma forma deformada operacional exata, quando comparada a medidores que utilizam um acelerômetro apenas.

Os elementos analisados foram a chapa traseira e a tampa de inspeção. Outros itens do reator, como o suporte do tanque, não puderam ser analisados no decorrer do funcionamento do equipamento, devido ao fato da possibilidade de ocorrer indução e provável descarga elétrica nos integrantes da equipe de projeto.

Como o reator, nestas condições, encontra-se em funcionamento, o mesmo possui, em seu interior, óleo isolante.

Nas figuras a seguir, mostram-se os resultados obtidos para estas análises.

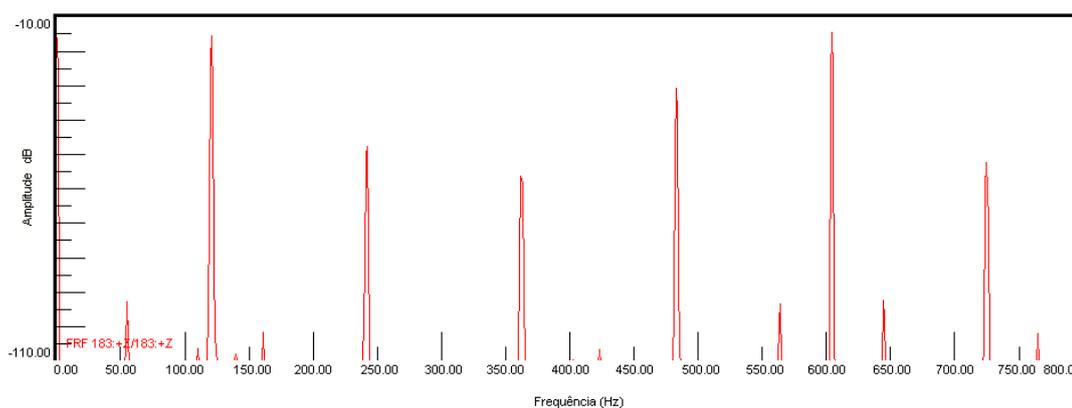


Figura 5.31. Espectro pontual, ou autoespectro da face traseira do reator.

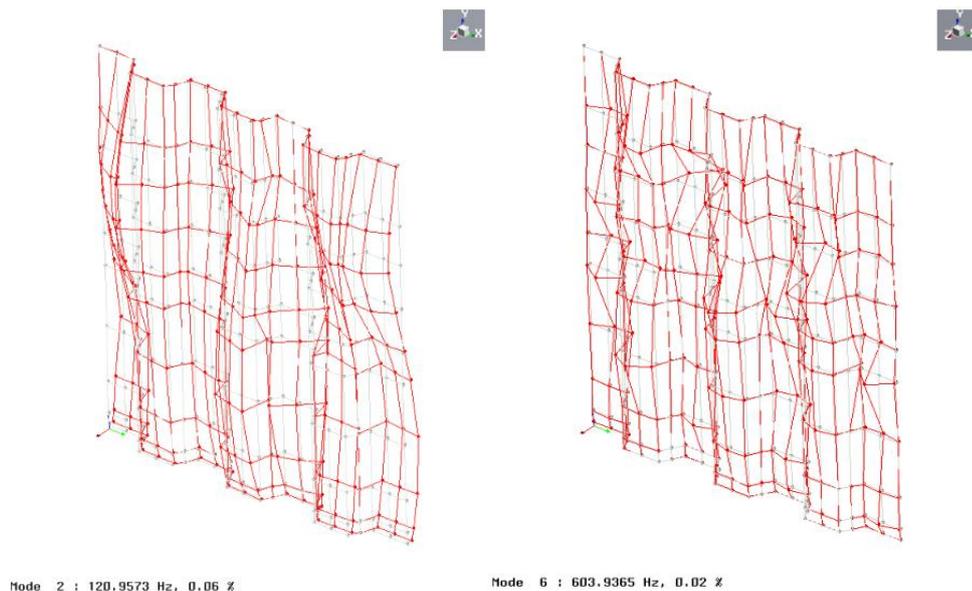


Figura 5.32. Modos operacionais da chapa traseira do reator em 120 e 600 Hz.

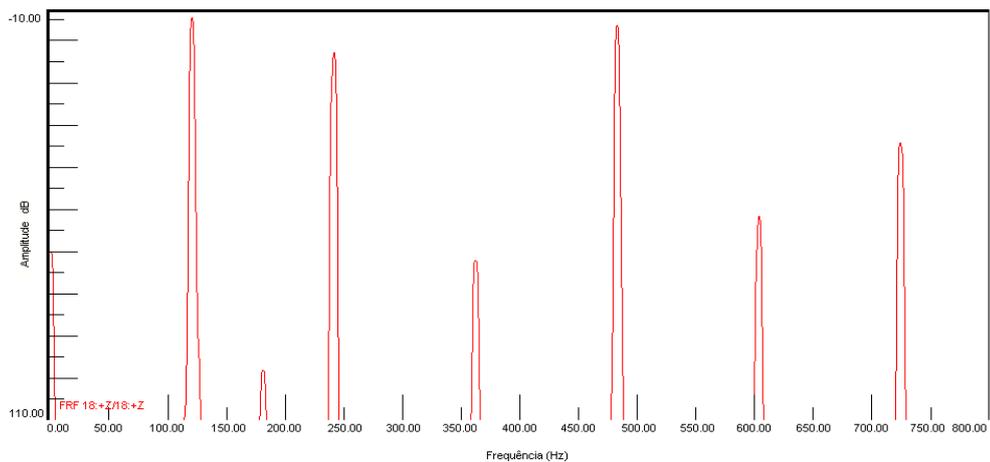


Figura 5.33. Espectro pontual, ou autoespectro da tampa de inspeção do reator.

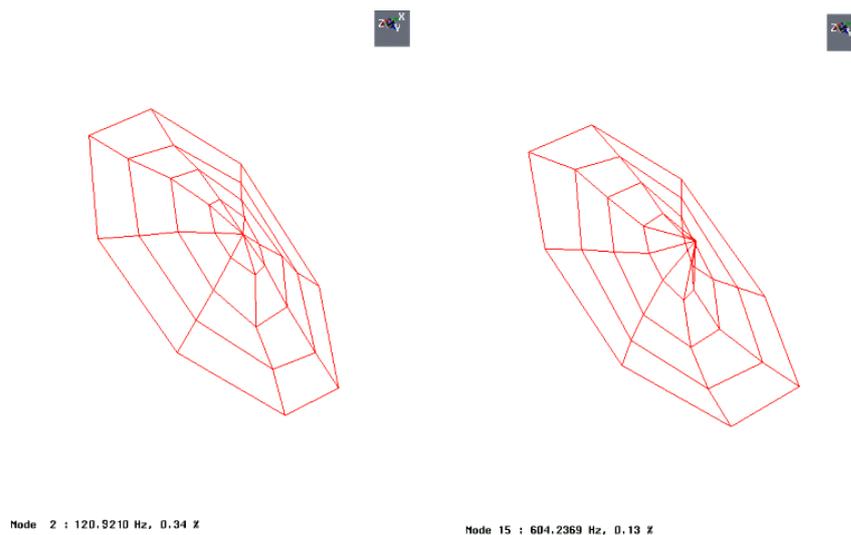


Figura 5.34. Modos operacionais da tampa de inspeção do reator em 120 e 600 Hz.

Estes resultados, como já mencionado anteriormente, sugerem alguns pontos de fixação de absorvedores nas estruturas analisadas. Basta verificar quais os pontos ou locais de maior vibração operacional e neles aplicar os absorvedores nas frequências de maior amplitudes de vibração.

O cálculo dos dispositivos de redução de vibrações também deve levar em consideração os testes acústicos realizados, visto que os mesmos indicam as faixas de frequência em que mais contribuem as vibrações dos elementos do reator analisados.

5.5. EXECUÇÃO DE ANÁLISE MODAL NUMÉRICA VIA SOFTWARE ANSYS

São apresentadas a seguir modelagens feitas no programa ANSYS, através do método de elementos finitos. Os resultados listados a seguir são de dois modos extraídos numericamente através do método do Bloco de Lanczos.

Estes resultados corroboram as medições experimentais indicando a frequência de 120 Hz como sendo uma das componentes mais críticas no fenômeno vibratório observado e sendo, portanto, uma frequência a ser utilizada no cálculo dos absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico para os elementos críticos do reator, tais como tampas de inspeção, chapa traseira e suporte do tanque conservador de óleo.

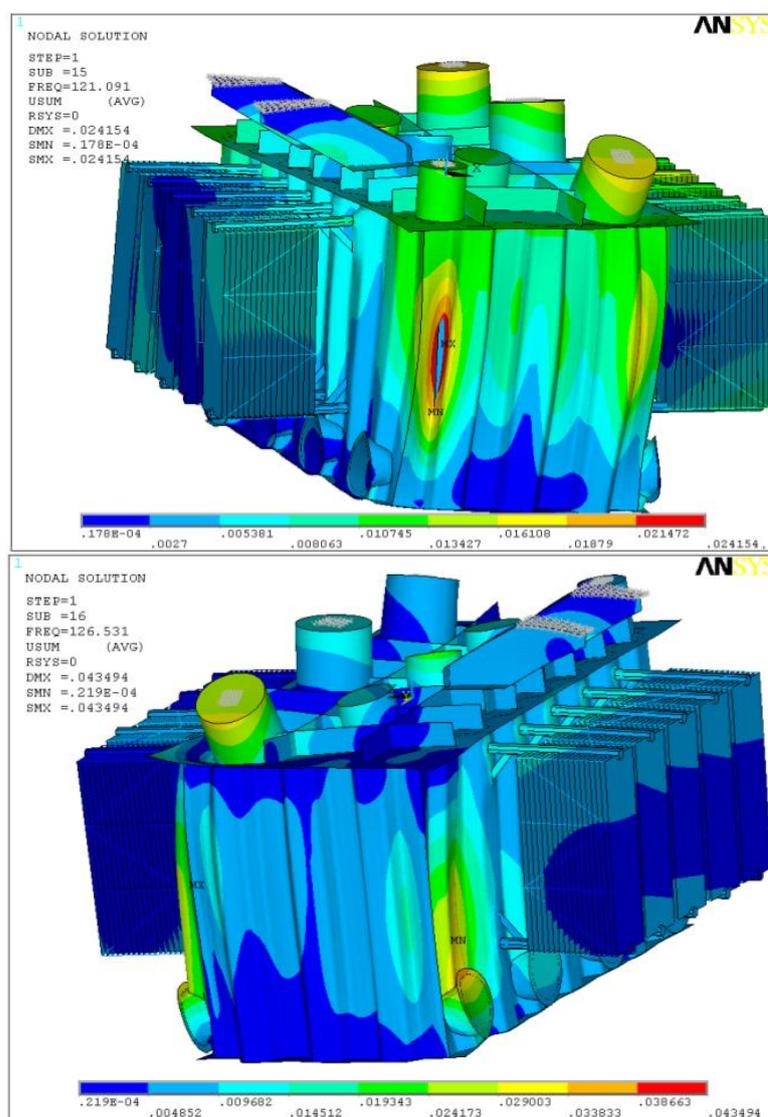


Figura 5.35. Modos na banda de 125 Hz do reator completo, próximos ou em 120 Hz.

Na Tabela 5.1, demonstra-se alguns valores de freqüências naturais detectados na faixa de freqüência de 80 a 250 Hz.

Tabela 5.1. 50 primeiros valores de Freqüência natural da estrutura na faixa de 80 a 250 Hz.

Modo	Freq. (Hz)								
1	87.08	11	107.73	21	126.14	31	146.91	41	167.89
2	89.57	12	109.31	22	129.30	32	148.63	42	179.05
3	90.14	13	110.40	23	129.72	33	149.40	43	180.27
4	92.31	14	113.04	24	132.04	34	151.79	44	182.67
5	92.50	15	116.17	25	132.43	35	156.39	45	183.64
6	96.82	16	118.29	26	134.81	36	158.46	46	184.73
7	98.48	17	118.61	27	140.14	37	159.80	47	189.09
8	99.50	18	118.74	28	142.30	38	160.77	48	189.34
9	100.27	19	119.71	29	143.45	39	161.80	49	193.30
10	101.60	20	123.20	30	145.68	40	162.55	50	194.88

CAPÍTULO 6: CÁLCULO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS PARA SISTEMAS REAIS

Neste capítulo, serão postos em prática o projeto e o dimensionamento de absorvedores dinâmicos viscoelásticos para uma viga bi-apoiada e itens do reator com potenciais níveis de vibração e ruído, apresentados no Capítulo 5 (tampa de inspeção, suporte do tanque conservador de óleo e face traseira do reator).

Para o dimensionamento destes dispositivos, utilizar-se-á a técnica de ESPÍNDOLA & SILVA (1992) e, para o projeto dos absorvedores cilíndricos, as recomendações de BAVASTRI (1997). O procedimento completo de cálculo foi descrito no Capítulo 3.

Os dados utilizados são experimentais, ou seja, colhidos a partir de análise modal experimental das estruturas através de teste com martelo de impacto e acelerômetro. Ambos vetores modais ortonormalizados e frequências naturais dos sistemas a serem controlados os níveis de vibração, são aplicados no cálculo dos absorvedores. Estas informações são advindas da extração dos parâmetros modais experimentais.

Para a viga bi-apoiada, o modo do qual serão absorvidas as vibrações será o fundamental, em 23 Hz e para os elementos do reator, os modos detectados próximos de 120 Hz.

A ação do elemento viscoelástico amplia a faixa de ação dos absorvedores e, portanto, eles atuam não só na sintonia de 120 Hz, como em modos vizinhos presentes principalmente nas chaparias do reator analisadas, onde se verifica elevada densidade modal.

A definição dos pontos de fixação dos absorvedores do reator dar-se-á a partir da análise de espectro cruzado e de auto-espectro, que fornece a forma modal operacional, ou seja, a que de fato ocorre nestas em funcionamento. Tal deformação é uma combinação linear dos modos naturais, com pesos mais elevados, dos modos mais próximos a 120 Hz (alto índice de participação modal) e, em menor nível, para os modos afastados desta frequência (índice de participação modal muito pequeno).

A seguir, são apresentados os detalhes e resultados do projeto e dimensionamento para todas as estruturas nas quais serão controlados os níveis de vibração na região onde há ressonância estrutural.

6.1. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA UMA VIGA BI-APOIADA

O cálculo de um absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi realizado para uma viga bi-apoiada, constituinte de uma bancada universal de testes. Este aparato é utilizado para experimentos de vibrações mecânicas e pertence ao GVA-UFPA (Grupo de Vibrações e Acústica da Universidade Federal do Pará). As características da viga são as mesmas contidas na Tabela 4.2, com exceção da quantidade utilizada de nós e elementos aplicados nos testes, que foi 9 nós e 8 elementos.

Os resultados da inserção dos absorvedores na viga são corroborados através de análise modal numérica através do método de elementos finitos.

A seguir é mostrada a bancada de testes utilizada e a viga bi-apoiada, na qual foi realizada a análise modal com martelo de impacto onde foram obtidas as informações modais.

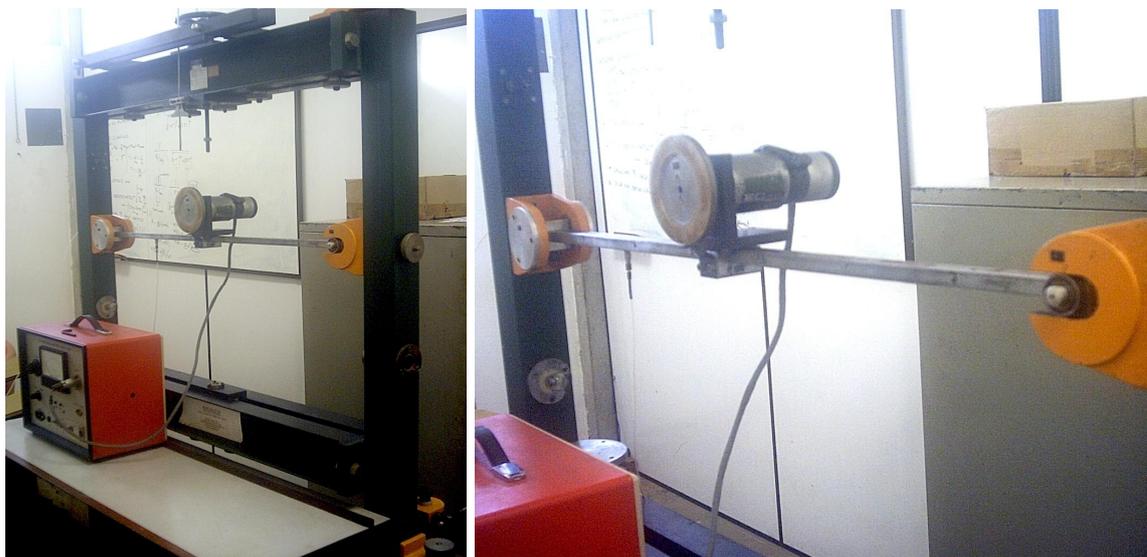


Figura 6.1. Bancada de testes utilizada nos experimentos com viga bi-apoiada.

A viga possui, em seu meio-vão, um motor elétrico com um disco desbalanceado acoplado ao mesmo eixo. É possível variar a frequência de rotação do motor para gerar as excitações harmônicas e, através de um suporte anexado à base do motor, fixar o absorvedor no sistema. Este aparato se presta à obtenção das formas deformadas operacionais do sistema com e sem os absorvedores fixados ao meio-vão da viga excitando seu modo fundamental de flexão transversal.

O martelo e o acelerômetro utilizados na análise modal experimental são apresentados na Figura 6.2 e os dados destes são listados a seguir:

Martelo de Impacto:

- Fabricante . PCB;
- Sensibilidade de carga . 2,25 mV/N.

Acelerômetro Uniaxial:

- Fabricante . PCB;
- Sensibilidade de carga . $10,656 \text{ mV/ms}^{-2}$.



Figura 6.2. Martelo de impacto com célula de carga acoplada (à esquerda) e acelerômetro uniaxial (à direita) ambos do fabricante PCB e com ICP (circuito pré-amplificador de sinal).

O modelo modal (frequências naturais, formas modais e amortecimentos modais) foi obtido através do programa Test.Lab, utilizando-se o método POLYMAX de extração dos parâmetros modais.

Os dados modais efetivamente utilizados foram a frequência natural a ser sintonizada com o absorvedor dinâmico e o primeiro vetor modal ortonormalizado da viga bi-apoiada com o motor fixado em seu meio-vão nesta frequência. Os valores obtidos para o 1º modo do conjunto viga-motor são listados a seguir, na Tabela 6.1. Nas Figuras 6.3 e 6.4 são apresentadas as formas modais obtidas numérica e experimentalmente.

Tabela 6.1. Parâmetros modais do conjunto viga bi-apoiada motor para o modo controlado na ressonância.

	Análise modal numérica	Análise modal experimental
Frequência natural (Hz)	22,6780	23,1505
Vetor modal ortonormalizado ($\{\psi\}$)	$\{\psi\}_1 \ddot{E} 0,00000$	$\{\psi\}_1 \ddot{E} 0,000000$
	$\{\psi\}_2 \ddot{E} 0,18666$	$\{\psi\}_2 \ddot{E} 0,205301$
	$\{\psi\}_3 \ddot{E} 0,34830$	$\{\psi\}_3 \ddot{E} 0,397034$
	$\{\psi\}_{14} \ddot{E} 0,46104$	$\{\psi\}_{14} \ddot{E} 0,486857$
	$\{\psi\}_5 \ddot{E} 0,50303$	$\{\psi\}_5 \ddot{E} 0,494445$
	$\{\psi\}_6 \ddot{E} 0,46104$	$\{\psi\}_6 \ddot{E} 0,486456$
	$\{\psi\}_7 \ddot{E} 0,34830$	$\{\psi\}_7 \ddot{E} 0,384704$
	$\{\psi\}_8 \ddot{E} 0,18666$	$\{\psi\}_8 \ddot{E} 0,194794$
	$\{\psi\}_9 \ddot{E} 0,00000$	$\{\psi\}_9 \ddot{E} 0,000000$

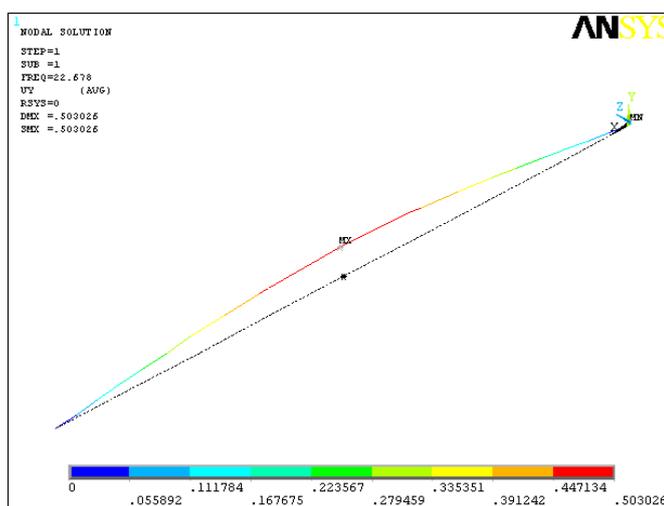


Figura 6.3. Forma modal numérica da viga bi-apoiada.

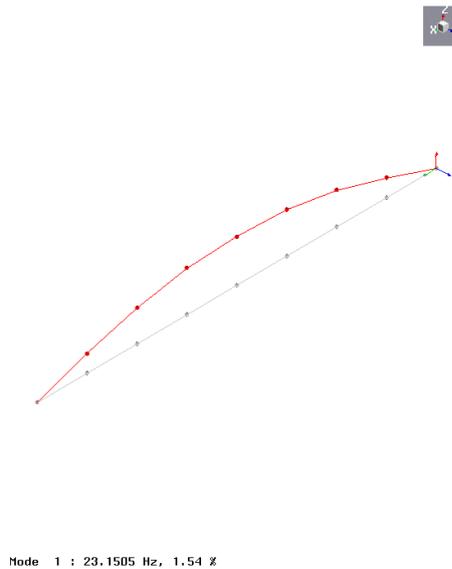


Figura 6.4. Forma modal experimental da viga bi-apoiada.

Para confrontar a resposta obtida tanto numérica quanto experimentalmente, utilizou-se o Critério de Precisão Modal (*Modal Assurance Criterion* . MAC). Este indica o desvio quadrático mínimo dos pontos obtidos com a linha reta, não apontando o tipo de dispersão, ou seja, se aleatória ou sistemática.

$$MAC(x, a) = \frac{\left(\sum_{i=1}^n (\phi_x)_i \cdot (\phi_a)_i^* \right)^2}{\left(\sum_{i=1}^n (\phi_a)_i \cdot (\phi_a)_i^* \right) \left(\sum_{i=1}^n (\phi_x)_i \cdot (\phi_x)_i^* \right)} = \frac{\left| \{ \phi_x \}_i^t \cdot \{ \phi_a \}_k^* \right|^2}{\left(\{ \phi_a \}_i^t \cdot \{ \phi_a \}_k^* \right) \left(\{ \phi_x \}_i^t \cdot \{ \phi_x \}_k^* \right)} \quad (6.1)$$

Sendo ϕ_x e ϕ_a os vetores modais extraídos das matrizes modais pelos métodos de extração dos parâmetros modais. Os índices $\%_{ot}^T$, $\%_{ot}^*$, $\%_{ot}$ e $\%_{ot}$ representam nesta ordem: transposto do vetor modal, conjugado do vetor modal, modo $\%_{ot}$ de vibração e modo $\%_{ot}$ de vibração. Os índices $\%_{ot}$ e $\%_{ot}$, nas equações acima podem representar, respectivamente, os modelos teórico e experimental dos vetores modais.

Uma matriz com os valores de MAC, dentre todos os autovetores teóricos e experimentais, indica claramente quais autovetores são relacionados entre si.

O valor do MAC calculado para a viga bi-apoiada, a partir da Equação (6.1) com os vetores modais ortonormalizados conforme apresentados na Tabela. 6.1 foi de 0,9977, mostrando fidelidade numérico-experimental dos modelos analisados.

O cálculo completo do absorvedor é descrito nos Capítulos 3 e 4 e o programa, escrito em linguagem MATLAB, utilizado no dimensionamento deste dispositivo de absorção de vibrações, é apresentado no Anexo 2.

Na Tabela 6.2 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico para o modo de 23 Hz da viga bi-apoiada.

Tabela 6.2. Dados do dimensionamento do absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico do Tipo I fixado à viga bi-apoiada para controle do modo de 23 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor m_{aeq} (kg)	0,583
Amortecimento do absorvedor c_{aeq} (Ns/m)	114,87
Diâmetro interno d (m)	0,01
Diâmetro externo D_e (m)	0,05
Diâmetro médio D (m)	0,03
Largura do absorvedor t (m)	0,04
Razão de massas (m_a / M)	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico h (m)	0,005
Temperatura de trabalho (°C)	27
Fator de perda	0,6
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,3 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

O absorvedor aplicado no centro da viga, ponto onde se verifica o maior vetor modal, ou seja, o ponto de máxima amplitude de vibração, é mostrado nas Figuras 6.5 (numérico) e 6.6 (experimental).

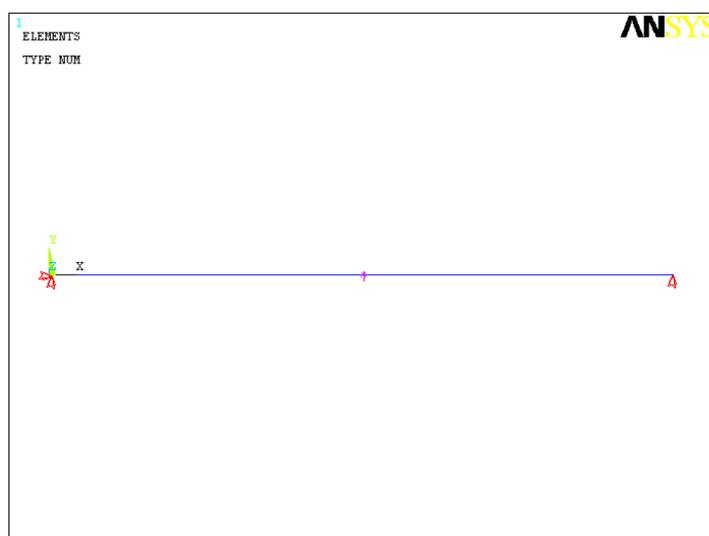


Figura 6.5. Modelo numérico do sistema composto (viga + absorvedor aplicado no centro da viga).

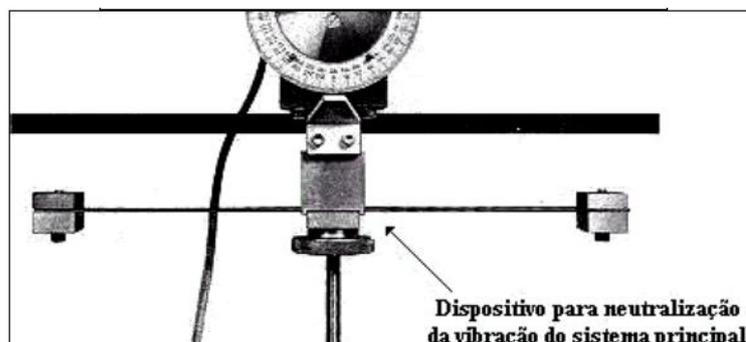


Figura 6.6. Exemplo de conjunto viga-motor com absorvedor dinâmico sem amortecimento.

As respostas dos sistemas compostos (viga + absorvedor) são mostradas nas Figuras 6.7 (numérico) e 6.8 (experimental sem considerar o amortecimento viscoelástico). As curvas em vermelho destas mostram o comportamento do sistema sem absorvedor e as curvas em azul, com a fixação de um absorvedor dinâmico no centro da viga.

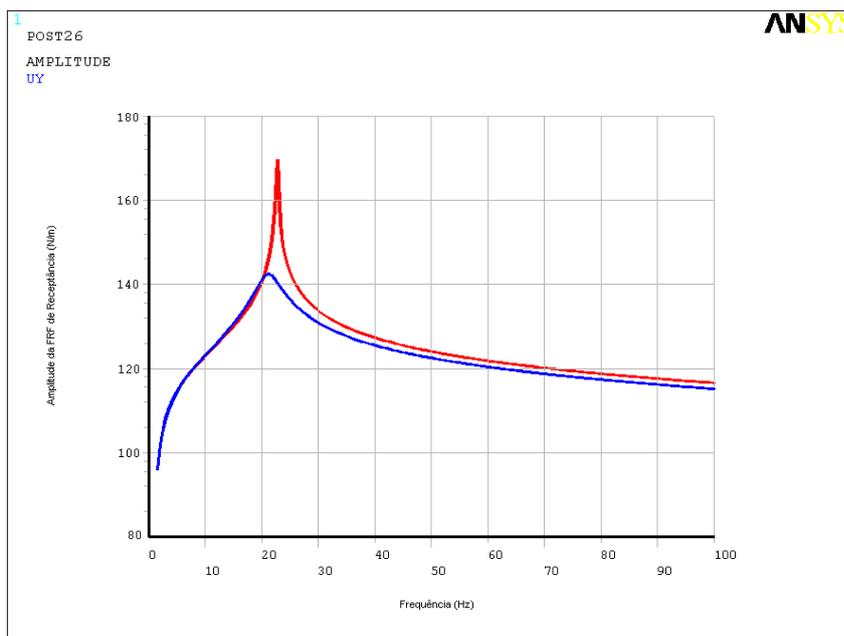


Figura 6.7. Modelagem da resposta em vibração da viga com e sem fixação de absorvedor dinâmico viscoelástico.

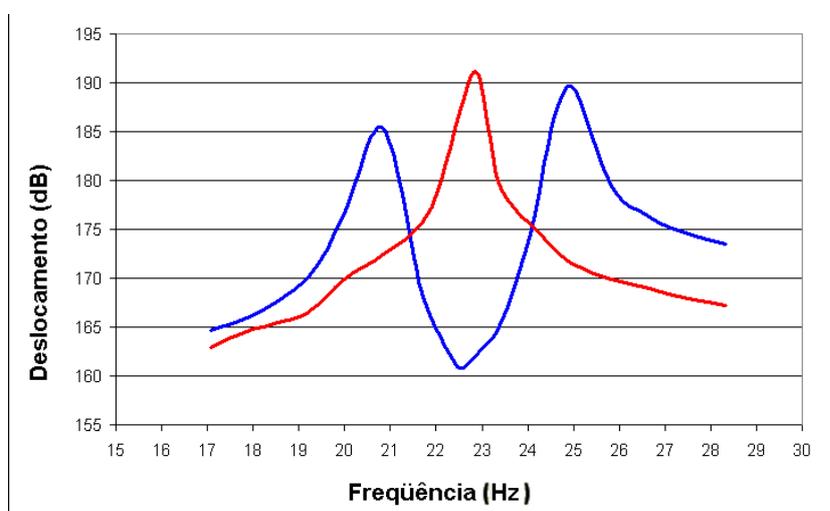


Figura 6.8. Resposta forçada da viga com e sem absorvedor dinâmico livre de amortecimento.

A resposta do sistema composto (viga + absorvedor), gerada numericamente, é demonstrada na Figura 6.9.

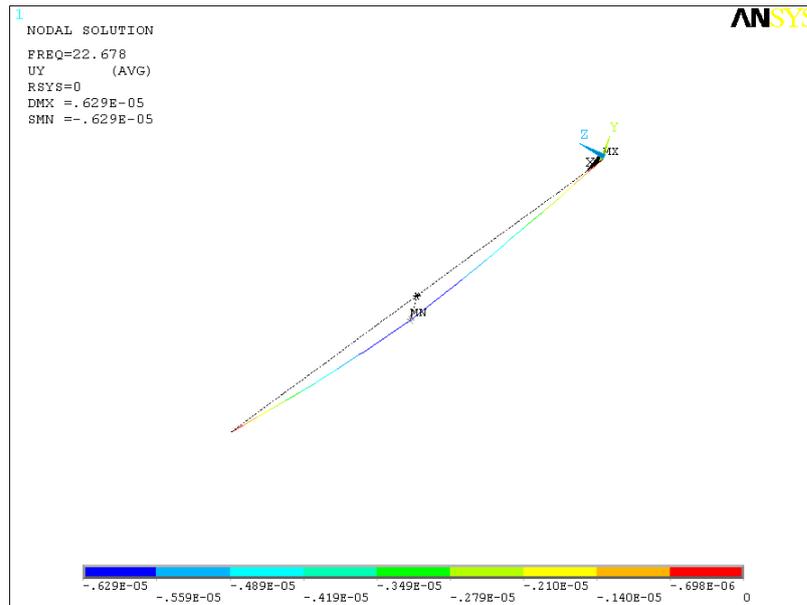


Figura 6.9. Modelo forçado da viga bi-apoiada com absorvedor fixado no meio-vão da viga.

Observou-se redução nos níveis de vibração da viga em ressonância, na frequência de 23 Hz (primeira frequência natural da viga) em cerca de 30 dB. Esta diminuição traduzir-se-á em diminuição de ruído audível na banda de terços de oitava de 20 Hz, sendo bem pouco perceptível ao ouvido humano a redução de ruído emitido pela viga em vibração devido o fato da mesma não ser emissora em potencial deste ruído, pois a área vibrante é diminuta.

No caso do reator, as grandes chapas são eficazes emissores de ruído audível, portanto, espera-se reduzir no reator, não só os níveis de vibração das chaparias externas como os de ruído por elas emitidas.

Nos itens seguintes faz-se procedimento análogo para elementos do reator com ressonância estrutural detectada próximo ou em 120 Hz.

6.2. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA A TAMPA DE INSPEÇÃO DO REATOR

O cálculo de um absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi realizado para a tampa de inspeção do reator. Em função do elevado número de pontos analisados experimentalmente, os vetores modais não serão exibidos.

A frequência natural da tampa (próxima a 120 Hz), medida experimentalmente, coincide com uma das frequências de excitação com níveis mais elevados (120 Hz), sendo detectados altos índices de vibração no centro da tampa, com o reator em operação. Este caso é um dos mais indicados para o uso de absorvedores dinâmicos, devido à identificação de ressonância estrutural da estrutura em análise.

O analisador de sinais, o martelo de impacto e o acelerômetro, utilizados na análise modal experimental da tampa de inspeção foram os mesmos descritos nos subitens 5.1 (acelerômetro) e 5.3 (analisador e martelo de impacto).

Os resultados da inserção do absorvedor na face da tampa são confirmados numericamente via análise modal desenvolvida através do método de elementos finitos.

A modelagem da chapa, feita através do método de elementos finitos consistiu na inserção de um elemento de casca (*SHELL63*), sustentado nas bordas, nas posições de fixação da tampa à estrutura do reator (16 parafusos) com elementos de elevada rigidez (*COMBIN14*) e considerando a inércia agregada pelo óleo isolante na face interna da tampa. A rigidez dos elementos de mola foi obtida a partir de uma aproximação, partindo-se do princípio que a área transversal resistente nas bordas da tampa promove o apoio da estrutura desta.

Resultados de modelagens executadas com elementos do reator que atuam em contato direto com o óleo isolante do reator indicam que 30% de adição de massa, na forma de elevação da densidade do aço de $7,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ para $10,14 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ reproduzem de maneira satisfatória os resultados experimentais destas estruturas, ou seja, o modelo modal numérico apresenta uniformidade de resultados com o modelo modal experimental. O modelo em questão é apresentado a seguir.

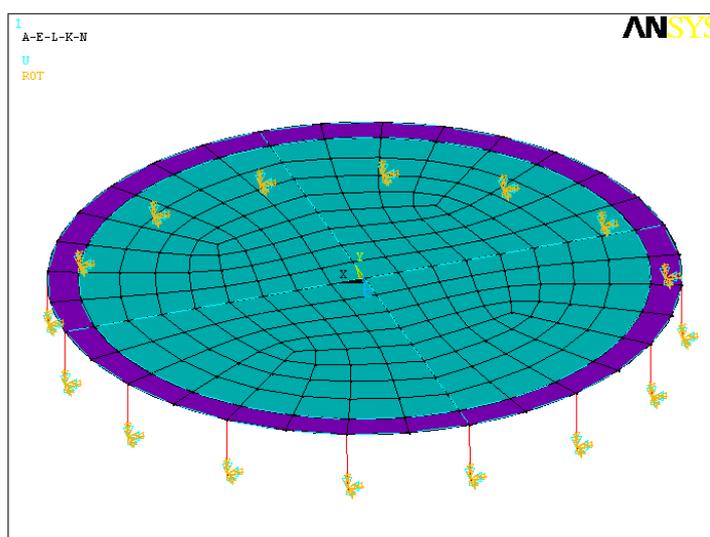


Figura 6.10. Modelo numérico da tampa de inspeção.

A forma deformada da tampa é apresentada a seguir numérica e experimentalmente.

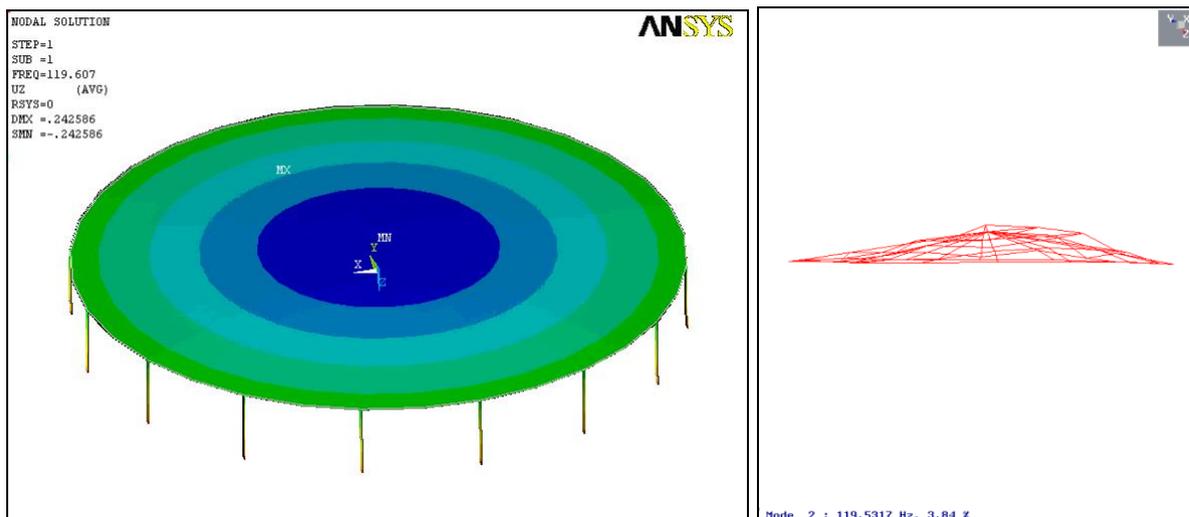
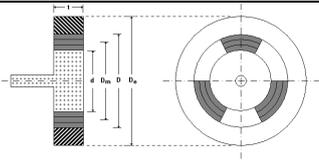


Figura 6.11. Modo próximo a 120 Hz, detectado numérica (esquerda) e experimentalmente (direita).

Na Tabela 6.3 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico calculado para atuar no modo próximo a 120 Hz da tampa de inspeção.

Tabela 6.3. Dados calculados para o absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico do Tipo I fixado no centro da tampa de inspeção para controle do modo próximo a 120 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor m_{aeq} (kg)	2,42
Amortecimento do absorvedor c_{aeq} (Ns/m)	2465,5
Diâmetro interno d (m)	0,05
Diâmetro externo D_e (m)	0,133
Diâmetro médio D (m)	0,11
Largura do absorvedor t (m)	0,05
Razão de massas (m_a / M)	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico h (m)	0,005
Temperatura de trabalho (°C)	47
Fator de perda	0,3
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,1 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

O modelo numérico da tampa com absorvedor é apresentado a seguir.

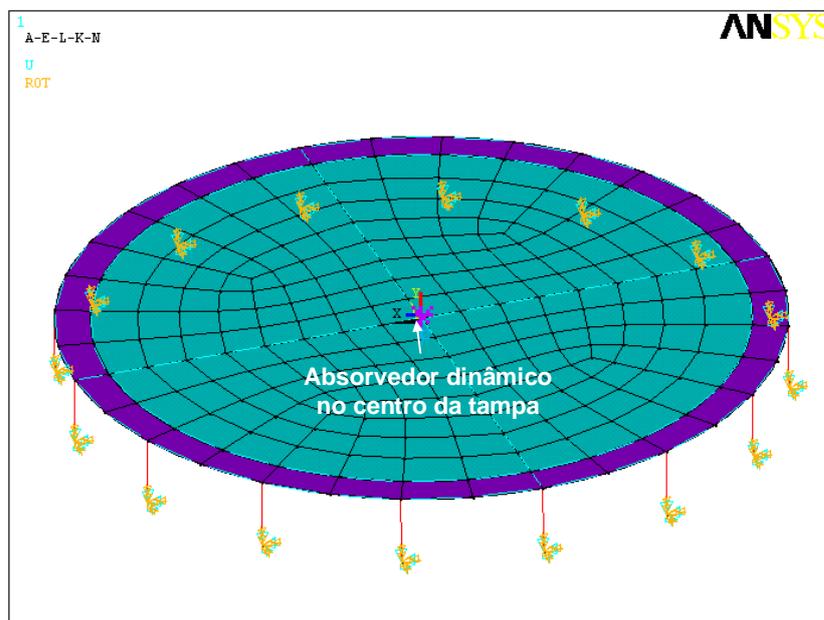


Figura 6.12. Tampa de inspeção modelada numericamente com absorvedor dinâmico viscoelástico.

A resposta forçada da tampa com absorvedor é apresentada na figura seguinte, sendo a curva em vermelho o deslocamento do centro da tampa (modelada sem amortecimento estrutural), em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta da tampa neste mesmo ponto com a inserção do dispositivo calculado.

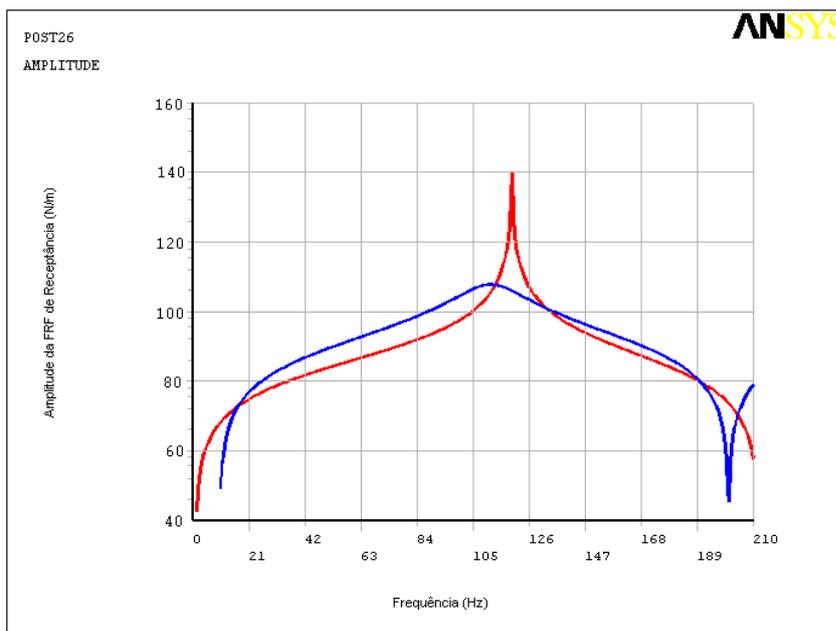


Figura 6.13. Superposição dos modelos forçados da tampa.

A resposta do sistema composto (tampa + absorvedor) é apresentada na figura a seguir.

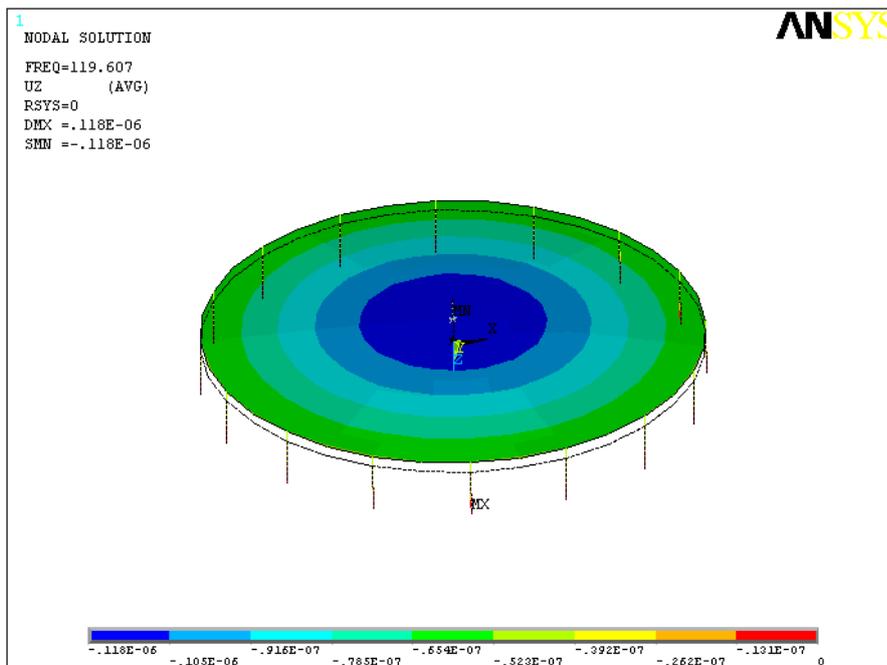


Figura 6.14. Modelo forçado da tampa de inspeção com absorvedor fixado no centro da tampa.

Observou-se redução nos níveis de vibração no centro da tampa, em torno de 25 dB, o que acarretará em reduções nos níveis de ruído para esta estrutura. É importante ressaltar que na prática estes níveis serão menores em virtude dos sistemas principais testados possuírem amortecimento estrutural maior do que zero.

6.3. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA O SUPORTE DO TANQUE CONSERVADOR DE ÓLEO DO REATOR

O cálculo de um absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi realizado para o suporte do tanque conservador de óleo do reator. Fenômeno semelhante ao verificado na tampa de inspeção ocorre para o suporte, ou seja, ressonância estrutural da estrutura em análise.

O aparato experimental foi o mesmo utilizado no teste da tampa de inspeção.

Os resultados da inserção do absorvedor na face livre do suporte são confirmados numericamente via análise modal desenvolvida através do método de elementos finitos.

A modelagem numérica do suporte seguiu procedimento semelhante ao da chapa da tampa de inspeção, porém, na base superior do suporte, foram adicionados elementos de massa, representando a inércia do tanque conservador de óleo. O modelo em questão é apresentado a seguir.

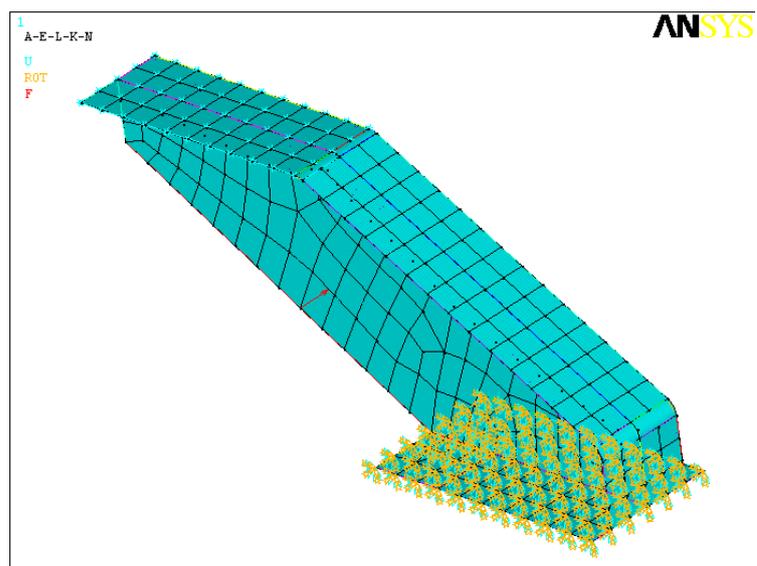


Figura 6.15. Modelo numérico do suporte do tanque conservador de óleo.

A forma deformada do suporte é apresentada a seguir numericamente, em virtude do modelo experimental não ter sido completamente analisado.

Desta mesma figura, pode-se concluir que um controle das vibrações no modo natural de 117,655 Hz atende a uma faixa de frequências que passa pela ressonância e vai a frequências próximas localizadas acima ou abaixo da natural para o suporte.

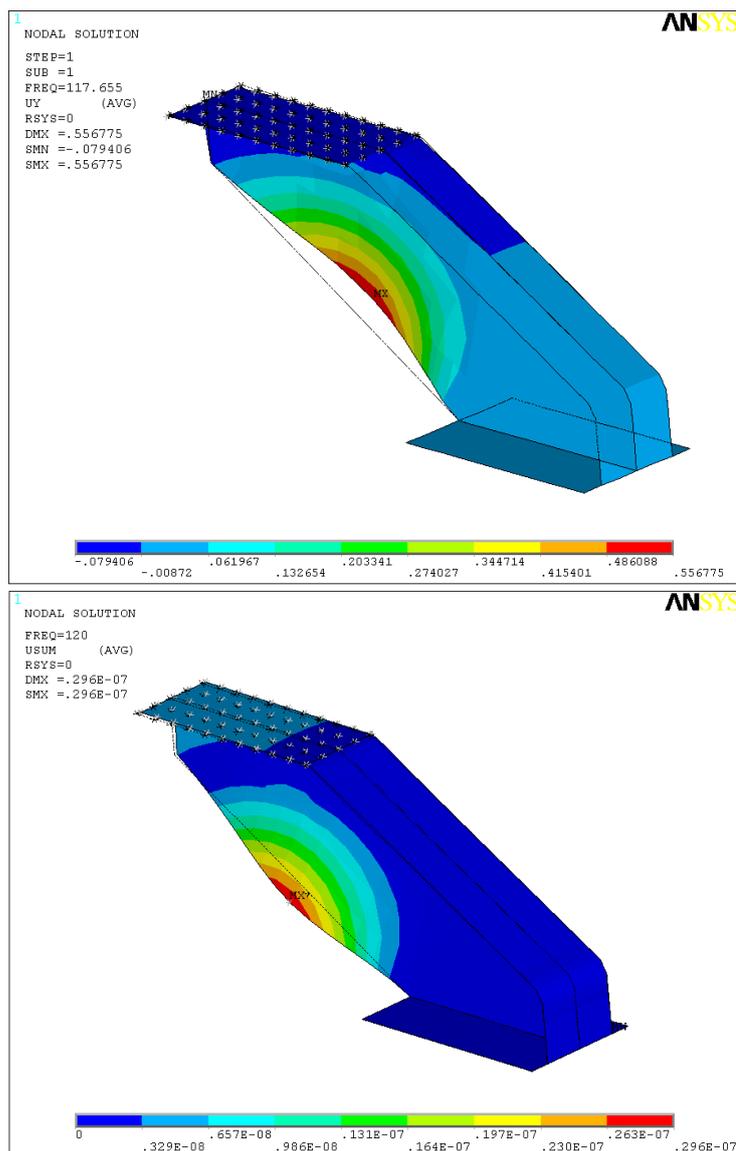
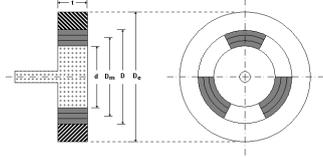


Figura 6.16. Forma modal livre (acima) e resposta forçada em 120 Hz no ponto de máxima amplitude modal do suporte (abaixo).

Na Tabela 6.4 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico calculado para atuar nos modos próximos a 120 Hz do suporte.

Tabela 6.4. Dados calculados para o absorvedor dinâmico viscoelástico do Tipo I fixado na posição de máxima amplitude modal do suporte para controle do modo de 117,655 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor m_{aeq} (kg)	0,796
Amortecimento do absorvedor c_{aeq} (Ns/m)	573,10
Diâmetro interno d (m)	0,050
Diâmetro externo D_e (m)	0,157
Diâmetro médio D (m)	0,150
Largura do absorvedor t (m)	0,050
Razão de massas (m_a / M)	0,20
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico h (m)	0,01
Temperatura de trabalho (°C)	47
Fator de perda	0,2
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,1 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

O modelo numérico do suporte do tanque conservador de óleo, com o absorvedor dinâmico viscoelástico, é apresentado a seguir.

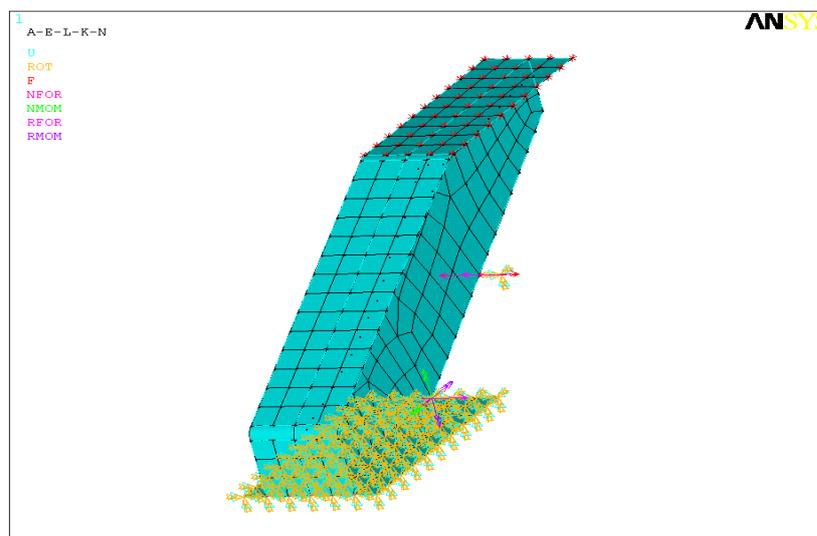


Figura 6.17. Sistema composto (suporte + absorvedor) modelado numericamente.

A resposta forçada do suporte com absorvedor é apresentada na figura seguinte, sendo a curva em vermelho o deslocamento no ponto de máxima amplitude modal em função da frequência, em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta do suporte neste mesmo ponto com a inserção do dispositivo calculado de absorção de vibrações.

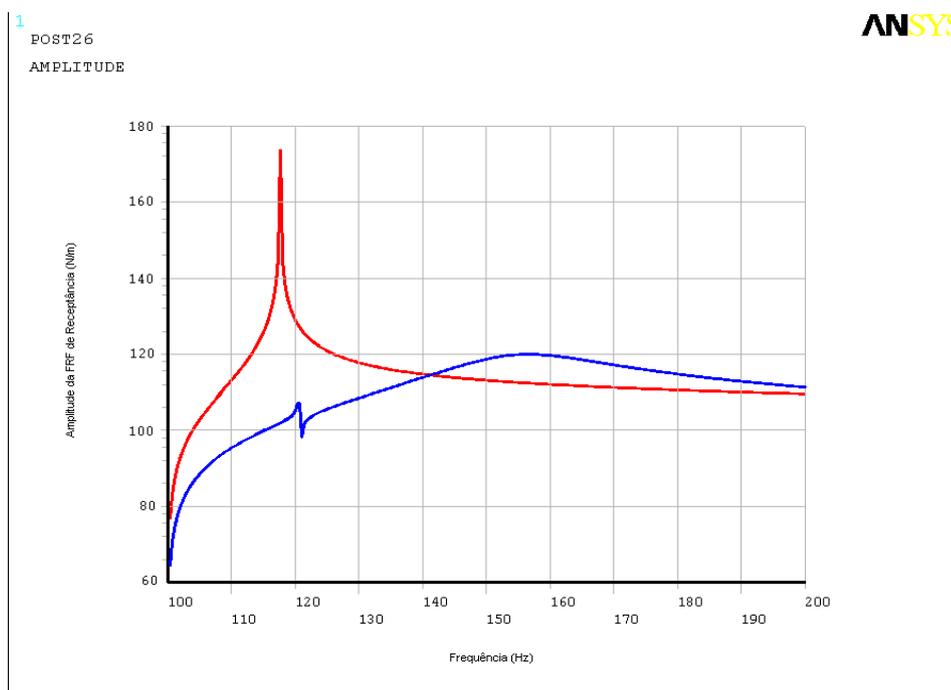


Figura 6.18. Superposição da resposta dos modelos do suporte do tanque conservador de óleo.

A resposta do sistema composto (suporte + absorvedor) é apresentada na figura seguinte.

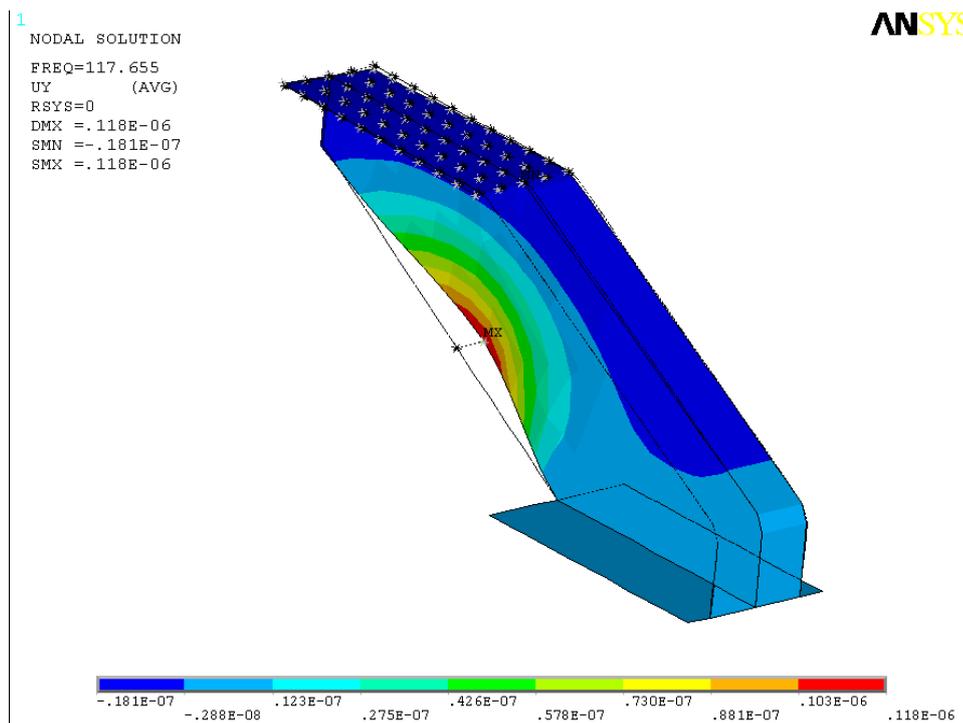


Figura 6.19. Modelo forçado da tampa de inspeção com absorvedor viscoelástico fixado no ponto de máxima amplitude modal do modo de 117,655 Hz.

Observou-se redução nos níveis de vibração em média no ponto de fixação do absorvedor (no centro da tampa), na ordem 70 dB na ressonância de 117,655 Hz e 20 dB em 120 Hz, o que acarretará em reduções nos níveis de ruído para esta estrutura, quando a mesma estiver sob excitação harmônica, ou seja, em funcionamento contínuo.

Vale ressaltar que esta modelagem numérica não contemplou o amortecimento estrutural presente no suporte, que neste caso é menor do que em outros os elementos do reator em virtude de este item não estar em contato direto com o óleo isolante que amortece as vibrações geradas. Porém, mesmo com o diminuto amortecimento, os níveis de queda reais seriam um pouco menores do que os verificados numericamente para o suporte.

6.4. PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE ABSORVEDOR DINÂMICO VISCOELÁSTICO PARA A CHAPA DA FACE TRASEIRA DO REATOR

O cálculo de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico foi realizado para a chapa da face traseira do reator. Em função do elevado número de pontos analisados experimentalmente, os vetores modais não serão exibidos.

A frequência natural da chapa (próxima a 120 Hz), medida experimentalmente, coincide com um dos harmônicos de excitação com níveis mais elevados (120 Hz), sendo detectados altos índices de vibração em pontos distintos da tampa, com o reator em operação.

O analisador, o martelo de impacto e o acelerômetro, utilizados na análise modal experimental da chapa traseira do reator foram os mesmos descritos nos subitens 5.1 (acelerômetro) e 5.3 (analisador e martelo de impacto).

Os resultados da inserção dos absorvedores na face da referida chapa são confirmados numericamente via análise modal desenvolvida através do método de elementos finitos.

A modelagem da chapa, feita através do método de elementos finitos consistiu na inserção de um elemento de casca (*SHELL63*), sustentado nas bordas, nas posições de fixação da chapa à estrutura do reator com elementos de elevada rigidez (*COMBIN14*) e considerando a inércia agregada pelo óleo isolante na face interna da chaparia. A rigidez dos elementos de mola foi obtida a partir da área transversal resistente que promove o apoio na extremidade da placa.

O modelo em questão é apresentado a seguir.

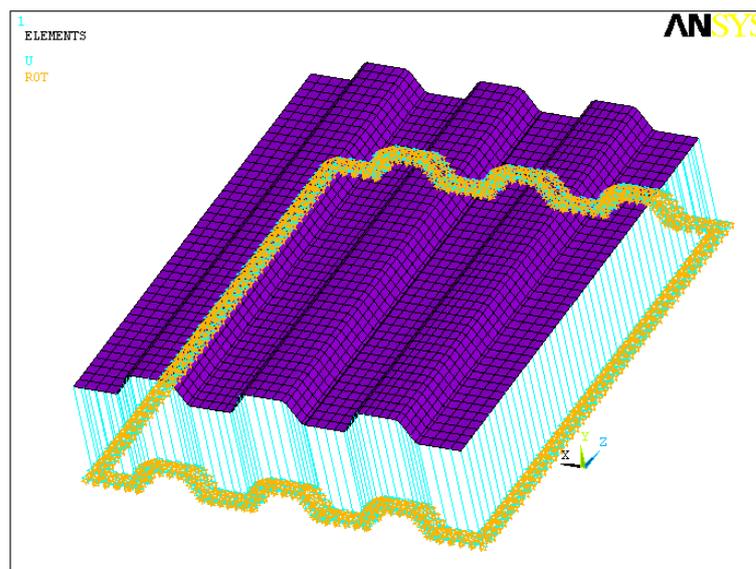


Figura 6.20. Modelo numérico da chapa traseira do reator

A quantidade de absorvedores e a posição de fixação dos mesmos foram definidas em função da forma modal operacional do reator para esta face, ou seja, os pontos onde foram detectadas as maiores deformações modais operacionais. O total calculado para serem fixados na face em questão é de 12 absorvedores, sendo feito um teste inicial com 4 absorvedores para se verificar a eficácia do sistema de absorção de vibrações com as propriedades deste sistema secundário menos distribuídas na estrutura principal (chapa traseira).

A forma deformada da chapa traseira é apresentada a seguir numérica e experimentalmente.

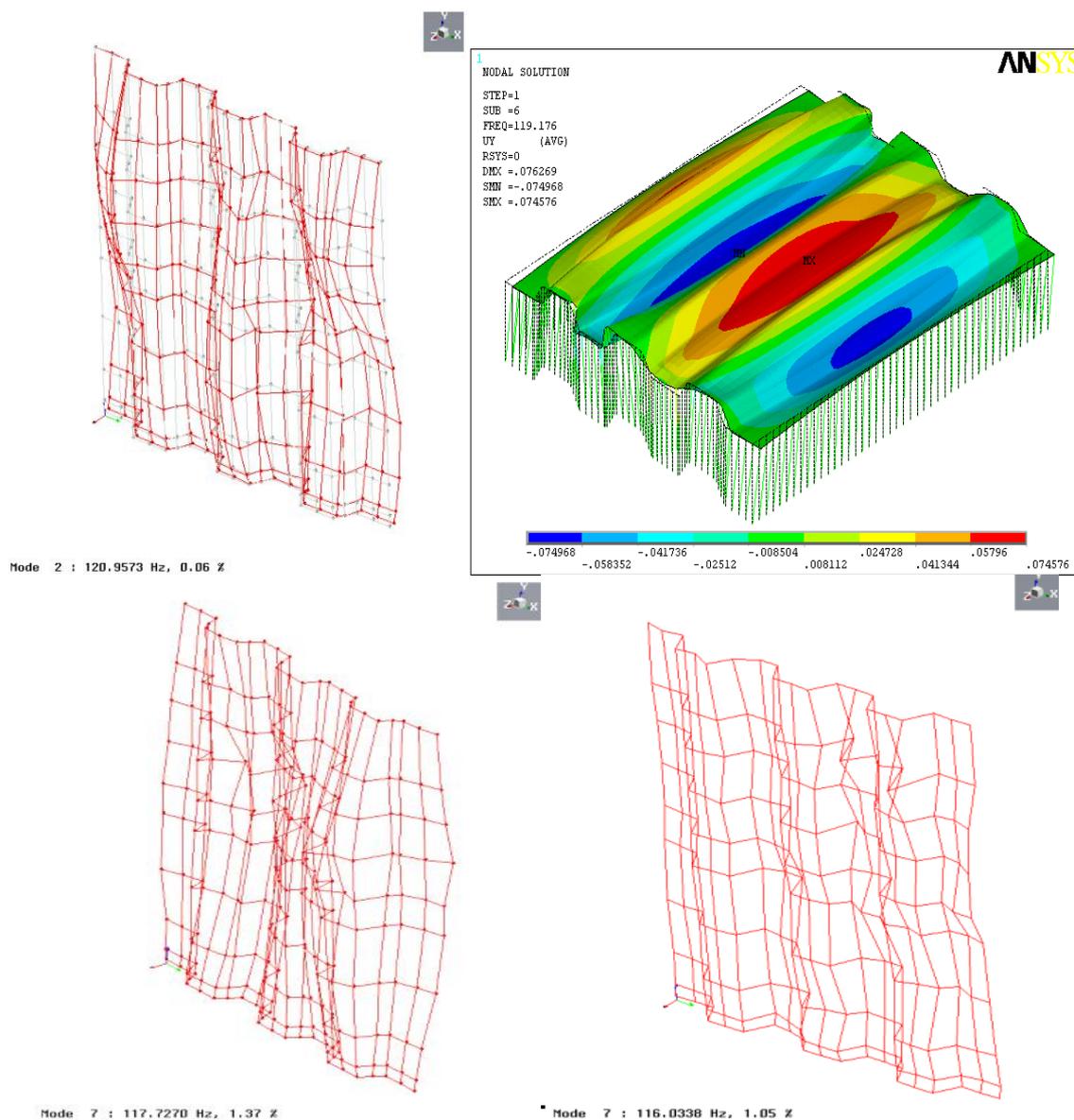


Figura 6.21. Modo operacional medido em 120 Hz (acima à esquerda) e modos naturais próximos a 120 Hz obtidos numericamente (acima à direita) e experimentalmente sem óleo no reator (abaixo à esquerda) e com óleo (abaixo à direita).

Na Tabelas 6.5 e 6.6 são apresentados os dados dos absorvedores dinâmicos viscoelásticos calculados para atuar nos modos próximos a 120 Hz da chapa traseira do reator.

Tabela 6.5. Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 4 absorvedores dinâmicos.

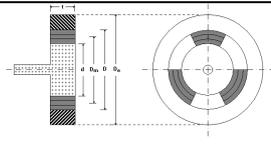
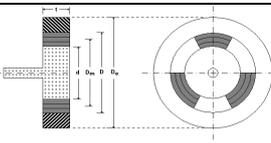
Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor m_{aeq} (kg)	7,406
Amortecimento do absorvedor c_{aeq} (Ns/m)	7513,3
Diâmetro interno d (m)	0,05
Diâmetro externo D_e (m)	0,17
Diâmetro médio D (m)	0,11
Largura do absorvedor t (m)	0,05
Razão de massas (m_a / M)	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico h (m)	0,005
Temperatura de trabalho (°C)	47
Fator de perda	0,21
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,05 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

Tabela 6.6. Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 12 absorvedores dinâmicos.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor m_{aeq} (kg)	2,77
Amortecimento do absorvedor c_{aeq} (Ns/m)	2811,2
Diâmetro interno d (m)	0,05
Diâmetro externo D_e (m)	0,1358
Diâmetro médio D (m)	0,11
Largura do absorvedor t (m)	0,05
Razão de massas (m_a / M)	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico h (m)	0,005
Temperatura de trabalho (°C)	47
Fator de perda	0,21
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,05 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico tipo I

A resposta forçada da chapa traseira do reator com os absorvedores fixados é apresentada na figura seguinte, sendo a curva em vermelho o deslocamento de um ponto de grande amplitude modal na face traseira do reator, em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta deste sistema no mesmo ponto com a inserção dos dispositivos calculados.

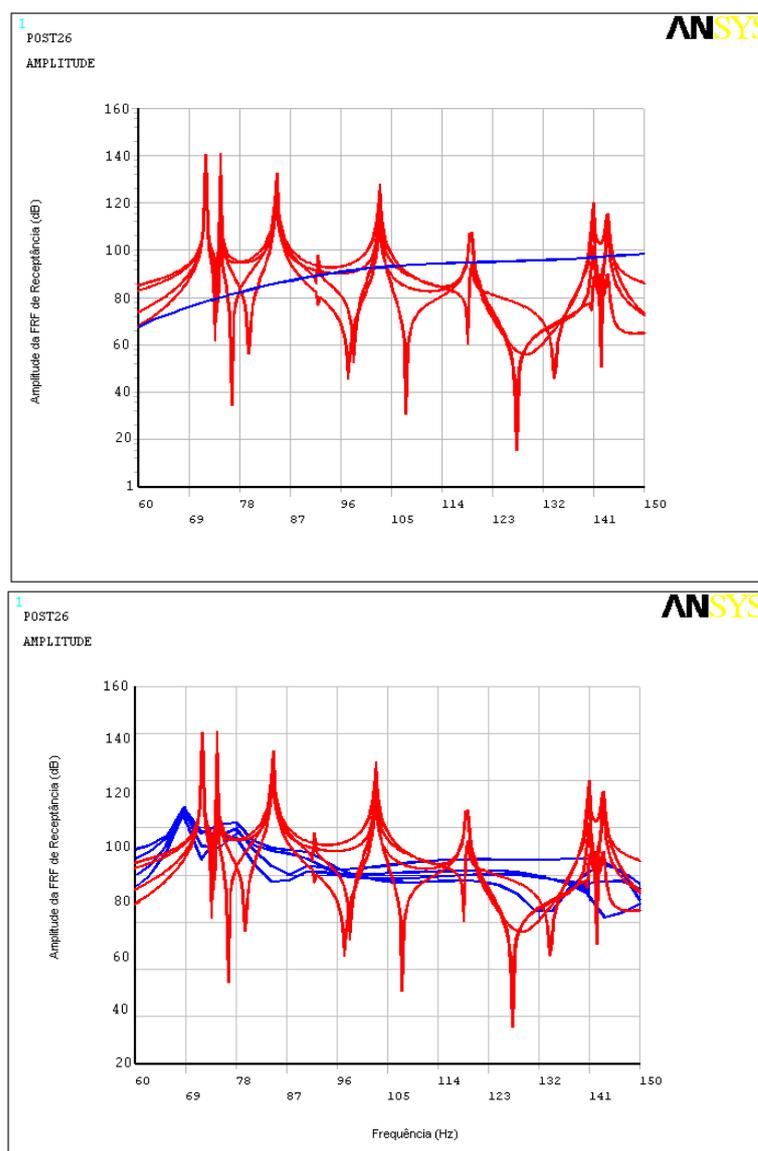


Figura 6.22. Superposição dos modelos forçados da chapa traseira do reator com 4 absorvedores (acima) e 12 absorvedores (abaixo).

A resposta do sistema composto (chapa + absorvedores) é apresentada na figura a seguir.

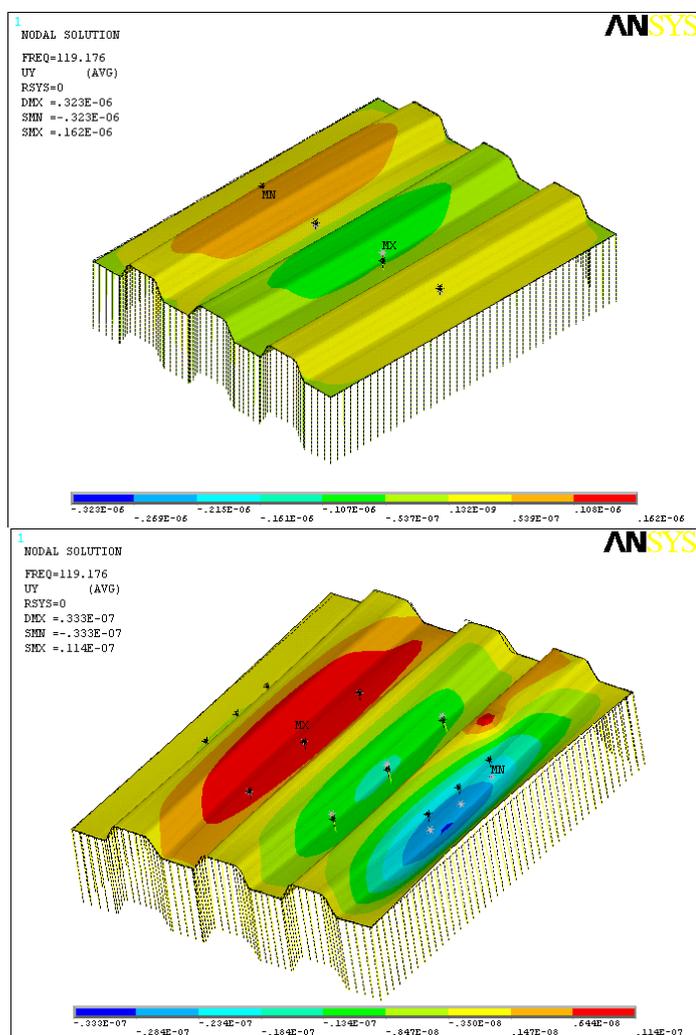


Figura 6.23. Modelo forçado da chapa traseira do reator com 4 absorvedores (acima) e 12 absorvedores(abaixo) fixados em pontos de grandes amplitudes modais.

Observou-se redução nos níveis de vibração em pontos distintos da chapa traseira do reator, na ordem de 10 dB próximo a 120 Hz para o sistema de absorção proposto com 4 absorvedores. Já para 12 absorvedores a resposta do sistema composto alcançou quedas mais acentuadas nesta mesma faixa de freqüências, ficando em cerca de 20 dB.

O sistema calculado com 12 absorvedores, além de promover uma queda mais aguda dos níveis de vibração nas frequências próximas a 120 Hz, possui um amortecimento por absorvedor um pouco menos elevado, o que promove uma resposta do sistema composto mais aceitável no que tange à faixa de frequências em questão, pois o elevado amortecimento do sistema com 4 absorvedores promove menor diminuição dos picos de frequências naturais vizinhas a 120 Hz quando comparada ao sistema com 12 absorvedores.

O número destes dispositivos de absorção de vibrações, no entanto, não pode ser elevado indefinidamente, pois serão necessários mais tempo e capital para a construção de mais absorvedores.

A quantidade então, na prática, é definida partindo-se dos pontos mais críticos dos elementos sob análise, pois nestes locais os absorvedores alcançarão as maiores eficiências na redução das vibrações. No caso da chapa posterior, 12 pontos cobrem de maneira adequada estas regiões de maiores amplitudes de vibração, contribuindo para a redução em geral do nível de vibração deste item do reator e, portanto, dos níveis de ruído gerados por este emissor potencial de energia acústica.

Assim como em outros elementos do reator, a chapa traseira do reator está em contato direto com o óleo isolante encontrado no interior deste equipamento de subestação. Isto leva a um amortecimento das vibrações mais elevado e este não foi considerado nas modelagens. Portanto, na prática, espera-se que os níveis de redução de vibrações sejam menores do que os modelados numericamente, exatamente em virtude da não consideração da interação fluido-estrutura (óleo - chapas) nas modelagens pelo fato de não haver suporte computacional para esta modelagem tanto na chapa traseira, quanto a tampa de inspeção.

CAPÍTULO 7: COMENTÁRIOS FINAIS, CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1. COMENTÁRIOS FINAIS

A modelagem matemática aplicada no decorrer do trabalho, para o cálculo dos absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico, mostrou eficácia e representou, de maneira adequada, o comportamento, com e sem a fixação dos absorvedores, das estruturas analisadas, sendo os resultados analisados através do método de elementos finitos apresentados nos Capítulos 4 e 6, uma demonstração numérica da eficácia deste simples mecanismo de absorção proposto.

Os modelos gerados não levam em consideração o amortecimento presente nos sistemas primários. Pode-se então desacoplar as equações dinâmicas dos modelos a serem controladas as vibrações e o problema dinâmico então é considerado com n graus de liberdade independentes entre si, o que leva à análise de vibrações dos sistemas ser equivalente a n sistemas com 1 grau de liberdade (muito mais fácil de se analisar). Vale ressaltar que a formulação proposta por ESPÍNDOLA & SILVA, desacopla as equações dinâmicas do sistema composto através do negligenciamento do amortecimento do sistema principal apenas.

Sugeriu-se que os absorvedores fossem constituídos em aço estrutural, pois, além deste metal ser de fácil aquisição e baixo custo, o mesmo possui massa específica adequada para gerar absorvedores com elevada inércia e ao mesmo tempo compactos. O único inconveniente deste metal é que o mesmo deve ser pintado com esmalte sintético apropriado a ambientes externos, na cor prata, para

refletir as ondas de calor e para evitar a formação de pontos de corrosão por oxidação (ferrugem), tendo em vista que os absorvedores irão operar em ambiente aberto.

A razão de massas (μ) escolhida para os absorvedores dinâmicos, que neste trabalho foi de 0,1 (o mínimo recomendado pelas metodologias utilizadas), para a grande maioria dos sistemas analisados, foi definida com base em duas justificativas:

- Os absorvedores dinâmicos devem ser compactos e leves o suficiente para não ocasionarem transtornos ao serem transportados para a subestação de Rurópolis, tendo em vista, provavelmente, que os mesmos serão construídos em Belém-Pará, pois há melhor infra-estrutura para a correta construção destes dispositivos nesta cidade;
- O aumento da razão de massas não reduz, de maneira substancial, os níveis de vibração dos sistemas primários aos quais os absorvedores serão fixados, de acordo com trabalho desenvolvido por BAVASTRI (1997), o que não compensa na prática a demasiada elevação da massa do absorvedor.

Os absorvedores foram calculados com base em materiais viscoelásticos do Tipo I, tendo em vista que, na frequência de 120 Hz e na temperatura de 47° C (temperatura na qual o viscoelástico irá funcionar nos absorvedores é menor do que a temperatura dos elementos do reator), à qual estes dispositivos ficarão submetidos, o material escolhido (DYAD610c) comporta-se como um polimérico do

Tipo I, onde o fator de perda e o módulo dinâmico de cisalhamento são aproximadamente constantes.

Não foram calculados absorvedores para atuarem na chapa frontal do reator e nas chapas laterais do mesmo, pois nestas placas existem elementos que agem como modificadores do comportamento dinâmico localizado do reator. Nas chapas laterais direita e esquerda, os trocadores de calor de placas agem como barreiras acústicas, reduzindo os níveis de ruído após os radiadores e enrijecendo estas chapas, diminuindo a vibração das mesmas. Já na face frontal do reator, o painel de comando é que atua como elemento de elevação local da rigidez da placa, afastando os modos de 120 Hz desta, e diminuindo os efeitos locais de ressonância estrutural.

7.2. CONCLUSÕES

Uma rotina de cálculo de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico foi desenvolvida, onde o dimensionamento e o projeto destes dispositivos pode ser realizado com materiais viscoelásticos Tipos I e II de acordo com ESPINDOLA & SILVA (1992).

Como o absorvedor dinâmico possui amortecimento viscoelástico, a faixa de abrangência, ou seja, de atuação do absorvedor se dá em banda larga, adaptando-se bem à alta densidade modal verificada numérica e experimentalmente nas chaparias do reator, auxiliando, mesmo com o dimensionamento sintonizado em uma frequência principal, no controle das vibrações de modos vizinhos.

Os modelos de sistemas compostos (primário + absorvedores), foram apenas analisados numericamente, devido a não construção dos referidos dispositivos calculados.

No total, 22 absorvedores dinâmicos são propostos para atuarem nas chaparias externas do reator, sendo a discriminação da posição e quantidade dada a seguir:

- 1 absorvedor dinâmico calculado para atuar em uma banda larga com frequência central de 120 Hz, fixado no centro de cada tampa de inspeção (ponto de máxima amplitude operacional), totalizando 8 absorvedores, pois há, no reator, 8 tampas;
- 1 absorvedor dinâmico no ponto de máxima vibração do suporte do tanque conservador de óleo, contabilizando-se 2 absorvedores (há no reator dois suportes), projetados para controlarem as vibrações na banda larga a partir de 120 Hz;
- 12 absorvedores na chapa traseira do reator nos pontos de máxima amplitude de vibração em 120 Hz.

As reduções nos níveis de vibração, obtidas através da inserção dos absorvedores nos sistemas principais, verificadas numericamente, confirmam a tendência de redução esperada. Estas diminuições em níveis de vibração traduzir-se-ão em menores níveis de ruído radiado pelas chapas do reator.

Outras vantagens decorrentes da redução do problema vibro-acústico podem ser citadas:

- Redução da vibração de elementos internos e externos do reator, diminuindo efeitos danosos a estas estruturas, tais como fadiga mecânica dos mesmos;
- Diminuição do problema acústico do reator em decorrência da redução do problema de vibração, ocasionando melhor adequação do reator à norma NR-15, que estabelece o tempo de exposição de operadores às proximidades de equipamentos ruidosos;
- Aumento da confiabilidade do equipamento em virtude das vantagens citadas pela diminuição do problema vibro acústico.

7.3. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A melhoria nas características mecânicas, dinâmicas e estruturais de materiais viscoelásticos, constitui-se em um ponto que pode promover constante evolução do que foi estudado neste trabalho, onde os absorvedores foram calculados contendo o material elastomérico DYAD601c. Portanto, o projeto e dimensionamento de absorvedores não se encerram com um ou outro polímero, isto é tema para futuras melhorias visando uma minimização global do problema vibro-acústico em estruturas e uma estabilidade dos sistemas de absorção propostos.

Outro ponto a ser desenvolvido é a fabricação dos absorvedores, seguindo-se recomendações de BAVASTRI, por exemplo, tomando-se precauções para manter as propriedades dinâmicas calculadas inalteradas (massa e dimensões dos materiais viscoelásticos envolvidos).

A fixação dos absorvedores é outro ponto importante, pois deve fazer com que sejam preservadas as propriedades dinâmicas calculadas e sejam estanques, ou seja, não ocorram folgas com facilidade, que certamente prejudicarão o desempenho dos absorvedores. Recomenda-se fixação rígida, isto é, o absorvedor é fixado com parafuso nas estruturas onde serão feitos os controles de vibração. Caso não seja possível, recomenda-se solda fria (cola epóxi), que também mantém, tanto quanto a fixação rígida, boa qualidade de fixação do sistema de absorção.

Outros métodos de cálculo dos absorvedores podem ser utilizados no controle de vibrações em estruturas. O método de otimização não-linear é um exemplo que se mostrou bem estável a variações de amortecimento no sistema primário e vem sendo aplicado com sucesso em outras instituições.

Recomenda-se seguir os trabalhos de BAVASTRI (1997) para, no reator, otimizar o dimensionamento de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico, tendo em vista que o reator trifásico em estudo funciona com óleo isolante em seu interior, ou seja, o amortecimento desta estrutura não é nulo e o método de otimização não-linear mostrou-se bem adaptável a esta condição.

Com base na modelagem completa do reator, que vem sendo implementada com sucesso em SOEIRO et al. (2006), sugere-se modelar o comportamento dinâmico deste equipamento com a inserção dos absorvedores calculados, para a faixa de frequências próxima a 120 Hz e, contando com o conhecimento completo da modelagem dinâmica do reator com os absorvedores, promover modificações nos pontos de fixação dos absorvedores para que os mesmos trabalhem de maneira global e não localizados como o que foi proposto neste trabalho.

O controle ativo do problema vibro-acústico do reator poderá ser implementado seguindo-se as sugestões de TING KONG (1999) e DAYOU & BRENNAN (2002), dentre outros.

O controle de vibração na fonte também é uma linha de ataque ao problema vibro-acústico que pode ser implementada se houver possibilidade de inserção de isoladores de vibração entre o núcleo no reator e carcaça externa do mesmo, evitando a transmissão da vibração às chaparias interna e externa do reator e os problemas decorrentes desta, já discutidos neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT, NBR-7277, Medição do nível de ruído de transformadores e reatores, 1988.
- ABNT, NR-15, Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade . Procedimento, 2000.
- ABNT, NBR-7569, Reatores para sistema de potência - Método de Ensaio, 1982.
- AIDA T. et. al., Vibration Control of Shallow Shell Structures Using a Shell -Type Dynamic Vibration Absorber, Journal of Sound and Vibration, vol. 259(4), pp 245-267, 1998.
- ASHOUR, N. O. & NAYFEH, A. H., Experimental and Numerical Analysis of a Nonlinear Vibration Absorber for the Control of Plate Vibrations, Journal of Vibration and Control, vol. 9, pp 209. 234, 2003.
- AVITABILE, P., Experimental Modal Analysis - A Simple Non-Mathematical Presentation, Sound and Vibration, pp. 01-11, 2001.
- BAVASTRI, C. A., Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos, Tese de Doutorado, UFSC, 1997.
- BROCH, J. T., Mechanical Vibration and Shock Measurements, Bruel & Kjaer, Dinamarca, 1980.
- CAI, C. S. & CHEN, C. S., Coupled vibration control with tuned mass damper for long-span bridges, Journal of Sound and Vibration, vol 278, pp 449. 459, 2004.
- CARNEAL, J.P., et. al., Minimization of sound radiation from plates using adaptive tuned vibration absorbers, Journal of Sound and Vibration, vol. 270, pp 781-792, 2004.

COSTAIN, A. K. & ROBICHAUD, J. M., Practical Methods for Vibration Control of Industrial Equipment, 2003.

ESPÍNDOLA, J.J. & SILVA, H. P., Modal Reduction of Vibrations by Dynamic Neutralizers: A General Approach, 10th International Modal Analysis Conference, San Diego, California, pp. 1367-1373, 1992.

DAHLBE, T., On optimal use of the mass of a dynamic vibration absorber", Journal of Sound and Vibration, vol. 132, pp. 518-522, 1989.

DAYOU, J. & BRENNAN, M. J., Global Control of Structural Vibration Using Multiple-Tuned Tunable Vibration Neutralizers, Journal of Sound and Vibration, vol. 258(2), pp 345. 357, 2002.

DEN HARTOG, J. P., Mechanical Vibrations, Dover Publications, 1985.

EL-KHATIB, H. M. et. al, Suppression of bending waves in a beam using a tuned vibration absorber, Journal of Sound and Vibration, 2005.

FARIAS, et al, Aplicação da Legislação Ambiental no Meio Urbano - Controle de Ruído em Subestação, XIV SNPTEE, 1997.

FILLIPIN, C. G. et. al., A Solução do Problema de Ruído em Transformadores de Subestações, XVII SNPTEE, 2003a.

FILLIPIN, C. G. et. al., Medição e Controle de Vibração e Ruído em Transformadores de Subestações, pp 1106 a 1112, II CITENEL, 2003b.

FOLENCIO, D. G. & ROCHA, J. C., Isolação e Absorvedores, UNICAMP, 1997.

FOX, R., Dynamic Absorbers for Solving Resonance Problems, 2000.

GERGES, R. R. & VICKERY, B. J., Design of tuned mass dampers incorporating wire rope springs: Part I: Dynamic representation of wire rope springs, Engineering Structures, vol. 27, pp. 653. 661, 2005.

GERGES, S. N. Y., Ruído: fundamentos e controle. 2ª Ed. Florianópolis: Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 2000.

GUARALDO, N., et. al., Avaliação do Ruído de Transformadores no Entorno de Seções Aplicativo de Simulação, XIV SNPTEE, 1997.

HEWLETT PACKARD, HP 35665A Concepts Guide, 1994.

HEWLETT PACKARD, HP 35665A Operator's Guide, 1994.

HUANG, S. J. & LIAN, R. J., A Vibration Absorber with Active Vibration Control, Journal of Sound and Vibration, vol. 178(3), pp. 323-335, 1994.

KETEMA, Y. A., Viscoelastic Dynamic Vibration Absorber with Adaptable Suppression Band: a Feasibility Study, Journal of Sound and Vibration, vol. 216(1), pp. 133-145, 1998.

JOHNSON, C. D., Design of Passive Damping Systems, 2001.

JONES, D. I. G., Handbook of Viscoelastic Vibration Damping, John Wiley & Sons, 2001.

JOSHI, A. S. & JANGID R. S., Optimum Parameters of Multiple Tuned Mass Dampers for Base-Excited Damped Systems, Journal of Sound and Vibration, 1997.

JUNGER, M. C. & FEIT, D., Sound, structures, and their interaction, Acoustical Society of America, 1993.

KIM, J. K., IH, J. G., Prediction of sound level at high-frequency bands by means of a simplified boundary element method, Journal of the Acoustical Society of America - JASA, vol. 112, 2002.

KORENEV, B. G. & REZNIKOV, L. M., Dynamic Vibration Absorbers: Theory and Technical Applications, John Wiley & Sons, 1993.

LEISSA, A., Vibration of Plates, Acoustical Society of America, 1993.

LMS INTERNATIONAL N. V., TEST.LAB Users Manual, 2004.

LIU, K. & LIU J., The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result, *Journal of Sound and Vibration*, 2004.

MAIA, N. M. M. & Silva, J. M. M., *Theoretical and Experimental Modal Analysis*, Research Studies Press, 1997.

MEDEIROS, E. B. et. al., *Controle de Ruído em Subestações Elétricas: Análise e Projeto*, XVI SNTPEE, 2001.

NAGAYA, K., & LI, L., Control of Sound Noise Radiated From a Plate Using Dynamic Absorbers under the Optimization by Neural Network, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 208(2), pp 289-298, 1997.

PENNESTRI, E. An Application Of Chebyshev's Min-Max Criterion To The Optimal Design Of A Damped Dynamic Vibration Absorber *Journal of Sound and Vibration*, pp 757-765, 1998.

RAM, Y. M. & ELHAY, S., The Theory of a Multi-Degree-of-Freedom Dynamic Absorber, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 195(4), pp. 607-615, 1996.

RANA, R. & SOONG, T. T., Parametric study and simplified design of tuned mass dampers, *Engineering Structures*, vol. 20(3), pp. 193-204, 1998.

RAO, M. D., Recent Applications of Viscoelastic Damping for Noise Control in Automobiles and Commercial Airplanes, *India-USA Symposium on Emerging Trends in Vibration and Noise Engineering*, 2001.

REN, M. Z., A Variant design of the Dynamic Vibration Absorber, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 245(4), pp. 762-770, 2001

RICE, H. J., Design of multiple vibration absorber systems using modal data". *Journal of Sound and Vibration*, vol. 160, pp. 378-385, 1993.

- OZER, M. B. O & ROYSTON, T. J., Application of Sherman-Morrison matrix inversion formula to damped vibration absorbers attached to multi-degree of freedom systems, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 283, pp. 1235-1249, 2005.
- SMITH, R., Changing the Effective Mass to Control Resonance Problems, *Sound and Vibration*, pp. 14-17, 2001.
- SNOWDON, J. C., *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems*, John Wiley & Sons, Nova Iorque, 1968.
- SOEIRO, N. S. et al., Projeto de Análise Numérica, Controle e Monitoramento On-Line do Comportamento Vibro-Acústico de Reatores. Ansaldo Coemsa, 2006.
- SUN, C. T. & LU, Y. P., *Vibration Damping of Structural Elements*, Prentice Hall, 1995.
- SUN, Z. et al, Dynamic Vibration Absorbers Used for Increasing Transmission Loss of Aircraft Panels, *Applied Acoustics*, vol. 48(4), pp. 311-321, 1996.
- SWANSON ANALYSIS SYSTEMS INC., ANSYS User's Manual . Theory. V. 4, Revision 5.3, 1996.
- SWANSON ANALYSIS SYSTEMS INC., ANSYS User's Manual . Procedures, Revision 5.1., 1996.
- TING-KONG, C., Design Of An Adaptive Dynamic Vibration Absorber, The University of Adelaide South Australia 5005, Tese de Doutorado, 1999.
- WU, J. & CHEN G., Optimal Mass Distribution of Multiple Tuned Mass Dampers, 2000.
- ZUO, L. & NAYFEH, S., Minimax optimization of multi-degree of freedom tuned-mass dampers". *Journal of Sound and Vibration*, vol. 272, pp. 893-908, 2004.

ANEXOS

ANEXO 1

TEORIA DE ABSORVEDORES SIMPLES APLICADOS A SISTEMAS DINÂMICOS (BAVASTRI, 1997)

A.1.1. Parâmetros Equivalentes Generalizados

O modelo matemático do sistema composto (primário e absorvedores dinâmicos) pode ser representado pelas coordenadas generalizadas do sistema primário).

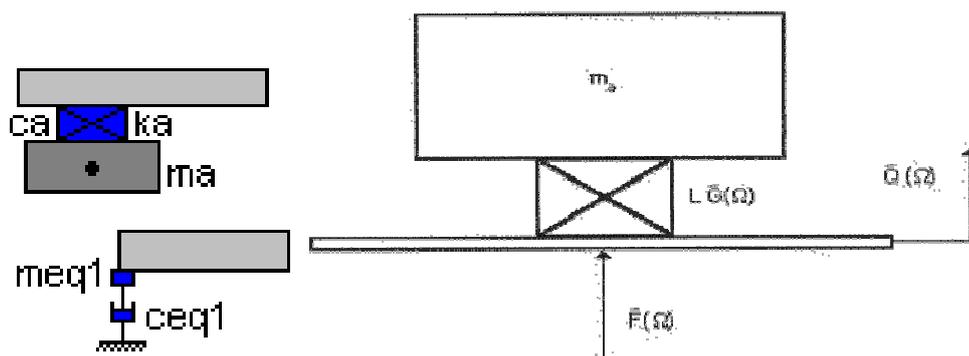


Figura A.1.1. Absorvedor simples.

Na figura anterior, tem-se uma massa conectada a um elemento resiliente, podendo este ser compreendido como um elemento mola em paralelo com um amortecedor ou uma peça de material viscoelástico.

A rigidez deste sistema é dada por:

$$\bar{K}(\theta, \Omega) = L\bar{G}(\theta, \Omega) = LG(\theta, \Omega)[1 + i\eta(\theta, \Omega)] \quad (\text{A.1})$$

sendo:

θ (temperatura) será omitida para simplificar a notação;

$\bar{Q}(\Omega)$ Transformada de Fourier do deslocamento $q(t)$;

$\bar{F}(\Omega)$ Transformada de Fourier da força $f(t)$;

$\eta(\Omega)$ fator de perda do material elastomérico.

a base é considerada sem massa.

Fazendo-se o diagrama de corpo livre (D.C.L.) do sistema anterior, acha-se a rigidez dinâmica na base do absorvedor. O D.C.L. pode ser visto na figura a seguir:

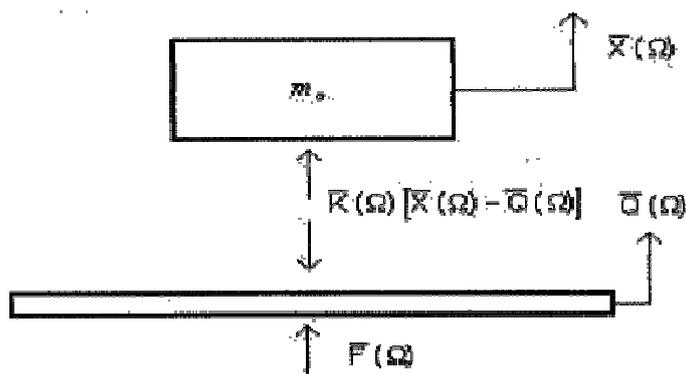


Figura A.1.2. Diagrama de corpo livre.

Da figura anterior, tem-se que:

$$\bar{F}(\Omega) = \bar{K}(\Omega) [\bar{Q}(\Omega) - \bar{X}(\Omega)] \quad (\text{A.2})$$

$$-\Omega^2 m_a \bar{X}(\Omega) + \bar{K}(\Omega) [\bar{X}(\Omega) - \bar{Q}(\Omega)] = 0 \quad (\text{A.3})$$

Da Equação (A.3) tem-se:

$$\bar{X}(\Omega) = \frac{\bar{K}(\Omega) \bar{Q}(\Omega)}{\bar{K}(\Omega) - \Omega^2 m_a} \quad (\text{A.4})$$

Substituindo na Equação (A.2):

$$\bar{F}(\Omega) = \bar{K}(\Omega) \left[1 - \frac{\bar{K}(\Omega)}{\bar{K}(\Omega) - \Omega^2 m_a} \right] \bar{Q}(\Omega) \quad (\text{A.5})$$

Sendo a rigidez dinâmica, definida a partir da base, como:

$$\bar{K}_a(\Omega) = \frac{\bar{F}(\Omega)}{\bar{Q}(\Omega)}$$

Tem-se:

$$\bar{K}_a(\Omega) = \frac{\bar{K}(\Omega) \Omega^2 m_a}{\Omega^2 m_a - \bar{K}(\Omega)} \quad (\text{A.6})$$

com $\bar{K}(\Omega) = L\bar{G}(\Omega)$

Sendo:

L o fator de forma do componente viscoelástico;

$G(\Omega)$ o módulo de cisalhamento.

Definindo-se a frequência de anti-ressonância de tal forma que o denominador da Equação. (A.4) seja nulo, quando não há amortecimento, tem-se:

$$m_a \Omega_a^2 - LG(\Omega_a) = 0$$

$$\Omega_a^2 = \frac{LG(\Omega_a)}{m_a} \quad (\text{A.7})$$

na ausência de amortecimento.

Sendo:

$$LG(\Omega) = LG(\Omega_a)r(\Omega) \quad \text{com} \quad r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)}$$

A rigidez dinâmica na base do absorvedor fica assim definida:

$$\bar{K}_a(\Omega) = m_a \Omega^2 \frac{r(\Omega)[1+i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1+i\eta(\Omega)]} \quad \text{com} \quad \varepsilon_a = \frac{\Omega}{\Omega_a} \quad (\text{A.8})$$

Com a relação entre rigidez, massa e impedância dinâmica

$$K(\Omega) = -\Omega^2 M(\Omega) = i\Omega Z(\Omega) \quad (\text{A.9})$$

tem-se:

$$\bar{M}_a(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]} \quad (\text{A.10})$$

e

$$\bar{Z}_a(\Omega) = -i\Omega m_a \frac{r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)]} \quad (\text{A.11})$$

Aplicando-se os conceitos de massa, amortecimento e rigidez generalizada equivalente

$$m_{\text{eq}}(\Omega) = \text{Re}(\bar{M}_a(\Omega)) = \frac{\text{Im}(\bar{Z}_a(\Omega))}{\Omega} = \frac{\text{Re}(\bar{K}_a(\Omega))}{-\Omega^2} \quad (\text{A.12})$$

$$c_{\text{eq}}(\Omega) = \text{Re}(\bar{Z}_a(\Omega)) = \frac{\text{Im}(\bar{K}_a(\Omega))}{\Omega} = -\Omega \text{Im}(\bar{M}_a(\Omega)) \quad (\text{A.13})$$

$$k_{\text{eq}}(\Omega) = \text{Re}(\bar{K}_a(\Omega)) = -\Omega \text{Im}(\bar{Z}_a(\Omega)) = -\Omega^2 \text{Re}(\bar{M}_a(\Omega)) \quad (\text{A.14})$$

e substituindo-se nas Equações. (A.8), (A.10) e (A.11), tem-se:

$$m_{\text{eq}}(\Omega) = -m_a r(\Omega) \frac{\{\varepsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + i\eta^2(\Omega)]\}}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} \quad (\text{A.15})$$

$$c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{r(\Omega)\eta(\Omega)\epsilon_a^3}{[\epsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} \quad (A.16)$$

$$k_{eq}(\Omega) = \Omega^2 m_a r(\Omega) \frac{\{\epsilon_a^2 - r(\Omega)[1 + i\eta^2(\Omega)]\}}{[\epsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} \quad (A.17)$$

Das Equações (A.12) e (A.14) deduz-se que:

$$\bar{K}_a(\Omega) = -\Omega^2 m_{eq}(\Omega) + i\Omega c_{eq}(\Omega) \quad (A.18)$$

$$\bar{K}_a(\Omega) = k_{eq}(\Omega) + i\Omega c_{eq}(\Omega)$$

$$\bar{M}_a(\Omega) = m_{eq}(\Omega) + \frac{c_{eq}(\Omega)}{i\Omega} \quad (A.19)$$

$$\bar{M}_a(\Omega) = \frac{-k_{eq}(\Omega)}{\Omega^2} + \frac{c_{eq}(\Omega)}{i\Omega}$$

$$\bar{Z}_a(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + i\Omega m_{eq}(\Omega) \quad (A.20)$$

$$\bar{Z}_a(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + \frac{k_{eq}(\Omega)}{i\Omega}$$

O sistema primário + o absorvedor como uma massa m_{eq} fixada ao longo da coordenada $q(t)$ e um amortecedor viscoso de constante c_{eq} , ligado à terra. Com as características dinâmicas do sistema composto podendo ser expressa em termos dos parâmetros generalizados, este sistema pode ser tratado com os mesmos graus de liberdade do sistema primário.

Ao se trabalhar com sistemas equivalentes, a dinâmica do sistema resultante (primário + absorvedor) pode ser formulada em termos das coordenadas físicas

originais, apesar da adição de graus de liberdade pelos absorvedores. As equações do sistema composto podem ser escritas como:

$$[-\Omega^2[\tilde{m}] + i\Omega[\tilde{c}] + [K]]\{\bar{Q}(\Omega)\} = \{\bar{F}(\Omega)\}$$

Sendo $[\tilde{m}]$ e $[\tilde{c}]$ as matrizes de massa e amortecimento, alteradas por m_{eq} e c_{eq} . A matriz de rigidez e o vetor de deslocamento são os mesmos do sistema primário.

a) Absorvedor com Amortecimento Viscoso

A razão de rigidezes dinâmicas é igual a 1 e o fator de perda assume o valor $2\xi_a \varepsilon_a$.

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon_a^2 - [1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2]\}}{[\varepsilon_a^2 - 1]^2 + [2\xi_a \varepsilon_a]^2} \quad (A.21)$$

$$c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^4}{[\varepsilon_a^2 - 1]^2 + [2\xi_a \varepsilon_a]^2} \quad (A.22)$$

b) Absorvedor com Amortecimento Viscoelástico

Pode-se entender por materiais viscoelásticos aqueles que possuem mecanismos de amortecimento fortemente dependentes com a temperatura e a

freqüência. Enquadram-se neste conjunto de materiais os poliméricos, como borrachas naturais e sintéticas, neoprene, silicone, etc.

Na zona de transição, $G(\Omega)$ para o material viscoelástico é aproximadamente proporcional à freqüência e $h(\Omega)$ pode ser considerado aproximadamente constante.

$$r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)} = \frac{\alpha\Omega}{\alpha\Omega_a} = \varepsilon_a$$

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon_a - [1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2]\}}{[\varepsilon_a - 1]^2 + [2\xi_a \varepsilon_a]^2} \quad (A.23)$$

$$c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^3}{[\varepsilon_a - 1]^2 + [2\xi_a \varepsilon_a]^2} \quad (A.24)$$

A.1.2. Análise Dinâmica de Absorvedores Simples Fixados a Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade

Para vários absorvedores adicionados a um sistema primário, cujo modelo matemático é viscoso proporcional, define-se a seguinte equação de movimento.

$$[-\Omega^2[\tilde{m}] + i\Omega[\tilde{c}] + [K]]\{\bar{Q}(\Omega)\} = \{\bar{F}(\Omega)\} \quad (A.25)$$

para p absorvedores fixados ao longo de p coordenadas generalizadas $q_{k1}, q_{k2}, \dots, q_{kp}$. as massas e amortecimentos equivalentes generalizados são: $m_{eq1}, m_{eq2}, \dots, m_{eqp}$ e $c_{eq1}, c_{eq2}, \dots, c_{eqp}$.

As matrizes de massa e amortecimento modificado serão:

$$[\tilde{m}] = [m] + \begin{bmatrix} 0 & & 0 \\ & m_{eq1} & \\ 0 & & m_{eqp} \\ & & & 0 \end{bmatrix} \quad (A.26)$$

$$[\tilde{c}] = [c] + \begin{bmatrix} 0 & & 0 \\ & c_{eq1} & \\ 0 & & c_{eqp} \\ & & & 0 \end{bmatrix} \quad (A.27)$$

Com base na transformação:

$$\{\bar{Q}(\Omega)\} = [\Phi]\{\bar{P}(\Omega)\} \quad (A.28)$$

$[\Phi]$ é a matriz modal truncada do sistema primário, de ordem $NM \times n$, sendo NM O número de graus de liberdade e n o número de modos realmente computados, ou medidos. Em geral este último é menor do que NM .

Substituindo a Equação (A.28) em (A.25) e com amortecimento de RAYLEIGH (viscoso proporcional) no sistema primário, tem-se:

$$\left[-\Omega^2 \begin{bmatrix} \backslash \\ \mathbf{m}_j \\ \backslash \end{bmatrix} + [\mathbf{m}_A(\Omega)] + i\Omega \begin{bmatrix} \backslash \\ \mathbf{c}_j \\ \backslash \end{bmatrix} + [\mathbf{m}_A(\Omega)] + \begin{bmatrix} \backslash \\ \mathbf{k}_j \\ \backslash \end{bmatrix} \right] \left\{ \mathbf{P}(\Omega) \right\} = \left\{ \mathbf{N}(\Omega) \right\} \quad (\text{A.29})$$

Os elementos das matrizes $[\mathbf{m}_A(\Omega)]$ e $[\mathbf{c}_A(\Omega)]$ são escritos como:

$$\mathbf{m}_{A(s,r)}(\Omega) = \sum_{i=1}^p m_{eq_i} \Phi_{k_i s} \Phi_{k_i r} \quad (\text{A.30})$$

$$\mathbf{c}_{A(s,r)}(\Omega) = \sum_{i=1}^p c_{eq_i} \Phi_{k_i s} \Phi_{k_i r} \quad (\text{A.31})$$

e

$$\left\{ \mathbf{N}(\Omega) \right\} = [\Phi]^T \left\{ \bar{\mathbf{F}}(\Omega) \right\} \quad (\text{A.32})$$

A Equação (A.29) representa um sistema de $n \ll NM$ equações e pode ser calculada através da solução das Equações (A.16) e (A.17).

De acordo com ESPÍNDOLA & SILVA (1992), pode-se achar a solução das coordenadas físicas através da transformação inversa da Equação (A.28). Das Equações (A.29) e (A.32), Tem-se:

$$\left\{ \bar{\mathbf{Q}}(\Omega) \right\} = [\Phi][\mathcal{D}]^{-1}[\Phi]^T \left\{ \bar{\mathbf{F}}(\Omega) \right\} \quad (\text{A.33})$$

sendo

$$[\mathcal{D}] = [\mathcal{D}_0] - \Omega^2 [\mathbf{m}_A(\Omega)] + i\Omega [\mathbf{c}_A(\Omega)] \quad (\text{A.34})$$

$$[\mathcal{D}_0] = \begin{bmatrix} \backslash & & \\ & k_j - m_j \Omega^2 + i \Omega c_j & \\ & & \backslash \end{bmatrix} \quad (\text{A.35})$$

Pode-se definir a matriz de receptâncias do sistema composto a partir da Equação (A.33) como:

$$[\bar{R}(\Omega)] = [\Phi][\mathcal{D}]^{-1}[\Phi]^T \quad (\text{A.36})$$

Um elemento desta matriz assume a forma:

$$\bar{R}_{ks}(\Omega) = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n c_{ij} \Phi_{si} \Phi_{kj} \quad (\text{A.37})$$

Sendo c_{ij} os elementos da matriz $[\mathcal{D}]^{-1}$ e Φ_{sj} os da matriz $[\Phi]$.

Define-se como razão de respostas à relação entre as receptâncias dos sistemas composto e principal. este parâmetro mede a eficácia do sistema de absorção.

$$\bar{R}\alpha_{ks}(\Omega) = \frac{\bar{R}_{ks}(\Omega)}{\bar{R}_{0ks}(\Omega)} \quad (\text{A.38})$$

$\bar{R}_{0ks}(\Omega)$ é a receptância do sistema principal e um elemento da matriz:

$$[\bar{R}(\Omega)] = [\Phi][\mathcal{D}_0][\Phi]^T \quad (\text{A.39})$$

A.1.3. Tratamento Modo-a-Modo

Utilizando-se os conceitos de DEN HARTOG para absorvedores conectados a sistemas simples e desprezando-se o acoplamento da Equação (A.29), pode-se chegar à boa aproximação para sistemas complexos para o cálculo da massa do absorvedor dinâmico.

Considerando o j -ésimo modo da Equação (A.29) e negligenciando os termos fora da diagonal (acoplamentos) das matrizes de massa e amortecimento do absorvedor, tem-se:

$$\left[-\Omega^2 \left(m_j + m_e(\Omega) \sum_{i=1}^p \Phi_{k_{ij}}^2 \right) + i\Omega \left(c_j + c_e(\Omega) \sum_{i=1}^p \Phi_{k_{ij}}^2 \right) + K_j \right] \bar{P}_j(\Omega) = \bar{N}_j(\Omega) \quad (\text{A.40})$$

sendo $j = 1 \text{ A } n$.

Com $H_j(\Omega)$ (FRF para o espaço modal), tem-se:

$$\bar{H}_j(\Omega) = \frac{\bar{P}_j(\Omega)}{(\bar{N}_j(\Omega)/K_j)} \quad (\text{A.41})$$

e

$$\bar{H}_j(\Omega) = \frac{K_j}{(K_j - \Omega^2 m_j + i\Omega c_j) + \sum_{i=1}^p \Phi_{k_{ij}}^2 (-\Omega^2 m_e(\Omega) + i\Omega c_e(\Omega))} \quad (\text{A.42})$$

Para sistemas com 1 GL

$$\bar{H}(\Omega) = \frac{K}{(K - \Omega^2 m + i\Omega c) + (-\Omega^2 m_e(\Omega) + i\Omega c_e(\Omega))} \quad (\text{A.43})$$

A razão de massas é $\mu_j = m_a/m$. Comparando-se as Equações (A.42) e (A.43) chega-se a (ESPÍNDOLA & SILVA, 1992):

$$\mu_j = \frac{\sum_{i=1}^p m_a \Phi_{k_{ij}}^2}{m_j} \quad (\text{A.44})$$

sendo p o número de absorvedores e $j = 1$ a n

Se os autovetores forem ortonormalizados, $m_j = 1$. e:

$$[\Phi]_{n \times p} \{m\}_{p \times 1} = \{u\}_{n \times 1} \quad (\text{A.45})$$

Desenvolvendo-se a Equação (2.41), tem-se:

$$\begin{aligned} \Phi_{k_{11}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{21}}^2 m_{a_2} + \dots + \Phi_{k_{p1}}^2 m_{a_p} &= \mu_1 \\ \Phi_{k_{12}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{22}}^2 m_{a_2} + \dots + \Phi_{k_{p2}}^2 m_{a_p} &= \mu_2 \\ \Phi_{k_{13}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{23}}^2 m_{a_2} + \dots + \Phi_{k_{p3}}^2 m_{a_p} &= \mu_3 \\ \Phi_{k_{1n}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{2n}}^2 m_{a_2} + \dots + \Phi_{k_{pn}}^2 m_{a_p} &= \mu_n \end{aligned} \quad (\text{A.46})$$

As massas ótimas dos absorvedores dinâmicos são encontradas resolvendo-se o sistema de equações acima. isto é realizado através da solução de norma

mínima, com o uso da pseudo-inversa da matriz $[\Phi]_{\text{exp}}$ que pré-multiplicará o vetor de relação modal.

Esta teoria fica em paralelo com a de DEN HARTOG para sistemas primários com 1 GL. Os seguintes valores para a razão de massas:

$$\bar{m}_j = 0.1 \text{ A } 0.25 \quad (\text{A.47})$$

ANEXO 2**ROTINA DE CÁLCULO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS VISCOELÁSTICOS ESCRITA EM LINGUAGEM MATLAB**

```
% Universidade Federal do Pará
% Centro Tecnológico
% Departamento de Engenharia Mecânica
% Programa de Calculo de Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos
% através de Metodologia dos Pontos Fixos . ESPÍNDOLA & SILVA (1992)

% Limpeza de Variáveis Antigas

clear all
close all
clc
format short g

% Dados do Sistema Principal

% M = massa do sistema principal a se controlar as vibrações (Kg)

M=input(' Massa do Sistema Principal (em Kg) = ');

% fn = frequência natural do sistema principal (Hz)

fn=input(' Frequência Natural do Sistema Principal (em Hz) = ');

% *****

% u = razão de massas entre absorvedor e sistema principal (adimensional)

u=input(' Razão de Massas entre Absorvedor e Sistema Principal (decimal) = ');

% Calculo de Absorvedor com Sintonização Ótima e Amortecimento Ótimo
% Viscoelástico do Tipo I

% Carregando o Vetor Modal Ortonormalizado (n x 1)

VMO=input(' Vetor Modal Ortonormalizado (n x 1) Arquivo 1.txt: ', 's');
load(VMO);

% p = numero de absorvedores

p=input(' Forneça o Numero de Absorvedores = ');

% V = ponto(s) de fixação do(s) absorvedor(es)

% Inserção da Informação do Ponto(s) de Fixação do(s) absorvedor(es)

for l=1:p;
```

```

P(l)=input(' Numero do Ponto de Fixação do Absorvedor = ');
fia(l)=X1(P(l));
end

% MA1 = Massa dos absorvedores pela técnica de Den Hartog (Kg)

Ma1=u*M;

% Ma Massa do Absorvedor pela Técnica de Espindola

Ma=u/sum(fia.^2)

% a1 = sintonização do absorvedor com sólido tipo I e viscoso

a1=1/(1+u);

% Epsilon = Eao = Amortecimento viscoso ótimo

Eao=sqrt(3*u/(8*(1+u)))

% fa1 = frequência natural do absorvedor com sólido tipo I

fa1=a1*fn

% Rigidez do Absorvedor Ka = 2*pi*fa1^2*Ma (N/m)

Ka=((2*pi*fa1)^2)*Ma

% Ca = Amortecimento do Absorvedor, em Ns/m

Ca=2*Eao*Ma*2*pi*fa1

% Ba1 = razão de frequência natural anterior do sistema composto para sólido tipo I

Ba1=sqrt(a1*(1-sqrt(u/(2+u))));

% fa1a = frequência natural anterior do sistema composto (Hz) para sólido tipo I

fa1a=Ba1*fn;

% Bb1 = razão de frequência natural posterior do sistema composto para sólido tipo I

Bb1=sqrt(a1*(1+sqrt(u/(2+u))));

% fb1 = frequência natural posterior do sistema composto (Hz) para sólido tipo I

fb1=Bb1*fn;

% C1 = variável auxiliar no calculo do fator de perda do sólido tipo I

C1=(((10.5-((1+u)*a1^2))/10))*((1-Ba1*(1+u)^0.5)/((Bb1*(1+u)^0.5)-1))^0.5;

% D1m = variável auxiliar no calculo do fator de perda do sólido tipo I

D1m=((u*(1+u)/8)^0.5)*((Ba1*((2+(Ba1^2)*(1+u))^0.5)+(Bb1*((2+(Bb1^2)*(1+u))^0.5)));

% na1 = fator de perda para o material viscoelástico tipo I

na1= C1*D1m

```

% * * * * *

% Calculo de Absorvedor com Sintonização Ótima e Amortecimento Ótimo
% Viscoelástico do Tipo II

% a2 = sintonização do absorvedor com sólido tipo II

$$a2 = (1 / ((1+u) * (2*(2+u) / ((4+u) * (1+u)))) ^ 0.5);$$

% fa2 = frequência natural do absorvedor com sólido tipo II

$$fa2 = a2 * fn$$

% fi = variável auxiliar no calculo da razão de frequências Ba2 e Bb2

$$fi = ((4+u) / (2 * (1+u) * (2+u))) ^ 0.5;$$

% psi = variável auxiliar no calculo da razão de frequências Ba2 e Bb2

$$psi = (u / (2 * (1+u) * (2+u))) ^ 0.5;$$

% Ba2 = razão de frequência natural anterior do sistema composto para sólido tipo II

$$Ba2 = fi - psi;$$

% fa2a = frequência natural anterior do sistema composto (Hz) para sólido tipo II

$$fa2a = Ba2 * fn;$$

% Bb1 = razão de frequência natural posterior do sistema composto para sólido tipo II

$$Bb2 = fi + psi;$$

% fb2 = frequência natural posterior do sistema composto (Hz) para sólido tipo II

$$fb2 = Bb2 * fn;$$

% C2 = variável auxiliar no calculo do fator de perda do sólido tipo II

$$C2a1 = ((10.5 - (a2^2) * (1+u)) / 10) ^ 0.5;$$

$$C2a2 = ((1 - Ba2 * (1+u) ^ 0.5) / ((Bb2 * (1+u) ^ 0.5) - 1)) ^ 0.25;$$

$$C2 = C2a1 * C2a2;$$

% N = variável auxiliar no calculo do termo D2m

$$N = (u / (2+u)) ^ 0.5;$$

% D2m = variável auxiliar no calculo do fator de perda do sólido tipo II

$$D2m1 = ((1 + ((4+u) / 2) * (1+u) * Ba2^2)) ^ 0.5;$$

$$D2m2 = ((1 + ((4+u) / 2) * (1+u) * Bb2^2)) ^ 0.5;$$

$$D2m = (N / 2.828427) * D2m1 * D2m2;$$

% na2 = fator de perda para o material viscoelástico tipo II

$$na2 = C2 * D2m$$

$$alfa1 = fa1 / fn;$$

$$E1 = Ba1 / a1;$$

$$e1 = na1 / (2 * E1);$$

% Da = Diâmetro Médio do Absorvedor (m)

$$Da=di+(NF*h);$$

% AT = Área de Cisalhamento sem Espaços Livres (m2)

$$AT=\pi*Da*t;$$

% Ae1 = Área a Extrair (Melhoria do Arrefecimento do Material Viscoelástico) (m)

$$Ae1=AT-A11;$$

% Ae1100 = Área a Extrair Percentual

$$Ae1100=((AT-A11)/AT)*100;$$

% D = Diâmetro Interior do Anel que Proporciona a Massa do Absorvedor (m)

$$D=Da+(NF*h)$$

% De = Diâmetro Exterior do Absorvedor (m)

$$De=\sqrt{4*(((Ma/ro)/(pi*t))+((D^2)/4))}$$

% * * * * *

% Projeto de Absorvedor com Sintonização Ótima e Amortecimento Ótimo

% Viscoelástico do Tipo II

% L2 = Fator de Forma, Viscoelástico Tipo II

$$\omega_2=2*\pi*f_2;$$

$$L2=(\omega_2^2)*Ma/G;$$

% A2 = Área de Cisalhamento, Viscoelástico Tipo II (m2)

$$A2=L2*h;$$

% A21 = Área de Cisalhamento Equivalente, Viscoelástico Tipo II (m2)

$$A21=NF*A2;$$

% Ae2 = Área a Extrair (Melhoria do Arrefecimento do Material Viscoelástico) (m)

$$Ae2=AT-A21;$$

% Ae2100 = Área a Extrair Percentual

$$Ae2100=((AT-A21)/AT)*100;$$

ANEXO 3

EXEMPLO DE ARQUIVO .LOG CONTENDO AS INFORMAÇÕES DAS MODELAGENS NUMÉRICAS NO PROGRAMA ANSYS 6.0 DA FACE TRASEIRA DO REATOR

```
/BATCH
/COM,ANSYS RELEASE 6.0 UP20030930 08:46:25 02/26/2006
ET,3,MASS21
!*
R,5, , , ,
!*
!*
R,6, , , , , ,
!*
/VIEW, 1, -0.696531558972E-01, 0.452045407458E-01, 0.996546530459
/ANG, 1, -2.63478014850
/REPLO
/FOC, 1, -0.797200391765 , 2.21018831034 , -0.731413469526
/REPLO
/PNUM,KP,0
/PNUM,LINE,0
/PNUM,AREA,0
/PNUM,VOLU,0
/PNUM,NODE,1
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVAL,0
/NUMBER,0
!*
/PNUM,ELEM,0
/REPLOT
!*
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
```

```
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -0.804163105885 , 2.23451551221 , -0.733003636118
/REPLO
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/FOC, 1, -0.795951641382 , 2.21985150204 , -0.731764522615
/REPLO
/FOC, 1, -0.793162978285 , 2.21882288870 , -0.731522951176
/REPLO
R,5,9.0109E5,488.81,0,
!*
R,6,0,1.9445,0,0,0,0,
!*
TYPE, 2
MAT, 2
REAL, 5
ESYS, 0
SECNUM,
TSHAP,LINE
!*
FLST,2,2,1
FITEM,2,2487
FITEM,2,2946
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,2492
FITEM,2,2947
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,2497
FITEM,2,2948
E,P51X
FLST,2,2,1
```

FITEM,2,1857
FITEM,2,2945
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,1848
FITEM,2,2944
E,P51X
/FOC, 1,-0.326992197578 , 2.17796334710 , -0.697086723837
/REPLO
/FOC, 1,-0.316841598327 , 2.17199465394 , -0.696106505377
/REPLO
FLST,2,2,1
FITEM,2,1839
FITEM,2,2943
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,910
FITEM,2,2942
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,901
FITEM,2,2941
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,892
FITEM,2,2940
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,391
FITEM,2,2939
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,386
FITEM,2,2938
E,P51X
FLST,2,2,1
FITEM,2,381
FITEM,2,2937
E,P51X
SAVE

```
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
/ZOOM,1,SCRN,-0.127159,0.196875,0.150852,0.042463
TYPE, 3
MAT, 2
REAL, 6
ESYS, 0
SECNUM,
TSHAP,LINE
!*
/ZOOM,1,SCRN,0.455891,-0.061765,0.996468,-0.459375
E, 2948
E, 2947
E, 2946
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.37174211248,1
/REP,FAST
E, 2945
E, 2944
E, 2943
E, 2942
E, 2941
E, 2940
/VIEW, 1, 0.233938861625 , 0.232212734750E-03, 0.972251281871
/ANG, 1, -2.27774387692
/REPLO
/VIEW, 1, 0.242013248780 , 0.477160706766E-01, 0.969098944388
/ANG, 1, -2.26749845463
/REPLO
/VIEW, 1, 0.278370774074 , 0.117090921176 , 0.953309723185
/ANG, 1, -2.11275222603
```

```
/REPLO
E, 2939
E, 2938
E, 2937
ELIST,ALL,,,1,0
SAVE
/REPLO
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP,FAST
/AUTO,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,0.924021086472,1
/REP,FAST
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
/PNUM,KP,0
/PNUM,LINE,0
/PNUM,AREA,0
/PNUM,VOLU,0
/PNUM,NODE,0
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVAL,0
/NUMBER,0
!*
/PNUM,ELEM,0
/REPLO
!*
/DIST,1,1.08222638492,1
/REP,FAST
FINISH
/SOL
!*
HROPT,FULL
```

```
HROUT,OFF
LUMPM,0
!*
EQSLV,FRONT,0,
PSTRES,0
!*
HROPT,FULL
HROUT,OFF
LUMPM,0
!*
EQSLV,FRONT,1E-008,
PSTRES,0
!*
EQSLV,ITER,1
HARFRQ,100,140,
NSUBST,80,
KBC,0
!*
/STATUS,SOLU
SOLVE
/BATCH
/COM,ANSYS RELEASE 6.0 UP20030930 09:07:13 02/26/2006
/INPUT,MENUST,TMP,",,,,,,,,,,,,,1
/GRA,POWER
/GST,ON
/PLO,INFO,3
/GRO,CURL,ON
/CPLANE,1
/RELOT,RESIZE
WPSTYLE,,,,,,,,,0
/RELOT,RESIZE
RESUME
/COM,ANSYS RELEASE 6.0 UP20030930 09:07:19 02/26/2006
/RELOT,RESIZE
/AUTO,1
/REP,FAST
/PNUM,KP,0
/PNUM,LINE,0
/PNUM,AREA,0
/PNUM,VOLU,0
```

```
/PNUM,NODE,0
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVAL,0
/NUMBER,0
!*
/PNUM,ELEM,0
/REPLOT
!*
/ZOOM,1,RECT,0.502226,-0.347426,0.436584965568,-0.405330863946
/AUTO,1
/REP,FAST
/USER, 1
/VIEW, 1, 0.504779829753 , 0.456349828067 , 0.732763371013
/ANG, 1, 3.24384834027
/REPLO
/VIEW, 1, 0.591216162388 , 0.526810102191 , 0.610683686994
/ANG, 1, 7.74883936794
/REPLO
/VIEW, 1, 0.584401768781 , 0.536193498770 , 0.609073972948
/ANG, 1, 7.61102616246
/REPLO
/VIEW, 1, 0.555680002590 , 0.585152397410 , 0.590606812124
/ANG, 1, 7.29230956536
/REPLO
SAVE
/SOLU
!*
HROPT,FULL
HROUT,OFF
LUMPM,0
!*
EQSLV,FRONT,0,
PSTRES,0
!*
HROPT,FULL
HROUT,OFF
LUMPM,0
!*
EQSLV,FRONT,1E-008,
PSTRES,0
```

!*
/GO

FLST,2,12,1,ORDE,2

FITEM,2,2937

FITEM,2,-2948

!*
/GO

/GO

D,P51X, , , , ,UX,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ,

SAVE

HARFRQ,100,140,

NSUBST,80,

KBC,0

!*
SAVE

SAVE

/STATUS,SOLU

SOLVE

FINISH