



**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**CAMPUS DE CURITIBA**  
**DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**  
**E DE MATERIAIS - PPGEM**

**RODRIGO FÉDER PARANÁ**

**NEUTRALIZADOR DINÂMICO HÍBRIDO**  
**ELETRO-VISCOELÁSTICO: ANÁLISE E**  
**REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL**

**CURITIBA**

**DEZEMBRO - 2008**

**RODRIGO FÉDER PARANÁ**

**NEUTRALIZADOR DINÂMICO HÍBRIDO  
ELETRO-VISCOELÁSTICO: ANÁLISE E  
REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Área de Concentração em Mecânica dos Sólidos e Vibrações, do Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação, do Campus de Curitiba, da UTFPR.

**Orientador:** Prof. Carlos Alberto Bavastri,  
Dr.Eng.

**CURITIBA**

**DEZEMBRO - 2008**

## TERMO DE APROVAÇÃO

RODRIGO FÉDER PARANÁ

# NEUTRALIZADOR DINÂMICO HÍBRIDO ELETRO-VISCOELÁSTICO: ANÁLISE E REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL

Esta Dissertação foi julgada para a obtenção do título de mestre em engenharia, área de concentração em Mecânica dos Sólidos e Vibrações, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais.

---

Prof. Giuseppe Pintaúde, D.Sc.  
Coordenador do Programa

### Banca Examinadora

---

Prof. Carlos Alberto Bavastri, Dr.Eng.  
(UTFPR)

---

Prof. Vicente Lopes Junior, Dr.Eng.  
(UNESP/FEIS)

---

Prof. Jucélio Tomás Pereira, D.Sc.  
(UTFPR)

---

Prof. Eduardo Márcio de Oliveira  
Lopes, Ph.D.  
(UFPR)

Curitiba, 22 de dezembro de 2008

PARANÁ, Rodrigo Féder, **Neutralizador Dinâmico Híbrido Eletro-viscoelástico: Análise e Realização Experimental**, 2008, Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 109p.

## RESUMO

Neutralizadores dinâmicos de vibrações são utilizados há cerca de um século para atenuar vibrações e ruídos emitidos por estruturas mecânicas diversas. Recentemente, neutralizadores viscoelásticos vêm sendo empregados devido à simplicidade e precisão de modelagem por parâmetros equivalentes generalizados e derivadas fracionárias, facilidade de construção e vantagens de projeto, como aplicação em banda larga de frequência e dissipação significativa de energia. Entretanto, variações de temperatura alteram as características do material viscoelástico com que o dispositivo é confeccionado, causando perda de desempenho ótimo de projeto. Neste trabalho, um modelo matemático para a variação de frequência natural do neutralizador viscoelástico com a temperatura é proposto, quantificando em simulações sua perda de desempenho. Um neutralizador dinâmico de vibrações híbrido eletro-viscoelástico é modelado, sendo seus parâmetros equivalentes obtidos analiticamente. A componente eletrodinâmica deste neutralizador, composta de um ímã permanente, bobina móvel e circuito elétrico associado, tem a função de compensar perdas por dessintonização e é comparada com modelos mecânicos. O neutralizador híbrido é otimizado e seu desempenho medido para diversos cenários de atuação. Verifica-se, através de simulações, que os melhores desempenhos ocorrem para altas temperaturas e baixas frequências naturais do sistema primário, independentemente da massa do sistema primário ou material viscoelástico utilizado. A atuação do neutralizador híbrido com a bobina curto-circuitada é próxima da obtida com valores ótimos para um circuito *RLC* série. Um protótipo é construído e medições são efetuadas, confirmando-se a atuação do dispositivo em compensar perdas por dessintonização para temperaturas maiores que a de projeto, através, principalmente, da adição de amortecimento ao sistema.

**Palavras-chave:** Neutralizador eletro-viscoelástico, Material viscoelástico, Técnicas de otimização não-linear

PARANÁ, Rodrigo Féder, **Neutralizador Dinâmico Híbrido Eletro-viscoelástico: Análise e Realização Experimental**, 2008, Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 109p.

## ABSTRACT

Dynamic Vibration Neutralizers have been used for almost a century to reduce vibration and acoustical noise in many mechanical structures. Nowadays, viscoelastic neutralizers are used due to its accurate and simple modeling by fractional calculus and generalized quantities, besides its easy manufacturing and design advantages like wideband application and significant energy dissipation. However, the viscoelastic material characteristics change as temperature varies, causing detuning and low performance. In this study, a mathematical model that describes the natural frequency variation of the viscoelastic neutralizer is proposed and numerical simulations quantify the detuning phenomenon. A hybrid electro-viscoelastic dynamic vibration neutralizer is modeled and its equivalent quantities are analytically obtained. The electrodynamical component of this neutralizer is made of a permanent magnet, a moving coil and a connected electric circuit. Its goal is to compensate temperature-detuning loss. The model of the electrodynamical component is compared to mechanical models. Optimum performance for the hybrid neutralizer is achieved and its behavior is analyzed in many situations. The best performance occurs in high temperatures, for primary systems with low natural frequencies, regardless of the primary system mass or the used viscoelastic material. The hybrid neutralizer action with short-circuited coil is similar to the obtained performance using optimum values for a series *RLC* resonant circuit. A prototype device is built. Measures confirm its action in compensating temperature-detuning loss, mainly by means of adding damping to the system.

**Keywords:** Electro-viscoelastic neutralizer, Viscoelastic material, Non-linear optimization techniques

## SUMÁRIO

RESUMO.....	iii
ABSTRACT .....	iv
LISTA DE FIGURAS .....	vii
LISTA DE TABELAS .....	xí
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS .....	xii
LISTA DE SÍMBOLOS .....	xiii
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 NEUTRALIZADORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES.....	5
2.1 Neutralizadores Dinâmicos Massa-mola e Massa-mola-amortecedor viscoso .....	5
2.2 Neutralizador Dinâmico Viscoelástico (NDV).....	9
2.2.1 Materiais viscoelásticos: modelo a derivadas fracionárias .....	10
2.2.2 Materiais viscoelásticos: comportamento dinâmico .....	14
2.2.3 Parâmetros equivalentes generalizados .....	18
2.2.4 Projeto ótimo .....	21
2.2.5 Aplicações .....	24
2.3 Delineamento do Problema.....	24
2.3.1 Dessintonização com a temperatura e modelo matemático proposto .....	25
2.3.2 Efeito da variação da frequência natural do sistema primário .....	31
2.4 Neutralizador Dinâmico Eletromecânico (NDE) .....	35
2.4.1 Comparação entre NDE e ND massa-mola-amortecedor viscoso .....	40
3 NEUTRALIZADOR DINÂMICO HÍBRIDO ELETRO-VISCOELÁSTICO .....	43
3.1 Modelo Matemático .....	43
3.2 Comparação entre NDHEV e NDs .....	47
4 RESULTADOS NUMÉRICOS E DISCUSSÕES.....	52
4.1 Considerações e Variáveis Analisadas .....	52
4.1.1 Sistema primário e projeto do neutralizador viscoelástico .....	52
4.1.2 Componente eletrodinâmica do NDHEV .....	53
4.2 Abordagens para Avaliação de Desempenho.....	58
4.2.1 Otimização seqüencial e otimização conjunta .....	59
4.2.2 Equivalência entre variações paramétricas.....	61
4.3 Avaliação Preliminar do Efeito da Componente Eletrodinâmica do NDHEV .....	62
4.3.1 Circuito puramente resistivo .....	62

4.3.2	Circuito puramente indutivo.....	63
4.3.3	Circuito <i>RL</i> série.....	64
4.3.4	Circuito <i>RLC</i> série.....	66
4.4	Avaliação para Diversos Cenários.....	68
4.4.1	Otimização seqüencial.....	68
4.4.2	Otimização seqüencial, fator de força aumentado.....	76
4.4.3	Otimização conjunta.....	81
4.4.4	Bobina curto-circuitada.....	84
4.5	Análise da Função Objetivo.....	87
5	REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL.....	91
5.1	Projeto.....	91
5.2	Medições.....	93
6	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	102
	PRODUÇÃO CIENTÍFICA NO PERÍODO (SETEMBRO 2006 – OUTUBRO 2008)	105
	REFERÊNCIAS.....	106

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Neutralizador dinâmico massa-mola. ....	5
Figura 2.2 – Impedância mecânica na base do ND massa-mola. ....	7
Figura 2.3 – Resposta em freqüência – ND massa-mola. ....	7
Figura 2.4 – Neutralizador dinâmico massa-mola-amortecedor viscoso. ....	8
Figura 2.5 – Impedância mecânica na base do ND massa-mola-amortecedor viscoso. ....	9
Figura 2.6 – Resposta em freqüência – ND massa-mola-amortecedor viscoso. ....	9
Figura 2.7 – Neutralizador dinâmico viscoelástico. ....	10
Figura 2.8 – Variação do módulo dinâmico e fator de perda com freqüência e temperatura. ....	15
Figura 2.9 – Nomograma de freqüência reduzida. ....	17
Figura 2.10 – Neutralizador dinâmico viscoelástico. ....	19
Figura 2.11 – Parâmetros equivalentes generalizados para NDV. ....	19
Figura 2.12 – Sistema composto: NDV e sistema primário com 1 grau de liberdade. ....	20
Figura 2.13 – Parâmetros equivalentes generalizados para NDV. ....	21
Figura 2.14 – Resposta em freqüência – NDV. ....	23
Figura 2.15 – Impedância mecânica na base do NDV. ....	23
Figura 2.16 – Curvas de convergência de $\Omega_a(T_f)$ e erro para aumento de temperatura. ....	28
Figura 2.17 – Curvas de convergência de $\Omega_a(T_f)$ e erro para diminuição de temperatura. ....	29
Figura 2.18 – Curvas de $\Omega_a = f(T_f)$ . ....	29
Figura 2.19 – Dessintonização por temperatura em um NDV, $T_f = 60$ °C. ....	30

Figura 2.20 – Dessintonização por temperatura em um NDV, $T_f = -10\text{ }^\circ\text{C}$ .	30
Figura 2.21 – Curvas de $\Omega_a^* = f(T_i)$ .	32
Figura 2.22 – Curvas de $\Omega_a = f(T_f)$ e $\Omega_a^* = f(T_i)$ .	32
Figura 2.23 – Exemplos do comportamento de $\Omega_a$ com a variação de $\Omega_{sp}$ e $T$ .	33
Figura 2.24 – Exemplo a: $\Omega_{sp1}$ , $\Omega_{a1}^*(T_{i1})$ e $\Omega_{a1}(T_{f1})$ .	34
Figura 2.25 – Exemplo a: $\Omega_{sp2}$ , $\Omega_{a2}^*(T_{i2})$ .	35
Figura 2.26 – Exemplo a: $\Omega_{sp2}$ , $\Omega_{a1}(T_{i1})$ e $\Omega_{a1}(T_{f1})$ .	35
Figura 2.27 – Neutralizador dinâmico eletromecânico.	36
Figura 2.28 – Arranjo equivalente para a espira.	36
Figura 2.29 – Equivalências dinâmicas.	42
Figura 3.1 – Neutralizador dinâmico híbrido eletro-viscoelástico.	43
Figura 3.2 – NDHEV: posicionamento equivalente.	44
Figura 3.3 – NDHEV – diagramas do corpo livre.	44
Figura 3.4 – Parâmetros equivalentes generalizados do NDHEV.	47
Figura 3.5 – Equivalências dinâmicas.	51
Figura 4.1 – Variação da resistência da bobina em função da frequência.	56
Figura 4.2 – Variação da resistência da bobina em função da temperatura.	57
Figura 4.3 – Reatância indutiva não-linear e linearizada da bobina móvel.	57
Figura 4.4 – Diagrama de fluxo de dados.	60
Figura 4.5 – Variação de $c_a = \frac{(n_e Bl_e)^2}{R}$ no NDHEV, circuito puramente resistivo.	63
Figura 4.6 – Variação de $k_a = \frac{(n_e Bl_e)^2}{L}$ no NDHEV, circuito puramente indutivo.	64
Figura 4.7 – Efeito de $c_a$ e $k_a$ no NDHEV, circuito $RL$ série e ampliação.	65
Figura 4.8 – Efeito da variação de $\Omega_{el}$ no NDHEV, circuito $RLC$ série, $R$ nulo.	66

Figura 4.9 – Efeito da variação de $\Omega_{el}$ no NDHEV, circuito <i>RLC</i> série.....	67
Figura 4.10 – Simulações 1, 4 e 7.....	71
Figura 4.11 – Simulação 28, 31 e 34.....	72
Figura 4.12 – Simulação 61.....	73
Figura 4.13 – Simulação 2 e 29.....	75
Figura 4.14 – Simulações 1b e 2b.....	78
Figura 4.15 – Simulações 28b e 29b.....	79
Figura 4.16 – Simulação 56b.....	79
Figura 4.17 – Simulações 31b e 34b.....	80
Figura 4.18 – Simulações 37b e 55b.....	81
Figura 4.19 – Simulações 1c, 4c e 7c. ....	83
Figura 4.20 – Simulações 1b e 1c, comparação. ....	84
Figura 4.21 – Simulação 1d.....	85
Figura 4.22 – Simulações 1b e 1d, comparação. ....	85
Figura 4.23 – Simulação 1e.....	86
Figura 4.24 – Simulações 1c e 1e, comparação. ....	87
Figura 4.25 – Função objetivo. ....	88
Figura 4.26 – Função objetivo, condições iniciais e pontos ótimos. ....	88
Figura 4.27 – Função objetivo, $\Omega_{sp} = 300$ Hz.....	89
Figura 4.28 – Função objetivo, $\Omega_{sp} = 300$ Hz, e curva $\Omega_{el}$ constante. ....	89
Figura 5.1 – Protótipo do NDHEV: componentes do sistema físico. ....	92
Figura 5.2 – Protótipo do NDHEV: processo de montagem. ....	93
Figura 5.3 – NDHEV: inertância – esquema de medição. ....	94
Figura 5.4 – NDHEV: medição de inertância.....	95
Figura 5.5 – Sistema primário: medição de inertância. ....	95

Figura 5.6 – Sistema primário e NDHEV.....	96
Figura 5.7 – Sistema primário e NDHEV: esquema de medição.....	97
Figura 5.8 – Resultados experimentais.....	97
Figura 5.9 – Resultados experimentais – ampliação.....	98
Figura 5.10 – Simulação comparativa.....	99
Figura 5.11 – Simulação comparativa adaptada.....	100

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores de Parâmetros.....	16
Tabela 2.2 – Exemplos de simulações de $\Omega_a = f(T)$ .....	28
Tabela 2.3 – Exemplo a.....	33
Tabela 2.4 – Exemplo b.....	33
Tabela 2.5 – Exemplo c.....	34
Tabela 4.1 – Sistema primário: configurações para simulação.....	53
Tabela 4.2 – Alto-falante: modelos e valores utilizados.....	53
Tabela 4.3 – Massa do sistema primário simulado e alto-falante associado.....	54
Tabela 4.4 – Parâmetros da bobina móvel.....	55
Tabela 4.5 – Parâmetros de simulação da bobina móvel.....	58
Tabela 4.6 – Faixa de valores para o circuito elétrico.....	58
Tabela 4.7 – Resultados da otimização seqüencial.....	69
Tabela 4.8 – Variação de fator de perda e módulo de cisalhamento.....	74
Tabela 4.9 – Resultados da otimização seqüencial, $n_e Bl_e$ duas vezes maior.....	77
Tabela 4.10 – Resultados da otimização conjunta, $n_e Bl_e$ duas vezes maior.....	82
Tabela 4.11 – Otimização após dessintonização, $n_e Bl_e$ duas vezes maior.....	82
Tabela 4.12 – Bobina curto-circuitada após projeto, $n_e Bl_e$ duas vezes maior.....	84
Tabela 4.13 – Bobina curto-circuitada, $n_e Bl_e$ duas vezes maior.....	86
Tabela 5.1 – NDHEV: dados iniciais de projeto.....	91
Tabela 5.2 – NDHEV: projeto.....	92
Tabela 5.3 – NDHEV: dados adicionais.....	92
Tabela 5.4 – NDHEV: simulação versus realização experimental.....	99
Tabela 5.5 – NDHEV: simulação adaptada versus realização experimental.....	101

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ND	Neutralizador Dinâmico de Vibrações
NDE	Neutralizador Dinâmico Eletromecânico
NDHEV	Neutralizador Dinâmico Híbrido Eletro-viscoelástico
NDV	Neutralizador Dinâmico Viscoelástico

## LISTA DE SÍMBOLOS

$m_a$	massa de sintonização
$k_a$	rigidez do neutralizador dinâmico
$\Omega_a$	freqüência natural do neutralizador dinâmico
$Z_b(\Omega)$	impedância mecânica na base
$i$	$\sqrt{-1}$
$\Omega$	freqüência angular
$c_a$	amortecimento viscoso do neutralizador dinâmico
$\sigma(t)$	tensão mecânica
$\varepsilon(t)$	deformação
$a_p, b_n$	parâmetros do material a definir
$E_0$	módulo de elasticidade
$P, N$	números inteiros, quantidade de termos dos somatórios
$\beta$	inclinação da curva do módulo de elasticidade no ponto de inflexão
$\phi_0$	constante de relaxação
$E_L$	módulo de elasticidade na freqüência limite inferior
$E_H$	módulo de elasticidade na freqüência limite superior
$\alpha_T(T)$	fator de deslocamento
$\theta_1, \theta_2$	parâmetros determinados experimentalmente
$T$	temperatura do material
$T_0$	temperatura de referência
$G_L$	módulo de cisalhamento na freqüência limite inferior
$G_H$	módulo de cisalhamento na freqüência limite superior
$G(\Omega, T)$	módulo dinâmico, parte real da função módulo de cisalhamento
$G_i(\Omega, T)$	parte imaginária da função módulo de cisalhamento
$k(\Omega)$	rigidez

$L_a$	fator de forma
$A$	área cisalhada
$h$	espessura
$F(\Omega)$	transformada de Fourier da força de excitação $f(t)$
$X(\Omega)$	transformada de Fourier do deslocamento do ND $x(t)$
$X_b(\Omega)$	transformada de Fourier do deslocamento da base do ND $x_b(t)$
$c_{eq}(\Omega)$	amortecimento equivalente
$m_{eq}(\Omega)$	massa equivalente
$Q(\Omega)$	transformada de Fourier do deslocamento do sistema primário $q(t)$
$m$	massa do sistema primário
$k$	rigidez do sistema primário
$c$	amortecimento viscoso do sistema primário
$\mathbf{x}$	vetor projeto
$f_{obj}(\mathbf{x})$	função objetivo
$\mathbf{x}_L$	vetor restrição inferior
$\mathbf{x}_U$	vetor restrição superior
$T_i$	temperatura inicial ou de projeto
$T_f$	temperatura final
$\Omega_{a(j)}(T_f)$	$j$ -ésimo $\Omega_a(T_f)$
$j$	contador
$e_{(j)}$	$j$ -ésimo valor de erro
$k_p$	constante de erro proporcional
$\varepsilon_0$	precisão
$\mu$	relação de massas
$\Omega_{sp}$	freqüência natural do sistema primário
$\phi$	fluxo magnético
$B$	densidade de fluxo magnético

$A_e$	área da espira
$r_e$	raio da espira
$x_e(t)$	deslocamento da espira
$e(t)$	tensão elétrica induzida
$n_e$	número de espiras efetivamente enlaçadas pelo campo magnético
$I(\Omega)$	transformada de Fourier da corrente elétrica induzida $i(t)$
$E(\Omega)$	transformada de Fourier da tensão elétrica induzida $e(t)$
$R$	resistência elétrica
$L$	indutância
$C$	capacitância
$\gamma(\Omega)$	função auxiliar gama
$\Psi(\Omega)$	função auxiliar psi
$\lambda(\Omega)$	função auxiliar lambda
$\Theta$	fator de força do acoplamento magnético
$r$	relação de rigidez
$\varepsilon_a$	relação de freqüências
$Z_e(\Omega)$	impedância elétrica da bobina
$R_E$	resistência ôhmica da bobina
$Z_{Le}(\Omega)$	impedância elétrica do indutor com perdas
$R_{ed}(\Omega)$	resistência associada ao indutor com perdas
$L_{ed}(\Omega)$	indutância associada ao indutor com perdas
$K_r, X_r$	parâmetros do modelo não-linear da resistência do indutor com perdas
$K_l, X_l$	parâmetros do modelo não-linear da indutância do indutor com perdas
$R_{Ef}$	resistência à temperatura ambiente final
$\kappa$	coeficiente de temperatura
$R_e$	resistência equivalente da bobina móvel
$L_e$	indutância equivalente da bobina móvel

$\Omega_{ai}$	freqüência natural inicial do neutralizador dinâmico viscoelástico para o processo de otimização
$\Omega_a^*$	freqüência natural ótima do neutralizador dinâmico viscoelástico
$G_D$	ganho, em dB, devido à dessintonização por variação de temperatura
$G_R$	ganho, em dB, devido à resintonização pela ação do NDHEV
$G_T$	ganho total, em dB, em relação à atuação do controle viscoelástico para a temperatura de projeto.

# 1 INTRODUÇÃO

O problema do controle de vibrações mecânicas se faz presente em diversos campos da Engenharia. A redução de níveis de vibração e ruído audível a valores aceitáveis, para atender critérios de segurança, operacionalidade e melhoria de desempenho de sistemas, é desejável, tendo sido proposto e realizado inicialmente na estabilização dinâmica de navios, em máquinas girantes tais como turbinas de alta velocidade, geradores e motores elétricos e em linhas de transmissão de energia elétrica (DEN HARTOG, 1956).

Segundo ESPÍNDOLA (1992), as diversas técnicas existentes utilizadas na abordagem do problema da redução de vibrações mecânicas podem ser resumidas em alguns grandes grupos:

- a) atuação direta na fonte de vibração ou ruído;
- b) atuação na estrutura afetada, através da alteração dos seus parâmetros estruturais;
- c) fixação de dispositivos que absorvam ou dissipem a energia mecânica do sistema primário, o sistema a ser controlado;
- d) instalação de atuadores que exerçam uma força de controle ou cancelamento sobre a estrutura.

As técnicas de alteração de parâmetros estruturais do sistema a ser controlado e a fixação de dispositivos para a absorção ou dissipação de energia podem ser unidas em uma linha de pesquisa conhecida como modificação estrutural.

Do ponto de vista do controle de sistemas, a fixação de dispositivos na estrutura pode ser considerada uma técnica de controle passivo; já a utilização de atuadores constitui técnica de controle ativo, sendo possível realizar a união destes procedimentos em técnicas mistas.

As técnicas de controle passivo utilizam dispositivos projetados para atuar em regimes de operação específicos, pois o dispositivo projetado é insensível a variações do sistema a ser controlado. Entre as vantagens desta técnica de controle podem ser citadas sua relativa praticidade de implementação, robustez estrutural e o fato de não necessitar de consumo de energia para seu funcionamento.

Dentre as diversas técnicas de controle ativo de vibrações, o controle através de realimentação – *feedback control* – utiliza a medição de sinais de resposta provindos do sistema a ser controlado. A comparação deste sinal com um estado de operação desejado e a aplicação de uma lei de controle no erro calculado são utilizadas para orientar a ação de um atuador na estrutura (OGATA, 1998). Já os métodos de controle ativo por pré-alimentação – *feedforward control* – fazem uso da medição de um sinal correlacionado à excitação da estrutura, bem como de um sistema adaptativo que atua na estrutura. Este sistema adaptativo tem seus parâmetros variados em função de um sinal de erro medido no sistema controlado. Esta técnica também pode ser chamada de controle ativo/adaptativo e é utilizada, por exemplo, para cancelamento de ruído acústico (KUO e MORGAN, 1999). As técnicas de controle ativo necessitam de consumo de potência para operar, sendo que as técnicas de controle ativo/adaptativo para cancelamento de sinais devem fornecer ao sistema a ser controlado energia de ordem de grandeza equivalente àquela presente na dinâmica do sistema.

Técnicas de controle misto mesclam dispositivos de controle passivo com metodologias de controle ativo, com o intuito de diminuir o consumo de energia do controlador ativo, bem como expandir a faixa de operação controlada de frequência (COAN Jr., 2005; MARRA, 2007).

No que se refere ao controle passivo de vibrações, diversos tipos de neutralizadores dinâmicos de vibrações foram propostos e implementados. Originalmente, neutralizadores massa-mola e massa-mola-amortecedor viscoso tiveram sua teoria desenvolvida; posteriormente, neutralizadores eletromecânicos foram propostos (WRIGHT e KIDNER, 2004). A utilização de neutralizadores piezelétricos, associados a circuitos elétricos, também vem sendo realizada com frequência (DAVIS e LESIEUTRE, 2000; FEIN, 2008).

Neutralizadores viscoelásticos apresentam algumas vantagens que vêm proporcionando a difusão de seu uso, tais como a adição de amortecimento ao sistema e a facilidade de construção (BAVASTRI, 1997). Entretanto, o material viscoelástico com o qual esses dispositivos são fabricados sofre variação de suas características com a temperatura, o que pode causar perda de desempenho por dessintonização.

Uma análise de um neutralizador dinâmico de vibrações híbrido eletro-viscoelástico é realizada neste trabalho. O estudo é realizado em um sistema primário de um grau de liberdade. É avaliado o efeito de apenas um neutralizador. Essas simplificações são propostas como premissas deste trabalho com o objetivo de centralizar o foco na descrição do comportamento do neutralizador eletro-viscoelástico.

Na concepção do neutralizador eletro-viscoelástico, com o circuito elétrico desligado, o dispositivo atua como um neutralizador viscoelástico puro. Com o circuito ligado, é possível ajustar os parâmetros do circuito elétrico, para que sejam compensadas eventuais dessintonizações por temperatura que ocorram no neutralizador viscoelástico. Como vantagem adicional, esse dispositivo apresentaria baixo consumo de potência em relação a técnicas usuais de cancelamento de vibração, pois sua ação não é feita através de um atuador alimentado externamente, que impõe uma força de cancelamento à estrutura, mas apenas ajustando os parâmetros do circuito elétrico. Esse tipo de neutralizador pode se configurar como uma técnica versátil de controle de vibrações, podendo atuar nos modos passivo ou ativo/adaptativo.

As possíveis vantagens apresentadas por esse neutralizador híbrido justificam uma análise aprofundada de sua viabilidade técnica prática e de seu desempenho para diferentes situações.

Objetiva-se, com este trabalho, contribuir para a modelagem matemática de um novo tipo de neutralizador de vibrações, o neutralizador dinâmico de vibrações híbrido eletro-viscoelástico, atuando no controle ótimo de um sistema primário de um grau de liberdade, bem como realizar simulação numérica para avaliar o desempenho deste dispositivo em diferentes cenários, formando base de informações para orientar realizações experimentais.

Especificamente, busca-se propor a equivalência mecânica para a componente eletrodinâmica do neutralizador híbrido; modelar e simular a variação das características dinâmicas de um neutralizador viscoelástico com a temperatura; implementar o controle ótimo do neutralizador eletro-viscoelástico; determinar, através de simulações, o desempenho do dispositivo para diferentes tipos de materiais viscoelásticos, diferentes faixas de frequência a controlar e diferentes

temperaturas de dessintonização, bem como projetar, construir e avaliar experimentalmente seu desempenho.

No capítulo 2, são apresentados de forma introdutória os neutralizadores massa-mola e massa-mola-amortecedor viscoso. Ênfase é dada ao neutralizador viscoelástico, descrevendo a modelagem por derivadas fracionárias e o comportamento dos materiais viscoelásticos, o projeto ótimo, incluindo a teoria de parâmetros equivalentes generalizados, e aplicações. A simulação da variação das características dinâmicas de um NDV com a temperatura não é trivial. Um modelo matemático para esta variação é proposto neste trabalho. Adicionalmente, é apresentado o neutralizador eletromecânico e são realizadas comparações entre modelos.

O capítulo 3 descreve detalhadamente o modelo matemático do neutralizador híbrido eletro-viscoelástico. Diversas comparações entre modelos também são realizadas para melhor esclarecer sua dinâmica.

No capítulo 4, são realizadas as simulações numéricas do modelo, as quais são integralmente realizadas em plataforma LabVIEW<sup>®</sup>. O comportamento da componente eletrodinâmica do neutralizador híbrido é explicitada e o desempenho ótimo para diversos cenários de atuação é analisado, incluindo diferentes faixas de frequência, temperatura e tipos de materiais viscoelásticos.

O capítulo 5 apresenta o projeto e realização experimental de um protótipo do neutralizador eletro-viscoelástico. Por sua vez, as conclusões e sugestões de trabalhos futuros são expostas no capítulo 6.

## 2 NEUTRALIZADORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES

### 2.1 Neutralizadores Dinâmicos Massa-mola e Massa-mola-amortecedor viscoso

Um neutralizador dinâmico de vibrações (ND) é um dispositivo de controle passivo de vibrações, fixado em um sistema mecânico com o objetivo de reduzir o seu nível vibracional, restrito a um conjunto de critérios de projeto pré-estabelecidos.

O sistema a ser controlado vibra com mais intensidade quando a frequência de excitação está próxima às frequências naturais próprias do sistema. A função do dispositivo é fornecer ao sistema primário uma alta impedância mecânica nestas frequências de vibração elevada, ou seja, nas frequências naturais, quando o sistema entra em ressonância.

Para um neutralizador composto por um sistema massa-mola, mostrado na Figura 2.1, isto é realizado fazendo com que a frequência natural do neutralizador coincida com uma das frequências naturais do sistema primário.



Figura 2.1 – Neutralizador dinâmico massa-mola.

Assim, como a frequência natural  $\Omega_a$ , para o neutralizador massa-mola, é dada por

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}, \quad \text{Eq. 2.1}$$

em que  $m_a$  é a massa de sintonização e  $k_a$  é a rigidez do neutralizador dinâmico, basta fixar um valor apropriado para a massa de sintonização e saber o valor da frequência natural de interesse do sistema primário, para calcular o valor de projeto da rigidez da mola (DEN HARTOG, 1956; ESPÍNDOLA e SILVA, 1992; BAVASTRI, 1997).

A impedância mecânica fornecida pelo ND massa-mola ao sistema primário é dada por

$$Z_b(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a k_a}{i\Omega(-\Omega^2 m_a + k_a)}, \quad \text{Eq. 2.2}$$

sendo  $Z_b(\Omega)$  a impedância mecânica na base,  $i = \sqrt{-1}$  e  $\Omega$  a frequência angular.

A Figura 2.2 mostra o módulo da impedância mecânica na base do neutralizador. Em todo este trabalho, os gráficos que apresentam o módulo da função resposta em frequência impedância estão referenciados a  $10^{-6}$  Ns/m. Já os gráficos que mostram o módulo da função resposta em frequência receptância do sistema primário e deste com os diversos NDs estão referenciados a  $10^{-6}$  m/N. Neste trabalho, são sempre apresentados os módulos das funções resposta em frequência.

A Figura 2.3 mostra um comportamento genérico em frequência do sistema primário e do sistema composto, evidenciando a atuação do ND. Esta abordagem de controle de vibração é extremamente eficiente para faixas estreitas de frequência, na vizinhança de  $\Omega_a$ , pois o sistema massa-mola fornece uma impedância mecânica alta. Entretanto, é totalmente ineficaz fora desta faixa, visto que o sistema composto apresenta duas novas regiões de amplificação da vibração. Este resultado se deve ao fato desse tipo de neutralizador não dissipar energia. Basicamente, o que este

tipo de dispositivo faz é deslocar as freqüências naturais para duas freqüências suficientemente afastadas da freqüência natural de interesse do sistema a controlar.

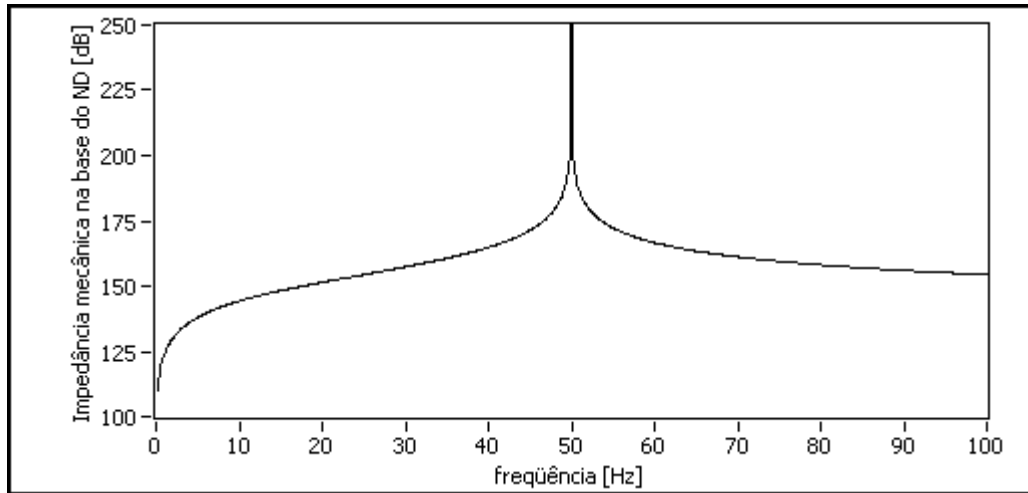


Figura 2.2 – Impedância mecânica na base do ND massa-mola.

Os gráficos que apresentam as respostas em freqüência do sistema primário e do sistema composto são ilustrativos e obtidos de acordo com equacionamento e metodologia descritos por DEN HARTOG (1956).

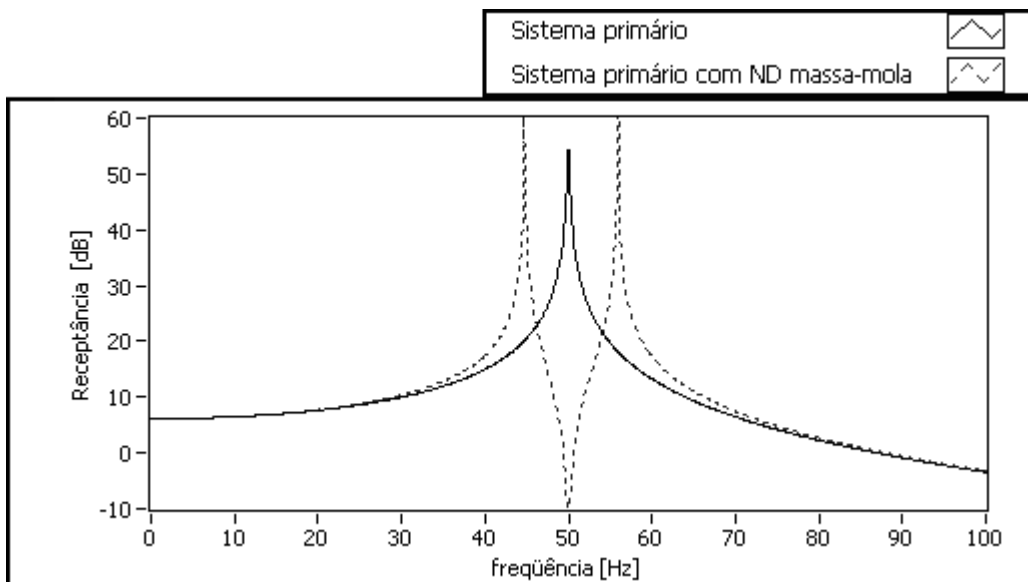


Figura 2.3 – Resposta em freqüência – ND massa-mola.

O modelo de neutralizador dinâmico massa-mola-amortecedor viscoso, mostrado na Figura 2.4, faz uso de um amortecedor viscoso, em paralelo com a mola, justamente com a finalidade de dissipar energia do sistema composto. Este neutralizador, quando adequadamente projetado, fornece uma impedância menor na vizinhança da freqüência natural do sistema primário, mas reduz eficientemente a vibração para uma larga faixa de freqüência.

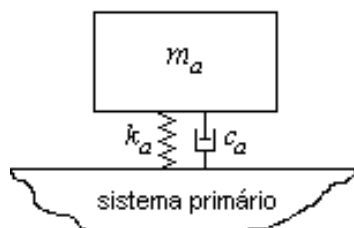


Figura 2.4 – Neutralizador dinâmico massa-mola-amortecedor viscoso.

A Figura 2.5 mostra a impedância mecânica na base do neutralizador massa-mola-amortecedor viscoso, dada pela equação

$$Z_b(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a (k_a + i\Omega c_a)}{i\Omega (-\Omega^2 m_a + i\Omega c_a + k_a)} \quad \text{Eq. 2.3}$$

em que  $c_a$  é o amortecimento viscoso do neutralizador dinâmico.

A Figura 2.6 mostra a resposta em freqüência do sistema composto, evidenciando a atuação do ND.

Na prática, entretanto, a utilização de molas e amortecedores viscosos limita enormemente sua implementação, no que concerne à configuração e escala do dispositivo, que pode variar da ordem de gramas a de toneladas. Sendo assim, estes dispositivos são utilizados, na maioria das vezes, para simulações e análises teóricas.

Os modelos de neutralizadores dinâmicos massa-mola e amortecedor viscoso são discutidos por diversos autores (ORMONDROYD e DEN HARTOG, 1928; BROCK, 1946; DEN HARTOG, 1956).

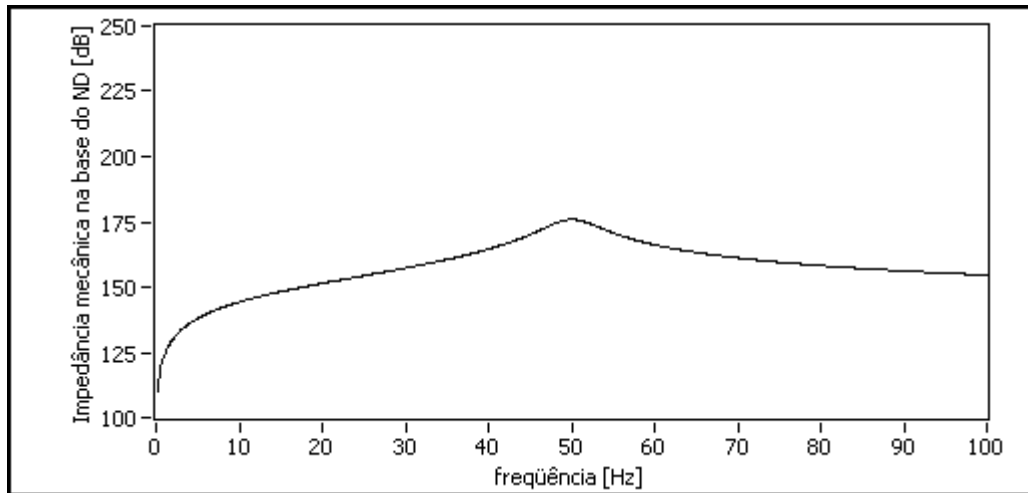


Figura 2.5 – Impedância mecânica na base do ND massa-mola-amortecedor viscoso.

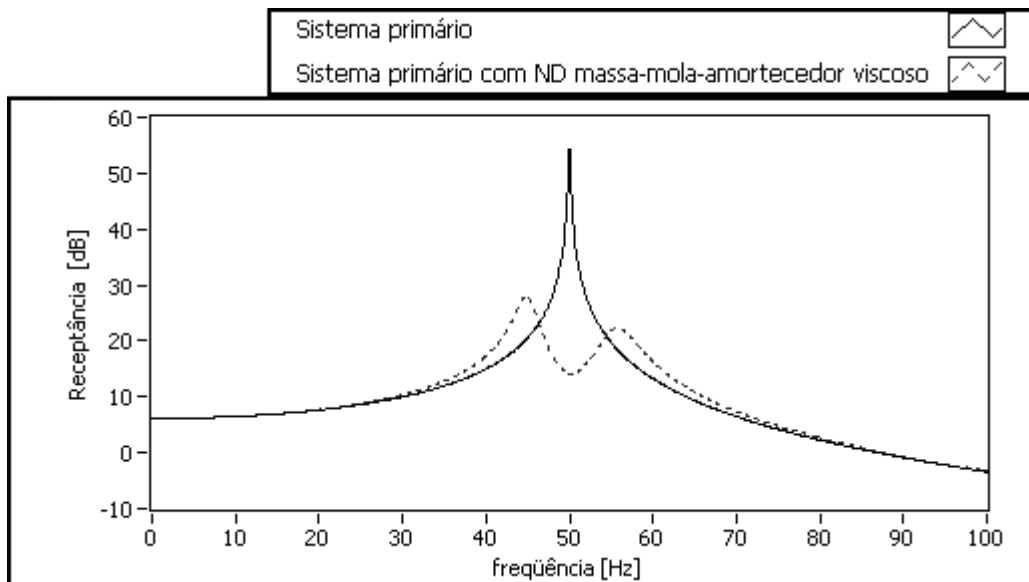


Figura 2.6 – Resposta em frequência – ND massa-mola-amortecedor viscoso.

## 2.2 Neutralizador Dinâmico Viscoelástico (NDV)

O controle passivo de vibrações em sistemas mecânicos vem sendo realizado, em tempos recentes, através de neutralizadores dinâmicos viscoelásticos (NDV), os quais são dispositivos compostos de uma massa de sintonização e um material com propriedades viscoelásticas (ESPÍNDOLA e BAVASTRI, 1997). A Figura 2.7 mostra, esquematicamente, um NDV fixado ao sistema primário.

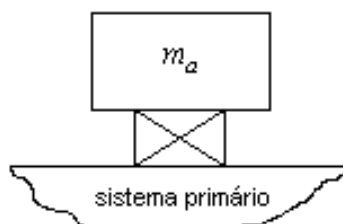


Figura 2.7 – Neutralizador dinâmico viscoelástico.

Um dos fatores que contribuíram para estimular o uso de neutralizadores dinâmicos viscoelásticos diz respeito ao diferencial comparativo de vantagem em relação à utilização de molas e amortecedores viscosos na confecção dos dispositivos. Atualmente, materiais viscoelásticos podem ser obtidos e manipulados com relativa facilidade, ajustando-se a praticamente qualquer necessidade de configuração e escala de projeto.

Para modelar o comportamento do NDV, é necessário conhecer as características dinâmicas dos materiais viscoelásticos.

### 2.2.1 Materiais viscoelásticos: modelo a derivadas fracionárias

SNOWDON (1968) foi um dos primeiros a modelar matematicamente um dispositivo mecânico usando materiais viscoelásticos. Esses materiais (a saber, elastômeros, plásticos e resinas), sob solicitação de esforços, exibem comportamento dinâmico que apresenta a característica de armazenar energia elástica, bem como dissipar parte da energia transmitida pelo sistema primário (BAVASTRI, 1997).

Vários modelos matemáticos foram propostos para representar a dinâmica dos materiais viscoelásticos. Esses modelos são compostos basicamente de associações diversas de molas e amortecedores viscosos.

A relação constitutiva generalizada estende a lei de Hooke,  $\sigma(t) = E_0 \varepsilon(t)$ , através de um somatório de termos diferenciais, para incluir o efeito de dissipação de energia verificado nos materiais viscoelásticos, de maneira a modelar, de forma aproximada, a dinâmica destes materiais (PRITZ, 1996), qual seja:

$$\sigma(t) + \sum_{p=1}^P a_p \frac{d^p \sigma(t)}{dt^p} = E_0 \varepsilon(t) + \sum_{n=1}^N b_n \frac{d^n \varepsilon(t)}{dt^n}. \quad \text{Eq. 2.4}$$

Nesta equação,  $\sigma(t)$  é a tensão mecânica,  $\varepsilon(t)$  é a deformação,  $a_p$  e  $b_n$  são parâmetros do material a serem definidos,  $E_0$  é o módulo de elasticidade,  $P$  e  $N$  são números inteiros que indicam a quantidade de termos dos somatórios.

É possível aprimorar o modelo matemático do comportamento de materiais viscoelásticos através de uma relação constitutiva generalizada que utiliza o operador diferencial fracionário (ou generalizado)  $D^\alpha [f(t)]$ , cuja ordem  $\alpha$  é um número real,  $0 < \alpha < 1$ . Uma possível definição para a derivada de ordem fracionária é a de Riemann-Liouville (BAGLEY e TORVIK, 1986)

$$D^\alpha [f(t)] = \frac{1}{\Gamma(1-\alpha)} \frac{d}{dt} \int_0^t f(\tau) (t-\tau)^{-\alpha} d\tau, \quad \text{Eq. 2.5}$$

em que

$$\Gamma(z) = \int_0^\infty t^{z-1} e^{-t} dt \quad \text{Eq. 2.6}$$

é a definição geral da função Gamma para um número real  $z$ . A aplicação do cálculo fracionário ao modelo matemático dos materiais viscoelásticos significa uma generalização efetuada sobre o modelo.

Assim, a Equação 2.4 toma a forma (PRITZ, 1996)

$$\sigma(t) + \sum_{p=1}^P a_p D^{\alpha_p} [\sigma(t)] = E_0 \varepsilon(t) + \sum_{n=1}^N b_n D^{\gamma_n} [\varepsilon(t)]. \quad \text{Eq. 2.7}$$

As ordens fracionárias  $\alpha$  e  $\gamma$ , das derivadas na relação constitutiva, estão relacionadas a teorias moleculares que descrevem o comportamento macroscópico do material (BAGLEY e TORVIK, 1986) e indicam taxas de dissipação de energia no material (CRUZ, 2004). Verifica-se que a utilização de apenas alguns termos de ordem fracionária na relação constitutiva descreve melhor o comportamento do material do que a utilização de muitos termos diferenciais de ordem inteira (BAGLEY e TORVIK, 1986). Um modelo matemático de apenas quatro parâmetros descreve de forma suficientemente precisa, em acordo com realizações experimentais, o comportamento destes materiais (PRITZ, 1996), qual seja:

$$\sigma(t) + \phi_0 D^{\beta} [\sigma(t)] = E_L \varepsilon(t) + E_H \phi_0 D^{\beta} [\varepsilon(t)]. \quad \text{Eq. 2.8}$$

Nesta equação há quatro parâmetros materiais, sendo  $\beta$  a inclinação da curva do módulo de elasticidade no ponto de inflexão,  $\phi_0$  a constante de relaxação,  $E_L$  o módulo de elasticidade na frequência limite inferior e  $E_H$  o módulo de elasticidade na frequência limite superior.

Mostra-se que, aplicando a transformada de Fourier sobre o operador derivada fracionária, tal que

$$\mathcal{F} [D^{\alpha} [f(t)]] = (i\Omega)^{\alpha} F(\Omega), \quad \text{Eq. 2.9}$$

obtém-se, no domínio da frequência, o módulo de elasticidade complexo do material na forma

$$\bar{E}(\Omega) = \frac{E_L + E_H \phi_0 (i\Omega)^\beta}{1 + \phi_0 (i\Omega)^\beta}. \quad \text{Eq. 2.10}$$

Analogamente, para o módulo de cisalhamento complexo  $\bar{G}(\Omega)$ , tem-se

$$\bar{G}(\Omega) = \frac{G_L + G_H \phi_0 (i\Omega)^\beta}{1 + \phi_0 (i\Omega)^\beta}, \quad \text{Eq. 2.11}$$

em que  $G_L$  é o módulo de cisalhamento na frequência limite inferior e  $G_H$  é o módulo de cisalhamento na frequência limite superior.

Verifica-se experimentalmente que o comportamento dinâmico destes materiais também é dependente da temperatura do material (NASHIF *et al.*, 1985, *apud* LOPES, 1998). Esta dependência pode ser explicitada através de um fator de deslocamento  $\alpha_T$ , dado por

$$\log \alpha_T(T) = \frac{-\theta_1(T - T_0)}{\theta_2 + T - T_0}, \quad \text{Eq. 2.12}$$

sendo  $\theta_1$  e  $\theta_2$  parâmetros determinados experimentalmente e características do material,  $T$  a temperatura absoluta do material e  $T_0$  a temperatura absoluta de referência.

Definindo a frequência reduzida  $\Omega_R$  como

$$\Omega_R = \alpha_T(T) \Omega, \quad \text{Eq. 2.13}$$

a Equação 2.11 pode ser escrita como

$$\bar{G}(\Omega, T) = \frac{G_L + G_H \phi_0 (i\Omega_R)^\beta}{1 + \phi_0 (i\Omega_R)^\beta}, \quad \text{Eq. 2.14}$$

O módulo de cisalhamento complexo obtido pode ser expresso na forma

$$\bar{G}(\Omega, T) = G(\Omega, T) + iG_i(\Omega, T), \quad \text{Eq. 2.15}$$

onde  $G(\Omega, T)$  é o módulo dinâmico, parte real da função módulo de cisalhamento, e  $G_i(\Omega, T)$  é a parte imaginária da função módulo de cisalhamento.

Definindo a função fator de perda  $\eta(\Omega, T)$  como

$$\eta(\Omega, T) = \frac{G_i(\Omega, T)}{G(\Omega, T)}, \quad \text{Eq. 2.16}$$

tem-se, portanto,

$$\bar{G}(\Omega, T) = G(\Omega, T)(1 + i\eta(\Omega, T)). \quad \text{Eq. 2.17}$$

### 2.2.2 Materiais viscoelásticos: comportamento dinâmico

A Equação 2.17 pode ser representada em um gráfico que expressa os valores do módulo de cisalhamento e do fator de perda para diferentes freqüências e temperaturas. A Figura 2.8 mostra este gráfico para três tipos de materiais viscoelásticos, cujos valores de parâmetros são apresentados na Tabela 2.1.

Verifica-se pelos gráficos que, para a temperatura ambiente, convencionada em 25 °C, e para freqüências abaixo de 100 Hz, o neoprene apresenta médio amortecimento e baixo módulo de cisalhamento. Nessas freqüências, o módulo de cisalhamento pode ser considerado aproximadamente constante. Materiais com estas características são denominados de baixo amortecimento, possuindo elevada estabilidade estrutural, ou seja, baixo nível de relaxação sob deformação constante.

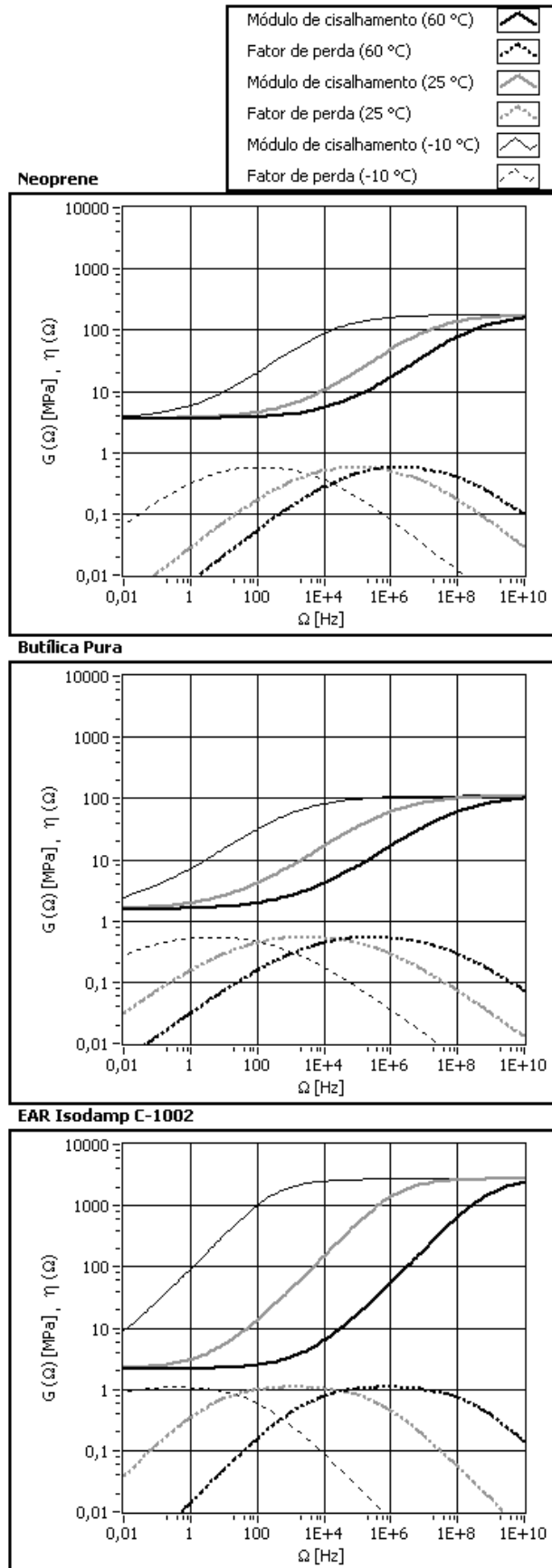


Figura 2.8 – Variação do módulo dinâmico e fator de perda com freqüência e temperatura.

Tabela 2.1 – Valores de Parâmetros.

Parâmetro	Material Viscoelástico - Borracha		
	Neoprene	Butílica Pura	EAR Isodamp C-1002
$G_L$ (Pa)	$3,57 \times 10^6$	$1,53 \times 10^6$	$2,15 \times 10^6$
$G_H$ (Pa)	$1,79 \times 10^8$	$1,12 \times 10^8$	$2,37 \times 10^9$
$\beta$	0,435	0,396	0,551
$\phi_o$	$2,46 \times 10^{-3}$	$1,34 \times 10^{-2}$	$6,90 \times 10^{-4}$
$\theta_1$	6,57	15,10	25,67
$\theta_2$	68,00	171,00	262,41
$T_0$ (K)	273,00	273,00	286,99

Já as borrachas butílica e EAR Isodamp C-1002, para as mesmas condições, apresentam alto amortecimento e possuem módulo de cisalhamento situado na chamada zona de transição, em que ocorre variação significativa de seu valor. Estes materiais são chamados de elevado amortecimento e possuem, em geral, baixa estabilidade estrutural.

Constata-se que, aumentando a temperatura para 60 °C e mantendo-se a freqüência constante, todas as borrachas têm decréscimo significativo em seus fatores de perda.

Diminuindo-se a temperatura para -10 °C, o neoprene passa a atuar na região de transição, com alto fator de perda; a borracha butílica também atua nessa região. Já a EAR Isodamp C-1002 passa praticamente a atuar na região vítrea, com altíssimo módulo de cisalhamento, mas mantendo ainda um alto amortecimento. Atuando nessa região, um material viscoelástico não possui aplicação para controle de vibrações.

Constata-se, da análise dos gráficos, que o efeito da temperatura é causar um deslocamento na freqüência das funções módulo de cisalhamento e fator de perda. Esta variação é quantificada pelo fator de deslocamento  $\alpha_T$ . É possível, em razão deste efeito, condensar os gráficos de variação com a temperatura em um único

gráfico, denominado nomograma de frequência reduzida (NASHIF *et al.*, 1985), como mostra a Figura 2.9.

Para se encontrar o módulo de cisalhamento e o fator de perda em um dado par frequência e temperatura em um nomograma, traça-se uma reta no sentido horizontal a partir da frequência  $\Omega$  dada, até se interceptar a reta inclinada correspondente à temperatura desejada. A partir deste ponto de intersecção, traça-se uma reta vertical que interceptará os gráficos, fornecendo os valores de módulo de cisalhamento e fator de perda.

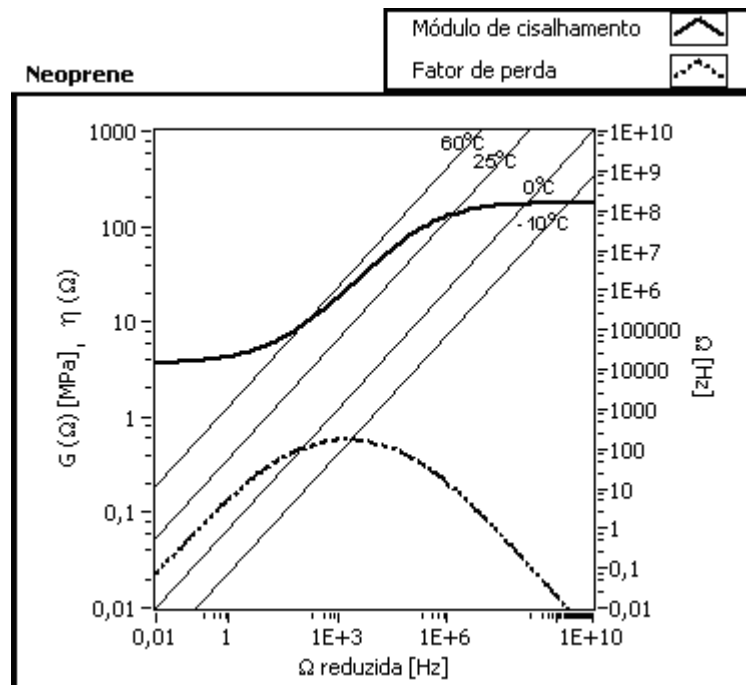


Figura 2.9 – Nomograma de frequência reduzida.

Elementos viscoelásticos sob condição de cisalhamento puro satisfazem a relação

$$k(\Omega) = L_a G(\Omega), \tag{Eq. 2.18}$$

com

$$L_a = \frac{A}{h}, \quad \text{Eq. 2.19}$$

em que  $k(\Omega)$  é a rigidez,  $L_a$  é o fator de forma,  $A$  é a área cisalhada e  $h$  é a espessura do material.

O comportamento dinâmico de elementos viscoelásticos pode, portanto, ser descrito por uma rigidez complexa, em que a parte real responde pelo armazenamento de energia e a parte imaginária pela dissipação, ambas dependentes da temperatura e da frequência:

$$\bar{k}(\Omega, T) = L_a \bar{G}(\Omega, T) = L_a G(\Omega, T) (1 + i\eta(\Omega, T)). \quad \text{Eq. 2.20}$$

Por simplicidade de notação, será explicitada apenas a dependência da rigidez em função da frequência.

### 2.2.3 Parâmetros equivalentes generalizados

A difusão do uso dos neutralizadores dinâmicos viscoelásticos deve-se, também, ao desenvolvimento de uma teoria matemática geral para o projeto ótimo de neutralizadores dinâmicos.

Essa teoria, que permite a descrição generalizada do comportamento de neutralizadores dinâmicos, é baseada no conceito de parâmetros equivalentes generalizados (ESPÍNDOLA e SILVA, 1992).

Para o NDV mostrado na Figura 2.10, calcula-se a impedância dinâmica na base do neutralizador, através da equação

$$Z_b(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{i\Omega X_b(\Omega)}, \quad \text{Eq. 2.21}$$

em que  $F(\Omega)$  é a transformada de Fourier da força de excitação  $f(t)$ ,  $X(\Omega)$  é a transformada de Fourier do deslocamento  $x(t)$  do NDV e  $X_b(\Omega)$  é a transformada de Fourier do deslocamento  $x_b(t)$  da base do NDV.

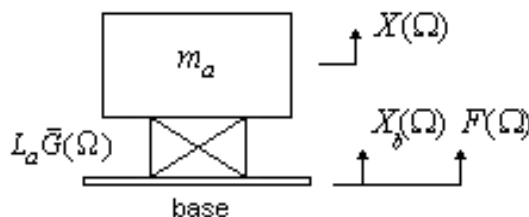


Figura 2.10 – Neutralizador dinâmico viscoelástico.

Considerando a relação demonstrada por ESPÍNDOLA e SILVA (1992),

$$Z_b(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + i\Omega m_{eq}(\Omega), \tag{Eq. 2.22}$$

na qual  $c_{eq}(\Omega)$  é o amortecimento equivalente e  $m_{eq}(\Omega)$  é a massa equivalente, obtém-se a equivalência mostrada na Figura 2.11, sendo  $Q(\Omega)$  a transformada de Fourier do deslocamento  $q(t)$  do sistema primário.

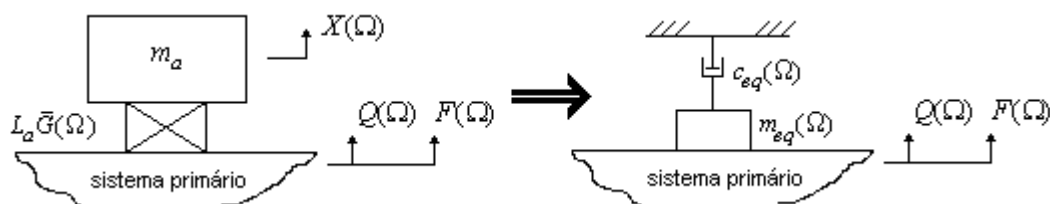


Figura 2.11 – Parâmetros equivalentes generalizados para NDV.

Desta forma, as equações que descrevem o comportamento dinâmico do sistema composto, isto é, do sistema primário e dos neutralizadores nele fixados, são expressas apenas em função das variáveis que descrevem o movimento do

sistema primário, sendo que os efeitos associados às demais variáveis, relacionadas aos graus de liberdade dos neutralizadores dinâmicos, são contemplados nos parâmetros equivalentes.

Essa simplificação é de extrema relevância para a análise e modelagem de neutralizadores dinâmicos, permitindo a generalização da teoria de controle passivo com estes dispositivos para estruturas de geometria complexa e qualquer quantidade de neutralizadores (ESPÍNDOLA e SILVA, 1992; FREITAS e ESPÍNDOLA, 1993; ESPÍNDOLA e BAVASTRI, 1995).

Para ilustrar o exposto, considere-se o sistema composto mostrado na Figura 2.12.

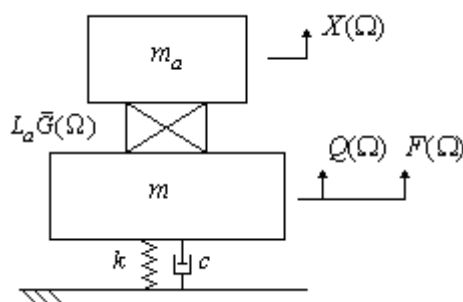


Figura 2.12 – Sistema composto: NDV e sistema primário com 1 grau de liberdade.

Neste caso, os parâmetros equivalentes generalizados podem ser obtidos através da impedância mecânica na base do NDV segundo a equação (BAVASTRI, 1997)

$$Z_b(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + i\Omega m_{eq}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega)}{i\Omega(-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))}, \quad \text{Eq. 2.23}$$

resultando em um novo modelo, equivalente, mostrado na Figura 2.13.

Desta forma, a função resposta em frequência  $H(\Omega)$  para o sistema composto é dada por

$$H(\Omega) = \frac{Q(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{1}{-\Omega^2 (m + m_{eq}(\Omega)) + i\Omega (c + c_{eq}(\Omega)) + k}, \quad \text{Eq. 2.24}$$

sendo  $m$  a massa,  $k$  a rigidez e  $c$  o amortecimento viscoso do sistema primário.

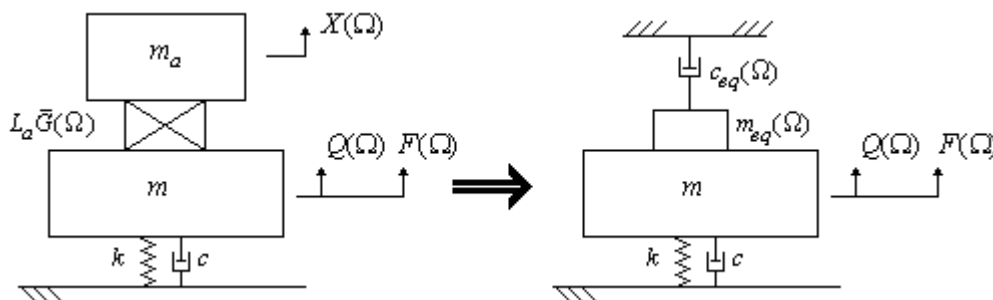


Figura 2.13 – Parâmetros equivalentes generalizados para NDV.

### 2.2.4 Projeto ótimo

Para o projeto do neutralizador dinâmico, é necessário obter os valores dos parâmetros que minimizem a vibração do sistema primário, obedecidas as restrições de projeto. A técnica dos pontos fixos foi utilizada na obtenção destes valores para o modelo de neutralizador massa-mola-amortecedor viscoso (DEN HARTOG, 1956) e para o modelo viscoelástico (SNOWDON, 1968). Esta técnica analítica baseia-se no fato de que, desprezando-se o amortecimento do sistema primário, a resposta do sistema composto, para diferentes valores de amortecimento do neutralizador, sempre passa por dois pontos fixos. A partir dessa constatação, é possível encontrar os parâmetros que fazem com que a curva de resposta do sistema composto seja a menor possível, fazendo com os picos desta resposta passem pelos denominados pontos fixos.

Técnicas numéricas de otimização não-linear podem ser utilizadas para se obter o valor ótimo dos parâmetros de projeto, sem perda de precisão e de forma generalizada, para sistemas primários com amortecimento bem como sistemas com múltiplos graus de liberdade (BAVASTRI, 1997). O problema de otimização  $P_o$  pode ser formulado como

$$P_o : \begin{cases} \min f_{obj}(\mathbf{x}) \\ f_{obj}(\mathbf{x}) : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^1 \\ \mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \\ f_{obj}(\mathbf{x}) = \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |H(\Omega, \mathbf{x})| \\ \text{restrito a} \\ \mathbf{x}_L < \mathbf{x} < \mathbf{x}_U \end{cases} \quad \text{Eq. 2.25}$$

em que  $\mathbf{x}$  é o vetor projeto,  $f_{obj}(\mathbf{x})$  a função objetivo,  $\mathbf{x}_L$  o vetor restrição inferior e  $\mathbf{x}_U$  o vetor restrição superior.

Neste trabalho, a função objetivo utilizada foi sempre o maior valor do módulo da função complexa  $H(\Omega, \mathbf{x})$ , para uma faixa de freqüência especificada. Discretizando a função em  $p$  pontos, outras funções objetivo podem ser utilizadas, tal como a norma do vetor módulo da função resposta em freqüência  $\left\| \{ |H(\Omega, \mathbf{x})| \}_{p \times 1} \right\|$  ou, de forma mais genérica, o escalar  $\{ H(\Omega, \mathbf{x})^* \}_{p \times 1}^T \{ H(\Omega, \mathbf{x}) \}_{p \times 1}$ .

Para a otimização do NDV mostrado na Figura 2.13, o vetor projeto é  $\mathbf{x} = [\Omega_a]$ , em que

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{L_a G(\Omega_a)}{m_a}} \quad \text{Eq. 2.26}$$

é chamada freqüência característica ou freqüência natural do NDV. Ressalta-se que a freqüência angular  $\Omega$  e a freqüência natural  $\Omega_a$ , expressas em rad/s, são sempre apresentadas neste trabalho, por conveniência, em Hz.

Neste trabalho foi utilizada a técnica de otimização não-linear conhecida como método simplex de Nelder-Mead, ou método do poliedro flexível. Originalmente descrito por SPENDLEY *et al.* (1962) e posteriormente desenvolvido por NELDER e MEAD (1965), é um método de busca direta  $n$ -dimensional, não necessitando do cálculo do gradiente da função. Parte da idéia básica de mover o simplex – figura

geométrica formada por  $n+1$  vértices em um espaço  $n$ -dimensional, em que  $n$  é o tamanho do vetor projeto – através de um conjunto de operações básicas, na direção do menor valor da função objetivo. Este método retorna um mínimo local da função.

Técnicas híbridas de otimização, que utilizam outros métodos de otimização não-linear compostos com algoritmos evolucionários, também já foram empregadas na otimização de NDVs (BAVASTRI *et al.*, 1998; BAVASTRI *et al.*, 2004).

A Figura 2.14 mostra a resposta em freqüência do sistema primário e do composto, com o NDV otimizado. A Figura 2.15 mostra a impedância mecânica ótima na base do NDV, dada pela Equação 2.23.

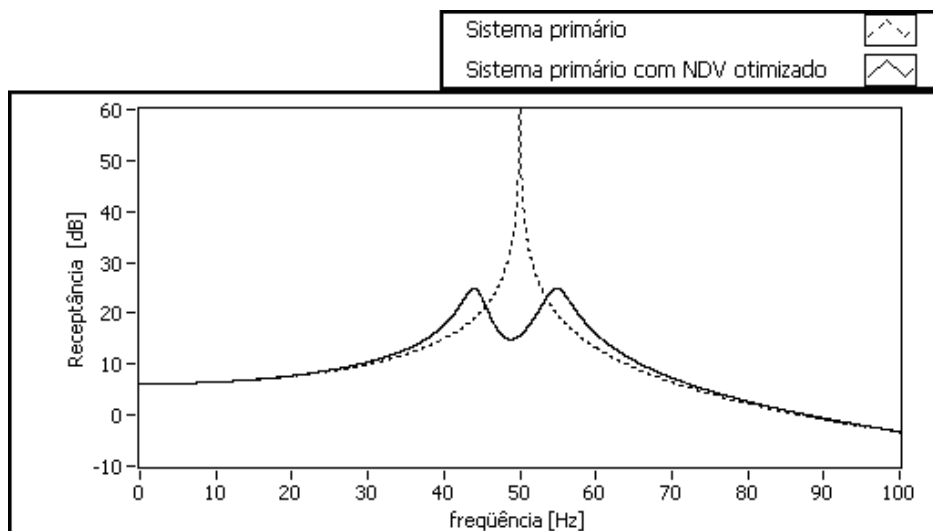


Figura 2.14 – Resposta em freqüência – NDV.

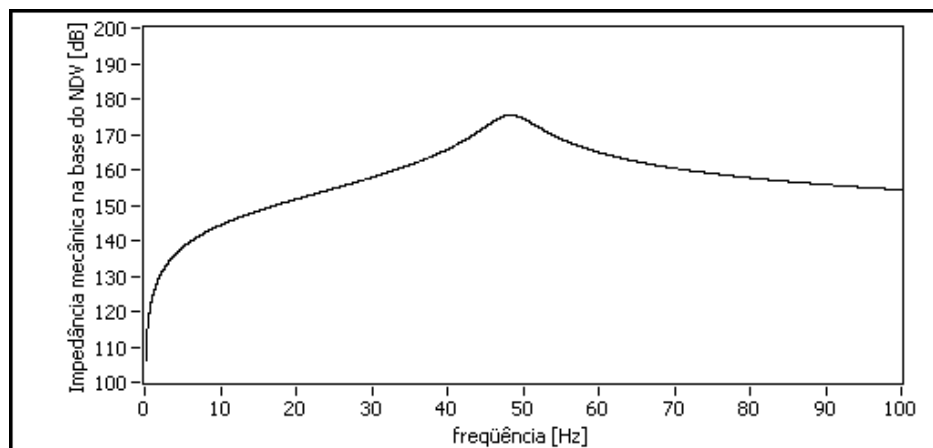


Figura 2.15 – Impedância mecânica na base do NDV.

### 2.2.5 Aplicações

A aplicação do projeto ótimo de neutralizadores dinâmicos viscoelásticos foi realizada no controle da vibração de uma placa de aço livre no espaço (ESPÍNDOLA e BAVASTRI, 1997), na redução de vibração em linhas de transmissão elétrica para uma ampla faixa de frequências (BAVASTRI *et al.*, 2004), no modelamento de mancais flexíveis para máquinas girantes (BAVASTRI *et al.*, 2005), no controle de vibrações auto-excitadas em ferramentas de corte no processo de usinagem (BAVASTRI *et al.*, 2006), na redução de ruído e vibração em transformadores (JASINSKI *et al.*, 2005), além do controle de vibração em turbinas hidráulicas (ESPÍNDOLA *et al.*, 2006).

A adoção deste projeto de controle passivo ótimo apresenta vantagens tais como a facilidade de manipulação do material viscoelástico e sua característica de dissipar energia, em comparação com neutralizadores dinâmicos com ou sem amortecimento. Essa vantagem pode ser observada claramente através do caso de neutralizadores de vibração utilizados em linhas de transmissão de energia elétrica. A ação do vento sobre os cabos de transmissão de energia elétrica causa uma força de excitação em uma ampla faixa de frequência. A modelagem matemática do cabo mostra que este sistema é caracterizado por uma alta densidade espectral na faixa de frequência em que ocorre a excitação, com a presença de muitas frequências naturais. Os neutralizadores dinâmicos tipo Stockbridge, atualmente utilizados, são essencialmente sistemas massa-mola, sendo, como visto, altamente eficientes para uma faixa restrita de frequência e extremamente prejudiciais fora desta faixa. Além disso, por imporem uma impedância mecânica alta no ponto do cabo em que são fixados, restringem a movimentação neste ponto, podendo gerar fadiga excessiva e ruptura. Demonstra-se que a dissipação de energia pelo material viscoelástico, advinda do uso de NDVs, diminui a vibração do cabo em uma ampla faixa de frequência, minimizando o problema da ruptura por fadiga (BAVASTRI *et al.*, 2004).

## 2.3 Delineamento do Problema

Faz-se necessário analisar em detalhe o comportamento da freqüência natural do NDV com a variação de temperatura, objetivando-se a avaliação quantitativa do desempenho deste neutralizador, permitindo a comparação com a atuação do neutralizador dinâmico híbrido a ser proposto. A avaliação quantitativa da variação da freqüência natural de um NDV, indispensável para a consecução das análises, é realizada pela primeira vez neste trabalho.

### 2.3.1 Dessintonização com a temperatura e modelo matemático proposto

As principais limitações da técnica de controle de vibrações e ruído com neutralizadores viscoelásticos dizem respeito à incapacidade do dispositivo de se adaptar a variações do sistema primário – uma premissa da técnica de controle passivo – e à eventual perda da condição ótima de operação devido à dessintonização do neutralizador, causada pela variação de temperatura.

Como visto anteriormente, o módulo de cisalhamento complexo é função da temperatura e da freqüência. Portanto, uma variação na temperatura ambiente ocasiona variação no módulo de cisalhamento. A freqüência natural do NDV, dada pela Equação 2.26, depende do módulo de cisalhamento. Dado que os demais parâmetros,  $m_a$  e  $L_a$ , são fixos na equação (o dispositivo já foi construído), havendo alteração no módulo de cisalhamento, ocorre alteração na freqüência natural  $\Omega_a$  do NDV. Portanto, o controle, projetado para atuar de maneira ótima a uma temperatura de projeto inicial, pode ter sua eficiência reduzida de maneira significativa numa outra temperatura.

Concomitantemente, se há alteração da freqüência natural do NDV, altera-se também o valor do módulo dinâmico de cisalhamento  $G = f(\Omega_a, T)$  para o próprio cálculo de  $\Omega_a$ . Ou seja, a freqüência natural do NDV não é uma função explícita da temperatura. De fato, deduz-se das Equações 2.12, 2.14, 2.15 e 2.26 que

$$\Omega_a^2 = \frac{L_a}{m_a} \operatorname{Re} \left\{ \frac{G_L + G_H \phi_0 \left( i\Omega_a 10^{\frac{-\theta_1(T-T_0)}{\theta_2+T-T_0}} \right)^\beta}{1 + \phi_0 \left( i\Omega_a 10^{\frac{-\theta_1(T-T_0)}{\theta_2+T-T_0}} \right)^\beta} \right\}. \quad \text{Eq. 2.27}$$

A simulação do efeito da variação de temperatura no comportamento do NDV necessita indispensavelmente da obtenção de  $\Omega_a = f(T)$ . A solução desse problema é apresentada neste trabalho.

Dado que, após a variação de temperatura aplicada sobre o NDV, mantém-se constante a relação

$$\frac{L_a}{m_a} = \frac{\Omega_a^2}{G(\Omega_a, T)}, \quad \text{Eq. 2.28}$$

tem-se que

$$\frac{\Omega_a^2(T_i)}{G(\Omega_a(T_i), T_i)} - \frac{\Omega_a^2(T_f)}{G(\Omega_a(T_f), T_f)} = 0, \quad \text{Eq. 2.29}$$

em que  $T_i$  é a temperatura inicial ou de projeto e  $T_f$  é a temperatura final.

Assim sendo, propõe-se, como forma geral para se obter  $\Omega_a = f(T_f)$ , o problema de otimização

$$P_{o2} : \begin{cases} \min f_{obj}(\mathbf{x}) \\ f_{obj}(\mathbf{x}) : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^1 \\ \mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \\ f_{obj}(\mathbf{x}) = \left( \frac{L_a}{m_a} - \frac{\mathbf{x}^T \mathbf{x}}{G(\mathbf{x}, T_f)} \right)^2 \\ \text{restrito a} \\ \mathbf{x}_L < \mathbf{x} < \mathbf{x}_U \end{cases} \quad \text{Eq. 2.30}$$

cujo vetor projeto  $\mathbf{x} = [\Omega_a(T_f)]$ .

Um método iterativo simples, elaborado para se encontrar  $\Omega_a(T_f)$ , é fazer

$$\Delta \Omega_{a(j)}(T_f) = k_p e_{(j)}, \quad \text{Eq. 2.31}$$

$$\Delta \Omega_{a(j)}(T_f) = \Omega_{a(j+1)}(T_f) - \Omega_{a(j)}(T_f), \quad \text{Eq. 2.32}$$

$$e_{(j)} = \frac{\Omega_a^2(T_i)}{G(\Omega_a(T_i), T_i)} - \frac{\Omega_{a(j)}^2(T_f)}{G(\Omega_{a(j)}(T_f), T_f)}, \quad \text{Eq. 2.33}$$

em que  $\Omega_{a(0)}(T_f) = \Omega_a(T_i)$ , até que  $e_{(j)}^2 < \varepsilon_0$ , sendo  $\Omega_{a(j)}(T_f)$  o  $j$ -ésimo  $\Omega_a(T_f)$ ,  $j$  o número de iterações,  $e_{(j)}$  o  $j$ -ésimo valor de erro,  $k_p$  a constante de erro proporcional e  $\varepsilon_0$  a precisão.

Este algoritmo aborda o problema do ponto de vista de controle, sendo também uma simplificação do método de Newton-Raphson (RAO, 1996), em que a primeira derivada da função é considerada constante e vale  $k_p$ .

São apresentados dois exemplos de simulação, cujos dados de entrada e resultados constam da Tabela 2.2. As Figuras 2.16 e 2.17 mostram as curvas de convergência das simulações.

Tabela 2.2 – Exemplos de simulações de  $\Omega_a = f(T)$ .

Material viscoelástico	$T_i$ (°C)	$T_f$ (°C)	$\Omega_a(T_i)$ (Hz)	$\Omega_a(T_f)$ (Hz)	$\epsilon_0$	$k_p$
Neoprene	25	60	50	46,9	$10^{-20}$	$10^4$
Neoprene	25	-10	50	110,2	$10^{-20}$	$10^4$

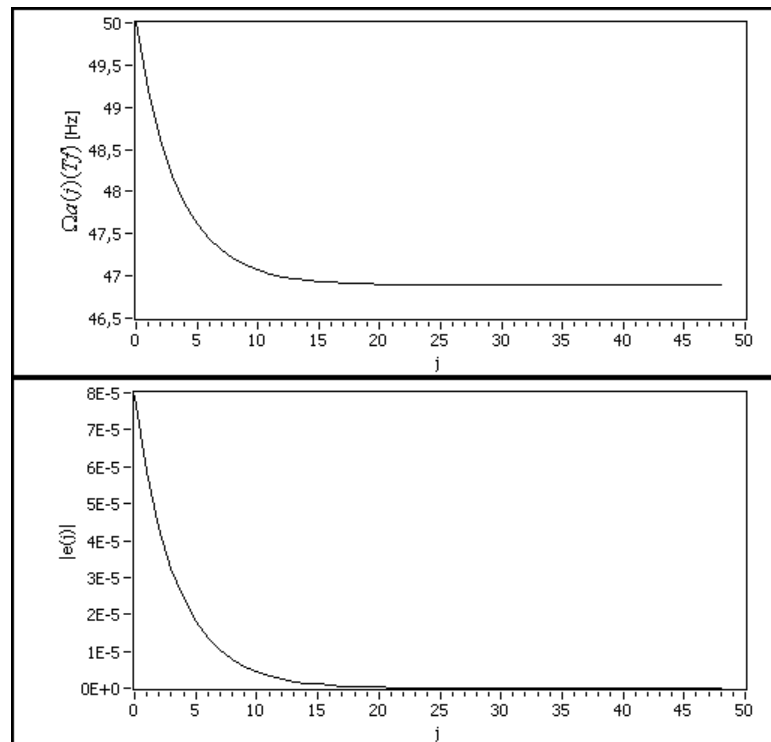


Figura 2.16 – Curvas de convergência de  $\Omega_a(T_f)$  e erro para aumento de temperatura.

O gráfico da Figura 2.18 mostra curvas de variação da frequência natural de três NDVs distintos, a base de neoprene, em função da temperatura. Os NDVs foram projetados para o mesmo sistema primário, mas com temperaturas de trabalho diferentes. Os pontos destacados indicam os valores  $(T_i; \Omega_a^*(T_i))$ , sendo  $\Omega_a^*$  a frequência natural ótima.

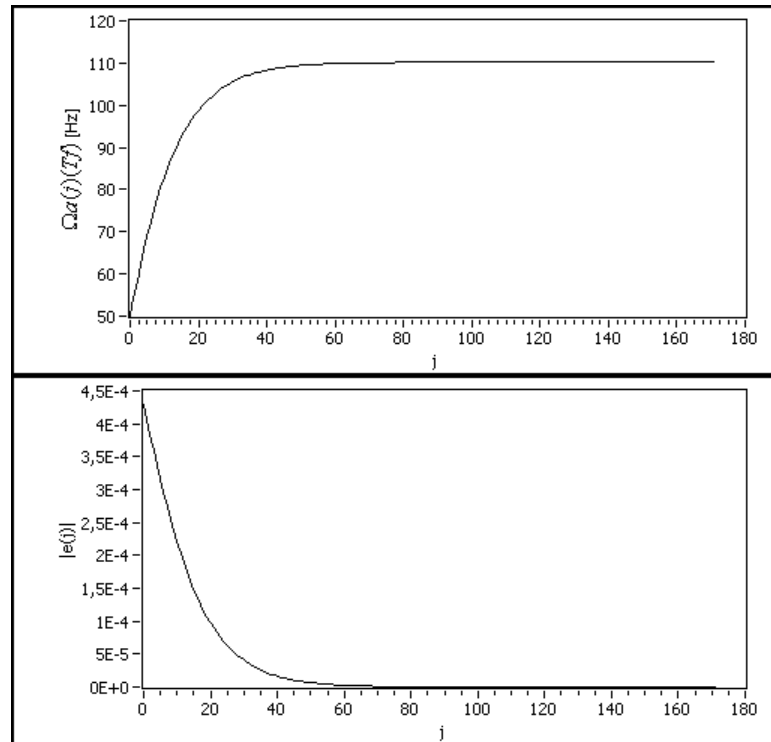


Figura 2.17 – Curvas de convergência de  $\Omega_a(T_f)$  e erro para diminuição de temperatura.

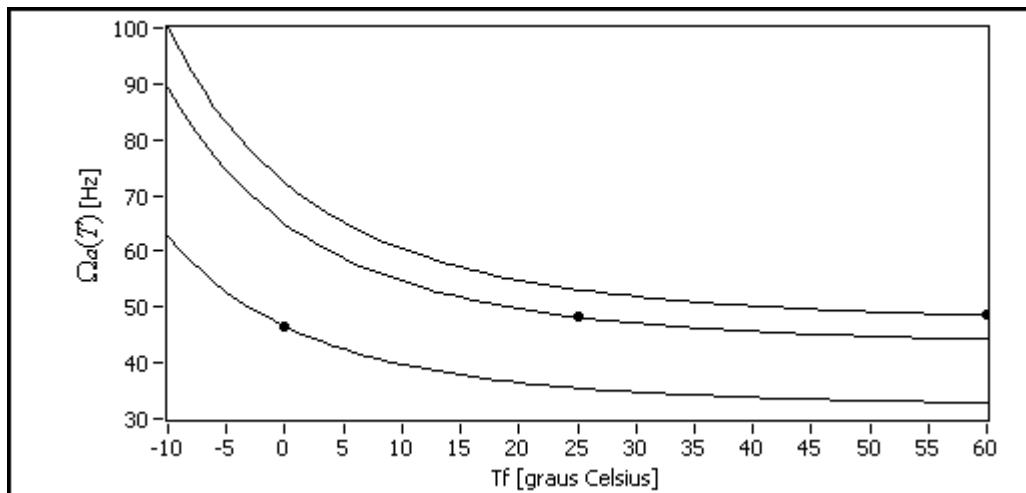


Figura 2.18 – Curvas de  $\Omega_a = f(T_f)$ .

O fenômeno da dessintonização é ilustrado nos gráficos das Figuras 2.19 e 2.20, resultantes de simulação numérica.

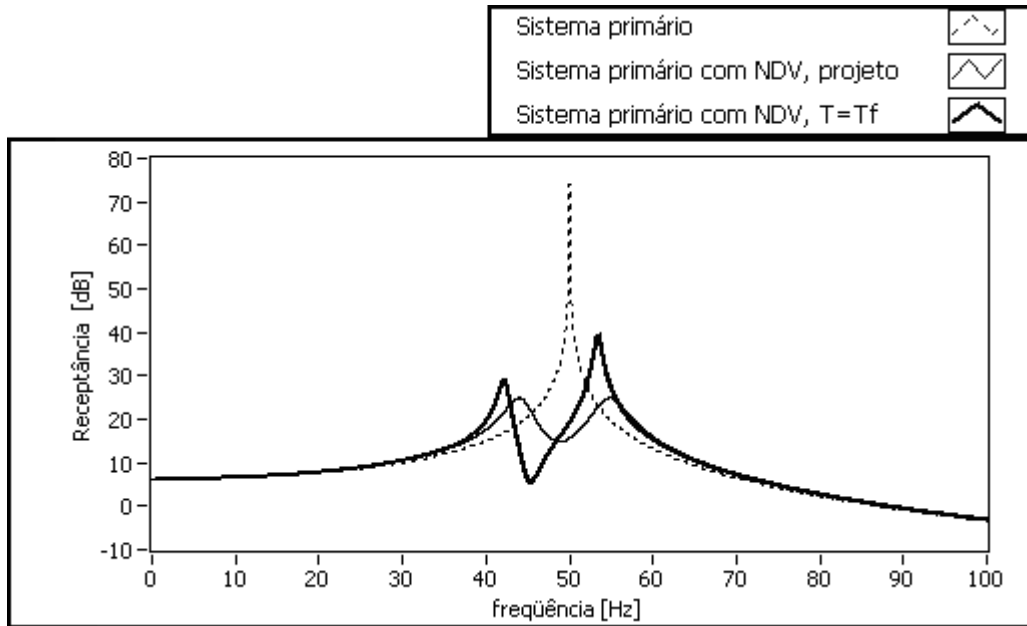


Figura 2.19 – Dessintonização por temperatura em um NDV,  $T_f = 60\text{ }^\circ\text{C}$ .

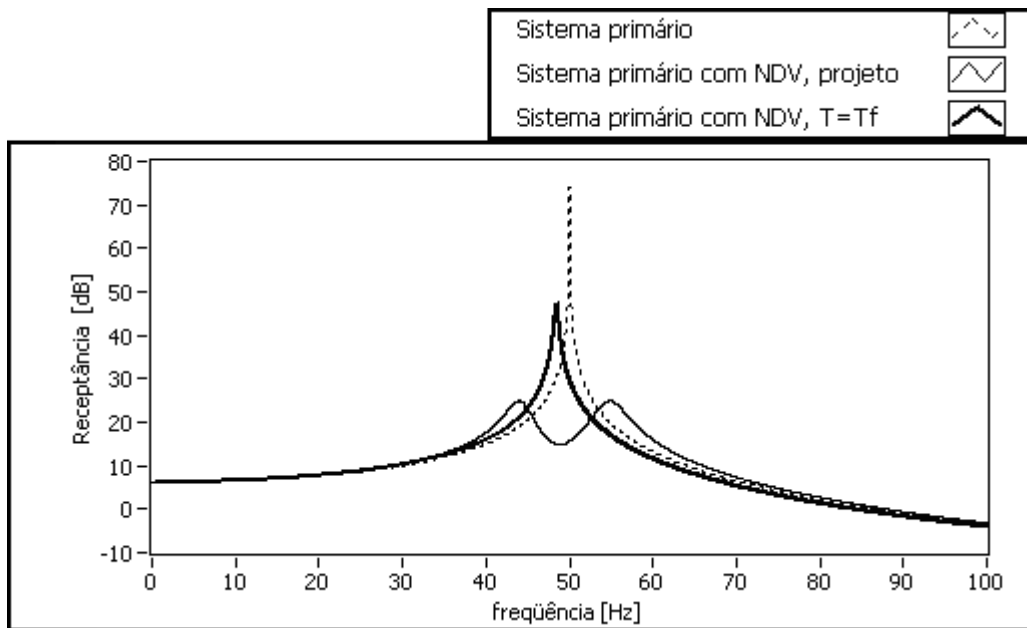


Figura 2.20 – Dessintonização por temperatura em um NDV,  $T_f = -10\text{ }^\circ\text{C}$ .

Os gráficos das Figuras 2.19 e 2.20 apresentam a resposta em frequência de um sistema primário com um grau de liberdade. O projeto ótimo para o NDV, que considera a obtenção de  $\Omega_a$  que minimize a resposta em frequência do sistema composto, resultou na redução da amplitude de vibração mostrada nos gráficos com

linha cheia mais clara. Esta redução foi obtida utilizando-se o material viscoelástico neoprene, com uma temperatura de projeto de 25 °C. Neste caso,  $\Omega_a^* = 48,2$  Hz.

Com o aumento da temperatura, o principal efeito verificado é a diminuição do fator de perda da borracha (como se observa no nomograma do neoprene, ilustrado na Figura 2.9), causando o aumento da vibração. Já o módulo de cisalhamento sofre pequena alteração, o que é comprovado pela reduzida variação da frequência natural do NDV, apresentada na Tabela 2.2.

A diminuição da temperatura causa significativo aumento no módulo de cisalhamento do material. Conseqüentemente, há um expressivo aumento da frequência natural do NDV, também apresentada na Tabela 2.2. De fato, o aumento do módulo de cisalhamento é tão intenso que o sistema composto passa a se comportar como um sistema de um grau de liberdade, com a massa de sintonização praticamente conectada de forma rígida à massa do sistema primário. Comprova-se esta hipótese verificando o deslocamento da frequência natural do sistema composto em relação à do sistema primário, coerente com uma simples adição de massa.

Em ambos os casos, há perda significativa de eficiência na redução da vibração para a faixa de frequência considerada.

### 2.3.2 Efeito da variação da frequência natural do sistema primário

Sendo o sistema primário constituído por uma massa  $m$  e o NDV projetado a partir de um dado material viscoelástico e uma especificada massa de sintonização  $m_a$ , é possível determinar  $\Omega_a^*$  em função da temperatura de projeto, para vários valores de frequência natural do sistema primário. A Figura 2.21 mostra esta relação, para  $m = 5$  kg, neoprene e  $\mu = 0,05$ , sendo a relação entre as massas do sistema primário  $m$  e do neutralizador  $m_a$  definida por

$$\mu = \frac{m_a}{m} \quad \text{Eq. 2.34}$$

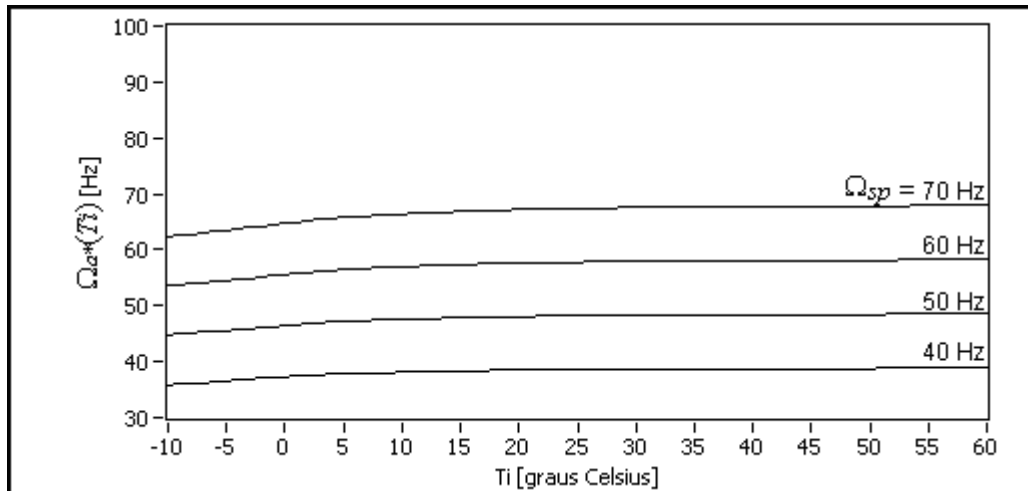


Figura 2.21 – Curvas de  $\Omega_a^* = f(T_i)$ .

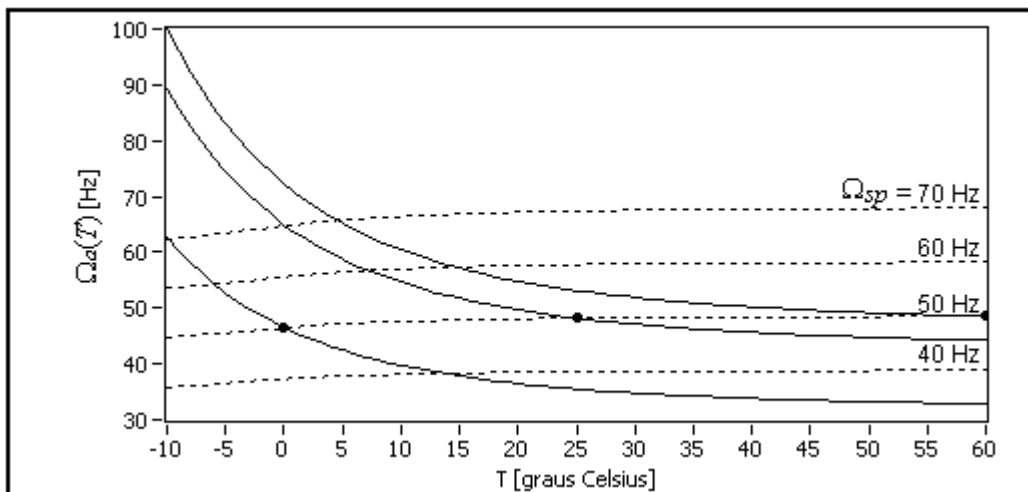


Figura 2.22 – Curvas de  $\Omega_a = f(T_f)$  e  $\Omega_a^* = f(T_i)$ .

A Figura 2.22 sobrepõe as curvas mostradas nas Figuras 2.18 e 2.21. Nota-se que existem pontos de intersecção entre as várias curvas. Dessa observação, verifica-se que, partindo de uma certa  $\Omega_{a1}^*(T_{i1})$ , projetada para  $\Omega_{sp1}$ , e havendo variação de temperatura e conseqüente dessintonização para  $\Omega_{a1}(T_{f1})$ , existe uma  $\Omega_{a2}^*(T_{i2})$ , projetada para  $\Omega_{sp2}$ , tal que

$$\Omega_{a2}^*(T_{i2}) = \Omega_{a1}(T_{f1}), \tag{Eq. 2.35}$$

$$T_{i2} = T_{f1}. \tag{Eq. 2.36}$$

Exemplos desta afirmação são apresentados nas Tabelas 2.3 a 2.5 e ilustrados na Figura 2.23.

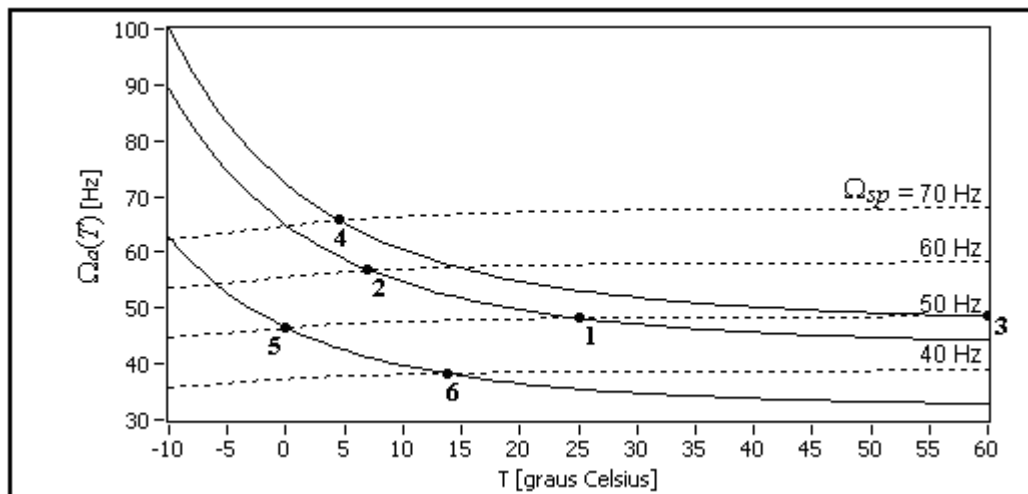


Figura 2.23 – Exemplos do comportamento de  $\Omega_a$  com a variação de  $\Omega_{sp}$  e  $T$ .

Tabela 2.3 – Exemplo a.

$\Omega_{sp1}$ (Hz)	$T_{i1}$ (°C)	$\Omega_{a1}^*(T_{i1})$ (Hz)	$T_{f1}$ (°C)	$\Omega_{a1}(T_{f1})$ (Hz)	$\Omega_{sp2}$ (Hz)	$T_{i2}$ (°C)	$\Omega_{a2}^*(T_{i2})$ (Hz)
50	25	48,2	7	56,7	60	7	56,7

Tabela 2.4 – Exemplo b.

$\Omega_{sp3}$ (Hz)	$T_{i3}$ (°C)	$\Omega_{a3}^*(T_{i3})$ (Hz)	$T_{f3}$ (°C)	$\Omega_{a3}(T_{f3})$ (Hz)	$\Omega_{sp4}$ (Hz)	$T_{i4}$ (°C)	$\Omega_{a4}^*(T_{i4})$ (Hz)
50	60	48,5	4,6	65,7	70	4,6	65,7

Tabela 2.5 – Exemplo c.

$\Omega_{sp5}$ (Hz)	$T_{i5}$ (°C)	$\Omega_{a5}^*(T_{i5})$ (Hz)	$T_{f5}$ (°C)	$\Omega_{a5}(T_{f5})$ (Hz)	$\Omega_{sp6}$ (Hz)	$T_{i6}$ (°C)	$\Omega_{a6}^*(T_{i6})$ (Hz)
50	0	46,5	14	38,1	40	14	38,3

Conclui-se que, ao variar a temperatura a que um NDV é exposto, pode-se reduzir, de forma ótima, a vibração de um sistema primário que sofreu variação em sua frequência natural. Adicionalmente, um NDV, otimizado para determinadas condições, pode atuar de forma ótima em um outro sistema primário, de frequência natural diferente, desde que a uma temperatura ambiente diferente da projetada inicialmente.

A simulação a seguir, relacionada ao exemplo “a”, comprova a afirmação acima. A Figura 2.24 mostra o comportamento de um NDV otimizado para  $T_{i1}$  e dessintonizado para  $T_{f1}$ , em  $\Omega_{sp1}$ . A Figura 2.25 mostra o comportamento de um segundo NDV, otimizado para  $T_{i2}$ , em  $\Omega_{sp2}$ . A Figura 2.26 mostra o comportamento do primeiro NDV, em  $\Omega_{sp2}$ , para a sua temperatura de projeto  $T_{i1}$ , evidenciando a dessintonização, e para  $T_{i2} = T_{f1}$ , comprovando o efeito ótimo de redução de vibração. Reitera-se que o material viscoelástico utilizado nas simulações é o neoprene.

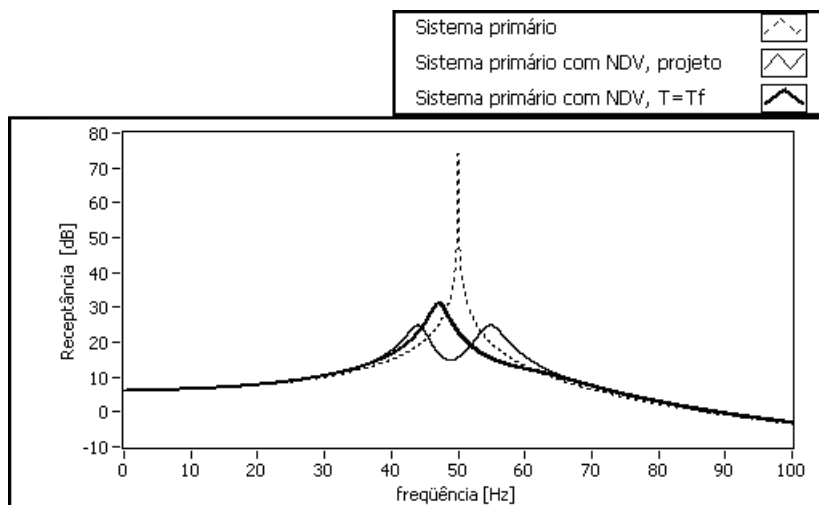


Figura 2.24 – Exemplo a:  $\Omega_{sp1}$ ,  $\Omega_{a1}^*(T_{i1})$  e  $\Omega_{a1}(T_{f1})$ .

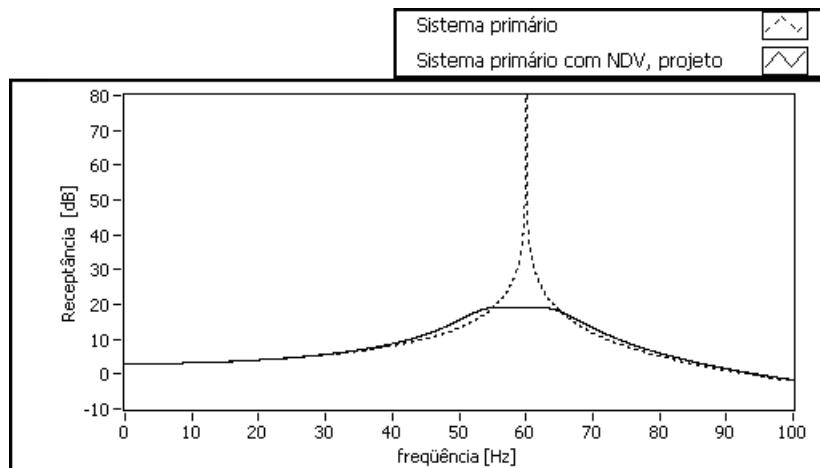


Figura 2.25 – Exemplo a:  $\Omega_{sp2}$ ,  $\Omega_{a2}^*(T_{i2})$ .

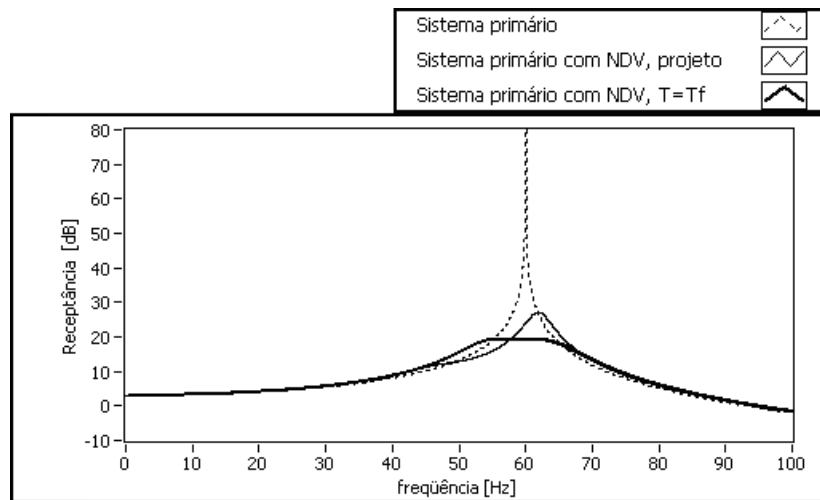


Figura 2.26 – Exemplo a:  $\Omega_{sp2}$ ,  $\Omega_{a1}(T_{i1})$  e  $\Omega_{a1}(T_{f1})$ .

## 2.4 Neutralizador Dinâmico Eletromecânico (NDE)

Outro tipo de neutralizador dinâmico de vibrações é o neutralizador eletromecânico (NDE). Em sua configuração convencional, esse neutralizador é composto por um ímã permanente e uma bobina conectada a um circuito elétrico *RLC* (NAGEM *et al.*, 1995). A sua forma generalizada é mostrada na Figura 2.27, com um circuito composto por uma impedância elétrica  $Z_{el}(\Omega)$ .

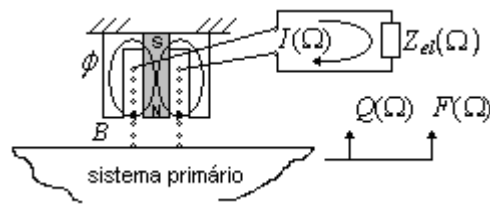


Figura 2.27 – Neutralizador dinâmico eletromecânico.

A bobina é fixada no sistema primário de tal forma que fique exposta ao campo magnético gerado pelo ímã. Este, por sua vez, é fixado em um anteparo imóvel. Ao vibrar, o sistema primário desloca a bobina em relação ao campo magnético, fazendo variar o fluxo magnético  $\phi$  nas espiras, dado pela equação

$$\phi = BA_e, \tag{Eq. 2.37}$$

em que  $B$  é a densidade de fluxo magnético e  $A_e$  é a área da espira.

Para quantificar a variação do fluxo magnético, considera-se, de maneira totalmente equivalente, uma espira retangular de área  $A_e = l_e x_e$  movendo-se perpendicularmente às linhas de campo magnético (HALLIDAY *et al.*, 1996). A Figura 2.28 explicita este arranjo, com a espira retangular equivalente perpendicular às linhas de campo magnético, convencionalmente entrando no plano da folha.

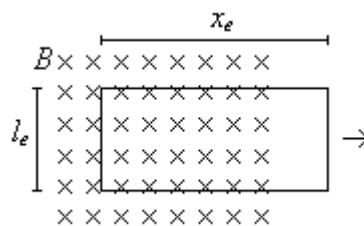


Figura 2.28 – Arranjo equivalente para a espira.

Para o caso do neutralizador eletromecânico, a dimensão  $l_e$  da espira retangular pode ser definida como o comprimento da espira circular e a variação do fluxo magnético ocorrerá com a variação da área da espira retangular equivalente, à

medida em que esta se aproxime ou se afaste do campo magnético, fazendo com que maior ou menor quantidade de linhas cruzem a espira equivalente. Assim, o fluxo magnético está diretamente relacionado à posição da espira  $x_e(t)$ , na forma

$$\phi(t) = Bl_e x_e(t), \quad \text{Eq. 2.38}$$

$$l_e = 2\pi r_e, \quad \text{Eq. 2.39}$$

sendo  $r_e$  o raio da espira.

A variação do fluxo magnético induz uma tensão elétrica  $e(t)$  nos terminais da bobina, dada pela equação de Faraday

$$e(t) = -n_e \frac{d\phi(t)}{dt}, \quad \text{Eq. 2.40}$$

sendo  $n_e$  o número de espiras efetivamente enlaçadas pelo campo magnético.

O sinal negativo da equação indica que a tensão elétrica gerada na bobina está em oposição de fase com a variação do fluxo magnético. Com isso, (HALLIDAY *et al.*, 1996; FALCONE, 1979)

$$e(t) = -n_e Bl_e \frac{dx_e(t)}{dt}. \quad \text{Eq. 2.41}$$

No domínio da frequência,

$$E(\Omega) = n_e Bl_e i\Omega X_e(\Omega). \quad \text{Eq. 2.42}$$

A corrente elétrica induzida na bobina será, pela lei de Ohm,

$$I(\Omega) = \frac{E(\Omega)}{Z_{el}(\Omega)} = \frac{n_e B l_e i \Omega X_e(\Omega)}{Z_{el}(\Omega)}, \quad \text{Eq. 2.43}$$

em que  $I(\Omega)$  é a transformada de Fourier da corrente elétrica induzida  $i(t)$  e  $E(\Omega)$  é a transformada de Fourier da tensão elétrica induzida  $e(t)$ .

Sobre um condutor em que circula corrente elétrica  $i(t)$ , imerso perpendicularmente em um campo magnético, age uma força magnética  $f_M(t)$ , descrita pelo produto (HALLIDAY *et al.*, 1996; FALCONE, 1979)

$$f_M(t) = n_e B l_e i(t). \quad \text{Eq. 2.44}$$

No domínio da frequência, a força magnética será

$$F_M(\Omega) = \frac{(n_e B l_e)^2 i \Omega X_e(\Omega)}{Z_{el}(\Omega)}. \quad \text{Eq. 2.45}$$

O sentido da força magnética gerada pela corrente induzida é de oposição ao movimento que a originou, como atesta a Lei de Lenz e indica o sinal negativo na equação de Faraday (HALLIDAY *et al.*, 1996). A força gerada fará oposição, portanto, à variação do deslocamento da bobina e conseqüentemente do sistema primário.

A impedância mecânica fornecida pelo dispositivo ao sistema primário é fornecida por (vide pp. 18)

$$Z_b(\Omega) = \frac{F_M(\Omega)}{i \Omega X_b(\Omega)} = \frac{(n_e B l_e)^2}{Z_{el}(\Omega)} = (n_e B L_e)^2 Y_{el}(\Omega) \quad \text{Eq. 2.46}$$

onde se considerou o fato de que  $X_b(\Omega) = X_e(\Omega)$ .

Portanto, a impedância mecânica na base do neutralizador possui relação direta com a admitância  $Y_{el}(\Omega)$  do circuito elétrico.

Para um circuito elétrico  $RLC$  série, a impedância é dada por

$$Z_{el}(\Omega) = R + i\Omega L + \frac{1}{i\Omega C}, \quad \text{Eq. 2.47}$$

em que  $R$  é a resistência elétrica,  $L$  é a indutância e  $C$  é a capacitância.

Quando a frequência natural  $\Omega_{el} = \frac{1}{\sqrt{LC}}$  do circuito  $RLC$  coincide com a frequência de excitação mecânica, a impedância mecânica é máxima e apenas limitada pela resistência do circuito. Assim, a vibração do sistema primário é reduzida devido à elevada impedância mecânica introduzida pelo neutralizador eletromecânico. Este modelo também é descrito por BAVASTRI (2001):

$$Z_b(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + i\Omega m_{eq}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 (n_e B l_e)^2}{i\Omega \left( -\Omega^2 L + i\Omega R + \frac{1}{C} \right)}. \quad \text{Eq. 2.48}$$

Outra configuração é apresentada por ABU-AKEEL (1967), na qual o ímã é fixado no próprio sistema primário e a bobina é suportada por uma mola. Para esta configuração, resultados satisfatórios também são obtidos. Através desta configuração pode ser realizado também o controle ativo da vibração do sistema primário. A otimização dos parâmetros da impedância elétrica é realizada por FLEMING e MOHEIMANI (2006).

A grande vantagem presente nos neutralizadores dinâmicos eletromecânicos é a sua possibilidade de atuar no modo de controle ativo/adaptativo, através da variação dos parâmetros elétricos do circuito, de tal forma a sempre manter otimizada a redução de vibração. Na sua configuração convencional, este dispositivo praticamente não acrescenta massa ao sistema primário. Entretanto, nestes casos, é necessária uma estrutura externa para suportar o ímã, acarretando em dificuldades práticas adicionais e muitas vezes impeditivas. De fato, para a realização experimental do NDE, deve-se supor um deslocamento axial de baixa amplitude do sistema primário, de maneira a permitir que a bobina fique sempre imersa no campo

magnético. Além disso, deslocamentos em outras direções devem ser praticamente nulos. A não consideração destas restrições levaria a um comportamento não-linear do NDE, quando não à sua total ineficácia.

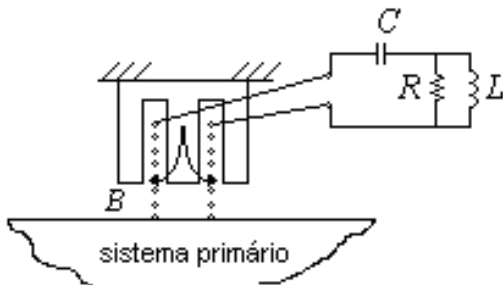
**2.4.1 Comparação entre NDE e ND massa-mola-amortecedor viscoso**

Pode-se realizar a equivalência matemática entre a dinâmica de neutralizadores eletromecânicos com neutralizadores puramente mecânicos.

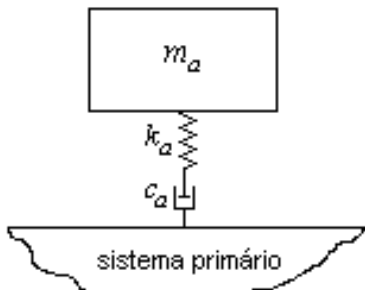
Equacionadas as impedâncias mecânicas fornecidas pelos neutralizadores, quais sejam



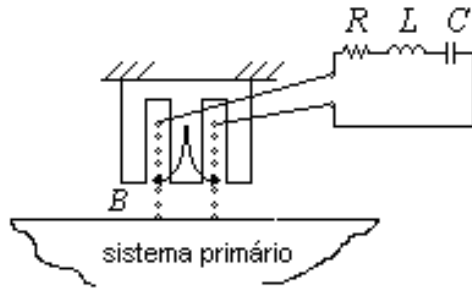
$$Z_{b1}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a (k_a + i\Omega c_a)}{i\Omega (-\Omega^2 m_a + i\Omega c_a + k_a)},$$



$$Z_{b2}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 C (n_e B l_e)^2 (R + i\Omega L)}{i\Omega (-\Omega^2 RLC + i\Omega L + R)},$$



$$Z_{b3}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a c_a k_a}{i\Omega (-\Omega^2 m_a c_a + i\Omega m_a k_a + c_a k_a)},$$



$$Z_{b4}(\Omega) = \frac{-\Omega^2(n_e B l_e)^2}{i\Omega(-\Omega^2 L + i\Omega R + 1/C)},$$

verifica-se que  $Z_{b1}(\Omega) = Z_{b2}(\Omega)$  e  $Z_{b3}(\Omega) = Z_{b4}(\Omega)$  para as condições

$$c_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{R}, \tag{Eq. 2.49}$$

$$k_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{L}, \tag{Eq. 2.50}$$

$$m_a = C(n_e B l_e)^2. \tag{Eq. 2.51}$$

Portanto, são matematicamente equivalentes as dinâmicas dos neutralizadores mecânicos e eletromecânicos comparados, guardadas as condições de igualdade de parâmetros apresentadas. As equivalências são apresentadas para demonstrar a possibilidade de se comparar a dinâmica da componente eletromecânica do neutralizador híbrido com elementos puramente mecânicos e, conseqüentemente, auxiliar a compreensão de seu comportamento. Na Figura 2.29 são ilustradas as equivalências demonstradas.

Ressalte-se que as equivalências apresentadas são válidas apenas para dispositivos ideais, desconsiderando-se a impedância elétrica da bobina do NDE.

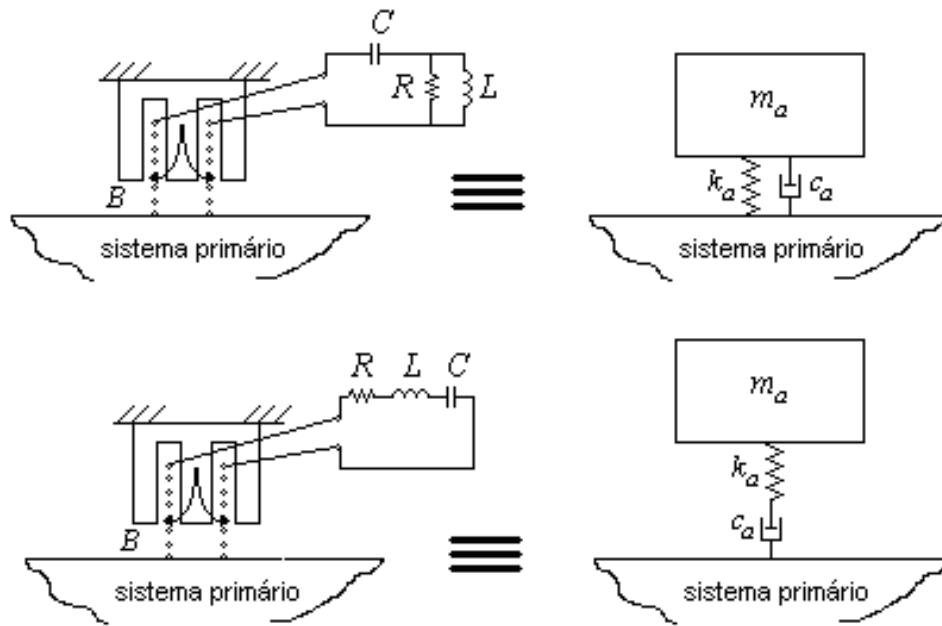


Figura 2.29 – Equivalências dinâmicas.

### 3 NEUTRALIZADOR DINÂMICO HÍBRIDO ELETRO-VISCOELÁSTICO

Apresenta-se um novo tipo de neutralizador dinâmico que agrupa vantagens dos modelos viscoelástico e eletromecânico. Este neutralizador dinâmico híbrido eletro-viscoelástico (NDHEV) tem sua configuração elementar baseada no modelo proposto por ABU-AKEEL (1967), mas fazendo uso de um material viscoelástico na posição da mola. ABU-AKEEL (1967) avalia o desempenho de um circuito  $RLC$  série. Pode-se generalizar a análise utilizando-se um circuito composto por uma impedância elétrica qualquer. A configuração do NDHEV é mostrada na Figura 3.1.

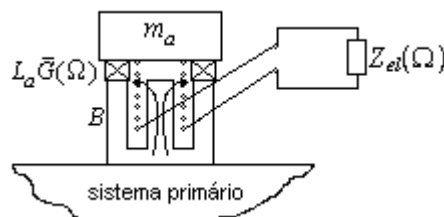


Figura 3.1 – Neutralizador dinâmico híbrido eletro-viscoelástico.

#### 3.1 Modelo Matemático

Verifica-se, pela Figura 3.1, que o material viscoelástico está rigidamente ligado ao sistema primário, através da massa do ímã permanente, e que a bobina se desloca relativamente entre o sistema primário e a massa de sintonização. Constatase, portanto, que para este modelo híbrido, o neutralizador eletromecânico situa-se em paralelo com o material viscoelástico. A Figura 3.2 esclarece esse posicionamento equivalente, que facilita o equacionamento do modelo.

No desenvolvimento do modelo, a massa  $m_c$  do conjunto magnético composto pelo ímã permanente e peças ferromagnéticas associadas é considerada como integrante à massa do sistema primário.

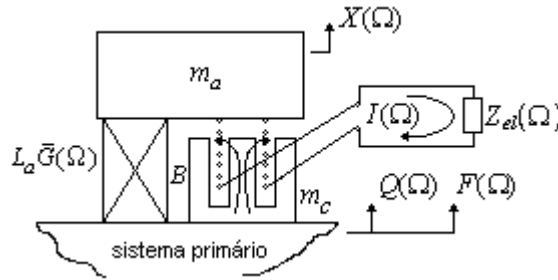


Figura 3.2 – NDHEV: posicionamento equivalente.

Para se calcular a impedância dinâmica na base do neutralizador híbrido, inicialmente são verificadas as forças atuantes no sistema através de diagrama de corpo livre, para a base e a massa de sintonização. Os diagramas são mostrados na Figura 3.3, já no domínio da frequência, com  $Q(\Omega) = X_b(\Omega)$ .

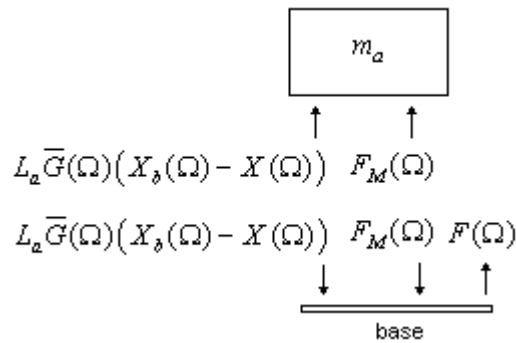


Figura 3.3 – NDHEV – diagramas do corpo livre.

Os somatórios de forças atuando na base do NDHEV e na massa de sintonização são, respectivamente, pela segunda Lei de Newton,

$$F(\Omega) - F_M(\Omega) - L_a \bar{G}(\Omega)(X_b(\Omega) - X(\Omega)) = 0 \tag{Eq. 3.1}$$

$$F_M(\Omega) + L_a \bar{G}(\Omega)(X_b(\Omega) - X(\Omega)) = -\Omega^2 m_a X(\Omega). \tag{Eq. 3.2}$$

Somando as duas equações e isolando  $X(\Omega)$ , tem-se

$$X(\Omega) = -\frac{F(\Omega)}{\Omega^2 m_a}. \quad \text{Eq. 3.3}$$

A força magnética é dada pela Equação 2.45. Considerando o deslocamento relativo da bobina, tem-se

$$F_M(\Omega) = \frac{(n_e B l_e)^2 i \Omega (X_b(\Omega) - X(\Omega))}{Z_{el}(\Omega)}. \quad \text{Eq. 3.4}$$

Substituindo as Equações 3.3 e 3.4 na Equação 3.1, obtém-se a função rigidez dinâmica

$$\frac{F(\Omega)}{X_b(\Omega)} = \frac{-i \Omega^3 m_a (n_e B l_e)^2 - \Omega^2 m_a L_a \overline{G}(\Omega) Z_{el}(\Omega)}{i \Omega (n_e B l_e)^2 + Z_{el}(\Omega) (-\Omega^2 m_a + L_a \overline{G}(\Omega))}. \quad \text{Eq. 3.5}$$

e, conseqüentemente, a impedância dinâmica na base do neutralizador híbrido

$$Z_b(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{i \Omega X_b(\Omega)} = \frac{-i \Omega^3 m_a (n_e B l_e)^2 - \Omega^2 m_a L_a \overline{G}(\Omega) Z_{el}(\Omega)}{-\Omega^2 (n_e B l_e)^2 + i \Omega Z_{el}(\Omega) (-\Omega^2 m_a + L_a \overline{G}(\Omega))}. \quad \text{Eq. 3.6}$$

Os parâmetros equivalentes são obtidos através da relação conhecida

$$Z_b(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + i \Omega m_{eq}(\Omega). \quad \text{Eq. 3.7}$$

Após extensas operações algébricas, analiticamente se encontram os seguintes parâmetros equivalentes para o neutralizador híbrido eletro-viscoelástico, com circuito elétrico *RLC* série:

$$c_{eq}(\Omega) = \frac{\Omega^3 m_a^2 (L_a G(\Omega) \eta(\Omega) \Psi(\Omega) + \Omega^3 C^2 \Theta^2 R)}{\gamma(\Omega) - 2\Omega^2 L_a G(\Omega) (m_a \Psi(\Omega) - C\Theta^2 \lambda(\Omega)) + \Omega^4 \{m_a^2 \Psi(\Omega) + C\Theta^2 [C\Theta^2 + 2m_a (1 - \Omega^2 CL)]\}}, \quad \text{Eq. 3.8}$$

$$m_{eq}(\Omega) = \frac{m_a \{ \gamma(\Omega) + \Omega^2 L_a G(\Omega) (2C\Theta^2 \lambda(\Omega) - m_a \Psi(\Omega)) + \Omega^4 C\Theta^2 [C\Theta^2 + m_a (1 - \Omega^2 CL)] \}}{\gamma(\Omega) - 2\Omega^2 L_a G(\Omega) (m_a \Psi(\Omega) - C\Theta^2 \lambda(\Omega)) + \Omega^4 \{m_a^2 \Psi(\Omega) + C\Theta^2 [C\Theta^2 + 2m_a (1 - \Omega^2 CL)]\}}. \quad \text{Eq. 3.9}$$

São utilizadas as definições das seguintes funções auxiliares:

$$\gamma(\Omega) = L_a^2 G^2(\Omega) \Psi(\Omega) (1 + \eta^2(\Omega)), \quad \text{Eq. 3.10}$$

$$\Psi(\Omega) = \Omega^4 C^2 L^2 - 2\Omega^2 CL + 1 + \Omega^2 C^2 R^2, \quad \text{Eq. 3.11}$$

$$\lambda(\Omega) = \Omega^2 CL - 1 + \Omega CR \eta(\Omega), \quad \text{Eq. 3.12}$$

$$\Theta = n_e B l_e \quad \text{Eq. 3.13}$$

e sendo  $\Theta$  o fator de força do acoplamento magnético.

Considerando as relações

$$r = \frac{L_a G(\Omega)}{L_a G(\Omega_a)}, \quad \text{Eq. 3.14}$$

$$\varepsilon_a = \frac{\Omega}{\Omega_a}, \quad \text{Eq. 3.15}$$

sendo  $r$  a relação de rigidez e  $\varepsilon_a$  a relação de freqüências e lembrando que

$$\Omega_a^2 = \frac{L_a G(\Omega_a)}{m_a}, \quad \text{Eq. 3.16}$$

obtêm-se os parâmetros equivalentes generalizados, adimensionalizados em relação ao fator de forma  $L_a$ :

$$c_{eq}(\Omega_a, \Omega) = \frac{\Omega m_a^2 (\varepsilon_a^2 m_a \eta(\Omega) \Psi(\Omega) + \Omega \varepsilon_a^4 C^2 \Theta^2 R)}{m_a^2 \gamma(\Omega) - 2 \varepsilon_a^2 m_a (m_a \Psi(\Omega) - C \Theta^2 \lambda(\Omega)) + \varepsilon_a^4 \{m_a^2 \Psi(\Omega) + C \Theta^2 [C \Theta^2 + 2 m_a (1 - \Omega^2 CL)]\}} \quad \text{Eq. 3.17}$$

$$m_{eq}(\Omega_a, \Omega) = \frac{m_a \{m_a^2 \gamma(\Omega) + \varepsilon_a^2 m_a (2 C \Theta^2 \lambda(\Omega) - m_a \Psi(\Omega)) + \varepsilon_a^4 C \Theta^2 [C \Theta^2 + m_a (1 - \Omega^2 CL)]\}}{m_a^2 \gamma(\Omega) - 2 \varepsilon_a^2 m_a (m_a \Psi(\Omega) - C \Theta^2 \lambda(\Omega)) + \varepsilon_a^4 \{m_a^2 \Psi(\Omega) + C \Theta^2 [C \Theta^2 + 2 m_a (1 - \Omega^2 CL)]\}} \quad \text{Eq. 3.18}$$

$$\gamma(\Omega) = r^2 \Psi(\Omega) (1 + \eta^2(\Omega)) \quad \text{Eq. 3.19}$$

Este procedimento é necessário para a realização das simulações. Assim, chega-se à equivalência mostrada na Figura 3.4.

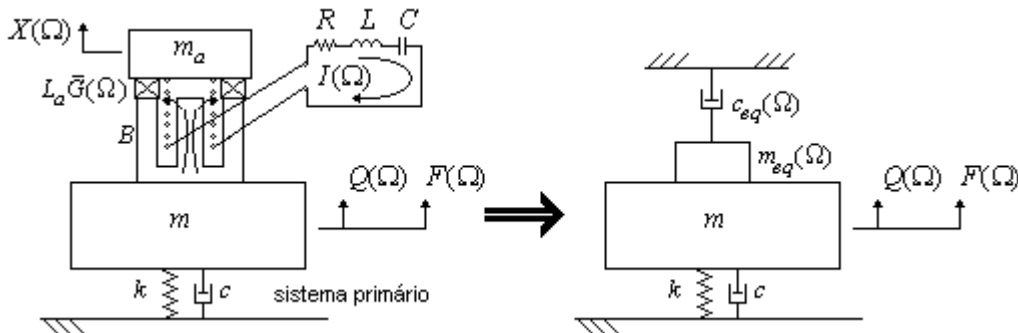


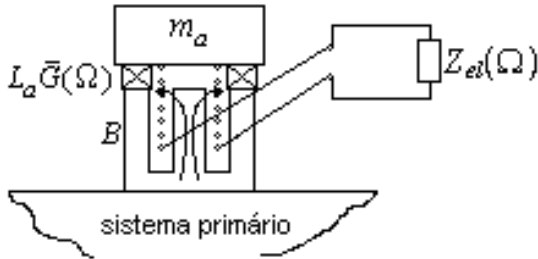
Figura 3.4 – Parâmetros equivalentes generalizados do NDHEV.

O problema de otimização para o NDHEV pode ser formulado como na Equação 2.25, e o vetor projeto se torna  $\mathbf{x} = [\Omega_a, R, L, C]$ .

### 3.2 Comparação entre NDHEV e NDs

Pode-se realizar a equivalência matemática entre a dinâmica de um neutralizador híbrido eletro-viscoelástico e a de neutralizadores viscoelásticos e de um neutralizador puramente mecânico, visando sua melhor compreensão.

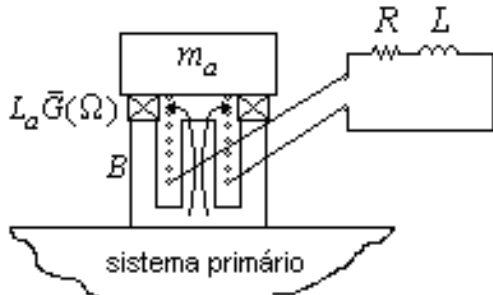
Deduzidas as impedâncias mecânicas fornecidas pelos neutralizadores, quais sejam



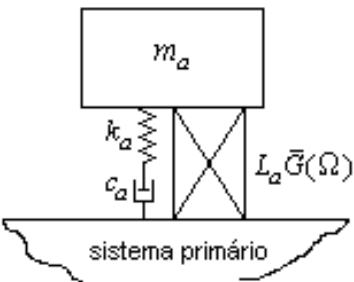
$$Z_{b5}(\Omega) = \frac{-i\Omega^3 m_a (n_e B l_e)^2 - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega) Z_{el}(\Omega)}{-\Omega^2 (n_e B l_e)^2 + i\Omega Z_{el}(\Omega) (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))},$$



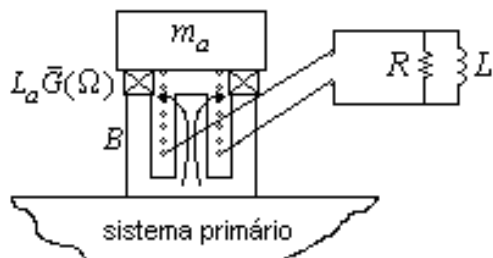
$$Z_{b6}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega)}{i\Omega (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))},$$



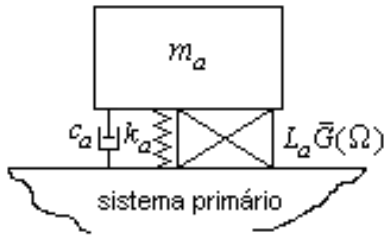
$$Z_{b7}(\Omega) = \frac{-i\Omega^3 m_a (n_e B l_e)^2 - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega) (i\Omega L + R)}{-\Omega^2 (n_e B l_e)^2 + i\Omega (i\Omega L + R) (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))},$$



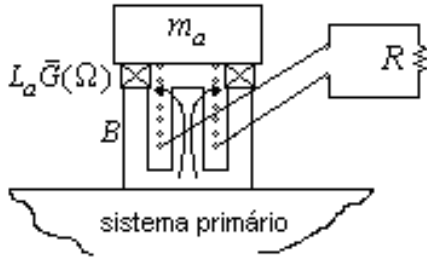
$$Z_{b8}(\Omega) = \frac{-i\Omega^3 m_a c_a k_a - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega) (i\Omega c_a + k_a)}{-\Omega^2 c_a k_a + i\Omega (i\Omega c_a + k_a) (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))},$$



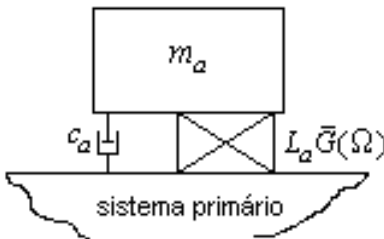
$$Z_{b9}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a \frac{(n_e B l_e)^2}{RL} (i\Omega L + R)^2 - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega) (i\Omega L + R)}{i\Omega \frac{(n_e B l_e)^2}{RL} (i\Omega L + R)^2 + i\Omega (i\Omega L + R) (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))},$$



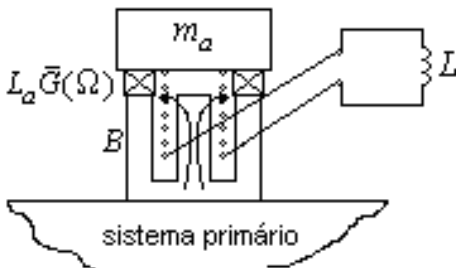
$$Z_{b10}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a (i\Omega c_a + k_a)^2 - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega) (i\Omega c_a + k_a)}{i\Omega (i\Omega c_a + k_a)^2 + i\Omega (i\Omega c_a + k_a) (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))}$$



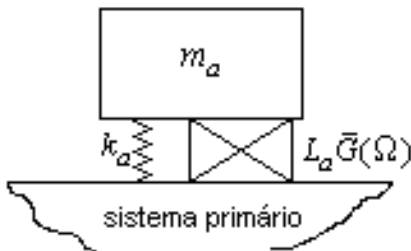
$$Z_{b11}(\Omega) = \frac{-i\Omega^3 m_a \frac{(n_e B l_e)^2}{R} - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega)}{-\Omega^2 \frac{(n_e B l_e)^2}{R} + i\Omega (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))}$$



$$Z_{b12}(\Omega) = \frac{-i\Omega^3 m_a c_a - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega)}{-\Omega^2 c_a + i\Omega (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))}$$



$$Z_{b13}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a \frac{(n_e B l_e)^2}{L} - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega)}{i\Omega \frac{(n_e B l_e)^2}{L} + i\Omega (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))}$$



$$Z_{b14}(\Omega) = \frac{-\Omega^2 m_a k_a - \Omega^2 m_a L_a \bar{G}(\Omega)}{i\Omega k_a + i\Omega (-\Omega^2 m_a + L_a \bar{G}(\Omega))}$$

verifica-se que, considerando  $B = 0$ ,

$$Z_{b5}(\Omega) = Z_{b6}(\Omega).$$

$$\text{Eq. 3.20}$$

Isto significa que, anulando o campo magnético (o que equivale a desligar o circuito elétrico), o NDHEV torna-se um neutralizador viscoelástico puro.

Demonstra-se também que

$$Z_{b7}(\Omega) = Z_{b8}(\Omega), \quad \text{Eq. 3.21}$$

$$Z_{b9}(\Omega) = Z_{b10}(\Omega), \quad \text{Eq. 3.22}$$

$$Z_{b11}(\Omega) = Z_{b12}(\Omega), \quad \text{Eq. 3.23}$$

$$Z_{b13}(\Omega) = Z_{b14}(\Omega), \quad \text{Eq. 3.24}$$

se as seguintes relações são satisfeitas:

$$c_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{R} \quad \text{Eq. 3.25}$$

$$k_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{L}. \quad \text{Eq. 3.26}$$

Portanto, são matematicamente equivalentes as dinâmicas apresentadas pelos neutralizadores dinâmicos da Figura 3.5, guardadas as condições de igualdade de parâmetros apresentadas.

Outras associações de elementos mecânicos foram analisadas, tal como a associação em série entre mola, massa e amortecedor viscoso, sem resultar em equivalência matemática com um circuito *RLC*. Entretanto, a adição de um grau de liberdade ao sistema, efeito dinâmico causado por um circuito *RLC*, é verificada nas simulações realizadas – como ficará demonstrado em capítulo posterior – e pode ser comparada, ao menos conceptualmente, com a dinâmica de um sistema massa-mola-amortecedor viscoso.

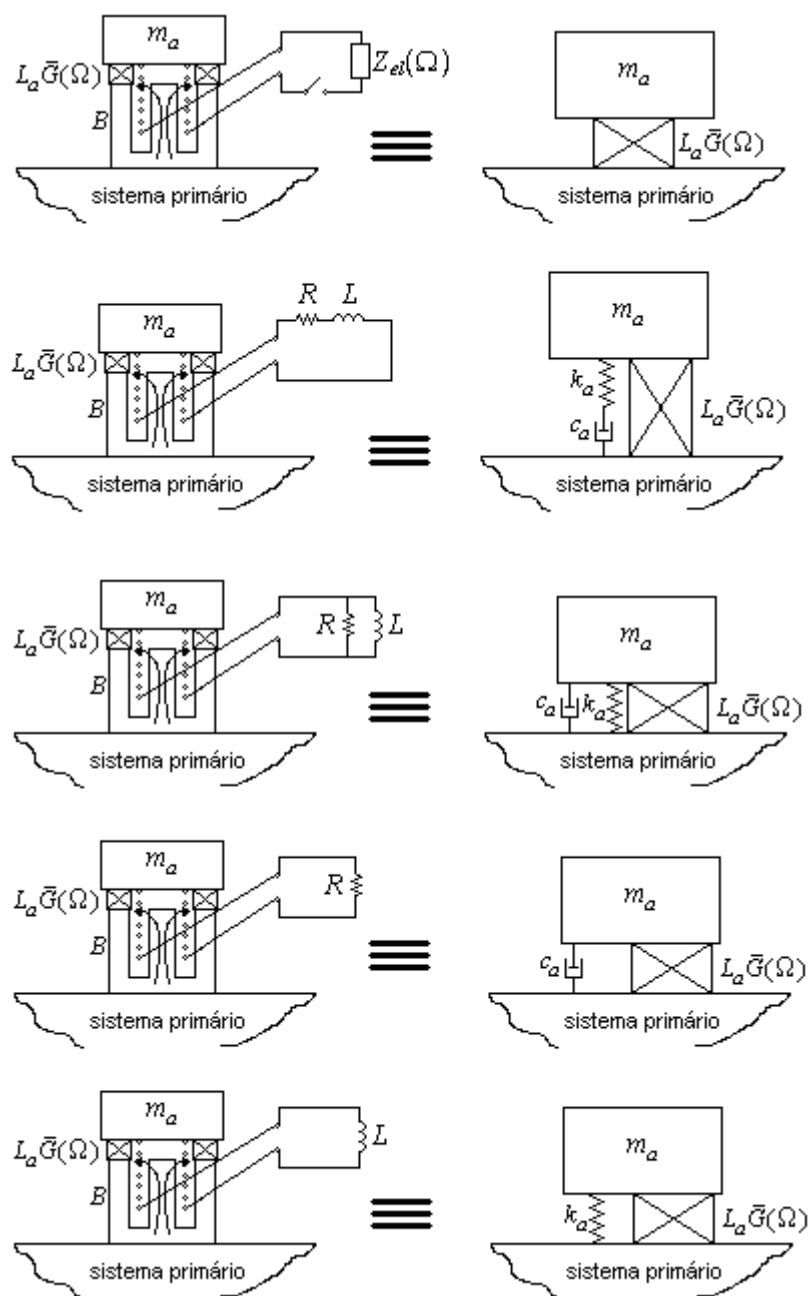


Figura 3.5 – Equivalências dinâmicas.

## 4 RESULTADOS NUMÉRICOS E DISCUSSÕES

O objetivo das simulações numéricas do modelo matemático determinado para o neutralizador dinâmico híbrido eletro-viscoelástico é verificar seu desempenho em relação a variações paramétricas. O principal parâmetro a ser variado é a temperatura ambiente, que, como visto, altera as propriedades do material viscoelástico, causando dessintonização do neutralizador composto por este material. Assim, em concepção, a função da componente eletrodinâmica do neutralizador híbrido é compensar perdas na redução da vibração do sistema primário, advindas da dessintonização.

### 4.1 Considerações e Variáveis Analisadas

Para a realização das simulações numéricas, procurou-se considerar valores de parâmetros de simulação próximos aos realizáveis fisicamente. Estas considerações são expostas a seguir.

#### 4.1.1 Sistema primário e projeto do neutralizador viscoelástico

Para descrever o sistema primário de um grau de liberdade a ser simulado, foram definidos dois parâmetros: massa  $m$  e frequência natural do sistema primário  $\Omega_{sp}$ .

A Tabela 4.1 mostra as combinações de valores de parâmetros simuladas para o sistema primário, com três valores distintos de massa e frequência natural.

Para cada configuração do sistema primário, o projeto do neutralizador viscoelástico contou com a possibilidade de utilização de três tipos de materiais viscoelásticos: neoprene, borracha butílica pura e EAR Isodamp C-1002. O cálculo da massa de sintonização foi realizado considerando a utilização de um único valor para a relação de massas  $\mu = 0,05$ .

O desempenho do NDHEV é avaliado para três temperaturas distintas: a temperatura de projeto, 25°C, e duas temperaturas de dessintonização, -10°C e 60°C.

Tabela 4.1 – Sistema primário: configurações para simulação.

configurações	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)
a	5	50
b	5	300
c	5	600
d	50	50
e	50	300
f	50	600
g	500	50
h	500	300

#### 4.1.2 Componente eletrodinâmica do NDHEV

A componente eletrodinâmica do NDHEV pode ser confeccionada utilizando-se o conjunto magnético e a bobina móvel de um alto-falante comercial. A tabela 4.2 apresenta os valores de parâmetros de alto-falantes utilizados nas simulações (SELENIUM, 2008). A massa  $m_c$ , como mencionado, é considerada como parte integrante da massa do sistema primário.

Tabela 4.2 – Alto-falante: modelos e valores utilizados.

Marca/ modelo	$m_c$ (kg)	$B$ (T)	$n_e Bl_e$ (Tm)
SELENIUM/ Driver Titanium D2500Ti-Nd	0,66	1,80	4,7
SELENIUM/ Alto-falante woofer 15PW5	6,22	1,14	17,0
SELENIUM/ Alto-falante subwoofer 18SW2P	8,60	0,75	25,4

Da Tabela 4.2, observa-se que existe uma relação de compromisso entre um desejável alto fator de força do acoplamento magnético e uma indesejável adição de

massa do conjunto magnético ao sistema primário. Visando realizar simulações realistas, para cada valor simulado de massa do sistema primário, foram utilizadas características de determinado alto-falante, de acordo com a Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Massa do sistema primário simulado e alto-falante associado.

$m$ (kg)	Marca/ modelo
5	SELENIUM/ Driver Titanium D2500Ti-Nd
50	SELENIUM/ Alto-falante woofer 15PW5
500	SELENIUM/ Alto-falante subwoofer 18SW2P

A impedância elétrica da bobina móvel, para deslocamentos de baixa amplitude, pode ser modelada como a associação em série entre uma resistência ôhmica e um indutor com perdas (LEACH, 2002; BORTONI *et al.*, 2003)

$$Z_e(\Omega) = R_E + Z_{Le}(\Omega), \tag{Eq. 4.1}$$

$$Z_{Le}(\Omega) = R_{ed}(\Omega) + i\Omega L_{ed}(\Omega), \tag{Eq. 4.2}$$

em que  $Z_e(\Omega)$  é a impedância elétrica da bobina,  $R_E$  é a resistência ôhmica da bobina,  $Z_{Le}(\Omega)$  é a impedância elétrica do indutor com perdas,  $R_{ed}(\Omega)$  é a resistência associada ao indutor com perdas e  $L_{ed}(\Omega)$  é a indutância associada ao indutor com perdas.

O indutor com perdas modela o efeito da formação de correntes parasitas induzidas nas partes ferromagnéticas do conjunto magnético (LEACH, 2002). A impedância deste modelo empírico é não-linear e varia com a frequência de acordo com as expressões

$$R_{ed}(\Omega) = K_r \Omega^{X_r}, \tag{Eq. 4.3}$$

$$L_{ed}(\Omega) = K_l \Omega^{(X_l-1)}, \tag{Eq. 4.4}$$

nas quais  $K_r$  e  $X_r$  são parâmetros do modelo não-linear da resistência do indutor com perdas e  $K_l$  e  $X_l$  são parâmetros do modelo não-linear da indutância do indutor com perdas.

Adicionalmente, a resistência ôhmica da bobina sofre variação em função da temperatura, segundo a equação

$$R_{Ef} = R_E \left[ 1 + \kappa (T_f - T_i) \right], \quad \text{Eq. 4.5}$$

em que  $R_{Ef}$  é a resistência à temperatura ambiente final e  $\kappa$  é o coeficiente de temperatura.

A Tabela 4.4 apresenta os valores dos parâmetros do modelo não-linear da impedância da bobina móvel, além dos coeficientes de temperatura, para os alto-falantes utilizados nas simulações (SELENIUM, 2008).

Tabela 4.4 – Parâmetros da bobina móvel.

Marca/ modelo	$R_E$ ( $\Omega$ )	$\kappa$ ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )	$K_r$ (m $\Omega$ )	$X_r$	$K_l$ (mH)	$X_l$
SELENIUM/ Driver Titanium D2500Ti-Nd	6,0	0,00404	Não disponível	Não disponível	Não disponível	Não disponível
SELENIUM/ Alto-falante woofer 15PW5	5,6	0,00368	4,69	0,78	39,66	0,61
SELENIUM/ Alto-falante subwoofer 18SW2P	5,6	0,00380	1,99	0,99	52,75	0,71

Para a realização deste trabalho optou-se por utilizar um modelo simplificado para a impedância elétrica da bobina, considerando como constantes os valores de resistência e indutância. Assim,

$$Z_e(\Omega) = R_e + i\Omega L_e, \quad \text{Eq. 4.6}$$

sendo  $R_e$  a resistência equivalente da bobina móvel e  $L_e$  a indutância equivalente da bobina móvel.

Com o intuito de manter coerência com os valores reais, e ao mesmo tempo admitindo valores conservadores, foi considerada, para cada bobina, a máxima resistência para as condições simuladas, ou seja,

$$R_e = R_{Ef}(60^\circ\text{C}) + R_{ed}(600\text{Hz}). \tag{Eq. 4.7}$$

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram a variação da resistência para as faixas de freqüência e temperatura simuladas.

Em relação à indutância da bobina, realizou-se a linearização da reatância indutiva através de um método de ajuste polinomial de curva, considerando apenas um polinômio de primeira ordem e coeficiente nulo para o termo de ordem zero. Com isso, a inclinação das retas mostradas na Figura 4.3 é igual a  $2\pi L_e$ .

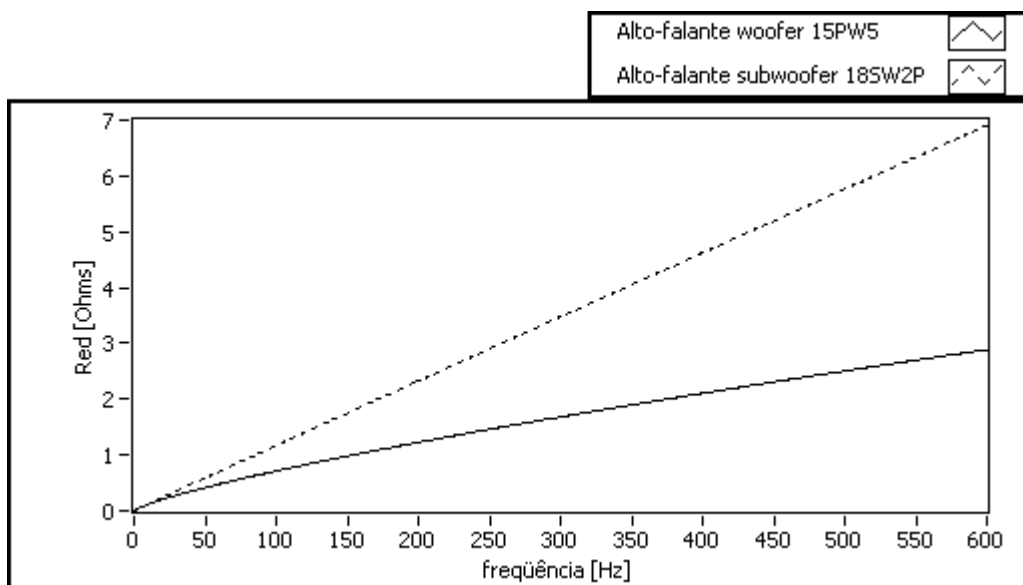


Figura 4.1 – Variação da resistência da bobina em função da freqüência.

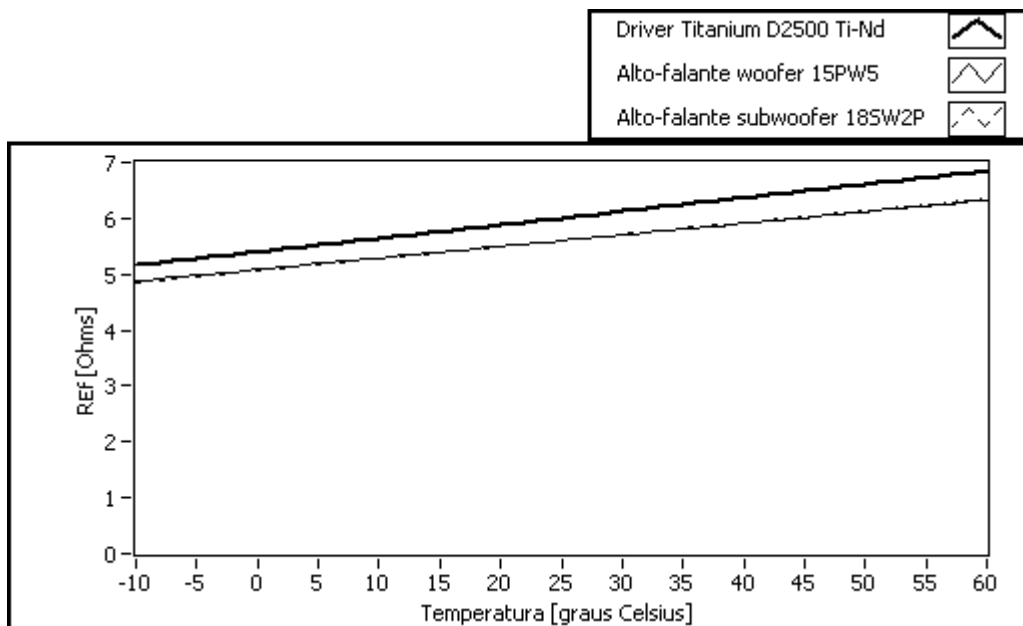


Figura 4.2 – Variação da resistência da bobina em função da temperatura.

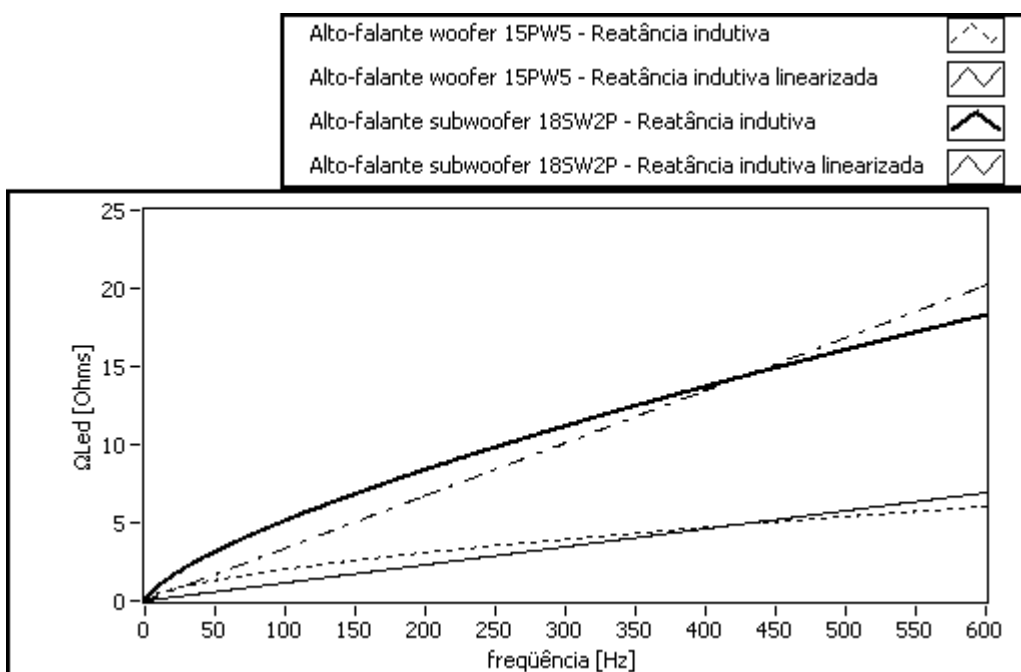


Figura 4.3 – Reactância indutiva não-linear e linearizada da bobina móvel.

A Tabela 4.5 apresenta os valores de resistência e indutância equivalentes obtidos para a modelo simplificado de impedância elétrica da bobina móvel. Em relação à impedância da bobina do “driver”, devido à indisponibilidade de dados

mais precisos, para a resistência considerou-se apenas o efeito da temperatura; para a indutância, admitiu-se um valor mínimo.

Tabela 4.5 – Parâmetros de simulação da bobina móvel.

Marca/ modelo	$R_e$ ( $\Omega$ )	$L_e$ (mH)
SELENIUM/ Driver Titanium D2500Ti-Nd	7,0	1,0
SELENIUM/ Alto-falante woofer 15PW5	9,0	2,0
SELENIUM/ Alto-falante subwoofer 18SW2P	13,0	5,0

Para o circuito elétrico conectado a bobina móvel, avaliou-se o desempenho de um circuito  $RLC$  série, com possibilidade de variação de valores de acordo com o mostrado na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Faixa de valores para o circuito elétrico.

Variável	mínimo	máximo
$R$	$R_e$	10 $k\Omega$
$L$	$L_e$	10 $H$
$C$	0,1 $\mu F$	1 $F$

## 4.2 Abordagens para Avaliação de Desempenho

São propostas neste trabalho duas abordagens para a avaliação de desempenho do neutralizador dinâmico híbrido eletro-viscoelástico. São elas o que aqui se convencionou nomear de otimização seqüencial e otimização conjunta.

### 4.2.1 Otimização seqüencial e otimização conjunta

As abordagens através de otimização seqüencial e otimização conjunta são apresentadas no diagrama de fluxo de dados da Figura 4.4.

De início, têm-se os parâmetros que descrevem o sistema composto: a massa e freqüência natural do sistema primário, o material viscoelástico utilizado no neutralizador viscoelástico, além da impedância da bobina móvel e o fator de força do acoplamento magnético.

Na otimização seqüencial, o projeto do neutralizador viscoelástico fornece a freqüência natural ótima, na temperatura inicial ou de projeto  $T_i$ , para minimizar a vibração do sistema primário, considerando o circuito elétrico com valores iniciais dentro da faixa estipulada. Em seguida, é feita a otimização das variáveis elétricas do NDHEV, considerando a dessintonização por efeito de variação de temperatura ou não. A otimização das variáveis elétricas é realizada à temperatura de projeto para avaliar se a componente eletrodinâmica do NDHEV melhora o desempenho do controle viscoelástico ótimo.

No procedimento conjunto, as variáveis viscoelásticas e elétricas são otimizadas de forma concomitante, para a temperatura de projeto. É verificado, na seqüência, o efeito da variação da temperatura e realizada uma nova otimização, desta vez somente das variáveis elétricas.

Os problemas de otimização das variáveis viscoelásticas, das variáveis elétricas e o problema de otimização conjunta são todos formulados segundo a Equação 2.25, sendo a função resposta em freqüência  $H(\Omega)$  dada pela Equação 2.24. Para o sistema primário, foi considerado amortecimento nulo. Os parâmetros equivalentes  $c_{eq}(\Omega)$  e  $m_{eq}(\Omega)$  do NDHEV são obtidos das Equações 3.17 e 3.18. O vetor projeto para a otimização viscoelástica é  $\mathbf{x} = [\Omega_a]$ ; para a otimização das variáveis elétricas é  $\mathbf{x} = [R, L, C]$ ; para a otimização conjunta,  $\mathbf{x} = [\Omega_a, R, L, C]$ . Os vetores restrição inferior e superior para as variáveis elétricas são obtidos a partir da Tabela 4.6.

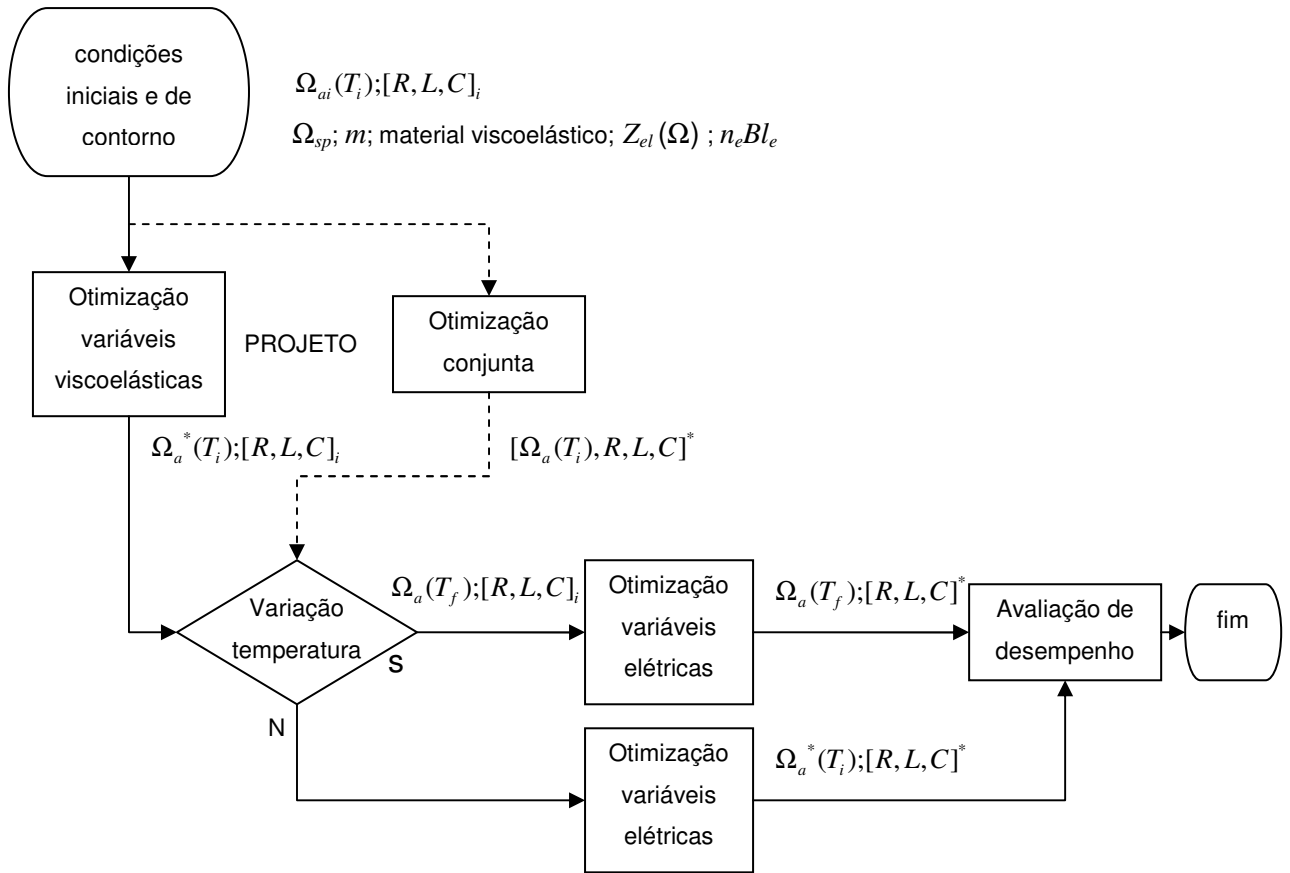


Figura 4.4 – Diagrama de fluxo de dados.

Em relação às variáveis mostradas no diagrama, tem-se que  $\Omega_{ai}$  é a frequência natural inicial do neutralizador dinâmico viscoelástico para o processo de otimização e  $\Omega_a^*$  é a frequência natural ótima do neutralizador dinâmico viscoelástico.

Para a avaliação quantitativa do desempenho do NDHEV, propõe-se a comparação entre os valores absolutos máximos das funções resposta em frequência após a variação de temperatura e após a otimização das variáveis elétricas do NDHEV, da seguinte maneira:

$$G_D = \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |H(\Omega, \Omega_a^*(T_i))| - \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |H(\Omega, \Omega_a(T_f))|, \quad \text{Eq. 4.8}$$

$$G_R = \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |H(\Omega, \Omega_a(T_f))| - \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |H(\Omega, \Omega_a(T_f), R^*, L^*, C^*)|, \quad \text{Eq. 4.9}$$

$$G_T = G_R + G_D, \quad \text{Eq. 4.10}$$

nas quais  $G_D$  é o ganho devido à dessintonização por variação de temperatura,  $G_R$  é o ganho devido à resintonização pela ação do NDHEV e  $G_T$  é o ganho total em relação à atuação do controle viscoelástico para a temperatura de projeto. Todos os ganhos são expressos em dB.

As análises são principalmente focadas na otimização seqüencial, com simulação para diversos cenários. Para a otimização conjunta, é realizada análise de sensibilidade para casos específicos.

#### 4.2.2 Equivalência entre variações paramétricas

Outra variação paramétrica de interesse para a avaliação de desempenho do NDHEV é a alteração da freqüência natural do sistema primário. Avaliações positivas em relação a este quesito permitem antever a possibilidade de confecção de NDHEVs pré-projetados para valores específicos de freqüência natural e temperatura, podendo ser utilizados em casos com características assemelhadas, com o desempenho melhorado pela componente eletrodinâmica do NDHEV.

De acordo com o explanado na seção 2.3.2, o desempenho ótimo de um NDV para uma determinada freqüência natural do sistema primário e temperatura de projeto é equivalente ao desempenho de um conjunto de outros NDVs, projetados para outros valores de freqüência natural e temperatura, mas atuando no sistema em questão. Isso poderia ser associado a determinadas variações de temperatura e freqüência natural do sistema primário. Assim, a ação da componente eletrodinâmica do NDHEV sobre um NDV otimizado é equivalente à ação da mesma sobre um conjunto de outros NDVs que sofreram determinadas variações de temperatura e freqüência natural do sistema primário. Este artifício teórico visa simplificar as avaliações, por diminuir a quantidade de análises, considerando a generalidade da interpretação dos resultados.

### 4.3 Avaliação Preliminar do Efeito da Componente Eletrodinâmica do NDHEV

Inicialmente, objetivando o esclarecimento da atuação da componente eletrodinâmica do NDHEV, simulou-se o impacto da variação dos parâmetros desta componente na dinâmica de um sistema primário de  $m = 5$  kg e  $\Omega_{sp} = 50$  Hz. São consideradas as relações obtidas na seção 3.2,

$$c_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{R}, \quad \text{Eq. 4.11}$$

$$k_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{L}, \quad \text{Eq. 4.12}$$

e, preliminarmente, desconsiderado o efeito da impedância elétrica da bobina móvel. A componente viscoelástica foi projetada para  $\mu = 0,05$ , utilizando neoprene e  $T_i = 25$  °C. A temperatura mantém-se constante. Salieta-se que, como demonstrado anteriormente, o NDHEV com circuito desligado equivale a um NDV.

#### 4.3.1 Circuito puramente resistivo

O circuito puramente resistivo do NDHEV equivale à associação em paralelo de um amortecedor viscoso com o material viscoelástico. A Figura 4.5 mostra o efeito da variação desse amortecimento equivalente.

Percebe-se que, para amortecimentos altos, que podem ser obtidos com baixa resistência ou alto fator de força, o sistema composto se comporta como tivesse apenas um grau de liberdade. Isso decorre da massa de sintonização ficar rigidamente fixada ao sistema primário. Essa adição de massa faz a frequência natural do sistema reduzir.

Verifica-se também que é possível, através desta configuração, para determinados valores de  $c_a$ , obter uma resposta melhor do que a ótima de projeto.

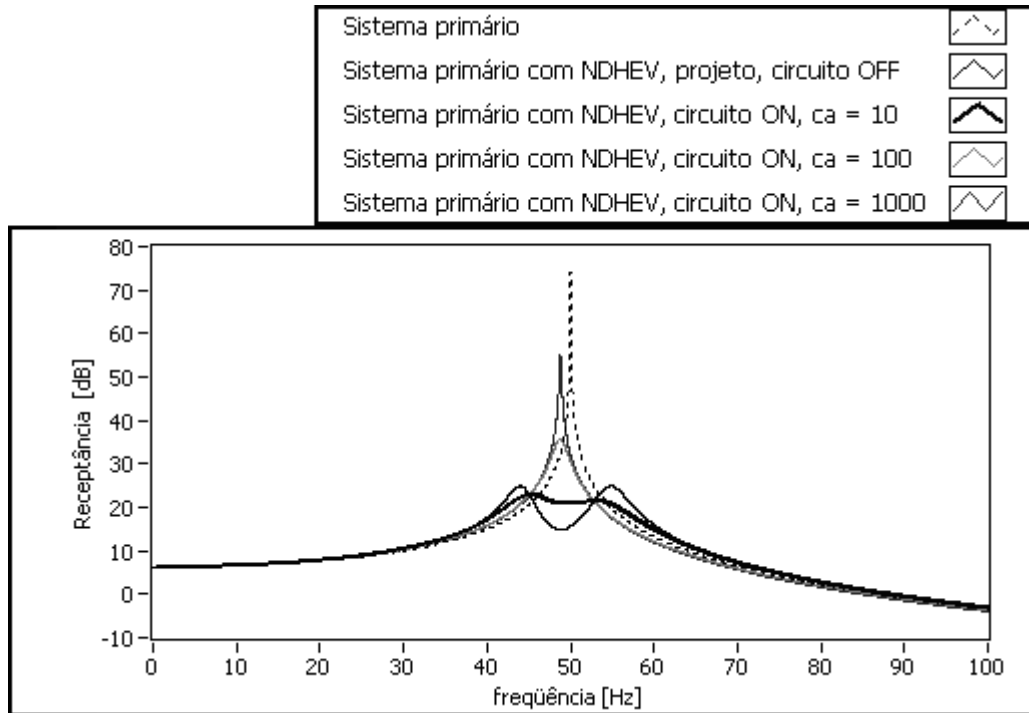


Figura 4.5 – Variação de  $c_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{R}$  no NDHEV, circuito puramente resistivo.

### 4.3.2 Circuito puramente indutivo

O circuito puramente indutivo do NDHEV equivale à associação em paralelo de uma mola com o material viscoelástico. A Figura 4.6 mostra o efeito da variação dessa rigidez equivalente.

Para altos valores de rigidez, observa-se o mesmo efeito de adição de massa ao sistema primário. Nesses casos, o efeito do material viscoelástico é desprezável.

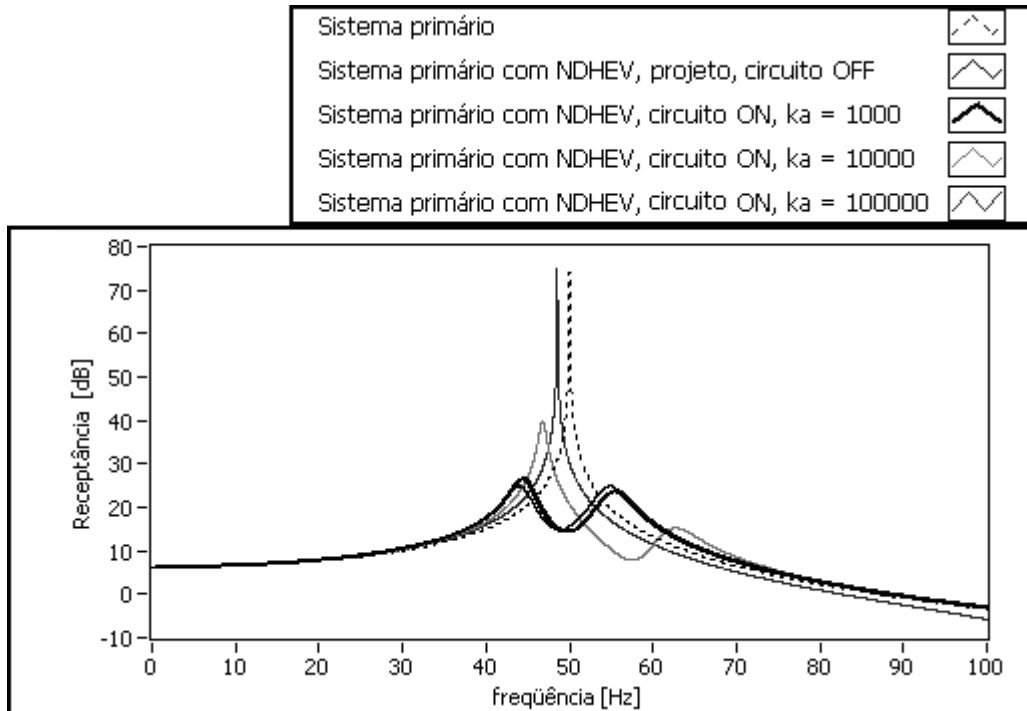


Figura 4.6 – Variação de  $k_a = \frac{(n_e B l_e)^2}{L}$  no NDHEV, circuito puramente indutivo.

### 4.3.3 Circuito *RL* série

O circuito *RL* série do NDHEV equivale à associação em paralelo, de uma mola e um amortecedor viscoso associados em série, com o material viscoelástico. Conclui-se dessa associação equivalente que, para valores de amortecimento ou rigidez suficientemente baixos, o NDHEV atua como um NDV. No circuito elétrico, a presença de uma resistência ou reatância indutiva suficientemente alta equivale a desligar o circuito. Igualmente, uma rigidez elevada faz com que apenas o efeito dissipativo do amortecimento seja percebido. Analogamente, valores muito baixos de reatância indutiva transformam o circuito elétrico em, praticamente, puramente resistivo.

A Figura 4.7 mostra o efeito dos elementos mecânicos equivalentes no sistema composto. Constata-se, no gráfico, o efeito dominante da rigidez no primeiro caso e do amortecimento nos demais. No primeiro caso, dado que a resposta é muito próxima da obtida para a configuração de circuito puramente indutivo, com valor de  $k_a = 1000$ , pode-se inferir que o amortecimento equivalente é

muito alto em relação à rigidez equivalente. Desta forma, apenas a mola equivalente exerce força perceptível no sistema composto. Nos demais casos, observa-se o inverso: a rigidez equivalente é muito alta em relação ao amortecimento, fazendo com que, praticamente, apenas o efeito dissipativo seja percebido pelo sistema composto. Como os elementos mecânicos equivalentes estão em série, no limite, para uma rigidez infinita, o amortecedor viscoso equivalente atua como se estivesse conectando diretamente a massa do sistema primário à massa de sintonização.

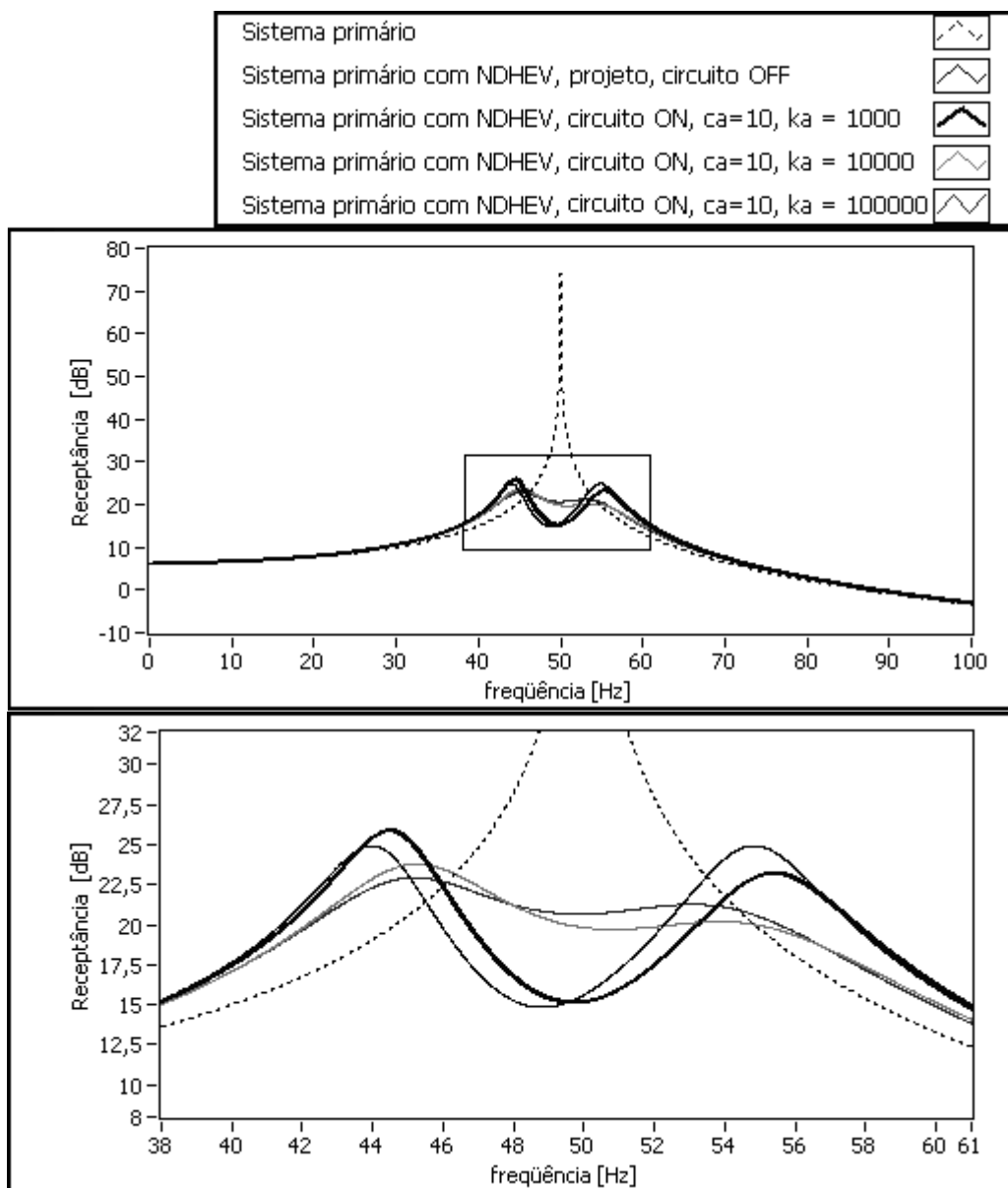


Figura 4.7 – Efeito de  $c_a$  e  $k_a$  no NDHEV, circuito  $RL$  série e ampliação.

### 4.3.4 Circuito RLC série

Não foi determinado um equivalente mecânico para o circuito RLC série do NDHEV. A disposição, em paralelo, de uma mola, massa adicional e amortecedor viscoso associados em série, com o material viscoelástico, não é equivalente. Outras associações foram testadas para a equivalência, sem êxito. Entretanto, a compreensão da dinâmica equivalente deste circuito não é prejudicada, pois nota-se claramente, no gráfico da Figura 4.8, a presença de um terceiro grau de liberdade adicionado ao sistema composto, associado à frequência natural elétrica do circuito.

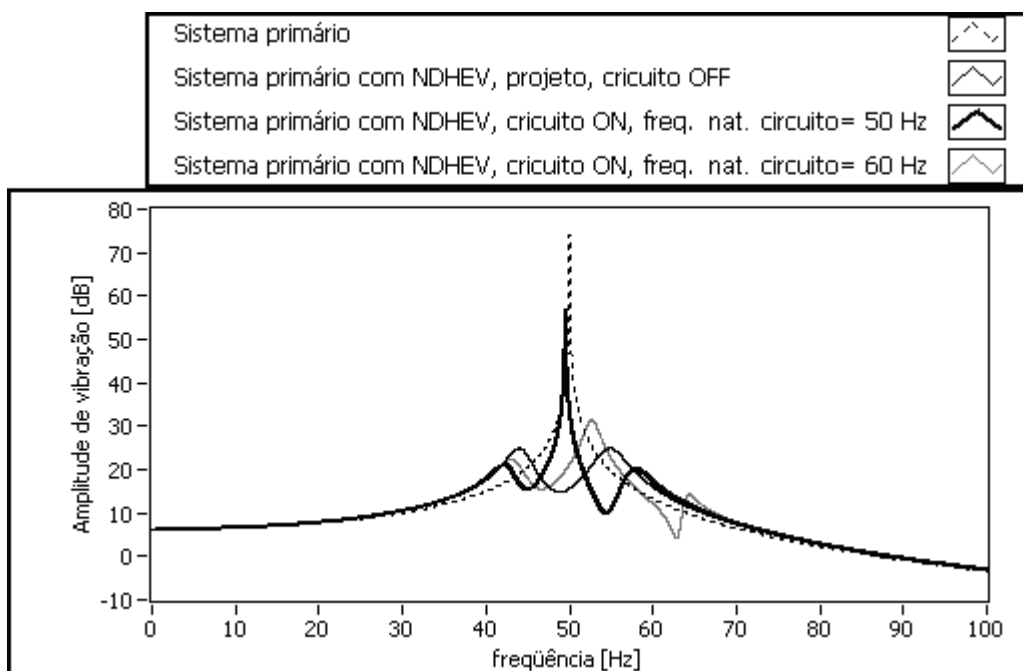


Figura 4.8 – Efeito da variação de  $\Omega_{el}$  no NDHEV, circuito RLC série,  $R$  nulo.

É interessante constatar no primeiro caso, em que a frequência natural do circuito elétrico tem o mesmo valor que a frequência natural do sistema primário, que, quando o circuito elétrico opera em ressonância e, conseqüentemente, sua impedância elétrica é mínima, a corrente elétrica e a força magnética são máximas. Esta força máxima age restringindo o deslocamento relativo entre a massa de sintonização e o sistema primário. De fato, se a impedância elétrica é nula, a impedância mecânica do NDHEV na base do neutralizador, dada pela Equação 3.6,

reduz-se a Equação 4.13, apresentada a seguir, o que equivale dinamicamente à adição de massa ao sistema primário.

$$Z_b(\Omega) = i\Omega m_a \quad \text{Eq. 4.13}$$

A Figura 4.9 mostra o efeito da presença significativa de amortecimento no sistema composto, ou de uma equivalente baixa resistência no circuito  $RLC$  série do NDHEV. Percebe-se uma alteração drástica no comportamento do sistema composto. Operando em ressonância, a impedância elétrica é igual à resistência do circuito e a dinâmica é idêntica a do NDHEV com circuito puramente resistivo. Entretanto, nota-se o efeito da impedância do circuito  $RLC$  série para frequências próximas à frequência natural, contribuindo, neste caso, para a redução da vibração.

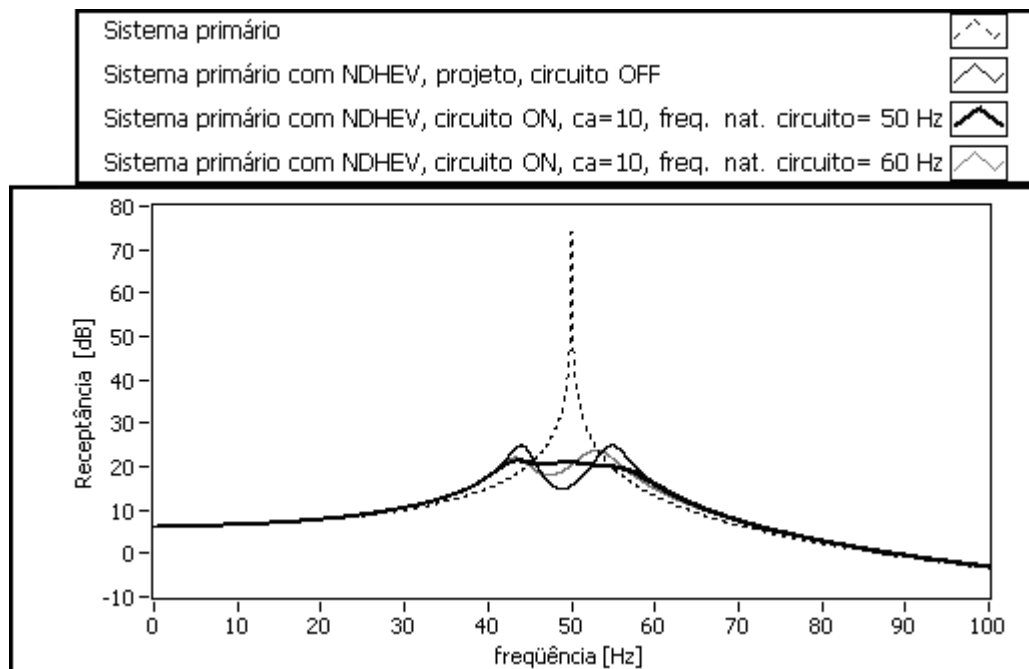


Figura 4.9 – Efeito da variação de  $\Omega_{el}$  no NDHEV, circuito  $RLC$  série.

Conclui-se que é possível, seja através de um circuito puramente resistivo ou de um circuito  $RLC$  série do NDHEV, melhorar o desempenho do controle viscoelástico sobre o sistema primário.

## 4.4 Avaliação para Diversos Cenários

Esta avaliação tem como objetivo mapear a ação do NDHEV sujeito a diversas situações, sendo necessária para o entendimento de sua dinâmica e delimitação de vantagens e restrições de uso.

### 4.4.1 Otimização seqüencial

A Tabela 4.7 apresenta os resultados obtidos para a otimização seqüencial. As condições iniciais para a otimização das variáveis elétricas são  $[R, L, C]_i = [100\Omega, 100\text{mH}, 100\mu\text{F}]$ , exceto para as simulações 11, 15, 20, 27, 38, 65 e 69, cujas condições iniciais são  $[R, L, C]_i = [10\Omega, 10\text{mH}, 10\mu\text{F}]$ . Destacadas em cinza claro estão as simulações em que  $G_R \geq 2$  dB e em cinza escuro as simulações em que  $G_T \geq 0,5$  dB.

Das simulações realizadas, mostradas na Tabela 4.7, apenas sete não convergiram para o valor mínimo de resistência  $R_e$ . Em todos estes casos,  $T_f = 25$  °C e o ganho devido à ação da componente eletrodinâmica do NDHEV é nulo. A equivalente abertura do circuito, caracterizada pelos valores ótimos encontrados, reflete a incapacidade de melhorar o desempenho do controle viscoelástico.

Em nenhuma simulação com  $T_f = -10$  °C, obteve-se ganhos significativos de desempenho. Em realidade, a quase totalidade dos ganhos, nesses casos, foi nula. O módulo de cisalhamento dos materiais viscoelásticos testados aumenta consideravelmente nessa temperatura, fazendo com que o deslocamento relativo entre a massa de sintonização e o sistema primário seja muito reduzido, impedindo a ação do circuito elétrico.

Tabela 4.7 – Resultados da otimização seqüencial.

simul.	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)	Material viscoelástico	$\Omega_a^*$ (Hz)	$T_f$ (°C)	$R^*$ ( $\Omega$ )	$L^*$ (mH)	$C^*$ ( $\mu$ F)	$\Omega_{el}^*$ (Hz)	$G_D$ (dB)	$G_R$ (dB)	$G_T$ (dB)
1	5	50	neoprene	48.2	60	7.0	132.8	68.6	52.7	-14.6	7.0	-7.7
2	5	50	neoprene	48.2	25	7.0	88.1	130.5	46.9	0.0	1.6	1.6
3	5	50	neoprene	48.2	-10	7.0	160.6	61.0	50.9	-22.5	0.1	-22.4
4	5	50	butílica pura	46.6	60	7.0	109.1	92.5	50.1	-22.5	4.5	-18.0
5	5	50	butílica pura	46.6	25	10000.0	1.0	6066.0	64.6	0.0	0.0	0.0
6	5	50	butílica pura	46.6	-10	7.0	80.8	121.7	50.7	-30.1	0.1	-30.0
7	5	50	EAR Isodamp	40.5	60	7.0	131.2	75.9	50.4	-32.7	9.6	-23.1
8	5	50	EAR Isodamp	40.5	25	10000.0	1.0	32542.0	27.9	0.0	0.0	0.0
9	5	50	EAR Isodamp	40.5	-10	7.0	1.0	200.3	355.6	-36.9	0.0	-36.9
10	5	300	neoprene	286.2	60	7.0	4.4	67.1	293.8	-16.2	0.9	-15.3
11	5	300	neoprene	286.2	25	7.0	19.9	14.7	294.0	0.0	0.1	0.1
12	5	300	neoprene	286.2	-10	7.0	1.0	105.8	489.2	-29.8	0.0	-29.8
13	5	300	butílica pura	273.5	60	7.0	1.0	666.6	194.9	-22.3	0.8	-21.6
14	5	300	butílica pura	273.5	25	7.0	26.7	28.2	183.3	0.0	0.0	0.0
15	5	300	butílica pura	273.5	-10	7.0	12.2	19.7	324.7	-29.8	0.0	-29.8
16	5	300	EAR Isodamp	227.9	60	7.0	7.2	50.8	264.0	-30.0	1.5	-28.6
17	5	300	EAR Isodamp	227.9	25	7.0	14.0	58.3	176.4	0.0	0.0	0.0
18	5	300	EAR Isodamp	227.9	-10	7.0	2.1	208.8	241.1	-35.3	0.0	-35.3
19	5	600	neoprene	569.0	60	7.0	1.0	54.5	682.0	-14.6	0.2	-14.4
20	5	600	neoprene	569.0	25	7.0	16.0	4.3	606.7	0.0	0.0	0.0
21	5	600	neoprene	569.0	-10	7.0	741.1	0.1	584.6	-31.6	0.0	-31.6
22	5	600	butílica pura	543.4	60	7.0	13.0	5.3	604.8	-10.1	0.2	-9.9
23	5	600	butílica pura	543.4	25	7.0	8.8	79.8	189.9	0.0	0.0	0.0
24	5	600	butílica pura	543.4	-10	7.0	19.0	3.9	587.7	-29.7	0.0	-29.7
25	5	600	EAR Isodamp	450.2	60	7.0	1.6	200.4	281.1	-39.4	1.5	-37.8
26	5	600	EAR Isodamp	450.2	25	7.0	4.7	281.9	138.5	0.0	0.0	0.0
27	5	600	EAR Isodamp	450.2	-10	7.0	3.4	24.6	550.2	-37.4	0.0	-37.4
28	50	50	neoprene	48.2	60	9.0	48.9	201.3	50.7	-14.6	7.1	-7.6
29	50	50	neoprene	48.2	25	9.0	97.0	116.1	47.4	0.0	1.6	1.6
30	50	50	neoprene	48.2	-10	9.0	182.3	53.1	51.2	-22.5	0.1	-22.4
31	50	50	butílica pura	46.6	60	9.0	86.5	119.4	49.5	-22.5	4.6	-18.0
32	50	50	butílica pura	46.6	25	10000.0	2.0	9105.7	37.3	0.0	0.0	0.0
33	50	50	butílica pura	46.6	-10	9.0	78.7	121.7	51.4	-30.1	0.1	-30.0
34	50	50	EAR Isodamp	40.5	60	9.0	118.3	84.0	50.5	-32.7	9.7	-23.0
35	50	50	EAR Isodamp	40.5	25	10000.0	2.0	32542.0	19.7	0.0	0.0	0.0
36	50	50	EAR Isodamp	40.5	-10	9.0	2.0	151.1	289.5	-36.9	0.0	-36.9
37	50	300	neoprene	286.2	60	9.0	4.2	73.6	286.2	-16.2	0.9	-15.2
38	50	300	neoprene	286.2	25	9.0	37.6	8.2	286.5	0.0	0.1	0.1
39	50	300	neoprene	286.2	-10	9.0	2.0	68.6	429.6	-29.8	0.0	-29.8
40	50	300	butílica pura	273.5	60	9.0	2.0	221.1	239.3	-22.3	0.8	-21.6
41	50	300	butílica pura	273.5	25	9.0	29.5	33.9	159.1	0.0	0.0	0.0
42	50	300	butílica pura	273.5	-10	9.0	2967.1	0.1	292.2	-29.8	0.0	-29.8
43	50	300	EAR Isodamp	227.9	60	9.0	5.0	97.6	228.6	-30.0	1.5	-28.5
44	50	300	EAR Isodamp	227.9	25	9.0	16.0	65.8	155.2	0.0	0.0	0.0
45	50	300	EAR Isodamp	227.9	-10	9.0	2.0	248.6	225.7	-35.3	0.0	-35.3
46	50	600	neoprene	569.0	60	9.0	2.0	30.9	640.6	-14.6	0.2	-14.4
47	50	600	neoprene	569.0	25	2020.5	10000.0	910.3	1.7	0.0	0.0	0.0
48	50	600	neoprene	569.0	-10	9.0	740.6	0.1	584.8	-31.6	0.0	-31.6
49	50	600	butílica pura	543.4	60	9.0	15.6	4.5	603.9	-10.1	0.2	-9.9
50	50	600	butílica pura	543.4	25	9.0	11.1	81.3	167.5	0.0	0.0	0.0
51	50	600	butílica pura	543.4	-10	9.0	12.9	5.6	593.0	-29.7	0.0	-29.7
52	50	600	EAR Isodamp	450.2	60	9.0	2.0	154.7	286.2	-39.4	1.5	-37.8
53	50	600	EAR Isodamp	450.2	25	9.0	6.0	282.7	122.6	0.0	0.0	0.0
54	50	600	EAR Isodamp	450.2	-10	9.0	5.5	14.7	560.5	-37.4	0.0	-37.4
55	500	50	neoprene	48.2	60	13.0	48.6	196.6	51.5	-14.6	1.6	-13.1
56	500	50	neoprene	48.2	25	13.0	96.0	113.2	48.3	0.0	0.3	0.3
57	500	50	neoprene	48.2	-10	13.0	160.3	56.8	52.8	-22.5	0.0	-22.5
58	500	50	butílica pura	46.6	60	13.0	83.2	125.8	49.2	-22.5	0.9	-21.7
59	500	50	butílica pura	46.6	25	10000.0	5.0	6066.0	28.9	0.0	0.0	0.0
60	500	50	butílica pura	46.6	-10	13.0	67.8	132.2	53.2	-30.1	0.0	-30.1
61	500	50	EAR Isodamp	40.5	60	13.0	118.3	80.7	51.5	-32.7	2.4	-30.3
62	500	50	EAR Isodamp	40.5	25	10000.0	5.0	32542.0	12.5	0.0	0.0	0.0
63	500	50	EAR Isodamp	40.5	-10	13.0	5.0	106.2	218.4	-36.9	0.0	-36.9
64	500	300	neoprene	286.2	60	13.0	5.0	57.7	296.3	-16.2	0.2	-16.0
65	500	300	neoprene	286.2	25	13.0	20.8	12.5	311.8	0.0	0.0	0.0
66	500	300	neoprene	286.2	-10	13.0	5.3	34.4	372.4	-29.8	0.0	-29.8
67	500	300	butílica pura	273.5	60	13.0	5.0	70.1	268.8	-22.3	0.1	-22.2
68	500	300	butílica pura	273.5	25	13.0	35.2	63.0	106.9	0.0	0.0	0.0
69	500	300	butílica pura	273.5	-10	13.0	8.9	20.8	370.5	-29.8	0.0	-29.8
70	500	300	EAR Isodamp	227.9	60	13.0	5.7	114.7	196.6	-30.0	0.2	-29.8
71	500	300	EAR Isodamp	227.9	25	13.0	21.2	63.6	137.0	0.0	0.0	0.0
72	500	300	EAR Isodamp	227.9	-10	13.0	5.0	78.7	253.6	-35.3	0.0	-35.3

Nos casos em que houve atuação significativa do NDHEV, com  $G_R \geq 2$  dB, a temperatura de dessintonização  $T_f = 60$  °C. Esses ganhos ocorreram para os três materiais viscoelásticos, para frequências naturais baixas do sistema primário (50 Hz) e massas de valores baixos e médios (5 e 50 kg). Há ainda um caso de resultado significativo para massas altas (500 kg). Nota-se que, em todos estes casos, a frequência natural do circuito elétrico é muito próxima da frequência natural do sistema primário. A mesma observação pode ser feita, de maneira geral, para o restante das simulações.

Mesmo nos casos em que não há ganho com a atuação do NDHEV, a otimização das variáveis elétricas leva a valores de  $\Omega_{el}$  próximos de  $\Omega_{sp}$ . Essa constatação, juntamente com o fato da resistência ótima ser a mínima possível, permite afirmar que a otimização das variáveis elétricas está relacionada com a minimização da impedância do circuito elétrico. De fato, a Equação 3.4 mostra que a força magnética aplicada pela componente eletrodinâmica é inversamente proporcional à impedância elétrica do circuito. A minimização da impedância elétrica leva em consideração a impossibilidade prática da resistência da bobina ser nula pois, do contrário, como analisado na seção 4.3.4, ocorreria perda de desempenho. Assim, a minimização da impedância elétrica reflete-se na maximização da impedância mecânica na base do neutralizador.

As Figuras 4.10, 4.11 e 4.12 ilustram as simulações em que  $G_R \geq 2$  dB.

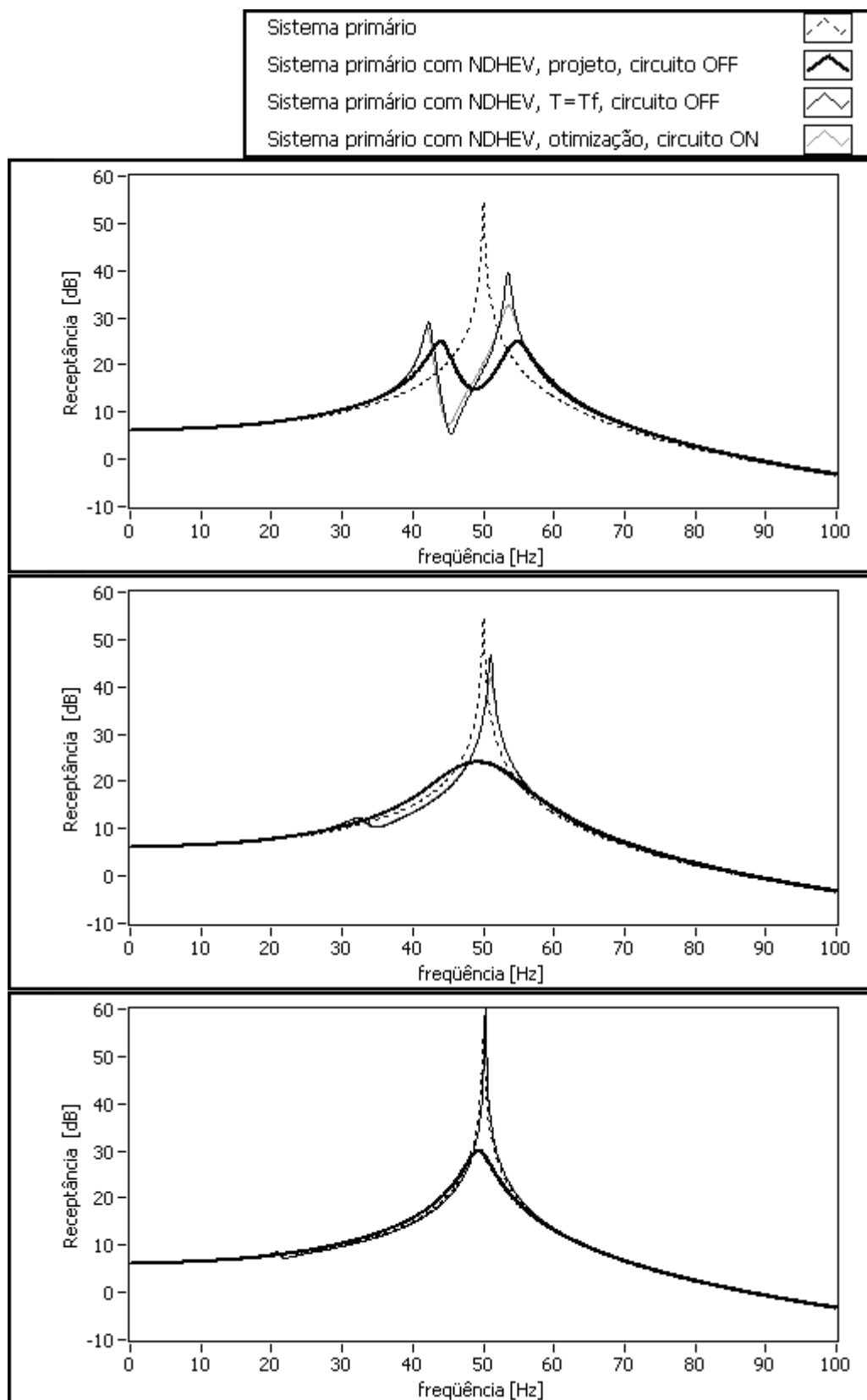


Figura 4.10 – Simulações 1, 4 e 7.

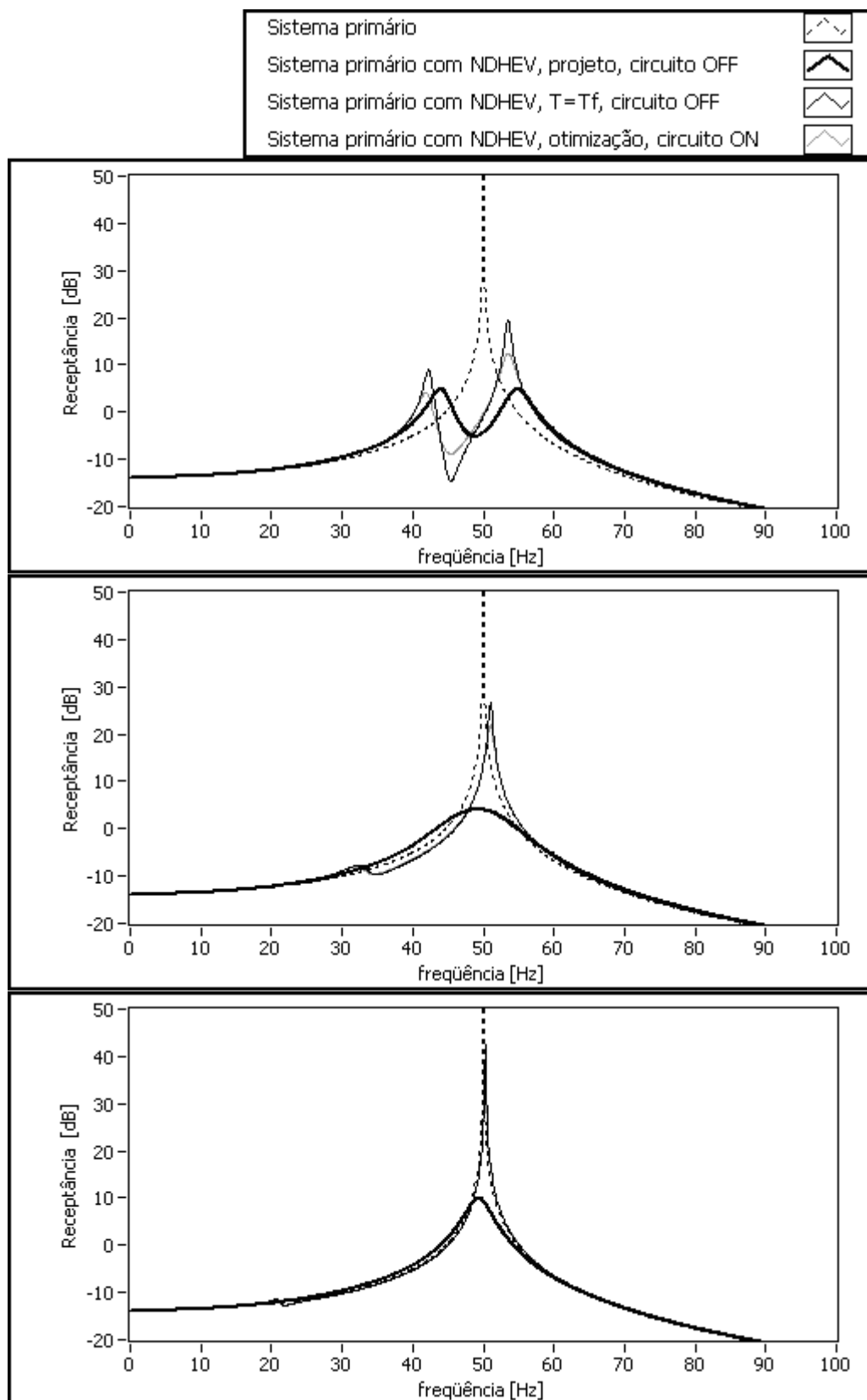


Figura 4.11 – Simulação 28, 31 e 34.

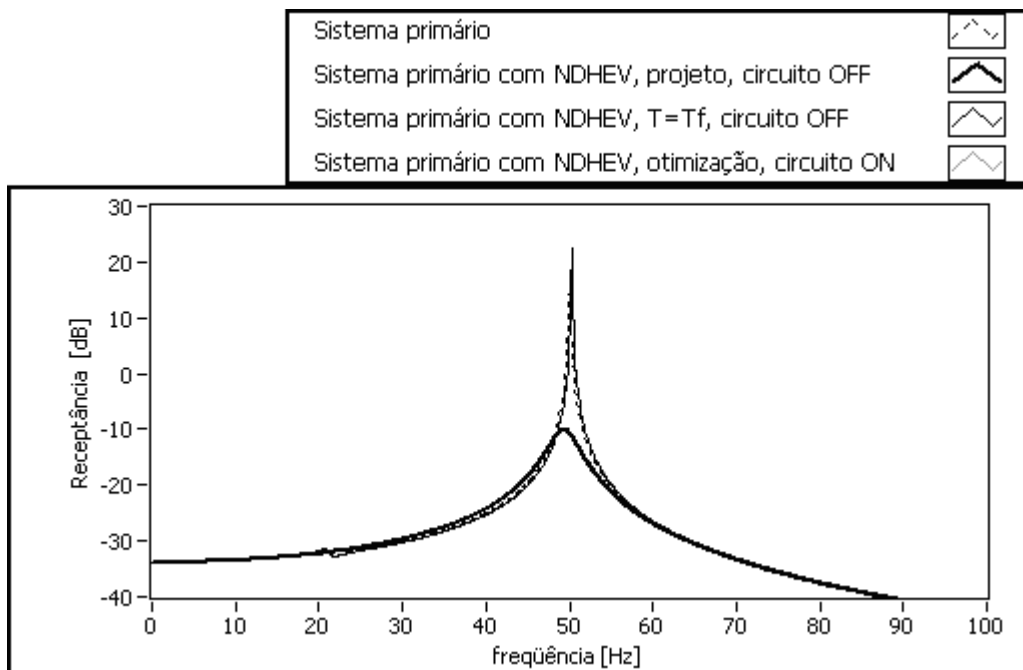


Figura 4.12 – Simulação 61.

Nas Figuras 4.10 e 4.11, as simulações diferem pela massa do sistema primário e, conseqüentemente, pela massa de sintonização. Os resultados são praticamente idênticos. Como explanado, são utilizados parâmetros de alto-falante diferentes para cada massa do sistema primário. Entretanto, sendo a força magnética fornecida pela componente eletrodinâmica do NDHEV, diretamente proporcional a  $\frac{(n_e B l_e)^2}{Z_{el}(\Omega)}$ , e admitindo a operação do circuito em ressonância,

percebe-se que, para o sistema primário com 50 kg, a constante  $\frac{\Theta^2}{R_e} = 32,11$ ,

enquanto que para o sistema primário com 5 kg,  $\frac{\Theta^2}{R_e} = 3,16$ . Ou seja, a relação entre

as constantes é aproximadamente a mesma que entre as massas de sintonização dos dois sistemas. Essa característica faz com que os sistemas das figuras citadas se comportem de maneira bastante aproximada, pois é somente a escala do NDHEV

que é alterada. Já para o sistema primário de 500 kg,  $\frac{\Theta^2}{R_e} = 49,63$ . Para esse

sistema, a constante aumenta apenas aproximadamente 1,5 vezes em relação à do

sistema com 50 kg, enquanto que a massa de sintonização aumenta 10 vezes. O efeito desta força mais fraca resulta em um desempenho pior.

Observa-se também que, apesar dos ganhos destacados na Tabela 4.7 serem significativos, para os casos em que se utiliza borracha butílica pura e borracha de alto amortecimento EAR Isodamp C-1002, a dessintonização com o aumento da temperatura é bastante intensa, e o ganho com a atuação do NDHEV é quase imperceptível nos gráficos. O aumento da temperatura causa no material viscoelástico o decréscimo do valor do fator de perda e do módulo de cisalhamento. Para estes materiais, ambos os decréscimos são expressivos, como mostra a Tabela 4.8. Para o neoprene, a diminuição do fator de perda é mais significativa. Neste caso, fica claro que a ação da componente eletrodinâmica do NDHEV é adicionar uma força de amortecimento ao sistema, no sentido de compensar a perda devido ao efeito da temperatura. Nos demais, apesar de, teoricamente, poder-se esperar um efeito compensador de rigidez através do NDHEV, prevaleceu o efeito do amortecimento.

Tabela 4.8 – Variação de fator de perda e módulo de cisalhamento.

Borracha	$\Omega$ (Hz)	$T_f$ (°C)	$\eta(\Omega, T)$	$G(\Omega, T)$ (MPa)
Neoprene	50	25	0,13	4,27
		60	0,04	3,76
	300	25	0,24	5,08
		60	0,08	3,98
	600	25	0,29	5,61
		60	0,11	4,12
Butílica Pura	50	25	0,40	3,53
		60	0,13	1,86
	300	25	0,49	5,56
		60	0,21	2,19
	600	25	0,52	6,79
		60	0,25	2,40
EAR Isodamp C-1002	50	25	0,88	8,95
		60	0,10	2,34
	300	25	1,03	20,43
		60	0,23	2,68
	600	25	1,06	28,96
		60	0,31	2,92

Nas simulações 2 e 29, obteve-se um  $G_T$  positivo, isto é, o NDHEV melhorou o desempenho do controle viscoelástico em relação ao seu ótimo. Esses casos ocorreram para  $\Omega_{sp} = 50$  Hz,  $T_f = 25$  °C e neoprene, tanto para massas do sistema primário de 5 e 50 kg. Estas simulações são apresentadas na Figura 4.13.

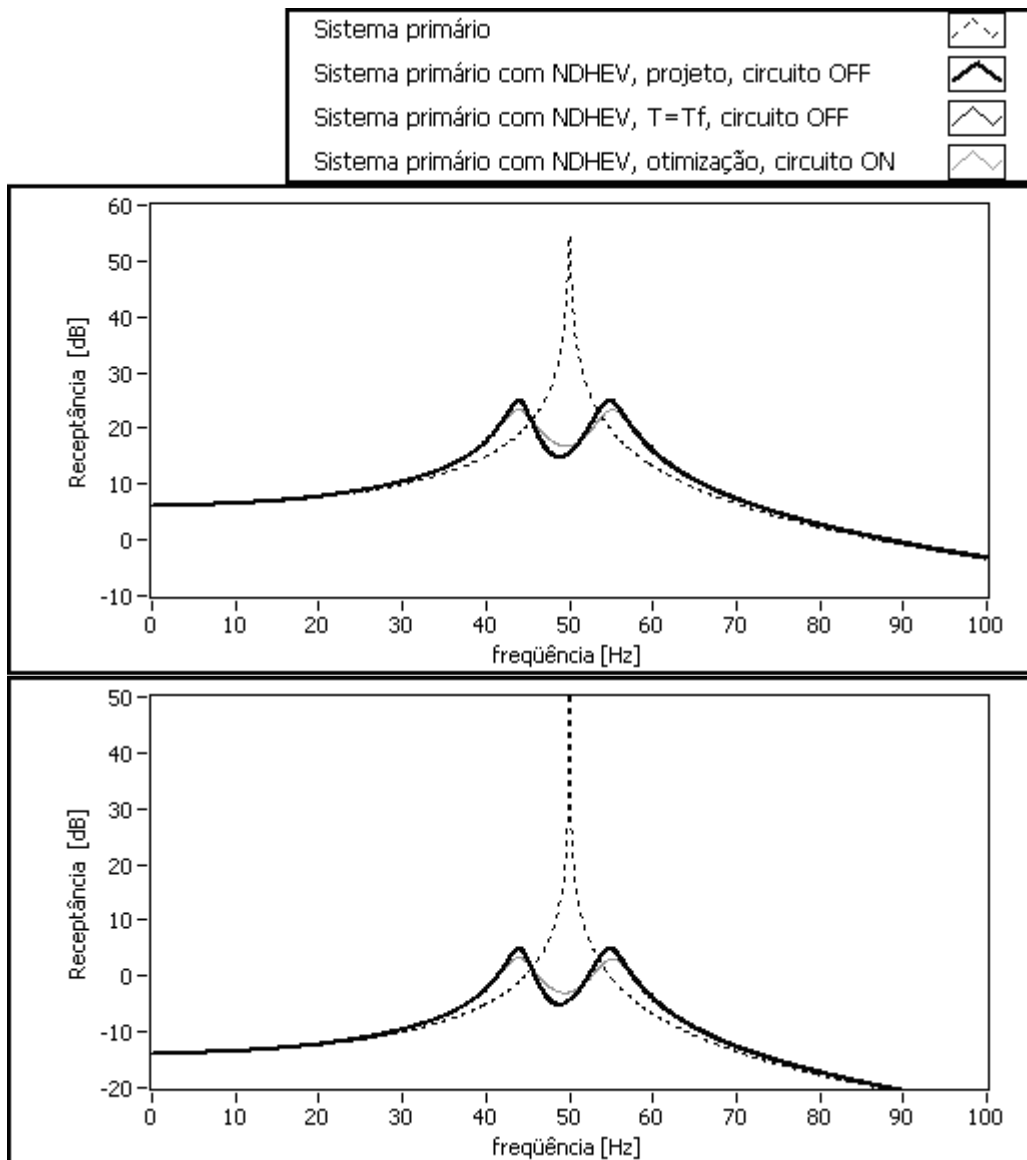


Figura 4.13 – Simulação 2 e 29.

#### 4.4.2 Otimização seqüencial, fator de força aumentado

A Tabela 4.9 apresenta os resultados obtidos para a otimização seqüencial, considerando um valor duas vezes maior de  $n_e Bl_e$ , sendo que os demais parâmetros não sofreram alteração. As condições iniciais para a otimização das variáveis elétricas para as simulações 11b, 65b e 69b são  $[R, L, C]_i = [10\Omega, 10\text{mH}, 10\mu\text{F}]$ .

Nota-se que, com o aumento do fator de força do acoplamento magnético, há melhora geral nos resultados. Para os casos destacados, de significativo ganho de desempenho, o valor da resistência ótima mantém-se igual ao da resistência da bobina elétrica; a freqüência natural elétrica também mantém-se próxima de  $\Omega_{sp}$ . Os bons resultados continuam ocorrendo para  $T_f = 60^\circ\text{C}$ , independentemente do material viscoelástico utilizado. Desta vez, destacam-se bons resultados para qualquer massa simulada para o sistema primário e percebe-se ganhos para freqüências maiores (300 Hz). As Figuras 4.14, 4.15 e 4.16 mostram as simulações em que  $G_T \geq 0,5$  dB. Atenção deve ser dada às simulações 1b e 28b, nas quais obteve-se um desempenho melhor do que ótimo do controle viscoelástico, mesmo com o aumento da temperatura. Estas simulações demonstram o potencial do NDHEV.

As simulações 31b, 34b, 37b e 55b são mostradas nas Figuras 4.17 e 4.18, também ilustrando o bom desempenho do NDHEV.

Tabela 4.9 – Resultados da otimização seqüencial,  $n_e Bl_e$  duas vezes maior.

simul.	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)	Material viscoelástico	$\Omega_a^*$ (Hz)	$T_f$ (°C)	$R^*$ ( $\Omega$ )	$L^*$ (mH)	$C^*$ ( $\mu$ F)	$\Omega_{el}^*$ (Hz)	$G_D$ (dB)	$G_R$ (dB)	$G_T$ (dB)
1b	5	50	neoprene	48.2	60	7.0	54.6	194.0	48.9	-14.6	15.1	0.5
2b	5	50	neoprene	48.2	25	8.3	78.9	127.6	50.1	0.0	3.8	3.8
3b	5	50	neoprene	48.2	-10	7.0	161.4	60.5	50.9	-22.5	0.5	-22.1
4b	5	50	butílica pura	46.6	60	7.0	59.5	187.3	47.7	-22.5	11.3	-11.2
5b	5	50	butílica pura	46.6	25	10000.0	1.0	6066.0	64.6	0.0	0.0	0.0
6b	5	50	butílica pura	46.6	-10	7.0	80.6	121.6	50.9	-30.1	0.4	-29.7
7b	5	50	EAR Isodamp	40.5	60	7.0	133.0	77.4	49.6	-32.7	19.1	-13.5
8b	5	50	EAR Isodamp	40.5	25	10000.0	1.0	32542.0	27.9	0.0	0.0	0.0
9b	5	50	EAR Isodamp	40.5	-10	7.0	1.0	199.2	356.6	-36.9	0.0	-36.9
10b	5	300	neoprene	286.2	60	7.0	4.9	61.8	289.3	-16.2	3.2	-13.0
11b	5	300	neoprene	286.2	25	7.0	14.6	18.4	307.2	0.0	0.4	0.4
12b	5	300	neoprene	286.2	-10	7.0	1.0	105.1	490.9	-29.8	0.1	-29.7
13b	5	300	butílica pura	273.5	60	7.0	1.0	747.8	184.0	-22.3	2.7	-19.6
14b	5	300	butílica pura	273.5	25	7.0	26.7	29.2	180.3	0.0	0.0	0.0
15b	5	300	butílica pura	273.5	-10	7.0	2967.9	0.1	292.1	-29.8	0.1	-29.8
16b	5	300	EAR Isodamp	227.9	60	7.0	3.7	102.7	257.0	-30.0	4.9	-25.1
17b	5	300	EAR Isodamp	227.9	25	7.0	14.0	59.8	174.2	0.0	0.1	0.1
18b	5	300	EAR Isodamp	227.9	-10	7.0	2.0	208.9	243.4	-35.3	0.0	-35.3
19b	5	600	neoprene	569.0	60	7.0	1.0	53.4	689.0	-14.6	0.7	-13.8
20b	5	600	neoprene	569.0	25	7.0	10000.0	46.1	7.4	0.0	0.0	0.0
21b	5	600	neoprene	569.0	-10	7.0	741.1	0.1	584.6	-31.6	0.0	-31.6
22b	5	600	butílica pura	543.4	60	7.0	12.2	5.7	603.0	-10.1	0.7	-9.4
23b	5	600	butílica pura	543.4	25	7.0	8.9	79.8	188.9	0.0	0.0	0.0
24b	5	600	butílica pura	543.4	-10	7.0	18.8	3.9	587.8	-29.7	0.0	-29.6
25b	5	600	EAR Isodamp	450.2	60	7.0	4.5	16.3	584.5	-10.9	0.9	-10.0
26b	5	600	EAR Isodamp	450.2	25	7.0	4.7	282.7	138.0	0.0	0.0	0.0
27b	5	600	EAR Isodamp	450.2	-10	7.0	7.6	10.2	570.9	-37.4	0.0	-37.4
28b	50	50	neoprene	48.2	60	9.0	58.4	190.1	47.8	-14.6	15.2	0.6
29b	50	50	neoprene	48.2	25	10.8	76.4	127.6	51.0	0.0	3.8	3.8
30b	50	50	neoprene	48.2	-10	9.0	181.3	53.2	51.3	-22.5	0.5	-22.0
31b	50	50	butílica pura	46.6	60	9.0	90.4	120.9	48.1	-22.5	11.4	-11.1
32b	50	50	butílica pura	46.6	25	10000.0	2.0	48544.3	16.2	0.0	0.0	0.0
33b	50	50	butílica pura	46.6	-10	9.0	78.3	121.7	51.6	-30.1	0.4	-29.7
34b	50	50	EAR Isodamp	40.5	60	9.0	116.3	89.8	49.3	-32.7	19.3	-13.4
35b	50	50	EAR Isodamp	40.5	25	10000.0	2.0	32542.0	19.7	0.0	0.0	0.0
36b	50	50	EAR Isodamp	40.5	-10	9.0	2.0	151.6	289.1	-36.9	0.0	-36.9
37b	50	300	neoprene	286.2	60	9.0	8.0	36.2	295.3	-16.2	3.3	-12.9
38b	50	300	neoprene	286.2	25	9.0	2988.2	0.1	291.2	0.0	0.0	0.0
39b	50	300	neoprene	286.2	-10	9.0	2.0	68.4	430.2	-29.8	0.1	-29.7
40b	50	300	butílica pura	273.5	60	9.0	2.0	232.1	233.6	-22.3	2.7	-19.6
41b	50	300	butílica pura	273.5	25	9.0	26.9	54.2	131.8	0.0	0.0	0.0
42b	50	300	butílica pura	273.5	-10	9.0	2967.1	0.1	292.2	-29.8	0.1	-29.8
43b	50	300	EAR Isodamp	227.9	60	9.0	9.8	33.0	280.4	-30.0	5.0	-25.1
44b	50	300	EAR Isodamp	227.9	25	9.0	16.1	66.9	153.4	0.0	0.1	0.1
45b	50	300	EAR Isodamp	227.9	-10	9.0	2.0	255.1	222.8	-35.3	0.0	-35.3
46b	50	600	neoprene	569.0	60	9.0	2.0	30.4	645.3	-14.6	0.7	-13.8
47b	50	600	neoprene	569.0	25	137.4	10000.0	218.8	3.4	0.0	0.0	0.0
48b	50	600	neoprene	569.0	-10	9.0	740.6	0.1	584.8	-31.6	0.0	-31.6
49b	50	600	butílica pura	543.4	60	9.0	17.0	4.1	603.7	-10.1	0.7	-9.4
50b	50	600	butílica pura	543.4	25	9.0	11.2	81.0	167.1	0.0	0.0	0.0
51b	50	600	butílica pura	543.4	-10	9.0	13.6	5.3	591.4	-29.7	0.0	-29.6
52b	50	600	EAR Isodamp	450.2	60	9.0	4.4	17.3	576.3	-10.9	0.9	-10.0
53b	50	600	EAR Isodamp	450.2	25	9.0	6.0	283.8	122.3	0.0	0.0	0.0
54b	50	600	EAR Isodamp	450.2	-10	9.0	6.0	13.4	562.5	-37.4	0.0	-37.4
55b	500	50	neoprene	48.2	60	13.0	62.4	155.5	51.1	-14.6	5.0	-9.6
56b	500	50	neoprene	48.2	25	13.0	90.8	117.2	48.8	0.0	1.1	1.1
57b	500	50	neoprene	48.2	-10	13.0	160.2	56.8	52.8	-22.5	0.1	-22.4
58b	500	50	butílica pura	46.6	60	13.0	96.2	108.6	49.3	-22.5	3.1	-19.4
59b	500	50	butílica pura	46.6	25	10000.0	5.0	6066.0	28.9	0.0	0.0	0.0
60b	500	50	butílica pura	46.6	-10	13.0	67.6	132.1	53.2	-30.1	0.1	-30.0
61b	500	50	EAR Isodamp	40.5	60	13.0	98.6	98.5	51.1	-32.7	7.1	-25.6
62b	500	50	EAR Isodamp	40.5	25	10000.0	5.0	32542.0	12.5	0.0	0.0	0.0
63b	500	50	EAR Isodamp	40.5	-10	13.0	5.0	102.5	222.4	-36.9	0.0	-36.9
64b	500	300	neoprene	286.2	60	13.0	5.0	61.5	286.9	-16.2	0.6	-15.6
65b	500	300	neoprene	286.2	25	13.0	24.0	11.2	306.7	0.0	0.1	0.1
66b	500	300	neoprene	286.2	-10	13.0	5.3	34.2	373.3	-29.8	0.0	-29.8
67b	500	300	butílica pura	273.5	60	13.0	5.0	70.3	268.5	-22.3	0.5	-21.8
68b	500	300	butílica pura	273.5	25	13.0	36.6	46.5	122.1	0.0	0.0	0.0
69b	500	300	butílica pura	273.5	-10	13.0	9.0	20.7	368.9	-29.8	0.0	-29.8
70b	500	300	EAR Isodamp	227.9	60	13.0	5.5	117.9	197.5	-30.0	0.9	-29.1
71b	500	300	EAR Isodamp	227.9	25	13.0	21.3	63.7	136.7	0.0	0.0	0.0
72b	500	300	EAR Isodamp	227.9	-10	13.0	5.0	78.3	254.4	-35.3	0.0	-35.3

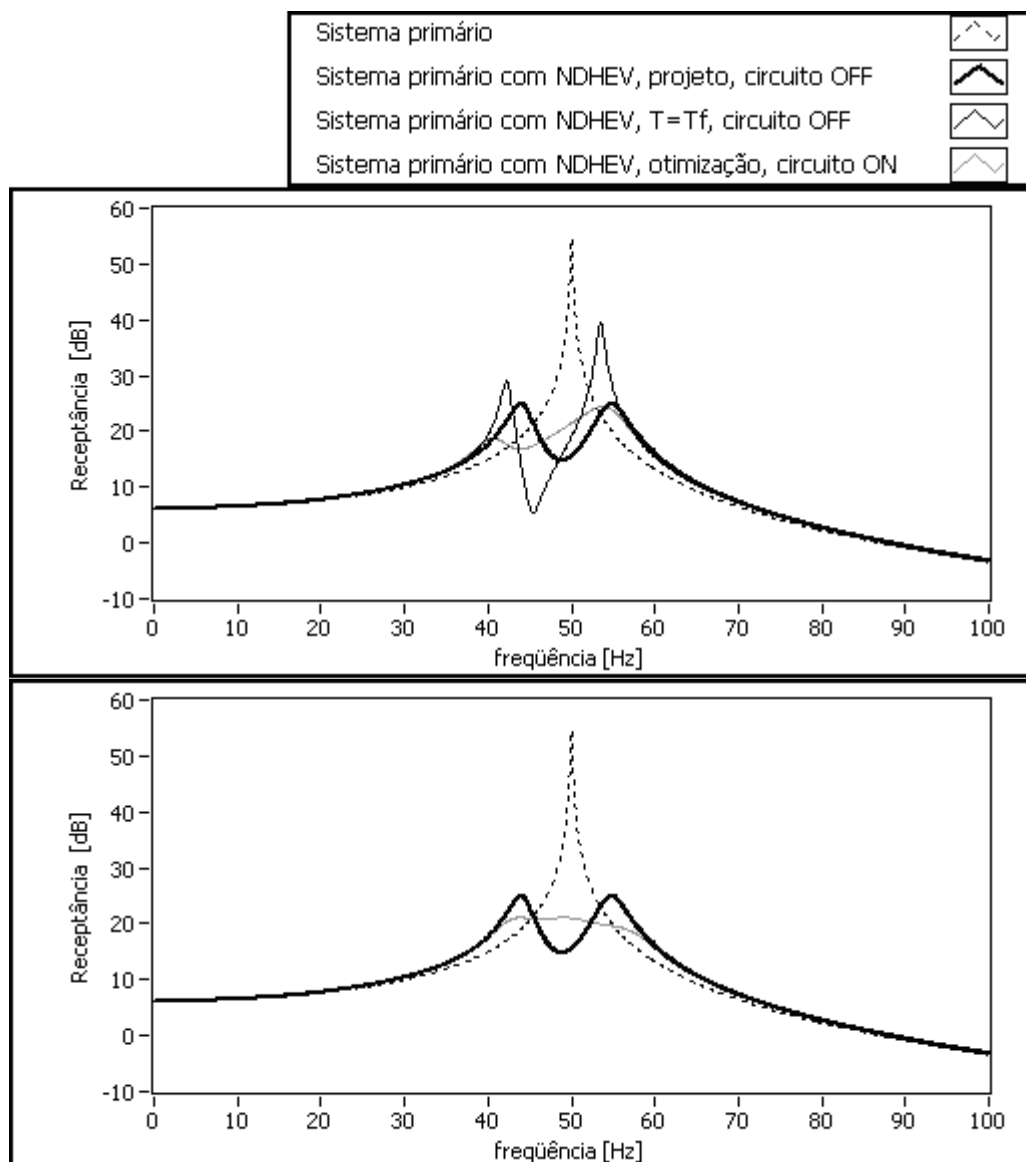


Figura 4.14 – Simulações 1b e 2b.

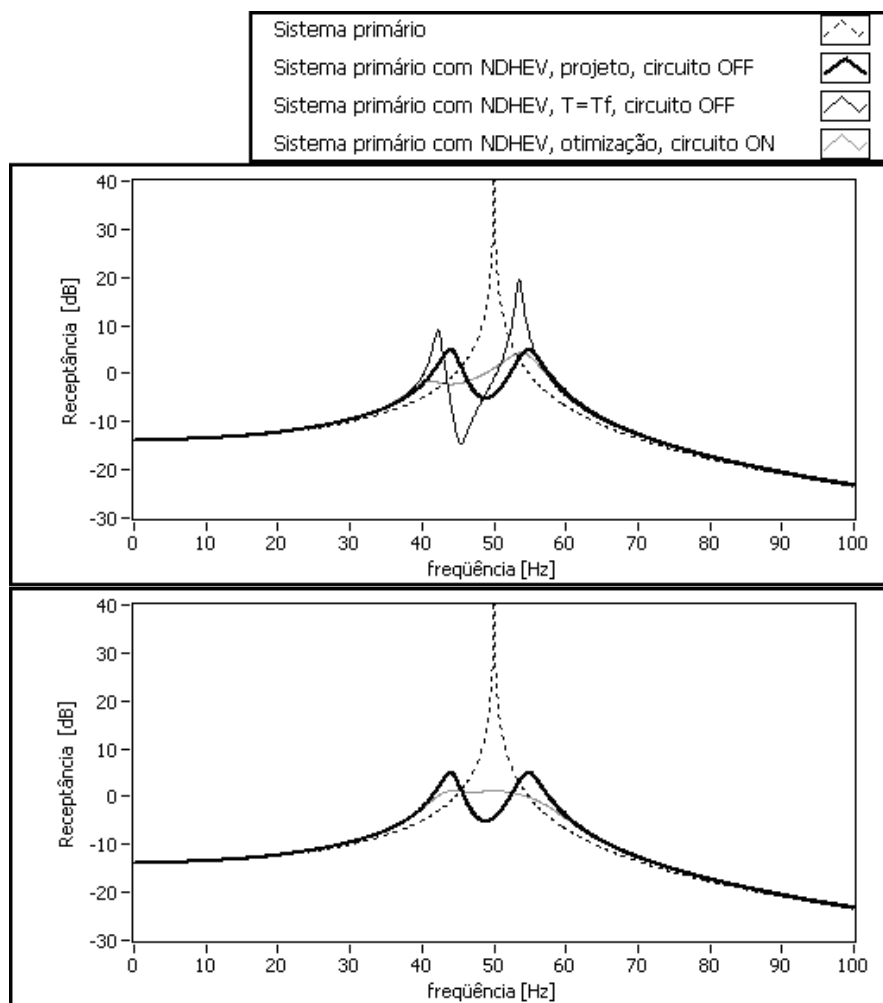


Figura 4.15 – Simulações 28b e 29b.

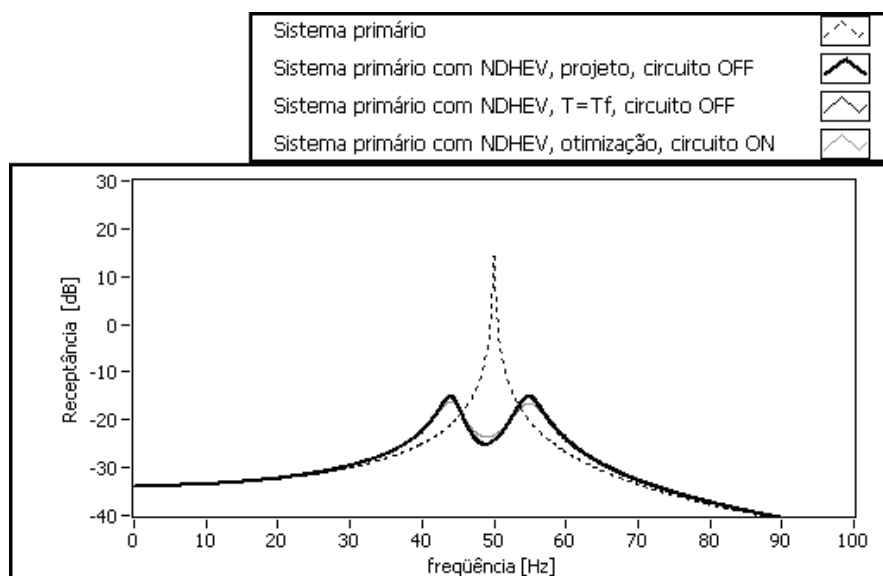


Figura 4.16 – Simulação 56b.

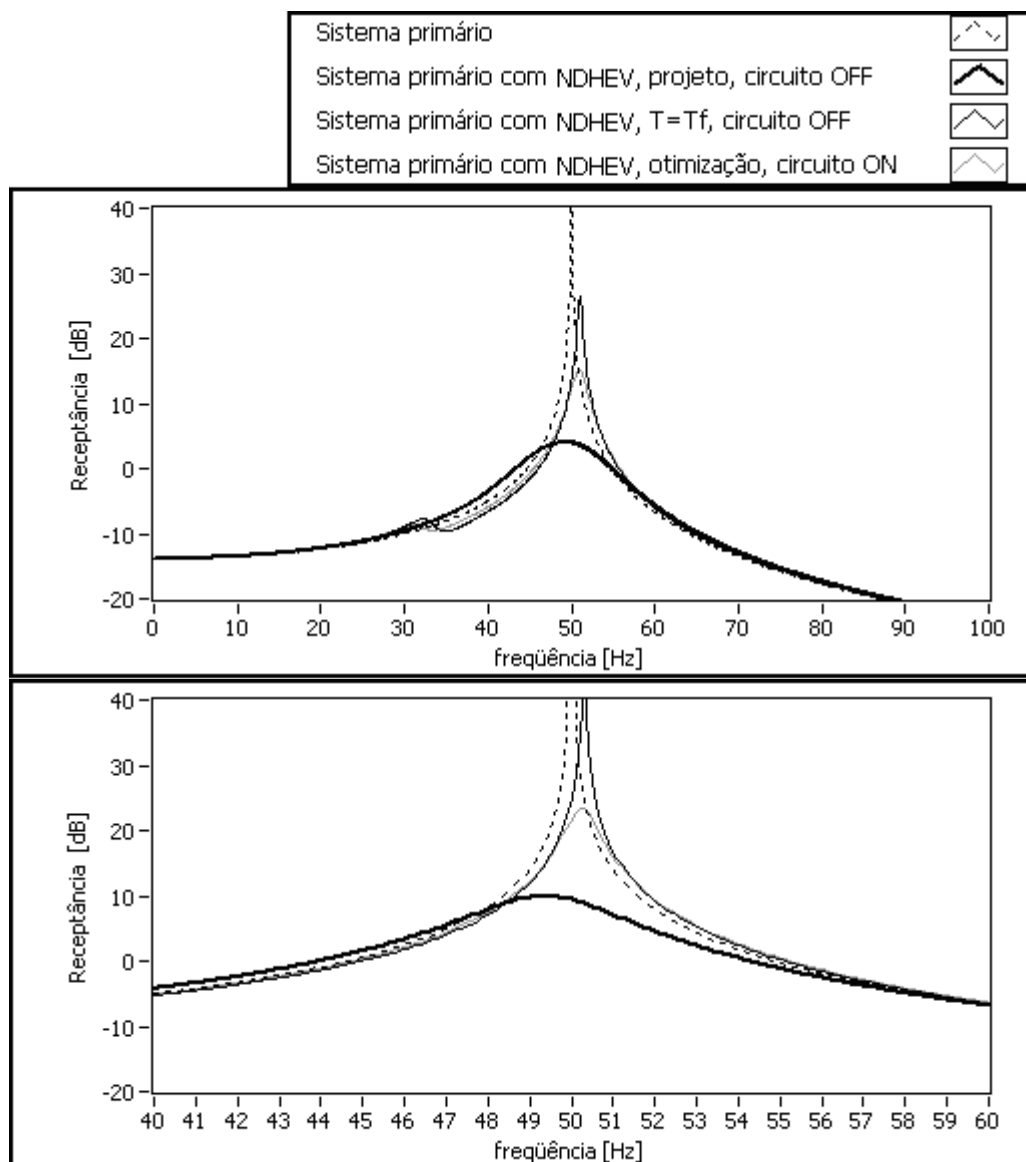


Figura 4.17 – Simulações 31b e 34b.

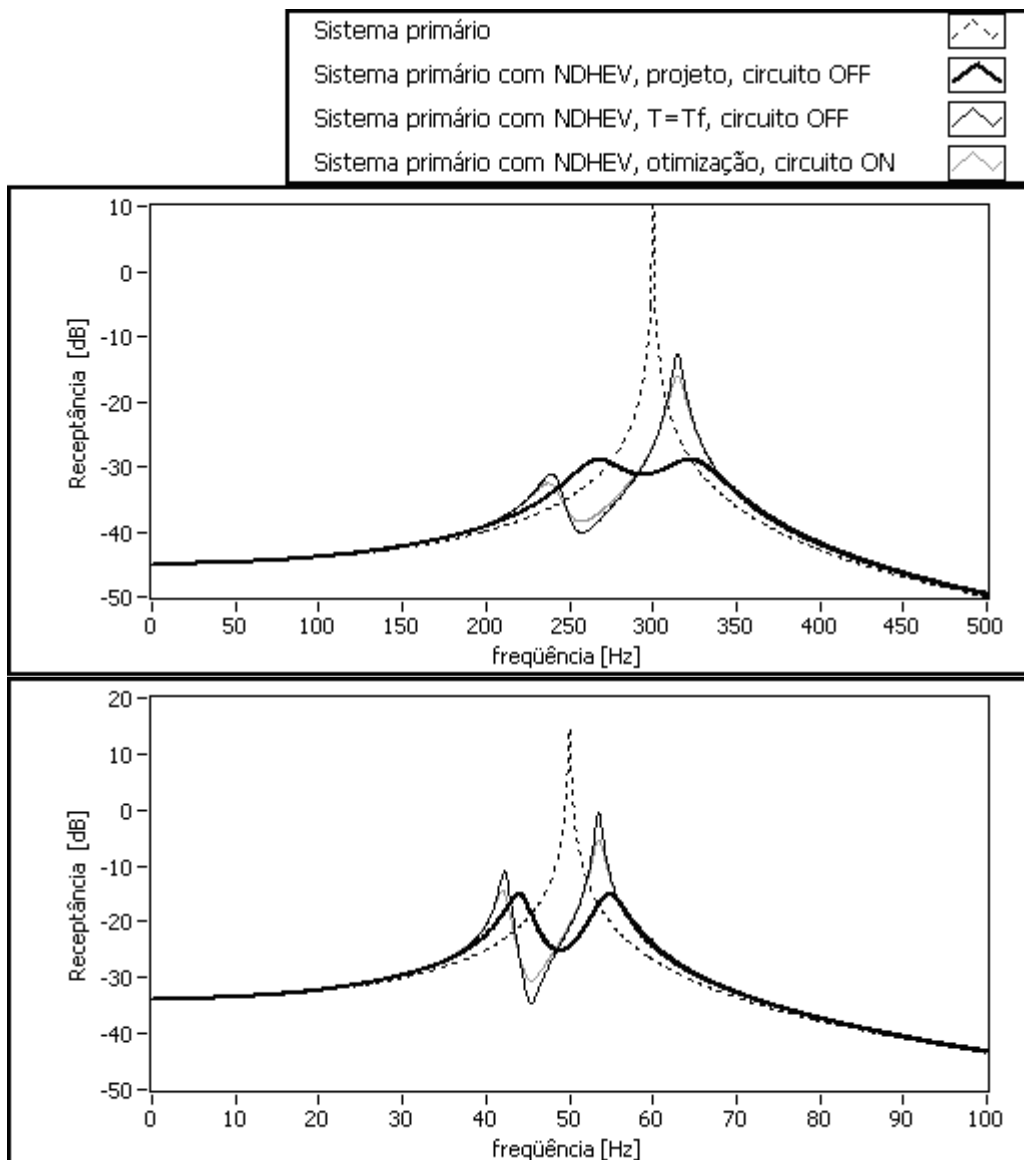


Figura 4.18 – Simulações 37b e 55b.

#### 4.4.3 Otimização conjunta

Na abordagem de otimização conjunta, foram simulados os casos mostrados na Tabela 4.10. Verifica-se, em comparação com as simulações mostradas na Tabela 4.9, que, na otimização conjunta, a frequência natural ótima do NDV sofreu pequena variação, em razão do circuito ligado. A otimização conjunta foi alcançada, como mostrado na Figura 4.19. Após a dessintonização pelo aumento de temperatura, houve nova otimização das variáveis elétricas, cujos valores ótimos são apresentados na Tabela 4.11. Nota-se que o ganho total da otimização conjunta é

inferior ao da otimização seqüencial. Entretanto, ao menos para a simulação 1, houve melhora na resposta em frequência do projeto do NDHEV, como mostra a comparação na Figura 4.20.

Tabela 4.10 – Resultados da otimização conjunta,  $n_e Bl_e$  duas vezes maior.

simul.	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)	Material viscoelástico	$\Omega_a^*$ (Hz)	$R^*$ ( $\Omega$ )	$L^*$ (mH)	$C^*$ ( $\mu$ F)	$\Omega_{el}^*$ (Hz)
1c	5	50	neoprene	47,9	13,3	134,4	65,6	53,6
4c	5	50	butílica pura	45,8	7,0	178,9	175,0	28,4
7c	5	50	EAR Isodamp	38,9	7,0	159,6	103,9	39,1

Tabela 4.11 – Otimização após dessintonização,  $n_e Bl_e$  duas vezes maior.

simul.	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)	Material viscoelástico	$T_f$ ( $^{\circ}$ C)	$R^*$ ( $\Omega$ )	$L^*$ (mH)	$C^*$ ( $\mu$ F)	$\Omega_{el}^*$ (Hz)	$G_T$ (dB)
1c	5	50	neoprene	60	7,0	61,9	167,5	49,4	-2,5
4c	5	50	butílica pura	60	7,0	104,0	101,7	48,9	-11,8
7c	5	50	EAR Isodamp	60	7,0	103,6	101,3	49,1	-14,1

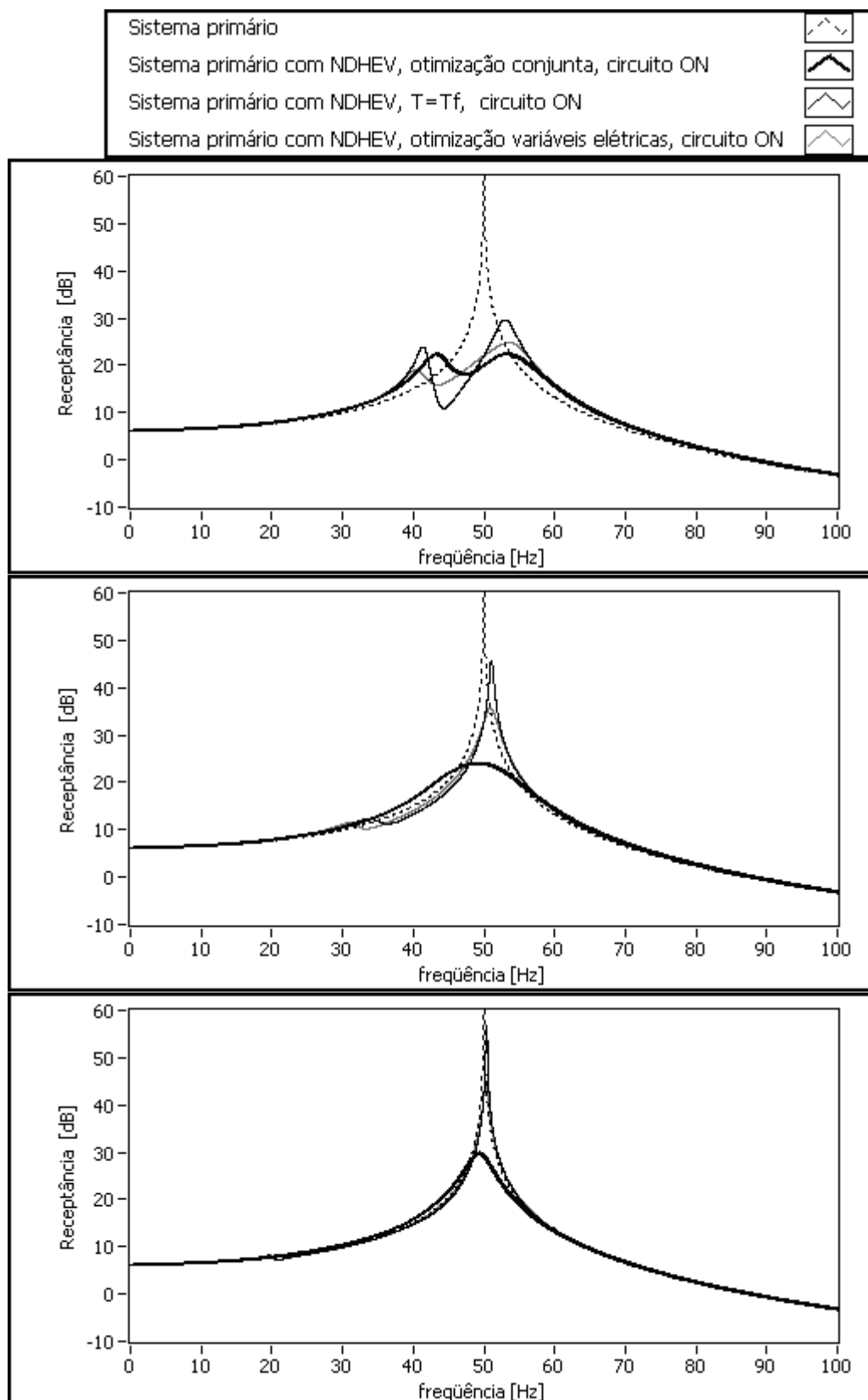


Figura 4.19 – Simulações 1c, 4c e 7c.

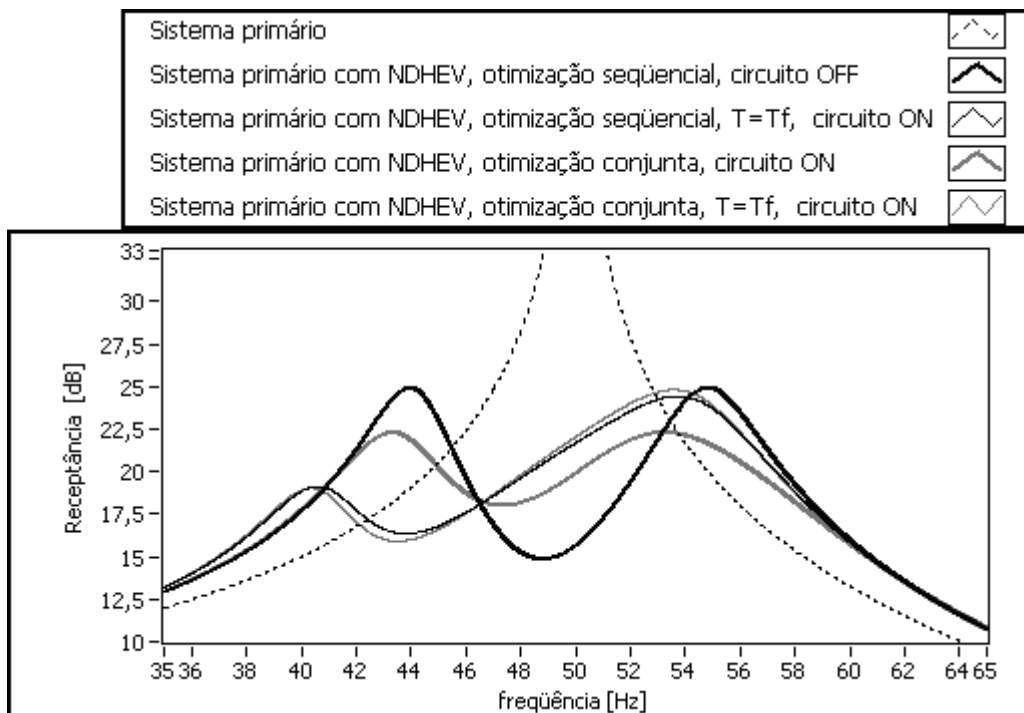


Figura 4.20 – Simulações 1b e 1c, comparação.

#### 4.4.4 Bobina curto-circuitada

Visto que os valores ótimos do circuito elétrico tendem para a impedância mínima do circuito, uma alternativa simplificada para a implementação do NDHEV é considerar a bobina móvel curto-circuitada, fazendo com que a impedância do circuito seja a própria impedância da bobina.

Procedendo a otimização do controle viscoelástico e, após o aumento de temperatura, fechando os terminais da bobina, obtém-se o ganho total mostrado na Tabela 4.12. A Figura 4.21 mostra os resultados.

Tabela 4.12 – Bobina curto-circuitada após projeto,  $n_e B l_e$  duas vezes maior.

simul.	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)	Material viscoelástico	$\Omega_a^*$ (Hz)	$T_f$ (°C)	$G_T$ (dB)
1d	5	50	neoprene	48,2	60	-0,7

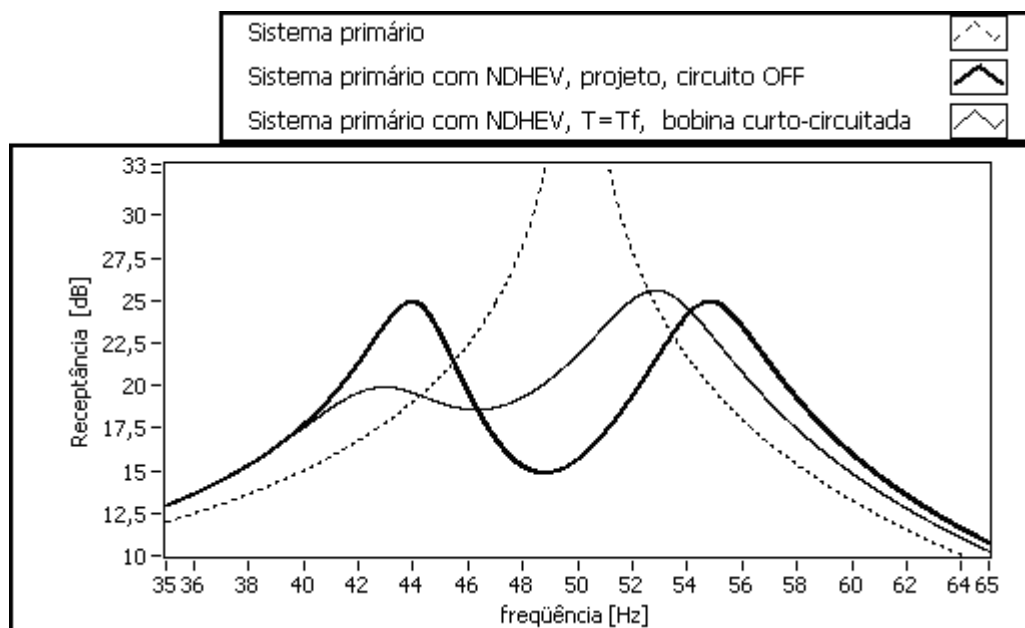


Figura 4.21 – Simulação 1d.

Comparando com a otimização seqüencial, como mostra a Figura 4.22, percebe-se a similitude entre os ganhos totais.

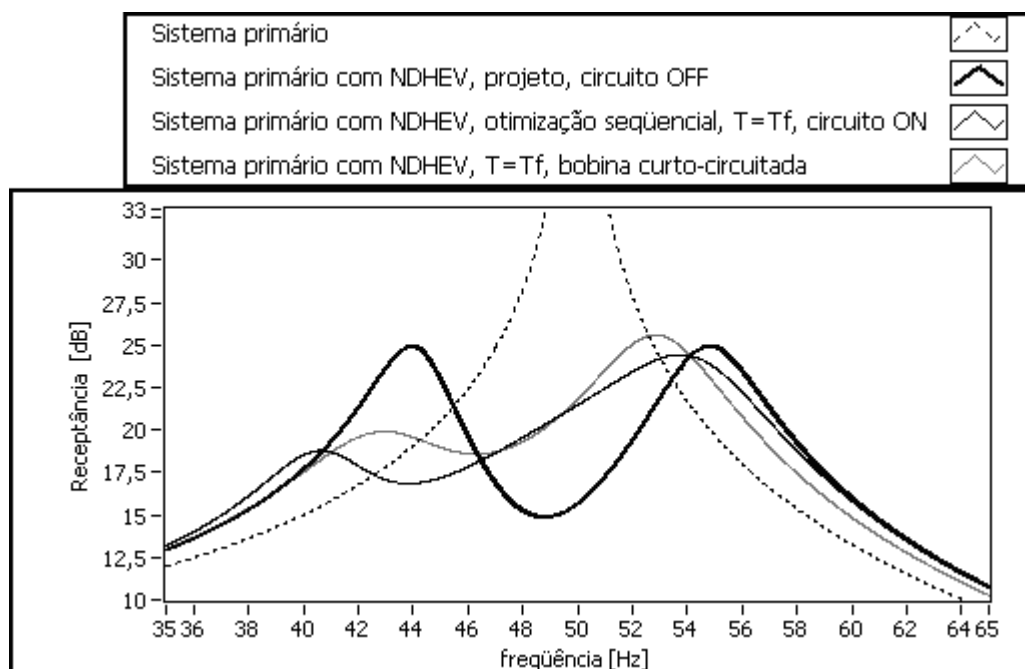


Figura 4.22 – Simulações 1b e 1d, comparação.

Outra possibilidade é considerar a bobina curto-circuitada já no projeto. Neste caso, o ganho total é mostrado na Tabela 4.13 e os gráficos resultantes, na Figura 4.23.

Realizando-se a comparação com a otimização conjunta, como mostra a Figura 4.24, também se constata a similitude entre os desempenhos.

Tabela 4.13 – Bobina curto-circuitada,  $n_e B l_e$  duas vezes maior.

simul.	$m$ (kg)	$\Omega_{sp}$ (Hz)	Material viscoelástico	$\Omega_a^*$ (Hz)	$T_f$ (°C)	$G_T$ (dB)
1e	5	50	neoprene	47,3	60	-4,4

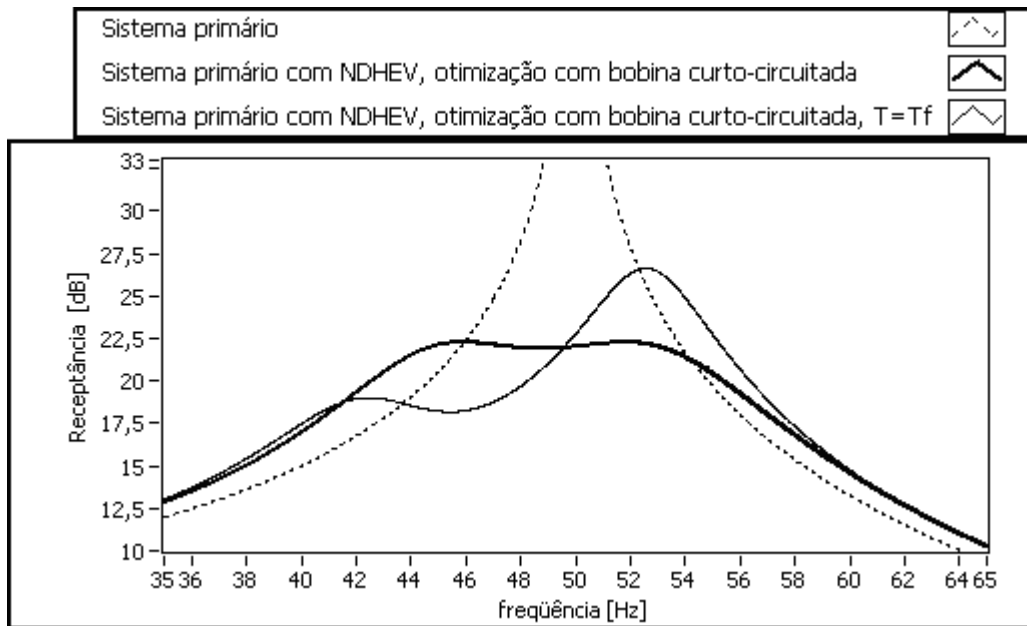


Figura 4.23 – Simulação 1e.

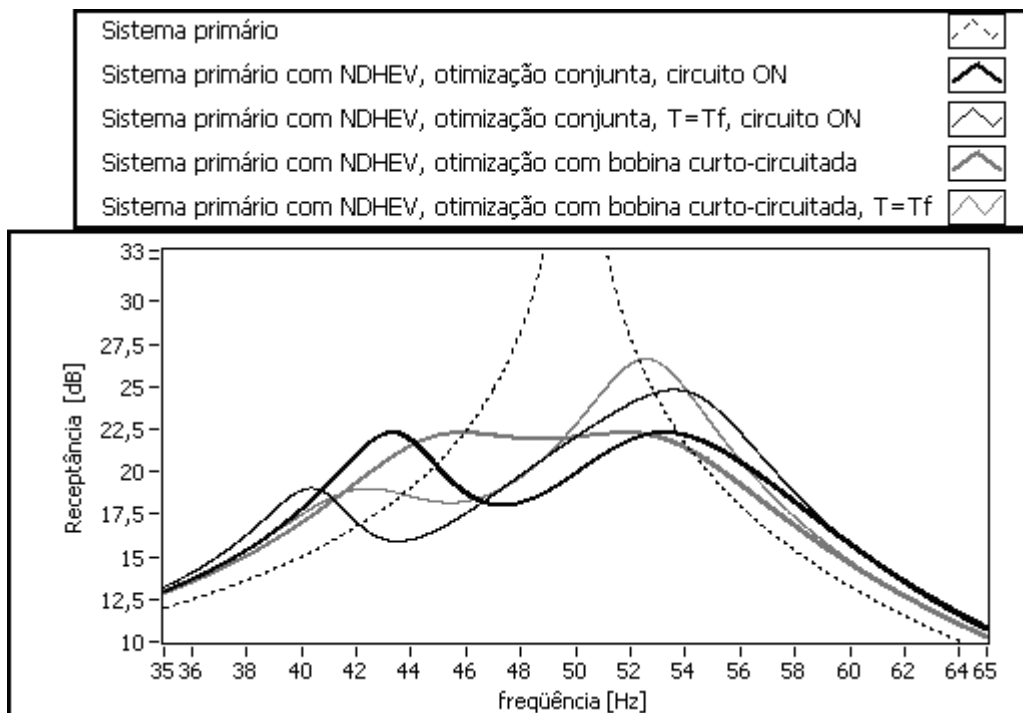


Figura 4.24 – Simulações 1c e 1e, comparação.

#### 4.5 Análise da Função Objetivo

A função objetivo para a otimização seqüencial do NDHEV, descrita por

$$f_{obj}(\mathbf{x}) = \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |H(\Omega, \mathbf{x})|, \tag{Eq. 4.14}$$

para  $\mathbf{x} = [R, L, C]$ , é graficada na Figura 4.25, para uma resistência constante  $R = R_e$ ,  $m = 5 \text{ kg}$ ,  $\Omega_{sp} = 50 \text{ Hz}$ ,  $T_f = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , neoprene e  $n_e B l_e = 4,7 \text{ Tm}$ . Percebe-se a presença de uma grande região em que a função objetivo é mínima.

A Figura 4.26 mostra a mesma função objetivo. Na região mais escura se representa o mínimo da função. A curva cinza é a função  $\Omega_{el}(L, C)$ , para uma valor constante de 50 Hz, igual a  $\Omega_{sp}$ . Estão indicadas três condições iniciais distintas para a otimização das variáveis elétricas e seus respectivos pontos ótimos. Nos três casos,  $f_{obj} = 32,6 \text{ dB}$ . Nota-se que a região de mínimo da função é praticamente coincidente com a curva  $\Omega_{el}$  constante.

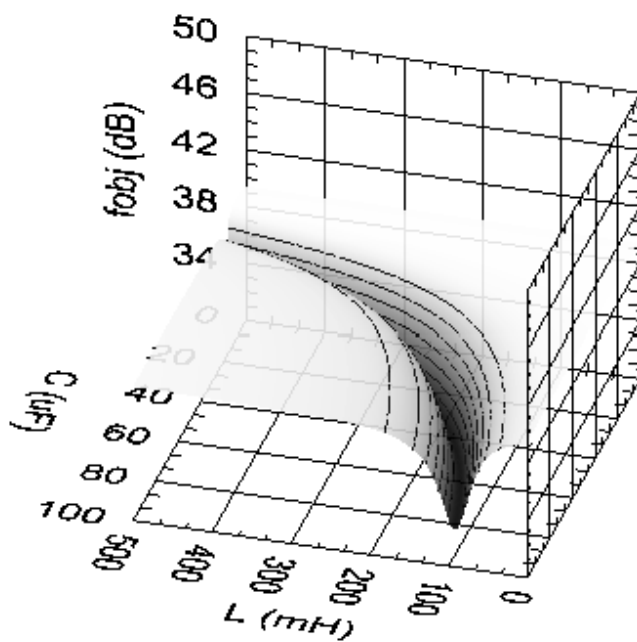


Figura 4.25 – Função objetivo.

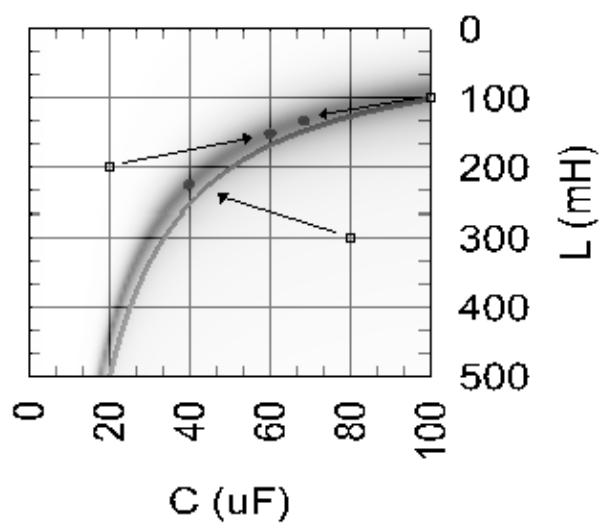


Figura 4.26 – Função objetivo, condições iniciais e pontos ótimos.

A Figura 4.27 mostra a mesma função objetivo, mas para  $\Omega_{sp} = 300$  Hz. O mínimo desta função também praticamente coincide com a curva  $\Omega_{el}$  constante, como mostra a Figura 4.28.

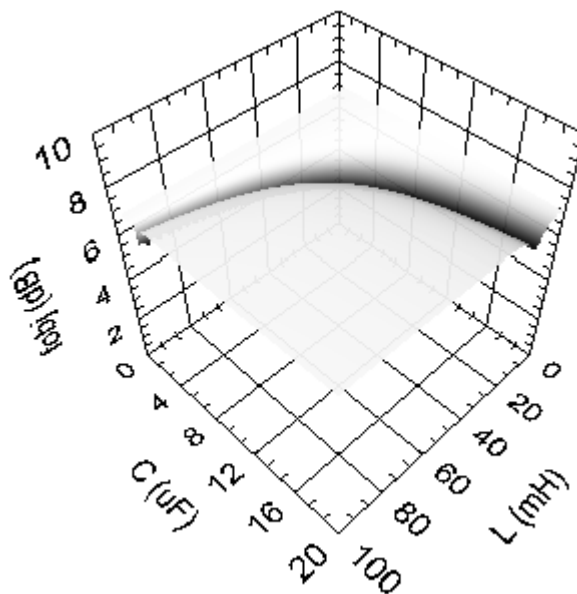


Figura 4.27 – Função objetivo,  $\Omega_{sp} = 300$  Hz.

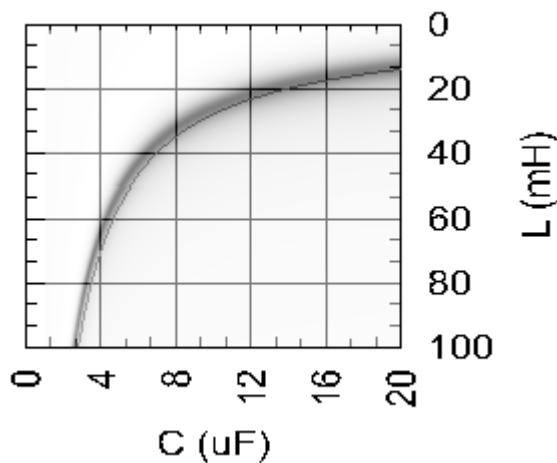


Figura 4.28 – Função objetivo,  $\Omega_{sp} = 300$  Hz, e curva  $\Omega_{el}$  constante.

A análise da função objetivo confirma a avaliação de que a otimização das variáveis elétricas do NDHEV tende a minimizar a impedância elétrica do circuito.

Comparando-se os resultados das simulações 1 e 10 da Tabela 4.7 e os gráficos das funções objetivos para  $R$  constante relacionados a estas simulações, apresentados nas Figuras 4.25 e 4.27, verifica-se que, em relação à variação da frequência natural do sistema primário, o desempenho do NDHEV piora com o aumento da frequência. Dado que a força magnética, descrita pela Equação 3.4, para uma impedância elétrica constante, é diretamente proporcional a frequência de excitação, poder-se-ia esperar um desempenho melhor.

Entretanto, o módulo da função receptância diminui significativamente com o aumento da frequência, como pode ser observado comparando-se os valores máximos dos módulos das funções resposta em frequência mostrados nas funções objetivo graficadas. Esta comparação mostra uma redução de cerca de 30 dB. A frequência de excitação aumenta 6 vezes, enquanto que o módulo da função receptância e, conseqüentemente, o deslocamento relativo, diminui 31,6 vezes. Assim, como a diminuição do deslocamento relativo é muito maior que o aumento da frequência de excitação, a força magnética diminui e, assim, a atuação do NDHEV piora com o aumento da frequência natural do sistema primário.

## 5 REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL

Com o objetivo de validar o modelo desenvolvido e as simulações realizadas, além de demonstrar a possibilidade prática de implementação do NDHEV, um neutralizador híbrido foi projetado e sua atuação medida experimentalmente.

### 5.1 Projeto

Para a componente viscoelástica do NDHEV, foi projetado um neutralizador viscoelástico baseando-se nos dados apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – NDHEV: dados iniciais de projeto.

$m_a$ (kg)	0,2
$\Omega_{sp}$ (Hz)	45
Material viscoelástico	neoprene 48 Shore A
$T_i$ (°C)	25
Número de tiras em paralelo	3

A otimização da frequência natural do neutralizador viscoelástico, obtida da mesma forma que nas simulações realizadas para um circuito elétrico inicialmente desligado, resultou no valor constante da Tabela 5.2. O fator de forma é obtido a partir da Equação 2.26, considerando a rigidez do material viscoelástico multiplicada pelo número de tiras viscoelásticas em paralelo.

Para a montagem da componente eletrodinâmica do NDHEV, utilizou-se um alto-falante comercial SELENIUM Driver Titanium D2500Ti-Nd. Os valores considerados para os parâmetros relacionados a esta componente são mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.2 – NDHEV: projeto.

$\Omega_a^*$ (Hz)	43,4
$L_a$ (m)	0,001174

Tabela 5.3 – NDHEV: dados adicionais.

$m_c$ (kg)	0,82
$n_e B l_e$ (Tm)	4,7
$R_e$ ( $\Omega$ )	7,0
$L_e$ (mH)	1,0

A Figura 5.1 mostra os componentes do NDHEV. O valor do fator de forma obtido implica na confecção de tiras de neoprene com espessura bastante superior a área cisalhada. A massa  $m_c$  representa a soma das massas do conjunto magnético e da carcaça de suporte. Este suporte é necessário para suspender a massa de sintonização, confeccionada em aço. A bobina móvel é fixada à massa de sintonização através de um cilindro de acrílico. A massa  $m_a$  representa a soma das massas de aço e do cilindro acrílico.

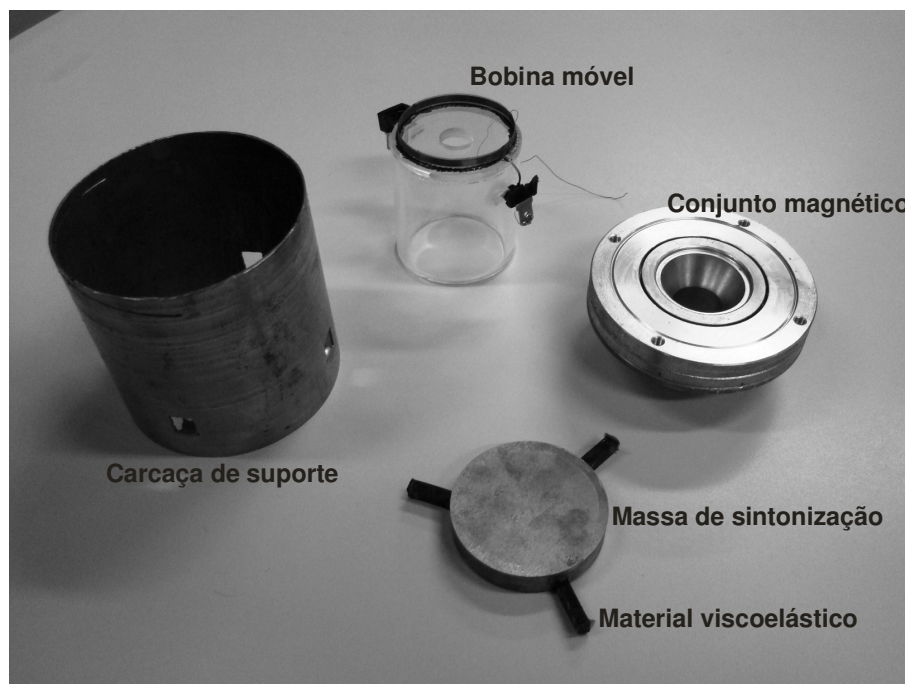


Figura 5.1 – Protótipo do NDHEV: componentes do sistema físico.

A Figura 5.2 mostra o protótipo do NDHEV em processo de montagem, ainda sem a carcaça externa de suporte. A bobina móvel está completamente imersa no entreferro do ímã permanente. A utilização do cilindro acrílico foi necessária para diminuir a atração do campo magnético sobre a massa de aço, evitando o contato da bobina móvel com o fundo da ranhura do entreferro. Nos terminais da bobina, foram soldados fios de cobre para possibilitar o fechamento do circuito elétrico. Em razão das tiras de neoprene obtidas serem bastante alongadas, além do efeito de cisalhamento, pode-se admitir a presença de um efeito de flexão da tira devido a um comportamento de viga duplamente engastada. Este efeito adicional não foi considerado.



Figura 5.2 – Protótipo do NDHEV: processo de montagem.

## 5.2 Medições

Inicialmente, mediu-se a função resposta em frequência inércia do NDHEV, na temperatura  $T_f = 24$  °C. Foram utilizados acelerômetro PCB Piezotronics 352C68, martelo piezelétrico PCB Piezotronics 086C04 e sistema de aquisição de dados LDS Photon+ / RT Pro Photon v6.33. A Figura 5.3 mostra o esquema de medição, com o acelerômetro fixado à massa de sintonização do NDHEV, onde é feita a excitação com o martelo piezelétrico. O acelerômetro e o martelo são

conectados à unidade de aquisição de dados. A Figura 5.4 mostra o resultado da média de três medições realizadas. Todas as medições realizadas estão referenciadas em  $m/Ns^2$ . Foi utilizada janela espectral força exponencial com valor de amortecimento baixo e idêntico em todas as medições de inertância. Sendo o valor de amortecimento considerado bastante baixo, este não interfere na medição de diferenças de amplitudes realizada.

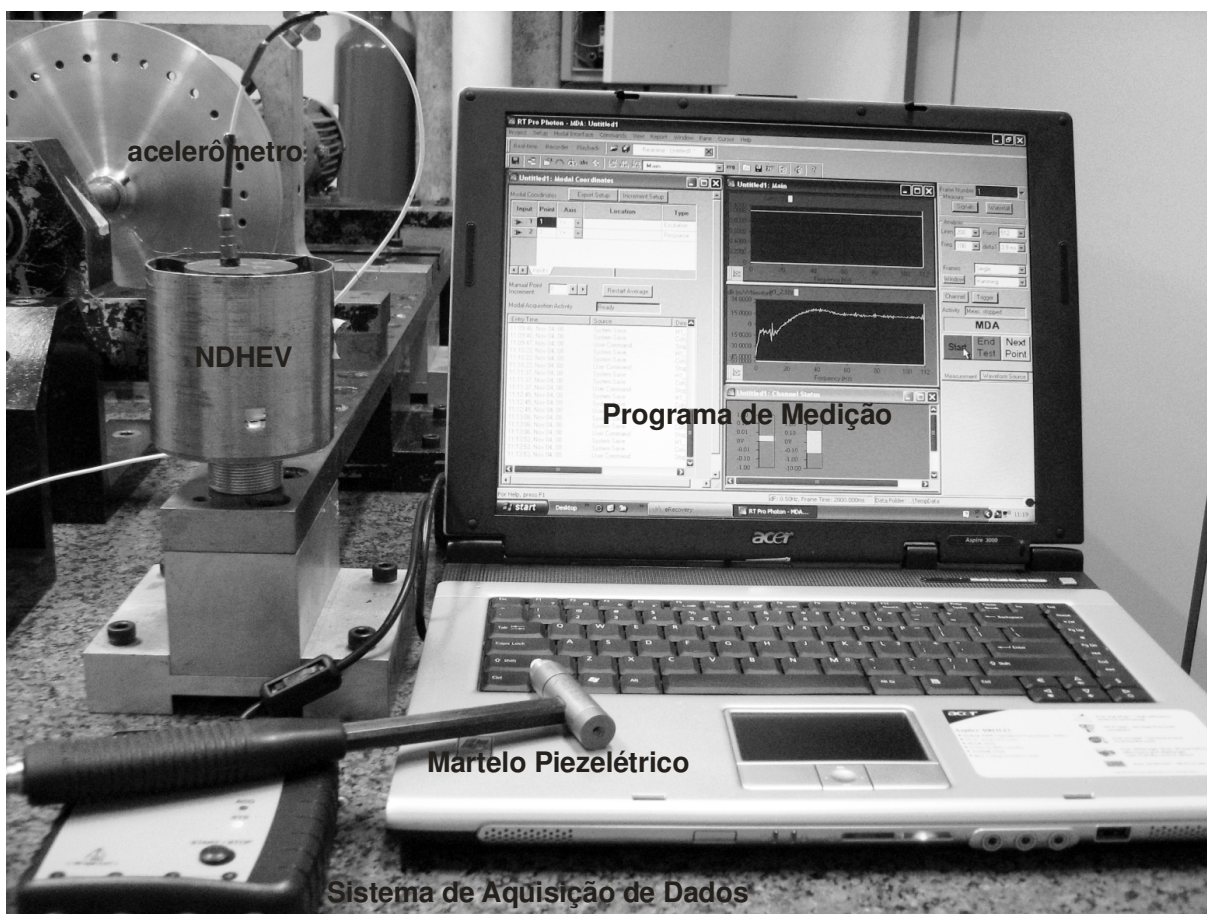


Figura 5.3 – NDHEV: inertância – esquema de medição.

A frequência natural medida do protótipo construído é  $\Omega_a(T_f) = 41,3$  Hz. Para a temperatura de medição, a frequência natural, segundo simulação, deveria ser  $\Omega_a(T_f) = 43,6$  Hz. No gráfico da Figura 5.4, percebe-se um outro pico próximo a 3 Hz. Este pico pode ser associado à frequência natural da bancada de medições.

O NDHEV foi aplicado no controle da vibração de um sistema primário composto por um corpo de alumínio suportado por molas. O sistema tem massa  $m = 4,34$  kg e a inertância medida é apresentada na Figura 5.5.

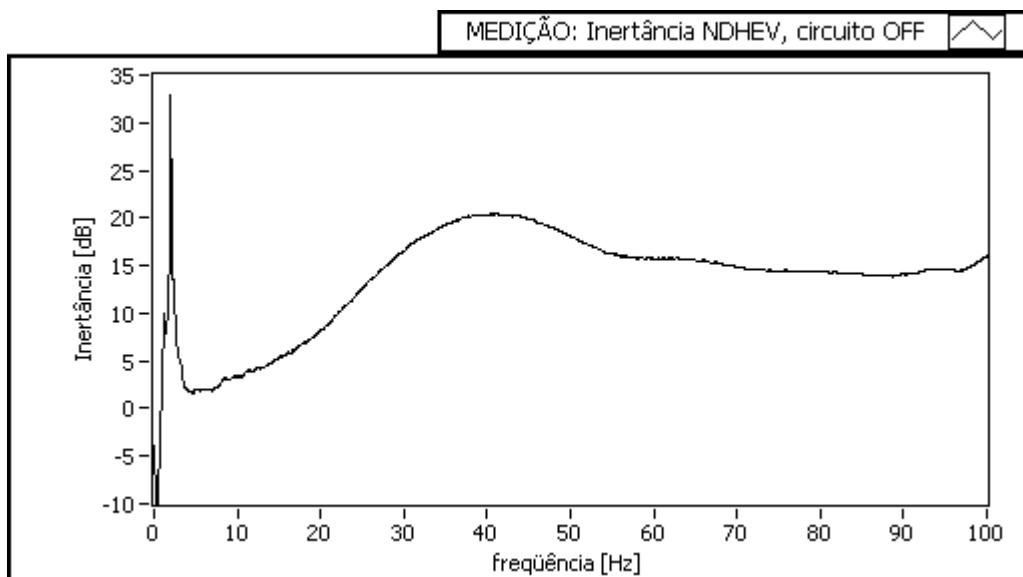


Figura 5.4 – NDHEV: medição de inertância.

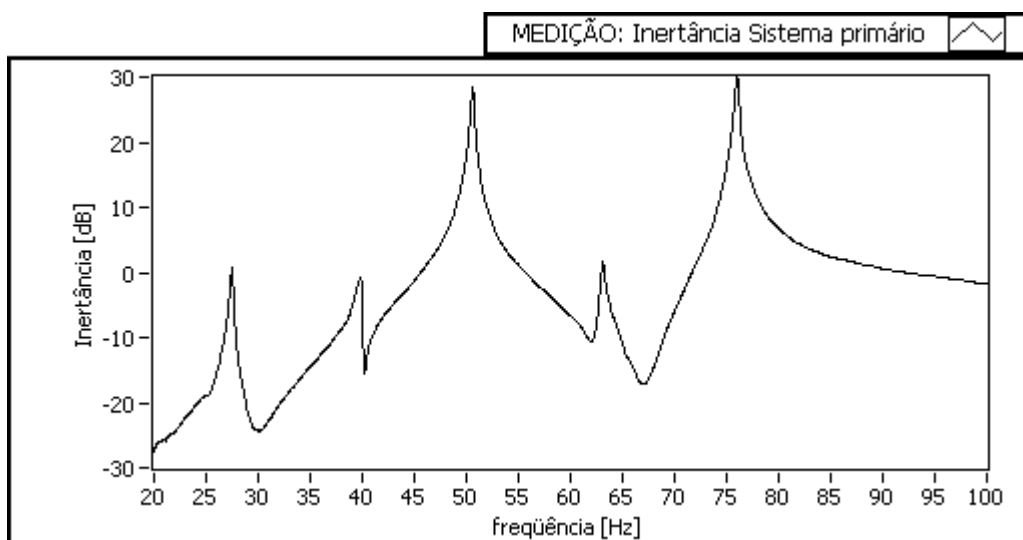


Figura 5.5 – Sistema primário: medição de inertância.

O sistema apresenta, na direção vertical, uma frequência natural  $\Omega_{sp} = 50,4$  Hz. Com a adição da massa do conjunto magnético do NDHEV, calcula-se a redução

desta frequência para  $\Omega_{sp} = 46,2$  Hz. Este valor é obtido considerando o sistema primário com apenas um grau de liberdade, o que é válido para uma modelagem do sistema em torno de  $\Omega_{sp}$ . A Figura 5.6 mostra o sistema primário e o NDHEV.

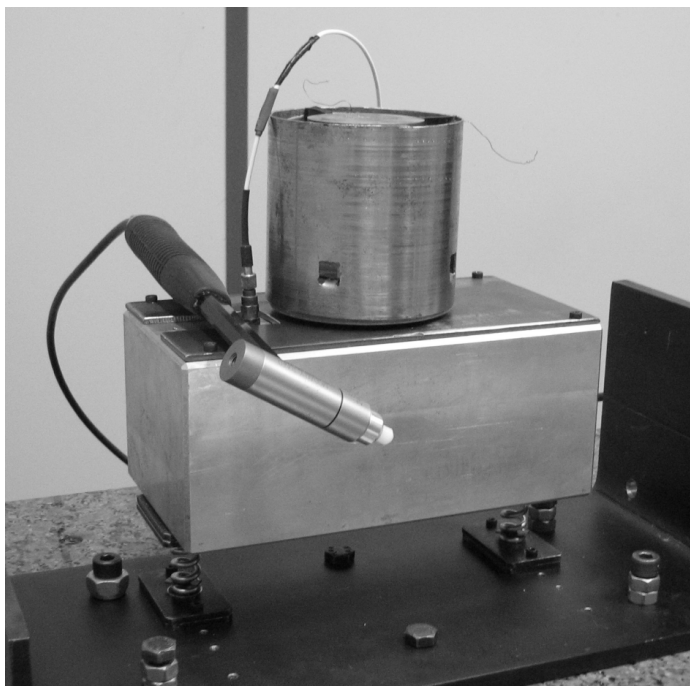


Figura 5.6 – Sistema primário e NDHEV.

Foram realizadas as medições de função resposta em frequência do sistema primário juntamente com o NDHEV, à temperatura de projeto e com o circuito desligado; e para uma temperatura de dessintonização, com o circuito ligado e desligado. O circuito elétrico constitui-se da bobina móvel curto-circuitada. O esquema de medição é mostrado na Figura 5.7. O aumento de temperatura no material viscoelástico foi obtido, improvisadamente, com um secador de cabelo comum. Um termopar foi colocado ao lado de uma das tiras de neoprene. As tiras foram aquecidas por cerca de um minuto. As Figuras 5.8 e 5.9 mostram os resultados.



Figura 5.7 – Sistema primário e NDHEV: esquema de medição.

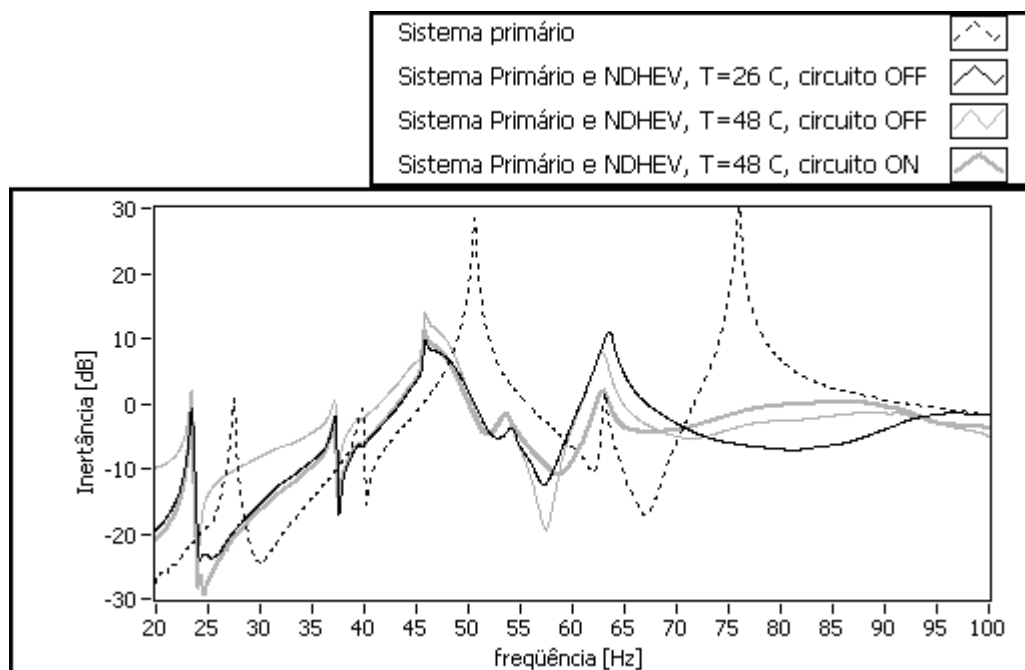


Figura 5.8 – Resultados experimentais.

A adição de massa do conjunto magnético ao sistema primário ocasiona a redução das freqüências naturais do sistema composto. Salienta-se que o projeto viscoelástico já contempla esta redução. Percebe-se a significativa redução da amplitude de vibração com a presença do controle viscoelástico, à temperatura próxima de projeto, para a freqüência natural de interesse, entre 45 e 50 Hz. Também há redução significativa para freqüências naturais de valores maiores.

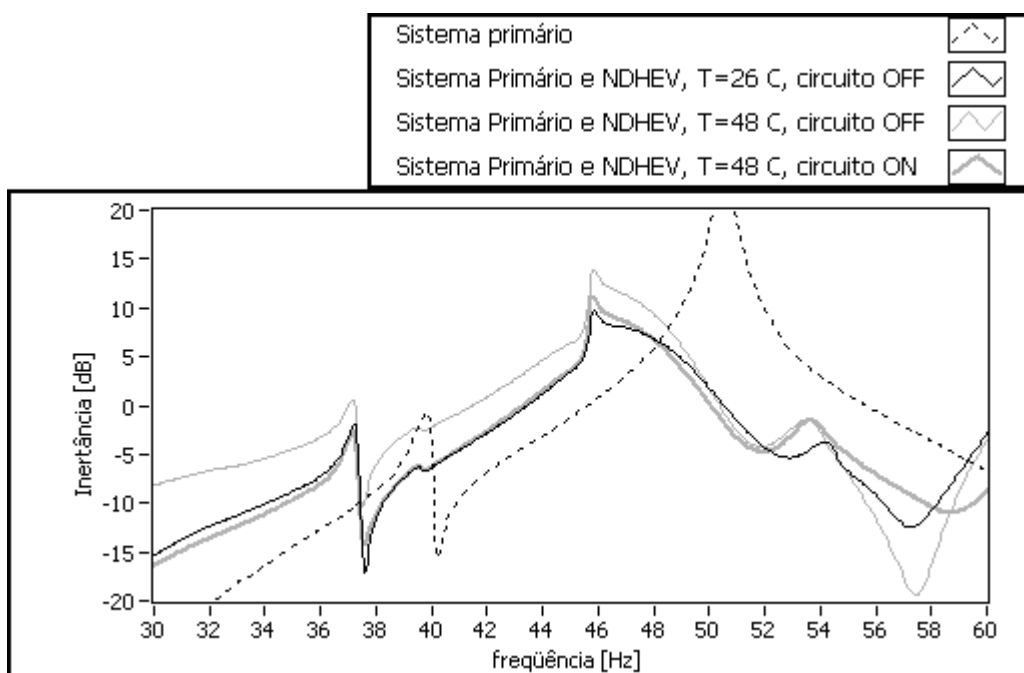


Figura 5.9 – Resultados experimentais – ampliação.

Com o aumento da temperatura, verifica-se o aumento do módulo da inertância, decorrente da variação do comportamento dinâmico do material viscoelástico. Como visto no item 2.2.2, para o neoprene, há decréscimo de amortecimento com a elevação da temperatura. Com a bobina curto-circuitada, há melhora de desempenho, o que equivaleria à adição de amortecimento ao sistema.

A Figura 5.10 mostra uma simulação comparativa, realizada para um sistema primário de um grau de liberdade. A função resposta em freqüência do sistema primário é calculada desconsiderando a adição de massa do conjunto magnético. Para o sistema composto, a massa adicional é considerada. As simulações comparativas estão referenciadas a  $1 \text{ m/Ns}^2$ .

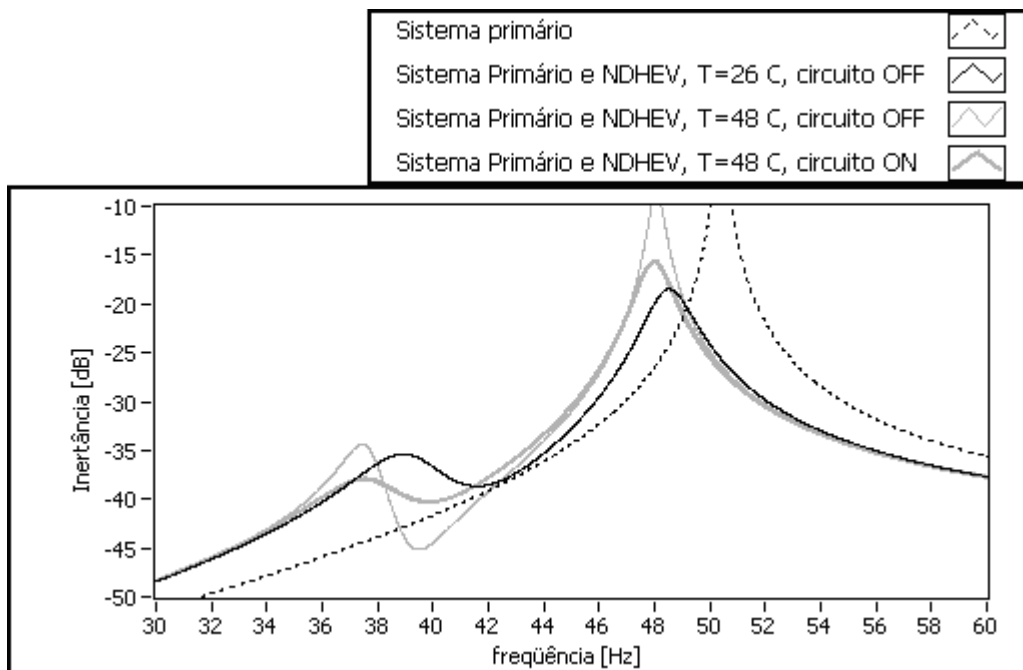


Figura 5.10 – Simulação comparativa.

Salienta-se que, para a temperatura de 26 °C, o NDHEV encontra-se já fora do ponto ótimo. Isto se deve à diferença entre o valor da frequência natural obtida para o protótipo do NDHEV e o valor ótimo de projeto.

A Tabela 5.4 compara os valores de ganhos obtidos no experimento e na simulação ilustrada na Figura 5.10. Ressalte-se que a comparação carece de rigor maior pois a simulação é realizada para um sistema primário de apenas um grau de liberdade. Estas comparações objetivam ilustrar semelhanças de comportamento dinâmico e justificar parcialmente diferenças de desempenho.

Tabela 5.4 – NDHEV: simulação versus realização experimental.

	Experimento	Simulação
$G_D$ (dB)	-4,1	-10,3
$G_R$ (dB)	2,7	7,4
$G_T$ (dB)	-1,4	-2,9

As diferenças de desempenho verificadas podem ser atribuídas a alguns fatores na realização experimental. O aumento de temperatura no material

viscoelástico foi obtido sem a utilização de uma câmara de climatização, o que proporcionaria o aquecimento homogêneo do material. Assim, é provável que o aquecimento real do material viscoelástico tenha sido menor do que o medido pelo termopar. Desta forma, a perda de desempenho experimental seria menor que a esperada.

Em relação ao desempenho da componente eletrodinâmica do NDHEV, a presença de resistências de contato nas soldas realizadas nos terminais da bobina móvel e um valor menor de fator de força do acoplamento magnético, devido à possibilidade de espiras da bobina móvel não terem permanecido totalmente imersas no campo magnético do ímã permanente, podem explicar um desempenho pior do que o simulado.

De fato, adaptando-se a simulação comparativa para  $T_f = 33 \text{ }^\circ\text{C}$  e considerando  $R_e = 14 \text{ } \Omega$  ou  $n_e B l_e = 3,3 \text{ Tm}$ , obtém-se o gráfico mostrado na Figura 5.11 e os ganhos apresentados na Tabela 5.5.

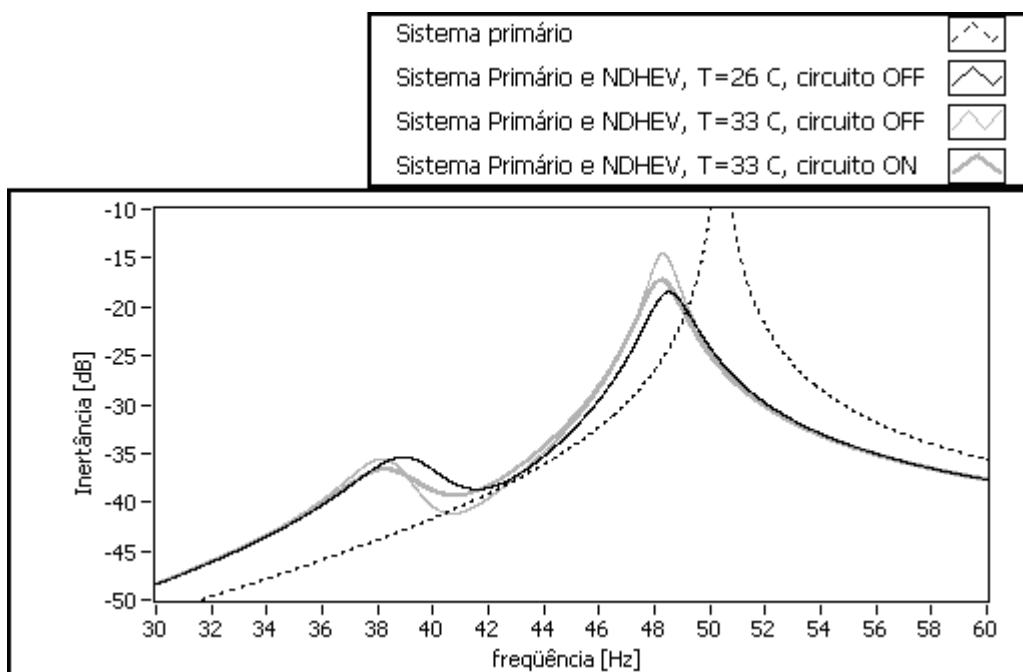


Figura 5.11 – Simulação comparativa adaptada.

Tabela 5.5 – NDHEV: simulação adaptada versus realização experimental.

Ganho	Experimento	Simulação adaptada
$G_D$ (dB)	-4,1	-4,0
$G_R$ (dB)	2,7	2,7
$G_T$ (dB)	-1,4	-1,3

## 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho, é apresentada uma solução para o cálculo da variação da frequência natural de um neutralizador viscoelástico com a temperatura. A questão é abordada como um problema de otimização e um algoritmo simples é implementado na sua resolução, sendo verificada a convergência e a coerência dos resultados. Constatou-se a perda de desempenho do NDV com a variação de temperatura. A variação de frequência natural do sistema primário e seu efeito sobre o desempenho do NDV são enfocados teoricamente. Conclui-se, demonstrando por simulações, que um NDV, otimizado para determinadas condições, pode atuar de forma ótima em um outro sistema primário, de frequência natural diferente, desde que a uma temperatura ambiente diferente da projetada inicialmente.

O modelo matemático do NDHEV é desenvolvido, com seus parâmetros equivalentes generalizados obtidos analiticamente, considerando a massa do conjunto magnético adicionada à massa do sistema primário. A massa adicionada não é desprezável, podendo reduzir significativamente a frequência natural do sistema primário. Este problema pode ser contornado em alguns casos, considerando-se a massa do conjunto magnético como a própria massa de sintonização do dispositivo híbrido.

Foram apresentados modelos equivalentes entre várias configurações de NDHEV e neutralizadores dinâmicos, substituindo o circuito elétrico por elementos mecânicos.

Simulações numéricas foram realizadas para estudar o comportamento de NDHEVs com diferentes circuitos elétricos. Verificam-se as equivalências entre os modelos da componente eletrodinâmica do NDHEV com elementos mecânicos. Um circuito  $RL$  série – ou, da mesma forma, a bobina curto-circuitada – equivale à associação em série entre um amortecedor viscoso e uma mola, ambos em paralelo com o material viscoelástico.

Fica demonstrado que o circuito  $RLC$  série introduz um terceiro grau de liberdade ao sistema composto. No caso teórico em que a resistência é nula, e para uma frequência natural do circuito elétrico de valor próximo à frequência natural do

sistema primário, há grande perda de desempenho. Demonstra-se que, neste caso, o neutralizador híbrido age como uma massa adicionada ao sistema primário. Para os casos em que há resistência no circuito, pode ser obtido um ganho de desempenho em relação ao controle viscoelástico ótimo.

Foi verificado, através de simulações, o comportamento ótimo do NDHEV para diversas situações, compreendendo variações de temperatura, massa e frequência natural do sistema primário, bem como diferentes materiais viscoelásticos.

Na otimização seqüencial, em que os parâmetros elétricos são otimizados após os parâmetros viscoelásticos, verifica-se que o desempenho do NDHEV melhora com o aumento do fator de força e é mais significativo para temperaturas de trabalho maiores que a de projeto e frequências naturais baixas do sistema primário. Para temperaturas muito baixas, o módulo de cisalhamento dos materiais viscoelásticos testados aumenta consideravelmente e, em alguns casos, o fator de perda também. Isto faz com que a dinâmica da componente eletromecânica do NDHEV fique bastante restringida. Para frequências naturais altas, a amplitude de deslocamento relativo entre o sistema primário e a massa de sintonização é reduzida significativamente, diminuindo a força magnética e o desempenho do neutralizador.

Houve bom desempenho para os três materiais viscoelásticos analisados. Entretanto, para o neoprene, há menor variação de módulo de cisalhamento com o aumento da temperatura e razoável perda de amortecimento. Estas características fazem com que o neutralizador híbrido, ao adicionar amortecimento ao sistema, ocasione ganhos totais superiores.

Em relação à otimização conjunta, em que os parâmetros elétricos são otimizados juntamente com os parâmetros viscoelásticos, não se observaram ganhos significativamente melhores que na otimização seqüencial.

Os valores ótimos dos parâmetros elétricos da grande maioria das simulações realizadas resultam na resistência mínima imposta pela bobina e em uma frequência natural elétrica muito próxima da frequência natural do sistema primário. A adoção de uma abordagem simplificada, com a utilização da bobina móvel curto-circuitada, resulta em ganhos razoavelmente próximos dos valores ótimos obtidos, pois

demonstra-se que os melhores desempenhos ocorrem para a impedância elétrica mínima.

Foi construído um protótipo do NDHEV e realizadas medições em bancada. As medições confirmam a atuação da componente eletrodinâmica na atenuação da vibração após a variação de temperatura.

Em síntese, este trabalho demonstra que é possível projetar e construir um NDHEV para compensar dessintonizações no controle viscoelástico com a variação de temperatura.

São propostos os seguintes trabalhos para a continuidade da pesquisa em relação ao tema:

a) Medição do desempenho do NDHEV, realizando a excitação do sistema primário com atuadores, em câmara de climatização, e comparando resultados com simulações do NDHEV atuando em sistemas de múltiplos graus de liberdade, considerando o modelo não-linear e dependente da temperatura da bobina móvel;

b) Validação experimental do modelo matemático proposto para a variação da frequência natural de neutralizadores viscoelásticos com a temperatura, em câmara de climatização, utilizando-se também de outros métodos de otimização para a simulação numérica;

c) Modelagem, simulação e realização experimental do NDHEV com aplicação de tensão na bobina, com otimização dos valores de amplitude, frequência e fase da tensão aplicada.

d) Controle ativo/adaptativo do NDHEV através da aplicação de tensão na bobina, visando melhora de desempenho e compensação em casos de variação de temperatura e frequência natural do sistema primário.

**PRODUÇÃO CIENTÍFICA NO PERÍODO (Setembro 2006 – Outubro 2008)**

HUDENSKI, R.; PARANÁ, R.; BAVASTRI, C.A. **A Hybrid Electromechanical-viscoelastic Dynamic Vibration Neutralizer: A New Model and Analysis**. In *Proceedings of COBEM, 19th International Congress of Mechanical Engineering*. Brasília, novembro de 2007.

## REFERÊNCIAS

ABU-AKEEL, A.K. **The Electrodynamic Vibration Absorber as a Passive or Active Device.** *Transactions of the ASME - Journal of Engineering for Industry*, pp.741-753. 1967.

BAGLEY, R.L.; TORVIK, P.J. **On the Fractional Calculus Model of Viscoelastic Behavior.** *Journal of Rheology*, vol. 30(1), pp.133-155.1986.

BAVASTRI, C.A. **Reduções de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos.** Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil. 1997.

BAVASTRI, C.A. **Neutralizador Electromecânico de Vibraciones: Parámetros Equivalentes Generalizados.** In *XII ENIEF, Congress on Numerical Methods and their Applications*, Argentina. 2001.

BAVASTRI, C.A.; ESPÍNDOLA, J.J.; TEIXEIRA, P.H. **A Hybrid Algorithm to Compute the Optimal Parameter of a System Viscoelastic Vibration Neutralizers in a Frequency Band.** In *MOVIC 98, International Conference on Motion and vibration Control*. 1998.

BAVASTRI, C.A.; PRESEZNIAK, F.A.; LOPES, E.M.O.; TEIXEIRA, P.H.; ESPÍNDOLA, J.J. **Optimum Design of Viscoelastic Dynamic Neutralizers for Overhead Transmission Lines: Distributed Excitation Model.** In *Transmission and Distribution IEEE/PES/T&D Latin America*, São Paulo. Power Engineering Society PES/IEEE, 2004. vol.1. pp.1-6. 2004.

BAVASTRI, C.A.; FERREIRA, E.; ESPÍNDOLA, J.J; LOPES, E.M.O. **Modeling of Dynamic Rotors with Flexible Bearings Using Viscoelastic Materials.** In *XI DINAME, International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics*. 2005.

BAVASTRI, C.A.; POLLI, L.P.; VENANCIO, H.W. **Controle Ótimo de Vibrações Auto-excitadas em Processos de Usinagem Usando Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos.** In *Congresso Usinagem 2006*, São Paulo. 2006.

BORTONI, R.; NOCETI, S.; SEARA, R. **Comparative Analysis of Moving-Coil Loudspeakers Driven by Voltage and Current Sources.** In *115th Audio Engineering Society Convention*. New York. 2003.

BROCK, J.E. **A note on damped vibration absorbers.** *ASME Journal of Applied Mechanics*, vol. 68, pp.A248. 1946.

COAN Jr., J. **Controle Misto de Vibrações em Viga Metálica utilizando Neutralizadores Viscoelásticos e Filtros Adaptativos: Caso Harmônico.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil. 2005.

CRUZ, G.A.M. **Projeto Ótimo de Neutralizadores Viscoelásticos Baseado no Modelo a Derivadas Fracionárias.** Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil. 2004.

DAVIS, C.; LESIEUTRE, G. **An Actively Tuned Solid-state Vibration Absorber Using Capacitive Shunting of Piezoelectric Stiffness.** *Journal of Sound and Vibration*, vol. 232(3), pp.601-617. 2000.

DEN HARTOG, J.P. **Mechanical Vibrations.** New York: Mc Graw - Hill.1956.

ESPÍNDOLA, J. J.; BAVASTRI, C. A. **Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizer: A Generalized Approach.** In *1995 ASME Design Engineering Technical Conf.*, pp. 761-766. 1995.

ESPÍNDOLA, J. J.; BAVASTRI, C. A. **Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizer: A Generalized Approach and Physical Realization.** In *1997 ASME Design Engineering Technical Conf.* 1997.

ESPÍNDOLA, J.J. **Controle de Vibração.** Apostila do curso de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil. 1992.

ESPÍNDOLA, J.J.; LOPES, E.M.O.; BAVASTRI, C. A. **Optimum System of Viscoelastic Vibration Absorbers by Fractional Calculus.** In *Workshop on Fractional Differentiation and its Applications*, Portugal. 2006.

ESPÍNDOLA, J.J.; SILVA, H.P. **Modal Reduction of Vibrations by Dynamic Neutralizers**. In *Tenth International Modal Analysis Conference*, San Diego, USA. pp.1367-1373. 1992.

FALCONE, A.G. **Eletromecânica: Transformadores e Transdutores, Conversão Eletromecânica de Energia, Máquinas Elétricas**. São Paulo: Edgar Blücher.1979.

FEIN, O. **A model for piezo-resistive damping of two dimensional structures**. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 310, pp.865-880. 2008.

FLEMING, A.; MOHEIMANI, R. **Inertial vibration control using a shunted electromagnetic transducer**. In *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 11(1), pp.84-92. 2006.

FREITAS, F.L.; ESPÍNDOLA, J.J. **Noise and vibration reduction with beam-Like dynamic neutralizers**. In *12<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering*. 1993.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de Física 3 Eletromagnetismo**. 4<sup>a</sup> ed. Rio de Janeiro: LTC. 1996.

JASINSKI, R.; CALOMENO, R.; FILIPPIN, C.; KULEVICZ, D.; BAVASTRI, C.A. **Controle de ruído em transformadores de subestações com neutralizadores dinâmicos**. In *XVIII SNPTEE, Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica*. 2005.

KUO, S.; MORGAN, D. **Active Noise Control: a Tutorial Review**. *Proceedings of the IEEE*, vol. 87(6), pp.943-973. 1999.

LEACH Jr., W.M. **Loudspeaker Voice-Coil Inductance Losses: Circuit Models, Parameter Estimation, and Effect on Frequency Response**. *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 50(6), pp. 442-449. 2002.

LOPES, E.M.O. **On the Experimental Response Reanalysis of Structures with Elastomeric Materials**. Tese de Doutorado, University of Wales Cardiff, Reino Unido. 1998.

MARRA, J.C.O. **Controle Híbrido de Vibrações em Estruturas sob Excitação de Banda Larga utilizando Neutralizador Viscoelástico e Filtro Adaptativo**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Brasil. 2007.

NAGEM, R.J.; MADANSHETTY, S.; MEDHI, G. **An electromechanical vibration absorber.** *Design Engineering Technical Conferences. ASME 1995*, vol. 3(C), pp.53-57. 1995.

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

NELDER, A.; MEAD, R. **A simplex method for function minimization.** *Computer Journal*, vol. 7, pp. 308. 1965.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno.** 3<sup>a</sup> ed. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil. 1998.

ORMONDROYD, J.; DEN HARTOG, J.P. **The Theory of Dynamic Vibration Absorber.** *Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME*, vol. 49: A9-A22. 1928.

PRITZ, T. **Analysis of Four-Parameter Fractional Derivative Model of Real Solid Materials.** *Journal of Sound and Vibration*, vol. 195(1), pp.103-115. 1996.

RAO, S. **Engineering Optimization.** 3<sup>rd</sup> ed. New York: John Wiley & Sons Inc. 1996.

SELENIUM. **Folhas de Dados de Alto-falantes e Drivers.** Disponível em: <<http://www.selenium.com.br>>. Acesso em: janeiro de 2008.

SNOWDON, J.C. **Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems.** Nova York: John Wiley & Sons Inc. 1968.

SPENDLEY, W.; HEXT, G. R.; HIMSWORTH, F. R. **Sequential Application of Simplex Designs in Optimization and Evolutionary Operation.** *Technometrics*, vol.4, p. 441. 1962.

WRIGHT, R.; KIDNER, M. **Vibration Absorbers: A Review of Applications in Interior Noise Control of Propeller Aircraft.** *Journal of Vibration and Control*, vol.10, p. 1221-1237. 2004.