

**HUMBERTO TRONCONI COELHO**

**ESTUDO DE UM DISPOSITIVO DE MOLA  
INTELIGENTE COM ACOPLAMENTO POR ATRITO  
PARA CONTROLE SEMIATIVO DE VIBRAÇÃO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**

**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2014**

**HUMBERTO TRONCONI COELHO**

**ESTUDO DE UM DISPOSITIVO DE MOLA  
INTELIGENTE COM ACOPLAMENTO POR ATRITO  
PARA CONTROLE SEMIATIVO DE VIBRAÇÃO**

**Dissertação** apresentada ao Programa de  
Pós-graduação em Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal de Uberlândia, como parte  
dos requisitos para a obtenção do título de  
**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e  
Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos

**UBERLÂNDIA – MG**

**2014**

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar o Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica.

Ao Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos por toda ajuda e suporte na realização do projeto.

Aos colegas e familiares pelo apoio durante todo o Curso.

Ao Jonas Profeta Borges pela ajuda nos experimentos e ao Prof. Dr. Francisco Paulo Lépore Neto pela disposição de sempre estar ajudando e agregando com seus conhecimentos.

Ao Prof. Dr. José Francisco Ribeiro pela atenção e ajuda nas concessões práticas do controle.

Ao Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte e ao Prof. Dr. Israel Jorge Cárdenas Nuñez pela disponibilização da DSpace® e pela ajuda em sua utilização.

E à CAPES pelo suporte financeiro durante o curso.

COELHO, H. T. **Estudo de um Dispositivo de Mola Inteligente com Acoplamento por Atrito para Controle Semiativo de Vibração.** 2014. 113 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## Resumo

Sabe-se que controle de vibração em sistemas mecânicos é uma questão muito importante e recorrente, uma vez que novos sistemas são criados a todo o momento com uma constante procura por máquinas mais eficientes e, nos já existentes, novas tolerâncias são impostas. Também é de interesse da indústria a utilização consciente de energia em sistemas com alta densidade energética, do mesmo modo que também é de seu interesse que os sistemas sejam robustos e adaptem-se a variações nas condições operacionais. Neste âmbito este projeto objetiva atender tais requisitos fazendo o uso de dispositivos semiativos. Um mecanismo semiativo de construção simples é obtido através da associação de um elemento elástico que se acopla ao sistema principal através de uma junta por atrito seco. O dispositivo apresentado neste trabalho faz uso do conceito mencionado ao envolver molas ativadas por um atuador piezelétrico responsável pela aplicação de forças normais no acoplamento. Tais forças induzem atrito e, consequentemente, introduzem mudanças na rigidez, no amortecimento e na massa aparente do sistema físico. Neste trabalho tal arquitetura de mola inteligente é estudada através de um modelo físico-matemático com características representativas das propriedades físicas do mecanismo e também através da bancada experimental desenvolvida em laboratório. O sistema dinâmico vibratório sobre o qual o dispositivo irá atuar é caracterizado experimentalmente bem como os parâmetros do contato, ajustando o modelo numérico. Também é descrito todo o procedimento para implementação do controle do dispositivo e apresentadas diferentes estratégias de controle a serem utilizadas. Finalmente resultados experimentais de tais lógicas são comparados com dados obtidos numericamente, seus desempenhos são avaliados e uma análise dos mesmos e do trabalho como um todo é apresentada.

---

*Palavras Chaves: Molas Inteligentes, Piezelétrico, Amortecedor por Atrito, Controle de Vibração.*

COELHO, H. T. **Study of a Smart Spring Device with Friction Coupling for Semi-Active Vibration Control.** 2014. 113 f. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

## Abstract

*It is known that vibration control in mechanical systems is a very important and recurrent issue given the fact that new systems are built every time with a constant demand for more efficient machines and for the systems already made new tolerances are imposed. It is also industry aim the rational use of energy in high density energy systems, likewise also is its interest that those systems be robust and self-tunable to operating condition. On that scenario this projects aims to attend those requirements making the use of semi-active devices. A simple semi-active mechanism has been obtained by the association of an elastic element coupled to the main structure through a dry friction joint. This device makes use of the mentioned concept by involving springs activated by a piezoelectric actuator responsible for apply the normal forces at the coupling. Those forces induce friction and consequently introduces variations on systems stiffness, damping and on the apparent mass. In this work such smart spring architecture is studied through a mathematical model with representative characteristics of the mechanism physical properties and also through the test rig developed in the laboratory. The dynamical vibratory system which the device will work is experimentally characterized as well as the contact parameters, tuning the numerical model. It is also described the entire procedure for the device control implementation and is presented control strategies to be used. Finally experimental results of such logics are compared through numerical data, their performances are evaluated and an analysis of their whole performance is presented.*

## Listas de Figuras

Figura 2.1 - Conceito de mola inteligente de Yong <i>et al</i> (2005).....	11
Figura 2.2 – Resultados do controle das propriedades de Nitzsche <i>et al</i> (2005).....	12
Figura 2.3 – Resultados de Santos <i>et al</i> (2012).....	14
Figura 3.1 – Representação do modelo da mola inteligente de Santos <i>et al</i> (2012).....	16
Figura 3.2 – Representação esquemática do comportamento dinâmico da mola inteligente na situação onde o acoplamento é (a) Completamente rígido, (b) Sem contato e (c) Comportamento não linear.....	17
Figura 3.3 – Representação esquemática do modelo do contato de Santos e Lépore Neto (2013).....	18
Figura 3.4 – Arquitetura de controle global.....	19
Figura 3.5 – Ciclo de histerese teórico - <i>MED</i> .....	20
Figura 3.6 – Ciclo de histerese teórico com escorregamento- <i>MED</i> .....	21
Figura 3.7 – Picos de deslocamento no tempo.....	22
Figura 3.8 – Ciclo de histerese teórico - <i>MAMED</i> .....	23
Figura 3.9 – Ciclo de histerese teórico - <i>MAF</i> .....	23
Figura 3.10 – Ciclo de histerese teórico - <i>LBL</i> .....	24
Figura 3.11 – Ciclo de histerese teórico - <i>MLBL</i> .....	26
Figura 3.12 – Ciclos de histerese teóricos.....	26
Figura 3.13 – Representação do modelo físico.....	27
Figura 3.14 – Diagrama de corpo livre.....	27
Figura 3.15 – Seção transversal de uma mola de lâmina.....	29
Figura 3.16 – Bancada experimental.....	30
Figura 3.17 – Mola inteligente acoplada ao sistema vibratório.....	31
Figura 3.18 – Mola inteligente.....	32
Figura 3.19 – Atuador piezelétrico CEDRAT modelo PPA40L.....	32
Figura 3.20 – Amplificador do atuador piezelétrico.....	33
Figura 3.21 – Célula de carga piezoresistiva.....	34

Figura 3.22 – Módulo I/O CP1104 e Placa DS1104 da DSpace®.....	34
Figura 3.23 – Analisador de sinais 35670A da Agilent®.....	35
Figura 3.24 – Excitador eletrodinâmico de vibração e seu amplificador de potência.....	35
Figura 3.25 – Esquema da montagem experimental para identificação dos parâmetros físicos.....	36
Figura 3.26 – Comparação de receptância experimental com modelo numérico.....	37
Figura 3.27 – Arquitetura do controle local.....	38
Figura 3.28 – Representação esquemática da planta local.....	39
Figura 3.29 – Resposta ao degrau de sistema de 1 <sup>a</sup> ordem de Doebelin (1990).....	41
Figura 3.30 – Planta a ser identificada no experimento.....	42
Figura 3.31 – Experimento de resposta ao degrau realizado.....	43
Figura 3.32 – Oscilações com a inversão de $U(t)$ .....	43
Figura 3.33 – Ajuste da saída do modelo na <i>toolbox</i> .....	44
Figura 3.34 – Modelo Simulink utilizado.....	46
Figura 3.35 – Modelo do comportamento do bloco <i>Discrete PID Controller</i> no Simulink.....	47
Figura 3.36 – Esquema da montagem experimental para a determinação dos parâmetros de contato.....	49
Figura 3.37 – Ajuste do ciclo de histerese.....	50
Figura 3.38 – Ciclo de histerese numérico – <i>MED</i> e <i>MAMED</i> .....	52
Figura 3.39 – Ciclo de histerese numérico – <i>MAF</i> .....	52
Figura 3.40 – Ciclo de histerese numérico – <i>LBL</i> e <i>MLBL</i> .....	53
Figura 4.1 – Receptância experimental.....	56
Figura 4.2 – Receptância do modelo numérico.....	57
Figura 4.3 – Comparação das receptâncias – <i>Vibração Livre</i> .....	58
Figura 4.4 – Comparação das receptâncias – 20/10.....	58
Figura 4.5 – Comparação das receptâncias – 10/10.....	59
Figura 4.6 – Comparação das receptâncias – 5/10.....	60
Figura 4.7 – Comparação das receptâncias – 1/10.....	60
Figura 4.8 – Comparação das receptâncias – 0,5/10.....	61

Figura 4.9 – Receptâncias numéricas com amplitude de excitação de 1 N.....	63
Figura 4.10 – Receptâncias numéricas com amplitude de excitação de 10 N.....	64
Figura 4.11 – Deslocamentos obtidos para cada lógica de controle global - 1 N.....	65
Figura 4.12 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 1 N.....	66
Figura 4.13 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 10 N.....	67
Figura 4.14 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 1 N - Ampliação 1.....	68
Figura 4.15 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 1 N - Ampliação 2.....	68
Figura 4.16 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 1 N - Ampliação 3.....	69
Figura 4.17 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 10 N – Ampliação 1.....	69
Figura 4.18 – Forças em <i>MED</i> com amplitude de excitação de 10 N – Ampliação 2.....	70
Figura 4.19 – Forças em <i>MAMED</i> - 1 N.....	71
Figura 4.20 – Forças em <i>MAF</i> - 1 N.....	72
Figura 4.21 – Forças em <i>LBL</i> - 1 N.....	73
Figura 4.22 – Forças em <i>MLBL</i> - 1 N.....	73
Figura 4.23 – Deslocamentos de <i>MED</i> comparados a <i>NONE</i> .....	74
Figura 4.24 – Deslocamentos de <i>MAMED</i> comparados a <i>NONE</i> .....	74
Figura 4.25 – Deslocamentos de <i>MAF</i> comparados a <i>NONE</i> .....	75
Figura 4.26 – Deslocamentos de <i>LBL</i> comparados a <i>NONE</i> .....	75
Figura 4.27 – Deslocamentos de <i>MLBL</i> comparados a <i>NONE</i> .....	75
Figura 4.28 – Razões de atenuação de cada lógica global numérica – 1 N.....	77
Figura 4.29 – Receptâncias das lógicas globais experimentais para força de excitação de 1 N.....	79
Figura 4.30 – Receptâncias das lógicas globais experimentais para força de excitação de 10 N.....	80
Figura 4.31 – Receptâncias experimental x numérico - <i>MED</i> .....	81
Figura 4.32 – Receptâncias experimental x numérico - <i>MAMED</i> .....	81
Figura 4.33 – Receptâncias experimental x numérico - <i>MAF</i> .....	82
Figura 4.34 – Receptâncias experimental x numérico - <i>LBL</i> .....	83
Figura 4.35 – Receptâncias experimental x numérico - <i>MLBL</i> .....	84
Figura 4.36 – Razões de atenuação de cada lógica global experimental.....	85

Figura 4.37 – Razões de atenuação de cada lógica global numérica – 10 $N$ .....	85
Figura 4.38 – Figura de mérito para as lógicas globais.....	87

## **Lista de Tabelas**

Tabela 3.1 – Propriedades físicas do sistema obtidas experimentalmente.....	38
Tabela 3.2 – Parâmetros do controlador <i>PID</i> ajustado.....	48
Tabela 4.1 – Níveis de força normal e de força de excitação a serem impostos.....	55
Tabela 4.2 – Resultado dos critérios avaliados.....	76
Tabela 4.3 – Classificação das lógicas globais em cada critério avaliado.....	76
Tabela 4.4 – <i>RMS</i> da atenuação experimental e numericamente.....	86

## Lista de Símbolos

$c$	– Rigidez.
$e(t)$	– Erro no tempo contínuo.
$f$	– Forças de restrição cinemáticas.
$F$	– Força de excitação.
$F(t)$	– Força de excitação ao longo do tempo.
$F_a$	– Força de amortecimento.
$F_{ext}$	– Forças externas.
$F_m$	– Força de mola.
$H$	– Receptância(s).
$k$	– Amortecimento viscoso.
$K$	– Constante de proporcionalidade do controlador <i>PID</i> .
$K_p$	– Constante de proporcionalidade da planta.
$K_T$	– Rigidez tangencial.
$m$	– Massa.
$N$	– Força normal.
$N(t)$	– Força normal ao longo do tempo.
$N_1$	– Força Normal calculada.
$N_1^*$	– Última força normal calculada.
$N_f$	– Coeficiente do filtro derivativo.
$N_r(t)$	– Força normal de referência ao longo do tempo.
$\dot{p}$	– Inéncias associadas.
$t$	– Tempo contínuo.
$T_{cD}$	– Constante de tempo para o termo derivativo.
$T_d$	– Tempo de derivação do controlador <i>PID</i> .
$T_i$	– Tempo de integração do controlador <i>PID</i> .
$T_{p1}$	– Constante de tempo do sistema.
$T_s$	– Tempo de amostragem.

$u(t)$	– Esforço de controle no tempo contínuo.
$U(t)$	– Esforço de controle ao longo do tempo.
$v$	– Velocidade.
$V^*$	– Velocidade prevista para o instante seguinte.
$x$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento na direção indicada.
$\dot{x}$	– Deslocamento.
$\dot{x}$	– Velocidade.
$\ddot{x}$	– Aceleração.
$y$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento na direção indicada.
$z$	– Indicativo de direção ou de um deslocamento na direção indicada.
$Z(t)$	– Vetor de variáveis de estado ao longo do tempo.
$\alpha$	– Parâmetro de fronteira entre o escorregamento e a adesão.
$\beta$	– Ganho no controle.
$\Delta U$	– Variação de $U$ em torno de $U_{médio}$ .
$\Delta N$	– Variação de $N$ em torno de $N_{médio}$ .
$\mu$	– Coeficiente de atrito estático.
$\tau$	– Constante de tempo do sistema.
$\omega$	– Frequência em radianos.

# SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 – Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1. Síntese dos Objetivos.....	4
1.2. Justificativas.....	5
1.3. Apresentação da Estrutura da Dissertação.....	5
<b>CAPÍTULO 2 – Revisão Bibliográfica.....</b>	<b>7</b>
2.1. Fundamentação Teórica.....	7
2.1.1. <i>Abordagens para Controle</i> .....	7
2.1.2. <i>Controle PID</i> .....	8
2.1.3. <i>Modelos do Contato</i> .....	9
2.2. Revisão da Literatura.....	10
<b>CAPÍTULO 3 – Desenvolvimento.....</b>	<b>15</b>
3.1. Modelo da Mola Inteligente.....	15
3.1.1. <i>Avaliação da Rígidez no Acoplamento</i> .....	16
3.1.2. <i>Modelo do Contato</i> .....	17
3.2. Controle Global.....	18
3.2.1. <i>Arquitetura do Controle Global</i> .....	19
3.2.2. <i>Lógicas para o Controle Global</i> .....	19
3.3. Caracterização Experimental do Sistema Dinâmico Vibratório.....	27
3.3.1. <i>Descrição do Modelo para o Sistema Vibratório Linear</i> .....	27
3.3.2. <i>Descrição da Bancada Experimental</i> .....	29
3.3.3. <i>Identificação Experimental das Propriedades Físicas da Estrutura Vibratória</i> .....	36

3.4. Controle Local.....	38
3.4.1. <i>Arquitetura de Controle da Planta Local</i> .....	38
3.4.2. <i>Identificação da Planta Local</i> .....	38
3.4.3. <i>Sintonia do Controlador da Planta Local</i> .....	46
3.5. Identificação Experimental dos Parâmetros do Contato.....	48
3.6. Avaliação Numérica das Lógicas Globais.....	51
 <b>CAPÍTULO 4 – Resultados e Discussões.....</b>	<b>54</b>
4.1. Avaliação do Modelo e do Sistema de Controle Local.....	54
4.1.1. <i>Resultados Experimentais do Comportamento do Sistema com o uso do Dispositivo de Mola Inteligente em Condições de Força Normal Constante</i> .....	55
4.1.2. <i>Resultados Numéricos do Comportamento do Sistema com o uso do Dispositivo de Mola Inteligente em Condições de Força Normal Constante</i> .....	57
4.2. Avaliação do Controle Global.....	62
4.2.1. <i>Resultados Numéricos</i> .....	62
4.2.2. <i>Resultados Experimentais</i> .....	78
 <b>CAPÍTULO 5 – Conclusão.....</b>	<b>90</b>
 <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>93</b>
 <b>ANEXO.....</b>	<b>96</b>

# **CAPÍTULO I**

## **INTRODUÇÃO**

O uso de dispositivos ditos inteligentes em estruturas dinâmicas e estáticas tem crescido com o desenvolvimento de novos atuadores mecânicos e de componentes eletrônicos capazes de garantirem a implementação de técnicas de controle avançadas. Neste avanço, engenheiros têm procurado otimizar o desempenho destas estruturas inteligentes principalmente no que diz respeito ao consumo de energia.

Lin *et al* (2010) sugerem que a presença de mecanismos de dissipação de energia, que caracteriza um controle ativo indireto, em absorvedores dinâmicos é de extrema utilidade para redução da amplitude de deslocamento da massa do absorvedor dinâmico. Esta redução de amplitude conduz a absorvedores dinâmicos de vibração mais estáveis, com maior vida à fadiga dos elementos elásticos e aumento da banda de frequências em que o absorvedor pode trabalhar.

Os amortecedores por atrito também são utilizados como mecanismos de controle de vibração. Tais amortecedores encontram uso em aplicações de alta temperatura, com grande dissipação de energia, com o aproveitamento do elevado número de juntas mecânicas (por exemplo, estruturas metálicas treliçadas) e de massa elevada. Neste âmbito Lin *et al* (2010), Lu (2004), Dupont *et al* (1997) entre outros utilizam amortecedores por atrito com variação da força normal para dissipar a energia mecânica em estruturas sujeitas a abalos sísmicos,

estruturas com grande massa ou em sistemas submetidos a amplitudes de vibração para os quais o uso de amortecedores viscosos não é possível.

Amortecedores por atrito com controle da força normal possuem uma ampla faixa de aplicação e permitem, com o uso de uma lei de controle da força normal adequada, a maximização da energia dissipada por ciclo de oscilação.

Santos *et al* (2012) propõem algumas leis de controle que maximizam os desempenhos de um amortecedor por atrito. Baseados em simulações numéricas de um sistema vibratório submetido a uma força de varredura em frequência os autores utilizaram o valor *RMS* (*Root Mean Square* – Raiz Quadrada da Média Quadrática) da resposta do sistema e a curva de impedâncias para avaliar as técnicas de controle.

Um dispositivo inteligente que tem sido muito estudado atualmente e que envolve todos os conceitos acima mencionados é a mola inteligente. O termo mola inteligente têm sido muito utilizado recentemente e ocasionado muito interesse da comunidade científica, gerando a necessidade de algumas definições por parte de autores que a utilizam para que o termo seja melhor compreendido.

Young *et al* (2006) dizem que é um conceito de controle adaptativo de vibração, um absorvedor ativo de vibração ajustável, por permitir o ajuste da rigidez e do amortecimento da suspensão. Nitzsche *et al* (2005) vão de encontro ao raciocínio e dizem que o conceito baseia-se em controlar ativamente combinações das propriedades físicas da estrutura para suprimir vibrações, caracterizando um controle em que a impedância do sistema é alterada de maneira a reduzir a amplitude da resposta.

Daley *et al* (2005) nos dão uma prévia do potencial do dispositivo afirmando que o mesmo é uma solução híbrida (semiativa) mais prática e mais barata que uma tecnologia totalmente ativa.

Uma breve pesquisa bibliográfica evidenciará diversas possibilidades para aplicação dos dispositivos semiativos como: no isolamento de vibração pela base, seja da máquina para a fundação, seja da fundação para a máquina; na supressão de vibração, reduzindo a amplitude da mesma; na supressão de ruído acústico, por exemplo, em navios para conforto dos passageiros, para evitar detecções navais em navios de combate, para reduzir amplitude das emissões sonoras de navios pescadores ou de pesquisa; também se mostra muito aplicável em hélices de helicópteros para suprimir vibrações devido a condições aerodinâmicas; em máquinas rotativas para auxílio nas partidas e paradas, evitando as velocidades críticas; entre outras, pois é um conceito que apresenta muito potencial a ser explorado.

Ao longo do tempo o controle ativo de vibrações tem sido utilizado com sucesso em qualquer aplicação na qual se deseja atenuação das amplitudes de vibração. Mesmo muito antes da utilização de atuadores piezelétricos quando se utilizava apenas estruturas magnéticas. Como se sabe nesta abordagem o desempenho fica sujeito às limitações do atuador uma vez que este atua diretamente contra as fontes de excitação.

Além disso, esta abordagem demanda muita energia, o que faz com que ela seja pouco eficiente quando se considera o consumo de energia como uma variável importante do projeto. Uma abordagem capaz de apresentar uma melhoria na eficiência sem que as atenuações sejam menos significativas do que aquelas obtidas com controle ativo é o controle semiativo. Nela o atuador apenas modifica as propriedades físicas da estrutura e a atenuação é consequência desta mudança. Isto faz com que a energia gasta seja apenas para causar tais mudanças e não depende diretamente da excitação, o trabalho realizado pela excitação sobre a estrutura é então dissipado devido à sintonia da impedância da estrutura.

Dessa forma, o estudo de lógicas e arquiteturas que façam o dispositivo semiativo cada vez mais eficiente se torna essencial nos dias atuais em que a indústria anseia tanto por desempenho quanto por baixo consumo energético, ou seja, dispositivos cada vez mais eficientes.

Este trabalho apresenta uma contribuição para o tema em questão estudando-se através de modelos numéricos e de bancada experimental o uso dos dispositivos denominados molas inteligentes. Neste estudo dá-se ênfase ao acoplamento responsável por adicionar rigidez e uma parcela dissipativa associada ao trabalho da força de atrito à suspensão do sistema vibratório. Verifica-se, portanto como a dissipação de energia pelo atrito entre as peças móveis do acoplamento, a introdução da rigidez adicional e a combinação destes fatores altera a dinâmica de um sistema vibratório. Formula-se ainda uma métrica para avaliação das metodologias de controle da mola inteligente, permitindo a classificação destas lógicas segundo critérios objetivos.

Os modelos numéricos foram validados através de ensaios em uma bancada experimental instrumentada e projetada especificamente para este trabalho na qual torna possível mensurar as seguintes grandezas:

- a) Força normal no acoplamento por atrito;
- b) Estimativa da força de atrito;
- c) Deslocamento relativo entre as peças em contato no acoplamento por atrito;
- d) Amplitude da resposta do sistema vibratório com e sem o uso da mola inteligente;

e) Força de excitação.

Salienta-se que estas grandezas são suficientes para a caracterização do atrito no que diz respeito ao modelo escolhido para a representação do contato. A bancada possui ainda sistemas de controle que garantem o valor da força normal e da força de excitação em níveis e formas de onda pré-determinados.

Desta forma explora-se as técnicas de controle semi-ativas que utilizam dispositivos denominados de molas inteligente, para simultaneamente alterar a impedância da estrutura controlada e aproveitar o atrito em juntas mecânicas para dissipar a energia mecânica, reduzindo a amplitude da resposta de sistemas vibratórios a uma larga classe de forças de excitação.

Um exemplo de mola inteligente pode ser obtido através de elementos elásticos que se acoplam por meio de uma junta por atrito seco.

### **1.1 – Síntese dos Objetivos**

O objetivo geral deste projeto é estudar o dispositivo de mola inteligente com acoplamento por atrito no intuito de utilizá-lo no controle semi-ativo de vibração. Para tal se faz a avaliação de metodologias de controle baseadas na alteração da impedância de sistemas vibratórios.

Para que a avaliação mencionada possa ser realizada numérica e experimentalmente é preciso atender os seguintes objetivos específicos:

- 1) Modelar o dispositivo com mola inteligente e analisar as características do mesmo.
- 2) Modelar matematicamente o contato mecânico no acoplamento com a inclusão dos efeitos decorrentes do atrito do dispositivo com o sistema vibratório e identificar experimentalmente os parâmetros referentes ao contato entre as partes.
- 3) Caracterizar a planta local e sintonizar um controlador satisfatório para a força normal no contato.
- 4) Modelar e identificar experimentalmente o sistema dinâmico vibratório sobre o qual o dispositivo de mola inteligente com força normal de contato variável irá atuar.

## 1.2 – Justificativa

O trabalho se justifica uma vez que a utilização de dispositivos inteligentes tem crescido à medida que são desenvolvidos novos atuadores mecânicos e componentes eletrônicos. E que sua utilização pode acarretar num aumento de segurança, da faixa de operação e da estabilidade de máquinas e dispositivos.

Com a utilização de molas inteligentes é possível realizar o controle semiativo da vibração, que apresenta um menor esforço de controle quando comparado ao controle ativo, reduzindo a quantidade de energia necessária para suprimir a vibração na ampla gama de situações já consolidadas para o controle ativo, caso que não acontece em soluções passivas onde é possível se projetar um dispositivo que responda apenas em algumas situações pontuais. Neste âmbito salienta-se que amortecedores por atrito com controle da força normal possuem ampla faixa de aplicação, permitindo a maximização da energia dissipada por ciclo de oscilação.

Este conceito é aplicável em diversos sistemas dinâmicos como sistemas rotativos de modo que as características dinâmicas do sistema sejam alteradas quando o eixo é acelerado e desacelerado, minimizando assim os efeitos das passagens pelas velocidades críticas, com baixo consumo de energia.

Portanto o conhecimento do comportamento dinâmico deste mecanismo se faz necessário uma vez que apresenta grande potencial na supressão de vibração de sistemas dinâmicos, sejam eles rotativos ou não, em um amplo leque de aplicações condicionadas à estratégia de controle apropriada.

## 1.3 – Apresentação da Estrutura da Dissertação

Este trabalho foi organizado em cinco capítulos. Uma breve descrição sobre cada um deles é apresentada abaixo.

Neste primeiro capítulo introduziu-se a necessidade de se procurar por metodologias mais eficientes no controle semiativo de vibração, apresentando-se as molas inteligentes como um dispositivo capaz de realizar o controle semiativo. Na configuração proposta estes permitem o uso de diferentes lógicas para maximizar a atenuação com uma solução de

compromisso com o consumo de energia. Adicionalmente são estabelecidos os objetivos deste trabalho.

No Capítulo 2 a base teórica necessária à realização deste trabalho é apresentada, também é feita uma revisão da literatura relacionada a conceitos e aplicações de molas inteligentes.

No Capítulo 3 é apresentado o modelo da mola inteligente, o modelo do contato é estabelecido, a arquitetura e as lógicas globais de controle são introduzidas, o modelo de sistema vibratório é desenvolvido, a bancada experimental é descrita e caracterizada com a identificação dos parâmetros físicos, os parâmetros do modelo de contato são estimados em ensaio experimental na bancada, em seguida a planta local de controle da força normal é identificada, o controlador *PID* para controle da força normal é sintonizado e uma avaliação numérica das lógicas globais é feita. A metodologia aplicada a cada etapa é oportunamente inserida.

No Capítulo 4 resultados numéricos e experimentais são apresentados, os experimentos para força normal constante permitem a avaliação dos modelos com os parâmetros identificados e do controle local da força normal sintonizado. Em seguida resultados numéricos e experimentais do desempenho das lógicas globais são apresentados e avaliados sob critérios estabelecidos através de uma figura de mérito desenvolvida neste trabalho que considera as razões de atenuação e a força normal demanda por cada lógica. O procedimento aplicado a cada etapa é oportunamente inserido.

As conclusões, comentários finais, juntamente com sugestões para futuros desenvolvimentos são apresentados no Capítulo 5.

# CAPÍTULO II

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Fundamentação Teórica

#### 2.1.1. Abordagens para Controle

Ao se tratar de controle de vibração em sistemas mecânicos existem três abordagens possíveis: a passiva, a ativa e a semiativa.

Na abordagem passiva se utilizam absorvedores e amortecedores passivos. Ela é restrita mostrando-se capaz de atuar apenas em frequências específicas, conseguindo suprimir apenas vibrações moderadas. Sua utilização acarreta num aumento significativo do peso da estrutura e é incapaz de adaptar suas características iniciais, contudo é uma solução que não requer energia adicional.

A ativa utiliza algum atuador, por exemplo, um atuador piezelétrico ou magnético, para trabalhar diretamente contra os carregamentos que excitam da estrutura, implicando na demanda de muita energia apesar de atuar numa ampla faixa de frequências e possuir a capacidade de se adaptar às mudanças no sistema. Porém tal abordagem está sujeita às limitações do atuador e além de consumo de energia ser elevado.

Já na abordagem semiativa a utilização do atuador é apenas para alterar as propriedades físicas da estrutura, sendo a atenuação uma consequência dessa mudança, ou seja, ele trabalha contra a vibração de forma indireta. Além disso, ela não demanda muita

energia e também se apresenta capaz de se adaptar e atuar em uma ampla faixa de frequências.

Esta última se mostra a opção mais interessante delas, uma vez que é de interesse da indústria a utilização consciente da energia em sistemas com alta densidade energética, do mesmo modo que também é de seu interesse que os sistemas sejam robustos, adaptando-se a variações nas condições operacionais. Dessa forma grandes esforços têm sido dispostos na utilização de tal abordagem.

### 2.1.2 Controle PID

Controlar consiste em ter domínio sobre determinada ação, seja uma pré-programação a ser executada, ou um controle em malha aberta onde a entrada do sistema independe da saída do mesmo, ou ainda uma série de eventos para levar à resposta atualmente mais correta segundo parâmetros pré-estabelecidos, ou seja, um controle em malha fechada onde sinais advindos de sensores corrigem a entrada do sistema para que se obtenha a resposta desejada.

Segundo Ogata (2003), o controlador *PID* (Proporcional-Integral-Derivativo) é um controlador versátil e possui diversas variações, sendo possível encontrar em uma delas o controlador ideal para a aplicação desejada.

Sabe-se que a mais simples delas é o Controlador Proporcional (*P*) onde processos simples podem ser controlados satisfatoriamente por intermédio de uma ação proporcional, segundo Eq. (2.1), com  $K$  sendo a constante de proporcionalidade, tem-se analogicamente.

$$u(t) = K \cdot e(t) \quad (2.1)$$

O Controlado Proporcional-Integral (*PI*) possui por principal função fazer com que processos obtenham erro em regime permanente nulo para entradas do tipo degrau e minimizar erros em regime para entradas em rampa.

Entretanto a ação integral se aplicada isoladamente tende a piorar a estabilidade relativa do sistema. Para contrabalancear este fato, a ação integral é, em geral, utilizada em conjunto com a ação proporcional, cujo sinal de controle é analogicamente dado pela Eq. (2.2).

$$u(t) = K \cdot (e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau) \quad (2.2)$$

O Controlador Proporcional-Derivativo (*PD*) realiza ação derivativa combinada com a ação proporcional, que “antecipa” a ação de controle a fim de que o processo reaja mais rápido. Neste caso, o sinal de controle a ser aplicado é proporcional a uma predição da saída do processo.

A ação derivativa atua no comportamento transitório do sistema, fazendo com que a resposta do sistema seja mais rápida. A estrutura básica do *PD* é dada pela Eq. (2.3) em sua forma analógica.

$$u(t) = K \cdot (e(t) + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}) \quad (2.3)$$

O Controlador *PID* combina as vantagens dos controladores *PI* e *PD*. A ação integral está diretamente ligada à precisão do sistema sendo responsável pelo erro nulo em regime permanente. O efeito de instabilizar o sistema do controlador *PI* é contrabalançado pela ação derivativa que tende a aumentar a estabilidade relativa do sistema ao mesmo tempo em que torna a resposta do sistema mais rápida devido ao seu efeito antecipatório. A função de transferência do controlador *PID* no domínio do tempo contínuo é dada pela Eq. (2.4).

$$u(t) = K \cdot (e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}) \quad (2.4)$$

Neste trabalho o controle *PID* será utilizado apenas no controle da força normal no contato mecânico do acoplamento da mola inteligente. Devido ao esforço de controle não se opor diretamente a força de excitação o controlador descrito na Eq. (2.4) não resultará em alto consumo de energia.

### 2.1.3 Modelos do Contato

Quanto aos modelos do contato tem-se para o desenvolvimento dos modelos numéricos de molas inteligentes as teorias de Macro (*Macro Slip*) e Micro Escorregamento (*Micro Slip*).

Menq *et al* (1986a e 1986b) sugerem que ambas as teorias são similares, porém com esforços computacionais distintos. De forma que para situações de grande deslocamento relativo e força normal pequena a teoria de macro escorregamento é adequada e suficiente

para uma boa representação da resposta dinâmica de um sistema submetido à força de atrito demandando um esforço computacional relativamente baixo.

No entanto para as situações em que o deslocamento relativo é pequeno e a força normal é grande faz-se necessário a utilização da teoria de micro escorregamento que conduz a equações que demandam um esforço computacional elevado para serem resolvidas. Apesar da teoria de micro escorregamento representar a força de atrito de maneira satisfatória em ambos os casos o esforço computacional maior desencoraja sua aplicação de maneira irrestrita.

Quanto aos modelos de contato da teoria de macro escorregamento, Firrone (2006) diz que o comportamento do fenômeno de atrito em sistemas dinâmicos vibratórios é dependente da dinâmica do sistema e das características da superfície de contato.

E ainda salienta que, em termos gerais, as três variações mais conhecidas do modelo de Coulomb são: o clássico, modelo este definido simplesmente pelo coeficiente de atrito estático; o modelo com rigidez tangencial de contato, definido pelo coeficiente de atrito e pelas deformações tangenciais no contato; e o modelo com rigidezes tangencial e normal de contato, definido por todos os presentes no anterior adicionado das deformações geradas na rigidez normal de contato.

## 2.2. Revisão da Literatura

Em seu trabalho Yong *et al* (2004) estavam preocupados com o fato das técnicas de controle de vibração das hélices individualmente e simultaneamente baseados em atuadores piezelétricos serem prejudicadas pelas limitações eletromecânicas do mesmo. E viram nas molas inteligentes um absorvedor ativo de vibração capaz de adaptativamente alterar a impedância estrutural das hélices.

O conceito de mola inteligente dos autores, mostrado na Fig. 2.1, é baseado em duas molas dispostas em paralelo sendo que o acoplamento de uma delas é por atrito, e este é determinado pelo acionamento de um atuador. O princípio de funcionamento se dá de forma que quando o atuador estiver desligado a excitação  $F$  é transmitida apenas para a rigidez  $k_1$ , e quando o atuador for ligado, a força de atrito no contato adiciona a rigidez  $k_2$  ao sistema, assim  $F$  também é transmitida para  $k_2$ .

Concluindo, o acoplamento controlável de  $k_2$  possibilita a introdução do controle ativo da impedância com intuito de filtrar as forças de excitação antes que sejam transferidas para o lado oposto da estrutura. Os autores demonstraram ainda a possibilidade de controlar a vibração de múltiplos harmônicos em hélices de helicóptero controlando o contato da mola inteligente.

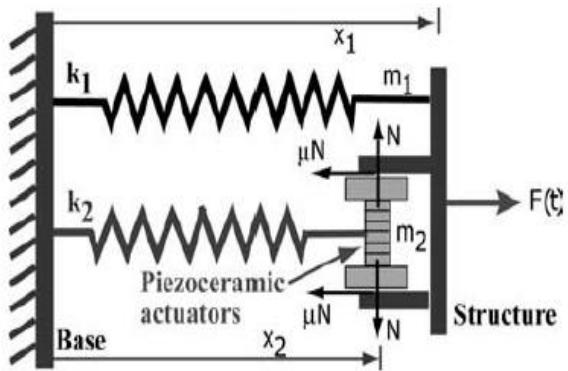


Figura 2.1 – Conceito de mola inteligente de Yong *et al* (2005).

Nitzsche *et al* (2005) utilizam absorvedores dinâmicos de vibração ajustáveis, denominados pelo autor de “*smart springs*”, para a redução da amplitude de vibração estrutural, o aumento do conforto dos passageiros e redução do nível de ruído em helicópteros. Dentre os principais motivos para o uso destas “*smart springs*” há a grande capacidade de aplicação de carga e o baixo consumo de energia.

Verificou-se que, se há deslizamento da massa secundária  $m_2$  no contato com a massa primária  $m_1$  a mudança em rigidez vem acompanhada com uma mudança da massa efetiva e de amortecimento. Assim tornado possível controlar uma combinação das três propriedades físicas da estrutura.

Constatou-se que é possível realizar um controle do amortecimento da estrutura ao promover uma situação onde as massas  $m_1$  e  $m_2$  tendem a se acoplar, e com o aumento da força normal tem-se um aumento da dissipação de energia por ciclo de oscilação da posição relativa entre  $m_1$  e  $m_2$ , este aumento da energia dissipada se dá pelo aumento da força de atrito ocasionando então uma redução na amplitude do pico.

Tem-se o controle da rigidez ao promover o acoplamento das estruturas, e numa situação onde  $m_2 < m_1$  e  $k_2 > k_1$ , então o sistema passa a apresentar uma nova frequência natural com um valor mais elevado que a apresentada pela estrutura primária apenas.

E o controle de massa, numa situações onde  $m_2 > m_1$  e  $k_2 < k_1$ , quando as massas se acoplam o sistema passa a apresentar uma nova frequência natural com um valor mais baixo que a referência.

Estas duas últimas se tornam bastante interessante em máquinas rotativas visando que ao partirem/desligarem as velocidades críticas sejam evitadas. As situações descritas por Nitzsche *et al* (2005) são observadas na Fig. 2.2.

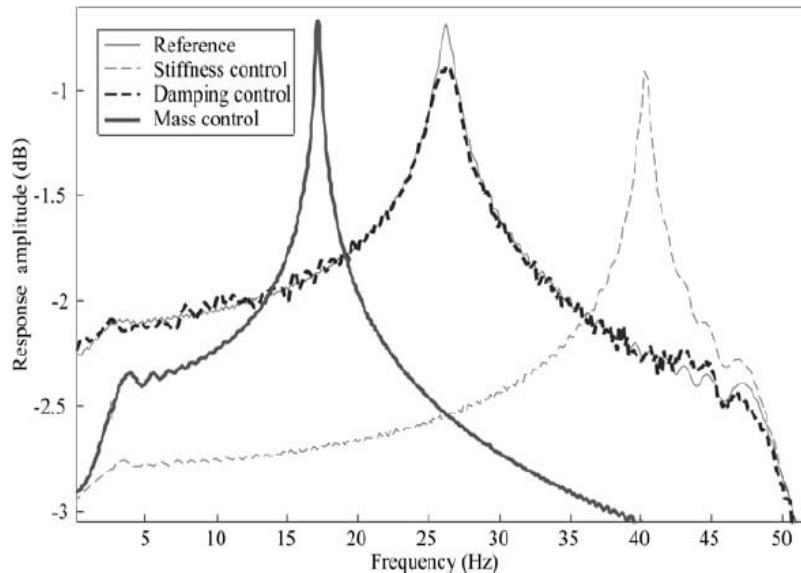


Figura 2.2 – Resultados do controle das propriedades de Nitzsche *et al* (2005).

Wickramasinghe *et al* (2008) sugerem que deve ser dada atenção especial ao esforço de controle em qualquer dispositivo de supressão de vibração ativo. Também é mencionado que atuadores piezelétricos são extremamente versáteis, porém consomem grande quantidade de energia e que em alguns casos demandam acionamento em tensões extremamente elevadas. Tais atuadores são adequados para a aplicação de forças elevadas e pequenos deslocamentos, desta forma é proposto o seu uso em molas inteligentes (*smart springs*) com o intuito de alterar a impedância do sistema controlado reduzindo a amplitude de vibração com baixo consumo de energia.

Relatam ainda que mecanismo pode ser utilizado para controlar diferentes cargas vibratórias tais como axiais, flexão, torção ou combinações das mesmas. E que a alta frequência de operação, baixa necessidade de energia e as dimensões reduzidas do dispositivo fazem dele uma boa solução para vibrações em helicópteros, aviões, navios, carros ou qualquer aplicação que necessite de sistemas embarcados.

Outros autores como Guglielmino e Edge (2004) e Bouazara *et al* (2006) aplicam o conceito de amortecimento por atrito em veículos para aumento do conforto e da estabilidade. Os primeiros utilizam um amortecedor na suspensão do veículo e os segundos utilizam amortecedores por atrito na suspensão do assento do condutor de uma máquina agrícola.

Firrone (2006) apresenta a aplicação de amortecedores por atrito em motores aeronáuticos, neste trabalho o autor apresenta a metodologia de cálculo desenvolvida utilizando-se o método denominado *HBM* (*Harmonic Balance Method*) e utiliza esta metodologia para avaliar o desempenho de diversas geometrias de amortecedores. Em um trabalho anterior, Menq *et al* (1986a e 1986b) apresentam uma parametrização da energia dissipada pelo amortecedor por atrito em função do deslocamento relativo no ciclo de histerese. Utilizando esta parametrização os autores ainda determinam o valor da força de atrito que maximiza a dissipação de energia por ciclo de oscilação. Salienta-se, no entanto que estes amortecedores possuem força normal constante e que a maximização da dissipação da energia também depende também da amplitude de oscilação. Isto é, um limite de atrito estático muito alto impedirá o deslizamento, reduzindo a dissipação de energia, no outro extremo um limite de atrito estático muito baixo demandará grandes deslocamentos até que certa quantidade significativa de energia mecânica seja dissipada.

Hurlebaus e Gaul (2006) em sua revisão bibliográfica citam a utilização de amortecedores por atrito com controle da força normal em série com dispositivos elásticos para o desenvolvimento de estruturas inteligentes de alto desempenho. Ng e Xu (2007) e Inaudi (1997) utilizam técnicas de controle para variar continuamente a força normal obtendo resultados promissores para estruturas que combinam elementos elásticos em série com amortecedores por atrito.

Santos *et al* (2012) utilizam o método de integração no domínio do tempo para seu modelo numérico de um dispositivo de mola inteligente, e apesar do elevado custo computacional comentam que o método de integração facilita a implementação de diferentes técnicas de controle. Eles ainda mostraram o modelo numérico do mecanismo aplicado ao modelo de uma máquina rotativa com mancais híbridos modelada como um sistema de um único Grau de Liberdade (*GDL*). E avaliaram seu comportamento dinâmico e diferentes estratégias de controle.

O resultado que obtiveram é apresentado na Fig. 2.3 onde se pode observar que o pico referente à primeira frequência natural se move de 19 Hz (sistema vibratório sem o

acoplamento da mola inteligente) para  $62\text{ Hz}$  (sistema vibratório com a mola inteligente acoplada) quando se aplica forças normais superiores a  $200\text{ N}$ .

Isto se deve ao fato de que a partir de  $21\text{ N}$  o atrito começa a reduzir o período de oscilação no qual o sistema se encontra no estado de deslizamento e aumenta o tempo no qual fica retido. Portanto, a energia dissipada no acoplamento é reduzida uma vez que no modo retido o sistema não dissipava energia.

E ainda salientam que o primeiro pico aparece quando não há atrito no mecanismo, já o segundo pico aparece de forma mais evidente quando o acoplamento é completamente rígido. Na transição entre os dois estados o sistema apresentará comportamento não linear com o acoplamento variando de rígido para deslizante.

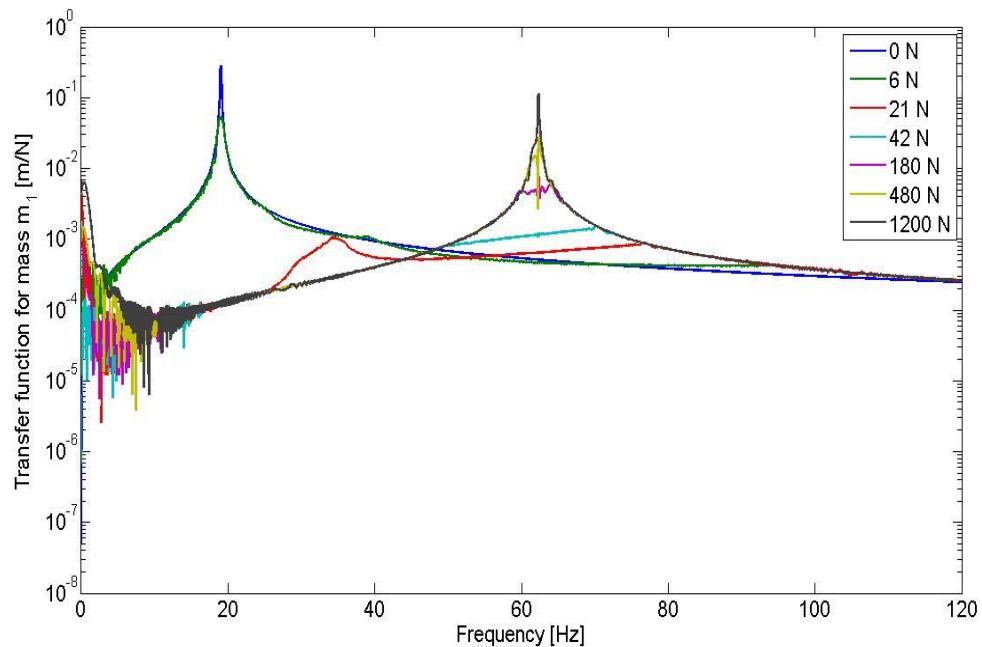


Figura 2.3 – Resultados de Santos *et al* (2012).

# CAPÍTULO III

## DESENVOLVIMENTO

### 3.1. Modelo da Mola Inteligente

O modelo utilizado é constituído da associação de um elemento elástico que se acopla ao sistema principal através de uma junta por atrito seco, esta junta é também referida como amortecedor por atrito seco.

Este amortecedor é também conhecido como amortecedor de Coulomb, que possui um modelo matematicamente simples, comprovado e amplamente utilizado, fatos estes que minimizam o tempo de simulações numéricas e embasam seus resultados. O elevado número de juntas mecânicas presentes em máquinas, estruturas metálicas de várias aplicações e mecanismos diversos faz com que o amortecedor por atrito possa ser largamente utilizado nas mais diversas situações, sendo capaz de atender a aplicações em sistemas leves bem como nos sistemas mais pesados com boa eficácia.

O modelo é esquematicamente representado na Fig. 3.1, onde se encontra acoplado a um sistema de 1 *GDL*. O dispositivo de mola inteligente munido do controle de seu comportamento através do atuador piezelétrico é capaz de modificar a resposta dinâmica da estrutura através da alteração da impedância da estrutura vibratória. Sistemas de controle que somente atuam alterando uma das propriedades físicas (massa, rigidez ou amortecimento) se

caracteriza por um controle semiativo, uma vez que não age opondo-se diretamente a força de excitação da estrutura.

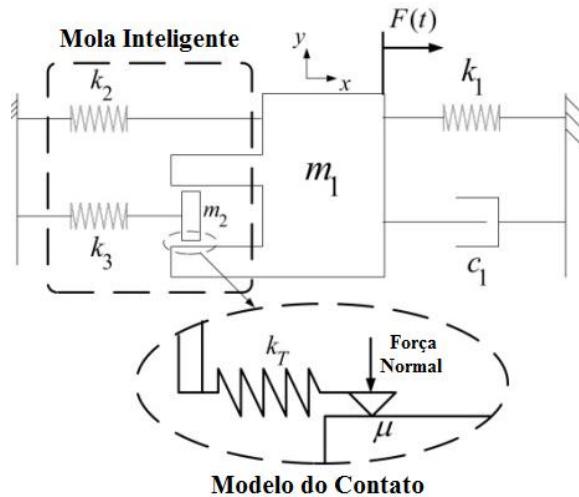


Figura 3.1 – Representação do modelo da mola inteligente de Santos *et al* (2012).

A estrutura vibratória é representada no modelo pelos parâmetros  $m_1, c_1$  e  $k_1$  que são respectivamente a massa, o amortecimento e a rigidez da suspensão. O sistema vibratório representado por tais parâmetros é um sistema linear de 1 GDL. O dispositivo que caracteriza a mola inteligente é representado pelos parâmetros  $m_2, k_2$  e  $k_3$  que constituem respectivamente a massa do acoplamento, a rigidez permanente e a rigidez “variável” da mola inteligente. Adicionalmente há a rigidez tangencial  $k_T$  do acoplamento por atrito e a força normal no acoplamento que é variável e pode ser controlada.

### 3.1.1. Avaliação da Rigidez no Acoplamento

Quando se avalia a rigidez no acoplamento verifica-se que existem três formas distintas do sistema se comportar dinamicamente, a primeira ocorre quando a rigidez tangencial for muito maior que  $k_3$  e o limite de atrito estático,  $\mu N$ , tender ao infinito. Neste caso o acoplamento entre a mola inteligente e o sistema ficaria completamente rígido, conforme visto na Fig. 3.2a, dessa forma a massa  $m_2$  e a rigidez  $k_3$  se tornariam parte do sistema vibratório constituindo um novo sistema vibratório de massa  $m_1 + m_2$ , rigidez da suspensão  $k_1 + k_2 + k_3$  e amortecimento  $c_1$ .

A segunda forma, vista na Fig. 3.2b, ocorre quando a rigidez tangencial é muito menor que  $k_3$ , tendendo a zero, ou o limite de atrito estático for nulo ( $\mu N = 0$ ), onde neste caso não

haveria contato no acoplamento, ou seja, o sistema seria composto apenas pelo sistema primário com a adição da rigidez  $k_2$ .

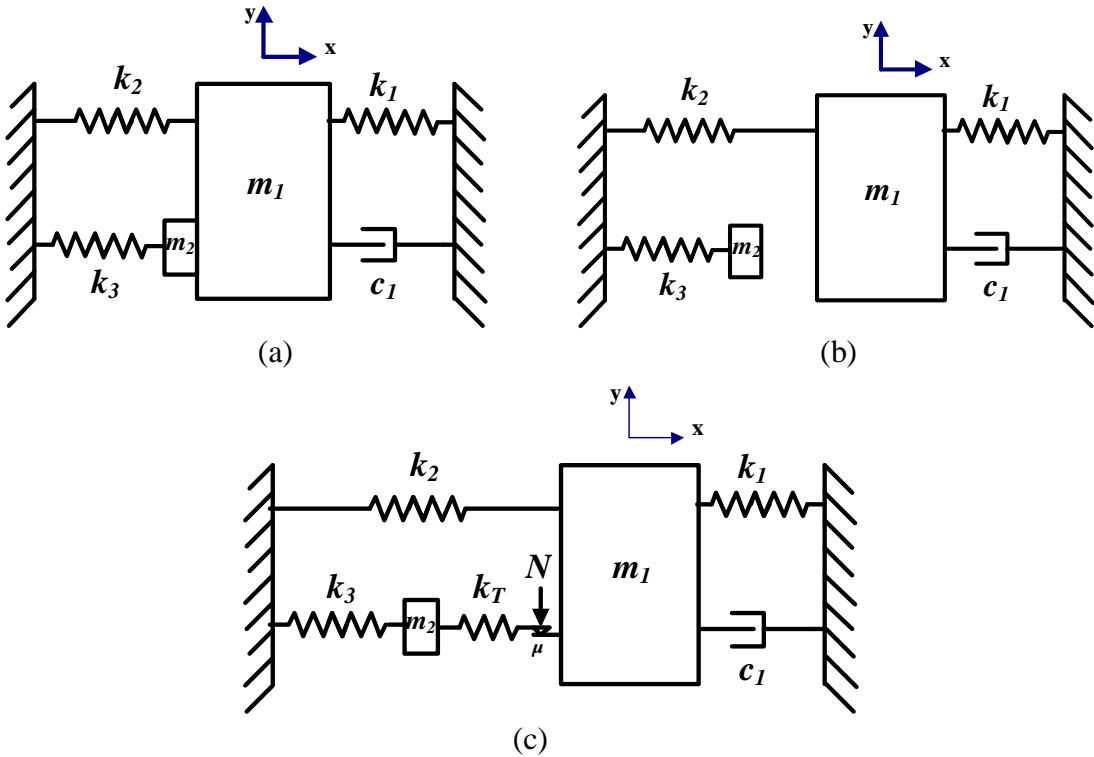


Figura 3.2 – Representação esquemática do comportamento dinâmico da mola inteligente na situação onde o acoplamento é (a) Completamente rígido, (b) Sem contato e (c) Comportamento não linear.

Finalmente, a Fig. 3.2c, quando  $k_3$  e a rigidez tangencial possuírem a mesma ordem de grandeza, em que ocorrerá uma situação intermediária entre os demais casos apresentando um comportamento não linear quando o limite de atrito estático não for suficiente para prevenir o escorregamento no acoplamento. No entanto o sistema se comportará como um sistema de 2 GDL linear se não ocorrer escorregamento no acoplamento.

### 3.1.2. Modelo do Contato

A Figura 3.1 apresenta em destaque o modelo do contato do amortecedor por atrito seco, tal modelo é apresentado em separado na Fig. 3.3. O estabelecimento de um modelo do contato satisfatório é essencial para a representação do comportamento do sistema real. Conforme descrito por Firrone (2006) têm-se os modelos clássico, o modelo com rigidez tangencial e o modelo com rigidezes tangencial e normal de contato.

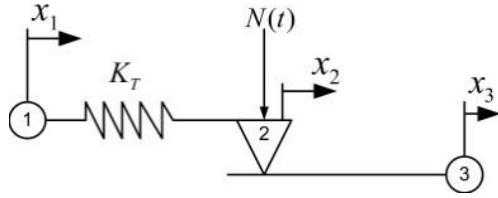


Figura 3.3 – Representação esquemática do modelo do contato de Santos e Lépore Neto (2013).

Por ser um modelo considerado suficiente para a representação do acoplamento e às dificuldades para a medição das deformações na direção normal do contato, necessárias para o modelo mais completo, optou-se pelo modelo apenas com a rigidez tangencial, contemplando assim o potencial elástico da rigidez  $K_t$  e o movimento relativo entre os nós (1) e (3). A força entre tais nós pode ser matematicamente representada pela expressão dada pela Eq. (3.1).

$$F_{13} = \begin{cases} K_t(x_3 - x_1) & \text{se } K_t(x_3 - x_1) < \mu N \\ \text{sign}(x_3 - x_1)\mu N & \text{se } K_t(x_3 - x_1) \geq \mu N \end{cases} \quad (3.1)$$

Sendo  $N$  a força normal,  $x_1$  o deslocamento do nó (1),  $x_3$  o deslocamento do nó (3),  $K_t$  a rigidez tangencial no contato,  $\mu$  o coeficiente de atrito estático e  $\text{sign}(x_3 - x_1)$  é o sinal do deslocamento relativo, indicador do sentido do movimento.

A metodologia de integração das equações em espaço de estado utilizados na análise de estruturas dinâmicas com dispositivos com atrito é descrita no trabalho de Lu *et al* (2006), metodologia esta utilizada neste trabalho. A incorporação da variação da força normal no algoritmo de integração foi realizada para o desenvolvimento do trabalho de pesquisa no Laboratório de Sistemas Mecânicos. Os primeiros resultados foram descritos no trabalho de Santos *et al* (2012). Nesta metodologia a força  $F_{13}$  é adicionada a força de excitação, mantendo-se os parâmetros lineares do sistema vibratório constante.

### 3.2. Controle Global

O controle global se trata da estratégia a ser utilizada para se determinar o valor de força normal a ser referência para o controle local num determinado instante, ou seja, é uma lógica que calcula o valor da força normal que deverá ser imposta ao sistema vibratório. Tal

valor é obtido através de distintas formas abordadas neste trabalho que levam em consideração o comportamento da estrutura vibratória no instante.

### 3.2.1. Arquitetura do Controle Global

A arquitetura é representada na Fig. 3.4 onde a excitação ao qual o sistema vibratório será submetido é dada por  $F(t)$ , tal excitação acarreta num deslocamento  $x$  e numa velocidade  $\dot{x}$  representado pelo vetor de variáveis de estados  $Z(t)$ . A lógica de controle global utilizará estas informações para calcular o valor ideal para a força normal  $N_r(t)$  que seja capaz de suprimir a vibração.

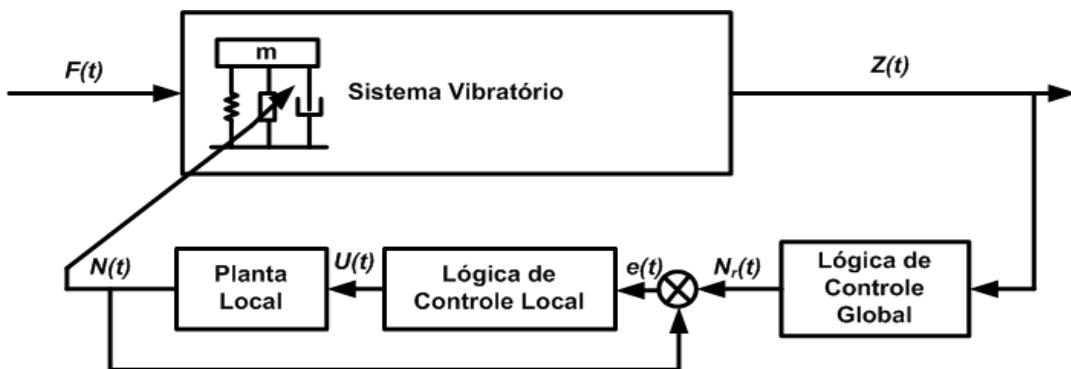


Figura 3.4 – Arquitetura de controle global.

Este valor servirá de referência para o controle local que, a partir daí, funcionará como um controle com retroalimentação qualquer, com  $e(t)$  sendo o erro entre a referência e o valor atual. O controle local é o controlador *PID*,  $U(t)$  o esforço de controle e  $N(t)$  é a força normal medida.

É importante lembrar aqui que, conforme discutido na subseção 3.1.1, a mola inteligente pode ser parte integrante do sistema vibratório, assim ela vai estar constantemente modificando o comportamento do mesmo uma vez que ela afeta na impedância do sistema, além é claro das mudanças no comportamento devido à excitação.

### 3.2.2. Lógicas para o Controle Global

As lógicas de Controle Global a serem avaliadas são cinco. Salienta-se que todas elas visam maximizar a área, portanto a energia, no ciclo de histerese associado à mola inteligente. A primeira delas proposta por Nitzsche *et al* (2005) é a *Maximum Energy Dissipation (MED)*. Tal lógica visa, conforme diz seu nome, a máxima dissipação de energia alternando o valor da

força normal entre dois estados apenas, um com valor igual a zero e outro com um valor pré-determinado, funcionando assim como um controlador tipo *ON/OFF*.

A lógica está no critério de escolha de qual estado utilizar diante do comportamento do sistema. Ela leva em consideração o sentido da velocidade e do deslocamento da estrutura seguindo a Eq. (3.2).

$$\begin{cases} N_r = N_1 & \text{se } \text{sign}(\dot{x}) \cdot \text{sign}(x) \geq 0 \\ N_r = 0 & \text{para os demais casos} \end{cases} \quad (3.2)$$

Sendo  $N_r$  o valor da força normal que atuará no sistema,  $N_1$  a força normal pré-determinada,  $\dot{x}$  é a velocidade do *GDL* onde a mola inteligente está instalada na estrutura e  $x$  seu deslocamento.

Esta lógica visa oferecer resistência ao movimento da estrutura toda vez que esta se afasta da posição de equilíbrio estático e não oferecer resistência à estrutura quando esta se aproxima a posição de equilíbrio estático. Estas condições são verificadas através do sinal da velocidade e do deslocamento. Isto é, quando os sinais da velocidade e do deslocamento possuem o mesmo valor o sistema está se afastando da posição de equilíbrio estático, de outra forma quando os sinais são contrários é indicativo de que a estrutura se aproxima da posição de equilíbrio estático.

Tal lógica tem seu ciclo de histerese teórico e normalizado mostrado na Fig. 3.5. A área do ciclo de histerese dá um indicativo da energia removida do sistema vibratório, uma vez que tal área representa o trabalho da força de atrito por ciclo de oscilação, ou seja, a quantidade de energia cinética transformada em calor pela força de atrito no contato.

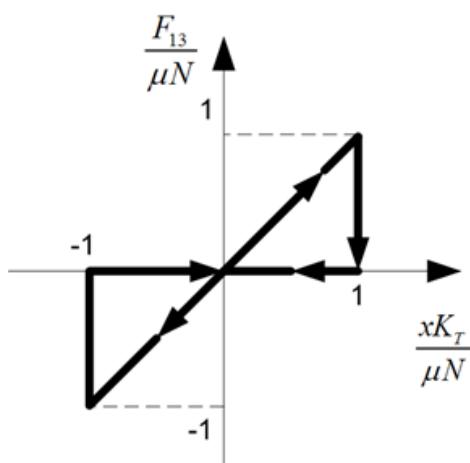


Figura 3.5 – Ciclo de histerese teórico - *MED*.

Verifica-se que no ciclo de histerese da Fig. 3.5 não é previsto que haja escorregamento no acoplamento por atrito, ou seja, caso a deformação  $x_{13}$  supere o limite de atrito estático  $\mu N$  o dispositivo não conseguirá dissipar toda a energia do movimento, e a área do ciclo de histerese não mais será a de um triângulo e sim a de um trapézio devido à perda da área em destaque na Fig. 3.6. De fato nesta estratégia de controle da força normal a energia cinética do *GDL* é armazenada como energia potencial na mola  $K_T$  e não é mais restituída ao mesmo, portanto, haverá uma degeneração da eficiência se houver escorregamento por que o escorregamento limita a deformação da mola, por consequência a energia potencial é reduzida.

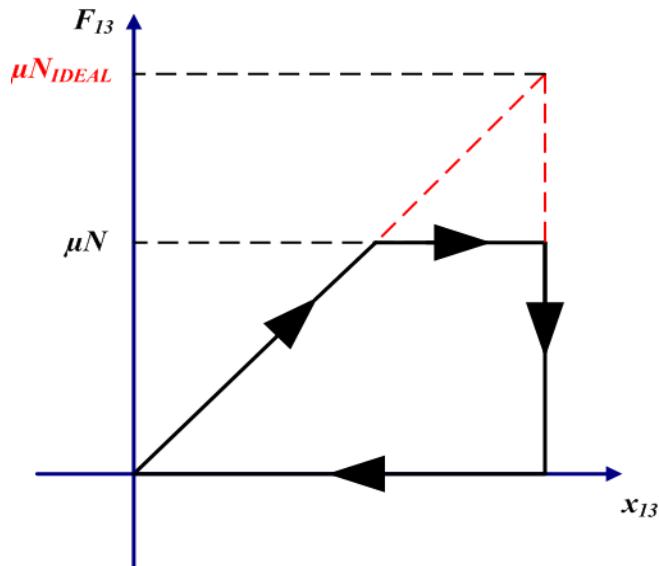


Figura 3.6 – Ciclo de histerese teórico com escorregamento- *MED*.

A segunda lógica estudada é a *Modulated Amplitude for Maximum Energy Dissipation (MAMED)* que foi proposta por Santos *et al* (2012), sendo assim como a *MED* um controle tipo *ON/OFF* porém a força normal quando *ON* não é constante. Ela é variável e visa desvincular a eficiência da lógica da força de excitação como ocorre na lógica anterior maximizando a remoção de energia ao aumentar a área do ciclo de histerese. Desta forma tal estratégia mostra uma condição de escolha da atuação ou não da força normal muito similar à lógica anterior, conforme mostrado na Eq. (3.6).

$$\begin{cases} N_r = N_1 & \text{se } \text{sign}(\dot{x}) \cdot \text{sign}(x) > 0 \\ N_r = 0 & \text{para os demais casos} \end{cases} \quad (3.6)$$

A força normal  $N_1$  varia de acordo com o deslocamento do sistema conforme mostra a Eq. (3.7).

$$N_1 = \frac{K_T \cdot P[\Delta(t)]}{2\mu} \quad (3.7)$$

Onde  $K_T$  é a rigidez tangencial e  $\mu$  é o coeficiente de atrito estático. Tal equação pode ser apresentada como  $N_1 = G|P[\Delta t]|$ , onde  $G$  é um ganho no controlador dado pela Eq. (3.8) e  $P[\Delta t]$  é o operador que indica o último pico ou vale de deformação da mola  $K_T$ , para  $\Delta(t)$  como mostrado na Fig. 3.7.

$$G = \frac{K_T}{2\mu} \quad (3.8)$$

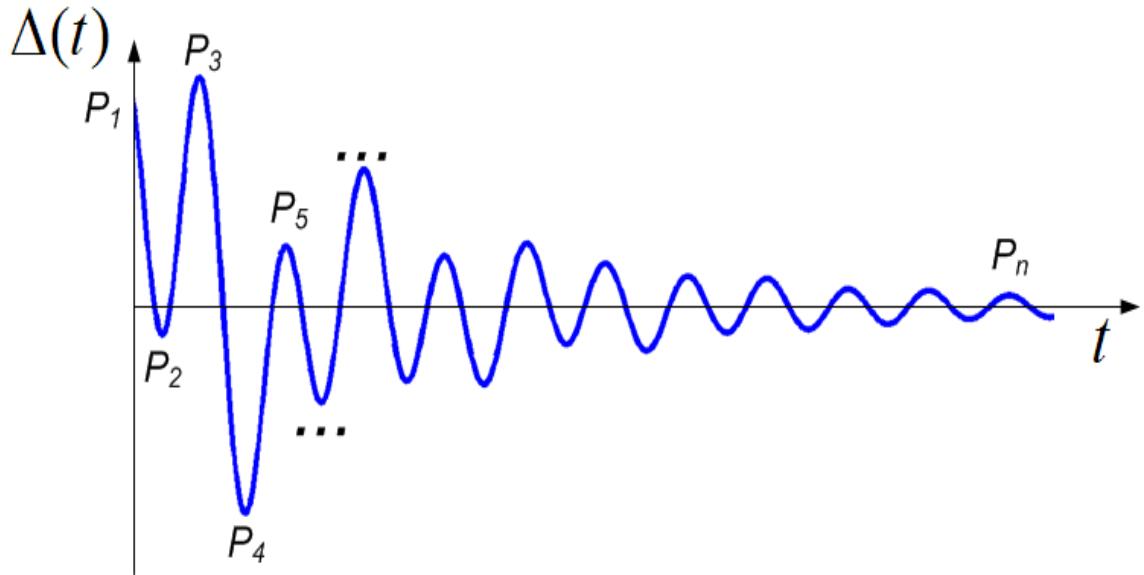


Figura 3.7 – Picos de deslocamento no tempo.

Onde  $\Delta t$  indica a diferença  $(x_3 - x_1)$  como na Eq. (3.1), ou seja, a deformação na rigidez tangencial. Tal lógica conduz ao mesmo ciclo de histerese de MED mostrado na Fig. 3.8. No entanto a força normal sendo atualizada a cada ciclo de oscilação da estrutura garante que não haverá jamais escorregamento no acoplamento por atrito. Desta forma a lógica MAMED se torna imune à amplitude da força de excitação, isto é, mantém a sua eficiência independente da força de excitação.

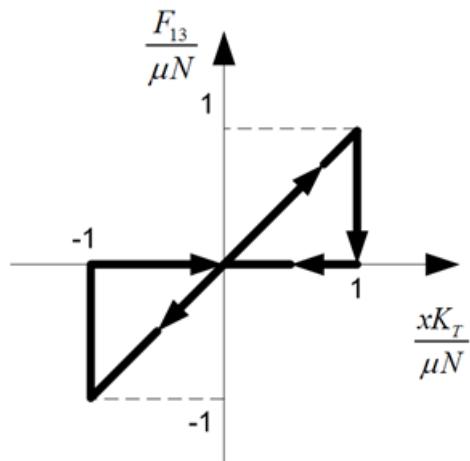


Figura 3.8 – Ciclo de histerese teórico - *MAMED*.

Inaudi (1997) propôs a estratégia denominada *Modulated Amplitude Friction Force* (*MAF*) em que para uma oscilação harmônica em regime permanente procura-se extrair o máximo de energia por ciclo de oscilação de forma que o valor da força normal seja calculado e mude de valor apenas quando o sinal da velocidade no instante for diferente do sinal da velocidade no instante anterior, conforme Eq. (3.9).

$$\begin{cases} N_r = N_1 & \text{se } \text{sign}(\dot{x}(n\Delta t)) \neq \text{sign}(\dot{x}((n-1)\Delta t)) \\ N_r = N_1^* & \text{para os demais casos} \end{cases} \quad (3.9)$$

E o modo de se calcular  $N_1$  é o mesmo mostrado na Eq. (3.7) e  $N_1^*$  é o valor da última atualização de  $N_1$ . Com esta estratégia o ciclo de histerese teórico e normalizado é mostrado na Fig. 3.9.

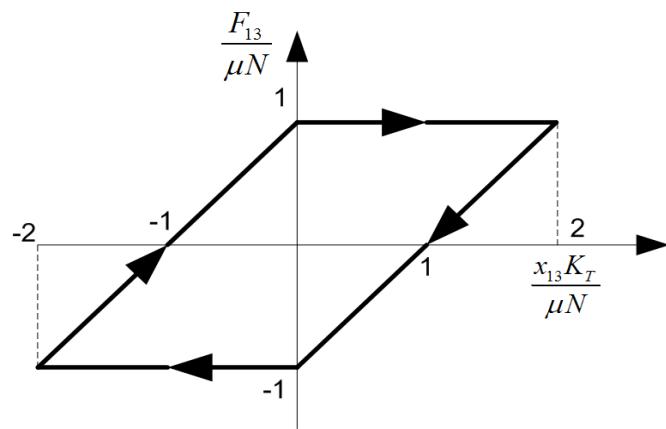


Figura 3.9 – Ciclo de histerese teórico - *MAF*.

Esta estratégia é baseada na definição do ciclo de histerese ótimo como mostrado por Firrone (2006). Isto é, este ciclo de histerese é um ciclo intermediário entre a situação de ausência de escorregamento, no qual a força de atrito não dissipava energia, e aquele em que há escorregamento com força de atrito pequena e, portanto, pouca dissipação de energia por unidade de deslizamento.

A *Linear Boundary Layer (LBL)* proposta por He *et al* (2003) modifica a forma do ciclo de histerese em busca de uma área maior e uma consequente maior dissipação de energia, para isto possui dois parâmetros para ajustar a força normal em sua estratégia de controle, o ganho no controle ( $\beta$ ) e o parâmetro de fronteira entre o escorregamento e a adesão ( $\alpha$ ), este último é interpretado como o quanto rápido o controlador muda a força normal na iminência do escorregamento.

Tal lógica também está condicionada ao critério da Eq. (3.9) para indicar a necessidade de mudança no valor da força normal de referência  $N_r$  e ao cálculo do valor da força normal através da Eq. (3.7).

A Equação (3.10) detalha o refinamento adicionado ao cálculo da força normal introduzido no trabalho de He *et al* (2003).

$$N_r = \beta \cdot N_1 \left| \tanh \left( \alpha \frac{d\Delta(t)}{dt} \right) \right| \quad (3.10)$$

Tal lógica acarreta num ciclo de histerese teórico e normalizado conforme mostrado na Fig. 3.10.

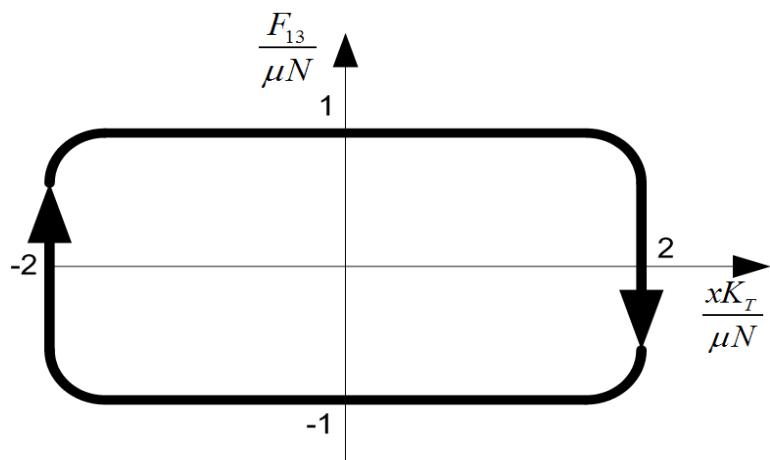


Figura 3.10 – Ciclo de histerese teórico - *LBL*.

Verifica-se que esta lógica realmente produz o ciclo de histerese com maior área e, portanto é aquele que permite maior dissipação de energia.

O termo  $\alpha$  na Eq. (3.10) definirá o quanto rápido ocorrerá a transição em  $-2$  e  $2$  na Fig. 3.10. Isto é, verifica-se que nestes pontos há a inversão do sentido da velocidade de deformação da rigidez tangencial no contato, no entanto não é possível realizar uma mudança em degrau como mostrado, de tal forma que valores elevados de  $\alpha$  aproximam o círculo de histerese real do idealizado, porém após um determinado valor o ganho de eficiência na atenuação torna-se insignificativo.

E a última lógica de controle é denominada *Modified Linear Boundary Layer (MLBL)* proposta por Santos e Lépore Neto (2013). Eles observaram que a Eq. (3.10) é altamente dependente da velocidade para ajustar a força normal o mais rápido possível.

Dessa forma tentam estimar o valor da velocidade no instante futuro através da aceleração da estrutura. Modificando assim a Eq. (3.10) para conforme mostrada na Eq. (3.11).

$$N_r = \beta \cdot N_1 |\tanh(\alpha \cdot V^*)| \quad (3.11)$$

Onde  $V^*$  é dado pela Eq. (3.12) que como já mencionado depende da aceleração  $\ddot{x}$ , da variação temporal  $dt$  e da velocidade  $\dot{x}$ .

$$V^* = \frac{d\Delta(t)}{dt} + \frac{d^2\Delta(t)}{dt^2} \cdot dt \quad (3.12)$$

Do mesmo modo que *LBL* esta lógica também está condicionada ao critério da Eq. (3.9) para indicar a necessidade de mudança no valor da força normal de referência  $N_r$  e ao cálculo do valor da força normal  $N_1$  através da Eq. (3.7).

Os autores afirmam que tal modificação antecipa o esforço de controle ajustando a força normal do sistema no próximo instante se baseando na estimativa do estado futuro da estrutura vibratória, e não apenas no estado atual.

O ciclo de histerese desta lógica de controle apresentado na Fig. 3.11 é similar ao de *LBL*.

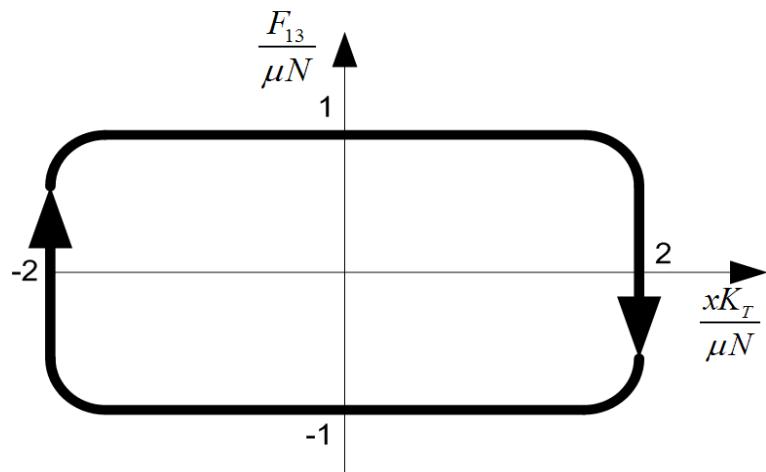


Figura 3.11 – Ciclo de histerese teórico - *MLBL*.

Na Figura 3.12 observam-se todas as formas de ciclo de histerese obtidas sendo então possível observar claramente o aumento da área dos mesmos, ou seja, o aumento do trabalho da força de atrito por ciclo de oscilação que nos dá um indicativo da energia removida do sistema vibratório.

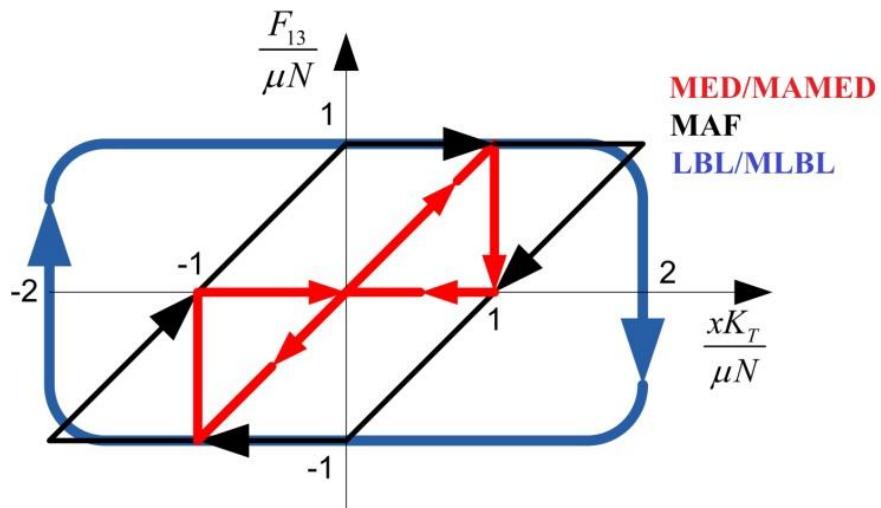


Figura 3.12 – Ciclos de histerese teóricos.

Para que seja possível a implementação experimental destas lógicas faz-se necessário: o desenvolvimento de um controle local para a força normal, a determinação de um modelo satisfatório para o contato bem com a identificação experimental dos parâmetros e a determinação de um modelo satisfatório para o sistema vibratório bem como a identificação experimental das propriedades físicas do sistema.

### 3.3. Caracterização Experimental do Sistema Dinâmico Vibratório

A seguir será mostrada a metodologia para a obtenção do modelo físico-matemático referente ao sistema dinâmico vibratório da bancada.

#### 3.3.1. Descrição do Modelo para o Sistema Vibratório Linear

O sistema dinâmico vibratório com tem seu modelo físico representado conforme apresentado na Fig. 3.13.

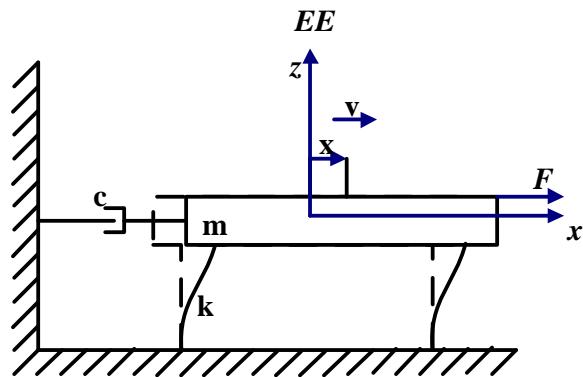


Figura 3.13 – Representação do modelo físico.

Onde  $m$  é a massa da placa rígida,  $k$  é a rigidez equivalente das quatro lâminas,  $c$  é o amortecimento viscoso (neste trabalho dado exclusivamente pelo ar),  $F$  é a excitação,  $EE$  é a posição de equilíbrio estático,  $x$  e  $z$  nos dão o plano de ocorrência do movimento e, por fim,  $x$  e  $v$  sobre as setas nos dão o sentido do deslocamento e da velocidade, respectivamente, ocasionados pela excitação no instante observado. E seu diagrama de corpo livre (*DCL*) é mostrado na Fig. 3.14.

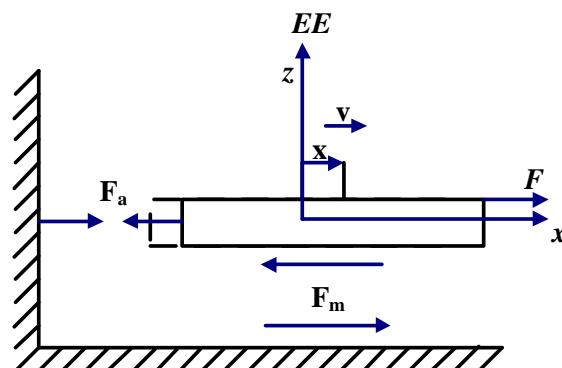


Figura 3.14 – Diagrama de corpo livre.

Em que  $F_m$  é a força de mola exercida sobre a massa e  $F_a$  é a força de amortecimento exercida sobre  $m$ .

Utilizando o princípio de D'Alembert para encontrar o modelo matemático, têm-se o que se segue uma vez que tal princípio nos diz que a força resultante está em equilíbrio com a força de inércia, e que pode ser expresso pela Eq. (3.13).

$$F_{ext} + f - \dot{p} = 0 \quad (3.13)$$

Onde  $F_{ext}$  são as forças externas,  $f$  são as forças de restrição cinemáticas e  $\dot{p}$  são as inéncias associadas.

Assim, desenvolvendo o raciocínio através da Eq. (3.14) e da Eq. (3.15) se pode encontrar a Eq. (3.16) que representa matematicamente o comportamento do sistema físico.

$$(F - F_a - F_m) + 0 - m\ddot{x} = 0 \quad (3.14)$$

$$F - c\dot{x} - kx - m\ddot{x} = 0 \quad (3.15)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (3.16)$$

Que supondo uma solução para movimento harmônico têm-se as expressões a seguir:

$$F = F e^{j\omega t} \quad (3.17)$$

$$x = X e^{j\omega t} \quad (3.18)$$

Em que  $\omega$  é a frequência em radianos e as derivadas de  $x$  também para sinais harmônicos de vibração mostradas nas equações abaixo:

$$\frac{d x}{dt} = \dot{x} = j\omega X e^{j\omega t} \quad (3.19)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \ddot{x} = -\omega^2 X e^{j\omega t} \quad (3.20)$$

Tornado possível a obtenção da expressão completa do comportamento do sistema para este tipo de movimento na Eq. (3.21) e das receptâncias  $H$  (razão do deslocamento pela força), na Eq. (3.22).

$$(-\omega^2 m + j\omega c + k)X e^{j\omega t} = F e^{j\omega t} \quad (3.21)$$

$$H = X/F = \frac{1}{-\omega^2 m + j\omega c + k} \quad (3.22)$$

### 3.3.2. Descrição da Bancada Experimental

O sistema dinâmico vibratório é composto por uma mesa vibratória, isto é, a mesa em si é uma placa rígida responsável pela propriedade de massa/inércia, os pés da mesa são molas do tipo lâminas biengastadas em paralelo responsável pela rigidez do sistema e o amortecimento (viscoso) é dado pela interação da estrutura com o ar, sua representação esquemática foi mostrada na Fig. 3.13.

O sistema em si pode apresentar 6 *GDL*, ou seja, as 3 translações e as 3 rotações. Mas o fato é que devido a fatores construtivos a mesma apresenta apenas 1 *GDL* na banda de análise. Isto é, como a rigidez das molas nas demais direções são muito superiores à rigidez na direção  $x$  os demais graus de liberdade aparecerão somente em bandas de frequência superiores a de análise.

Isto fica claro ao analisarmos a geometria da suspensão, cuja seção transversal das lâminas é representada de maneira esquemática na Fig. 3.15.

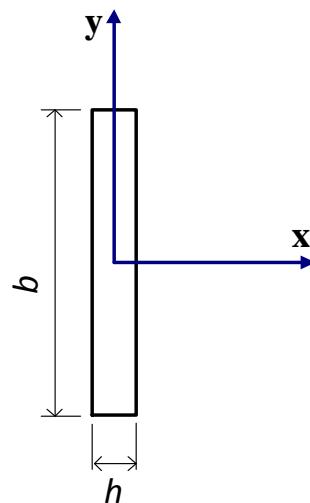


Figura 3.15 – Seção transversal de uma mola de lâmina.

Esta geometria, com um dos lados muito maior que o outro, ocasiona um valor na propriedade de rigidez de flexão em torno ao eixo  $y$ , portanto a translação da mesa em  $x$ , muito menor que nos valores das demais direções. Este fato indica que o movimento vibratório de translação é significativo apenas na direção  $x$ .

A combinação das quatro lâminas (pés da mesa) proporcionará rigidez elevada nas demais direções mesmo para os graus de liberdade de rotação em torno dos demais eixos coordenados.

A bancada com o sistema vibratório e o dispositivo de mola inteligente já acoplado é apresentada na Fig. 3.16.

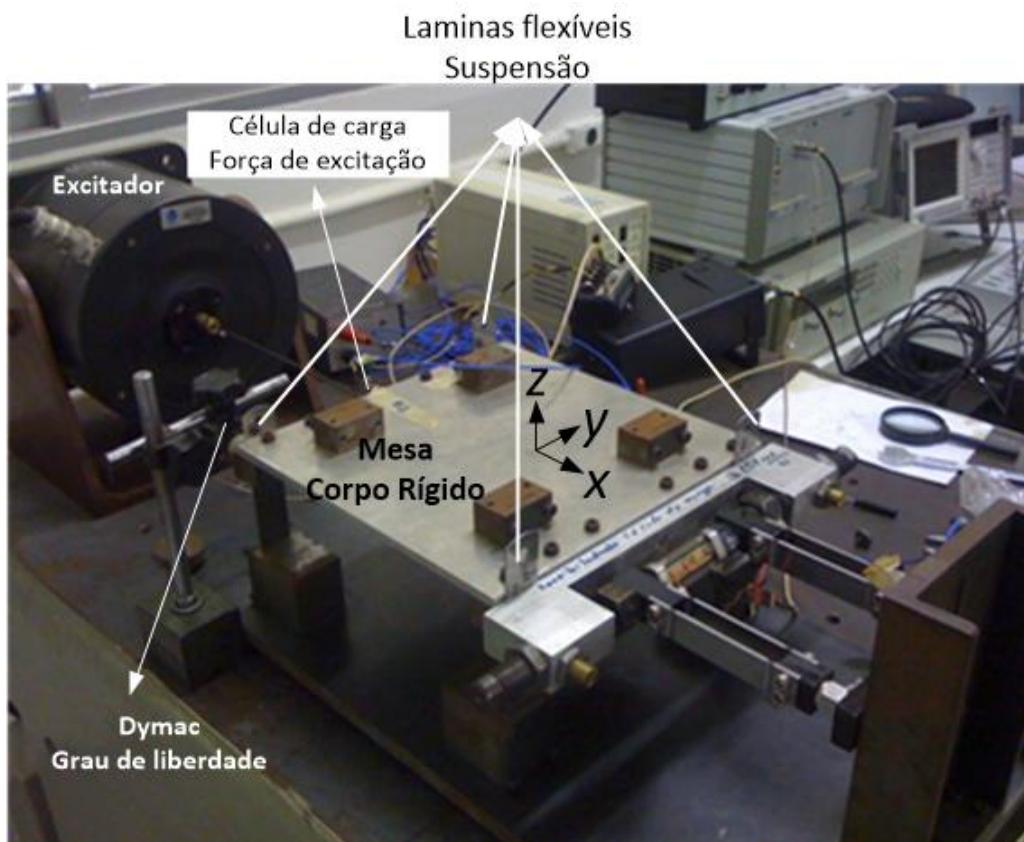


Figura 3.16 – Bancada experimental.

O dispositivo de mola inteligente é apresentado acoplado ao sistema vibratório na Fig. 3.17. Nesta figura bem como na figura anterior verifica-se que a rigidez  $k_2$  mostrada no modelo do dispositivo na Fig. 3.1 representativa de uma eventual ligação entre a base do dispositivo e o sistema vibratório não existe na bancada experimental, ou seja,  $k_2 = 0$  quando tal sistema vibratório for simulado.

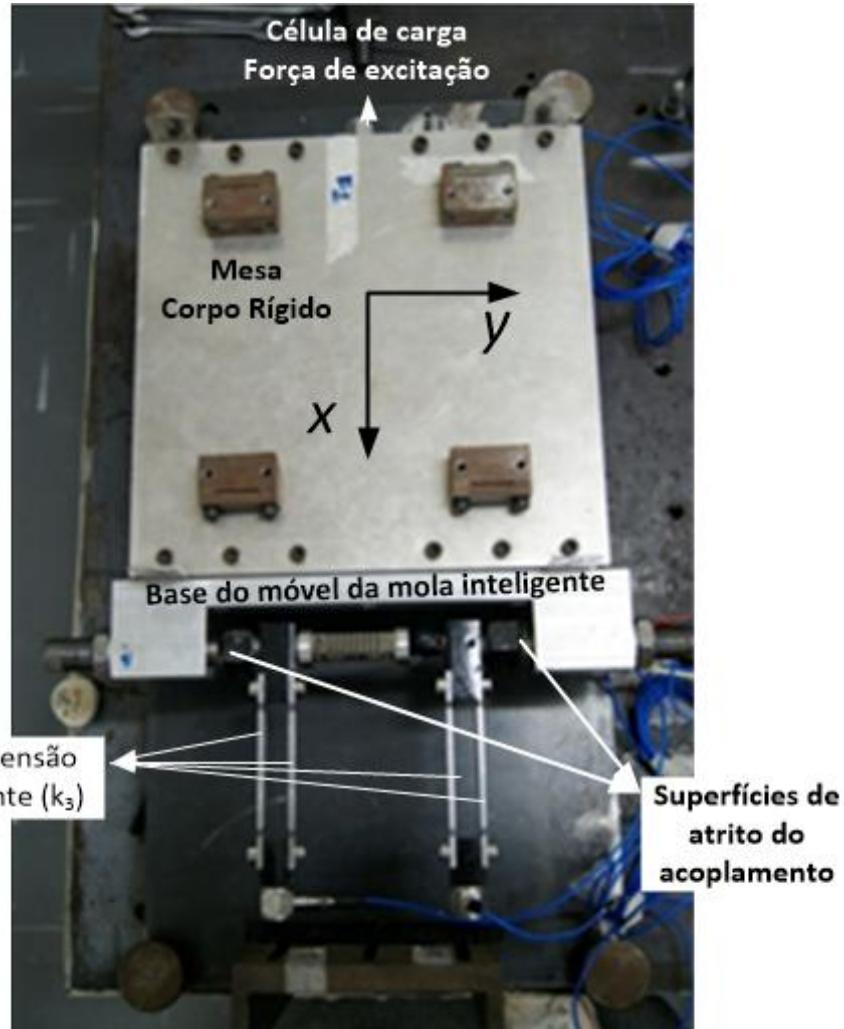


Figura 3.17 – Mola inteligente acoplada ao sistema vibratório.

Verifica-se na Fig. 3.17 a presença das laminas que constituem a rigidez  $k_3$  da mola inteligente como descrito na Fig. 3.1. Também é mostrado o sistema de acoplamento por atrito que é constituído pela base móvel e pelas superfícies de atrito.

Detalhes do acoplamento por atrito são mostrados na Fig. 3.18 onde se verifica a presença do atuador piezelétrico que faz variar a força normal, a célula de carga piezoresistiva que mede a força normal aplicada e as duas superfícies por atrito.

Existem dois parafusos na lateral da base móvel que são responsáveis por determinarem o nível constante da força de atrito. Isto é, pode-se através destes parafusos garantir o contato mecânico quando o atuador estiver contraído ao máximo com uma força mínima tendendo a zero ou então com uma força mínima não próxima de zero.

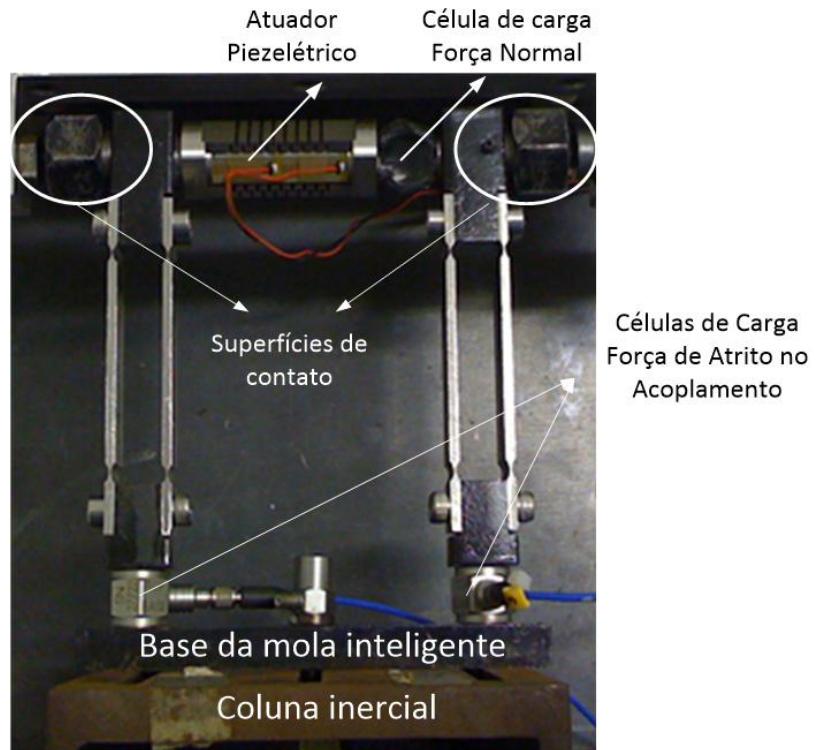


Figura 3.18 – Mola inteligente.

A suspensão do dispositivo de mola inteligente é composta por quatro lâminas flexíveis paralelas cujas extremidades são fixadas à base do amortecedor através de duas células de carga piezelétricas. Tais células são utilizadas para se medir a força tangencial no contato, que são imprescindíveis no experimento para determinar os parâmetros de contato, que será descrito na seção 3.5.

Entre os dois pares de lâminas paralelas são instalados o atuador piezelétrico e a célula de carga piezoresistiva, constituindo o sistema de variação da força normal.

O atuador piezelétrico, mostrado na Fig. 3.19, é um modelo PPA40L da CEDRAT®.

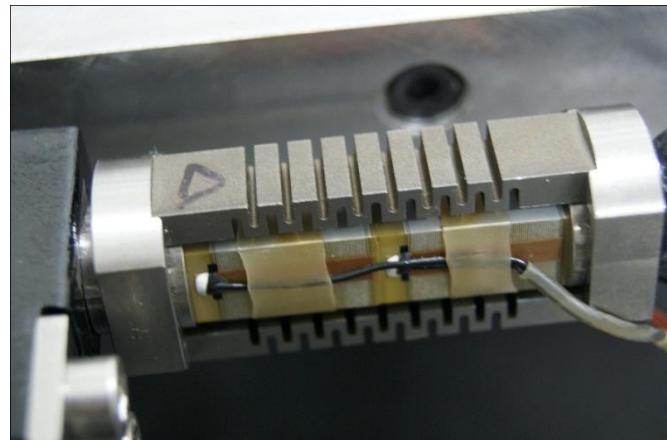


Figura 3.19 – Atuador piezelétrico CEDRAT modelo PPA40L.

Ele é constituído por uma pilha de lâminas de material piezelétrico montada sobre pressão numa estrutura elástica de aço. A utilização da estrutura elástica se faz necessária devido à possibilidade da pilha de cristais se desmontarem quando submetido à tração, ou seja, a estrutura elástica encontra-se sempre deformada garantindo uma compressão mínima ao atuador, o que explica a assimetria na tensão de alimentação fornecida pelo amplificador.

O atuador produz deslocamentos proporcionais à tensão aplicada. Esta pode variar entre  $-20\text{ V}$  e  $150\text{ V}$ , sendo que, de acordo com o fabricante, o atuador apresenta uma máxima retração de  $-7,5\text{ }\mu\text{m}$  para o nível de  $-20\text{ V}$  e um máximo alongamento de  $37,5\text{ }\mu\text{m}$  para uma tensão de  $150\text{ V}$ . A pilha piezelétrica é pré-comprimida pela estrutura elástica do atuador, limitando os esforços admissíveis de tração, flexão e de torção para os valores máximos de  $3000\text{ N}$ ,  $1,0\text{ Nm}$  e  $1,0\text{ Nm}$ , respectivamente.

O sistema de alimentação elétrica do atuador consiste de uma fonte linear modelo LC75C, de um amplificador linear modelo LA75C com ganho de vinte vezes e um servo-controlador modelo SC75 que permite a aplicação de um sinal de controle com diferentes formas de onda superpostas um nível DC ajustável.

O conjunto como um todo será referido a partir daqui apenas como amplificador do atuador piezelétrico e é mostrado na Fig. 3.20.



Figura 2.20 – Amplificador do atuador piezelétrico.

Já a célula de carga piezoresistiva foi confeccionada e devidamente calibrada no próprio laboratório para que a força normal de contato entre as esferas e as faces planas dos parafusos fosse monitorada. O sensor consiste em um anel elástico de aço instrumentado com quatro *strain gages* que constituem uma ponte de Wheatstone completa. A mesma pode ser vista em destaque na Fig. 3.21.

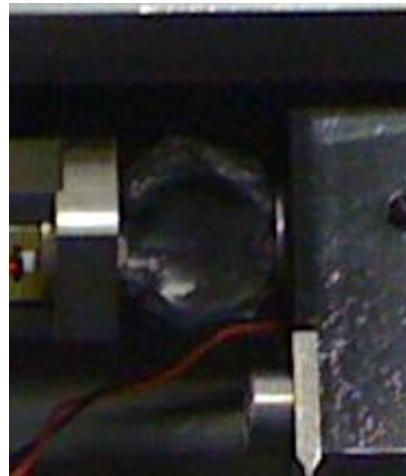


Figura 3.21 – Célula de carga piezoresistiva.

Para o condicionamento do sinal da força normal também foi projetado um circuito de amplificação com ajuste de *offset*.

O sistema de aquisição DSpace® DS1104 R&D é um sistema de aquisição que possui um processador dedicado que é conectado diretamente à placa mãe do microcomputador nas conexões PCI, suporta aplicações em tempo real e possui barramento separados, um para aquisição ( $I$  – *Input*) e outro para geração ( $O$  – *Output*), além do fato destes barramentos transportarem toda a informação, ou seja, cada um deles passam todos os 16 bits do sinal. Possuindo 8 conexões BNC de saída analógica (conversores D/A), 8 conexões BNC de entrada analógica (conversores A/D), uma conexão digital I/O de 20 bits, uma conexão I/O para PWM escravo de 14 bits, 2 conectores de interface com *encoder* incremental, um conector RS232 UART e um conector RS422/RS485 UART.

A placa controladora DS1104 e o módulo I/O CP1104 são mostrados na Fig. 3.22.



Figura 3.22 – Módulo I/O CP1104 e Placa DS1104 da DSpace®.

Em diversas oportunidades será necessária a obtenção das receptâncias, tal ação será realizada e controlada pelo analisador de sinais 35670A da Agilent® no modo SINE SWEEP, um dos diversos módulos matemáticos instalados, uma foto do instrumento pode ser vista na Fig. 3.23.



Figura 3.23 – Analisador de sinais 35670A da Agilent®.

Outro equipamento importante na obtenção das receptâncias é o excitador eletrodinâmico de vibração, também conhecido como *shaker*. Ele é responsável pela excitação do sistema, cuja forma de onda e força de excitação são controladas pelo analisador de sinais, excitação esta que é amplificada pelo amplificador de potência do excitador antes de ser enviada para o mesmo. Tanto o excitador quanto seu amplificador podem ser vistos na Fig. 3.24.

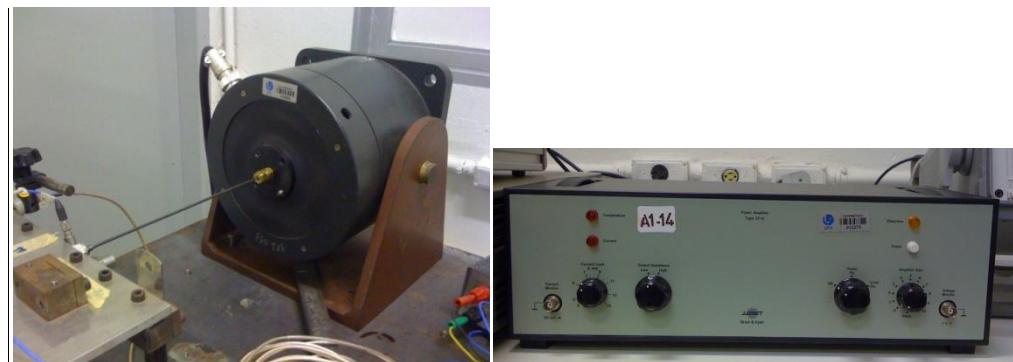


Figura 3.24 – Excitador eletrodinâmico de vibração e seu amplificador de potência.

Todo o experimento é montado sobre uma mesa inercial que funciona como uma proteção contra vibrações provenientes do solo impedindo que excitações no terreno cheguem à bancada e influenciem nas medições.

### 3.3.3. Identificação Experimental das Propriedades Físicas da Estrutura Vibratória

Para identificar experimentalmente as propriedades físicas da estrutura (massa, rigidez e amortecimento) é necessário que se realize um experimento com a finalidade de se obter a receptância do sistema dinâmico vibratório.

Para tal foram necessários os seguintes equipamentos:

- Bancada experimental;
- Analisador de sinais 35670A da Agilent®;
- Excitador eletrodinâmico de vibração (*shaker*) e seu respectivo amplificador de potência;
- Sensor de deslocamento indutivo (DYMAG) e seu respectivo condicionador de sinais;
- Célula de carga piezelétrica.

E ainda, se fez necessário o cumprimento de um procedimento experimental que consistia inicialmente em certificar que não há contato no acoplamento, ou seja, força normal nula. Em seguida realizar um ensaio com varredura em frequência na banda de 5 à 50 Hz, com amplitude da força de excitação igual à 10 N e estimativa das funções densidades espetrais, diretas e cruzadas, sobre 10 períodos de oscilação em regime permanente. O controle da força excitação é feito pelo analisador de espetro que considera que o regime permanente foi atingido quando o erro, em relação à referência de força de excitação, está dentro de um limite definido pelo usuário, neste trabalho ajustado para 0,1 dB.

A Figura 3.25 mostra o esquema representativo do experimento.

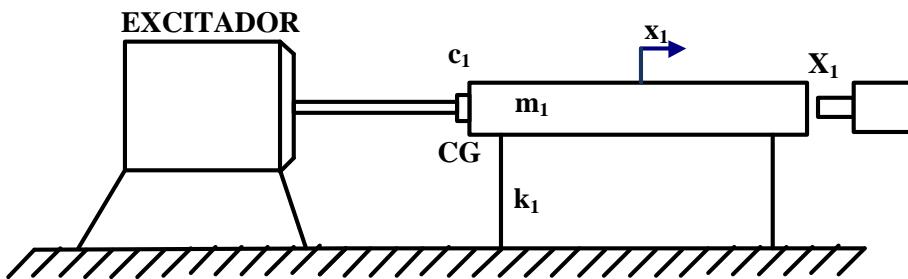


Figura 3.25 – Esquema da montagem experimental para identificação dos parâmetros físicos.

Onde  $CG$  é a célula de carga e a massa  $m_1$  contém a massa de parte da estrutura do amortecedor por atrito, correspondente a porção que fica afixada a mesa.

Uma vez estimada a receptância da bancada experimental, utiliza-se esta para a identificação dos parâmetros de massa, rigidez e amortecimento segundo o modelo numérico descrito na Eq. (3.22). Como método de busca, para minimizar a função erro, utilizou-se o algoritmo FMINSEARCH disponível no pacote MatLab® no processo de ajuste à curva experimental obtida em ensaio experimental cuja função objetivo é dada por  $norm(|H_{num}| - |H_{exp}|)$ .

O ajuste da receptância teórica à experimental é mostrado na Fig. 3.26.

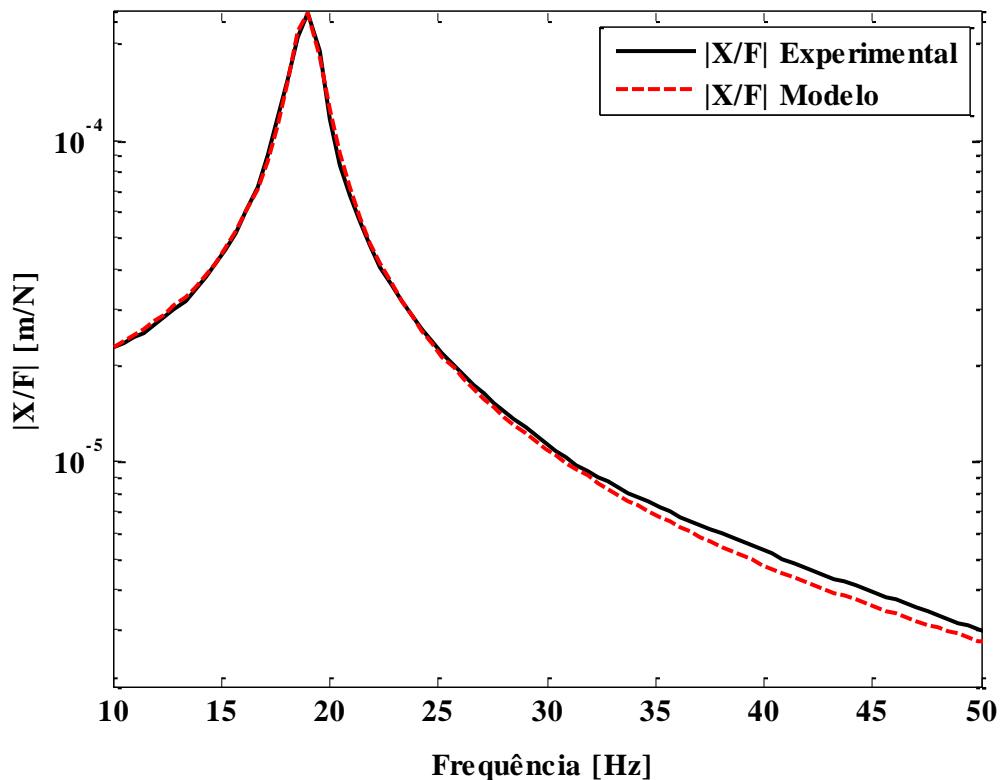


Figura 3.26 – Comparação de receptância experimental com modelo numérico.

Verifica-se uma boa qualidade do ajuste, indicando que o modelo está muito próximo do sistema real, portanto os parâmetros físicos encontrados são considerados satisfatórios e apresentados na Tab. 3.1.

Com estes parâmetros pode-se integrar a equação do movimento para o sistema de 1 *GDL* adicionado da força de excitação e da força decorrente da mola inteligente. Antes de identificarem-se os parâmetros de contato é necessário desenvolver o controle da força normal a fim de garantir que esta se mantenha constante durante todo o ensaio.

Tabela 3.1 – Propriedades físicas do sistema obtidas experimentalmente.

Massa (kg)	4,274
Rigidez (N/m)	60500
Amortecimento (Ns/m)	33,175

### 3.4. Controle Local

Aqui será descrito qual foi o procedimento tomado para a realização do controle local bem como todas as características e peculiaridades do sistema em questão. Além da apresentação da arquitetura a ser utilizada.

#### 3.4.1. Arquitetura de Controle da Planta Local

A arquitetura de controle da planta local é bastante simples e deve garantir um valor de força segundo uma referência definida pelo usuário ou por uma lógica de controle global desenvolvida para se maximizar a capacidade de atenuação da oscilação da estrutura vibratória. A Figura 3.27 é uma representação desta arquitetura.



Figura 3.27 – Arquitetura do controle local.

Onde  $N_r(t)$  é a força normal desejada,  $e(t)$  é o erro entre a referência, o valor da força normal atual medida é  $N(t)$  e  $U(t)$  é o esforço de controle.

E para que se tenha um controlador eficiente para se empregar nesta arquitetura faz-se necessário a realização dos passos que se seguem nas demais seções.

#### 3.4.2. Identificação da Planta Local

Neste ponto se faz importante a verificação da calibração dos sensores, conhecendo assim as sensibilidades dos mesmos, detalhes de funcionamento encontrados em seus manuais e também o uso apropriado de seus condicionadores e/ou amplificadores.

Isto feito se faz necessária a realização de um experimento para que seja identificada a planta do sistema referente ao controle apenas da força normal, denominado controle local. O esquema da planta local pode ser visto na Fig. 3.28.

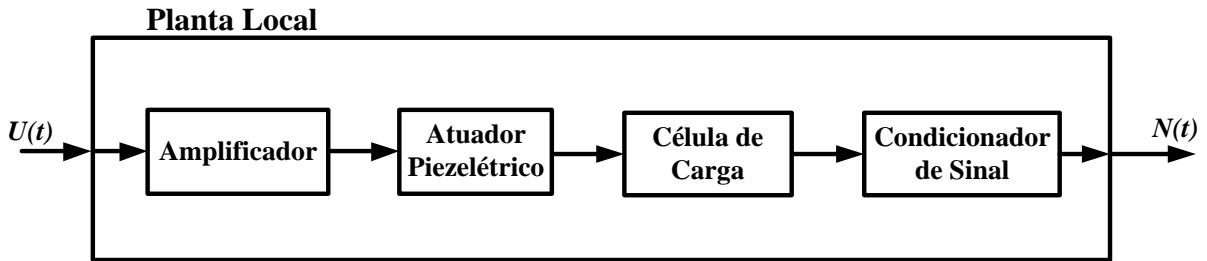


Figura 3.28 – Representação esquemática da planta local.

O amplificador do atuador piezelétrico possui um ganho fixo de  $20x$  e um nível *DC* ajustável que se soma ao sinal de entrada. Este nível *DC* foi ajustado para que com uma entrada entre  $-4 V$  e  $4 V$  corresponda à saída do amplificador entre  $-20 V$  e  $150 V$  respectivamente conforme já mencionado na seção 3.2.2. Neste ponto é importante lembrar que a força normal poderá ser apenas de compressão, isto é, não será possível tracionar as superfícies uma vez que estas estão em contato e não aderidas uma a outra.

Nas configurações atuais a maior força normal, compressão das superfícies, ocorre para expansão máxima do atuador piezelétrico e equivale a  $200 N$ . Esta expansão máxima ocorre quando o amplificador alimenta o atuador com  $150 V$ . Na outra ponta a força normal será nula, sem contato entre as superfícies, quando o atuador for alimentado por uma tensão de  $-20 V$ .

Devido à célula de carga fornecer valores negativos de tensão para forças compressivas o valor máximo na entrada corresponde ao valor mínimo de saída, maior módulo em tensão, porém com sinal negativo. Este fato contraria as convenções da teoria de controle levando a ganhos da parcela proporcional negativos, assim para a obtenção de uma planta mais simples e fácil de se trabalhar uma das duas alternativas a seguir deve ser realizada para que um aumento do esforço de controle resulte no aumento da força normal.

A primeira delas é a inversão dos terminais da ponte de Wheatstone na entrada do amplificador do condicionador de sinal da célula de carga, uma vez que ela faz com que seja apresentado um valor cada vez mais negativo, ou seja, cada vez menor quanto maior for a

força aplicada. Assim caso invertido, o valor de tensão será cada vez maior (positivamente) quanto maior for a força aplicada.

A segunda delas é realizar a inversão de  $U(t)$  ou de  $N(t)$  na identificação da planta. Nota-se que neste caso o experimento foi realizado sem que a correção na ponte de Wheatstone mencionada anteriormente fosse feita, e que mudanças são feitas *a posteriori* para corrigir tal “erro” da planta.

Esta alternativa acarretaria na identificação de uma planta “inversa” à real. Dessa forma, quando se inverte  $U(t)$  na identificação é necessário que inverta o esforço de controle calculado pelo controlador antes de enviá-lo à planta quando se fecha a malha e se coloca o controle para funcionar. E caso se inverta  $N(t)$  na identificação é preciso a inversão do sinal advindo do condicionador de sinais e faz com que o sinal de referência em volts relativo a força normal de referência também seja invertido para que o erro entre o medido e a referência seja correto.

A aplicação de uma das medidas anteriores era estritamente necessária, pois sem ela a planta identificada iria possuir um constante de proporcionalidade  $K_p$  negativa, isto acarretaria em uma inversão no Gráfico do Lugar das Raízes e faria com que o controlador apresentasse uma constante de proporcionalidade do controlador  $K$  também negativo, ou no caso de um controlador tipo *PID* apresentaria a constante  $P$  também negativa, fatos estes que não são bem vistos em aplicações de controle.

Para tal experimento são necessários os seguintes equipamentos:

- Bancada experimental;
- Analisador de sinais 35670A da Agilent®;

Também se faz necessária toda a infraestrutura referente ao controle da força normal, ou seja, o dispositivo de mola inteligente com o amplificador de potência do atuador piezelétrico e o condicionador de sinais da célula de carga piezoresistiva.

Após observar inicialmente o comportamento da planta nota-se que esta apresenta uma característica típica de um sistema de 1<sup>a</sup> ordem. Tal característica é a ausência de sobressinal (*overshoot*) na resposta da planta a uma excitação do tipo degrau, é fato que sistemas de ordem superiores com um amortecimento grande também podem apresentar este comportamento, porém devido ao fato do sistema possuir fortes características capacitivas pode-se aproximar o sistema como de 1<sup>a</sup> ordem, mesmo que sabidamente este sistema seja um sistema de 2<sup>a</sup> ordem.

O Método da Resposta ao Degrau para sistemas de 1<sup>a</sup> ordem do tipo *SISO* (*Single-Input and Single-Output* – Uma Única Entrada e Uma Única Saída) e com condições iniciais nulas se comporta conforme Fig. 3.29. Tal método consiste em se aplicar um degrau no sistema e adquirir a resposta do sistema a tal degrau.

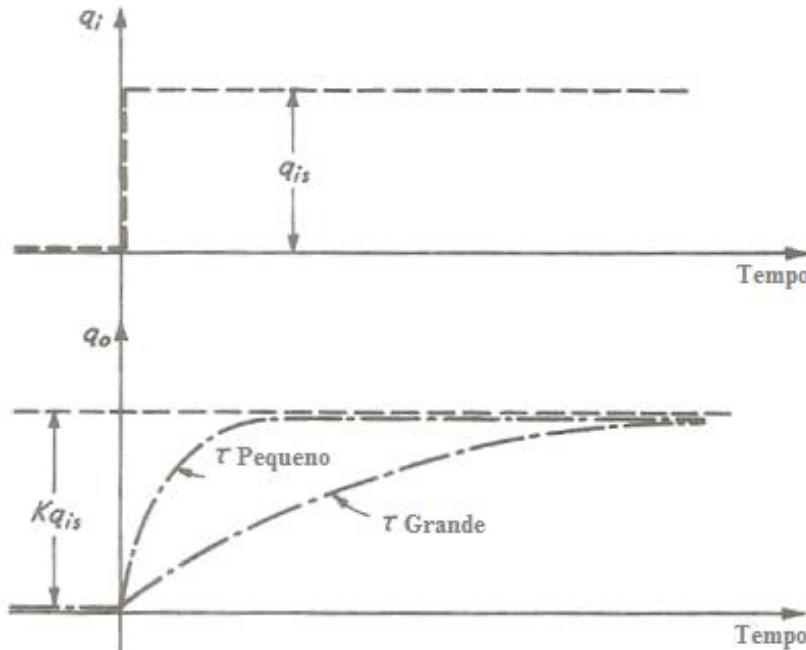


Figura 3.29 – Resposta ao degrau de sistema de 1<sup>a</sup> ordem de Doebelin (1990).

Tal sistema possui uma formulação no tempo muito simples como mostrada na Eq. (3.23).

$$q_o = Kq_i(1 - e^{-t/\tau}) \quad (3.23)$$

Sendo  $K$  uma constante de proporcionalidade,  $\tau$  a constante de tempo,  $t$  o tempo contínuo decorrido,  $q_i$  e  $q_o$  sendo os sinais de entrada e de saída, respectivamente. A função transferência da mesma é dada pela transformada de Laplace da expressão no tempo, e é dada pela Eq. (3.24).

$$G(s) = \frac{q_o(s)}{q_i(s)} = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (3.24)$$

Nesta função transferência a oscilação do sistema em torno de um valor determinado é que está sendo caracterizada como de 1<sup>a</sup> ordem. O valor pré-determinado escolhido para a realização do experimento é de 0 V na entrada do amplificador do atuador. Sendo este valor um valor médio do esforço de controle (entrada do sistema) denominado  $U_{médio}$ . Dessa forma a planta  $G$  a ser identificada será a planta referente à oscilações/variações do sistema em torno ao valor médio. Isto pode ser melhor observado na Fig. 3.30.

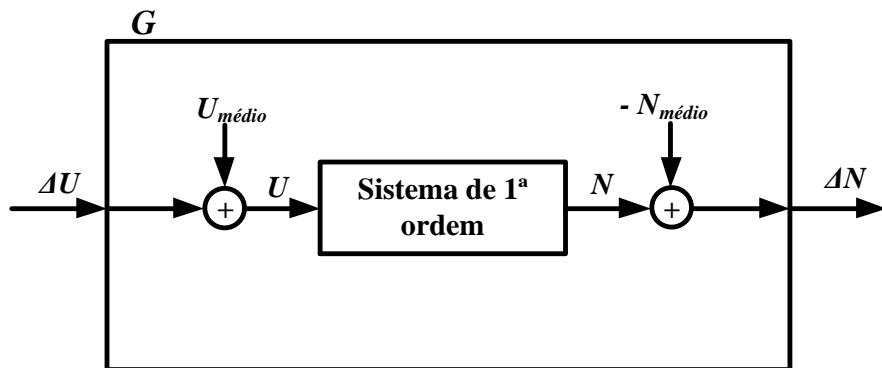


Figura 3.30 – Planta a ser identificada no experimento.

Dessa forma a excitação será uma oscilação em torno de  $U_{médio}$  que será denominada como  $\Delta U$ . Isto irá acarretar na aquisição de uma oscilação em torno de um valor médio de saída  $N_{médio}$  denominado  $\Delta N$ . As expressões abaixo caracterizam melhor estes termos.

$$U = \Delta U + U_{médio} \quad (3.25)$$

$$N = \Delta N + N_{médio} \quad (3.26)$$

Os sinais adquiridos no experimento para a identificação via resposta ao degrau são mostrados na Fig. 3.31, eles foram gerados e adquiridos pelo analisador de sinais Agilent® 35670A.

Tal sinal possui uma taxa de amostragem de 4096 Hz, uma duração de um segundo, com degraus de largura 0,2 s e oscilando entre os valores de -1 V à 1 V. Estes valores foram escolhidos para que a referência sobre a qual os degraus oscilem ( $U_{médio}$ ) tenha valor igual à zero.

Observe que o problema anteriormente mencionado do aumento da entrada provocar uma diminuição da saída está presente. Isto faz com o sistema não se pareça com um sistema de 1<sup>a</sup> ordem como o mostrado na Fig. 3.29.

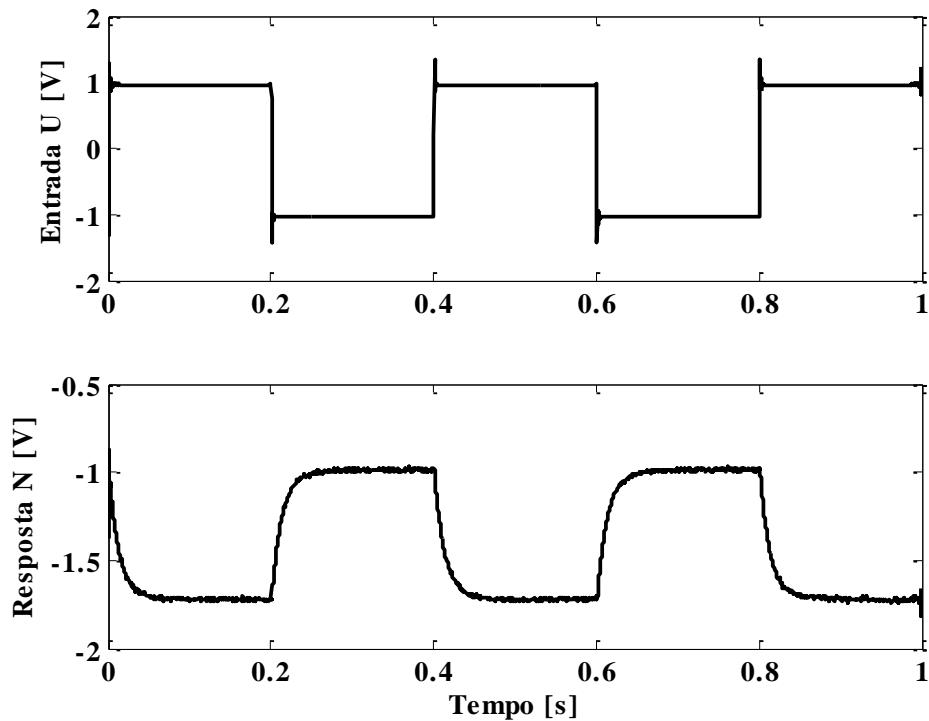


Figura 3.31 – Experimento de resposta ao degrau realizado.

Então dentre as alternativas possíveis para a correção do problema escolheu-se a inversão da entrada  $U$ . E, além disso, já obtendo apenas as oscilações, os  $\Delta$ , têm-se a Fig. 3.32.

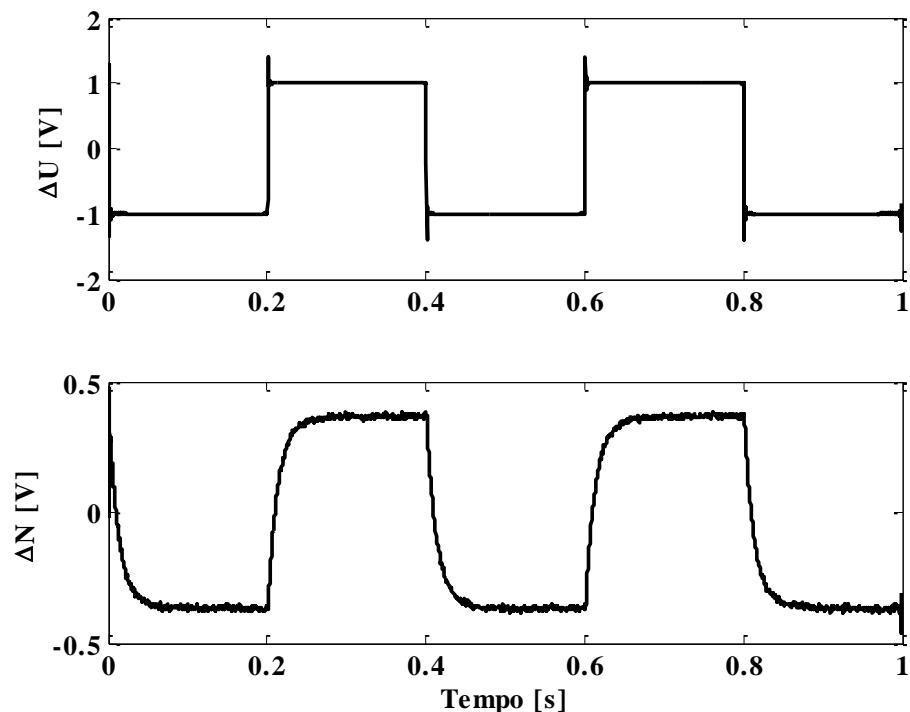


Figura 3.32 – Oscilações com a inversão de  $U(t)$ .

Nela é possível notar que tais sinais se apresentam muito mais com os da Fig. 3.29. E como valor médio para a entrada  $U_{médio}$  obteve-se obviamente o valor zero, uma vez que os degraus escolhidos para o experimento foram ajustados para tal. Quanto ao valor médio da saída  $N_{médio}$  obteve-se o valor de -1,3548.

De posse destes sinais utilizou-se a *toolbox* de identificação de sistemas IDENT do MatLab®, que se trata de uma ferramenta de identificação para sistemas do tipo *SISO*. Dá-se de entrada à *toolbox* os dados referentes a  $\Delta U$ ,  $\Delta N$  e ao intervalo de amostragem.

Configura-se *toolbox* para ajustar as duas curvas segundo uma função transferência contínua que apresente apenas uma constante proporcional e um pólo, ou seja, um sistema de 1<sup>a</sup> ordem. Com isto obtém-se o ajuste da saída do modelo comparado à saída real  $\Delta Y$  conforme mostrado na Fig. 3.33.

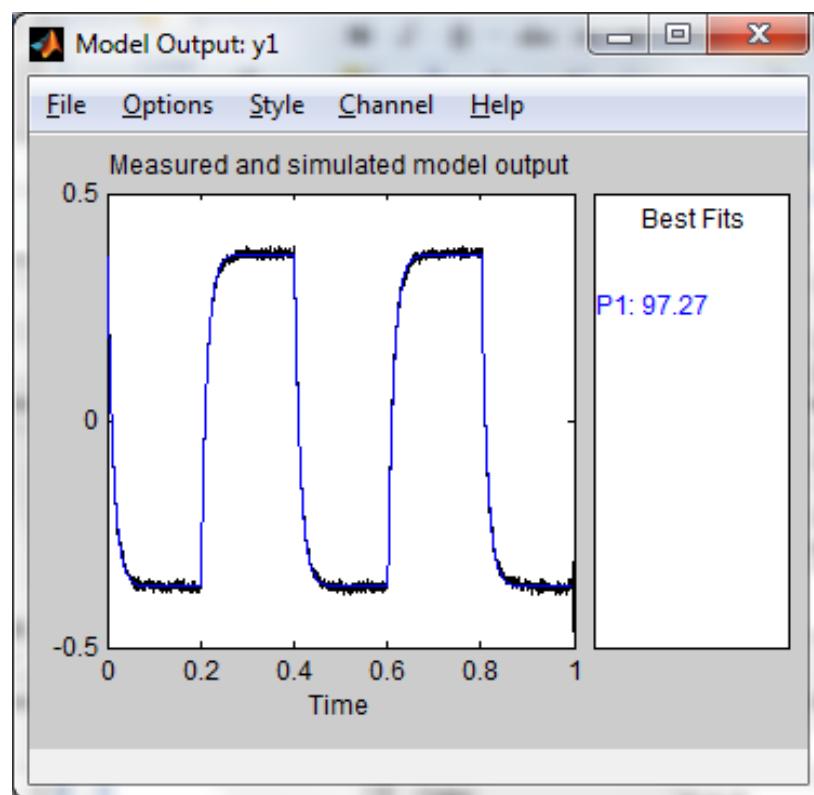


Figura 3.33 – Ajuste da saída do modelo na *toolbox*.

Sendo que a saída real está em preto e a saída do modelo está em azul, ambas para uma mesma entrada  $\Delta U$ . Esse modelo retorna um ajuste de 97,27 %, que é considerado um ajuste muito bom para dados obtido experimentalmente.

Em seguida tentou-se adicionar um atraso, porém o tempo de atraso que a ferramenta retornou foi de zero, ou seja, o sistema não apresenta atraso suficiente para que esta variável seja incluída no modelo da planta, fazendo com que o ajuste anterior seja suficiente. O modelo é representado pelo MatLab® conforme mostrado na Eq. (3.27).

$$G(s) = \frac{K_p}{1 + T_{p1} \cdot s} \quad (3.27)$$

Onde  $K_p$  é a constante de proporcionalidade da planta e possui valor igual a 0,36653 e  $T_{p1}$  é a constante de tempo da planta que apresenta seu valor identificado igual a 0,012822. Assim a Equação (3.27) fica da forma:

$$G(s) = \frac{0,36653}{1 + 0,012822 \cdot s} \quad (3.28)$$

De imediato é necessária a observação da constante de tempo da planta, que para um sistema de 1<sup>a</sup> ordem é dada pelo inverso da parte real do polo único. Sua formulação pode ser observada na Eq. (3.29).

$$cte\ de\ tempo = \frac{1}{Re(pólo)} = Tp1 = 0,012822 \quad (3.29)$$

Para que a planta seja bem representada digitalmente é necessário que o tempo de amostragem na malha fechada seja pelo menos dez vezes mais rápido que a constante de tempo, dessa forma chega-se aos valores mostrados abaixo:

$$T_s < \frac{cte\ de\ tempo}{10} = \frac{0,012822}{10} = 0,0012822 \quad (3.30)$$

$$f_s = \frac{1}{T_s} = \frac{1}{0,0012822} = 779,91\ Hz \quad (3.31)$$

Assim para uma boa representação a frequência de amostragem deverá ser superior à 780 Hz.

### 3.4.3. Sintonia do Controlador da Planta Local

Para a sintonia do controlador optou-se por utilizar outra *toolbox* do MatLab®, a PIDTOOL ao representar o sistema em malha fechada no Simulink. O modelo Simulink da malha fechada é mostrado na Fig. 3.34.

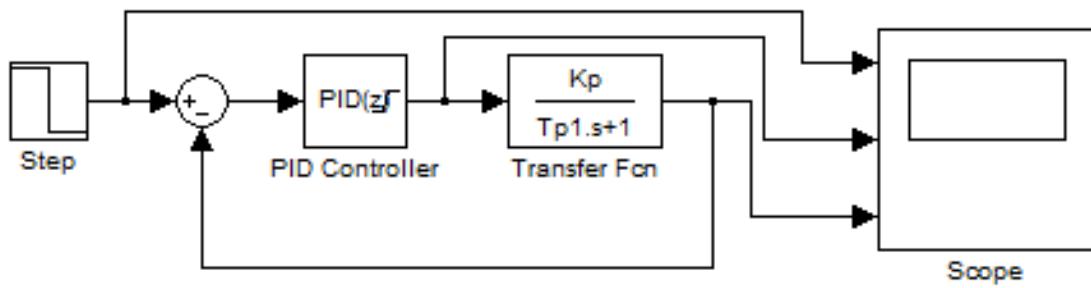


Figura 3.34 – Modelo Simulink utilizado.

A PIDTOOL é representada no diagrama acima pelo bloco intitulado *Discrete PID Controller*, nele é possível escolher a variação do controlador *PID* desejada, a forma na qual ele é representado, se na forma Ideal ou na forma Paralela, o domínio do tempo, se contínuo ou discreto e, em caso de escolha do tempo discreto, alguns ajustes no método de integração, no método de filtragem e o ajuste do tempo de amostragem.

Antes da sintonia do controlador é necessário o levantamento de alguns critérios que se deseja que o controlador atenda e mais algumas características dos ajustes feitos. A princípio deseja-se que em uma excitação harmônica de 50 Hz, o controlador atue pelo menos duas vezes dentro de cada ciclo, ou seja, 100 Hz. Isto significa que se espera que a planta se acomode em um intervalo de tempo de 0,01 segundos.

É importante lembrar também que há restrições no esforço de controle uma vez que o amplificador do atuador foi ajustado para receber como entrada um sinal entre  $\pm 4 V$ .

Outro fator importante é que o *overshoot* seja o mínimo possível e que o controlador será ajustado para funcionar numa frequência de amostragem de 2 kHz, acima da mínima de 780 Hz. Dessa forma, tanto o controlador *PID* digital quanto a planta serão amostrados nessa taxa.

Como a DSpace® faz uso do Simulink, é necessário o estudo de como o bloco do controlador *PID* se comporta. Ele tem seu comportamento expresso pela Fig. 3.35.

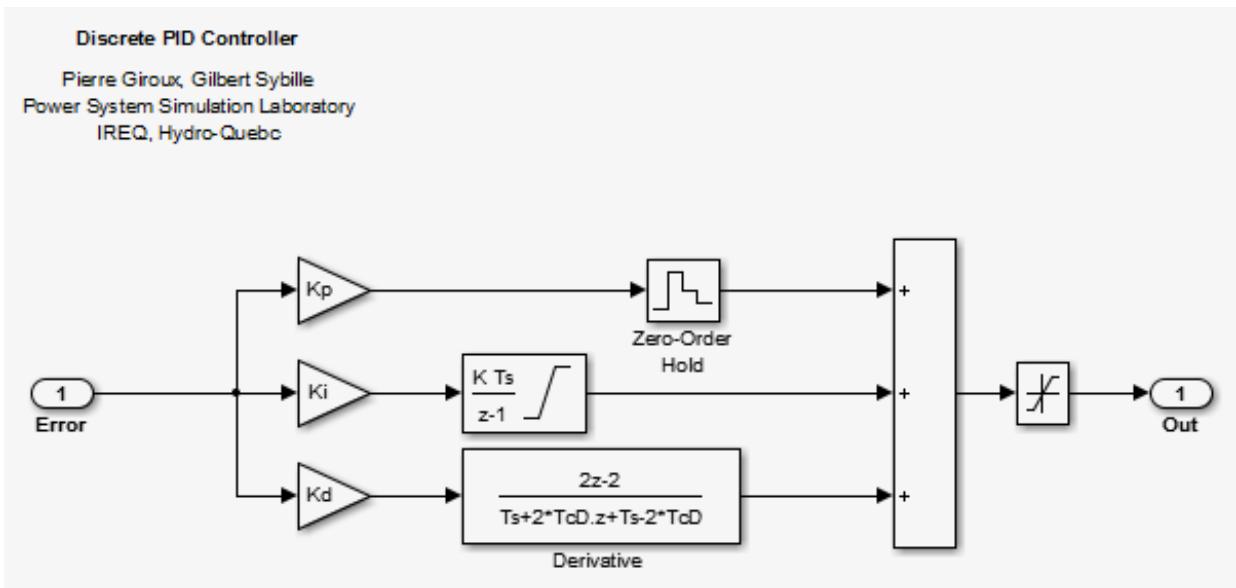


Figura 3.35 – Modelo do comportamento do bloco *Discrete PID Controller* no Simulink.

Pode ser observado que o *PID* do bloco se apresenta na forma Paralela, com o método de integração Forward Euler juntamente com o método de filtragem Trapezoidal na parte derivativa.

Observando o ramo relativo à parte integral nota-se que o bloco do integrador possibilita a adição de um novo ganho visto como  $K$ . Este tem valor unitário neste trabalho.

No ramo relativo à parte derivativa observa-se um termo diferente dos triviais utilizados num controlador discreto tipo *PID*, o termo  $T_{cD}$ . Esse é a constante de tempo para a derivação dado em segundos. Ele se relaciona com o coeficiente do filtro  $N_f$  conforme mostrado na Eq. (3.32).

$$T_{cD} = \frac{1}{N_f} \quad (3.32)$$

Então para a sintonia do controlador basta ajustar para que as características sejam as mesmas e encontrar um controlador que satisfaça os requisitos de controle. O tempo de acomodação (*settling time*) foi ajustado para 0,0065 segundos, portanto, menor que 0,01 segundos e com um sobressinal (*overshoot*) é inferior a 10 %.

Assim os valores dos parâmetros  $P$ ,  $I$ ,  $D$ , e  $N_f$  do controlador *PID* ajustado são apresentados na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros do controlador *PID* ajustado.

<i>Proporcional (P)</i>	27,563
<i>Integral (I)</i>	1803,989
<i>Derivativo (D)</i>	-0,0202
<i>Coeficiente do filtro (<math>N_f</math>)</i>	789,678

### 3.5. Identificação Experimental dos Parâmetros do Contato

As características de dissipação de energia da mola inteligente podem ser compreendidas através de seu ciclo de histerese (ou curva de histerese). Para sua obtenção foram necessários os seguintes equipamentos:

- Bancada experimental;
- Analisador de sinais 35670A da Agilent®;
- Excitador eletrodinâmico de vibração (*shaker*) e seu respectivo amplificador de potência;
- Sensor de deslocamento indutivo (DYMAG) e seu respectivo condicionador de sinais;
- Células de carga piezelétrica (para a força de atrito (tangencial) e para a força de excitação).

Além de toda a estrutura referente ao controle da força normal. Neste experimento foi utilizado controle local no Simulink com o sistema de aquisição DSpace®. Os dados relativos à força de atrito e do deslocamento foram adquiridos pelo analisador de sinais.

A representação esquemática da montagem experimental mostrando como a instrumentação ficou posicionada pode ser vista na Fig. 3.36.

Nela observa-se que a força de atrito (tangencial ao contato) é capturada por duas células de cargas devido a fatores construtivos da bancada, e para se conhecer qual o valor real basta somar os valores obtidos nas células de carga  $F_2$  e  $F_3$ . E que o que se mede na verdade é a reação à força de atrito, ou seja, ela é medida indiretamente, portanto o sinal da força de atrito atuante sobre a mesa possui sinal oposto.

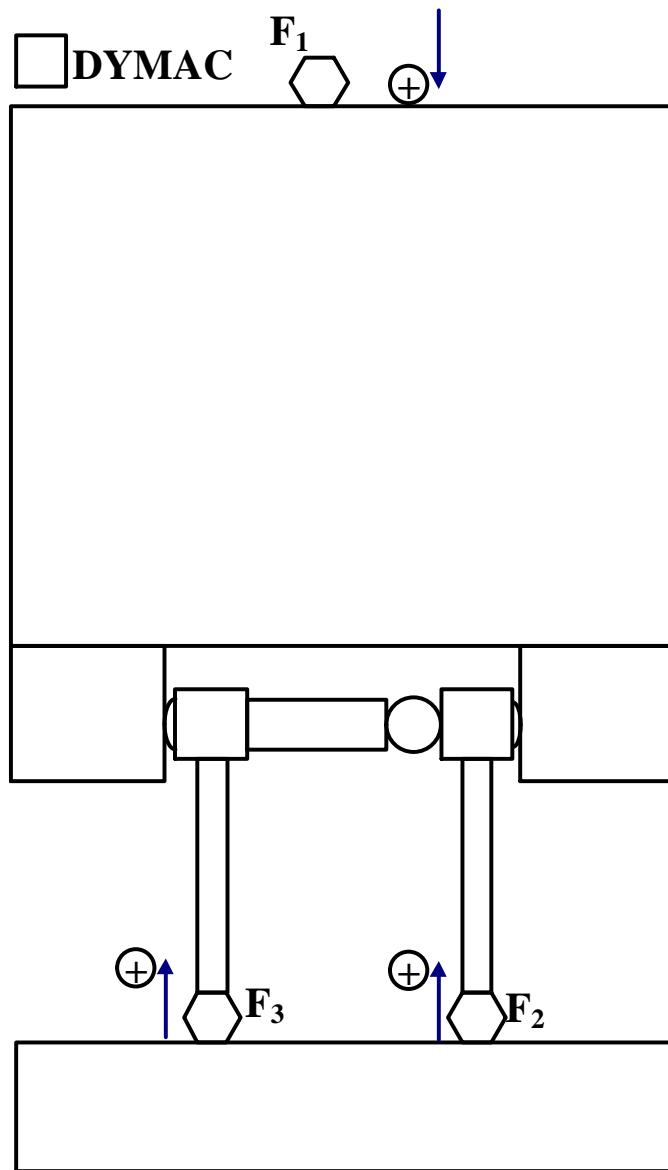


Figura 3.36 – Esquema da montagem experimental para a determinação dos parâmetros de contato.

O ensaio foi realizado com uma força normal fixa de  $10\text{ N}$ , este valor foi garantido pelo sistema de controle local, ajustado no passo anterior.

Posteriormente configura-se o analisador de sinais para excitar o sistema com uma onda harmônica de amplitude  $10\text{ N}$  e frequência  $10\text{ Hz}$ . Adquire-se o deslocamento imposto ao sistema (com o DYMAG) e a força resultante na base, sendo esta resultante do somatório de  $F_2$  com  $F_3$ , determinando então a força de atrito atuante nas superfícies em contato conforme já mencionado.

O ciclo de histerese experimental é obtido fazendo o gráfico em que o deslocamento é representado no eixo das abscissas e a força de atrito o eixo das ordenadas. Este ciclo de histerese é utilizado como referência para o ajuste da curva teórica identificando-se a rigidez de contato,  $k_T$ , e o coeficiente de atrito,  $\mu$ . Tal ajuste é apresentado na Fig. 3.37.

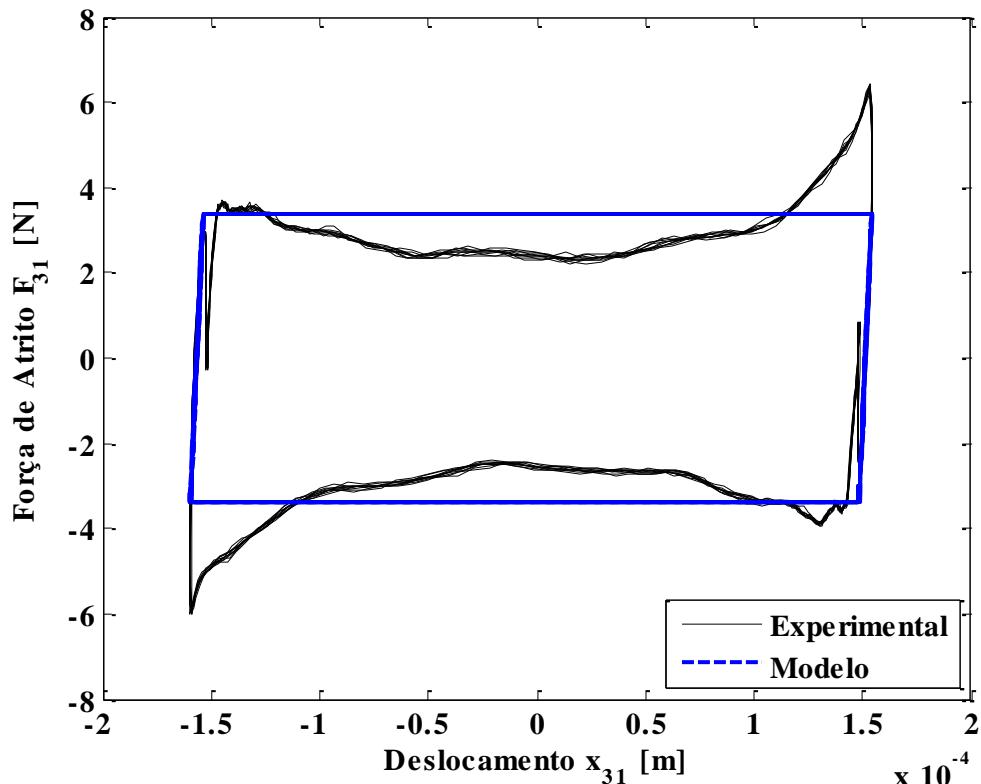


Figura 3.37 – Ajuste do ciclo de histerese.

A rigidez tangencial é obtida pela inclinação dos trechos extremos da curva de histerese e vale:  $k_t = 1,163 \times 10^6 \text{ N/m}$ .

Também se sabe que, da parte constante da ordenada tem-se o valor da força de atrito no ciclo de histerese  $F_{at} = 3,3775 \text{ N}$ , e uma vez conhecida a Eq. (3.33).

$$F_{at} = \mu N \quad (3.33)$$

E sabendo que se utilizou  $N = 10 \text{ N}$ , têm-se o valor do coeficiente de atrito estático mostrado abaixo:

$$\mu = \frac{F_{at}}{N} = \frac{3,3775}{10} = 0,3378 \quad (3.34)$$

Pode-se observar que no ciclo de histerese a ocorrência dos picos vistos nas duas inversões de velocidade, pontos máximos e mínimos do deslocamento, é devida ao desgaste nas faces do parafuso. Isto é, nas bordas do local desgastado há deposição de material decorrente do fenômeno tribológico, fazendo com que a força normal suba repentinamente, e por consequência a força de atrito, nestes pontos.

Observa-se também a presença de discordâncias nas partes horizontais do ciclo, tal ocorrência se dá devido à dificuldade da célula de carga capturar valores constantes de força, uma vez que são piezelétricas, e também devido ao desgaste, desta vez causado por uma maior remoção de material na região próxima à de equilíbrio estático.

### 3.6. Avaliação Numérica das Lógicas Globais

Aqui será feita uma breve avaliação numérica das lógicas globais quanto ao cumprimento do comportamento teórico esperado como mostrado na subseção 3.2.2. Esta verificação será feita através do ciclo de histerese obtido com a aplicação destas lógicas ao sistema de 1 *GDL* definido e caracterizado anteriormente.

Nas Figuras 3.38 à 3.40 são mostrados os ciclos de histerese obtidos por simulação numérica onde verifica-se a excelente reprodução dos ciclos teorizados na subseção 3.2.2. Em todas elas observa-se que os ciclos numéricos são similares aos teóricos.

Especificamente na Fig. 3.40 são verificados picos nas bordas do ciclo de histerese. Tais picos são devidos aos baixos valores de força normal que fazem a razão  $F_a/\mu N$  tender ao infinito.

Nestes gráficos  $F_a$  é a força de atrito e se equivale ao que representa a força  $F_{13}$  nos ciclos teorizados, da mesma forma que o  $x$  utilizados nestas figuras numéricas se equivalem ao  $x_{13}$  das teóricas. Tal mudança se justifica por que no modelo houve modificação da numeração dos nós.

Lembrando que o ciclo de histerese de *MLBL* é o mesmo que o da lógica *LBL*.

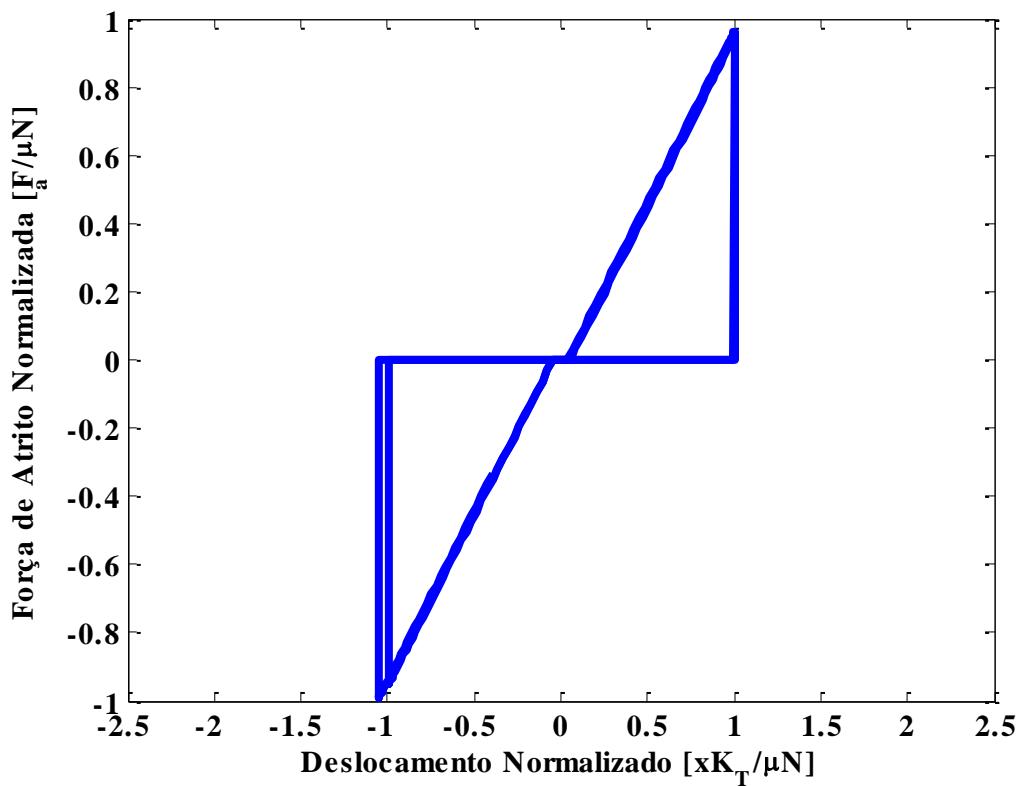


Figura 3.38 – Ciclo de histerese numérico – *MED* e *MAMED*.

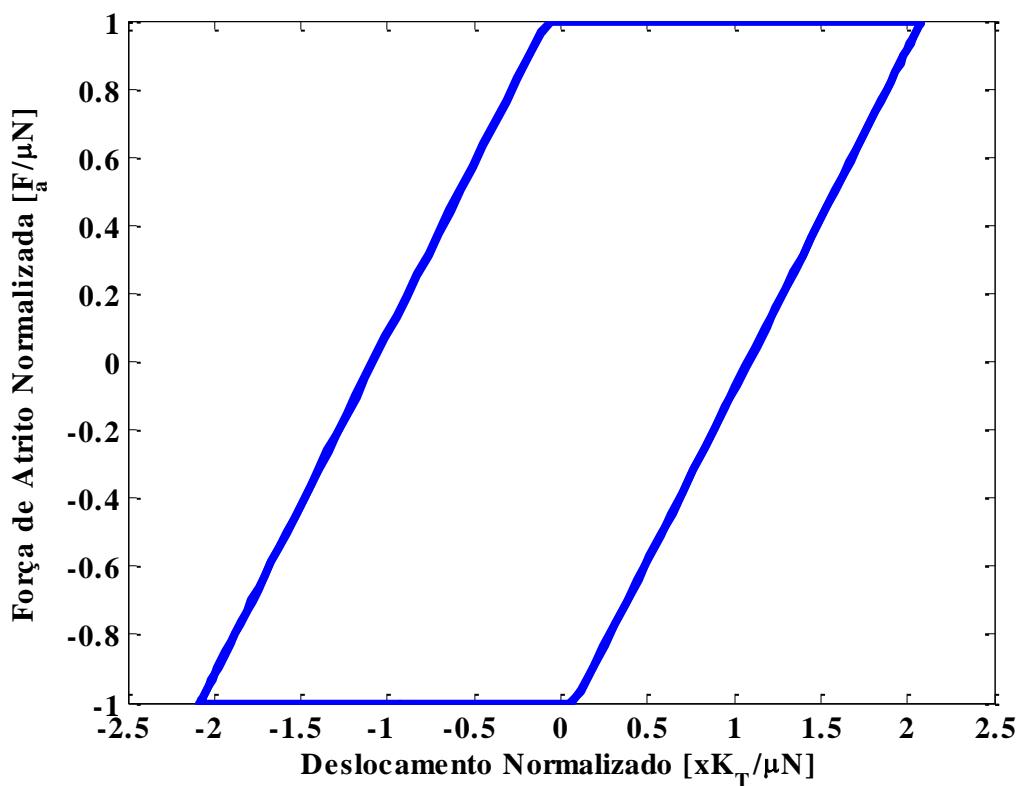


Figura 3.39 – Ciclo de histerese numérico - *MAF*.

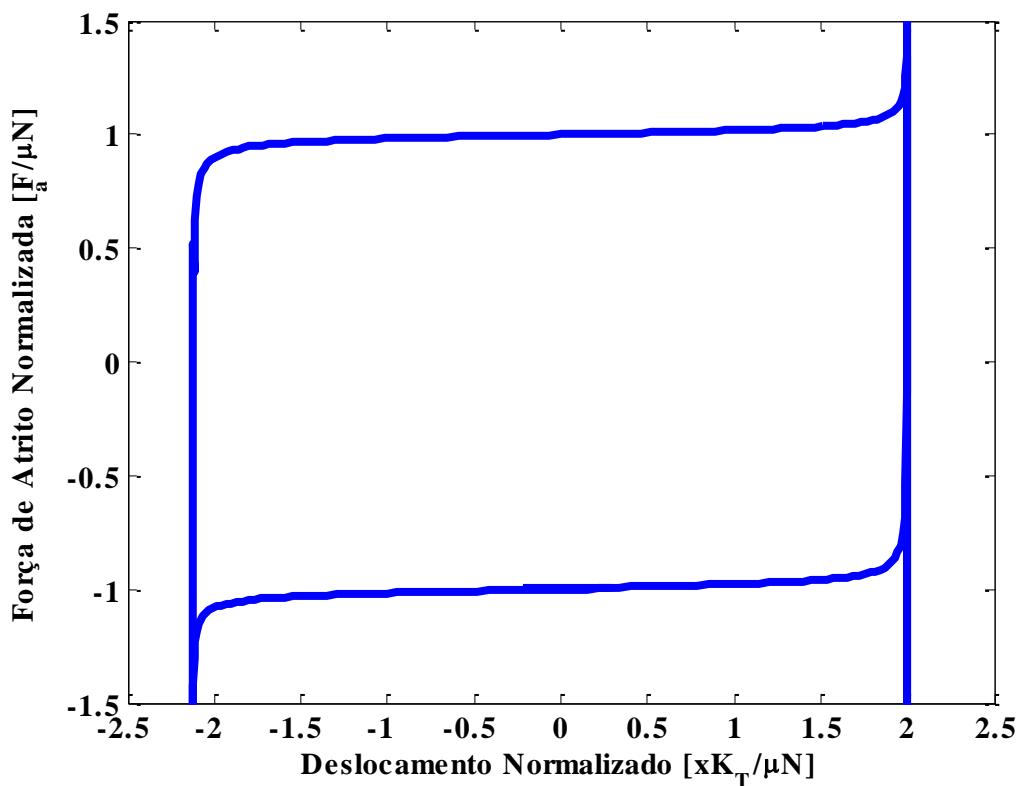


Figura 3.40 – Ciclo de histerese numérico –  $LBL$  e  $MLBL$ .

# **CAPÍTULO IV**

## **RESULTADOS E DISCUSSÕES**

Neste capítulo objetiva-se a apresentação de resultados de experimentos realizados na bancada para posteriormente serem comparados com resultados numéricos tornando possível a avaliação do modelo numérico, do sistema de controle da força normal identificado e sintonizado no capítulo anterior, e ainda avaliar as lógicas de controle global mediante resultados numéricos e experimentais.

### **4.1. Avaliação do Modelo e do Sistema de Controle Local**

A seção se refere especificamente à avaliação do controle da força normal, projetado para ser utilizado nos experimentos, e do modelo numérico que contempla a formulação do sistema vibratório linear adicionado da mola inteligente acoplada juntamente com o controle local.

De fato esta avaliação pode ser considerada como qualitativa uma vez que o modelo contempla a resposta global de um conjunto de sistemas já validados individualmente, a saber: o modelo numérico do sistema, a planta local de aplicação da força normal e os parâmetros do contato mecânico.

#### 4.1.1. Resultados Experimentais do Comportamento do Sistema com o uso do Dispositivo de Mola Inteligente em Condições de Força Normal Constante

Para realizar este experimento os equipamentos necessários são os mesmos utilizados na subsecção 3.3.3 em que se identificaram experimentalmente os parâmetros do contato à exceção das células de carga piezelétricas referentes à força de atrito.

A montagem experimental é a mesma apresentada na Fig. 3.22.

O procedimento experimental consiste em fixar um valor de força normal garantindo através do controlador *PID* ajustado no capítulo anterior que tal força será imposta no acoplamento por atrito e aplicar uma excitação tipo SINE SWEEP, isto é, são aplicadas excitações harmônicas individualmente para o cálculo da receptância em cada ponto da banda de frequência analisada.

Deve-se fazer esta distinção, pois o sistema é não linear e, portanto dependente do tipo e da amplitude da excitação aplicada.

Da varredura em frequência obtêm-se as receptâncias. Salienta-se que o analisador de sinais possui um controle interno do nível da força de excitação o que permite a realização de ensaios com valores pré-definidos para a relação entre força de excitação e força normal.

Os níveis de força de excitação são mostrados na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Níveis de força normal e de força de excitação a serem impostos.

Força Normal (N)	10
Nível de Força de Excitação (N)	
0,5	1,0
5,0	10
20	

Na Figura 4.1 são mostradas as receptâncias medidas para cada um dos valores da relação  $F_{excitação}/F_{normal}$ .

Nesta figura pode-se notar que quando a excitação se mostra muito grande em relação à força normal a receptância do sistema vibratório se aproxima da receptância do sistema livre, apresentando um pico mais amortecido localizado na frequência de ressonância do sistema vibratório linear, tal fato se dá devido à diminuição da influência da força de atrito no equilíbrio dinâmico do sistema.

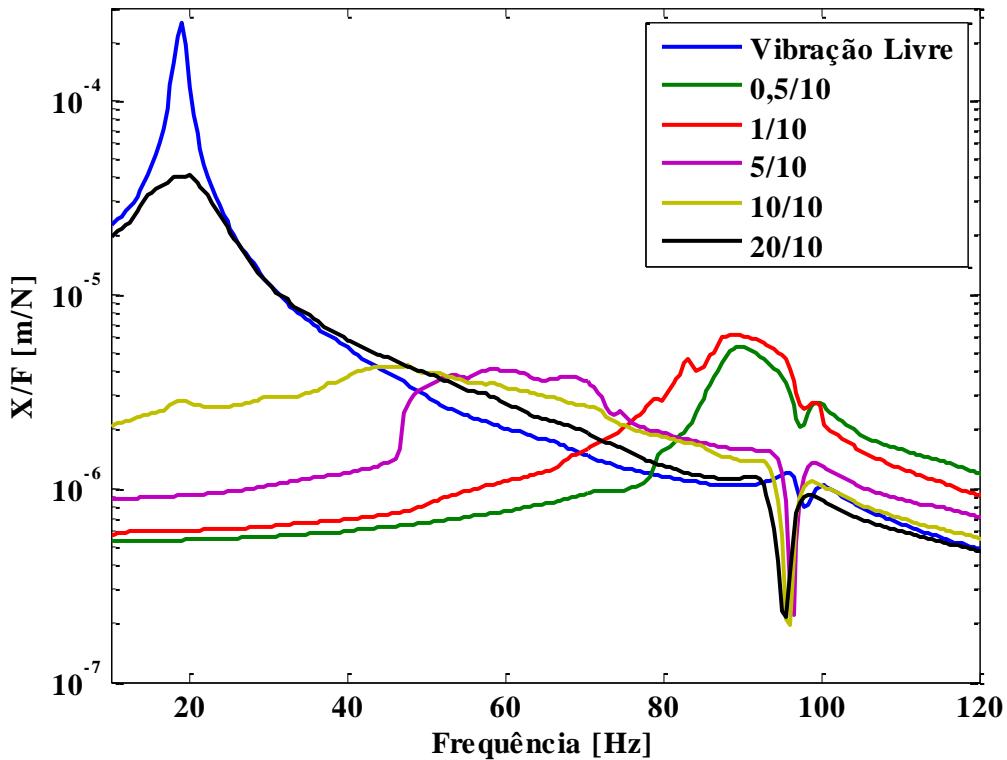


Figura 4.1 – Receptância experimental.

No entanto quando a força de excitação se apresenta muito inferior à força normal há uma tendência do dispositivo travar no sistema vibratório, aumentando a rigidez da suspensão fazendo com que o sistema apresente uma nova frequência natural, indicando um pico cada vez menos amortecido à medida que o estado de deslizamento ocorre com menor frequência nos ciclos, ou seja, conforme menos significativa for a força de excitação frente à força normal. Esta nova frequência natural ocorre devido à associação em paralelo da rigidez da suspensão do sistema linear e da mola inteligente.

Quando a razão entre a força de excitação e a força formal é próxima à unidade o sistema se comporta de forma não linear e nota-se ainda que a receptância se apresenta numa condição de transição entre as duas situações descritas acima.

É importante salientar que apenas a presença da mola inteligente realizando contato com o sistema vibratório já atenua a amplitude de vibração, podendo também, se necessário, alterar a frequência natural do sistema, situação esta comumente almejada durante a partida de rotores no intuito de se evitar velocidades críticas.

Nota-se que as receptâncias apresentam uma antirressonância entre 90 e 100 Hz. Tal ocorrência é devida à base inercial do dispositivo de mola inteligente não ser perfeitamente rígida, como se imaginava inicialmente.

Considerando-se apenas os resultados experimentais obtidos até aqui se pode avaliar aqui a participação do controle local como satisfatória com base no fato de que houve a mudança na frequência natural, bem como a presença do amortecimento dos picos em relações próximas ao sistema livre e a ocorrência do travamento do sistema, comportamentos estes que se desejava observar para corroborar com o estudo feito na subseção 3.1.1.

#### 4.1.2. Resultados Numéricos do Comportamento do Sistema com o uso do Dispositivo de Mola Inteligente em Condições de Força Normal Constante

Para a obtenção de resultados numéricos basta abastecer o modelo numérico com os dados obtidos referentes à identificação experimental das propriedades físicas da bancada, bem como com os parâmetros do contato sendo assim possível a comparação com os dados experimentais. A Figura 4.2 mostra os resultados numéricos.

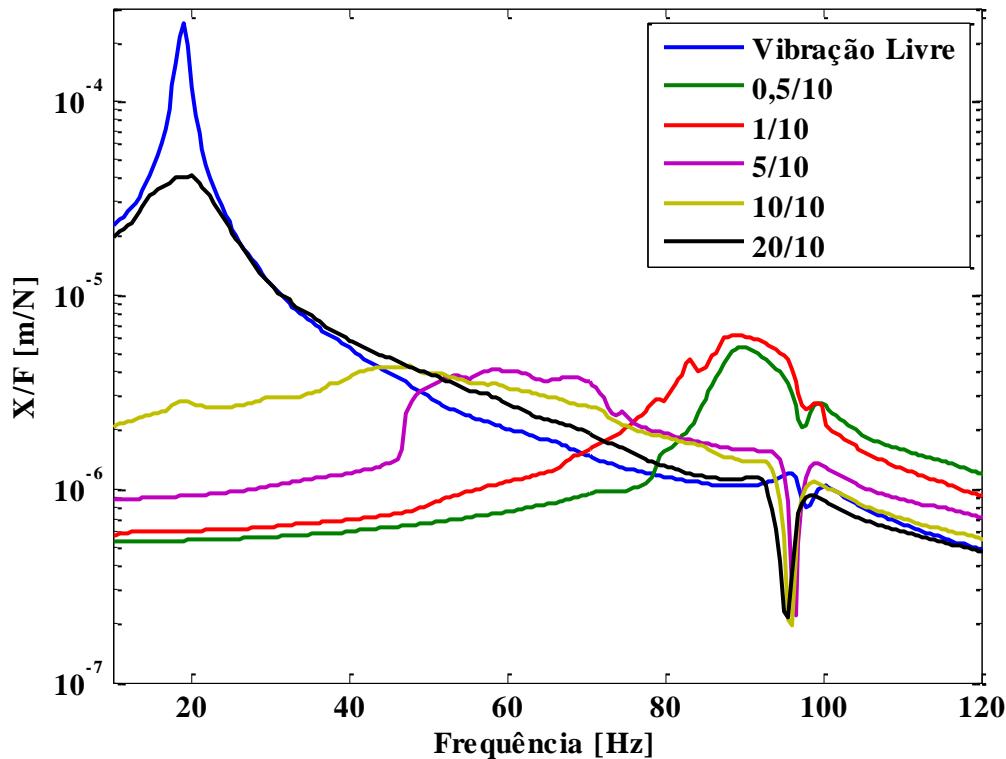


Figura 4.2 – Receptância do modelo numérico.

De antemão nota-se que o comportamento geral é respeitado ao observá-la juntamente com a Fig. 4.1, sendo possível visualizar o deslocamento da frequência natural e as atenuações dos picos. Assim para uma melhor observação a seguir serão mostradas figuras das curvas experimental e teórica para cada relação.

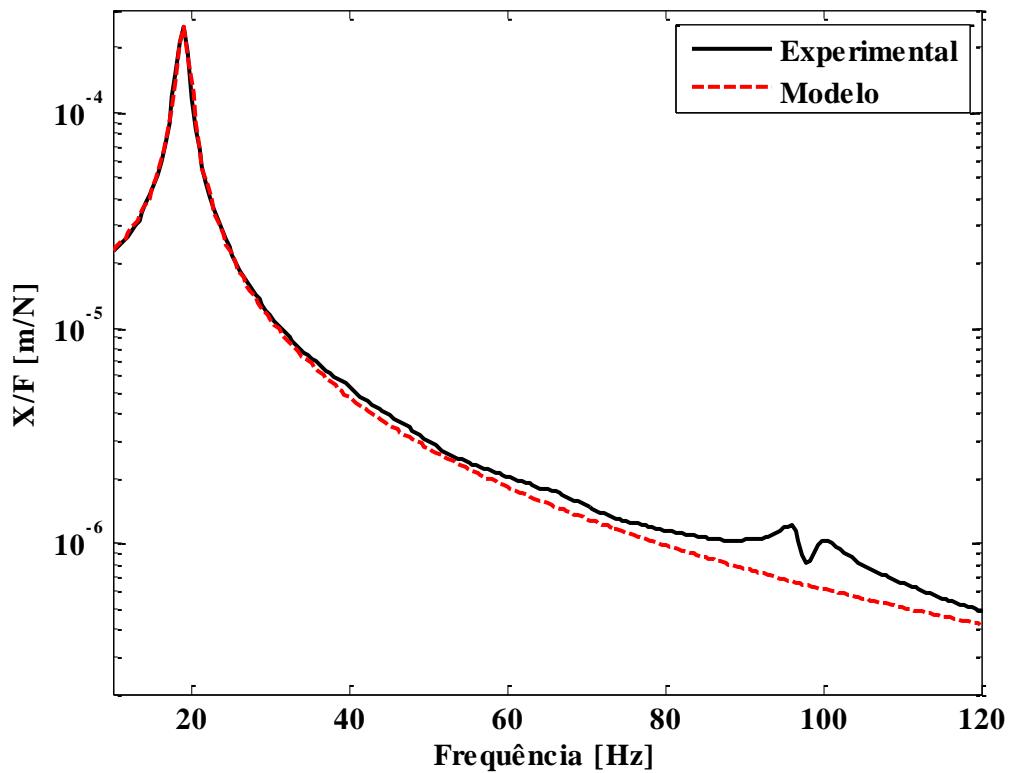


Figura 4.3 – Comparação das receptâncias – *Vibração Livre*.

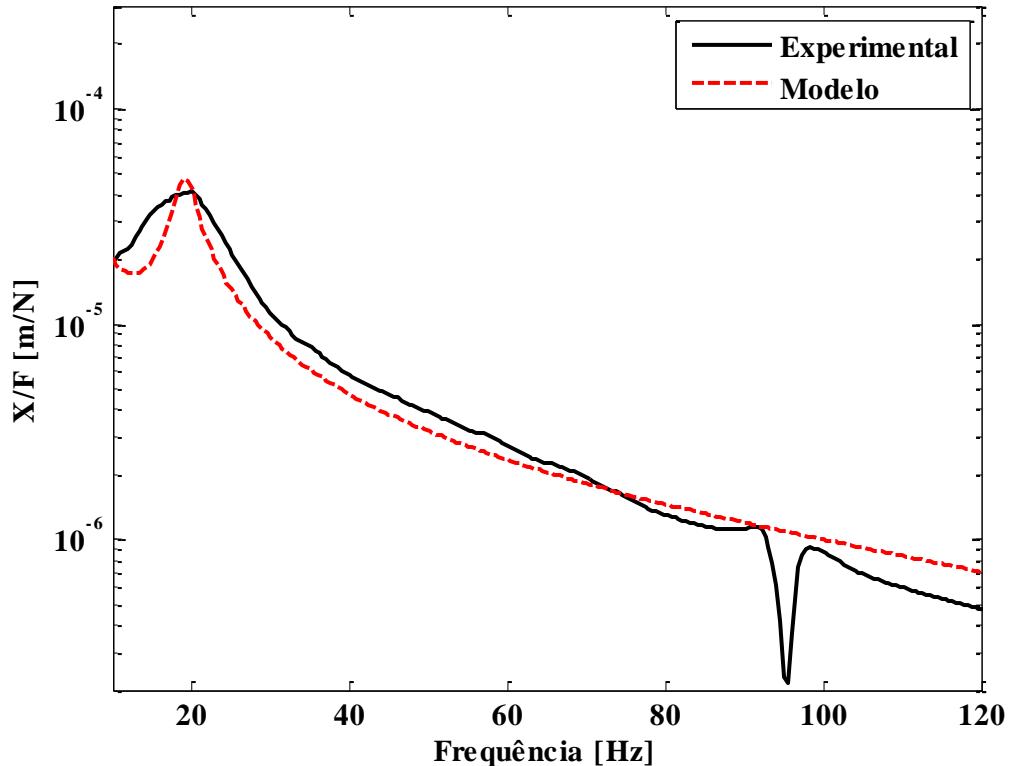


Figura 4.4 – Comparação das receptâncias – 20/10.

Avaliando as figuras acima em uma análise do comportamento dinâmico da estrutura sob força normal constante tem-se que para a Fig. 4.4 a força de excitação é significativa diante do valor da força normal. Nesta situação há contato, porém como o valor da força normal é relativamente pequeno ainda há amplitudes de oscilação elevadas. Assim o dispositivo de mola inteligente é capaz apenas de amortecer o sistema, ou seja, reduzir a amplitude do pico de ressonância da receptância. A disposição das rigidezes no acoplamento nesta situação é a apresentada na Fig. 3.2c, porém com a força normal é muito pequena o comportamento não chega a ser não linear, pois a rigidez tangencial não está presente, apenas a força de atrito é que amortece a vibração da estrutura.

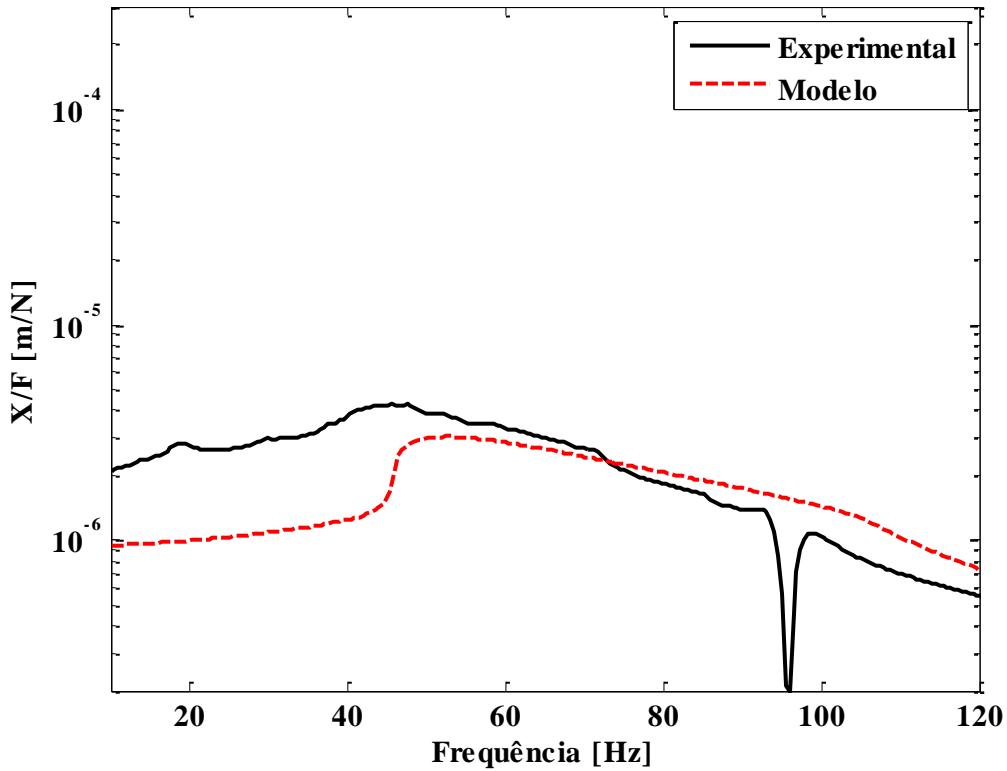


Figura 4.5 – Comparaçāo das receptâncias – 10/10.

Analizando o comportamento da estrutura na Fig.4.5 apresentada e Fig. 4.6 mostrada a seguir tem-se que a ordem de grandeza entre a rigidez tangencial e a rigidez  $k_3$  é a mesma ( $k_T \approx k_3$ ), portanto o limite de atrito estático  $\mu N$  está presente de forma mais significativa que na situação cuja relação é 20/10, porém ainda não é suficiente para prevenir o escorregamento. Nesta situação o comportamento será não linear e as rigidezes envolvidas estarão dispostas também como mostra a Fig. 3.2c.

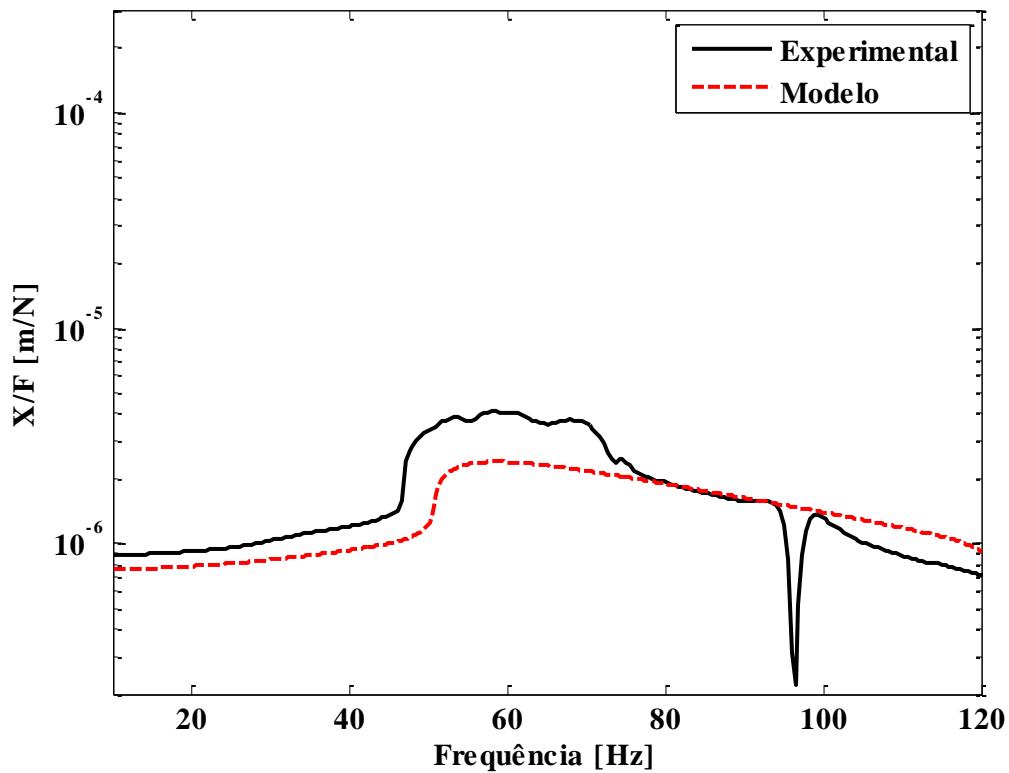


Figura 4.6 – Comparação das receptâncias – 5/10.

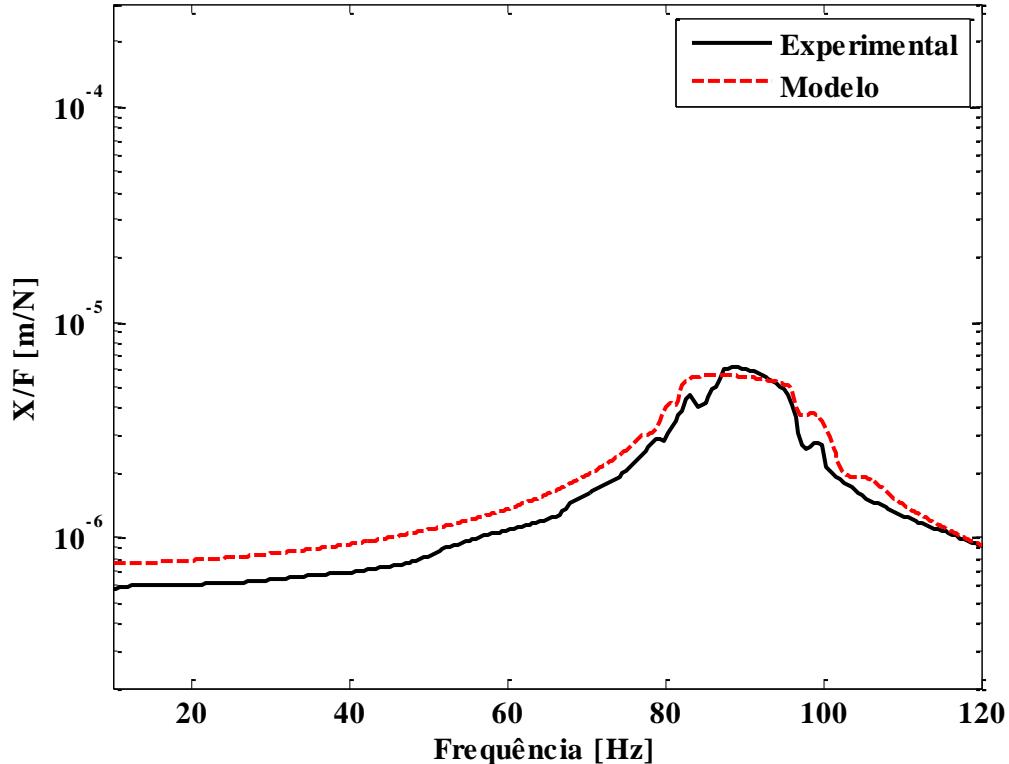


Figura 4.7 – Comparação das receptâncias – 1/10.

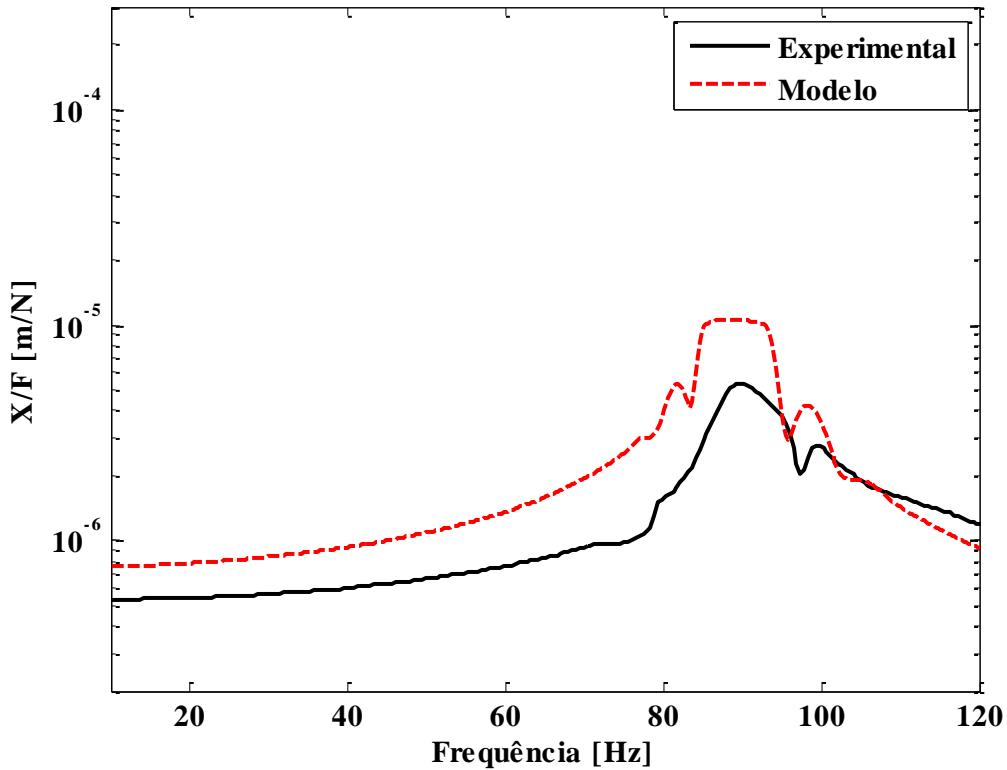


Figura 4.8 – Comparação das receptâncias – 0,5/10.

E analisando o comportamento da estrutura nas Fig.4.7 e Fig. 4.8 tem-se que a rigidez tangencial é muito maior que a rigidez  $k_3$ , neste caso o limite de atrito estático irá tender ao infinito fazendo com que o acoplamento se torne completamente rígido e o comportamento dinâmico é o representado pelo Fig. 3.2a, onde as massas e rigidezes se somam e o sistema volta a se comportar como um sistema de apenas 1 *GDL*.

Observa que o comportamento global foi capturado pelo modelo e que o último representa de maneira satisfatória de 1 *GDL* utilizado nos experimentos. De fato há pequenas divergências que são atribuídas ao controle da força de excitação, ao controle da força normal e à hipótese de que o suporte do dispositivo de mola inteligente é perfeita rígido na banda de análise. No entanto tais divergências são reduzidas e permitem concluir que os processos de identificação dos parâmetros do sistema linear, dos parâmetros de contato e o sistema de controle local da força normal projetado foram eficazes.

Em uma primeira análise se poderia concluir, de forma prematura, que bastaria a sintonia da relação entre a força de excitação e a força normal para obter-se uma redução considerável nas amplitudes da receptância. No entanto, esta estratégia, mesmo que muito

simples, não altera o valor da força normal de referência conforme o estado do sistema vibratório, mas sim se baseia na hipótese de que a força de excitação é harmônica e possui amplitude constante, uma condição não verificada na maioria dos sistemas reais. Portanto, apesar de fazer uso de um atuador piezelétrico e possuir um controle retroalimentado para a força normal, isto ainda não caracteriza um controle semiativo de vibração. Para que isso seja alcançado se faz necessária a utilização das lógicas de controle global que utilizam o atual estado do movimento do sistema para calcular o valor da força normal, e por consequência a força de atrito, a ser imposta.

## 4.2. Avaliação do Controle Global

Nesta seção avalia-se como cada lógica de controle global, que visam maximizar a área do ciclo de histerese da força de atrito, altera o valor da força normal de referência para o controle local e afetam o comportamento do sistema vibratório.

### 4.2.1. Resultados Numéricos

Nesta situação o modelo numérico contempla, além do sistema vibratório com a mola inteligente acoplada e o controle local, as lógicas de controle global, que ao contrário das simulações feitas no item anterior que estavam sujeitas a força normal constante e igual a  $10\text{ N}$ , alteram o valor da força normal que variará de acordo com as variáveis de estado do sistema vibratório.

Utilizando-se o modelo ajustado aplicam-se as lógicas globais mostradas na subseção 3.2.2, sendo que o valor da força normal a ser imposta nas lógicas que aplicam um nível de força constante é de  $10\text{ N}$  e nas que necessitam dos parâmetros adicionais  $\alpha$  e  $\beta$  estes serão de 10 e 20, respectivamente. Os parâmetros de integração e de simulação utilizados foram uma excitação tipo varredura em frequência com amplitude de excitação de  $1\text{ N}$  e  $10\text{ N}$  varrendo-se a banda de frequências entre 0 e  $200\text{ Hz}$ .

Faz-se necessário que as lógicas globais sejam avaliadas segundo alguns critérios relevantes, e mais do que isso, obter-se métricas que auxiliem na definição da melhor lógica de controle para cada aplicação do dispositivo de mola inteligente com acoplamento por atrito. Na avaliação feita nesta etapa numérica será priorizada a eficácia da supressão da vibração ao invés do consumo de energia e desgaste dos materiais em contatos, que não são

inclusos na formulação matemática devido à complexidade em simular tais fenômenos. No entanto estes podem ser indiretamente avaliados a partir da força normal, uma vez que uma força normal maior demanda um maior esforço de controle, que por sua vez demanda um maior consumo de energia do amplificador para que o atuador produza esta força.

Do ponto de vista do desgaste pode-se relacionar o aumento da força normal no contato ao aumento do desgaste dos materiais. Lembrando que estas duas últimas características também não podem ser medidas diretamente com a bancada experimental na atual configuração.

Dessa forma têm-se os seguintes critérios a serem utilizados como métrica de desempenho:

- Menor amplitude dentre os deslocamentos máximos no tempo;
- Menor amplitude dentre os valores máximos nas receptâncias;
- Menor dentre os valores absolutos máximos da força de atrito;
- Menor dentre os valores absolutos máximos da força normal.

Como resultado das simulações numéricas obteve-se as receptâncias mostradas na Fig. 4.9.

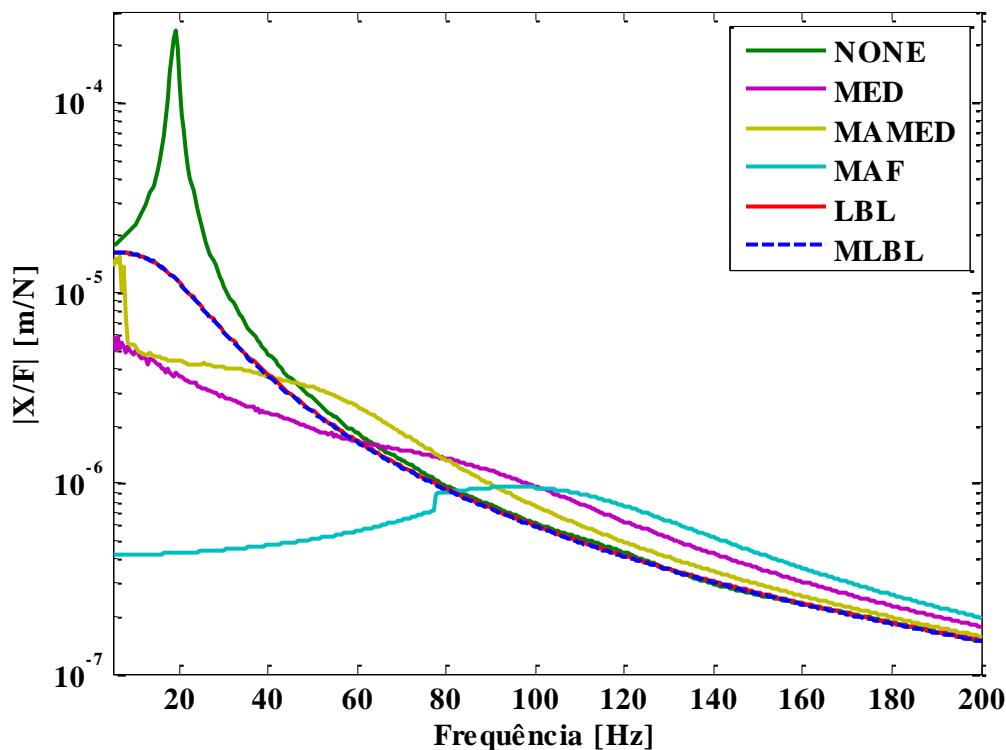


Figura 4.9 – Receptâncias numéricas com amplitude de excitação de 1 N.

E, para auxiliar na escolha dos parâmetros a serem utilizados na próxima subseção e ainda avaliar o comportamento do sistema vibratório em situações de força de excitação com amplitudes diversas, realizou-se também o experimento onde a força de excitação é de  $10\text{ N}$ , cujas receptâncias são apresentadas na Fig. 4.10.

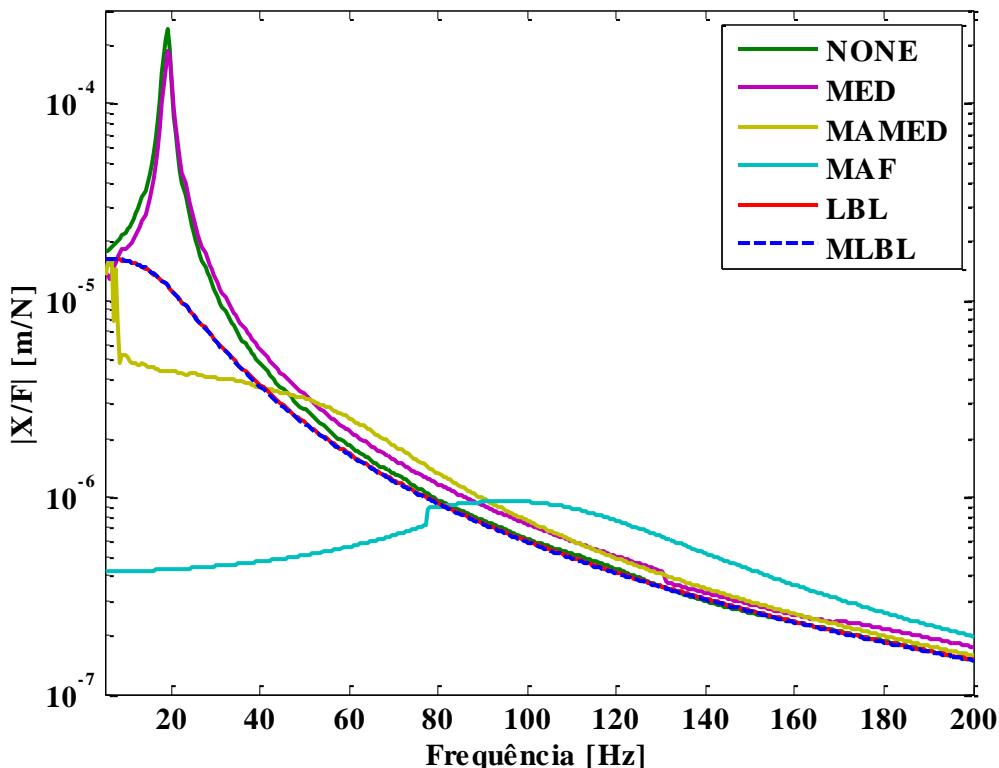


Figura 4.10 – Receptâncias numéricas com amplitude de excitação de  $10\text{ N}$ .

Ao compararmos a Fig. 4.9 e Fig. 4.10 fica claro que há diferenças entre as receptâncias para a lógica denominada *MED* quando se varia a amplitude da força de excitação.

Atribui-se esta diferença ao fato da energia removida por ciclo de oscilação ser dependente do valor ajustado para a força normal, consequentemente para a força de atrito. Isto é, se não há escorregamento durante um ciclo de oscilação a dissipação de energia será máxima, caso contrário o escorregamento é uma indicação de que a energia potencial elástica acumulada na superfície atingiu o limite e que a mola inteligente já não é mais capaz de dissipar toda a energia injetada pelo trabalho da força de excitação.

A receptância mostrada na legenda como *NONE* corresponde à situação de vibração livre do sistema, ou seja, neste caso a força normal e por consequência a força de atrito são nulas, de forma que o sistema será linear e a receptância independente da força de excitação. Esta configuração será utilizada como referência de desempenho às demais. Observa-se ainda que as lógicas *LBL* e *MLBL* apresentam resultados independentes do nível da força de excitação, demonstrado pelas amplitudes das receptâncias iguais nas duas situações.

Em ambas as figuras, mais especificamente nas curvas de *NONE*, pode-se observar que a frequência natural se encontra próxima à 20 Hz. Verifica-se na Fig. 4.10 a atenuação do pico de ressonância para todas as lógicas de controle, sendo aquela que produz menor atenuação a lógica denominada *MED*. As menores amplitudes para a receptância foram obtidas com a técnica denominada *MAF*.

A avaliação das lógicas de controle no domínio do tempo é feita a partir da visualização dos deslocamentos da estrutura vibratória mostrados na Fig. 4.11 e das forças envolvidas mostradas em seguida. Para estas figuras alterou-se a força de excitação para o tipo SINE SWEEP, mas com a mesma amplitude. Isto se faz necessário para avaliar o desempenho das metodologias propostas fora em um regime transitório da resposta.

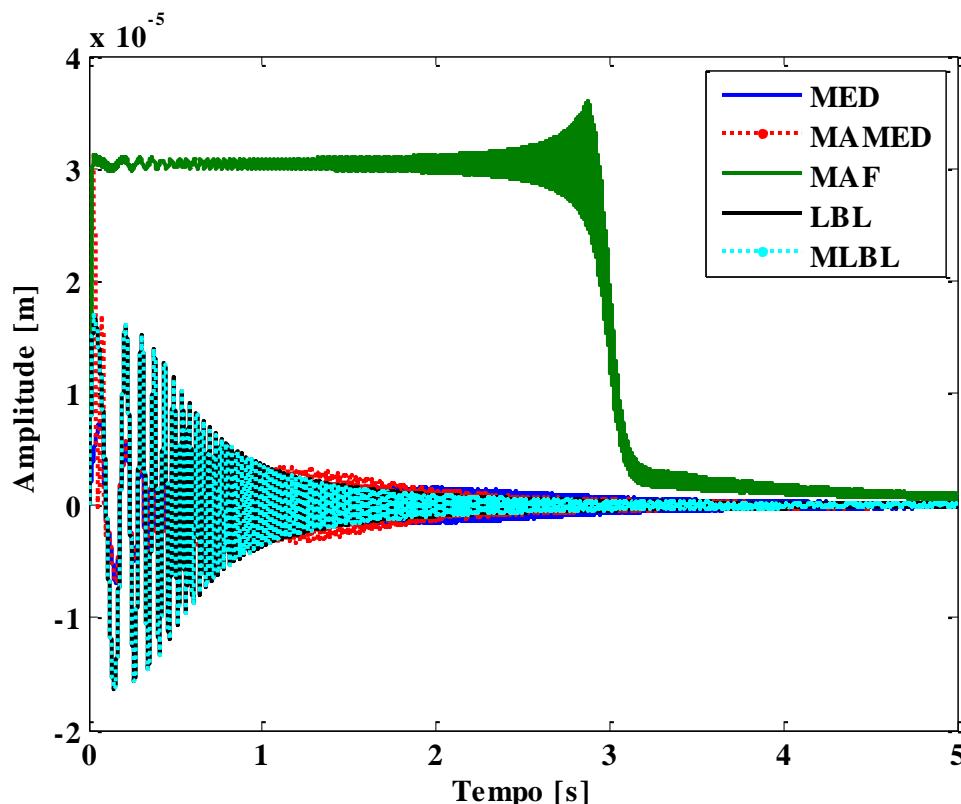


Figura 4.11 – Deslocamentos obtidos para cada lógica de controle global - 1 N.

Como verificado na amplitude das receptâncias obtidas numericamente a lógica *MED* é dependente da relação entre a força normal e a força de atrito, e que para valores maiores de força de excitação a amplitude da resposta se aproxima do caso de resposta livre.

Porém na Fig. 4.11 onde a força de excitação é de  $1\text{ N}$  a força de atrito é bastante eficiente em controlar as amplitudes de deslocamento.

As demais lógicas apresentaram um comportamento semelhante, exceção feita a *MAF*, que inicialmente manteve o sistema fora do seu ponto de equilíbrio estático para retornar somente após 3 segundos. Isto é um fator limitante da aplicabilidade do método.

Para a lógica *MED* as forças de atrito e normal no tempo para uma força de excitação de  $1\text{ N}$  são mostradas na Fig. 4.12.

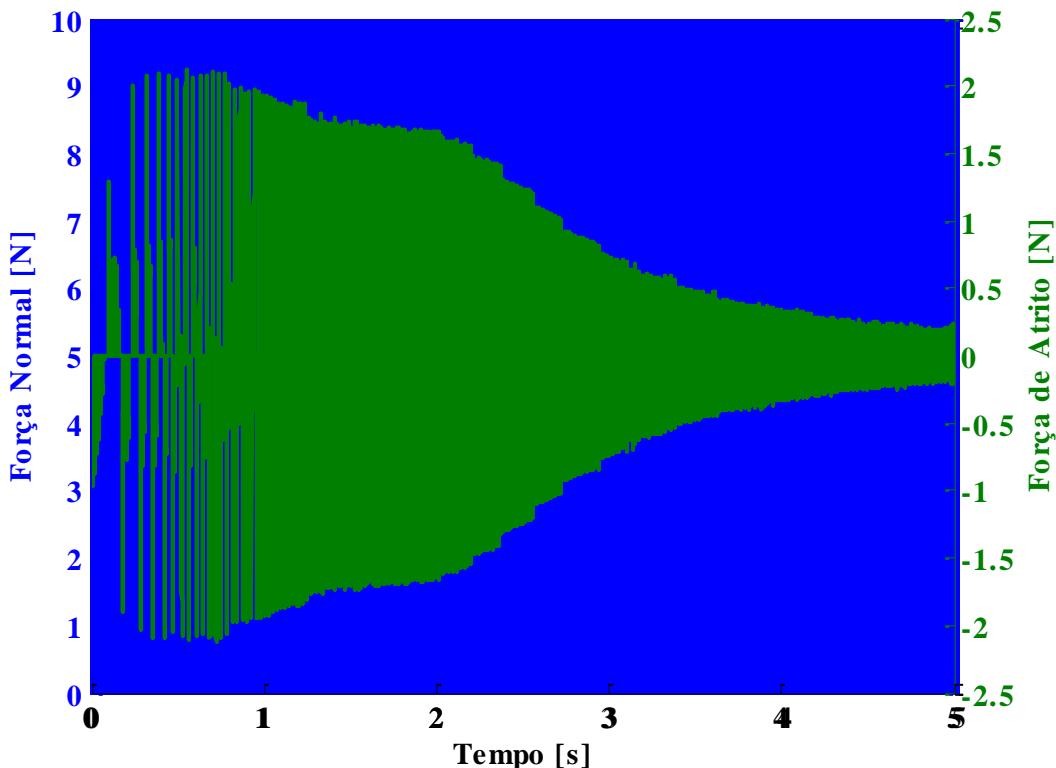


Figura 4.12 – Forças em *MED* com amplitude de excitação de  $1\text{ N}$ .

E, para uma amplitude da força de excitação de  $10\text{ N}$ , tem-se a Fig. 4.13.

Nesta figura verifica-se que para a força de excitação de  $10\text{ N}$  há a ocorrência de deslizamento no acoplamento por atrito, isto é caracterizado pelo fato da força de atrito manter-se sempre no limite de atrito estático  $F_{\text{atrito}} = \mu N$ .

Já para a excitação de  $1 N$  o sistema é amortecido e não ocorrem mais escorregamentos no acoplamento por atrito, fato caracterizado pela redução da força de atrito que permanece sempre menor que o limite de atrito estático.

Tais constatações nos mostram que esta metodologia é fortemente dependente da amplitude da excitação que pode em alguns casos comprometer o desempenho desta.

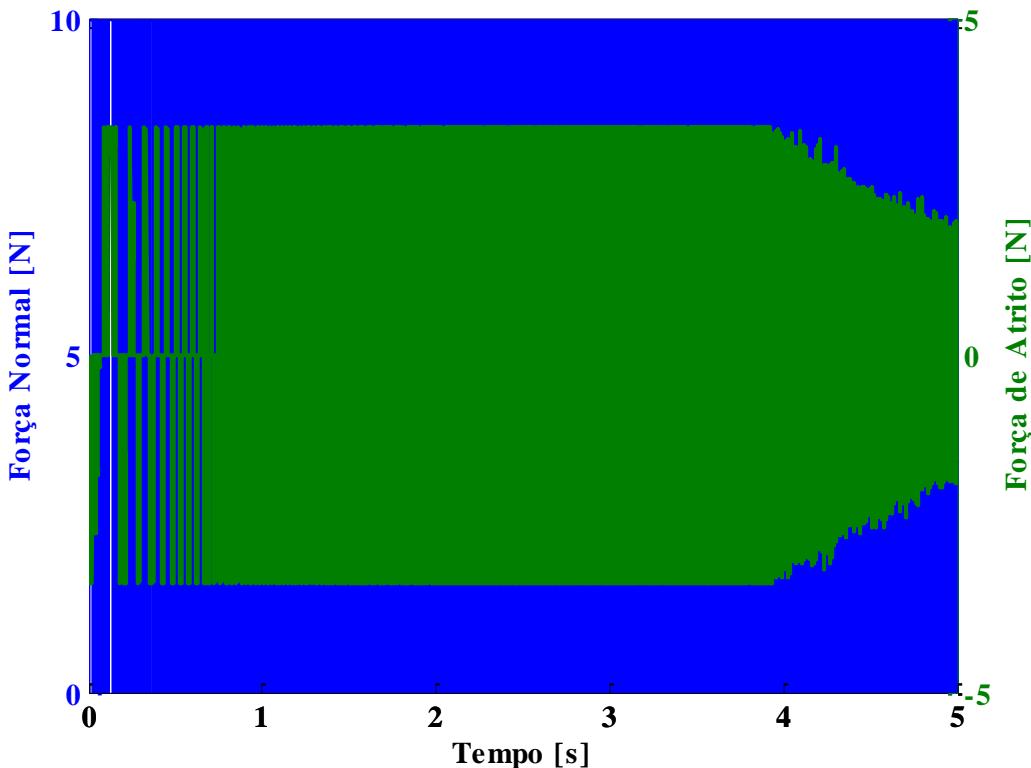


Figura 4.13 – Forças em *MED* com amplitude de excitação de  $10 N$ .

Como dita o funcionamento da lógica a força normal varia do valor zero quando *OFF* para um valor constante quando *ON*, no caso  $10 N$ . Esta variação fica clara ao observarmos quase que um fundo azul nas figuras apresentadas.

E para observar melhor o funcionamento da lógica quando ela foi eficaz, ou seja, não houve escorregamento ( $F_e = 1 N$ ) têm-se nas figuras a seguir algumas ampliações em algumas regiões de interesse da Fig. 4.12 que na sequência serão analisadas e comparadas com algumas ampliações feitas na Fig. 4.13.

As abscissas temporais irão indicar quando os gráficos representam uma mesma região de interesse.

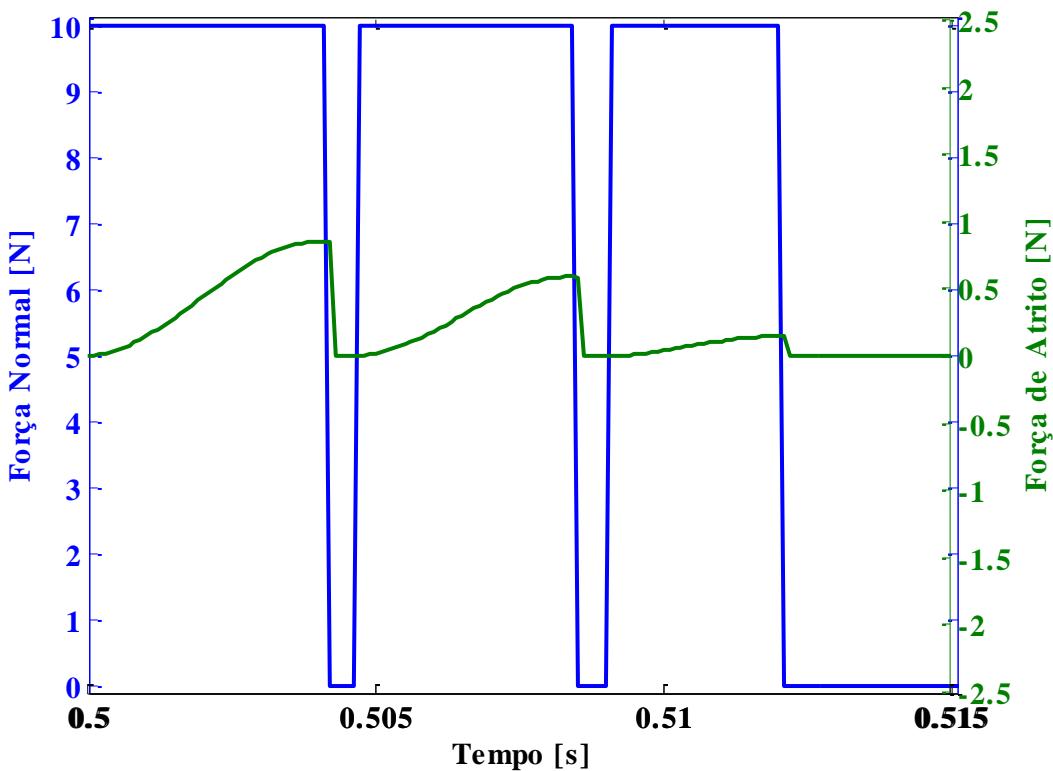


Figura 4.14 – Forças em MED com amplitude de excitação de 1 N - Ampliação 1.

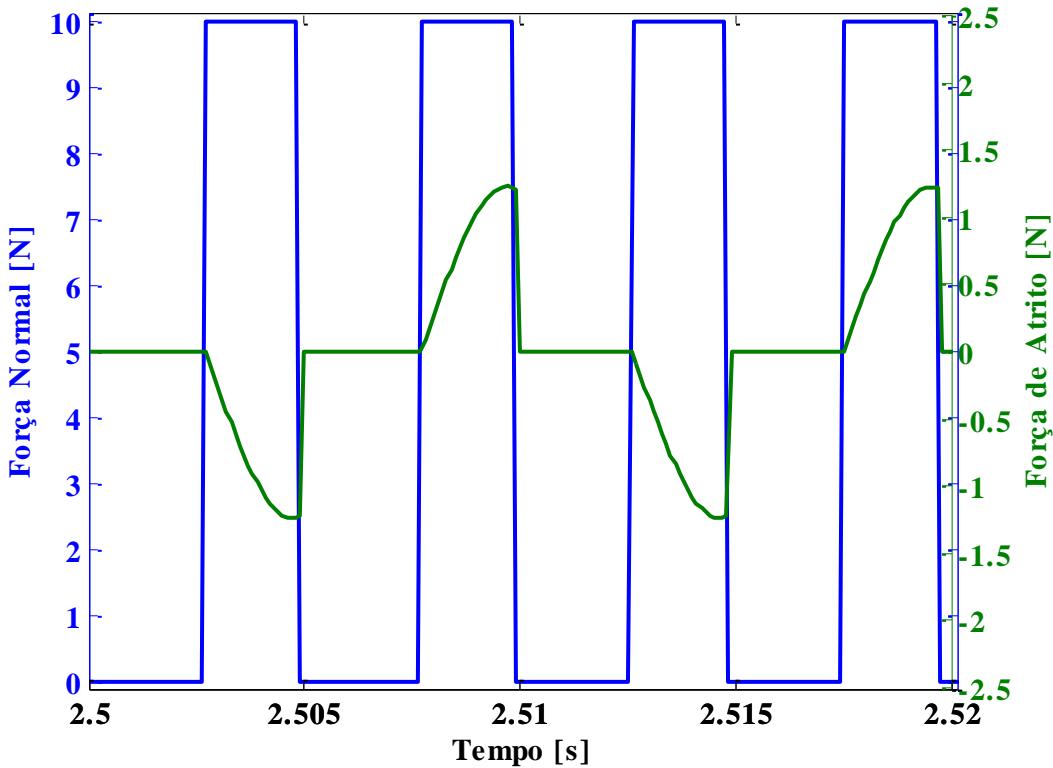


Figura 4.15 – Forças em MED com amplitude de excitação de 1 N - Ampliação 2.

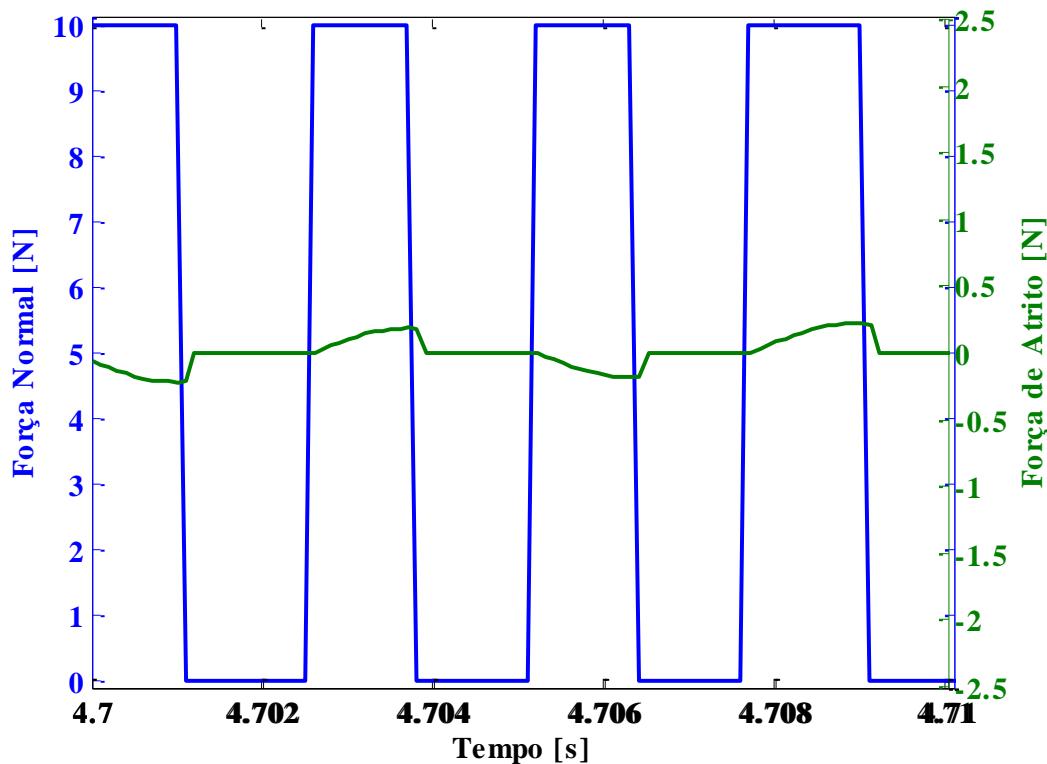


Figura 4.16 – Forças em *MED* com amplitude de excitação de 1 N - Ampliação 3.

As ampliações referentes à Fig. 4.13 são mostradas a seguir em apenas duas regiões.

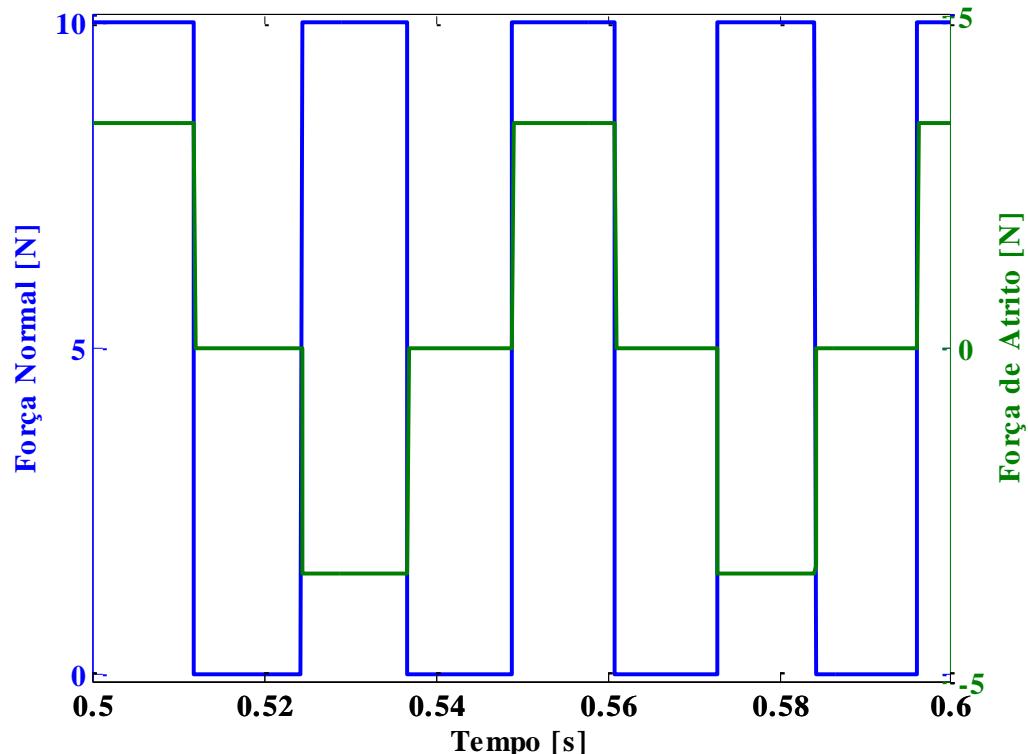


Figura 4.17 – Forças em *MED* com amplitude de excitação de 10 N – Ampliação 1.

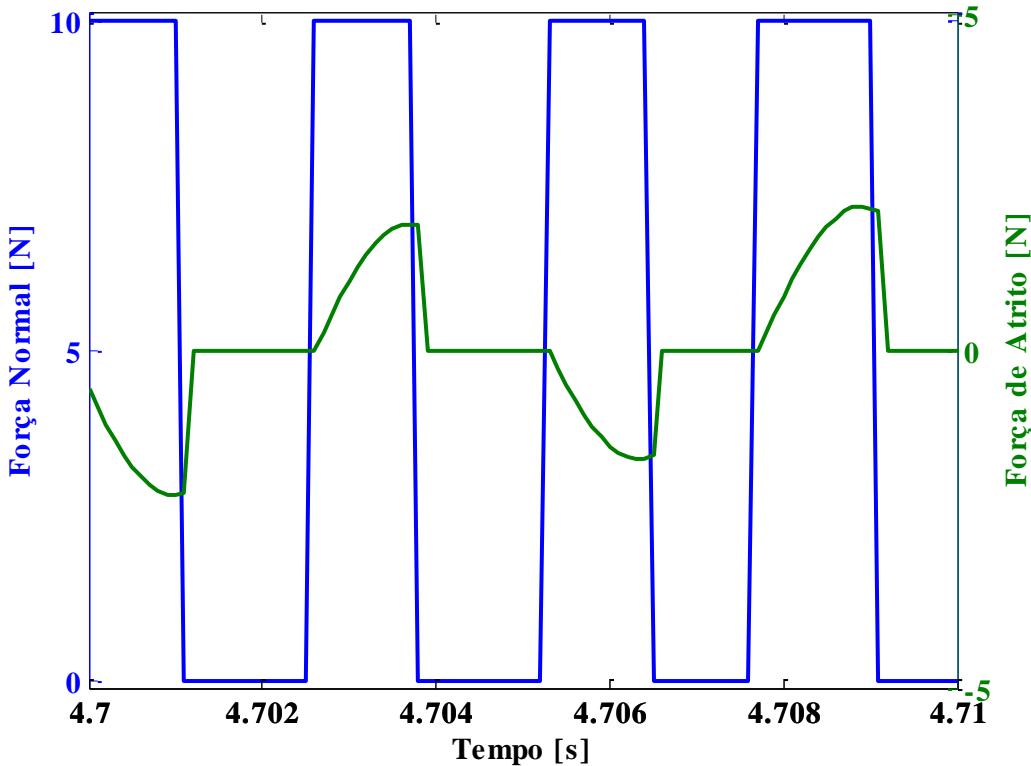


Figura 4.18 – Forças em *MED* com amplitude de excitação de  $10\text{ N}$  – Ampliação 2.

Para a região de ampliação com força de excitação  $F_e = 10\text{ N}$  mostrada na Fig. 4.17 é possível verificar a presença de platôs na curva de força de atrito, característica esta presente em sistemas para os quais o limite de atrito estático foi superado.

Observa-se também que quando há redução no deslocamento, a deformação da rigidez tangencial não é suficiente para superar o limite de atrito estático, portanto, não haverá mais a presença de platôs na força de atrito, como foi apresentado na Fig. 4.18.

Como se sabe apenas *MED* tem sua eficiência dependente da relação entre a força normal e a força de excitação, as demais lógicas foram modificadas para além de possuir uma maior capacidade de dissipação de energia por ciclo de oscilação também não apresentar esta dependência.

Assim nas próximas figuras e comparações entre lógicas a serem feitas serão utilizados os resultados para força de excitação de  $1\text{ N}$  para que *MED* não seja prejudicada, uma vez que quando a relação  $F_e/F_n$  é favorável sua eficiência é muito boa.

Para a lógica *MAMED* as forças no tempo são mostradas na Fig. 4.19.

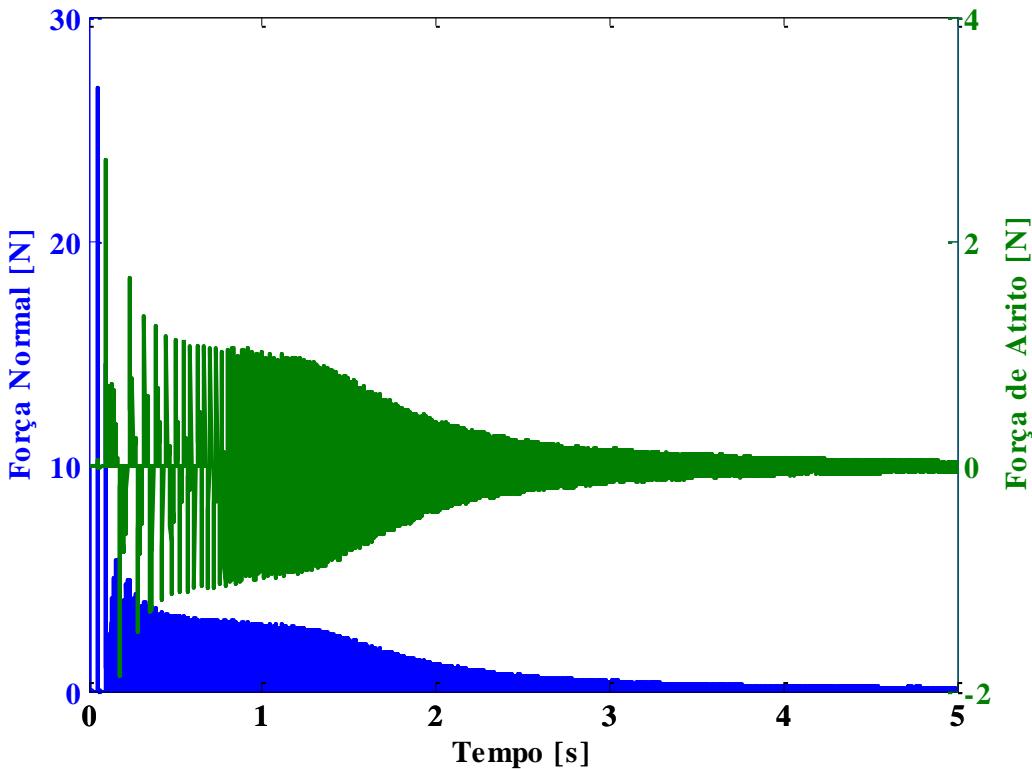


Figura 4.19 – Forças em *MAMED* - 1 *N*.

Pode-se observar que a força normal chegou a valores próximos à 27 N no início e depois manteve valores abaixo de 5 N, ocasionando valores da força de atrito que oscilaram entre  $\pm 2$  N e requerendo valores bem pequenos de forças após 3 segundos, quando a estrutura é amortecida. Isto é devido à atualização da força normal pelo último pico ou vale de deslocamento.

Tal atualização garante que o acoplamento por atrito não escorregue em nenhuma ocasião como ocorre para a lógica *MED*. Ela também é responsável por sintonizar a força normal com a força de excitação, eliminando a deficiência da lógica anterior. E ainda proporciona uma redução da força normal à medida que a estrutura foi amortecida.

Para a lógica *MAF* as forças no tempo são mostradas na Fig. 4.20.

Nesta figura pode-se observar que a força normal chegou a valores superiores a 30 N e oscilou por muito tempo em torno à 27 N, depois próximo ao instante de 3 s a força normal passa a oscilar em torno de um valor mais baixo, próximo à 2 N. A força de atrito apresenta um comportamento parecido e seus valores máximos nessa região, chegando a valores próximos a 8 N, e também oscilando em torno de valores não nulos.

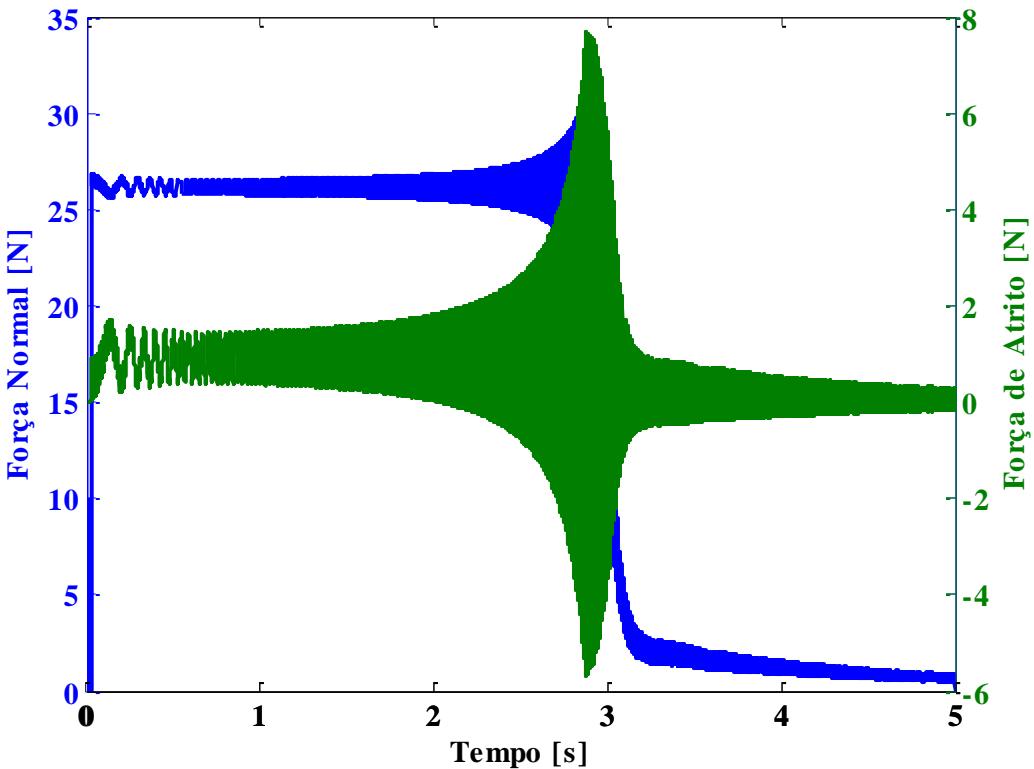


Figura 4.20 – Forças em *MAF* - 1 N.

O mesmo comportamento para a média da força de atrito foi verificado na Fig. 4.11. Tais fenômenos são explicados pelo valor elevado da força normal imediatamente após a aplicação da excitação no sistema. Isto é, o sistema partindo do repouso implica em força normal nula, já no transiente inicial a amplitude do deslocamento sobe a valores elevados que junto com o atraso na atualização da força normal faz com que o próximo valor não nulo seja elevado alterando a posição de equilíbrio estático. Este valor volta a decrescer quando a própria excitação conduz o sistema à posição de equilíbrio estático reduzindo o valor de  $P[\Delta(t)]$  na Eq. (3.7).

Para a lógica *LBL* as forças no tempo são mostradas na Fig. 4.21.

Na figura pode-se observar que a força normal apresenta valores muito baixos comparados à *MED*, *MAMED* e *MAF*, não alcançando 2 N. Isso fez com que a força de atrito oscilasse apenas entre  $\pm 0,5$  N. Isto corresponde a níveis menores de esforço de controle, de energia consumida pelo atuador durante o experimento e de taxas de desgaste das superfícies de contato. Estes níveis de força normal e também a velocidade com que o sistema estabiliza permitem dizer que a eficiência desta lógica é satisfatória e que a mesma é robusta, uma vez que as receptâncias não variaram com a mudança da força de excitação.

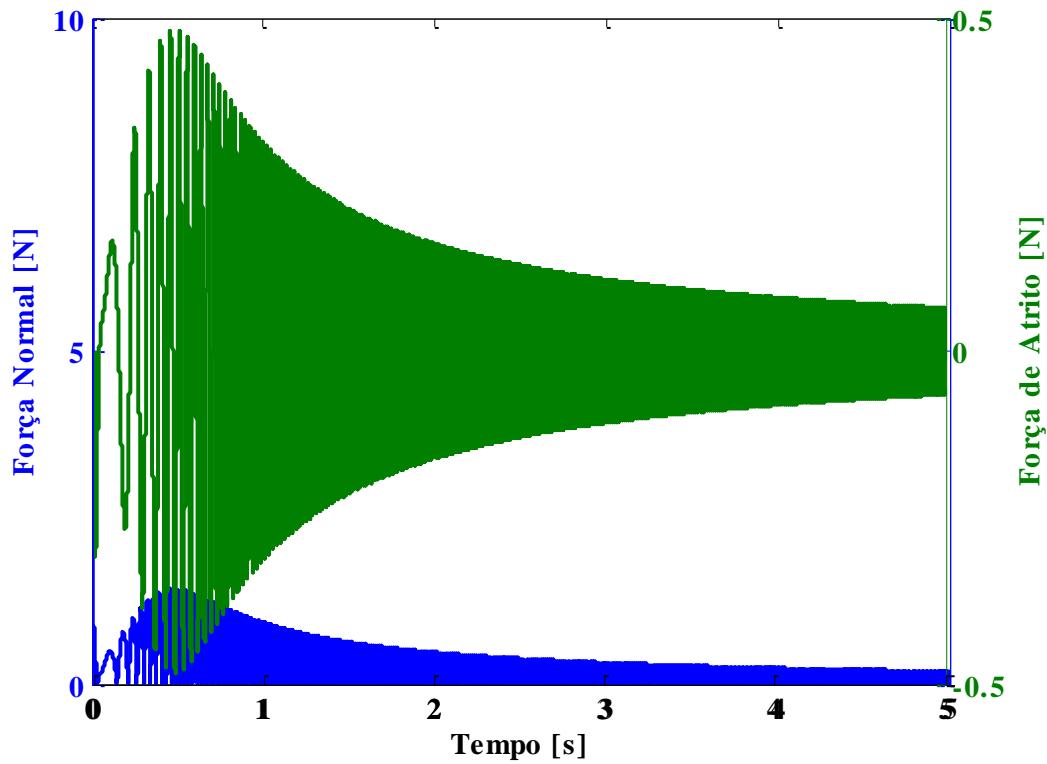


Figura 4.21 – Forças em *LBL - 1 N*.

E, por último, para a *MLBL* as forças no tempo são mostradas na Fig. 4.22.

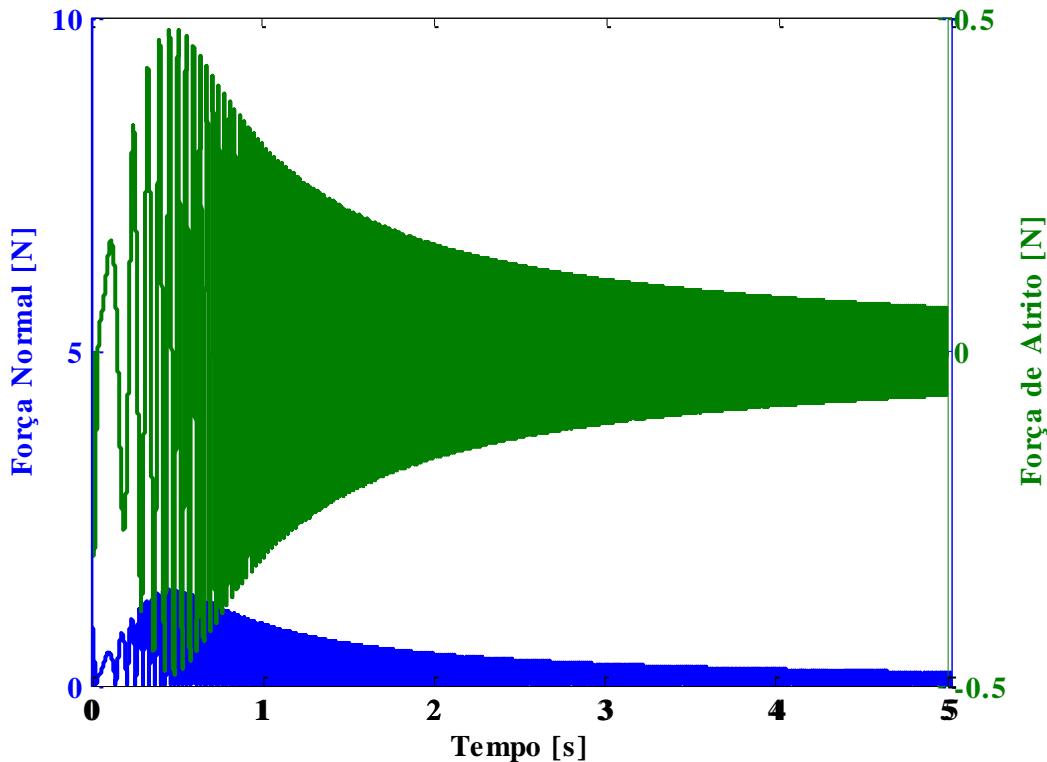


Figura 4.22 – Forças em *MLBL - 1 N*.

Observa-se que para a lógica *MLBL* os valores dos níveis de força normal e de força de atrito estão muito próximos aos valores da lógica *LBL*, apresentando uma pequena diminuição. Mais adiante valores numéricos serão apresentados para comprovar a ligeira redução mencionada.

Para uma melhor análise da eficiência de cada lógica e para a obtenção de mais resultados que embasem a discussão quanto a dependência da lógica *MED* da relação  $F_e/F_n$  apresenta-se a seguir os gráficos de deslocamento no tempo de cada lógica comparados com os deslocamentos do sistema livre, tanto para o valor de força de excitação  $F_e = 1\text{ N}$  quanto para  $F_e = 10\text{ N}$ .

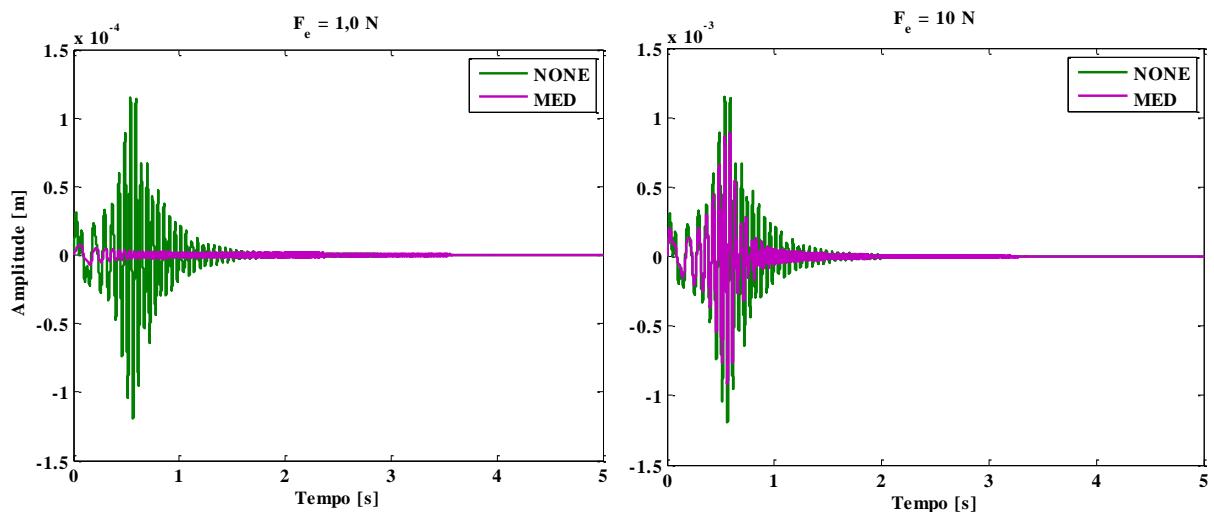


Figura 4.23 – Deslocamentos de *MED* comparados a *NONE*.

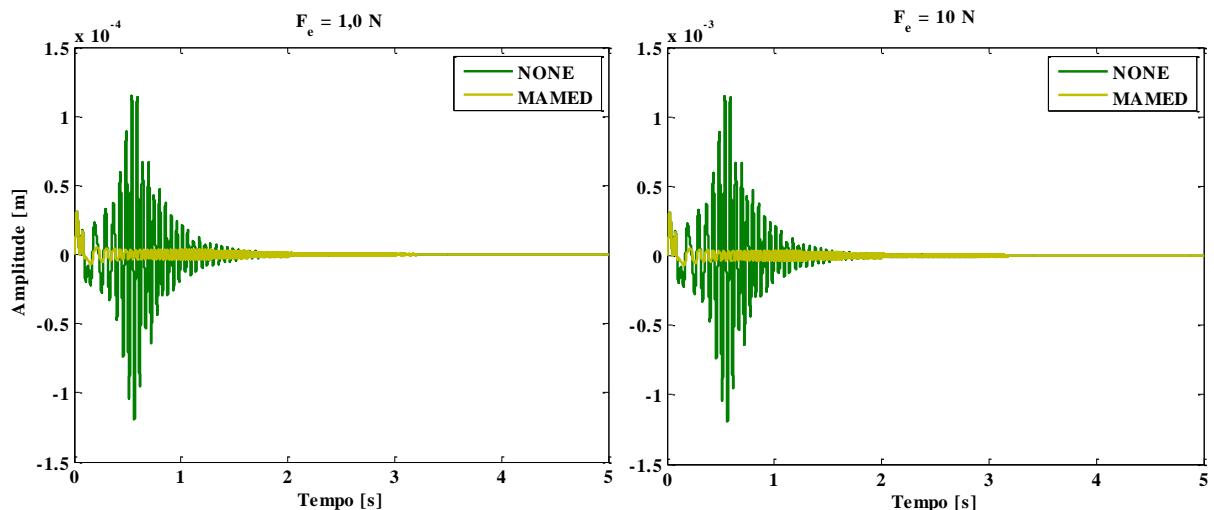


Figura 4.24 – Deslocamentos de *MAMED* comparados a *NONE*.

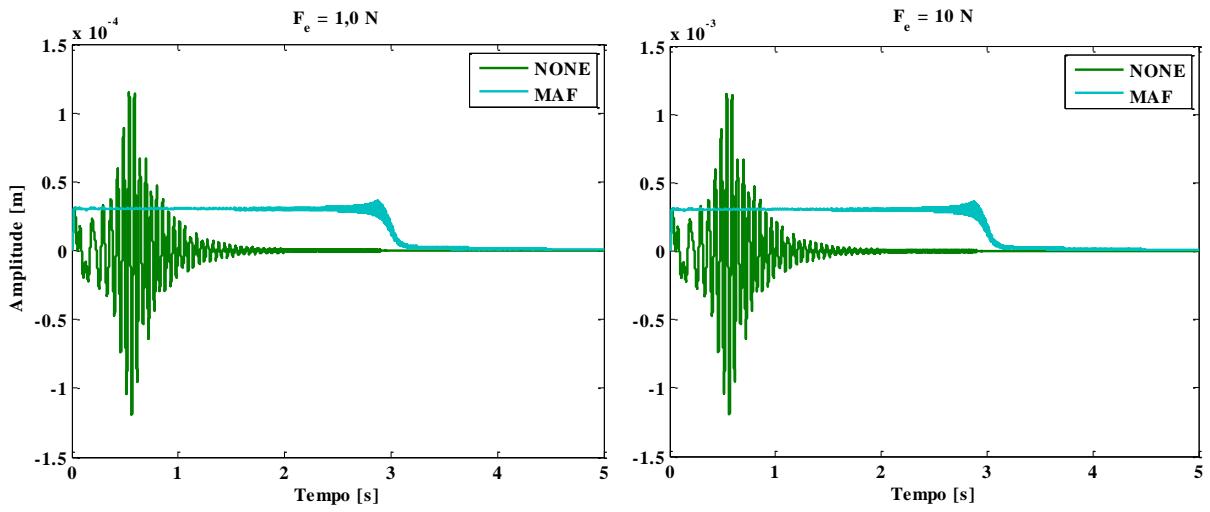


Figura 4.25 – Deslocamentos de *MAF* comparados a *NONE*.

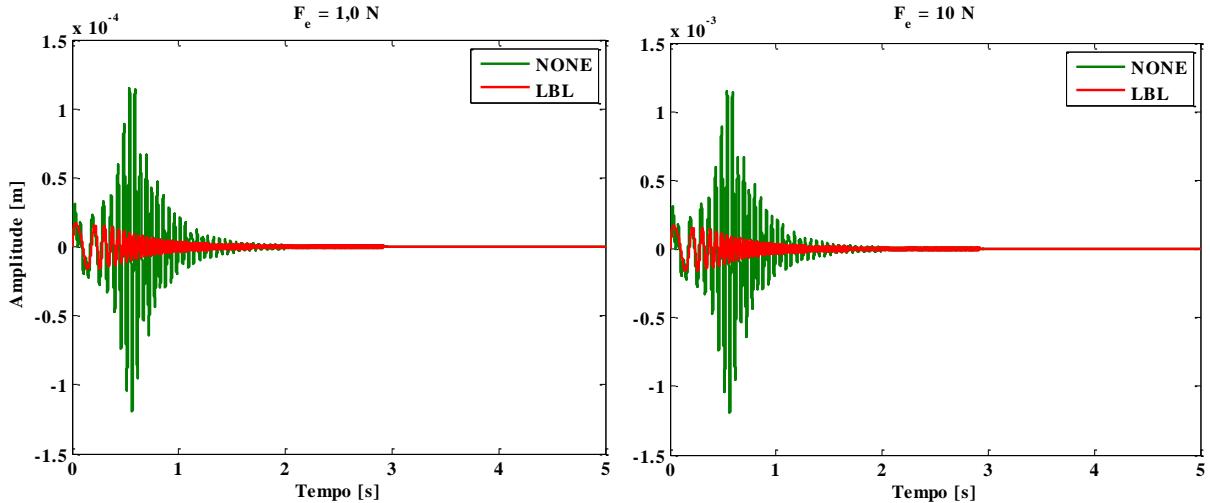


Figura 4.26 – Deslocamentos de *LBL* comparados a *NONE*.

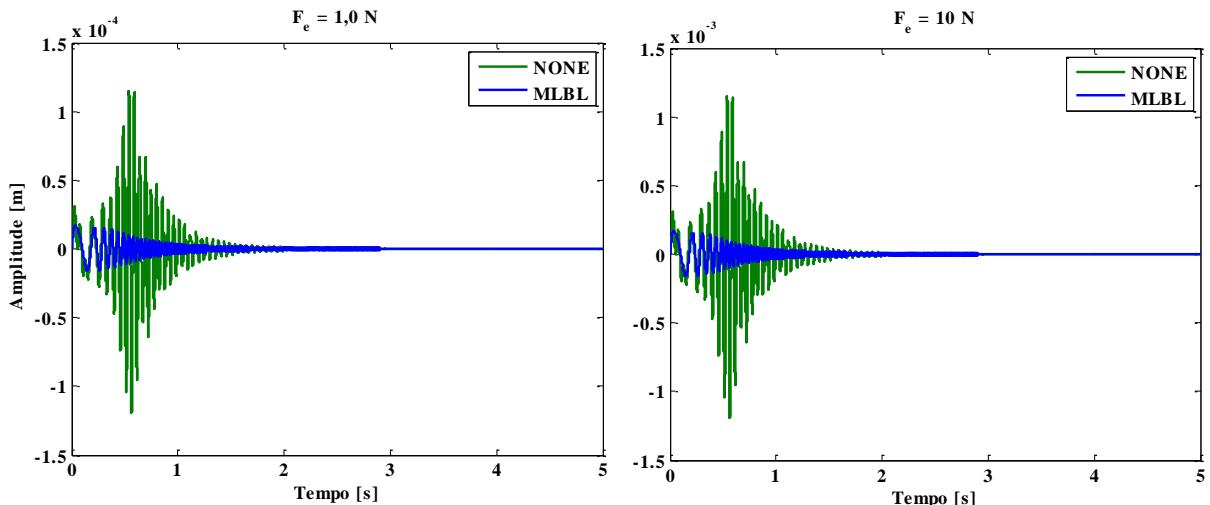


Figura 4.27 – Deslocamentos de *MLBL* comparados a *NONE*.

Observa-se que, a exceção de *MED*, apesar da ordem de grandeza das amplitudes mudarem a forma das curvas não muda, ou seja, a redução da amplitude seque a mesma proporção fazendo com que a receptância, que nada mais é que a relação entre a amplitude de deslocamento e a força de excitação, se mantenha inalterada quando se varia o valor da força de excitação. E, mais uma vez, a *MED* não consegui manter a mesma atenuação para diferentes valores de força de excitação, fato que causou a diferença nas receptâncias vistas entre as Fig. 4.9 e Fig. 4.10.

Na Tabela 4.2 pode ser visto que há um pequeno ganho de eficiência pelo aumento da atenuação na banda de análise e também pela redução da força normal que ocorre mais rápido quando se compara *MLBL* com a *LBL*. Nela o critério *A* é o valor da máxima amplitude na receptância dado em  $m/N$ , *B* é o valor da máxima amplitude de deslocamento dado em  $m$ , *C* é o valor absoluto máximo da força normal dado em  $N$  e *D* é o valor absoluto máximo da força de atrito dado em  $N$ , todas elas para força de excitação igual a 1  $N$ .

Tabela 4.2 – Resultado dos critérios avaliados.

<i>Critério</i>	<i>MED</i>	<i>MAMED</i>	<i>MAF</i>	<i>LBL</i>	<i>MLBL</i>
<i>A</i>	$6,612e^{-6}$	$1,555e^{-5}$	$9,565e^{-7}$	$1,649e^{-5}$	$1,649e^{-5}$
<i>B</i>	$7,554e^{-6}$	$3,119e^{-5}$	$3,607e^{-5}$	$1,682e^{-5}$	$1,686e^{-5}$
<i>C</i>	10	26,85	31,03	1,428	1,428
<i>D</i>	2,126	2,728	7,703	0,4825	0,4825

Com os dados obtidos de todas as tabelas pode-se construir uma nova tabela com uma classificação de cada método de controle global com a colocação dos mesmos em cada um dos critérios avaliados até então, onde melhor será a lógica quanto menor for o valor dos máximos em cada critério. A Tabela 4.3 apresenta a classificação mencionada.

Tabela 4.3 – Classificação das lógicas globais em cada critério avaliado.

<i>Colocação</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
1	<i>MAF</i>	<i>MED</i>	<i>MLBL</i>	<i>MLBL</i>
2	<i>MED</i>	<i>LBL</i>	<i>LBL</i>	<i>LBL</i>
3	<i>MAMED</i>	<i>MLBL</i>	<i>MED</i>	<i>MED</i>
4	<i>LBL</i>	<i>MAMED</i>	<i>MAMED</i>	<i>MAMED</i>
5	<i>MLBL</i>	<i>MAF</i>	<i>MAF</i>	<i>MAF</i>

Analizando os resultados até aqui nota-se que a estratégia *MAF* possui, para o sistema vibratório estudado, a receptância com os menores valores de amplitude na banda de frequências analisada. No entanto essa lógica não oscilou em torno da posição de *EE* e necessitou dos maiores valores de força normal, consequentemente, ela é a que demandará maior energia no atuador e produzirá as maiores taxas de desgaste.

Para os anseios da indústria isto é um fator limitante. Ao passo que como pode ser observado na Fig. 4.28 que a razão de atenuação foi elevada para todas as lógicas, o que demonstra a necessidade de definir-se mais de uma métrica para a comparação do desempenho entre elas, para que seja possível uma escolha segundo as condições de aplicação e parâmetros do sistema dinâmico ao qual a mola inteligente será acoplada.

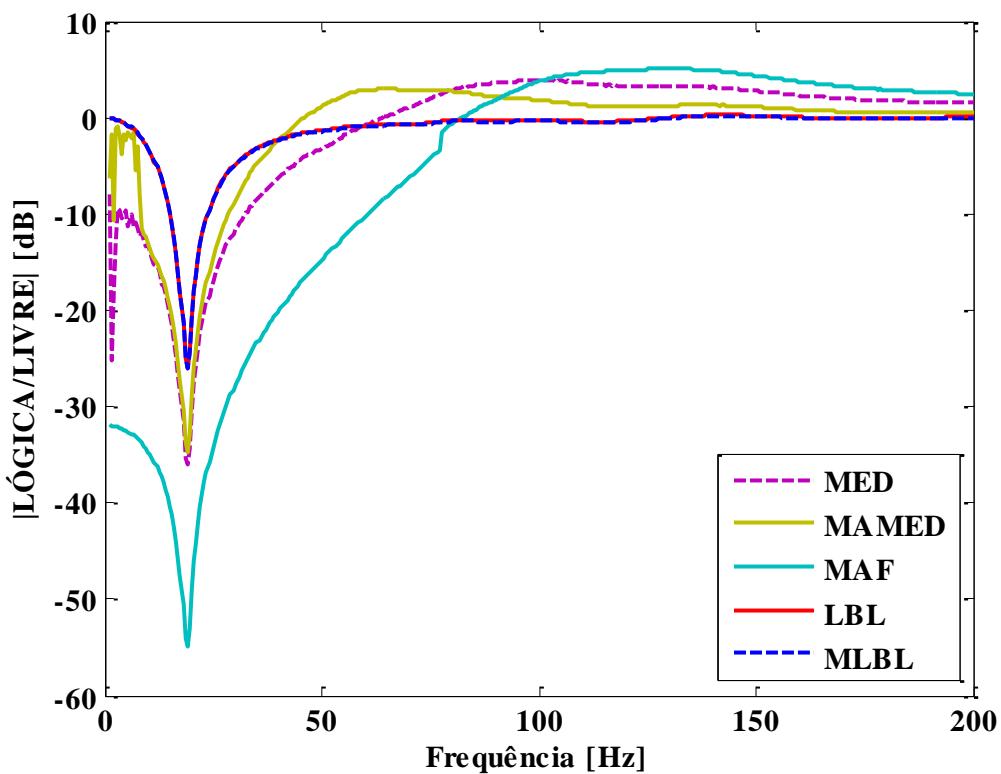


Figura 4.28 – Razões de atenuação de cada lógica global numérica – 1 *N*.

Observa-se que para os parâmetros simulados as lógicas *LBL* e *MLBL* apresentaram as piores atenuações, em torno a  $-25\text{ dB}$ , o que já é atenuação bastante significativa. Dessa forma diante deste fato e da discussão feita anteriormente é imperativo que este não seja o único critério a ser avaliado. Isto faz com que este critério não seja o mais relevante para casos gerais, uma vez que todos eles estão excelentes quanto a este propósito. É importante

observar também que em *MAF* quando se supera a frequência de  $100\text{ Hz}$  não há atenuação, mas sim uma acentuação, ou seja, as amplitudes nessas frequências são superiores à referência *NONE*. Este fato na forma como se apresenta na figura corrobora com a explicação de travamento e do aparecimento de um novo pico, mesmo que muito atenuado para a situação em questão.

Outro fator interessante a ser observado é que lógicas que possuem um mesmo tipo de ciclo de histerese possuem atenuações muito próximas, como é o caso de *LBL* e *MLBL*, e também de *MED* e *MAMED*, uma vez que nesta situação  $F_e = 1\text{ N}$  e consequentemente não haverá escorregamentos em *MED* fazendo com que o ciclo de histerese das duas tenham uma mesma forma.

Ademais maiores conclusões serão tomadas após a apresentação dos resultados experimentais na subseção a seguir.

#### 4.2.2. Resultados Experimentais

Na obtenção dos resultados experimentais foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Bancada experimental;
- Analisador de sinais 35670A da Agilent®;
- Excitador eletrodinâmico de vibração (*shaker*) e seu respectivo amplificador de potência;
- Sensor de deslocamento indutivo (DYMAG) e seu respectivo condicionador de sinais;

E toda a estrutura referente ao controle da força normal com a DSpace®:

- Microcomputador com o *software* MatLab® e o programa Simulink;
- Sistema de aquisição da DSpace®;
- Atuador piezelétrico e seu respectivo amplificador de potência;
- Célula de carga piezoresistiva (para a força normal) e seu condicionador de sinais.

Como se sabe algumas lógicas necessitam de alguns dados obtidos anteriormente em suas fórmulas de cálculo do valor da força normal a ser dada como referência para o controle local.

As propriedades do contato foram mostradas na seção 3.5, e as formulações de cada lógica foram apresentadas na subseção 3.2.2, e para as lógicas globais que necessitem, o valor da força normal a ser imposta nas lógicas que aplicam uma força constante é de  $10\text{ N}$  e os parâmetros adicionais  $\alpha$  e  $\beta$  estes serão de 10 e 20, respectivamente.

O procedimento experimental utilizado consiste em inicialmente, com a bancada montada, realizar uma varredura em frequência com amplitude de excitação igual à utilizada na simulação de 1  $N$  e banda de frequências entre 5 e 100 Hz, não foi utilizada a banda até 200 Hz devido a baixa amplitude de resposta da estrutura nas bandas superiores a 100 Hz, para cada lógica de controle global. Adquirindo-se com o analisador de sinais os valores da força de excitação e dos deslocamentos foram estimadas as receptâncias sobre 10 períodos de oscilação em regime permanente. Deve-se salientar que o analisador através de seu controle da força de excitação considera que o sistema está em regime permanente quando o erro em relação à referência da força de excitação está dentro da faixa ajustada pelo usuário, que neste caso foi de 0,1 dB.

Os resultados do experimento são mostrados na Fig. 4.29.

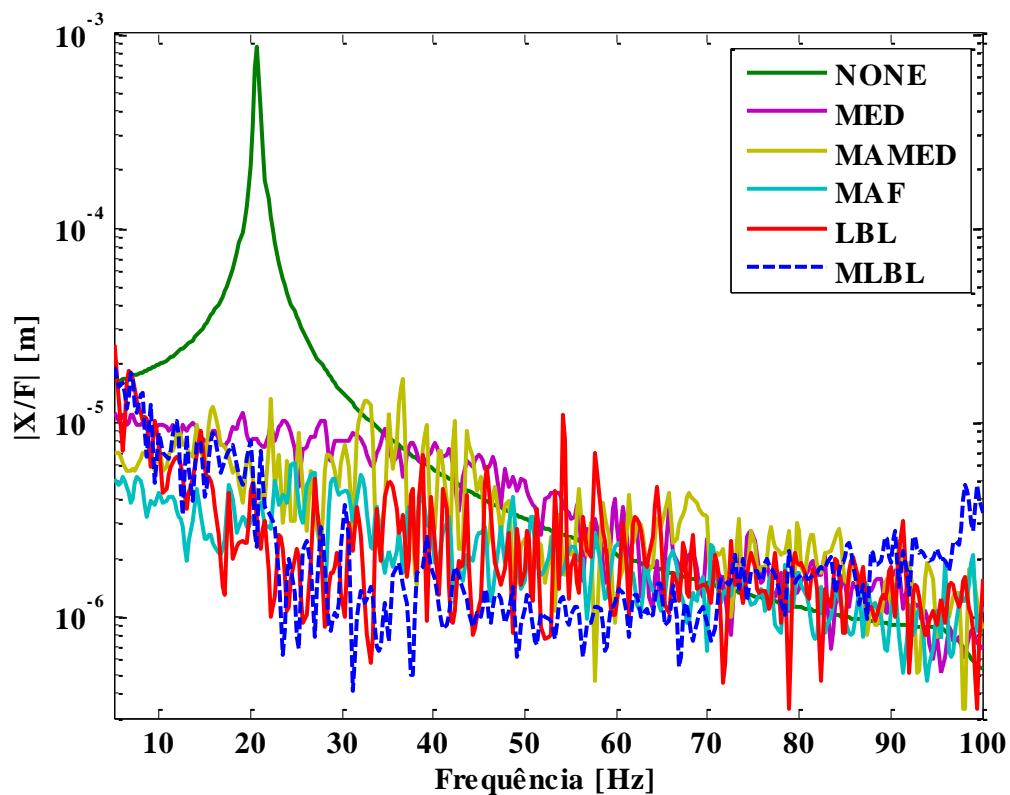


Figura 4.29 – Receptâncias das lógicas globais experimentais para força de excitação de 1  $N$ .

Para a excitação de 1  $N$  as respostas apresentaram um problema relacionado à baixa amplitude de excitação que faz com que a relação sinal/ruído seja prejudicada. Isto fica claro no aspecto ruidoso das receptâncias.

Com o intuito de aumentar a relação sinal/ruído na instrumentação, realizou-se o experimento para uma força de excitação de  $10\text{ N}$ , cujas receptâncias podem ser vistas na Fig. 4.30.

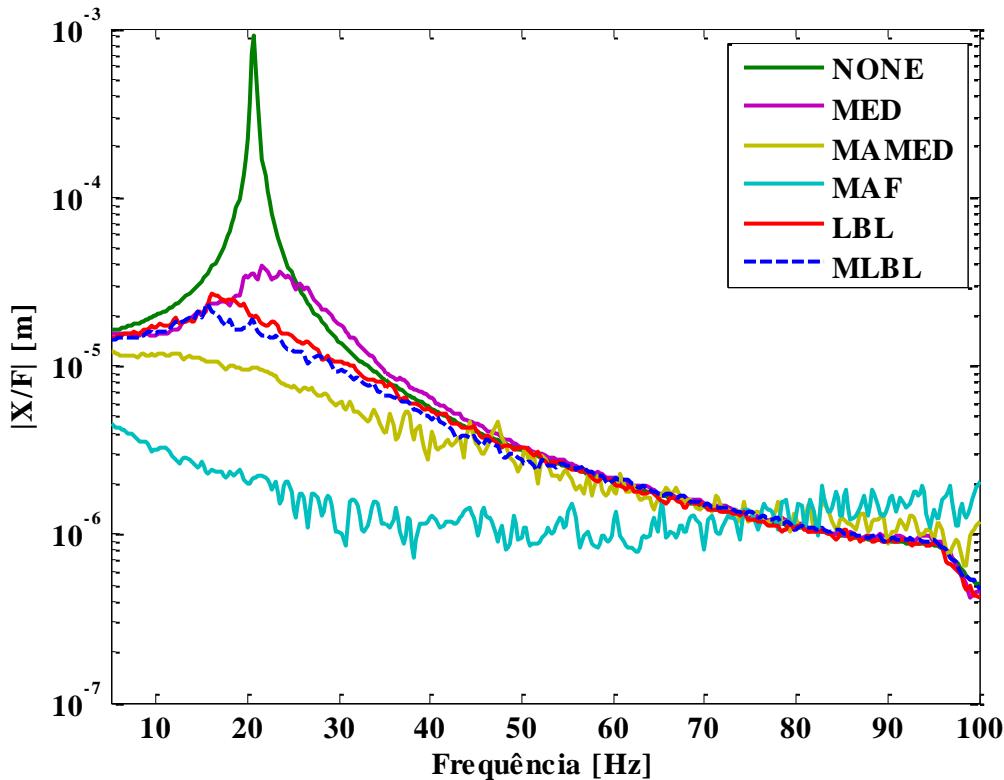


Figura 4.30 – Receptâncias das lógicas globais experimentais para força de excitação de  $10\text{ N}$ .

A fim de verificarem-se os ajustes do modelo e dos parâmetros de cada lógica de controle são mostrados a seguir as comparações das receptâncias, obtidas experimentalmente e numericamente, para cada lógica separadamente. Optou-se pelos resultados com força de excitação de  $10\text{ N}$ , devido ao nível da relação sinal/ruído ser adequado nestes experimentos, mesmo que, conforme pode ser observado no Anexo I, nesta situação algumas lógicas demandem valores de força normal acima da capacidade do atuador ( $200\text{ N}$ ).

Como se sabe, a técnica *MED* possui sua força normal limitada a valores de  $0$  e  $10\text{ N}$  no modo *ON/OFF*. E conforme já discutido, quando há a ocorrência de amplitudes de deslocamento maiores a força normal de  $10\text{ N}$  não é suficiente para uma redução significativa dessa amplitude, permitindo a ocorrência de escorregamentos no acoplamento fazendo com que o pico da frequência natural seja pronunciável conforme visto na Fig. 4.31.

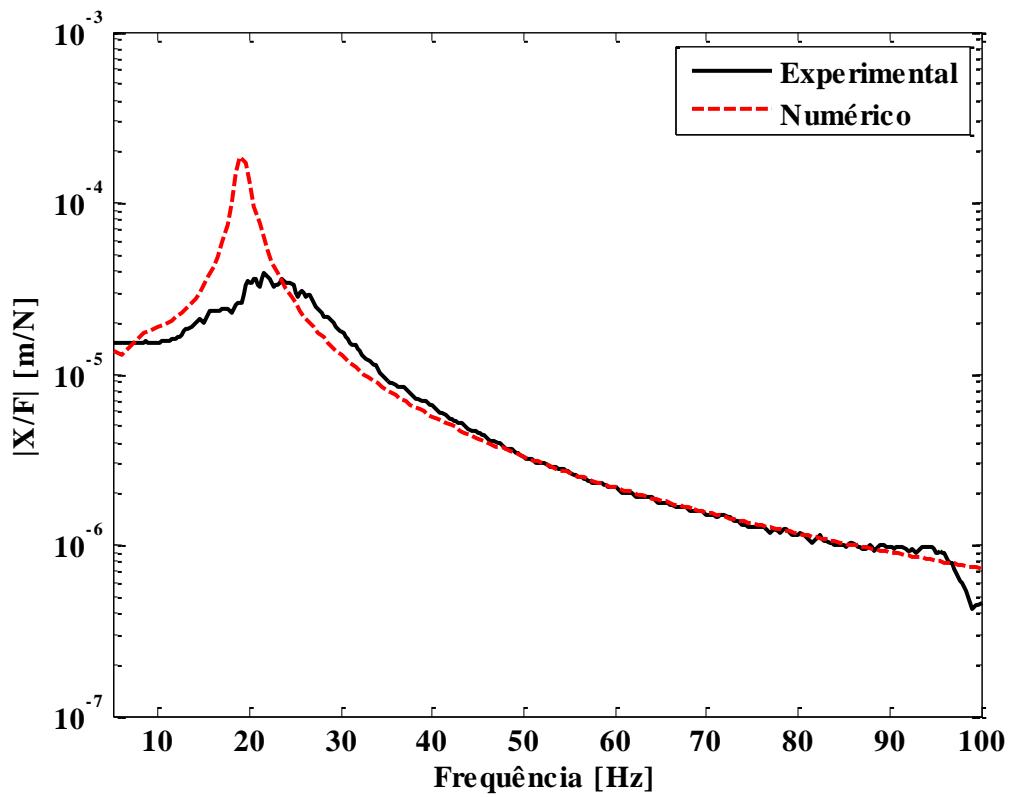


Figura 4.31 – Receptâncias experimental x numérico - *MED*.

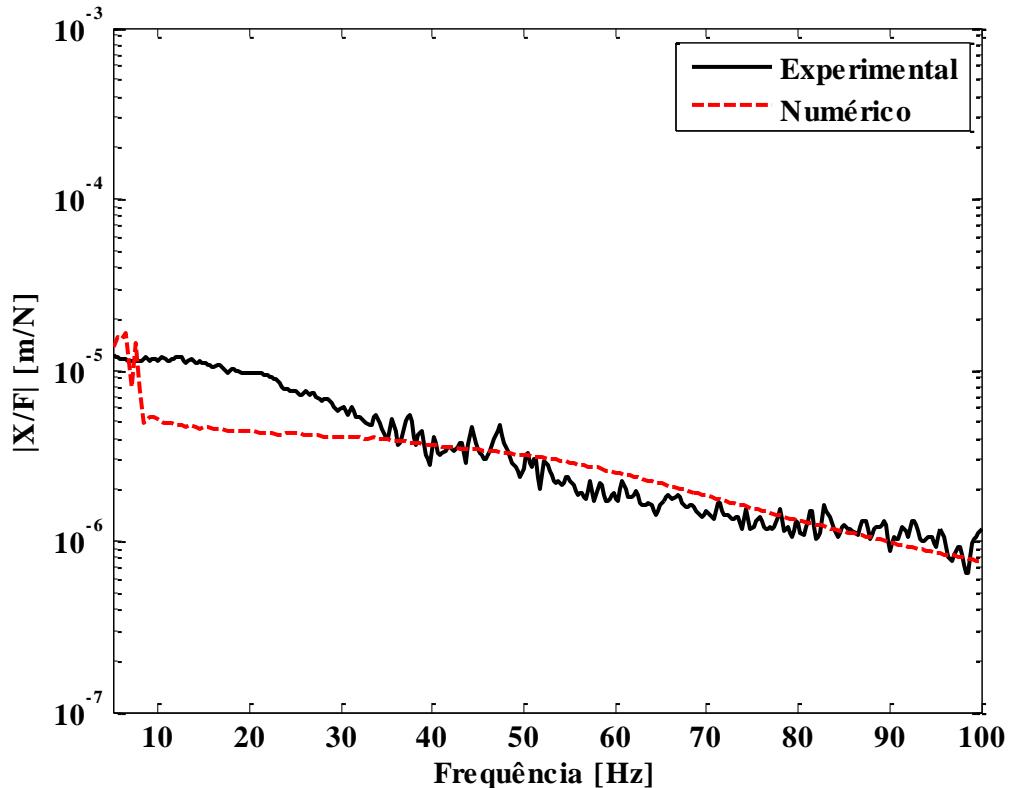


Figura 4.32 – Receptâncias experimental x numérico - *MAMED*.

Na Figura 4.32 apresentada é possível notar que para a receptância experimental a lógica não conseguiu apresentar o mesmo comportamento mostrado pelo numérico na região de próxima à frequência natural porque o controle saturou a em  $\pm 4 V$  quando se exigiu variações do controle demasiadamente rápidas e com amplitudes de força normal próximas à  $30 N$ .

Em ambas as estratégias *MED* e *MAMED* a referência de força normal oscila entre ligado e desligado, ou seja, entre força normal nula e um valor máximo. Esta estratégia “BANG BANG” demanda uma potência elevada do atuador o que torna ambas as metodologias difíceis de serem reproduzidas experimentalmente.

Nas frequências superiores a  $50 Hz$  as curvas apresentam um bom acompanhamento, uma vez as amplitudes de deslocamento são menores e a lógica demanda valores de força normal dentro das capacidades do atuador.

Na Figura 4.33 tem-se as comparações da lógica *MAF*.

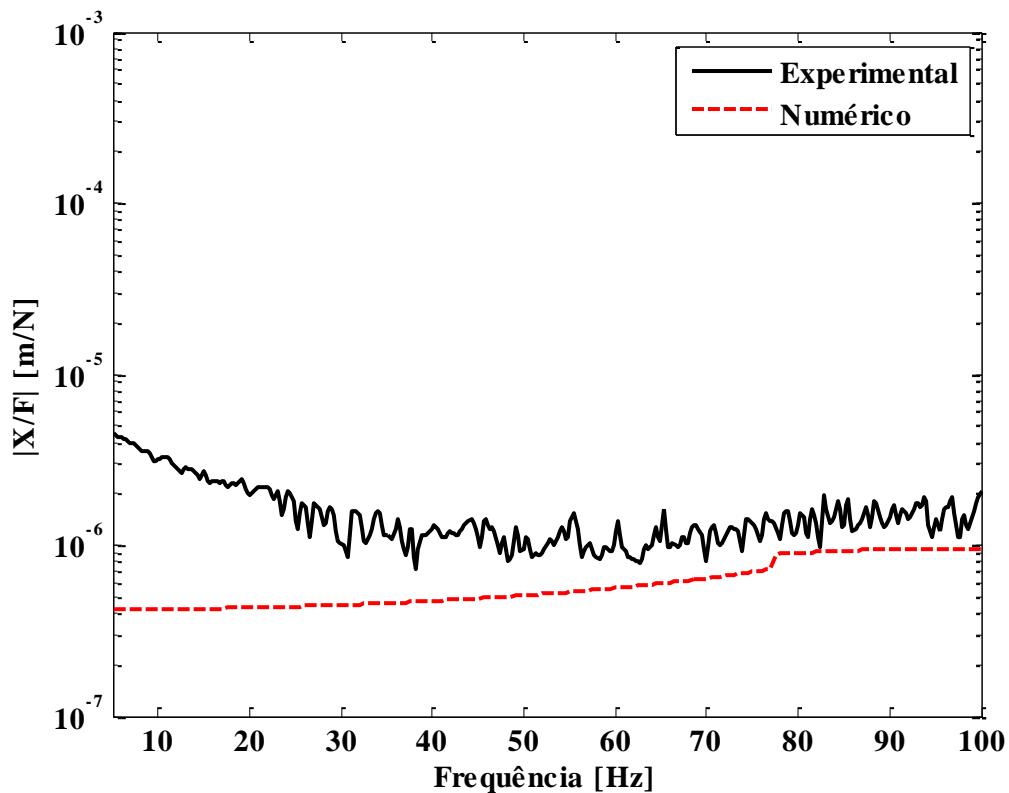


Figura 4.33 – Receptâncias experimental x numérico - *MAF*.

Nela é possível notar que a receptância experimental da lógica não conseguiu apresentar o mesmo comportamento mostrado da receptância numérica, uma vez que as

amplitudes de deslocamento são maiores do que deveria ser uma vez que conforme pode ser observado no Anexo I, para este valor de força de excitação, esta lógica demanda valores de força normal muito elevados, cerca de 10 vezes os valores vistos na Fig. 4.20, sendo então tais valores muito além da capacidade do atuador. Prejudicando a relação  $X/F$  da receptância e fazendo com que a mesma apresente valores maiores que os obtidos numericamente.

Tais resultados justificam, mais uma vez, que tais lógicas possuem algumas limitações que comprometem sua utilização, porém para as demais lógicas, vistas nas figuras a seguir, este valor de força de excitação não se mostra um empecilho ao seu desempenho. Estas limitações serão explicitadas com uma tabela de comparação, apresentada mais à frente, onde poderá ser observada quanta força normal é demandada na banda de frequências próximas à frequência natural.

Nota-se nas figuras de *LBL* e *MLBL*, mostradas a seguir, que os valores simulados apresentam-se próximos aos valores medidos experimentalmente.

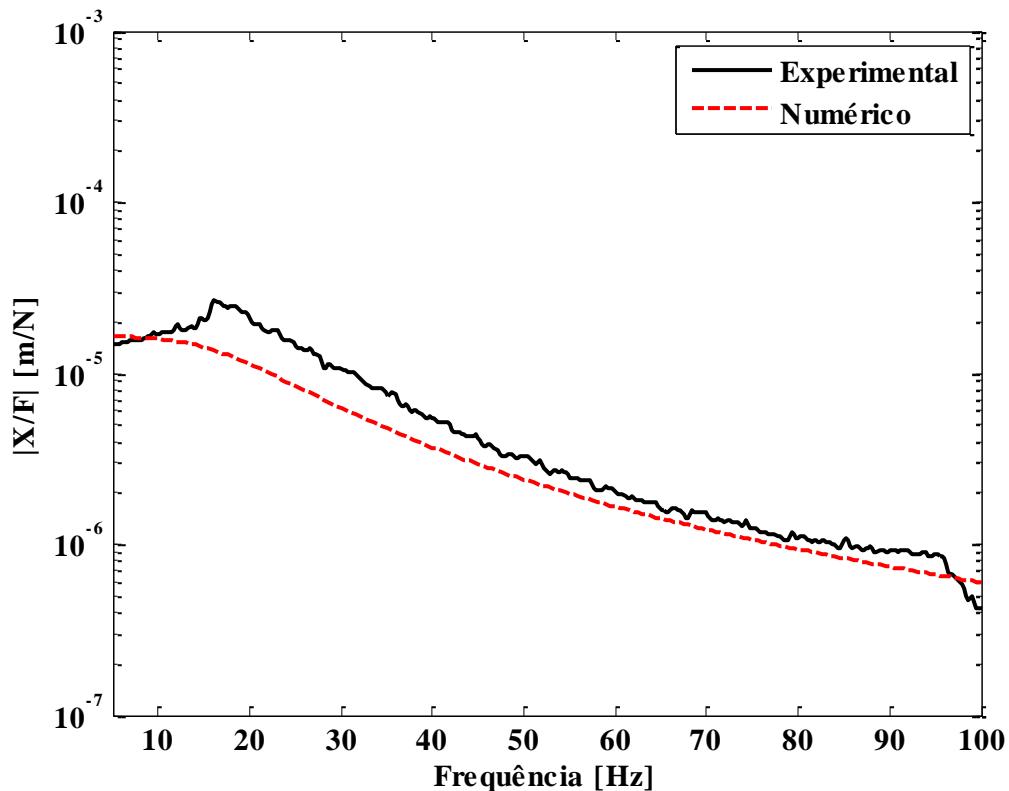


Figura 4.34 – Receptâncias experimental x numérico - *LBL*.

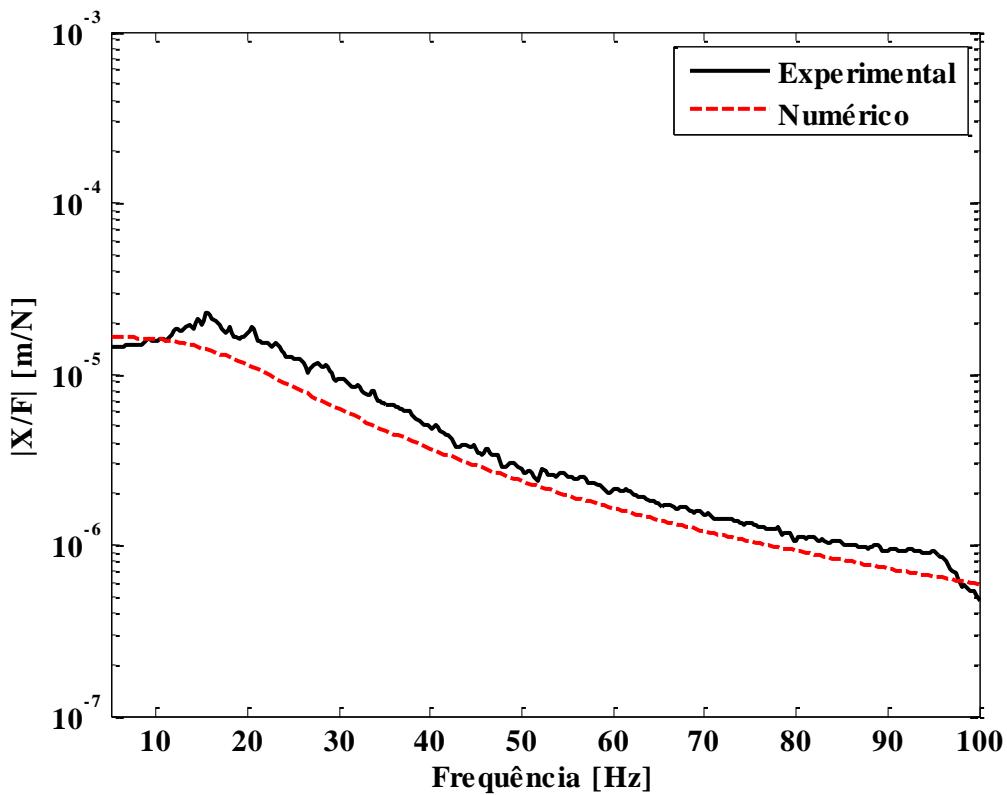


Figura 4.35 – Receptâncias experimental x numérico - *MLBL*.

Ao analisar todas as estratégias é possível verificar que o desempenho previsto nos ensaios numéricos foram experimentalmente alcançados para todas as lógicas de controle. Nota-se também que a atenuação do pico de ressonância foi alta como definido nas simulações numéricas. Isto é uma comprovação da eficiência do dispositivo proposto e demonstra uma boa qualidade do modelo numérico.

Um fator que certamente auxiliou na geração das diferenças vistas entre as curvas experimentais e teóricas são as expressões que indicam o valor de força normal para o controle local demandada por cada um dos métodos globais e o controle da força de excitação por parte do excitador. Tais expressões são susceptíveis a erros e atrasos que acarretam em diferenças entre a condição simulada, onde não há atrasos, e a condição ensaiada. E estas diferenças apesar de estarem aplicadas a um sistema não linear, não conduziram a erros significativos entre as receptâncias.

As razões de atenuação para força de excitação de 10 N são mostradas na Fig. 4.36 utilizando como referência a condição denominada *NONE*. Todas as curvas foram obtidas através de ensaios experimentais.

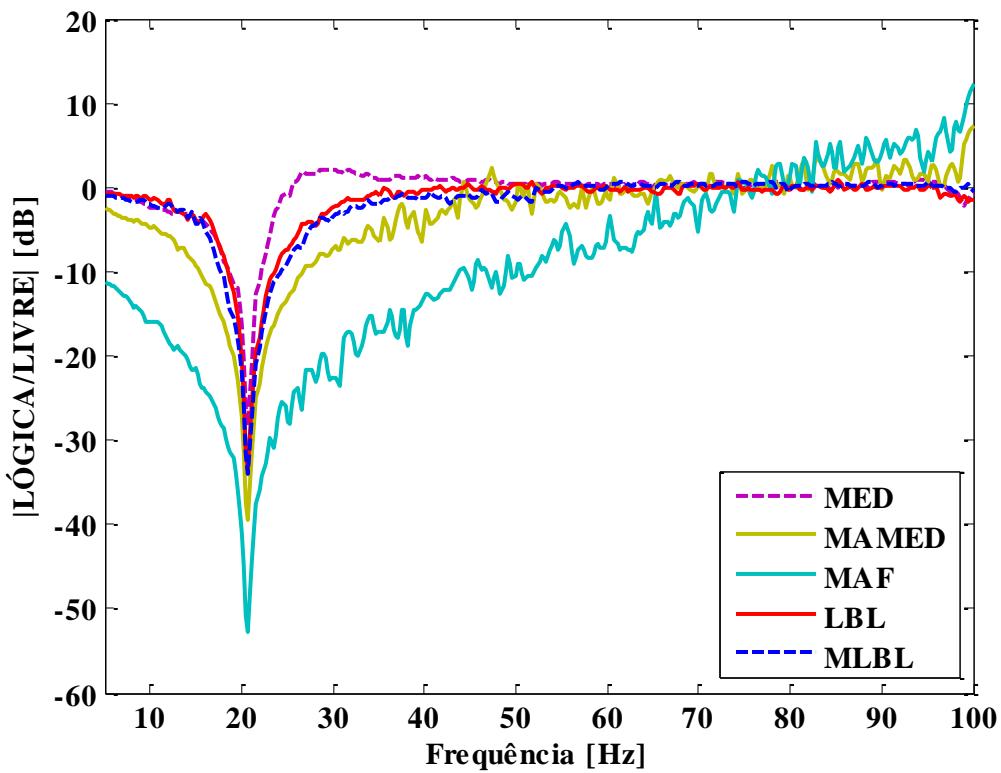


Figura 4.36 – Razões de atenuação de cada lógica global experimental.

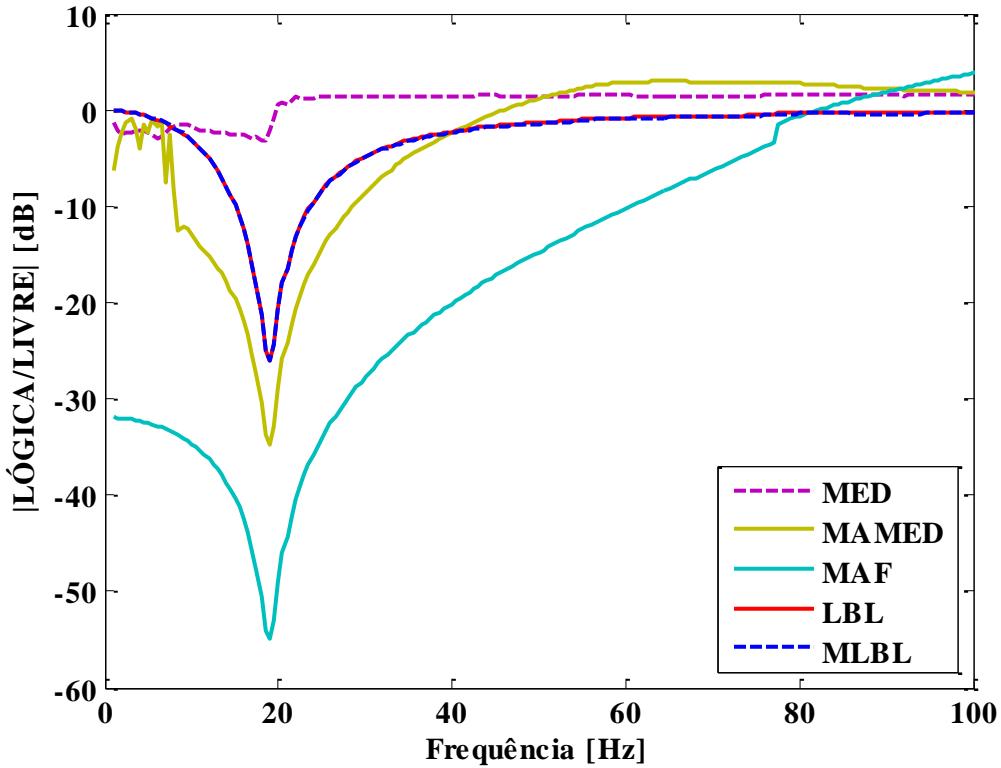


Figura 4.37 – Razões de atenuação de cada lógica global numérica – 10 N.

Na Figura 4.36 pôde-se novamente verificar que todas as atenuações são significativas e que este parâmetro por si só não permite definir uma métrica adequada de diferenciação entre todos os métodos.

E na Figura 4.37, para uma melhor comparação na avaliação das atenuações, apresentou-se as razões de atenuação para o mesmo valor de força de excitação que utilizado nos resultados experimentais obtidos na Fig. 4.36,  $F_e = 10\text{ N}$ .

A fim de definirmos uma métrica de eficiência das técnicas obteve-se o valor *RMS* das razões de atenuação na banda de frequências em torno da frequência natural, de 5 à 40 Hz. A Tabela 4.4 mostra o valor *RMS* da atenuação obtida experimentalmente (Fig.4.36) e numericamente (Fig. 4.37) em cada método na banda escolhida.

Tabela 4.4 – *RMS* da atenuação provocada experimental e numericamente.

<i>Método</i>	<i>RMS da Atenuação (E) [dB]</i>	<i>RMS da Atenuação (T) [dB]</i>
<i>MAF</i>	23,3	34,78
<i>MAMED</i>	12,19	15,54
<i>MLBL</i>	8,92	9,59
<i>LBL</i>	8,04	9,58
<i>MED</i>	6,25	1,84

(E) – Obtidos dos dados Experimentais; (T) - Obtidos dos dados Teóricos.

Isto nos faz concluir que, assim como nos resultados numéricos, experimentalmente a lógica *MAF* obtém a melhor razão de atenuação apesar do travamento da mesa.

Porém, observa-se também que *MAF* juntamente com a *MAMED* são as lógicas que demandaram as maiores forças formais. Ou seja, as que demandaram um maior esforço de controle e consequentemente um maior consumo de energia elétrica. Energia esta que, conforme já mencionado, não pode ser experimentalmente medida na atual configuração da bancada.

Como se pode observar o pior valor experimental do *RMS* da atenuação na banda considerada é de 6,25 dB, sendo que na frequência natural a lógica que menos atenuou foi a *MED* que ainda assim atenuou mais de 30 dB.

Dessa forma é necessário avaliar não só as atenuações vistas anteriormente, mas também a força normal demandada pela técnica para provocar esta atenuação.

Para auxiliar na avaliação criou-se a figura de mérito mostrada na Fig. 4.38 que engloba ambas as características em que são qualificados os resultados teóricos e experimentais de cada lógica para uma força de excitação de 1 N. Escolheu-se realizar tal avaliação com os resultados para força de excitação de 1 N para que a lógica *MED* não tivesse sua avaliação prejudicada uma vez que sua eficiência é dependente da relação entre a força de excitação e a força normal, conforme já observado nos resultados com força de excitação de 10 N.

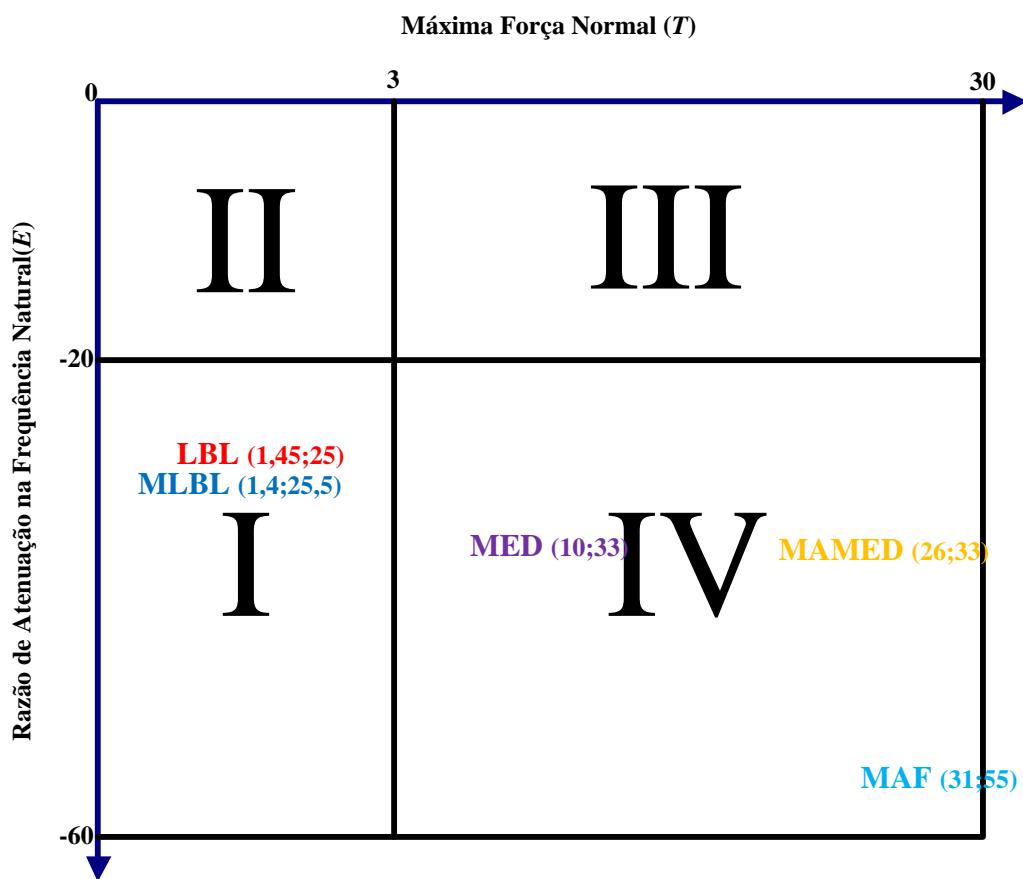


Figura 4.38 – Figura de mérito para as lógicas globais.

Onde o quadrante *I* é considerado ótimo uma vez que para se situar nele a lógica deve apresentar uma grande atenuação com baixos níveis de força normal, os quadrantes *II* e *IV* considerados pouco eficientes, ou por apresentar uma pequena atenuação demandando pequenos valores de força normal, ou por apresentar uma grande atenuação fruto da necessidade de grandes valores de força normal e o quadrante *III* ineficiente, onde as lógicas apresentaram uma pequena atenuação mesmo com o uso de grandes valores de força normal.

É importante lembrar que apesar da *MAF* apresentar uma boa atenuação ela travou o sistema, no sistema vibratório utilizado na bancada isto não acarretou em maiores problemas porque o segundo pico está bem amortecido, porém em outros sistemas este pico pode ser significativo, fazendo com que esta lógica não seja indicada.

Porém, mais do que isso, *MAF* se encontra no quadrante *IV*, com um valor de força exageradamente elevado. Chegando ao ponto de exigir valores de força normal acima da capacidade do atuador na situação em que a força de excitação é de  $10\text{ N}$ , a capacidade do atuador conforme vista na subseção 3.4.2 é de  $200\text{ N}$ . Isto auxiliou para a obtenção das discrepâncias entre os resultados numérico e experimental para tal lógica, e que juntamente com o que já foi discutido faz com que tal lógica seja considerada ineficiente para a aplicação no sistema vibratório da bancada. Há ainda implícito num grande valor da força normal estão um grande consumo de energia elétrica pelo atuador e o desgaste acentuado dos materiais do contato.

A *MAMED* apesar de possuir um valor máximo muito alto para a força normal, isso ocorre apenas nas frequências muito baixas e após certo tempo os valores ficam mais viáveis mesmo quando na banda de frequências próximas a frequência natural do sistema, e como os valores máximos de força normal são elevados esta metodologia permanece como uma lógica pouco eficiente para a aplicação em questão.

Assim, as lógicas que se encontram no quadrante *I* são a *LBL* e a *MLBL*, e conforme pôde ser visto na Tab. 4.4 a *MLBL* possui uma razão de atenuação ligeiramente maior que *LBL* e com uma força normal demandada menor. Porém ambas são pequenas e uma demanda menor de energia implica num menor consumo de energia, fazendo destas lógicas muito eficientes.

Observa-se ainda que a não ser *LBL* e a *MLBL* a lógica que demandou os menores valores de força normal foi a *MED* com  $10\text{ N}$ . Esta valor é quase sete vezes maior que a força demandada por *LBL* que é de  $1,45\text{ N}$ . Ou seja, é realmente necessário avaliar se é interessante para a aplicação desejada gastar quase sete vezes mais energia para se obter uma atenuação de  $33\text{ dB}$  ao invés de uma atenuação de  $25\text{ dB}$ , que já é bastante significativa. Os  $8\text{ dB}$  a mais devem ser imprescindíveis para que o esforço extra seja necessário.

Lembrando que para forças de excitação menores todas as metodologias, inclusive a *MED* são eficientes, nestas situações as força normais demandadas foram muito menores, que nem mesmo o *MAF* estourou as capacidades do atuador. No entanto, salienta-se mais uma vez

que para a lógica de variação ser adequada esta deve ser robusta e não depender da amplitude de excitação.

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSÃO**

Este trabalho apresenta o estudo do comportamento do dispositivo de mola inteligente acoplado a um sistema dinâmico vibratório com 1 *GDL*. Nele avaliam-se técnicas de controle de vibração visando a melhor eficiência do dispositivo sem abrir mão do desempenho na atenuação da vibração. Para tal é necessário um modelo suficientemente representativo do dispositivo que contemple o efeito do atrito no contato, do sistema dinâmico vibratório e uma sintonia eficaz para o controle da força normal no contato.

Resultados dos ensaios experimentais permitiram avaliar que o modelo numérico representou satisfatoriamente o comportamento real do sistema vibratório ensaiado. O modelo numérico para o acoplamento por atrito mostrou-se adequado para representar o comportamento dinâmico do sistema real sem exigir muito esforço computacional. Tal fato se deve não só à qualidade do modelo, mas também à utilização de parâmetros experimentalmente identificáveis pelo fato de serem coerentes com as leis físicas que regem o contato mecânico e não apenas parâmetros de modelos numéricos eficientes, porém genéricos e sem correlação com as leis físicas.

A metodologia para identificação dos parâmetros de massa, rigidez e amortecimento do sistema vibratório linear mostrou-se adequada uma vez que as receptâncias numéricas estão bem ajustadas àquelas experimentais.

Quanto ao controle local da força normal, a planta se mostrou um pouco complicada de se trabalhar, principalmente pelo elevado amortecimento da planta que permitiu a aproximação do sistema de 2<sup>a</sup> ordem por um sistema de 1<sup>o</sup> ordem.

O controle se mostrou satisfatório, mas aquém do ideal, isto porque os parâmetros sintonizados demandaram esforços de controle que saturavam o amplificador do atuador. Este fato se mostra mais uma limitação do amplificador do atuador que do controlador propriamente.

O controle da força normal se mostrou satisfatório, mas aquém do ideal, isto porque em alguns casos demandaram-se esforços de controle que saturavam o amplificador do atuador. Isto se deve ao fato do conjunto amplificador e atuador possuírem uma potência limitada. Para grandes variações da amplitude força normal em tempos muito curtos faz-se necessário o uso de sistemas com maior capacidade de potência.

A sintonia da relação entre a força normal (constante) e a força de excitação pode produzir atenuações satisfatórias como verificado experimentalmente e numericamente. No entanto a aplicação prática desta sintonia é pouco viável uma vez que se baseia na constância da amplitude da força de excitação assim como na natureza desta força que deve ser harmônica. Verificou-se também que a lógica *MED* é uma lógica susceptível a esta relação entre forças, o que limita a aplicação ampla desta lógica.

Conclui-se que três das lógicas, *MED*, *MAMED* e *MAF* foram consideradas pouco eficientes, sendo que a última travou o sistema vibratório em todos os experimentos e simulações. De fato estas apresentaram atenuações excelentes, porém demandaram muita energia, chegando a valores de força normal superiores à capacidade do atuador.

As lógicas *LBL* e *MLBL* foram consideradas ótimas por apresentarem uma boa atenuação com baixa demanda de energia, este tipo de lógica se mostra muito boa para qualquer aplicação, principalmente em sistemas embarcados onde a quantidade de energia pode ser limitada e em sistemas onde a preocupação com consumo de energia for primordial.

Como proposta para trabalhos futuros faz-se interessante a implementação de novas técnicas de controle global na busca por métodos cada vez mais eficientes, como uma modificação de *MLBL* de forma que não respeite a Eq. (3.9) e atue o tempo todo.

Quanto ao controlador local, também se faz útil a sintonia de um controlador do *Tipo 2*, ou seja, com pelo menos dois integradores, como por exemplo dois controladores *PID* em série. Isto permitiria um acompanhamento melhor da referência, melhorias no tempo de resposta e faria o sistema mais robusto, para que qualquer tipo de entrada que por ventura

as lógicas globais demandarem. Cabe também o estudo de outras técnicas de controle que não somente o tipo *PID*.

Sugere-se também a trabalho futuros o desenvolvimento de absorvedores dinâmicos sintonizáveis pelo uso de dispositivos tipo molas inteligentes, como o utilizado neste trabalho. Nesta classe de problemas o atuador não estaria conectando um grau de liberdade da estrutura a um ponto fixo, mas estaria entre dois graus de liberdade da estrutura o que mudaria completamente as lógicas de controle.

Apesar da simulação do fenômeno de desgaste ser pouco aplicada atualmente sugere-se que em trabalhos futuros alguma influência do desgaste seja inclusa nos modelos numéricos permitindo a avaliação da degradação do mecanismo de acoplamento por atrito.

Também é interessante para trabalhos futuros a realização de ensaios em bancadas de dinâmica de rotação uma vez que o dispositivo se mostra bastante aplicável nesta área e, com a compreensão obtida até então do comportamento dinâmico do dispositivo, seu desempenho se mostra promissor.

Ainda quanto a máquinas rotativas, é atrativo avaliar a utilização de diversas molas inteligentes dispostas ao longo de um eixo conforme pode ser visto no Anexo II. Dessa forma seria possível a supressão da vibração com foco nos modos de vibração, auxiliando assim nas passagens por todas as velocidades críticas cujos modos sejam radiais e na direção cujos dispositivos estão colocados. Isto necessitaria de um controle simultâneo e mais complexo, determinando quais dispositivos devem atuar e de qual forma.

Assim, conclui-se que, mesmo com o sistema de controle não sendo o ideal para a aplicação levando-se em conta as limitações do amplificador do atuador o objetivo geral do trabalho foi alcançado, e que a bancada se encontra apta a auxiliar no estudo do controlador semiativo de vibração denominado mola inteligente e a receber alterações necessárias para as previstas aplicações futuras.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BOUAZARA, M.; RICHARD, M. J.; RAKHEJA, S. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. **Journal of Terramechanics.** v. 43, n. 2, p. 97-118, 2006.

DALEY, S.; HÄTÖNE, J.; OWENS, D. H. Active vibration isolation in a "smart spring" mount using a repetitive control approach. **Control Engineering Practice.** v. 14, p. 991-997, may 2005.

DOEBELIN, E. O. **Measurement Systems Application and Designs.** 4.ed., Singapore: Ed. McGraw-Hill, 1990, 960 p.

DUPONT, P.; KASTURI, P.; STOKES, A. Semi-active control of friction dampers. **Journal of Sound and Vibration.** v. 202, n. 2, p. 203-218, 1997.

FIRRONE, C.M. **Dynamics of the underplatform damper for aeronautical turbo engines.** 2006. 214p. Ph.D. Thesis, Scuola di Dottorato Politecnico Di Torino, Torino.

GUGLIELMINO, E.; EDGE, K. A. A controlled friction damper for vehicle applications. **Control Engineering Practice.** v. 12, n. 4, p. 431-443, 2004.

HE, W.; AGRAWAL, A.; YANG, J. Novel Semiactive Friction Controller for Linear Structures against Earthquakes. **Journal of Structural Engineering.** v. 129, n. 7, p. 941-950, 2003.

HURLEBAUS, S.; GAUL, L. Smart structure dynamics. **Mechanical Systems and Signal Processing.** v. 20, n 2, p. 255-281, 2006.

INAUDI, J.A. Modulated homogeneous friction: a semi-active damping strategy. **Earthquake Engineering & Structural Dynamics.** v. 26, n. 3, p. 361-376, 1997.

LIN, C.-C.; LU, L.-Y.; LIN, G.-L.; YANG, T.-W. Vibration control of seismic structures using semi-active friction multiple tuned mass dampers. **Engineering Structures.** v. 32, n. 10, p. 3404-3417, aug. 2010.

LU, L.-Y., Semi-active modal control for seismic structures with variable friction dampers. **Engineering Structures.** v. 26, n. 4, p. 437-454, 2004.

LU, L.-Y.; CHUNG, L.-L.; WU, L.Y.; LIN, G.-L. Dynamic analysis of structures with friction devices using discrete-time state-space formulation. **Computers and Structures.** Taiwan, v. 84, p. 1049-1071, apr. 2006.

MENQ, C.H.; BIELAK, J.; GRIFFIN, J. H. The influence of microslip on vibratory response, Part I: A new microslip model. **Journal of Sound and Vibration.** v. 107, n. 2, p. 279-293, 1986a.

MENQ, C.H.; BIELAK, J.; GRIFFIN, J. H. The influence of microslip on vibratory response, Part II: A comparison with experimental results. **Journal of Sound and Vibration.** v. 107, n. 2, p. 295-307, 1986b.

NG, C. L.; XU, Y. L. Semi-active control of a building complex with variable friction dampers. **Engineering Structures.** v. 29, n 6, p. 1209-1225, 2007.

NITZSCHE, F.; HAROLD, T.; WICKRAMASINGHE, V. K.; YONG, C.; ZIMCIK, D. G. Development of a Maximum Energy Extraction Control for the Smart Spring. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures.** v. 16, p. 1057-1066, dec. 2005.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 4.ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2003. 788p.

SANTOS, M. B. d.; LÉPORE NETO, F. P.; STEFFEN JR., V.; MAHFLOUD, J. Numerical Assessment of Smart Spring to Attenuate Structural Vibrations. **Shocks and Noise 2012**. Paris, France, 2012.

SANTOS, M. B. d.; LÉPORE NETO, F. P. Assessment on Control Strategies of Friction Damper. **World Tribology Congress 2013**. Associazione Italiana di Tribologia: Turin, Italy, 2013.

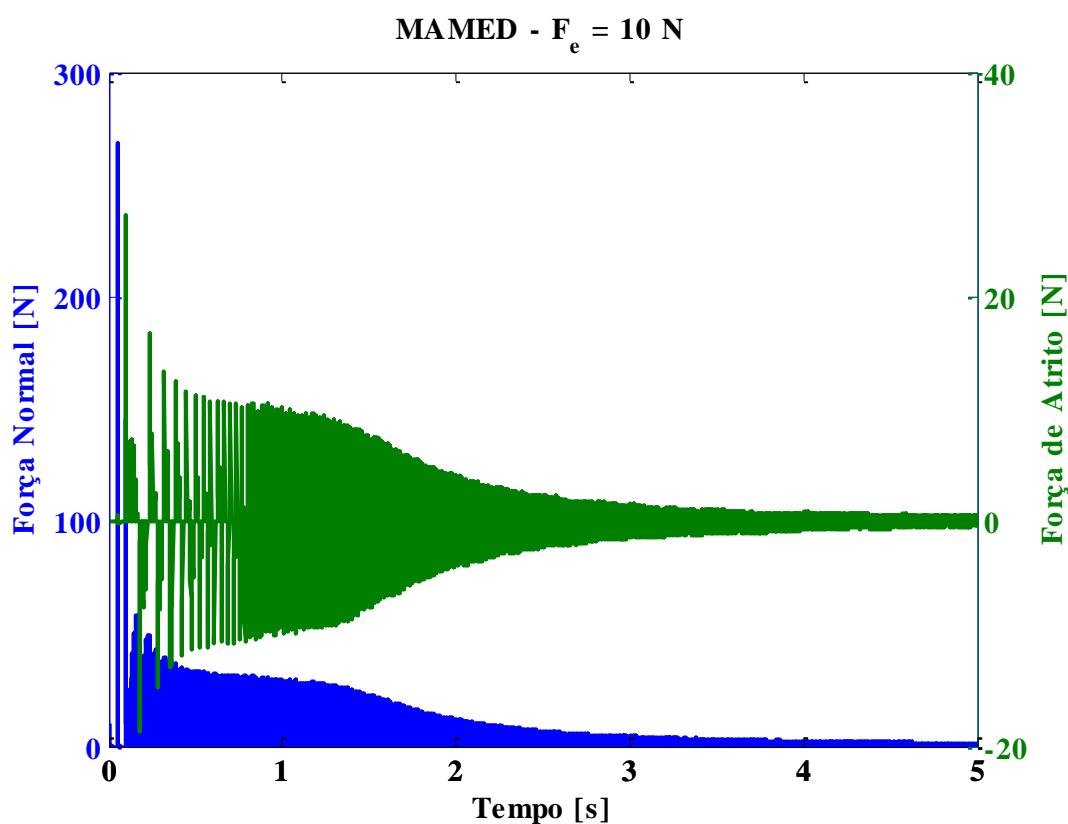
WICKRAMASINGHE, V.; CHEN, Y.; ZIMCIK; D. Experimental Evaluation of the Smart Spring Impedance Control Approach for Adaptive Vibration Suppression. **Journal Of Intelligent Material Systems And Structures**. v. 19, n. 2, p. 171-179, feb. 2008.

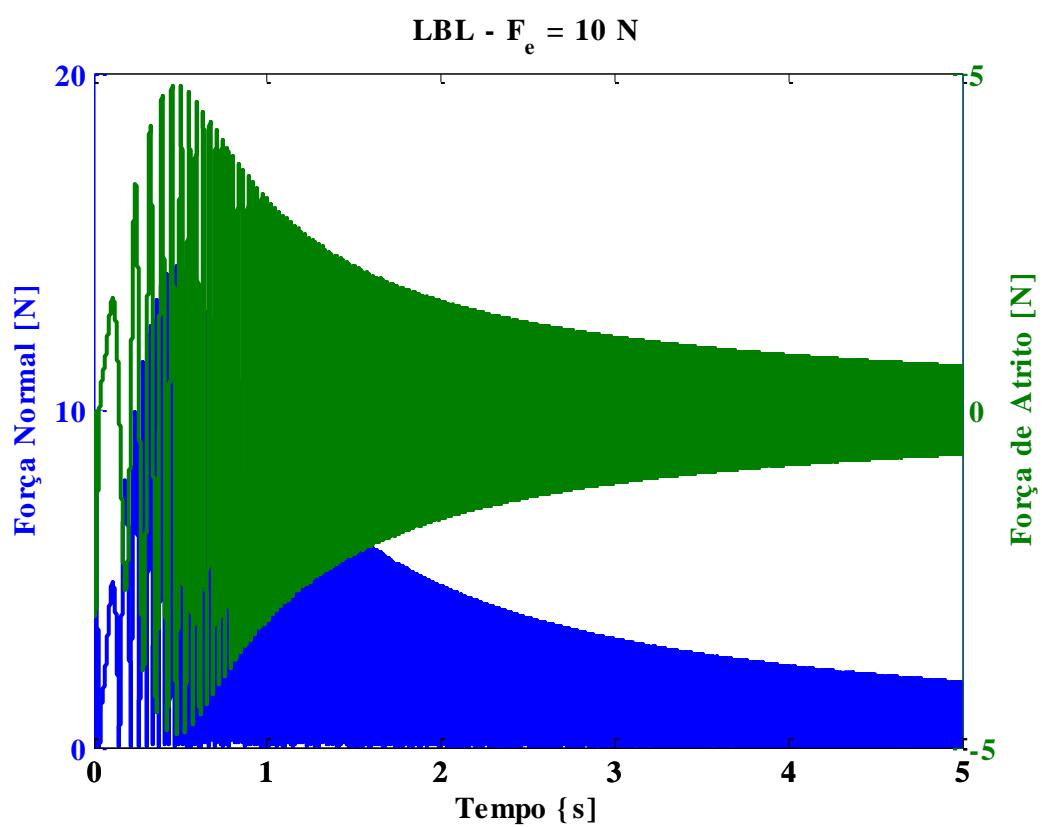
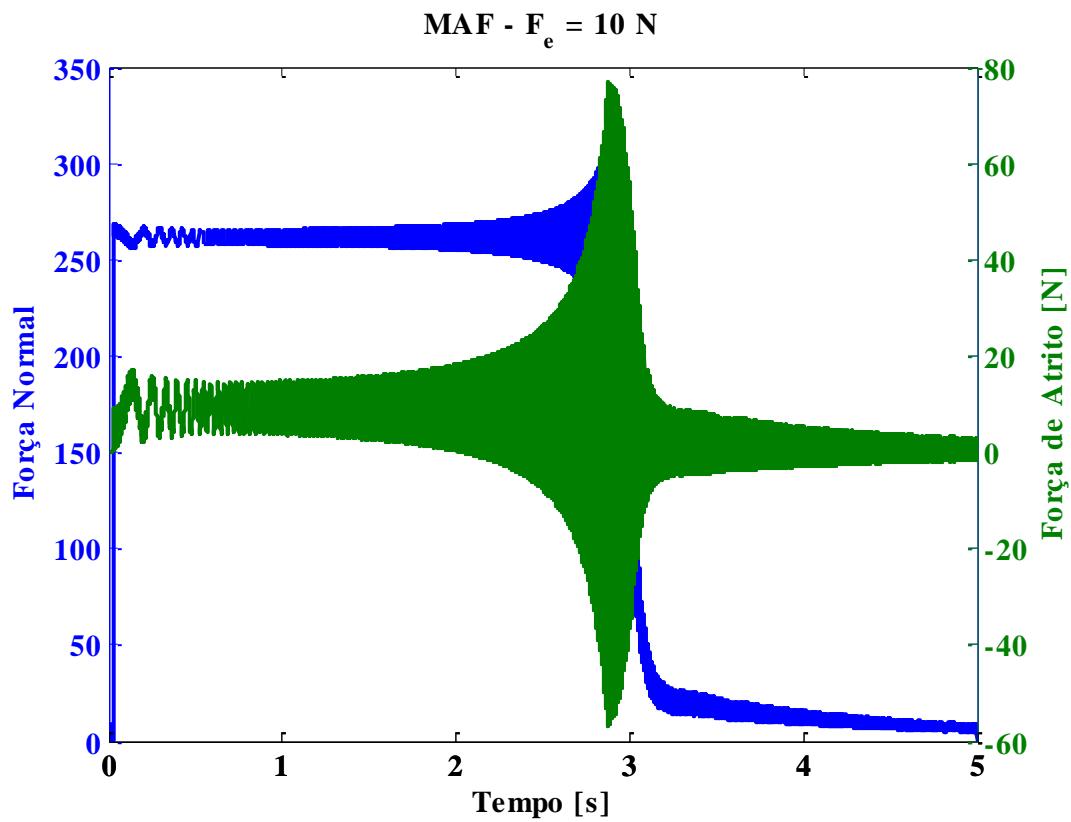
YONG, C.; ZIMCIK, D. G.; WICKRAMASINGHE, V. K.; NITZSCHE, F. Development of the Smart Spring for Active Vibration Control of Helicopter Blades. **Journal of Intelligent Material Systems And Structures**, v. 15, n. 1, p. 37-47, 2004.

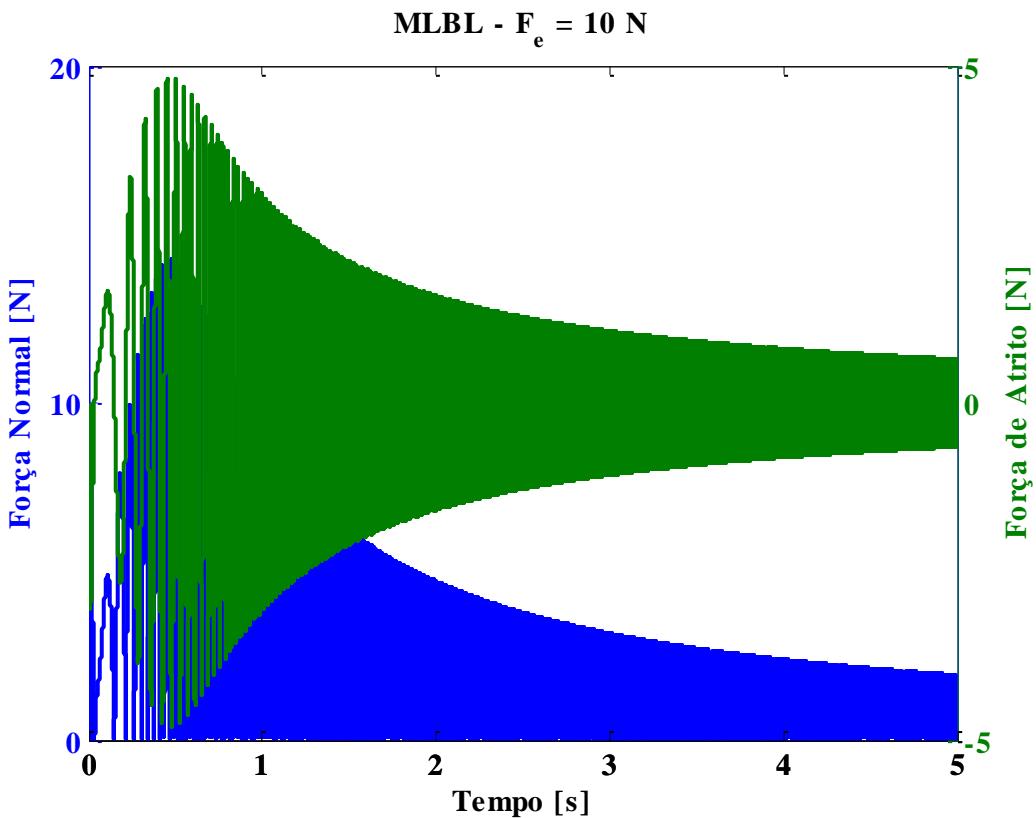
## ANEXO

### ANEXO I

A seguir serão apresentados os gráficos de força das simulações numéricas para o valor de força de excitação de  $10\text{ N}$  que não foram apresentadas durante o texto.







Uma vez que o gráfico das forças da lógica *MED* foi apresentada para o levantamento da discussão da presença de escorregamento e a dependência da relação entre a força de excitação e a força normal (Fig. 4.13), o gráfico de tal lógica não foi contemplado neste anexo.

Como se pôde notar, os valores das forças são cerca de dez vezes maiores que os valores apresentados quando  $F_e = 1 \text{ N}$ , correlacionando-se assim com o fato da força de excitação também ser dez vezes maior.

## ANEXO II

Sugestão para trabalhos futuros com aplicação em dinâmica de rotação de dispositivos de molas inteligentes dispostas radialmente numa mesma direção e trabalhando simultaneamente. A figura apresenta uma vista lateral de um eixo e as molas inteligentes trabalharão com foco na supressão dos modos de vibração radiais na direção das molas inteligentes.

