

Romulo Reis Aguiar

**Desenvolvimento de um dispositivo
gerador de vibroimpacto**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
Programa de Pós-graduação em
Engenharia Mecânica

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



Romulo Reis Aguiar

**Desenvolvimento de um dispositivo
gerador de vibroimpacto**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de
Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento
de Engenharia Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Prof. Hans Ingo Weber

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2006



Romulo Reis Aguiar

Desenvolvimento de um dispositivo gerador de vibroimpacto

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. Hans Ingo Weber, Dr.-Ing.

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. João Carlos Ribeiro Plácido, Ph.D.

CENPES – PETROBRAS

Luiz Fernando Penna Franca, D.Sc.

Drilling Mechanics Group – CSIRO Petroleum

Prof. Marcelo Amorim Savi, D.Sc.

Departamento de Engenharia Mecânica – COPPE-UFRJ

Prof. José Eugênio Leal

Coordenador Setorial do Centro Técnico Científico – PUC-Rio

Rio de Janeiro, 13 de Fevereiro de 2006

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Romulo Reis Aguiar

Graduou-se em Engenharia Mecânica pela Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, tendo dedicado 2 anos à projetos de iniciação científica (PIBIC-CNPq) nas áreas de dinâmica de rotores e vibroimpacto. Trabalhou por 3 anos na GE Aircraft Engines, especializando-se na área de desenvolvimento de novos reparos de componentes de motores aeronáuticos. Apresentou trabalho junto com seu orientador durante o Mestrado no XXVI CILAMCE. Atualmente dedica-se ao curso de Doutorado em Engenharia Mecânica na PUC-Rio.

Ficha Catalográfica

Aguiar, Romulo Reis

Desenvolvimento de um dispositivo gerador de vibroimpacto / Romulo Reis Aguiar; orientador: Hans Ingo Weber . — Rio de Janeiro : PUC, Departamento de Engenharia Mecânica, 2006.

146 f. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica.

Inclui referências bibliográficas.

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Colunas de Perfuração. 3. Vibração Axial. 4. Taxa de Penetração (ROP). 5. Impactos. 6. Vibroimpacto. I. Weber, Hans Ingo. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

Aos meus pais, José e Marina.

Agradecimentos

Aos meus pais, José Aguiar e Marina Reis Aguiar, que durante todo esse tempo tiveram paciência, amor e compreensão fundamentais para galgar mais este passo tão importante.

Ao professor Hans I. Weber por sua amizade, dedicação e inestimável contribuição na minha formação e elaboração deste trabalho.

À PUC-Rio, ao CNPq e à FAPERJ, pelos auxílios concedidos, sem os quais este trabalho não poderia ter sido realizado.

Aos colegas do Laboratório de Vibrações da PUC-Rio, pelas discussões e troca de idéias, fontes valiosas para o enriquecimento deste trabalho.

Ao técnico Wagner Epifânio da Cruz que, com a sua ajuda incondicional, colaborou na construção e montagem da bancada experimental.

À Denise Marques, por sua paciência e contribuição ao revisar o texto da dissertação.

Resumo

Aguiar, Romulo Reis; Weber, Hans Ingo. **Desenvolvimento de um dispositivo gerador de vibroimpacto**. Rio de Janeiro, 2006. 146p. Dissertação de Mestrado — Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

A perfuração de rochas duras ainda é um grande desafio para as empresas de perfuração e exploração de petróleo. Uma das linhas de pesquisas atuais consiste em combinar satisfatoriamente duas técnicas para prover o aumento da taxa de penetração. Esta nova técnica vem sendo chamada de *perfuração com martelo em ressonância*. Esta dissertação se propõe a desenvolver o primeiro protótipo de um dispositivo que irá operar em ressonância e que será capaz de gerar forças dinâmicas expressivas. De forma resumida, este dispositivo será chamado de “RIMD” (**R**esonant **I**mpact **D**evice). Em princípio a idéia é construir um dispositivo em forma de uma “caixa preta”, na qual será montada na estrutura que vibra, tendo esta caixa dois ajustes, um calibrando a frequência de ressonância do RIMD e outro agindo sobre os impactos (folga). É conhecido de trabalhos anteriores que o tamanho da folga também possui influência sobre a frequência natural do sistema. Desta forma, existe uma interdependência entre ambos os ajustes. Um dos primeiros passos no projeto e desenvolvimento do protótipo do RIMD é o dimensionamento do mesmo, de forma que seja pequeno o suficiente para facilitar sua construção e instrumentação no laboratório de vibrações da PUC-Rio, bem como seja representativo do sistema em tamanho real (a ser implantado na coluna de perfuração). Os componentes do RIMD envolvem um sistema massa-mola com baixo amortecimento e algum dispositivo de impacto e de variação da folga. Após a concepção e construção do protótipo, os passos seguintes do estudo são a obtenção das características do RIMD, como a faixa de frequências o qual atua e a medição das forças impulsivas geradas. Por último, o protótipo também servirá para validar um modelo analítico que permitirá investigações posteriores neste tema, podendo gerar outras possibilidades de construção do RIMD.

Palavras-chave

colunas de perfuração, vibração axial, taxa de penetração (ROP), impactos, vibroimpacto.

Abstract

Aguiar, Romulo Reis; Weber, Hans Ingo. **Development of a vibroimpact device**. Rio de Janeiro, 2006. 146p. MSc. Dissertation — Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Hard rock drilling is still a great challenge for oil companies. One current line of research involves combining the two existing drilling techniques in order to enhance the rate of penetration. This new technique is called ***Resonance Hammer Drilling***. This dissertation proposes the design and development of the first prototype that will operate in resonance, and will be capable of generating considerable dynamic forces. This device will be known as the **Resonant Impact Device**, or “RIMD”. In principle the idea is to build some sort of “black box”, which will be mounted on a vibrating structure with two switches – one calibrating the RIMD resonance frequency and the other acting on the impacts – changing the size of the gap. It is known from previous work that gap size also has influence on the system natural frequency. Therefore there is a relationship between switches. One of the first steps of RIMD design and development is device dimensioning, necessary in order to construct a scale model at the Dynamic and Vibration laboratory at PUC-Rio representative of the real size system. The real size system will be mounted on the drillstring. RIMD components involve a mass-spring system with low damping and some impact and gap variation devices. The analysis of this prototype includes obtaining key characteristics such as the range of possible frequencies and the measurement of the generated impulsive forces. Finally, the built prototype will be used to validate an analytical model that will allow further investigations on this subject providing the way to other possible constructions.

Keywords

oilwell drillstrings, axial vibration, rate of penetration (ROP), impacts, vibroimpact.

Conteúdo

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Perfuração de poços de petróleo	19
1.2	Equipamentos da sonda de perfuração	20
1.3	Colunas de perfuração	25
1.4	Brocas	28
1.5	Vibrações em colunas de perfuração	30
1.6	ROP em rochas duras e inovações no processo de perfuração	31
1.7	Objetivos do trabalho	33
1.8	Organização do trabalho	34
2	MODELAGEM DA DINÂMICA AXIAL DA COLUNA DE PERFURAÇÃO	35
2.1	Introdução	35
2.2	Dinâmica (Axial) da Coluna de Perfuração	37
2.3	Solução Analítica e Simulação Numérica	41
2.4	Considerações Finais	45
3	MODELAGEM DO DISPOSITIVO DE VIBROIMPACTO	46
3.1	Introdução sobre Impacto	46
3.2	Modelos Contínuos de Impacto	49
3.3	Modelagem Matemática do RIMD	54
3.4	Resultados numéricos e discussões	57
3.5	Considerações finais	67
4	METODOLOGIA E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	69
4.1	Aparato Experimental	69
4.2	Metodologia Experimental	73
4.3	Identificação de parâmetros e Resultados Experimentais	74
4.4	Considerações Finais	118
5	VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	121
5.1	Identificação dos Parâmetros do Impacto	121
5.2	Resultados Numéricos	124
5.3	Comparação Numérico-Experimental	126
5.4	Considerações Finais	137
6	CONCLUSÕES	139
6.1	Trabalhos futuros	142
	Bibliografia	144

Lista de Figuras

1.1	Imagens de campo - perfuração de um poço de petróleo (site geocities.yahoo.com.br).	18
1.2	Perfuração de um poço de petróleo (site www.howstuffworks.com).	19
1.3	Desenho esquemático de uma plataforma de perfuração (site www.howstuffworks.com).	20
1.4	Kelly de seção reta hexagonal e quadrada [25].	24
1.5	Comando (<i>Drill Collar</i>) [25].	26
1.6	Tubo de perfuração (<i>Drill Pipe</i>) [25].	26
1.7	a) Broca de diamante natural; b) broca tipo PDC (site www.seed.slb.com).	29
1.8	Broca tricônica com insertos (site geocities.yahoo.com.br).	29
1.9	Tipos de vibração em uma coluna de perfuração [13].	30
2.1	Tipos de vibração em uma coluna de perfuração [13].	36
2.2	Desenho esquemático da coluna de perfuração [8].	38
2.3	a) Broca tricônica (site geocities.yahoo.com.br/perfuracao); b) formação de três lóbulos no fundo de rochas duras, causados pelo processo de perfuração com broca tricônica [10].	40
2.4	Espectro de amplitude dos tubos de perfuração no domínio da frequência (em $u_{TP}((L_{TP} - L_{BHA})/2)$).	43
2.5	Espectro de amplitude dos comandos no domínio da frequência (em $u_{BHA}(L_{BHA}/2)$).	43
2.6	Resposta no tempo - tubos de perfuração; $N = 48.31rpm$.	44
2.7	Resposta no tempo - comandos; $N = 48.31rpm$.	44
3.1	Impacto entre dois corpos [4].	47
3.2	Deformação durante o impacto [4].	48
3.3	Fluxo de energia [4].	49
3.4	Força de contato para o modelo de Kelvin-Voigt [15].	51
3.5	Impacto de uma massa com uma superfície rígida para diferentes valores de velocidade: a) plano fase; b) característica força/penetração. Parâmetros utilizados: $m = 2Kg$ $k_c = 2.1 \cdot 10^8 N/m_c$ $n_c = 1.6$ $\lambda_c = 0.6s/m$.	53
3.6	Desenho esquemático do sistema de perfuração rotativa.	54
3.7	Protótipo do RIMD.	55
3.8	Modelagem do sistema.	56
3.9	Modelos de comparação a) 1 GDL; b) 2 GDL sem impacto.	57
3.10	Força transmitida <i>versus</i> frequência de excitação a) 1 GDL; b) 2 GDL.	59
3.11	Influência da distribuição de massa. Força transmitida <i>versus</i> frequência.	60

3.12	Influência da distribuição de massa: a) primeiro modo (detalhe); b) segundo modo (detalhe).	60
3.13	Resposta em frequência: a) velocidade; b) força de impacto.	61
3.14	Plano fase do RIMD, $\Omega = 4.53Hz$, condição em regime.	62
3.15	Comportamento da força de impacto, $\Omega = 4.53Hz$.	63
3.16	Resposta em frequência da força de impacto: a) aumentando k_2 ; b) diminuindo k_2 .	63
3.17	Influência da rigidez do RIMD.	64
3.18	Condição de período-1. $k_2 = 90N/m$ e $\Omega = 4.338Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.	65
3.19	Condição de período-1 transitória. $k_2 = 70N/m$ e $\Omega =$ $4.271Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.	65
3.20	Condição de período-0.5. $k_2 = 40N/m$ e $\Omega = 4.196Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.	65
3.21	Resposta em frequência da força de impacto: aumentando o gap.	66
3.22	Resposta em frequência da força de impacto: diminuindo o gap.	67
4.1	Foto da bancada experimental.	70
4.2	Desenho esquemático do experimento.	70
4.3	Tratamento dos sinais.	73
4.4	Correlação bancada - modelo (ver figura (4.2)).	74
4.5	Foto do experimento 1 grau de liberdade, sem impacto.	75
4.6	Resposta em frequência - vibração livre.	75
4.7	Resposta no tempo: a) acelerômetro 2 (AB77); b) acelerômetro 3 (AC69).	77
4.8	Picos de aceleração: a) acelerômetro 2 (AB77); b) acelerômetro 3 (AC69).	78
4.9	Vibração livre do RIMD, distância entre acoplamentos 10 cm: a) resposta em frequência; b) resposta no tempo.	79
4.10	Frequências naturais, distância entre acoplamentos 10 cm: a) modelo Numérico; b) experimental.	80
4.11	Frequências naturais, distância entre acoplamentos 15cm a) RIMD; b) sistema.	82
4.12	Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 3.25Hz$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.	83
4.13	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 3.5Hz$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.	84
4.14	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 4.5Hz$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.	84
4.15	Resposta no tempo. F_i versus F_0 . Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 5.5Hz$.	85
4.16	Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 5.5Hz$: a) acelerações; b) detalhe do gráfico.	85
4.17	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 7.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	86
4.18	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 9.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	86

4.19	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 10.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	87
4.20	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 11Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	87
4.21	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 12Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	88
4.22	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 13.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	88
4.23	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 14.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	89
4.24	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	90
4.25	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 6.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	91
4.26	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 7Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	92
4.27	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 8.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	92
4.28	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 13.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	93
4.29	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	93
4.30	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; $\Omega = 6Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	94
4.31	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; $\Omega = 12.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	94
4.32	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	95
4.33	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .	95
4.34	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 17cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .	97
4.35	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	99
4.36	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	100
4.37	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 3mm; $\Omega = 12.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	100
4.38	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	101
4.39	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; comparação entre folgas; F_i/F_0 versus Ω .	101
4.40	Resposta no tempo. F_i versus F_0 . Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 2.75Hz$.	103
4.41	Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 2.75Hz$: a) acelerações; b) detalhe do gráfico.	103
4.42	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 5.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	104

4.43	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 6.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	104
4.44	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 7.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	105
4.45	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 8Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	105
4.46	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 9Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	106
4.47	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 12.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	106
4.48	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 14.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	107
4.49	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	107
4.50	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 4.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	109
4.51	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 5.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	109
4.52	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 5.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	110
4.53	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 8.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	110
4.54	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 11Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	111
4.55	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 12Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	111
4.56	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 12.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	112
4.57	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 13.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	112
4.58	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	113
4.59	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; $\Omega = 4.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	114
4.60	Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; $\Omega = 12.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.	114
4.61	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	115
4.62	Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .	115
4.63	Otimização da força de impacto. Primeiro modo de vibração. F_i/F_0 versus Ω .	117
4.64	Otimização da força de impacto. Primeiro modo de vibração. F_i/F_0 versus Ω .	118
5.1	Força de impacto no tempo. a) Condição inicial de 7mm. b) condição inicial de 5mm.	122
5.2	Identificação dos parâmetros do impacto. Condição inicial de 7mm.	123

5.3	Identificação dos parâmetros do impacto. Condição inicial de 5mm.	123
5.4	Resultados numéricos; F_i versus Ω : a) distância entre acoplamentos 15cm; b) distância entre acoplamentos 17cm.	125
5.5	Resultados numéricos; F_i versus Ω : a) distância entre acoplamentos 19cm; b) distância entre acoplamentos 21cm.	125
5.6	Resultados numéricos; F_i versus Ω : a) distância entre acoplamentos 19cm (detalhe - primeiro modo); b) distância entre acoplamentos 17cm (detalhe - segundo modo).	126
5.7	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 15cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	127
5.8	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 15cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	127
5.9	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 15cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	128
5.10	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 17cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	130
5.11	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 17cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	130
5.12	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 17cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	131
5.13	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 19cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	132
5.14	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 19cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	133
5.15	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 19cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	133
5.16	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 21cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .	135
5.17	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 21cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .	135
5.18	Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 21cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .	136

Lista de Tabelas

2.1	Parâmetros da simulação numérica.	42
3.1	Parâmetros: modelos de comparação.	57
3.2	Parâmetros do RIMD.	58
4.1	Especificação dos sensores.	72
4.2	Especificação do <i>shaker</i> .	72
4.3	Massas dos componentes.	76
4.4	Frequências naturais, distância entre acoplamentos 10 cm.	80
4.5	Frequências naturais, distância entre acoplamentos 12 cm.	81
4.6	Identificação de parâmetros - distância entre acoplamentos 15cm.	82
4.7	Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 15cm.	82
4.8	Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 15cm.	96
4.9	Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 17cm.	96
4.10	Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 17cm.	97
4.11	Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 17cm.	98
4.12	Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 19cm.	98
4.13	Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 19cm.	98
4.14	Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 19cm.	102
4.15	Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 21cm.	102
4.16	Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 21cm.	116
5.1	Parâmetros do RIMD para identificação dos parâmetros de impacto.	122
5.2	Parâmetros do impacto.	122
5.3	Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 15cm.	129
5.4	Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 15cm.	129
5.5	Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 17cm.	131
5.6	Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 17cm.	132
5.7	Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 19cm.	134
5.8	Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 19cm.	134

5.9	Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 21cm.	136
5.10	Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 21cm.	137

Lista de símbolos

\sin	Seno.
\cos	Cosseno.
L, l	Comprimento.
x	Posição.
v	Velocidade.
t	Tempo.
E	Módulo de elasticidade.
A	Área da seção reta.
I	Inércia.
u	Deslocamento axial.
γ, c	Coefficiente de amortecimento.
ρ	Densidade.
g	Aceleração da gravidade (9.81 m/s^2).
u_0	Amplitude de excitação da coluna causada pela interação broca/rocha.
ω_e	Frequência de excitação da coluna (rad/s).
f_e	Frequência de excitação da coluna (Hz).
N	Velocidade de rotação da coluna (rpm).
\square_{TP}	Índice relativo aos tubos de perfuração.
\square_{BHA}	Índice relativo aos comandos (BHA).
\square_{sup}	Índice relativo aos equipamentos de superfície (kelly, swivel, etc.).
η	Constante (manipulação algébrica).
B	Constante de integração.
b	Constante de integração.
k	Rigidez.
M, m	Massa.
ξ	Fator de amortecimento.
F	Força.
F_i	Força de impacto.
F_0	Força de excitação.
δ	Deformação.
\square_c	Índice referente ao modelo de impacto de Hunt e Crossley.
λ	Coefficiente de proporcionalidade.
n	Expoente no linear.
Imp	Impulso.
R	Razão entre massas.
gap	Folga.
\square_1	Índice relativo ao sistema principal.
\square_2	Índice relativo ao RIMD.
Ω	Frequência de excitação.
ω, f	Frequência natural.
h	Altura.
T	Período.
ψ	Decremento logarítmico.
H	Matriz de receptância.

Uma jornada de mil milhas deve começar com um único passo.

Lao Tsé.

1

INTRODUÇÃO

Estamos vivendo a era do petróleo. Na sociedade moderna, dificilmente encontramos um ambiente, um produto ou um bem que não contenha compostos derivados do petróleo ou que não seja produzido direta ou indiretamente a partir do petróleo.

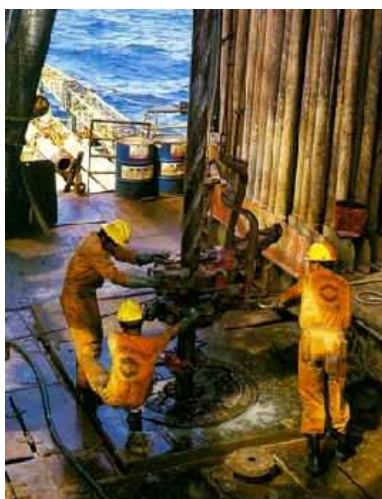


Figura 1.1: Imagens de campo - perfuração de um poço de petróleo (site geocities.yahoo.com.br).

De origem natural, não renovável e de ocorrência limitada, o petróleo movimenta bilhões de dólares diariamente em uma atividade industrial gigantesca, empregando milhares de trabalhadores, técnicos e cientistas. Recursos consideráveis são alocados para o seu desenvolvimento e pesquisa, fazendo surgir, a cada dia, tecnologias e equipamentos mais sofisticados para a descoberta de novas jazidas, extração, transporte e refino do petróleo.

1.1

Perfuração de poços de petróleo

A perfuração de um poço de petróleo [25] é realizada através de uma sonda, conforme ilustrado na figura (1.2).



Figura 1.2: Perfuração de um poço de petróleo
(site www.howstuffworks.com).

Na perfuração rotativa, as rochas são perfuradas pela ação da rotação e peso aplicados a uma broca existente na extremidade de uma coluna de perfuração, a qual consiste basicamente de comandos (tubos de paredes espessas) e tubos de perfuração (tubos de paredes finas). Os fragmentos da rocha são removidos continuamente através de um fluido de perfuração ou lama. Ao atingir determinada profundidade, a coluna de perfuração é retirada do poço e uma coluna de revestimento de aço, de diâmetro inferior ao da broca, é descida no poço. O anular entre os tubos do revestimento e as paredes do poço é cimentado com a finalidade de isolar as rochas atravessadas, permitindo então o avanço da perfuração com segurança. Após a operação de cimentação, a coluna de perfuração é novamente descida no poço, tendo, na sua extremidade, uma nova broca de diâmetro menor do que a do revestimento, para prosseguir a perfuração. Do exposto, percebe-se

que um poço é perfurado em diversas fases, caracterizadas pelos diferentes diâmetros das brocas.

1.2

Equipamentos da sonda de perfuração

Todos os equipamentos de uma sonda rotativa responsáveis por determinada função na perfuração de um poço são agrupados nos chamados “sistemas” de uma sonda. Os principais sistemas são: de sustentação de cargas, de geração e transmissão de energia, de movimentação de carga, de rotação, de circulação, de segurança do poço, de monitoração e o sistema de subsuperfície (coluna de perfuração). Um desenho esquemático, indicando todos os sistemas utilizados na plataforma de perfuração, é mostrado na figura (1.3).

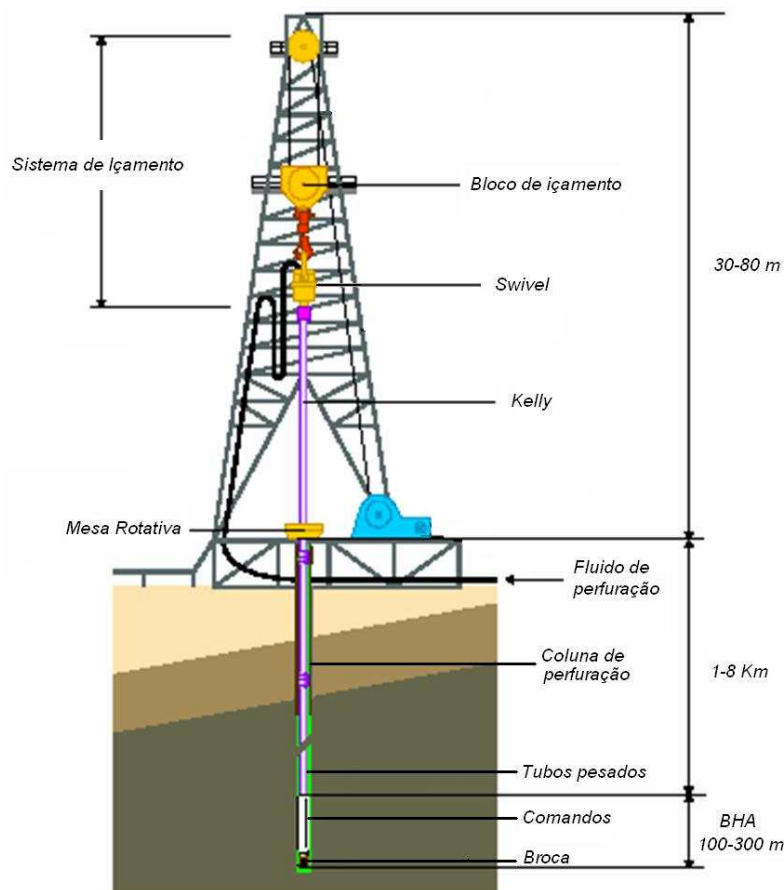


Figura 1.3: Desenho esquemático de uma plataforma de perfuração (site www.howstuffworks.com).

1.2.1

Sistema de sustentação de cargas

O sistema de sustentação de cargas é constituído do mastro ou torre, da subestrutura e da base ou fundação. A carga corresponde ao peso da coluna de perfuração ou revestimento que está no poço é transferida para o mastro ou torre, que, por sua vez, a descarrega para a subestrutura e esta para a fundação ou base. Em perfurações marítimas pode não existir fundações.

Torre ou mastro

Uma vez desgastada, a broca é retirada até a superfície e substituída por outra nova, numa operação chamada de manobra. Por economia, a manobra é feita, retirando-se seções de dois ou três tubos (cada tubo mede cerca de 9 metros), exigindo, para tanto, uma torre ou mastro com mais de 45 metros de altura.

A torre é uma estrutura de aço especial, de forma piramidal, de modo a prover um espaçamento vertical livre, acima da plataforma de trabalho, para permitir a execução das manobras.

Subestruturas

A subestrutura é constituída de vigas de aço especial, montadas sobre a fundação ou base da sonda, de modo a criar um espaço de trabalho sob a plataforma, onde são instalados os equipamentos de segurança do poço.

Estaleiros

O estaleiro é uma estrutura metálica constituída de diversas vigas apoiadas por pilaretes. O estaleiro fica posicionado na frente da sonda e permite manter todas as tubulações dispostas paralelamente a uma passarela para facilitar o seu manuseio e transporte.

1.2.2

Sistema de geração e transmissão de energia

A energia necessária para o acionamento dos equipamentos de uma sonda de perfuração é, normalmente, fornecida por motores diesel.

Nas sondas marítimas em que exista produção de gás, é comum e econômica a utilização de turbinas a gás para geração da energia para toda a plataforma.

Quando disponível, a utilização da energia elétrica de redes públicas pode ser vantajosa, principalmente, quando o tempo de permanência da sonda, em cada locação, for elevado.

1.2.3

Sistema de movimentação de carga

O sistema de movimentação de carga permite deslocar as colunas de perfuração, de revestimento e outros equipamentos.

Os principais componentes do sistema são: guincho, bloco de coroamento e catarina.

Guincho

O guincho recebe a energia mecânica necessária para a movimentação de cargas através da transmissão principal, no caso de sondas diesel, ou diretamente de um motor elétrico acoplado a ele, nas sondas elétricas.

Bloco de coroamento

É um conjunto estacionário de 4 a 7 polias, montadas em linha num eixo suportado por mancais de deslizamento, localizado na parte superior do mastro. O bloco suporta todas as cargas que lhe são transmitidas pelo cabo de perfuração.

Catarina

A catarina é um conjunto de 3 a 6 polias móveis montadas em um eixo que se apóia nas paredes externas da própria estrutura da catarina. A catarina fica suspensa pelo cabo de perfuração que passa, alternadamente, pelas polias do bloco de coroamento e polias da catarina, formando um

sistema com 8 a 12 linhas passadas. Na parte inferior da catarina encontra-se uma alça pela qual é preso o gancho.

1.2.4

Sistema de rotação

Nas sondas convencionais, a coluna de perfuração é acionada pela mesa rotativa, localizada na plataforma da sonda. A rotação é transmitida a um tubo de parede externa poligonal, o *kelly*, que fica enroscado no topo da coluna de perfuração.

Nas sondas equipadas com *top drive*, a rotação é transmitida diretamente ao topo da coluna de perfuração por um motor acoplado à catarina. O conjunto desliza em trilhos fixados à torre, onde o torque, devido à rotação, da coluna é absorvido.

Existe ainda a possibilidade de se perfurar com um motor de fundo colocado logo acima da broca. O torque necessário é gerado pela passagem do fluido de perfuração.

O sistema de rotação convencional é constituído de equipamentos que promovem a livre rotação da coluna de perfuração. São eles: mesa rotativa, o *kelly* e o *swivel*.

Mesa rotativa

A mesa rotativa é o equipamento que transmite rotação à coluna de perfuração e permite o livre deslizamento do *kelly* no seu interior. Em certas operações, a mesa deve suportar o peso da coluna de perfuração.

Kelly

O *kelly* é o elemento que transmite a rotação proveniente da mesa rotativa à coluna de perfuração.

O *kelly* pode ter dois tipos de seção reta. Em sondas de terra, a mais comum é a quadrada e, em sondas marítimas, a seção hexagonal, pela sua maior resistência à tração, torção e flexão.

Swivel

Swivel é o equipamento que separa os elementos rotativos daqueles estacionários na sonda de perfuração.

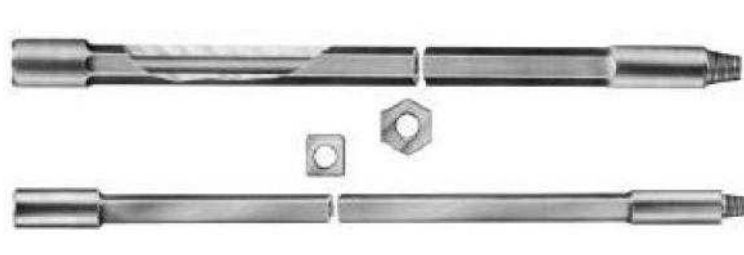


Figura 1.4: Kelly de seção reta hexagonal e quadrada [25].

1.2.5

Sistema de circulação

Sistema de circulação são os equipamentos que permitem a circulação e o tratamento do fluido de perfuração.

Numa circulação normal, o fluido de perfuração é bombeado para baixo, por dentro da coluna e retorna pelo espaço anular entre a coluna e a parede do poço. Esta lama é constituída de uma solução à base de água com aditivos ou à base de óleo com aditivos.

Na superfície, o fluido permanece dentro de tanques, após receber o tratamento adequado, através de um sistema de remoção de partículas sólidas, composto basicamente de peneiras vibratórias e centrífugas.

Normalmente, os fluidos utilizados possuem características reológicas particulares, sendo classificados como fluidos não-newtonianos. O objetivo do fluido de perfuração é ajudar no processo de corte, resfriando e lubrificando a broca, transportar o cascalho de corte para a superfície, monitorar o processo de corte da rocha a partir do material removido, manter a integridade do poço e reduzir o atrito entre a coluna e a parede do poço.

1.2.6

Sistema de monitoração

Sistema de monitoração são os equipamentos necessários ao controle da perfuração: manômetros, indicador de peso sobre a broca, indicador de torque, tacômetro etc.

Com o progresso da perfuração, observou-se que um máximo de eficiência e economia seria atingido, quando houvesse uma perfeita combinação entre os vários parâmetros da perfuração. Eles podem ser classificados em indicadores, que apenas fornecem uma leitura direta do

parâmetro em consideração, e os registradores, que traçam curvas dos valores medidos.

Os principais indicadores são: a medição do peso no gancho e sobre a broca (também denominado WOB - *weight on bit*), o manômetro que indica a pressão de bombeio, o torquímetro para o torque na coluna de perfuração, o torquímetro instalado nas chaves flutuantes com a função de medir o torque aplicado nas conexões da coluna de perfuração ou de revestimento e os tacômetros para medir a velocidade da mesa rotativa e da bomba de lama.

O registrador mais importante é o que mostra a taxa de penetração da broca, que é uma informação importante para se avaliar as mudanças das formações perfuradas, o desgaste da broca e a adequação dos parâmetros de perfuração.

1.3

Colunas de perfuração

Durante a perfuração é necessária a concentração de grande quantidade de energia na broca para cortar as diversas formações rochosas. Esta energia, em forma de rotação e peso aplicados sobre a broca, é transferida às rochas para promover sua ruptura e desagregação em forma de pequenas lascas, ou cascalhos, que são removidos do fundo do poço e carregados até a superfície pelo fluxo do fluido de perfuração.

A coluna de perfuração é a responsável direta por todo este processo e consta dos seguintes componentes: comandos, tubos pesados e tubos de perfuração.

1.3.1

Comandos

A parte inferior das colunas de perfuração é chamada de BHA (*bottom hole assembly*). Como esta parte da coluna é carregada em compressão, ela é constituída de tubos mais espessos, chamados de comandos. Os comandos (também denominados *Drill Collars* ou DC) são elementos tubulares fabricados em aço forjado, usinados e que possuem alto peso linear devido à grande espessura de parede.



Figura 1.5: Comando (*Drill Collar*) [25].

Suas principais funções são fornecer peso sobre a broca (*weight on bit* - WOB) e prover rigidez à coluna, permitindo melhor controle da trajetória do poço. A conexão destes elementos é feita por uniões roscadas usinadas diretamente no corpo do tubo. Externamente, os comandos podem ser lisos ou espiralados. São normalizados pelo API e sua especificação deve levar em conta as seguintes características: diâmetro externo, diâmetro interno, tipo da união e acabamento externo.

1.3.2

Tubos pesados

Os tubos pesados (*Heavy-Weight Drill Pipes* - HWDP) são elementos tubulares de aço forjado e usinados que têm como função principal promover uma transição de rigidez suave entre os comandos e os tubos de perfuração, diminuindo a possibilidade de falha por fadiga. As características principais são: maior espessura das paredes, uniões mais resistentes e revestidas de metal duro (*Hard-Facing*) e reforço central no corpo do tubo revestido de metal duro.

1.3.3

Tubos de perfuração

Os tubos de perfuração (*Drill Pipes* - DP) são tubos de aço sem costura, tratados internamente com aplicação de resinas para diminuição do desgaste interno e corrosão, possuindo nas suas extremidades as conexões cônicas conhecidas como *tool joints*, que são soldadas no seu corpo. Na sua especificação são consideradas as seguintes características: diâmetro nominal (diâmetro externo que varia de 2 3/8" a 6 5/8"), peso nominal, tipo de reforço para soldagem das uniões, tipo ou grau do aço, comprimento nominal (*range*) e tipos de rosca.



Figura 1.6: Tubo de perfuração (*Drill Pipe*) [25].

O peso por unidade de comprimento do tubo é um valor de referência que permite determinar o diâmetro interno, a espessura da parede e o *drift* (máximo diâmetro de passagem) do tubo.

O comprimento nominal pode variar de 5,49m (18 pés) até 16,50m (45 pés).

1.3.4

Acessórios da coluna de perfuração

Estabilizadores

São ferramentas que dão maior rigidez à coluna e, por terem diâmetro igual ao da broca, auxiliam a manter o diâmetro (calibre) do poço. Nos poços direcionais, têm como função o deslocamento dos pontos de apoio da composição de fundo (BHA) nas paredes do poço, de modo a permitir maior controle da trajetória do poço.

Escareadores

São ferramentas com as mesmas funções dos estabilizadores, mais utilizados em rochas duras e abrasivas, por isso utilizam roletes nas lâminas.

Alargadores

Os alargadores permitem aumentar o diâmetro de um trecho de poço já perfurado, desde a superfície ou a partir de uma certa profundidade de subsuperfície.

Amortecedores de vibração

São ferramentas que absorvem as vibrações axiais da coluna de perfuração induzidas pela broca, principalmente, quando perfurando rochas duras.

1.4

Brocas

As brocas são equipamentos que têm a função de promover a ruptura e desagregação das rochas ou formações rochosas. O estudo das brocas, considerando o seu desempenho e economicidade, é um dos fatores importantes na perfuração de poços de petróleo.

As brocas podem ser classificadas de duas maneiras: brocas sem partes móveis e brocas com partes móveis.

1.4.1

Brocas sem partes móveis

Os principais tipos são: integral de lâminas de aço, diamantes naturais e diamantes artificiais (PDC).

As brocas de lâminas de aço, conhecidas como *FishTail*, foram as primeiras brocas a serem usadas. Sua característica é de perfurar por cisalhamento. O maior problema deste tipo de broca é que a vida útil de sua estrutura cortante é muito curta, mesmo aplicando materiais mais duros nas lâminas. Este tipo de broca praticamente desapareceu da perfuração de poços de petróleo com o aparecimento das brocas de cones.

As brocas de diamantes naturais perfuram pelo efeito de esmerilhamento. Estas brocas possuem uma estrutura cortante de diamantes naturais fixados numa matriz metálica. Ao final da década de 1970, foram lançadas novas brocas, utilizando diamantes sintéticos. São as chamadas brocas PDC (Polycrystalline Diamond Compact), cuja estrutura de corte é formada por pastilhas ou compactos, montados sobre bases instaladas no corpo da broca. O seu mecanismo de perfuração é pelo cisalhamento, por promover um efeito de cunha.

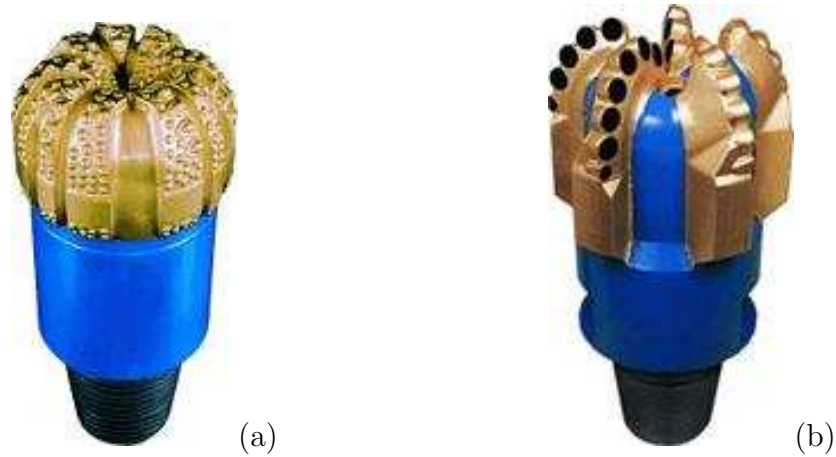


Figura 1.7: a) Broca de diamante natural; b) broca tipo PDC (site www.seed.slb.com).

1.4.2 Brocas com partes móveis

As brocas com partes móveis podem ter de um a quatro cones, sendo as brocas tricônicas, pela sua eficiência e menor custo inicial, as mais utilizadas. Elas possuem dois elementos principais: estrutura cortante e rolamentos.

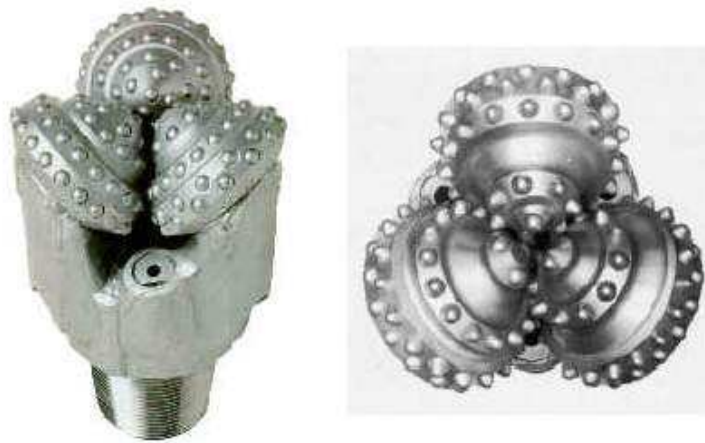


Figura 1.8: Broca tricônica com insertos(site geocities.yahoo.com.br).

A ação da estrutura cortante das brocas tricônicas envolve a combinação de ações de raspagem, lascamento, esmagamento e erosão por impacto dos jatos de lama. As brocas tricônicas podem ser equipadas com um dos três tipos básicos de rolamentos: com roletes e esferas não-selados, com roletes e esferas selados e com mancais de fricção tipo *journal*.

1.5

Vibrações em colunas de perfuração

É de conhecimento comum que a dinâmica da coluna de perfuração exerce um importante papel durante a perfuração de um poço. Um comportamento dinâmico indesejado da coluna de perfuração pode levar a diversos problemas, tais como dificultar o processo de perfuração ou causar falha à broca ou ao BHA [5]. Além disso, a vibração da coluna afeta diretamente a taxa de penetração (ROP), a confiabilidade do sistema de medição e o controle direcional do furo.

As vibrações na coluna de perfuração resultam da combinação de três formas distintas: axial (ou longitudinal), torcional e lateral, conforme é mostrada na figura (1.9). Na maioria dos casos, estas três formas de vibração encontram-se acopladas devido às expressivas deflexões da coluna e da interação da broca com a rocha. Entretanto, quando lidamos somente com as vibrações lineares, os efeitos de acoplamento podem ser negligenciados. Portanto, cada uma das formas de vibração da coluna, isto é, axial, torcional e lateral, podem ser estudadas separadamente [5].

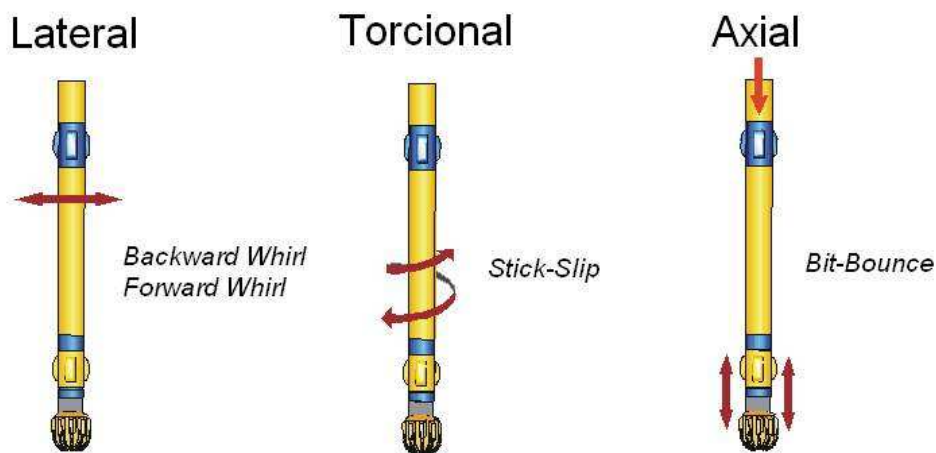


Figura 1.9: Tipos de vibração em uma coluna de perfuração [13].

Quando as vibrações se tornam severas (ressonância), surgem disfunções que podem conduzir rapidamente à falha prematura do equipamento [12].

Conforme será melhor detalhado posteriormente, esta dissertação estará concentrada na modelagem da vibração axial da coluna, não importando para este estudo as demais formas de vibrar da coluna de perfuração.

As vibrações axiais podem dificultar a perfuração, causar dano à broca e ao BHA e diminuir a taxa de penetração (ROP). A grande responsável pela vibração axial é a força gerada na interação broca/rocha [13]. Contudo, esta excitação depende do tipo de broca e do tipo de formação que se quer perfurar. As brocas tricônicas, por exemplo, produzem excitações axiais mais severas em comparação com as brocas sem partes móveis (PDC, diamante natural) [5]. A vibração gerada pelo processo de corte, durante a perfuração com broca tricônica, resulta em um movimento suave da coluna de perfuração com uma frequência dominante de 3 vezes a frequência de rotação da coluna. Quando esta frequência de excitação corresponder a uma frequência axial natural da coluna de perfuração e o amortecimento for baixo, o sistema entra em ressonância e a broca pode perder contato com o fundo do poço.

Vibrações axiais excessivas e não controladas causam o fenômeno de “quicar da broca” (*bit bounce*), causando a destruição da broca, falha dos componentes mecânicos do BHA e a diminuição da taxa de penetração.

1.6

ROP em rochas duras e inovações no processo de perfuração

A perfuração de rochas duras ainda é um grande desafio para as empresas de perfuração e exploração de petróleo. Com taxas de penetração (ROP) inferiores a 1 m/h, os custos operacionais são elevados, até mesmo em operações *onshore* [13].

Durante a perfuração de um poço, além da carga estática pré-estabelecida pelo peso sobre a broca (WOB), uma carga dinâmica axial, gerada principalmente pelo processo de corte, pode amplificar ou reduzir a força efetiva ou força de contato entre a broca e a formação rochosa. A utilização desta força dinâmica para ampliar a força de contato é capaz de aumentar a ROP e, conseqüentemente, a eficiência da sonda de perfuração. O estudo deste novo paradigma está no contexto de vibrações mecânicas, mais precisamente, na vibração axial da coluna e pode ser entendido como uma nova técnica de perfuração [13], sendo chamado de *perfuração na ressonância*.

Neste contexto, uma forma de conseguir maior eficiência da coluna de perfuração é combinando a perfuração rotativa convencional com um dispositivo de vibroimpacto. Esta nova metodologia não é recente e os primeiros dispositivos chamados de *perfuração rotativa-percussiva* são datados de 1955.

O aumento da ROP em rochas duras tem sido uma área de grande interesse para a PETROBRAS. Desta forma, a PETROBRAS participa de um projeto multi-cliente desenvolvido pelo grupo HDRG (*Hard-To-Drill-Rock Group*), inserido na CSIRO Petroleum. Este projeto possui a colaboração de três Universidades: PUC-Rio (Brasil), no tocante à perfuração na Ressonância; Universidade de Minnesota (EUA), no estudo de vibrações auto-excitadas de brocas PDC; e a Universidade de Liège (Bélgica), que concentra a modelagem numérica de vibrações auto-excitadas em sistemas de perfuração.

Uma das linhas de pesquisa atuais consiste em utilizar a própria vibração axial da coluna de perfuração (perfuração na ressonância) para auto-induzir um sistema que gere forças impulsivas (perfuração rotativa-percussiva). Esta nova técnica vem sendo chamada de **perfuração percussiva-rotativa auto-excitada**.

O aumento na ROP a partir desta técnica de perfuração vem sendo uma das linhas de pesquisa do Laboratório de Vibrações da PUC-Rio. Esta técnica utiliza a vibração axial do BHA, induzida pela interação broca/rocha (para o caso de brocas tricônicas), no intuito de aumentar a amplitude da componente dinâmica do peso sobre a broca (WOB).

A inclusão de um *shaker* acima da broca possui a capacidade de aumentar, significativamente, a ROP na técnica de perfuração na ressonância, cujo aumento é de 10% na ROP. De forma simplificada, este *shaker* consiste, basicamente, num sistema massa-mola com baixo amortecimento, que impacta numa superfície cuja folga é variável. O *shaker* torna-se um colaborador da taxa de penetração, não somente por gerar maiores forças dinâmicas, mas também por fornecer um controle adicional sobre a parcela dinâmica do WOB, além da rotação da coluna. Conforme já comentado, a concepção deste tipo de perfuração data da década de 1950. Entretanto, somente nos últimos anos, uma investigação teórica e experimental foi realizada de forma a projetar este *shaker* especificamente para a perfuração rotativa com brocas tricônicas [13].

Recentemente, um novo dispositivo vem sendo desenvolvido pela *Andergauge Drilling Systems*, dispositivo este chamado de *AnderHammer* [3]. Uma característica importante desta nova ferramenta é sua capacidade de operar adequadamente com qualquer fluido de perfuração. Inclusive pode ser usado com as brocas de perfuração tricônicas convencionais. Segundo o fabricante, em testes realizados com um protótipo, a perfuração com o *AnderHammer* proporciona ganhos de mais de 50% na taxa de penetração. O aumento da ROP se dá pela ação do movimento percussivo da broca,

induzindo o trincamento da formação rochosa, facilitando a penetração rotativa.

Neste novo dispositivo, o mecanismo de acionamento do martelo hidráulico é baseado no mesmo conceito que a *Andergauge* utilizou no equipamento AG-iterator. Consiste no emprego de válvulas rotativas que, em ciclos periódicos, proporcionam o alinhamento de orifícios, permitindo a passagem do fluido de perfuração. No caso do martelo hidráulico, o fluido de perfuração aciona uma massa de aço que impacta a broca. O AG-iterator, por sua vez, já é um produto regular da *Andergauge* e consiste em gerar oscilações axiais no peso sobre a broca, reduzindo a fricção com a parede do poço, aumentando a ROP [3].

1.7

Objetivos do trabalho

Esta tese se propõe a desenvolver um primeiro protótipo de um dispositivo que irá operar em ressonância e será capaz de gerar forças dinâmicas expressivas. De forma resumida, este dispositivo será chamado de “**RIMD**” (**R**esonant **I**mpact **D**evice).

Na análise feita por Luiz Fernando Penna Franca em sua tese de doutorado, foi mostrado que um aumento da ROP no processo de perfuração, utilizando vibrações já existentes na coluna de perfuração, é possível, fazendo um sistema incorporado à coluna, operar em ressonância e gerar cargas dinâmicas, aumentando o WOB [13].

Após os estudos analítico e numérico apresentados na tese, ainda existem alguns pontos a serem investigados, no que diz respeito ao projeto e construção de tal dispositivo. Uma primeira idéia é construir um dispositivo em forma de uma “caixa preta”, a qual será montada na estrutura que vibra; tendo esta caixa dois ajustes: um calibra a frequência de ressonância do RIMD e outro agindo sobre os impactos (folga). É conhecido, de trabalhos anteriores, que o tamanho da folga também possui influência sobre a frequência natural do sistema. Desta forma, existe uma interdependência entre ambos os ajustes.

Um dos primeiros passos do projeto e desenvolvimento do protótipo é a escolha da ordem de grandeza das dimensões do mesmo, de forma que o protótipo seja pequeno o suficiente para facilitar sua construção e instrumentação no laboratório de vibrações da PUC-Rio, e representativo do sistema em tamanho real (a ser implantado na coluna de perfuração).

Alguns componentes do RIMD são: o sistema massa-mola com baixo amortecimento, um dispositivo de impacto e outro de variação da folga.

Após a concepção e construção do protótipo, o passo seguinte do estudo será a obtenção das características do RIMD, como, por exemplo, a faixa de frequências a qual atua e a medição das forças impulsivas geradas. Por último, o protótipo também servirá para validar um modelo analítico que permitirá investigações posteriores neste tema, podendo gerar outras possibilidades de construção do RIMD.

1.8

Organização do trabalho

Esta dissertação é composta de 6 capítulos, sendo o primeiro deles dedicado à apresentação dos objetivos e à introdução do assunto.

No Capítulo 2, será apresentado um modelo simplificado da coluna de perfuração, estudando mais especificamente a vibração axial da coluna, de forma a obter os parâmetros desejados para o estudo do RIMD (frequências naturais, modos de vibração, amortecimento, etc.)

No Capítulo 3, será descrita a modelagem do RIMD, apresentando, em seguida, o modelo que descreve a sua dinâmica e um estudo numérico do modelo.

No Capítulo 4, será apresentado o conteúdo experimental da dissertação, incluindo a descrição da bancada experimental, da instrumentação utilizada e os resultados experimentais.

No Capítulo 5, serão comparados os resultados obtidos, experimentalmente, com a simulação numérica.

No Capítulo 6, serão descritas as recomendações e conclusões gerais do trabalho.

2

MODELAGEM DA DINÂMICA AXIAL DA COLUNA DE PERFURAÇÃO

Este capítulo concentra-se na modelagem da coluna de perfuração, mais especificamente, na modelagem da dinâmica axial da coluna. Ao desconsiderar os efeitos de acoplamento, é possível estudar cada forma de vibrar da coluna de perfuração de modo individual.

O modelo utilizado neste estudo é bastante conhecido, sendo formulado por Dareing (1968) [8]. Como vantagens, este modelo apresenta uma solução analítica e reproduz, satisfatoriamente, os resultados experimentais. Entretanto, de forma a tornar o modelo mais condizente com a realidade enfrentada nos dias de hoje, utilizam-se dados de campo atuais. Não é intuito deste capítulo agregar algo novo, mas reproduzir um modelo já conhecido de forma a melhor entender a dinâmica da coluna de perfuração. Esta modelagem será importante para determinar as características da coluna de perfuração (por exemplo: frequências naturais). Estes resultados serão levados em conta na modelagem do dispositivo de vibroimpacto, bem como na concepção e montagem da bancada experimental.

Outro ponto discutido neste capítulo será a forma como as vibrações axiais surgem durante o processo de perfuração, focando, basicamente, a justificativa do surgimento da formação de lóbulos em rochas duras, através de uma revisão bibliográfica do assunto.

2.1

Introdução

Historicamente, um dos grandes causadores de falhas nas colunas de perfuração é a vibração severa (vibrações próximas à frequências de ressonância da coluna). Estas vibrações acentuadas em perfuração de poços de petróleo e gás podem reduzir a taxa de penetração e causar o desmoronamento de trechos da parede do poço. Além disso, estas vibrações podem provocar a falha prematura da broca e de outros componentes que

formam a coluna de perfuração, falhas estas que ocorrem especialmente por fadiga nas conexões dos comandos. Em casos extremos, quando não detectadas a tempo, as vibrações podem acarretar o rompimento de componentes e, quando não for possível retirar as partes do equipamento que ficaram no furo (técnica de pescaria), o poço pode ser perdido. Portanto, torna-se fundamental conhecer em detalhe o comportamento dinâmico da coluna de perfuração, a fim de prevenir tais ocorrências.

As vibrações na coluna de perfuração resultam da combinação de três formas distintas: axial ou longitudinal, torcional e lateral, também chamada de transversal ou flexional. Quando as vibrações se tornam severas (ressonância), surgem disfunções que podem conduzir rapidamente à falha prematura do equipamento [12].

A vibração axial, especialmente próxima à broca, afeta o controle direcional do furo e é o provável responsável pela formação de perfis na rocha no fundo do poço, perfis tais que produzem forçamentos periódicos na broca nas direções axial e torcional [10]. Este assunto será abordado em detalhe mais à frente.

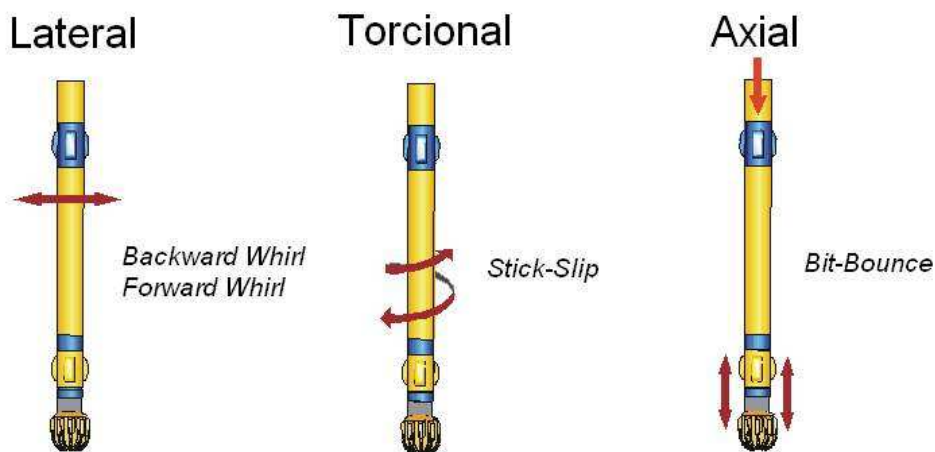


Figura 2.1: Tipos de vibração em uma coluna de perfuração [13].

As vibrações axiais podem dificultar a perfuração, causar dano à broca e ao BHA e diminuir a ROP. A grande causadora da vibração axial é a força gerada na **interação** broca/rocha. Essa excitação depende do tipo de broca e formação rochosa que se pretende perfurar. No caso de brocas tricônicas, a vibração gerada pelo rolamento dos cones da broca resulta em um movimento axial suave do BHA, com frequência dominante igual a três vezes a frequência de rotação da coluna [5]. Quando esta frequência de excitação é igual a uma das frequências (axial) naturais da coluna, o sistema entra em ressonância e a broca pode perder contato com a formação rochosa.

Vibrações axiais excessivas e não controladas causam o fenômeno de “quicar da broca” (*bit bounce*), causando a destruição da broca, falha dos componentes mecânicos do BHA e a diminuição da taxa de penetração.

2.2

Dinâmica (Axial) da Coluna de Perfuração

Para a determinação das frequências naturais da coluna, foi utilizada a modelagem realizada por Dareing (1968) [8], que se vale de uma abordagem contínua da dinâmica da coluna. Suas vantagens são: considera os efeitos de massa e rigidez dos equipamentos de superfície (cabos de içamento, *kelly*, *swivel* e bloco de içamento) e diferenciar o comportamento dinâmico do BHA (comandos) dos tubos de perfuração.

O deslocamento axial estará representado pela variável $u = u(x, t)$. A figura (2.2) mostra a coluna de perfuração a ser modelada. Considera-se um longo trecho formado de tubos de perfuração e um trecho curto formado pelos comandos (BHA).

Nesta modelagem, u_{BHA} representa o deslocamento axial na seção do BHA e u_{TP} representa o deslocamento na seção dos tubos de perfuração.

2.2.1

Equação de Movimento

Para um elemento diferencial, a equação do movimento axial resulta da seguinte equação diferencial parcial:

$$AE \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \gamma \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \rho g \quad (2-1)$$

sendo esta equação válida tanto para o BHA (u_{BHA}), quanto para os tubos de perfuração (u_{TP}). A interação do fluido de perfuração com a coluna está representado através do coeficiente de amortecimento viscoso γ . Certamente, o coeficiente de amortecimento é dependente da frequência de oscilação da coluna, em outras palavras, o fluxo de fluido de perfuração é influenciado pelas oscilações da coluna [8] [13]. Entretanto, para fins deste trabalho será considerado coeficiente de amortecimento viscoso constante.

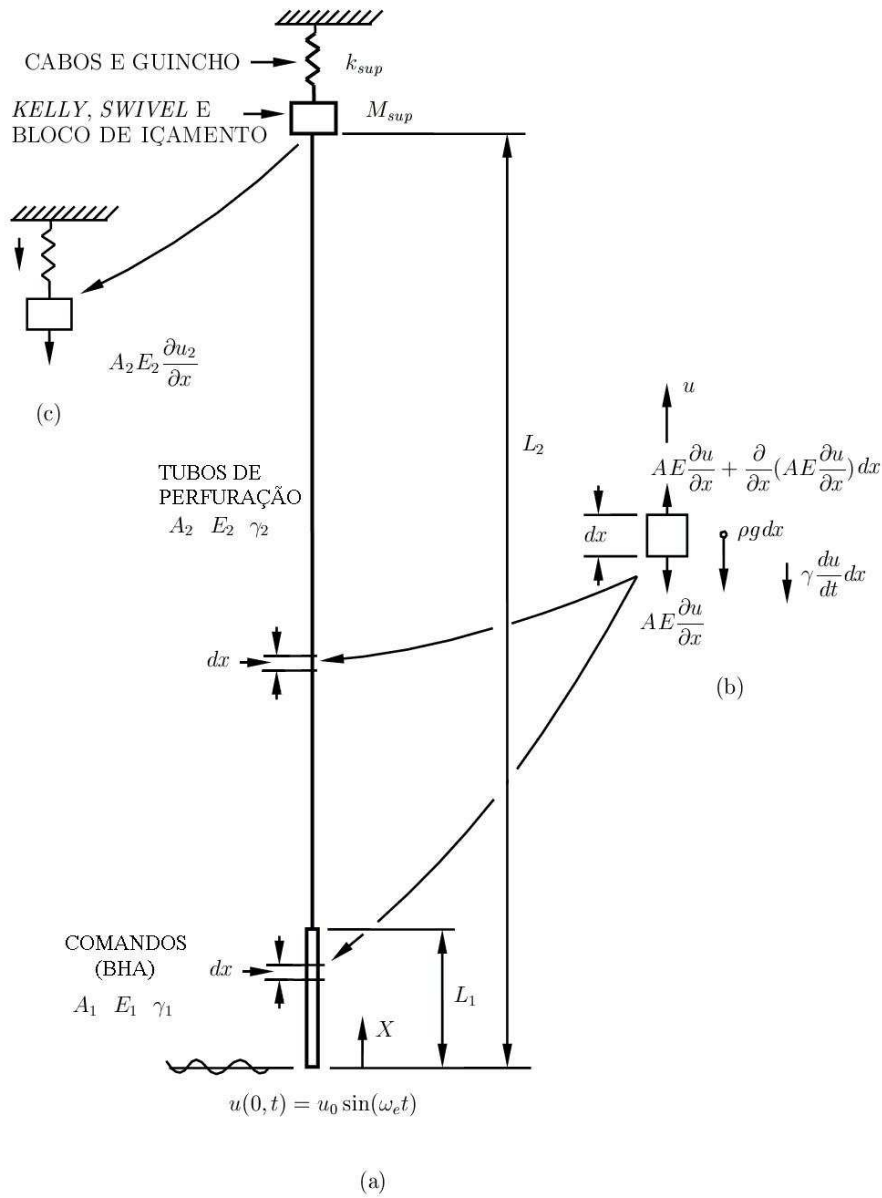


Figura 2.2: Desenho esquemático da coluna de perfuração [8].

2.2.2

Condições de Contorno

A primeira condição de contorno a ser considerada é a de que, no topo da coluna ($u_{TP}(L_2, t)$), o somatório das forças é nulo. Estas forças são basicamente as forças de inércia e rigidez dos equipamentos de superfície, pois, nesta modelagem, não está sendo considerado o efeito de amortecimento destes equipamentos. Esta condição é mostrada na figura

(2.2-c).

$$A_{TP}E_{TP}\frac{\partial u_{TP}(L_{TP},t)}{\partial x} + k_{sup}u_{TP}(L_{TP},t) + M_{sup}\frac{\partial^2 u_{TP}(L_{TP},t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2-2)$$

Uma vez que os tubos de perfuração e o BHA são conectados de forma rígida, deve-se observar que os pontos de junção compartilham de mesmo deslocamento e força:

$$u_{BHA}(L_{BHA},t) = u_{TP}(L_{BHA},t) \quad (2-3)$$

$$E_{BHA}A_{BHA}\frac{\partial u_{BHA}(L_{BHA},t)}{\partial x} = E_{TP}A_{TP}\frac{\partial u_{TP}(L_{BHA},t)}{\partial x} \quad (2-4)$$

2.2.3

Interação broca/rocha

Forças longitudinais e carregamentos torcionais variantes no tempo podem ser aplicados aos comandos a partir de diversas formas, tais como: flutuações na pressão do fluido de perfuração, atrito da coluna com a parede do furo e interação da broca com a formação rochosa [7] [10]. Maior estudo destes fenômenos são necessários de forma a identificar sob quais condições de operação cada um se torna dominante. Além disso, os diversos tipos de brocas (cônicas, PDC, etc.) podem gerar diferentes condições de carregamento na parte inferior dos comandos.

Quando se utiliza brocas tricônicas ao perfurar rochas duras, normalmente são observadas frequências de forçamento axial na coluna de perfuração de três vezes a rotação da broca [10]. Isto se deve ao fato de que, durante o processo de corte, é gerada uma superfície característica no fundo do poço, composta por lóbulos. O número de lóbulos é definido por um múltiplo do número de cones da broca, conforme é mostrado na figura (2.3). Entretanto, a formação de lóbulos no fundo do poço é mais aparente na perfuração de rochas duras e, nem sempre, ocorre em todas as condições de perfuração [9]. Este fenômeno vem sendo observado através de medições em campo há, pelo menos, 35 anos [9] [7].

Segundo Dareing (1984) [10], os lóbulos formados no fundo do poço são moldados por forças longitudinais, causados, provavelmente, por uma

ressonância axial da coluna. De uma forma geral, por mais de 30 anos, a formação de lóbulos é assumida como causa primária e a principal fonte excitadora das vibrações longitudinais em colunas de perfuração.

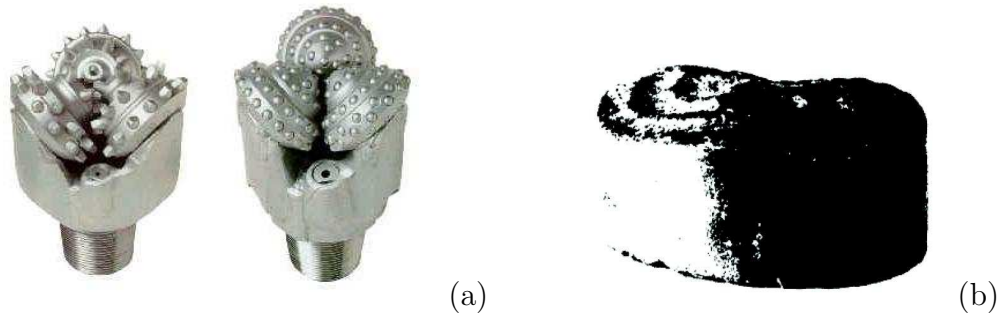


Figura 2.3: a) Broca tricônica (site geocities.yahoo.com.br/perfuracao); b) formação de três lóbulos no fundo de rochas duras, causados pelo processo de perfuração com broca tricônica [10].

Durante o processo de perfuração, esses lóbulos são destruídos e regenerados a cada trilha circular formada. O deslocamento axial da broca (ou a distância vertical entre um pico e um vale do lóbulo) varia de 6 a 13 mm [10].

Um dos primeiros trabalhos a detectar tal fenomenologia experimentalmente é o trabalho de Cunningham (1968) [7], onde a parcela dinâmica do peso sobre a broca (WOB) varia de 2.000 lb a extremos de 140.000 lb. Neste artigo, é também observado, através de medições em campo, o efeito de “quicar” (*bit-bounce*) da broca, isto é, quando o peso sobre a broca é nulo. O autor associa o fenômeno de flutuação do peso sobre a broca a dois fatores: a interação broca/rocha (uso de brocas tricônicas em rochas duras) e a variação da pressão do fluido de perfuração, responsável por retirar os detritos de rocha gerados pelo processo de corte bem como lubrificar a broca.

Desta maneira, a broca, além de funcionar como um mecanismo de destruição da rocha, é também uma fonte de excitação dinâmica.

Uma vez justificada a origem das vibrações axiais na interação broca/rocha, consideraremos, para efeitos de modelagem, que o deslocamento da ponta da broca ($u(0, t)$) é prescrito, isto é:

$$u_{BHA}(0, t) = u_0 \sin(\omega_e t) \quad (2-5)$$

onde

$$\omega_e = 2\pi f_e = 2\pi \frac{3N}{60} \quad (2-6)$$

sendo N a velocidade de rotação da coluna de perfuração (em rpm).

2.3

Solução Analítica e Simulação Numérica

A solução analítica da equação (2-1) é dada por:

$$u_{BHA}(x, t) = Re [B_1 \sin(\eta_1 x + b_1) e^{i\omega_e t}] , \quad 0 \leq x \leq L_{BHA} \quad (2-7)$$

$$u_{TP}(x, t) = Re [B_2 \sin(\eta_2 x + b_2) e^{i\omega_e t}] , \quad L_{BHA} \leq x \leq L_{TP} \quad (2-8)$$

onde

$$\eta_1 = \sqrt{\frac{1}{E_{BHA} A_{BHA}} (\rho_{BHA} \omega_e^2 - \gamma_{BHA} \omega_e i)}$$

$$\eta_2 = \sqrt{\frac{1}{E_{TP} A_{TP}} (\rho_{TP} \omega_e^2 - \gamma_{TP} \omega_e i)}$$

e B_1 , B_2 , b_1 e b_2 são constantes complexas determinadas a partir das condições de contorno:

$$B_1 = -\frac{i u_0}{\sin(b_1)}$$

$$B_2 = \frac{-i u_0 \sin(\eta_1 L_{BHA} + b_1)}{\sin(b_1) \sin(\eta_2 L_{BHA} + b_2)}$$

$$b_1 = \arctan \left[\frac{A_{BHA} E_{BHA} \eta_1}{A_{TP} E_{TP} \eta_2} \tan(\eta_2 L_1 + b_2) \right] - \eta_1 L_{BHA}$$

$$b_2 = \arctan \left(\frac{E_{TP} A_{TP} \eta_2}{M_{sup} \omega_e^2 - k_{sup}} \right) - \eta_2 L_{TP}$$

Para a simulação numérica, os parâmetros do problema foram extraídos dos trabalhos de Dareing [8] e Franca [13], sendo mostrados a seguir.

Tabela 2.1: Parâmetros da simulação numérica.

Equipamentos de Superfície			
Inércia	M_{sup}	24000	kg
Rigidez	k_{sup}	10^7	N/m
Comandos (BHA)			
Comprimento	L_{BHA}	150	m
Área	A_{BHA}	$18.525 \cdot 10^{-3}$	m^2
Coef. de Amortecimento	γ_{BHA}	5	Ns/m^2
Módulo de Elasticidade	E_{BHA}	210	GPa
Densidade	ρ_{BHA}	$7.8 \cdot 10^3$	kg/m^3
Drill Pipe			
Comprimento	L_{TP}	1500	m
Área	A_{TP}	$3.405 \cdot 10^{-3}$	m^2
Coef. de Amortecimento	γ_{TP}	20	Ns/m^2
Módulo de Elasticidade	E_{TP}	210	GPa
Densidade	ρ_{TP}	$7.8 \cdot 10^3$	kg/m^3
Excitação			
Amplitude	u_0	$6.1 \cdot 10^{-3}$	m

O gráfico da resposta em frequência para o BHA e para os tubos de perfuração são apresentados a seguir. Nestes casos, são adotados elementos localizados no ponto médio de cada sistema (tubos de perfuração e comandos), isto é, $x_{BHA} = L_{BHA}/2$ e $x_{TP} = (L_{TP} - L_{BHA})/2$.

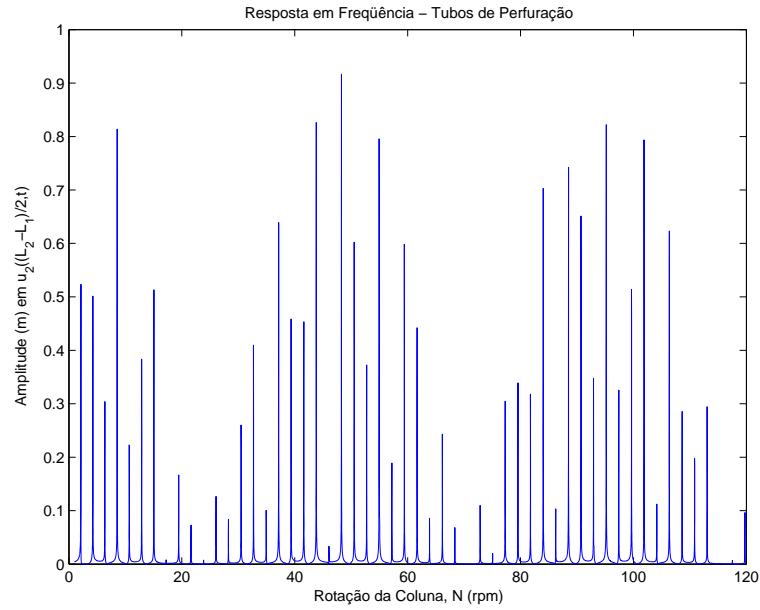


Figura 2.4: Espectro de amplitude dos tubos de perfuração no domínio da frequência (em $u_{TP}((L_{TP} - L_{BHA})/2)$).

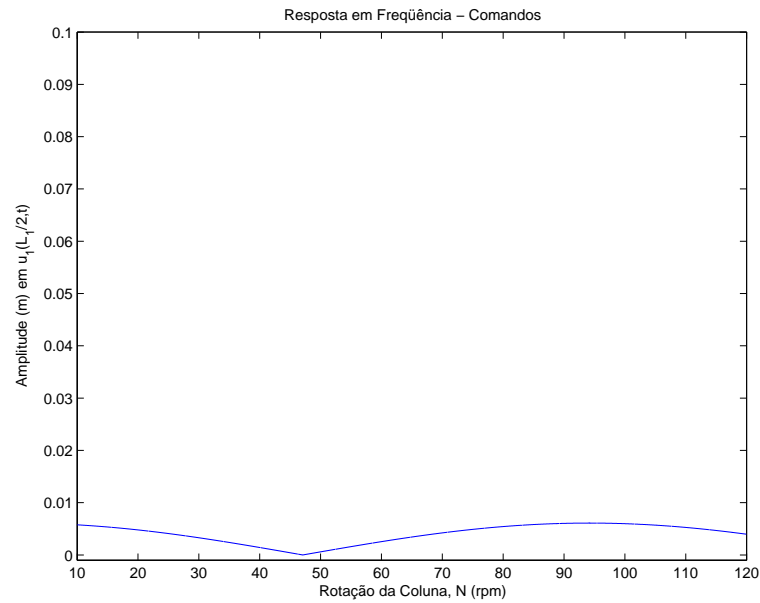


Figura 2.5: Espectro de amplitude dos comandos no domínio da frequência (em $u_{BHA}(L_{BHA}/2)$).

A partir dos gráficos apresentados nas figuras (2.4) e (2.5), é possível observar que os elementos da coluna de perfuração responsáveis pela vibração axial da coluna no espectro de velocidades de rotação da mesa são os tubos de perfuração (*Drill Pipes*), enquanto o BHA aparenta somente acompanhar o movimento axial gerado pelo conjunto broca/rocha.

Este mesmo efeito pode ser constatado se plotarmos o gráfico deslocamento *versus* tempo para cada sistema. Adotando como exemplo uma rotação da coluna de perfuração coincidente com uma das frequências de ressonância (p. ex.: 48.31 rpm), teremos as seguintes respostas:

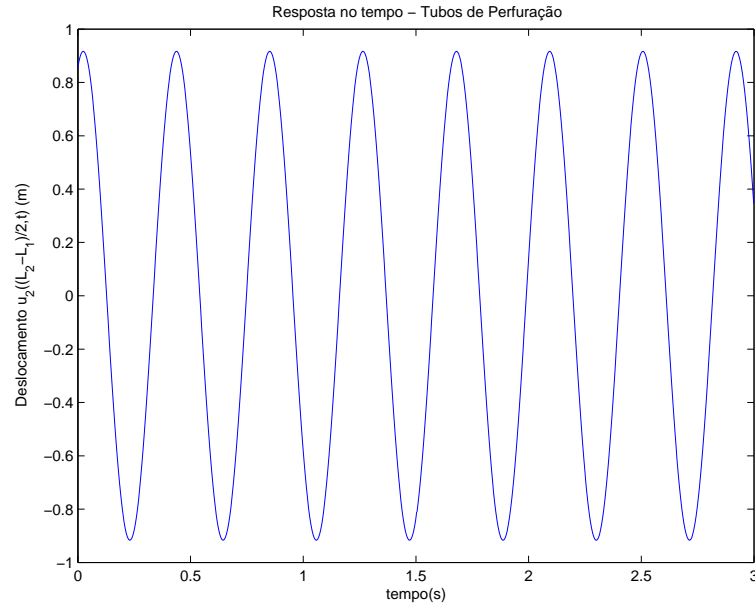


Figura 2.6: Resposta no tempo - tubos de perfuração; $N = 48.31rpm$.

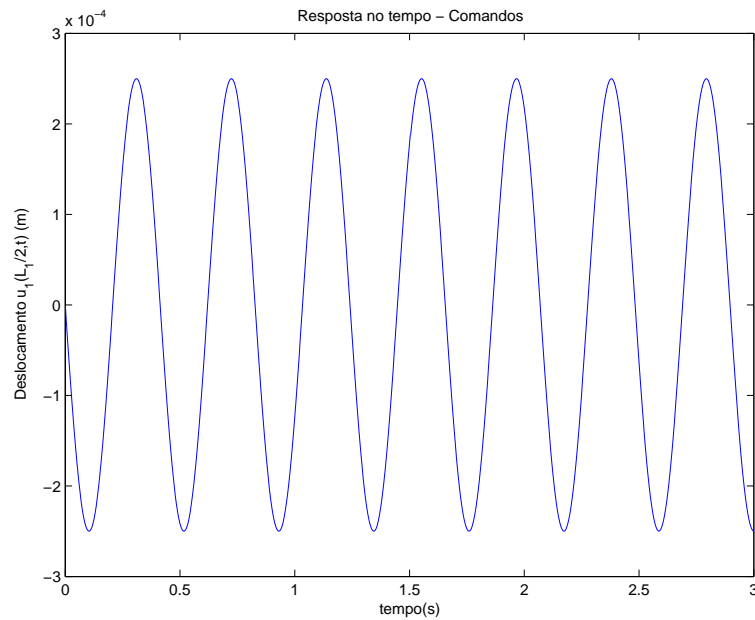


Figura 2.7: Resposta no tempo - comandos; $N = 48.31rpm$.

Numa primeira abordagem, conforme será discutido no capítulo 3, o comportamento axial da coluna de perfuração será estudado a partir

de um modelo com um grau de liberdade, onde a rigidez equivalente do sistema é associada aos tubos de perfuração e a massa equivalente é associada aos comandos (BHA) responsáveis por prover peso à broca (WOB). Os gráficos apresentados nas figuras (2.6) e (2.7) mostram que, numa das frequências naturais da coluna, os tubos de perfuração apresentam grandes amplitudes de movimento, enquanto os comandos parecem apenas acompanhar o movimento prescrito da interação broca/rocha. Com isso, podemos concluir que, para efeito de modelagem da coluna, o BHA pode ser considerado como um corpo rígido. Este assunto será abordado com maiores detalhes no capítulo 3. O último fato a ser observado considera os elevados valores de amplitude de vibração dos tubos de perfuração na ressonância (ordem de grandeza de metro). Apesar dos valores elevados, estes são condizentes com a realidade, uma vez que a deformação sofrida pelo material encontra-se abaixo do limite elástico do mesmo.

2.4

Considerações Finais

A vibração axial ou longitudinal é mais severa na perfuração com broca tricônica, sendo essa a broca ideal para se induzir vibração axial à coluna de perfuração. A causa dessa vibração está no fato de que as brocas tricônicas geram uma superfície de corte característica (lóbulos), durante a perfuração, excitando a coluna de modo axial. A frequência de excitação axial corresponde ao número de cones da broca multiplicado pela sua rotação.

Foi apresentado, neste capítulo, um modelo da dinâmica axial da coluna de perfuração [8]. A partir deste modelo, foi possível estudar o comportamento axial dos tubos de perfuração e do BHA separadamente. Através deste modelo, concluiu-se que a vibração axial da coluna de perfuração é gerada basicamente pelos tubos de perfuração, uma vez que a rigidez dos tubos de perfuração é muito menor que a do BHA.

3

MODELAGEM DO DISPOSITIVO DE VIBROIMPACTO

Neste capítulo, apresenta-se uma modelagem para o RIMD, realizando um estudo numérico preliminar deste modelo. Inicialmente, é feito um breve estudo sobre impacto, apresentando uma visão abrangente do que existe na literatura sobre o assunto. Em seguida, é descrito o modelo de impacto utilizado.

3.1

Introdução sobre Impacto

Esta seção oferece uma visão geral do estado da arte, bem como são apresentadas metodologias para a modelagem do fenômeno de impacto, levando-se em consideração seus vários aspectos. O objetivo desta seção é prover este trabalho de uma breve revisão da literatura.

Define-se impacto como um fenômeno complexo que ocorre quando dois ou mais corpos entram em colisão. A importância deste fenômeno manifesta-se em diversas áreas: projeto de máquinas, robótica e análise multicorpos são apenas alguns exemplos. Características do impacto são a curta duração do evento, alto valor da força de impacto, rápida dissipação de energia e altas acelerações/ desacelerações encontradas. Todos os fatores acima descritos devem ser considerados durante o projeto e análise de sistemas mecânicos com impactos. Além disso, o sistema apresenta descontinuidades na geometria e algumas propriedades dos materiais envolvidos podem modificar-se durante o impacto [15].

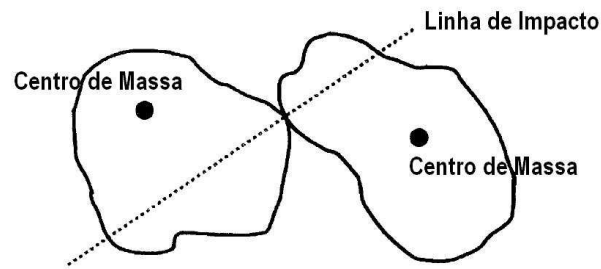


Figura 3.1: Impacto entre dois corpos [4].

Impactos são de modelagem complexa, porque envolvem diversos fenômenos não lineares, cada um deles de difícil descrição a partir de um modelo simples. A mais forte suposição, que se costuma fazer no estudo de sistemas com impacto, é a de que os corpos são rígidos e que, portanto, não existem deformações durante a colisão, ou que essas podem ser desprezadas. No entanto, sabe-se que esta hipótese não é verdadeira para diversas situações reais [21]. Se as deformações são consideradas para o efeito da modelagem, estas podem possuir uma relação linear ou não linear com as forças que atuam na região de contato.

De uma forma bastante abrangente, duas metodologias distintas são utilizadas para a modelagem do impacto.

Uma metodologia assume que a interação entre os corpos impactantes ocorre em um espaço de tempo curto, de forma que a configuração dos corpos não apresenta mudanças significativas. Esta abordagem, referida como método discreto, é constantemente aplicada no impacto entre corpos rígidos, onde a duração do impacto tende para zero e a força de contato tende para infinito [4]. Uma análise dinâmica global reduz o tempo de impacto a zero, restringindo-se a dois instantes: antes do impacto ($-$) e depois do impacto ($+$). As velocidades após o impacto são obtidas resolvendo as equações de variação da quantidade de movimento linear ou angular, juntamente com um dado coeficiente de restituição, que pode ser estabelecido como cinemático. O uso do método discreto em sistemas multicorpos é muito eficiente [22]; no entanto, é sabido que o coeficiente de restituição não depende somente das propriedades dos materiais envolvidos, mas sim de outras propriedades do contato como: a geometria e a velocidade inicial de impacto.

Outra metodologia é baseada no fato de que a força de interação age de modo contínuo durante o impacto. Usualmente, esta análise é realizada adicionando uma simples força de contato na equação do movimento, durante o período de duração do impacto. Isto permite uma melhor descrição do comportamento real do sistema, em particular com respeito

à modelagem do atrito no processo. Mais importante, esta abordagem torna-se a mais adequada e mais compatível em problemas que envolvem situações complexas de impacto, como múltiplos impactos e vibroimpacto. Esta metodologia é referida como análise contínua ou método baseado em força [15]. Normalmente, a força de contato é modelada como uma função da deformação do ponto de contato. Conforme será visto, o modelo de contato mais simples descrito na literatura é o modelo visco-elástico de Kelvin-Voigt. Neste modelo, a força de contato é modelada por um elemento mola-amortecedor linear e resulta em uma função linear da deformação, enquanto o modelo de contato de *Hertz* apresenta uma função não-linear da deformação da superfície de contato.

O impacto de dois corpos é caracterizado por altas forças de reação e bruscas mudanças de velocidade. Como consequência, os corpos são sujeitos a deformações elásticas e/ou plásticas, apresentando dissipação de energia em várias formas [15]. De uma maneira geral, quatro tipos de impacto podem ser definidos a partir de uma colisão em um único ponto entre dois corpos: (a) central ou colinear, se ambos os centros de massa estão na linha de impacto; (b) excêntrico, se um ou ambos os centros de massa não se encontram na linha de impacto; (c) direto, se as velocidades iniciais dos corpos antes do impacto possuem a mesma direção da linha de impacto ou (d) oblíquo, se as velocidades iniciais não se encontram na mesma direção da linha de impacto.

A dinâmica do fenômeno do impacto é extremamente complexa, dependendo de diversas propriedades dos corpos, como material, geometria e velocidade. Em geral, duas fases podem ser identificadas durante o processo: compressão e restituição, conforme mostra a figura (3.2).

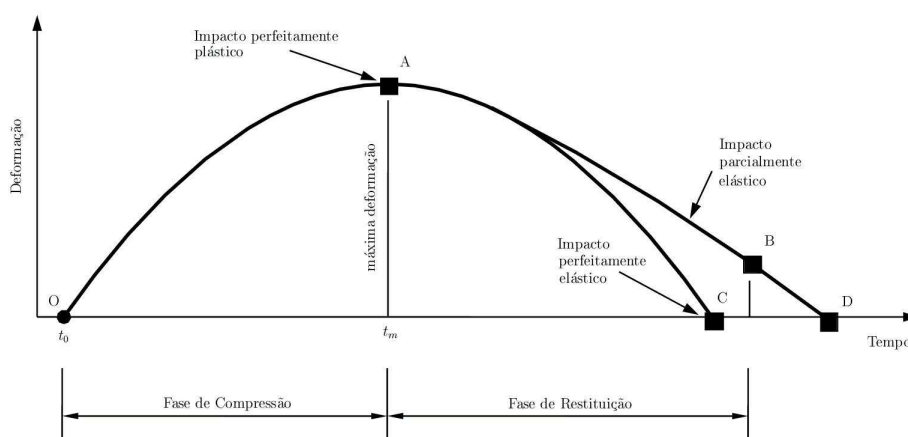


Figura 3.2: Deformação durante o impacto [4].

A primeira fase se inicia, quando os corpos entram em contato no

instante t_0 (ponto O), e termina, quando é atingida a máxima deformação no instante t_m (ponto A), quando a velocidade normal relativa é nula. A segunda fase começa no instante t_m e termina, quando os corpos se separam, i.e, no instante t_f (pontos B, C ou D). Em impactos com velocidades suficientemente altas, nem toda a deformação é recuperada devido à deformação permanente (plástica) e a conseqüente perda de energia. Desta forma, impactos podem ser classificados em: (a) perfeitamente elásticos (linha O--A-C), quando não há energia perdida; (b) perfeitamente plásticos (linha O-A), quando toda a energia é perdida e a deformação resultante é completamente plástica; (c) parcialmente elásticos (linha O-A-D), que envolve perda de energia sem deformação permanente; (d) parcialmente plásticos (linha O-A-B), quando há perda de energia e deformação permanente.

O fluxo de energia associado com a dinâmica do impacto é ilustrado na figura (3.3).

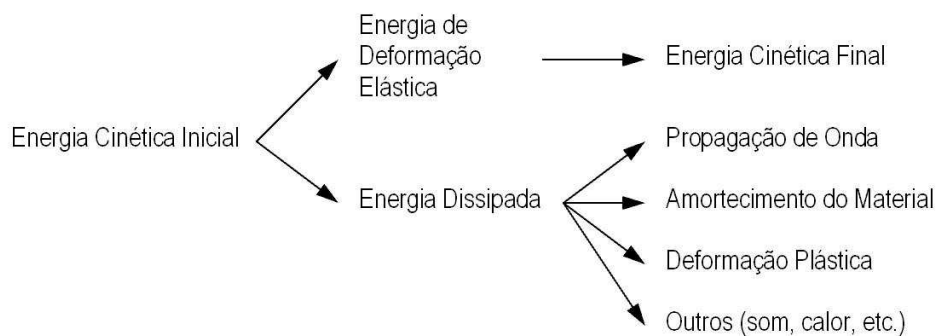


Figura 3.3: Fluxo de energia [4].

3.2

Modelos Contínuos de Impacto

A aplicação de modelos discretos na modelagem do impacto de corpos rígidos pode conduzir a contradição, por exemplo: em problemas de vibroimpacto ou em problemas que envolvem atrito juntamente com o impacto, principalmente no tocante à violação do princípio da conservação de energia. Nestes casos, o uso dos modelos contínuos, onde a força de impacto é uma função da deformação, pode resolver os problemas encontrados na formulação por modelos discretos.

A base da formulação dos modelos contínuos para a dinâmica do contato baseia-se na descrição da deformação dos corpos durante o impacto. Em diversos modelos, esta formulação é descrita, definindo-se uma força

normal F_i como uma função explícita da deformação δ e da sua variação [15], isto é:

$$F_i = F_i(\delta, \dot{\delta}) = F_{\dot{\delta}}(\dot{\delta}) + F_{\delta}(\delta) \quad (3-1)$$

Diversos modelos são apresentados na literatura, descrevendo a força de interação entre dois corpos em contato. O primeiro modelo contínuo de impacto foi desenvolvido por Hertz, onde a força de contato é modelada a partir de uma teoria elástica, sem o uso de amortecimento. Permite-se que a relação entre a força de impacto e a deformação seja de natureza não-linear. No primeiro e mais simples modelo de amortecimento, descrito como modelo mola-amortecedor, a força de contato é representada por um sistema mola-amortecedor linear.

Mais tarde, Hunt e Crossley [16] mostraram que o modelo de amortecimento linear não representa totalmente a natureza física do processo de transferência de energia. Assim, eles propõem um modelo baseado na teoria de contato de Hertz com um amortecimento não-linear definido em termos da deformação e de sua correspondente variação.

A seguir, são descritos de forma concisa dois modelos contínuos de impacto. São eles: o modelo visco-elástico de Kelvin-Voigt e o modelo de amortecimento não-linear de Hunt e Crossley.

3.2.1

Modelo de Kelvin-Voigt (visco-elástico)

Nesta modelagem de impacto, a força de contato é esquematicamente representada por um amortecedor linear com o papel de dissipação de energia, em paralelo com uma mola linear, representando o comportamento elástico do material. A força de contato é definida e representada conforme mostra a figura (3.4).

Este modelo possui dois pontos negativos: a força de contato no início do impacto (ponto A) é descontínua, devido ao termo de amortecimento. Num modelo mais realístico, tanto a força elástica, quanto a de amortecimento deveriam iniciar em zero e aumentar no decorrer do tempo.

No momento em que os corpos se separam (ponto B), a deformação tende a zero e a velocidade relativa tende a ser negativa. Como resultado, aparece uma força que tenta unir os objetos, fato que não acontece na realidade.

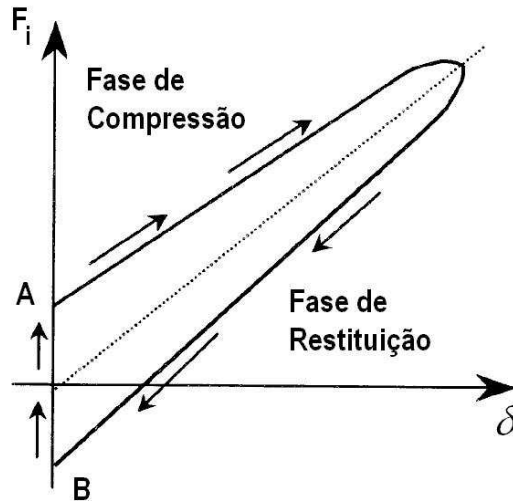


Figura 3.4: Força de contato para o modelo de Kelvin-Voigt [15].

Apesar do modelo mola-amortecedor não representar adequadamente a realidade física, sua simplicidade o tem tornado uma alternativa viável, uma vez que este modelo fornece uma metodologia razoável para capturar a dissipação de energia associada às forças de contato.

3.2.2

Modelo de Hunt e Crossley (visco-elástico não linear)

O modelo de contato proposto por Hunt e Crossley (1975) [16] consiste de uma mola em paralelo com um amortecedor, ambos não-lineares. A força de contato, F_i , é estabelecida pela seguinte equação:

$$F_i(\delta, \dot{\delta}) = -k_c \delta^{n_c} - c_c \delta^{n_c} \dot{\delta} = -k_c \delta^{n_c} (1 + \lambda_c \dot{\delta}) \quad \text{sendo} \quad \lambda_c = \frac{c_c}{k_c} \quad (3-2)$$

onde δ é a deformação ou penetração, $\dot{\delta}$ a velocidade de penetração, k_c a rigidez de contato, c_c um amortecimento viscoso e λ_c um coeficiente de proporcionalidade. O expoente n_c depende das características da geometria em torno da superfície de contato.

A característica principal deste modelo é que o amortecimento depende da deformação, fazendo com que a força de contato evolua continuamente. Como o amortecimento também depende de δ , a força de contato inicia e termina (separação dos corpos) sempre em zero, sendo mais realístico do que o modelo de Kelvin-Voigt.

No modelo de Hunt e Crossley, não há preocupação com os possíveis efeitos de ondas de choque elásticas refletidas sobre as forças na zona de impacto, nem com a hipótese de que os corpos podem deformar-se plasticamente após o impacto.

Nos últimos anos, este modelo vem sendo estudado por vários autores, sendo considerado um dos melhores para descrever o comportamento de sistemas durante o impacto [15].

Considerando o caso de uma simples massa m impactando um objeto rígido, a força de contato pode ser escrita como sendo, $F_i = m\ddot{\delta}$. Logo:

$$\begin{aligned} F_i(\delta, \dot{\delta}) &= m\ddot{\delta} = -k_c \delta^{n_c} (1 + \lambda_c \dot{\delta}), \text{ ou} \\ \ddot{\delta} &= \Lambda_c \delta^{n_c} \dot{\delta} + K_c \delta^n, \end{aligned} \quad (3-3)$$

onde $\Lambda_c = -\frac{\lambda_c k_c}{m}$ e $K_c = -\frac{k_c}{m}$. Definindo $v = \dot{\delta}$ e $\dot{v} = \ddot{\delta}$:

$$\frac{dv}{d\delta} = \frac{\dot{v}}{\dot{\delta}} = \frac{(\Lambda_c v + K_c) \delta^{n_c}}{v}, \text{ ou } \int \frac{v dv}{(\Lambda_c v + K_c)} = \int \delta^{n_c} d\delta \quad (3-4)$$

para $\delta = 0$ e $v = v_0$, como condições iniciais, a integral da equação (3-3) pode ser calculada explicitamente e δ pode ser escrito em função de v [13]:

$$\delta(v) = \left[\left(\frac{n_c + 1}{\Lambda_c^2} \right) (\Lambda_c (v - v_i) - K_c \log \left| \frac{K_c + \Lambda_c v}{K_c + \Lambda_c v_i} \right|) \right]^{\frac{1}{n_c + 1}} \quad (3-5)$$

A figura (3.5) mostra a característica da relação penetração/ força durante o impacto. Nota-se que o termo dissipativo introduz histereses na força e que F_i nunca retorna a zero para valores de $\delta > 0$. Este último fato corresponde a uma das vantagens deste modelo com relação aos modelos lineares.

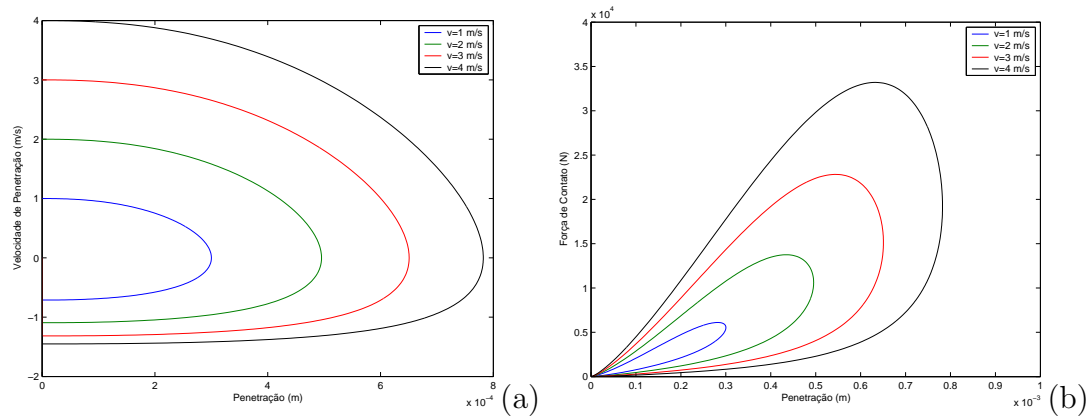


Figura 3.5: Impacto de uma massa com uma superfície rígida para diferentes valores de velocidade: a) plano fase; b) característica força/penetração. Parâmetros utilizados: $m = 2Kg$ $k_c = 2.1 \cdot 10^8 N/m_c^n$ $n_c = 1.6$ $\lambda_c = 0.6s/m$.

3.2.3

Escolha do Modelo de Impacto para a Modelagem do RIMD

Procurando adotar um modelo para descrever o impacto real observado no experimento realizado neste trabalho, inicialmente, algumas hipóteses são adotadas:

1. o impacto é central ou co-linear, ou seja, o centro de massa dos dois corpos estão sobre a linha de impacto;
2. o impacto é direto, ou seja, a velocidade relativa normal está ao longo da linha de impacto;
3. a força de contato tangencial é sempre zero, pois o impacto é central e direto.

A partir de medições feitas com a bancada experimental (capítulo 4), observou-se que o perfil de força sempre apresentou uma característica de impacto parcialmente elástico (linha O-A-D, figura (3.2)).

Desta forma, adotou-se o modelo desenvolvido por Hunt e Crossley [16], pois é capaz de representar satisfatoriamente impactos parcialmente elásticos. Basicamente, este modelo corresponde a um sistema mola-amortecedor não-linear.

3.3

Modelagem Matemática do RIMD

Nesta seção, estaremos concentrados na proposta do modelo analítico que descreve a dinâmica do movimento, para realizar um breve estudo numérico do RIMD. As simulações numéricas são uma ferramenta de projeto importante para definir as características ótimas do sistema, isto é, para uma dada frequência de rotação da coluna determinar os parâmetros do RIMD (rigidez e gap) que maximizam a força de impacto. Estas simulações numéricas permitirão futuras investigações neste tema, bem como nos dará alternativas de construção do protótipo. Este modelo também permitirá uma extrapolação para estimar as forças dinâmicas obtidas através da ação dos impactos em sistemas reais. Este estudo foi apresentado pelo autor junto com o seu orientador no XXVI CILAMCE [2].

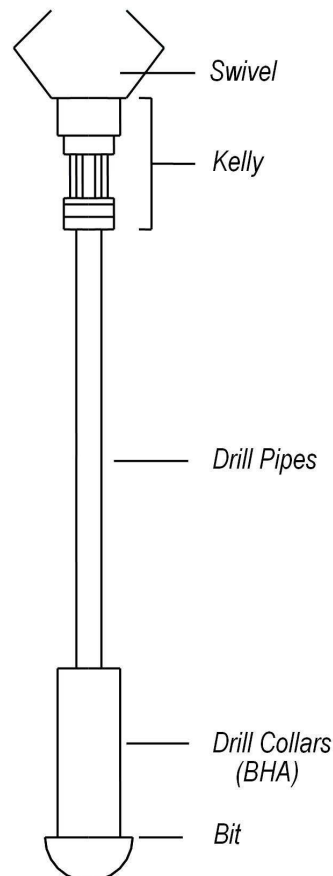


Figura 3.6: Desenho esquemático do sistema de perfuração rotativa.

Para a análise do RIMD, será necessário incorporar a influência da interação broca/rocha, bem como o comportamento axial da coluna de perfuração. Para a interação broca/rocha, é de conhecimento comum que brocas tricônicas, durante o processo de corte, geram um movimento suave

na coluna de perfuração, com uma frequência dominante que é 3 vezes a rotação da coluna [5]. Nesta primeira abordagem, a interação broca/rocha e a vibração axial da coluna de perfuração serão modelados a partir de um modelo de um grau de liberdade, excitado por uma força harmônica. A rigidez do sistema é associada aos tubos de perfuração (*drill pipes*), figura (3.6). A massa equivalente é associada aos comandos (BHA), que são responsáveis por prover peso à broca (WOB). As principais fontes de amortecimento são: perdas viscosas com a lama de perfuração, interação broca/rocha e atrito com as paredes do poço. Esta modelagem será suficiente para descrever a influência do comportamento da coluna de perfuração no RIMD.

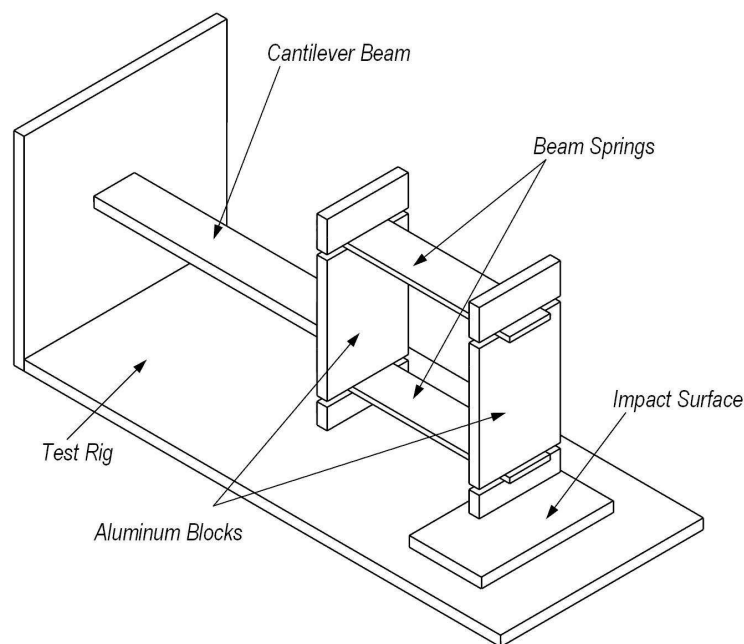


Figura 3.7: Protótipo do RIMD.

De acordo com o protótipo da bancada experimental apresentado na figura (3.7), o RIMD pode ser modelado como outro sistema de um grau de liberdade acoplado à coluna (de forma mais precisa, o próprio conceito do RIMD é acoplar o dispositivo dentro do *BHA*). A rigidez do RIMD é composta por molas de flexão e o amortecimento é associado a pequenas perdas por atrito e também amortecimento do próprio material.

O modelo completo a ser estudado, um sistema de dois graus de liberdade com amortecimento e impacto, é mostrado na figura (3.8).

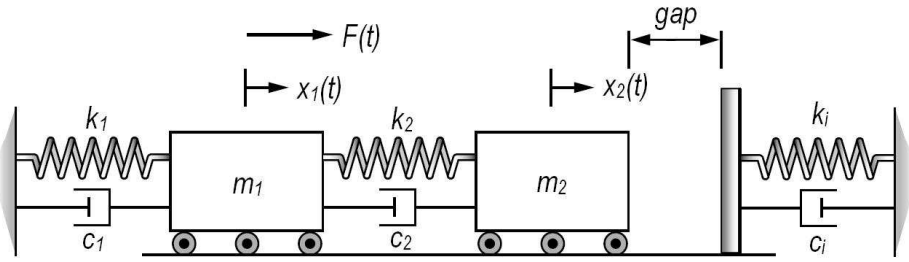


Figura 3.8: Modelagem do sistema.

Para o caso em que a massa m_2 não impacta a superfície, o sistema pode ser facilmente modelado pela lei de Newton:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [-(c_1 + c_2)\dot{x}_1 - (k_1 + k_2)x_1 + F_0 \sin(\Omega t) + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2] \\ \ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [-c_2\dot{x}_2 - k_2x_2 + c_2\dot{x}_1 + k_2x_1] \end{cases} \quad (3-6)$$

O modelo de contato a ser utilizado é o proposto por Hunt e Crossley [16], que consiste numa mola não linear acoplada em paralelo a um amortecedor também não linear. Isto nos leva a um problema com dois conjuntos de equações: um para o caso em que m_2 não impacta a superfície, equação (3-6), e outro para a situação de contato:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [-(c_1 + c_2)\dot{x}_1 - (k_1 + k_2)x_1 + F_0 \sin(\Omega t) + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2] \\ \ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [-c_2\dot{x}_2 - k_2x_2 + c_2\dot{x}_1 + k_2x_1 - k_c(x_2 - gap)^{n_c}(1 + \lambda_c\dot{x}_2)] \end{cases} \quad (3-7)$$

o que torna o problema dinâmico, não linear, com uma descontinuidade.

Todas as simulações foram resolvidas numericamente através do método de Runge-Kutta de quarta ordem. Uma vez que as tolerâncias usadas nas simulações são extremamente pequenas ($10^{-7} = 0.00001\%$ de precisão), nenhuma rotina de interpolação foi utilizada com o intuito de determinar o exato instante de impacto, visto que a tolerância utilizada é pequena o suficiente para produzir resultados satisfatórios.

De forma a comparar o quão efetivo é o RIMD, dois modelos bastante simples são também estudados: um sistema de 1 grau de liberdade com forçamento harmônico e um sistema de 2 graus de liberdade com forçamento harmônico, mas sem impactos. Estes modelos são apresentados na figura (3.9).

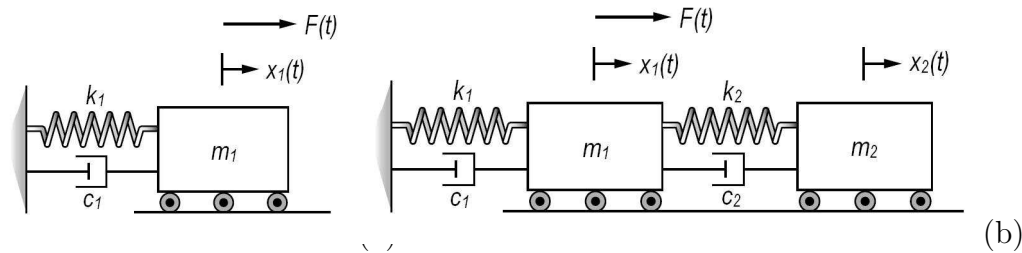


Figura 3.9: Modelos de comparação a) 1 GDL; b) 2 GDL sem impacto.

3.4
Resultados numéricos e discussões

3.4.1
Parâmetros do modelo

Todos os parâmetros dos modelos estudados são apresentados nas tabelas 3.1 e 3.2. A seleção dos parâmetros dos modelos, como massas, rigidezes e amortecimentos levou em consideração algumas estimativas das características da bancada experimental. Para os parâmetros de impacto, a informação fora retirada da literatura [13].

Tabela 3.1: Parâmetros: modelos de comparação.

1 grau de liberdade			
Massa	m	2.25	kg
Rigidez	k	1000	N/m
Amortecimento	c	0.05	Ns/m
2 graus de liberdade			
Massa	m_1	1.5	kg
Rigidez	k_1	1000	N/m
Amortecimento	c_1	0.05	Ns/m
Massa	m_2	0.75	kg
Rigidez	k_2	150	N/m
Amortecimento	c_2	0.005	Ns/m
Excitação			
Amplitude da força	F_0	50	N
Frequência	Ω	1 a 10	Hz

Tabela 3.2: Parâmetros do RIMD.

Coluna de Perfuração			
Massa	m_1	1.5	kg
Rigidez	k_1	1000	N/m
Amortecimento	c_1	0.05	Ns/m
RIMD			
Massa	m_2	0.75	kg
Rigidez	k_2	150	N/m
Amortecimento	c_2	0.005	Ns/m
folga	gap	0.05	m
Superfície de impacto			
Rigidez	k_c	$2.1 \cdot 10^8$	N/m
Fator de não linearidade	n_c	1.3	
Razão de amortecimento	λ_c	0.6	
Excitação			
Amplitude da força	F_0	50	N
Frequência	Ω	1 a 10	Hz

A partir das tabelas pode-se notar que os valores dos parâmetros de rigidez e amortecimento não variam para cada modelo e a distribuição de massa foi feita de forma tal que a massa total do sistema permanece inalterada.

3.4.2

Resultados dos modelos de comparação

Um dos primeiros resultados do modelo de 1 grau de liberdade é a resposta em frequência da força transmitida, conforme mostrado na figura (3.10a).

Aqui, a força transmitida é entendida como a força exercida pelo conjunto mola-amortecedor, isto é, $F = -kx - c\dot{x}$. A condição de máxima eficiência é atingida quando a frequência de excitação coincide com a frequência natural do sistema ($\omega = 3.36Hz$).

A mesma metodologia é aplicada para o modelo de 2 graus de liberdade, cujo resultado é mostrado na figura (3.10b).

A principal frequência natural do sistema migrou de 3.6 Hz para 4.5 Hz, devido à redistribuição de massa, e uma segunda frequência natural aparece (em 2.05Hz), causada pelo segundo grau de liberdade do sistema.

Novamente, a força máxima é atingida quando a frequência de excitação coincide com a principal frequência natural do sistema (agora 4.5Hz).

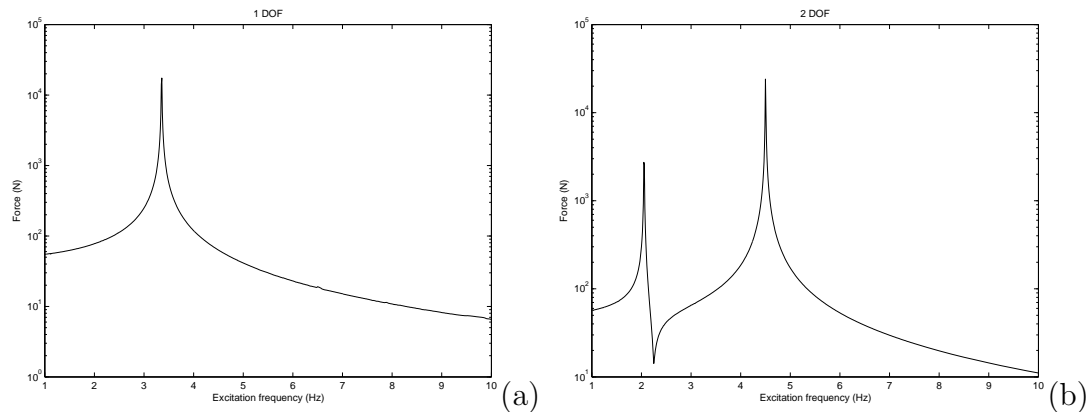


Figura 3.10: Força transmitida *versus* frequência de excitação a) 1 GDL; b) 2 GDL.

De fato, o uso de tal técnica de perfuração no campo, isto é, o ajuste da frequência de excitação à frequência natural do sistema, é chamada de *perfuração na ressonância*. Embora tal procedimento possa aumentar a taxa de penetração, tais vibrações axiais excessivas causam o “quicar” da coluna e uma furação imperfeita, a qual destrói brocas e danificam o BHA, aumentando o tempo de perfuração [12]. Em poços verticais, isto verifica-se na superfície através do movimento do *kelly*.

Na ressonância, para o modelo de 1 grau de liberdade, o sistema gera uma força de 17.5 kN ($\Omega = 3.6Hz$); para o de 2 graus de liberdade, a força gerada foi de 24 kN ($\Omega = 4.5Hz$). Em ambos os casos o sistema age como um amplificador de força, aumentando a força transmitida 350 e 480 vezes, respectivamente, à força de entrada (50 N). Entretanto, para alcançar tais níveis de força nestes modelos, altas amplitudes de movimento são necessárias (ordem de grandeza de metros), fato este impossível de ser executado com qualquer mola real. Portanto, tais resultados não possuem significado físico. O motivo, pelo qual tais simulações foram executadas, foi para obtermos uma idéia da ordem de grandeza das forças e para verificar o quão satisfatório o sistema com vibroimpacto frente a tais modelos.

Influência da distribuição de massa

Uma discussão pertinente, ainda considerando o modelo sem impacto, diz respeito à distribuição de massa do sistema, isto é, qual a razão de massas

($R = m_2/m_1$) que otimiza a força transmitida. Para isso, foi realizado um pequeno estudo variando a razão entre massas de 0.1 a 0.5. Entretanto, para cada valor de R , os valores de rigidez, tanto da coluna (k_1) como do RIMD (k_2), são alterados de forma a pouco alterar as frequências naturais (ω_1 e ω_2).

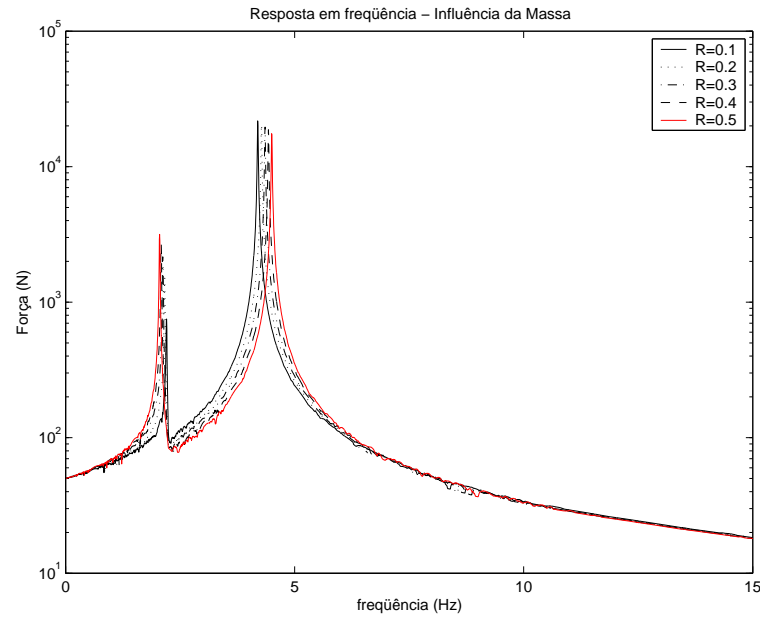


Figura 3.11: Influência da distribuição de massa. Força transmitida *versus* frequência.

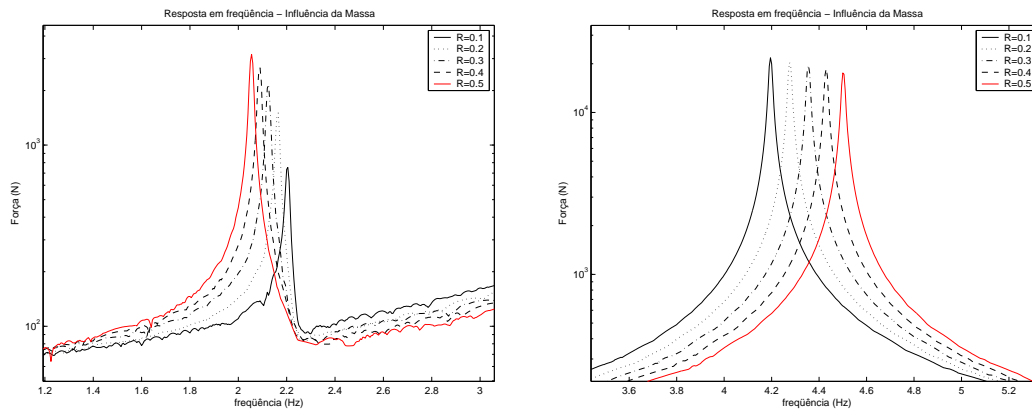


Figura 3.12: Influência da distribuição de massa: a) primeiro modo (detalhe); b) segundo modo (detalhe).

A partir dos gráficos apresentados nas figuras (3.11) e (3.12), observamos que, para o primeiro modo de vibração, a razão $R = 0.5$ otimiza

a força transmitida. Já para o segundo modo de vibração o sistema com razão entre massas $R = 0.1$ foi o que apresentou o melhor resultado.

3.4.3

Resultados do RIMD

Conforme mencionado anteriormente, as equações (3-6) e (3-7) são resolvidas numericamente pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem com passo variável. Uma vez que a tolerância usada durante a simulação é extremamente pequena ($10^{-7} = 0.00001\%$ precisão), nenhuma interpolação foi utilizada para determinar o exato instante de contato, uma vez que esta tolerância é pequena o suficiente para produzir resultados satisfatórios.

A resposta em frequência do sistema é obtida executando a simulação diversas vezes, variando a frequência de excitação e obtendo para cada simulação o máximo valor de velocidade (\dot{x}_2) e de força de impacto (F_i) do RIMD, na condição em regime.

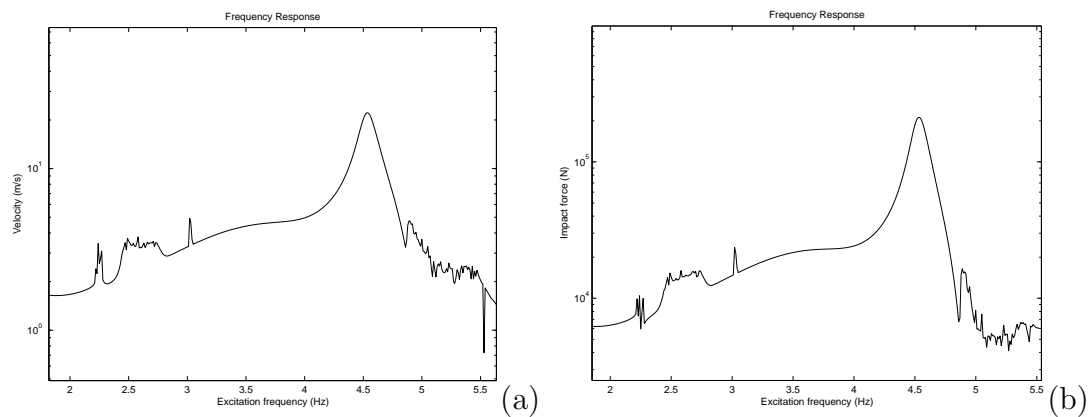


Figura 3.13: Resposta em frequência: a) velocidade; b) força de impacto.

A partir da análise da figura (3.13), a condição da máxima força de impacto é alcançada com uma frequência de excitação de 4.53 Hz, significando que a presença de impacto alterou levemente a segunda frequência natural do sistema (de 4.50 para 4.53 Hz). Tal comportamento é esperado, uma vez que a presença de tal folga altera a resposta dinâmica do sistema ([20]).

Além disso, um fenômeno inesperado reside no fato de que a presença de impacto fez com que a primeira frequência natural desaparecesse. Esta frequência está associada à ressonância do RIMD, cujo autovetor associado é o $\{1 \ 1\}^T$. Ao que parece, tal fenômeno ocorre porque a presença do impacto

impede que o sistema vibre no modo $\{1 \ 1\}^T$, forçando o sistema a vibrar no segundo modo, $\{1 \ -1\}^T$. Maiores investigações neste assunto tornam-se necessárias, entretanto este não é o tema abordado neste capítulo.

Uma outra observação é que após uma determinada frequência a força de impacto eventualmente torna-se nula, uma vez que a frequência de excitação tornou-se tão alta que o deslocamento imposto ao RIMD não é suficiente para impactar a superfície. Finalmente, como pode ser visto na figura (3.15b), a característica da força de impacto no tempo parece ser bastante realística, confirmando a importância do uso do modelo de impacto de Hunt e Crossley.

Na condição de máxima performance ($\Omega = 4.53Hz$), a velocidade máxima do RIMD atingida é de 22.2 m/s. Nesta condição os impactos são de período-1 com valor máximo de $2.12 \cdot 10^5$ N, com duração de impacto de aproximadamente 10 ms. O plano fase, bem como o comportamento da força de impacto para a condição de máxima performance são apresentados nas figuras (3.14) e (3.15).

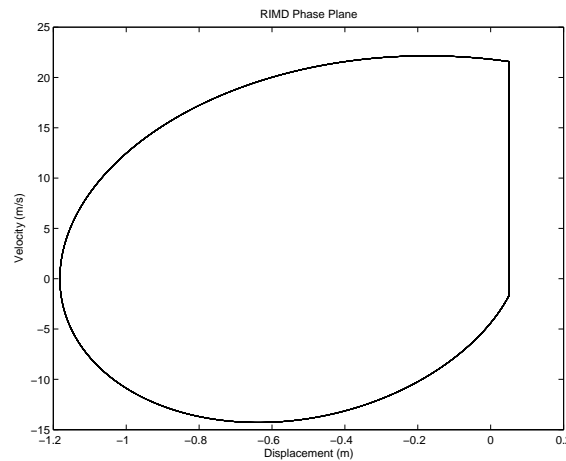


Figura 3.14: Plano fase do RIMD, $\Omega = 4.53Hz$, condição em regime.

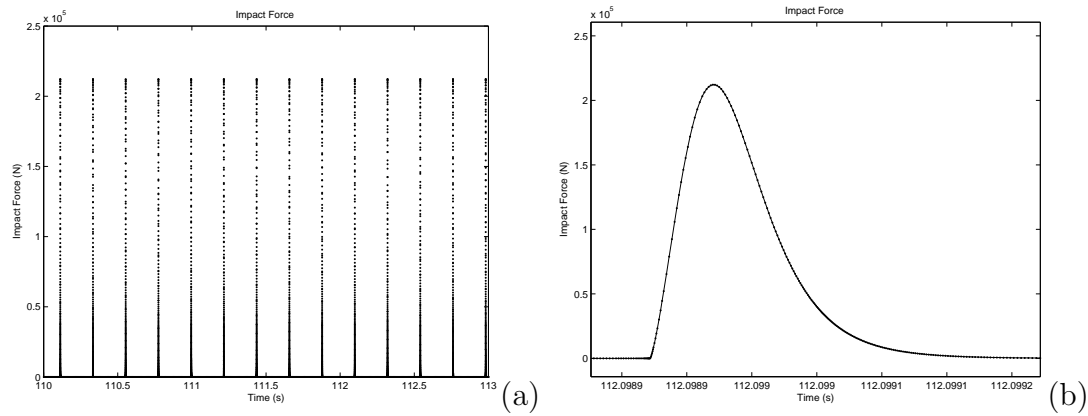


Figura 3.15: Comportamento da força de impacto, $\Omega = 4.53Hz$.

Estes resultados por si só já tornam-se satisfatórios, uma vez que os níveis de força são muito maiores que os níveis alcançados nos modelos de comparação, o que nos leva a uma primeira conclusão de que, neste caso, o sistema com vibroimpacto é mais eficiente que o modelo equivalente de 2 graus de liberdade sem impacto.

Influência da Rigidez do RIMD

Nesta fase da pesquisa, será verificado como os parâmetros do RIMD (rigidez e folga) afetam a performance do sistema. Nas simulações seguintes são apresentadas as respostas do sistema variando a rigidez do RIMD (k_2), enquanto mantém-se a folga constante.

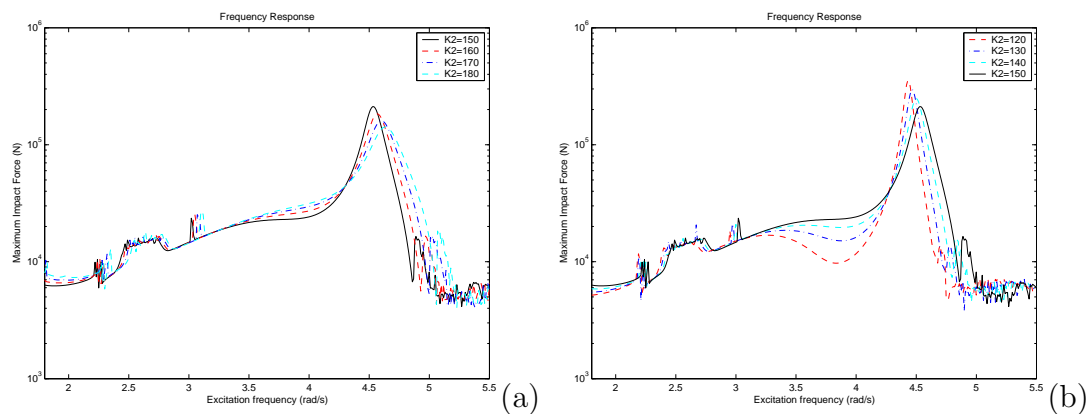


Figura 3.16: Resposta em frequência da força de impacto: a) aumentando k_2 ; b) diminuindo k_2 .

De acordo com a figura (3.16), torna-se claro que para este conjunto de parâmetros a força de impacto pode ser aumentada, quando a rigidez do RIMD é diminuída. Além disso, conforme esperado, enquanto a rigidez diminui, a frequência de excitação onde a força de impacto é máxima também diminui, uma vez que a condição de máxima performance está diretamente associada a uma das frequências naturais do sistema. Desta forma, outras simulações foram efetuadas para encontrar a rigidez do RIMD que configura a condição de máxima performance. Estas simulações são mostradas na figura (3.17).

Neste ponto, um fato interessante acontece: enquanto a rigidez do RIMD decresce, após atingir um determinado valor, o pico da força diminui e em seguida, após diminuir o valor da rigidez um pouco mais, o pico da força de impacto volta a aumentar. Após uma maior investigação, pôde ser concluído que, nesta região de rigidez do RIMD, o sistema migra de uma condição de período-1 para uma condição de período-0.5 (um impacto a cada 2 ciclos), passando por uma condição de período-1 transitória, conforme mostrado nas figuras (3.18), (3.19) e (3.20).

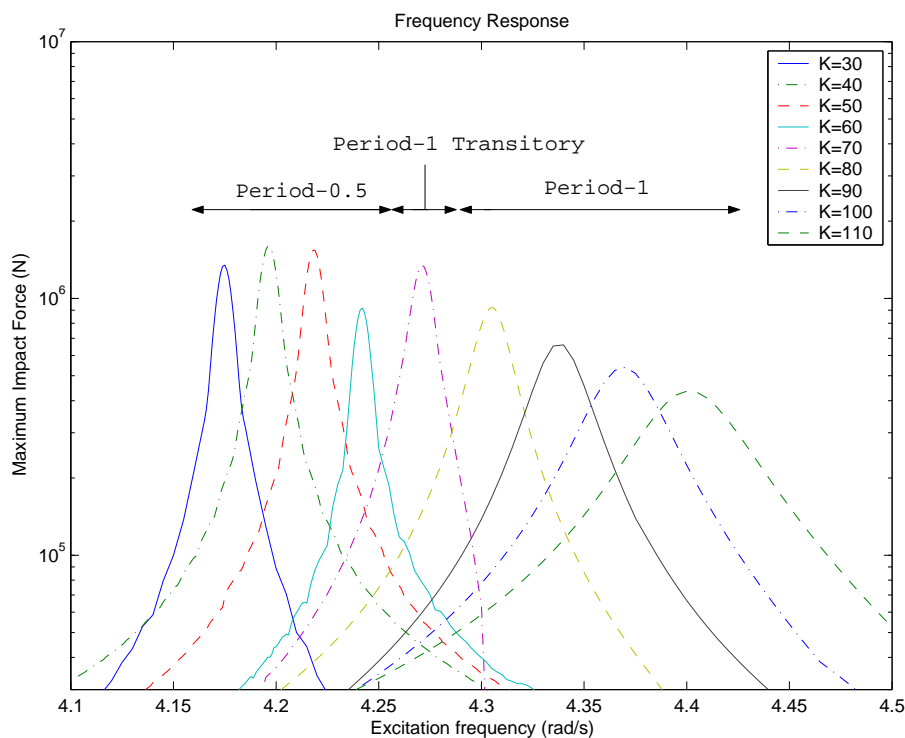


Figura 3.17: Influência da rigidez do RIMD.

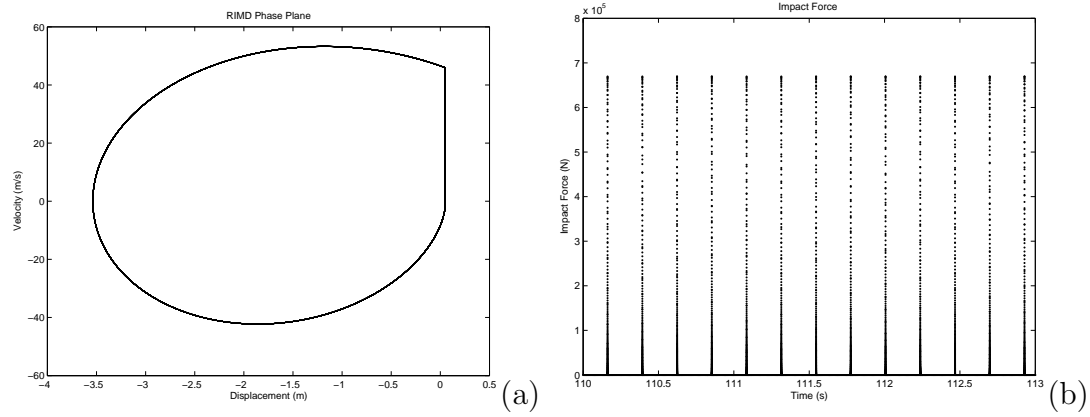


Figura 3.18: Condição de período-1. $k_2 = 90N/m$ e $\Omega = 4.338Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.

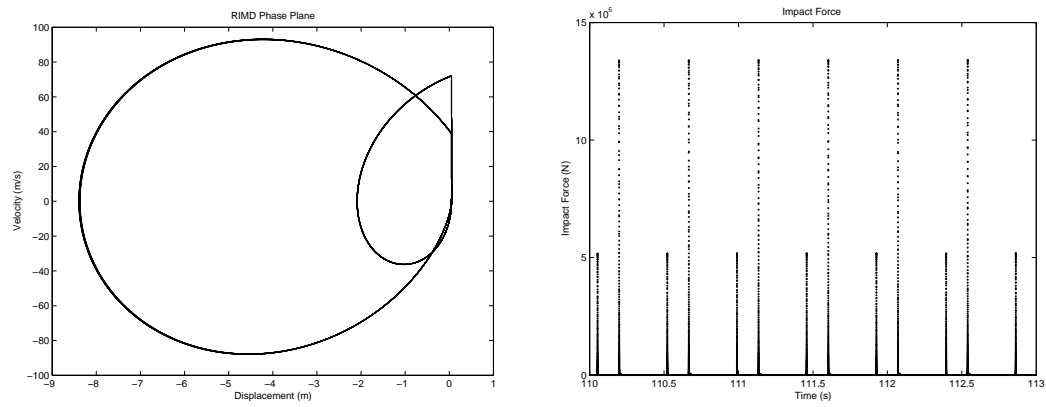


Figura 3.19: Condição de período-1 transitória. $k_2 = 70N/m$ e $\Omega = 4.271Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.

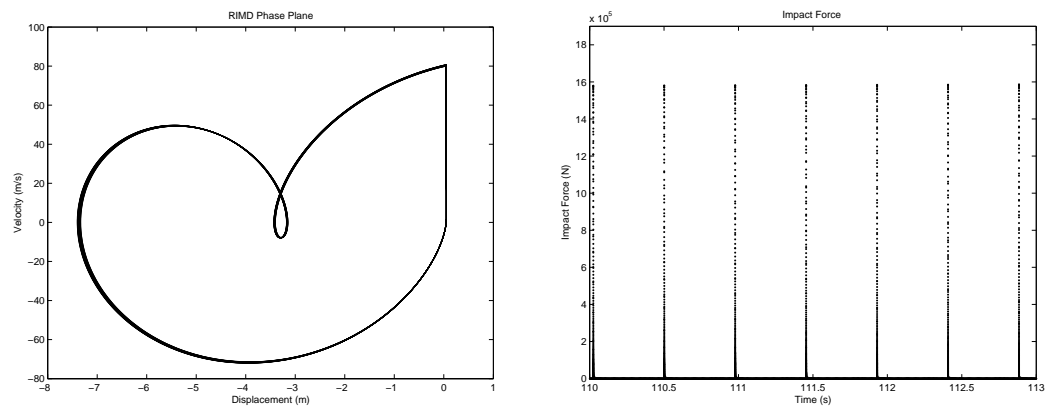


Figura 3.20: Condição de período-0.5. $k_2 = 40N/m$ e $\Omega = 4.196Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.

Este fenômeno nos leva a uma nova abordagem, que é encontrar uma maneira mais eficiente de determinar a condição de máxima performance num sistema de vibroimpacto. Neste caso particular, o RIMD, uma vez instalado no BHA, contribui para a taxa de penetração (ROP) a partir da força de impacto. Portanto, uma possível solução para determinar a máxima performance do sistema seria encontrar o impulso transferido pelo impacto num determinado período de tempo.

$$Imp = \int_T F_i(\delta, \dot{\delta}) dt = \int_T (-k_c \delta^{n_c} - c_c \delta^{n_c} \dot{\delta}) dt \quad (3-8)$$

Influência da folga (gap)

A partir da mesma metodologia utilizada no estudo da variação da rigidez do RIMD, foi estudada a influência da folga sobre a performance do sistema. As simulações, envolvendo o comportamento do sistema sob diferentes valores de folga (mantendo a rigidez k_2 constante), estão mostradas nas figuras (3.21) e (3.22).

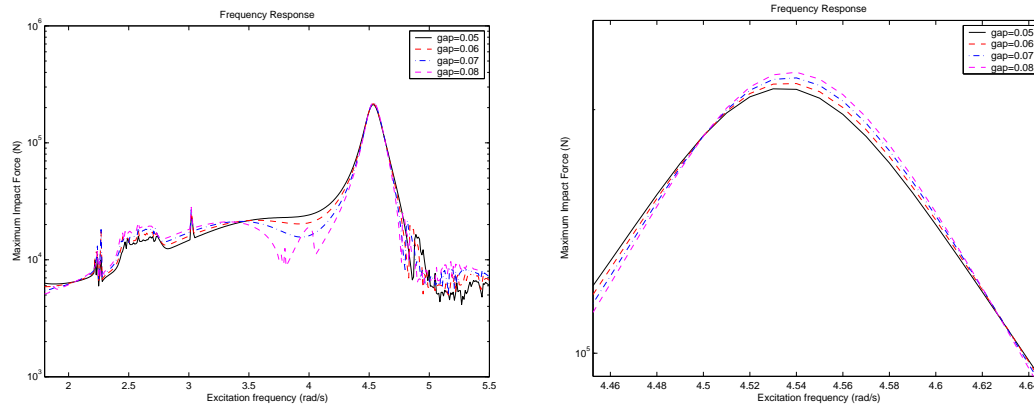


Figura 3.21: Resposta em frequência da força de impacto: aumentando o gap.

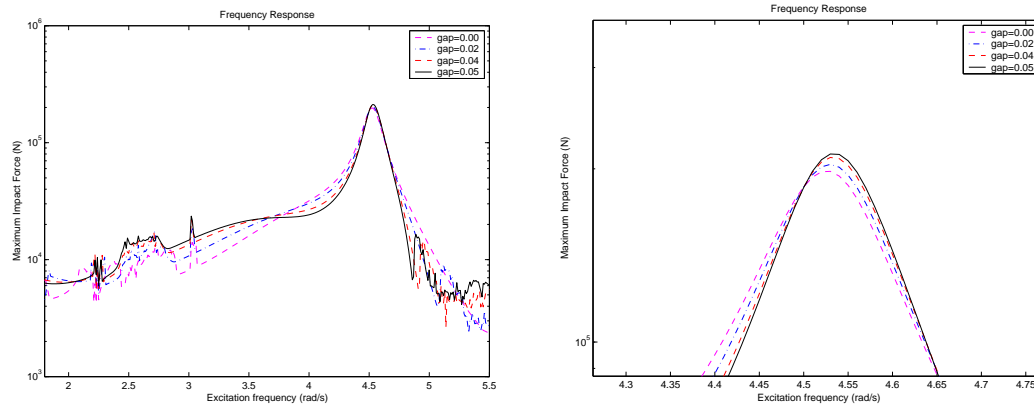


Figura 3.22: Resposta em frequência da força de impacto: diminuindo o gap.

A partir das figuras acima, percebe-se que a força de impacto aumenta conforme aumenta a folga. De forma semelhante ao estudo da influência da rigidez do RIMD, um máximo valor da força de impacto deveria ser encontrado variando a folga. Entretanto, o valor da folga, que otimiza a performance do sistema, não pode ser imposto na bancada experimental. Em outras palavras, a folga, que fornece o máximo valor da força de impacto, encontra-se fora do contexto da pesquisa (limitações de espaço para um dispositivo portátil), uma vez que existe um esforço em relacionar a simulação numérica com a bancada experimental, o que significa que para este conjunto de parâmetros o valor ótimo da folga é dado pela maior folga que pode ser imposta nesta bancada.

3.5

Considerações finais

Neste capítulo, foi apresentada uma breve revisão sobre impacto, as diferentes abordagens e os principais modelos de impacto utilizados atualmente.

Também foi apresentado um estudo sobre os primeiros desenvolvimentos de uma nova técnica de perfuração chamada perfuração com Martelo em Ressonância, proposta pela PUC-Rio e pela CSIRO Petroleum. Um primeiro desenho esquemático da bancada experimental foi apresentado. Procurou-se focar na proposta de um modelo analítico que descrevesse satisfatoriamente o comportamento do dispositivo, e na execução de um estudo numérico do RIMD. Um modelo de 2 graus de liberdade com amortecimento e impactos foi utilizado para descrever o dispositivo, e a sua eficiência foi comparada com um modelo similar de 2

graus de liberdade sem impacto. O modelo de impacto utilizado é proposto por Hunt e Crossley.

A partir da análise do sistema de vibroimpacto, foi mostrado que a presença de impactos alterou a frequência natural do sistema, fato já esperado. Entretanto, um fato inesperado ocorreu: a presença dos impactos fizeram com que a primeira frequência natural desaparecesse. Numa primeira abordagem, os resultados com impacto foram satisfatórios. Na fase de otimização dos parâmetros do RIMD, tornou-se claro que a força de impacto poderia ser aumentada se a rigidez do dispositivo fosse diminuída. Entretanto, foi mostrado uma transição no comportamento da força de impacto, onde o sistema, numa determinada região de frequência de excitação, migrou de uma condição em período-1 para período-0.5 (um impacto a cada dois ciclos), passando por uma condição de período-1 transitória. Além disso, a força de impacto é maximizada, quando a folga também é aumentada. Entretanto, a valor da folga que fornece o valor máximo da força de impacto se encontra fora da faixa de aplicação do dispositivo (limitações físicas de forma a construir um dispositivo portátil).

Nos próximos capítulos, procurar-se-á validar o modelo e o procedimento numérico adotados a partir da comparação numérico-experimental.

4

METODOLOGIA E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo, serão descritas a bancada sobre a qual foram desenvolvidos os ensaios experimentais, as considerações na aquisição e processamento dos sinais e a descrição dos ensaios realizados.

O aparato experimental procura representar o comportamento axial da coluna de perfuração e a sua influência no dispositivo de impacto (RIMD) de acordo com as simplificações propostas nos capítulos anteriores.

4.1

Aparato Experimental

Para o trabalho experimental, será utilizada uma bancada equipada com diferentes dispositivos e instrumentos necessários para medições e aquisição de dados. O aparato experimental está montado no Laboratório de Dinâmica e Vibrações da PUC-Rio e a vista geral da bancada, bem como o seu desenho esquemático, podem ser observados nas figuras (4.1) e (4.2).

O experimento é composto por dois sistemas, ambos movimentando-se a partir da posição de equilíbrio ao longo da direção vertical. O primeiro sistema é composto do suporte principal (em aço) e possui a viga principal (aço - $\rho = 7.35 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$) em flexão e engastada no suporte. A viga principal possui comprimento total de 370 mm com uma seção transversal retangular com 25 mm de base e 5 mm de altura, pesando 353 g. O *shaker* é preso à viga principal através de um acoplamento rígido (parafuso), distante 100 mm do engaste.

O segundo sistema é composto pelo RIMD, um sistema massa mola acoplado ao sistema principal. O efeito mola é garantido por duas molas de flexão (aço mola), que nada mais são do que vigas bi-engastadas aos acoplamentos (alumínio - $\rho = 2.7 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$). Estas vigas têm seção transversal retangular com 22.3 mm de base e 0.6 mm de altura. Além disso, estas vigas possuem comprimento variável de forma a alterar a rigidez do

RIMD. A massa do RIMD é composta pelo acoplamento das vigas em flexão e também pelo dispositivo de impacto (aço).



Figura 4.1: Foto da bancada experimental.

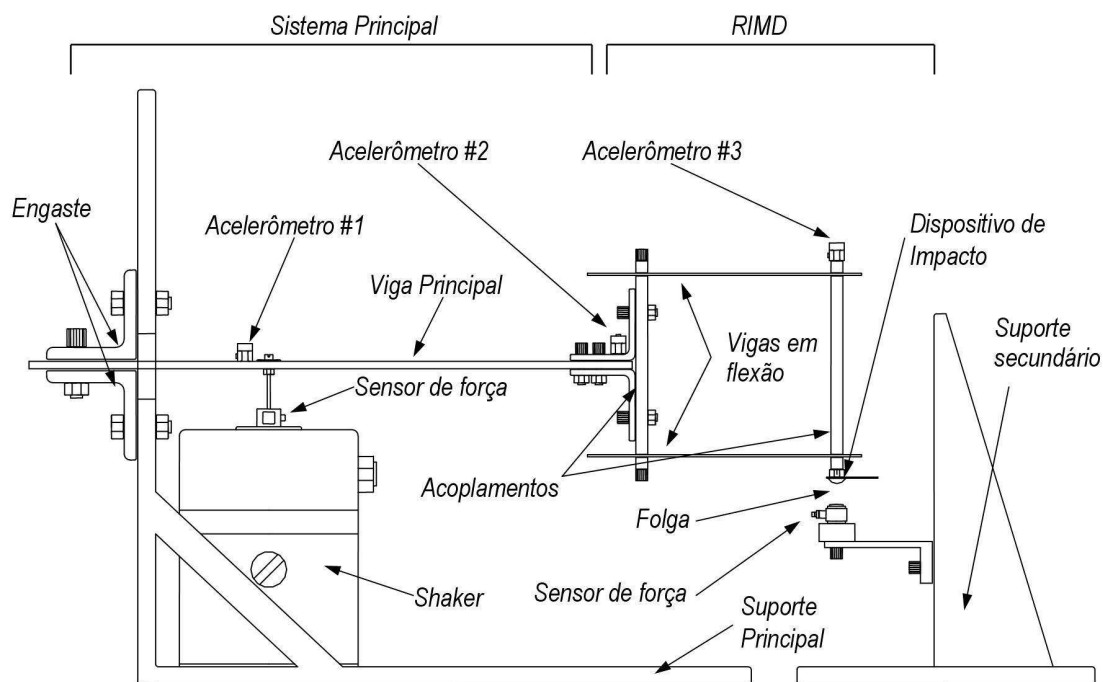


Figura 4.2: Desenho esquemático do experimento.

Os parâmetros de controle da bancada são:

- a rigidez da viga principal, que pode ser alterada variando-se o comprimento da viga;

- a rigidez do RIMD, ajustado de forma semelhante;
- e a folga do dispositivo de impacto, que é regulada a partir de um pequeno braço que desliza sobre uma guia vertical usinada no suporte secundário e medida a partir de calibradores de folga (lâminas).

O parâmetro de entrada é a força aplicada pelo *shaker* (LDS V408 SN 457281) sobre a viga principal. O *shaker* é acionado por um gerador de sinal (HP 35653C Source Module - interligado ao analisador HP 35650). O sinal do gerador passa por um amplificador (LDS PA100E) antes de chegar ao *shaker*.

As respostas medidas são:

- a força exercida pelo *shaker*, obtida a partir do sinal do sensor de força (Endevco 2311-100 SN 2348), colocado entre o *shaker* e a viga principal;
- os sinais de aceleração obtidos por acelerômetros colocados em pontos distintos do sistema, conforme mostra a figura (4.2). A lista dos acelerômetros é descrita a seguir:
 - acelerômetro 1: Endevco 751-100 SN AC40;
 - acelerômetro 2: Endevco 752-10 SN AB77;
 - acelerômetro 3: Endevco 751-10 SN AC69.
- a força de impacto aplicada pelo RIMD sobre um sensor de força (Endevco 2311-100 SN 2472).

Todos os sinais de saída passam pelo condicionador de sinal (Endevco Isotron 2792B) antes de chegar ao analisador (HP 35650). Um esquema simples de como é feito o tratamento dos sinais de entrada e saída é mostrado na figura (4.3).

A especificação de todos os sensores e do excitador são apresentados nas tabelas (4.1) e (4.2).

Tabela 4.1: Especificação dos sensores.

Acelerômetro 1 - 751-100 SN AC40		
Sensitividade	108.91	mV/g
Faixa de medição	± 50	g
Frequência de Ressonância	50	kHz
Acelerômetro 2 - 752-10 SN AB77		
Sensitividade	9.8497	mV/g
Faixa de medição	± 500	g
Frequência de Ressonância	50	kHz
Acelerômetro 3 - 751-10 SN AC69		
Sensitividade	10.194	mV/g
Faixa de medição	± 50	g
Frequência de Ressonância	50	kHz
Sensor de força 1 - 2311-100 SN 2348		
Sensitividade	23.29	mV/N
Faixa de medição	± 220	N
Frequência de Ressonância	75	kHz
Sensor de força 2 - 2311-100 SN 2472		
Sensitividade	24.73	mV/N
Faixa de medição	± 220	lbf
Frequência de Ressonância	75	kHz

Tabela 4.2: Especificação do *shaker*.

<i>Shaker</i> LDS V408 SN 45728/1		
Força máxima	98.0	N
Faixa de frequência	5 – 9000	Hz
Massa total	14	kg
Massa em movimento	0.20	kg
Rigidez axial	12.3	kN/m
Ressonância da Armadura	9	kHz

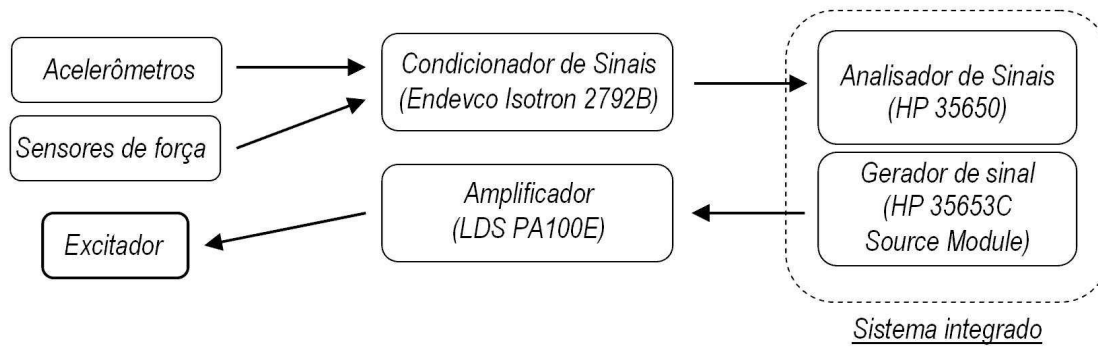


Figura 4.3: Tratamento dos sinais.

4.2

Metodologia Experimental

A metodologia aplicada na parte experimental é análoga ao estudo numérico realizado no capítulo 3. Procura-se estudar o problema sem impacto, primeiramente, com o sistema equivalente de 1 grau de liberdade ($k_2 \rightarrow \infty$) e, em seguida, observar o comportamento do sistema à medida que diminuimos o valor de k_2 (modelo já com 2 graus de liberdade), de forma a identificar os parâmetros da bancada (rigidezes, coeficientes de amortecimento, frequências naturais, etc.). Em seguida, segue-se a mesma metodologia considerando o impacto.

O modelo numérico, estudado no capítulo 3, procura descrever o comportamento dinâmico da bancada experimental. A viga principal da bancada é modelada como um sistema de 1 grau de liberdade com amortecimento. Da mesma forma, o dispositivo de impacto (RIMD) também é modelado como um sistema massa-mola-amortecedor, só que acoplado ao sistema principal. As implicações das simplificações impostas no modelo serão discutidas no capítulo que descreve a validação do modelo numérico. A figura (4.4) procura melhor representar a relação entre o modelo de 2 graus de liberdade com impacto estudado no capítulo 3 e a bancada experimental.

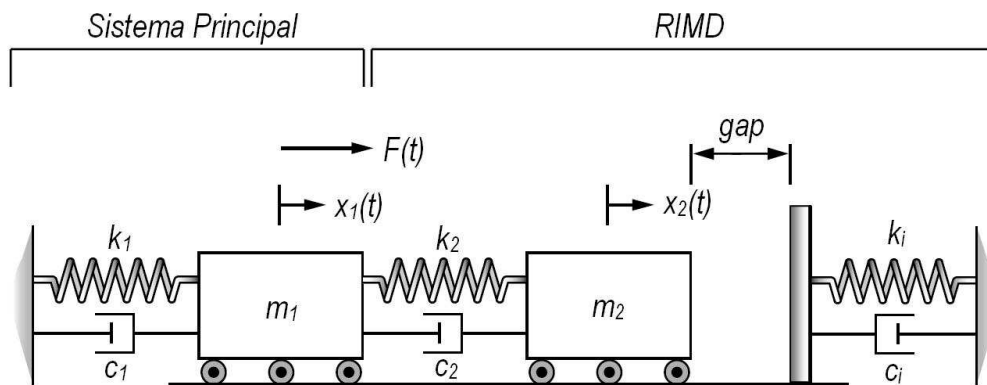


Figura 4.4: Correlação bancada - modelo (ver figura (4.2)).

4.3

Identificação de parâmetros e Resultados Experimentais

4.3.1

Caso sem Impacto

Primeiramente, com o sistema equivalente de 1 grau de liberdade ($k_2 \rightarrow \infty$) e sem impacto (ver figura (4.5)), levanta-se a curva de resposta em frequência do sistema à vibração livre, a partir de uma condição inicial em deslocamento não nula. A resposta no domínio da frequência é gerada automaticamente pelo analisador de sinais (HP 35650). O gráfico é mostrado na figura (4.6).

A partir deste dado experimental e da comprovação na bancada conclui-se que o sistema (até a faixa de 100 Hz) possui duas frequências naturais: a primeira em 9.5 Hz e a segunda em 77 Hz. Entretanto, observa-se a existência de três picos de amplitude em frequências intermediárias (34, 41 e 57 Hz). Estas frequências referem-se às frequências naturais das extremidades livres das molas de flexão do RIMD, uma vez que estas encontram-se presas somente aos acoplamentos. Apesar de assumirmos que o sistema é de 1 grau de liberdade aparece uma segunda frequência natural (em 77 Hz). Esta frequência está associada ao segundo modo de vibração da viga principal, fato reforçado pela queda brusca de aceleração do acelerômetro AC69 (acelerômetro 3 - ver figura 4.2). Entretanto, como poderá ser visto nos demais resultados experimentais, esta frequência encontra-se muito acima da faixa de trabalho pretendida, de forma que o sistema ainda sim pode ser modelado como de 1 grau de liberdade.



Figura 4.5: Foto do experimento 1 grau de liberdade, sem impacto.

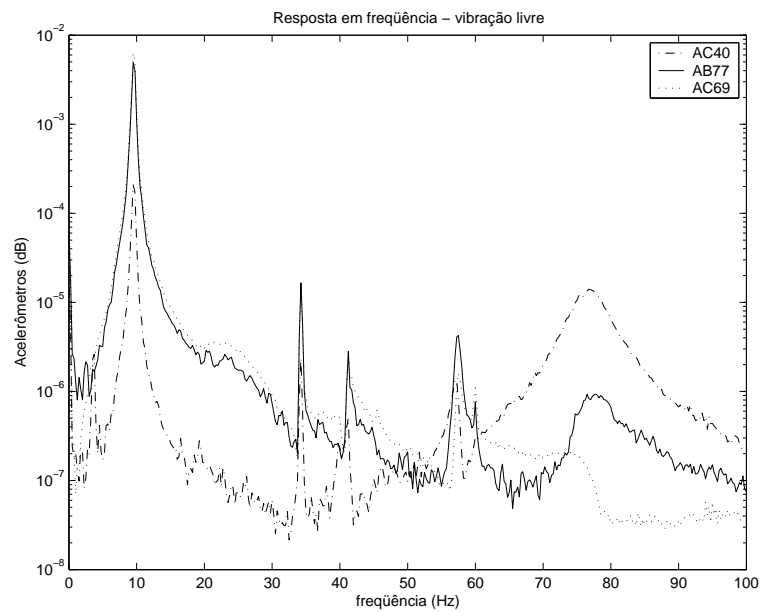


Figura 4.6: Resposta em frequência - vibração livre.

Com o valor da frequência natural, das massas dos acoplamentos e da viga principal, figura (4.2), é possível determinar a rigidez da viga em flexão a partir da equação:

$$f_1 = 10 \text{ Hz} \rightarrow \omega_1 = 62.8 \text{ rad/s} \quad (4-1)$$

$$k_1 = \omega_1^2(m_{eq}) \quad (4-2)$$

onde o valor da massa equivalente é dado por [11]:

$$m_{eq} = m_1 + m_2 + 0.23 m_{viga} \quad (4-3)$$

As massas dos componentes foram medidos diretamente através de uma balança digital com resolução de 0.01 g.

Tabela 4.3: Massas dos componentes.

Acoplamento 1	m_1	280×10^{-3}	kg
Acoplamento 2	m_2	360×10^{-3}	kg
Viga principal	m_{viga}	353×10^{-3}	kg

Com isso, temos o valor de k_1 :

$$k_1 = 2850 \text{ N/m} \quad (4-4)$$

Este valor pode ser comparado com a rigidez equivalente de uma viga engastada-livre em flexão [17]:

$$k_{eq} = \frac{3EI}{l^3} = \frac{3Ebh^3}{12l^3} = 3080 \text{ N/m} \quad (4-5)$$

onde a discrepância entre os valores (erro de 8%) pode ser atribuída à condição de engaste da viga no suporte da bancada.

O valor do fator de amortecimento pode ser determinado a partir da resposta temporal do sistema à vibração livre, conforme mostra a figura (4.7).

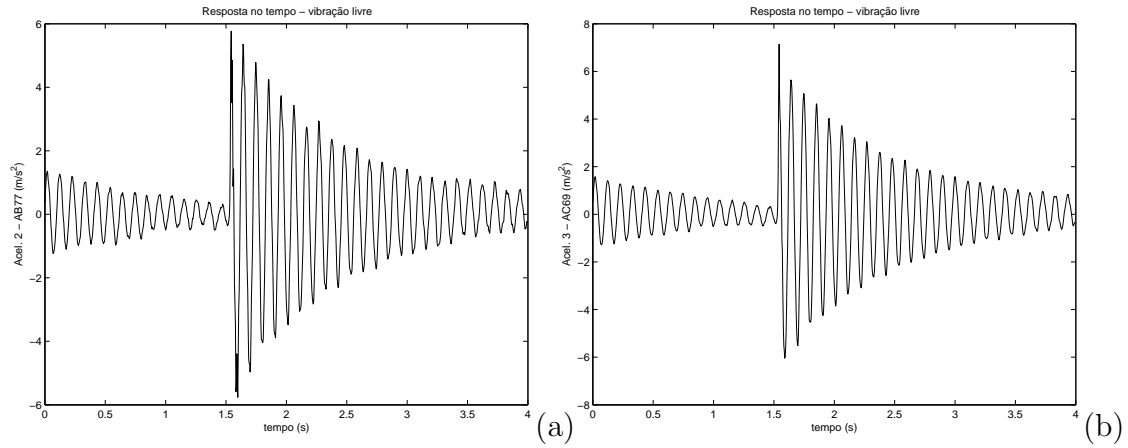


Figura 4.7: Resposta no tempo: a) acelerômetro 2 (AB77); b) acelerômetro 3 (AC69).

O fator de amortecimento é obtido a partir do valor do decremento logarítmico. O decremento logarítmico é definido como a razão entre as amplitudes máximas dadas em períodos subseqüentes [1].

$$\psi = \ln \frac{x(t)}{x(t+T)} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (4-6)$$

Como pode ser facilmente deduzido, o decremento também pode ser obtido através da razão de velocidades ou de acelerações [1]. Para caracterizar o tipo de amortecimento, é necessário observar como se comporta o decaimento da resposta no tempo. Isto pode ser verificado plotando as amplitudes máximas para cada oscilação no tempo, conforme a figura (4.8).

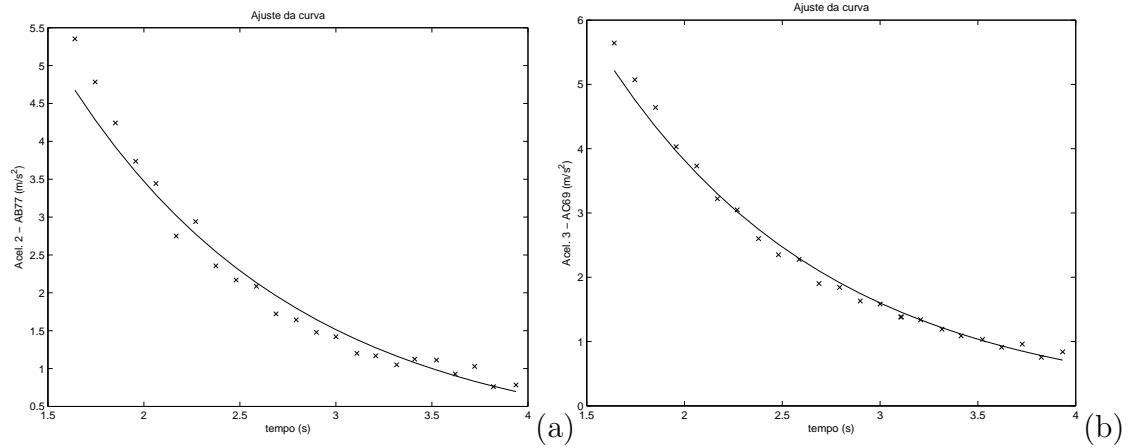


Figura 4.8: Picos de aceleração: a) acelerômetro 2 (AB77); b) acelerômetro 3 (AC69).

De acordo com a teoria [1] é esperado que a viga de aço, excitada em sua extremidade, comporte-se como um sistema de 1 grau de liberdade com amortecimento viscoso. Logo a melhor curva que descreve o decaimento das amplitudes máximas é uma exponencial. Isto pode ser verificado através do gráfico da figura (4.8), onde a melhor curva, que ajusta os pontos experimentais, é a exponencial.

Neste ponto, é importante destacar que, devido à característica dos dados experimentais, aplicamos a média móvel (usando como intervalo $T = 5$ períodos de oscilação) para calcular o decremento de maneira mais precisa. A partir do decremento, chegamos ao valor do fator de amortecimento, utilizando a equação (4-6).

$$\xi_1 = 0.014 \quad (4-7)$$

Conhecendo-se a relação entre o fator de amortecimento e o coeficiente de amortecimento, conforme mostra a equação (4-8), chegamos ao valor do coeficiente de amortecimento do sistema principal (modelado como 1 grau de liberdade).

$$\xi_1 = \frac{c_1}{2(m_{eq})\omega_1} \quad (4-8)$$

$$c_1 = 1.269 \frac{N}{m/s} \quad (4-9)$$

Em seguida, para o sistema de 2 graus de liberdade, tomamos diversos

valores de k_2 das vigas em flexão, variando a distância entre os acoplamentos.

Para determinar os parâmetros do RIMD, primeiramente, são retiradas a resposta em frequência e a resposta no tempo à vibração livre somente do RIMD. Isto é feito bloqueando o movimento transversal da viga principal através de um suporte. Em seguida, é medida a resposta em frequência somente do RIMD a partir de uma condição inicial não nula. No primeiro caso, a distância entre os acoplamentos é de 10 cm. Com o sistema principal fixo, são tomadas a resposta no domínio da frequência do tempo à vibração livre. Estas respostas são mostradas na figura (4.9).

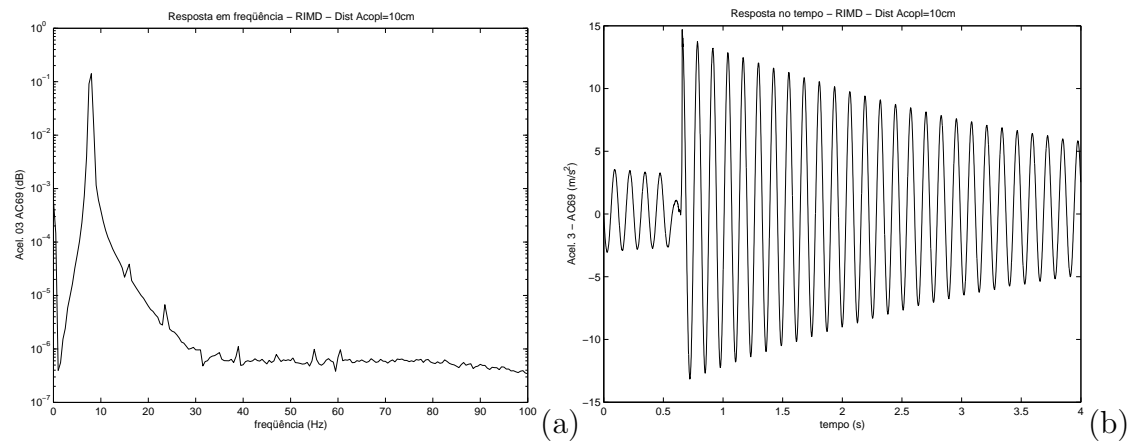


Figura 4.9: Vibração livre do RIMD, distância entre acoplamentos 10 cm: a) resposta em frequência; b) resposta no tempo.

A partir dos gráficos, é possível determinar os parâmetros do RIMD, i.e, a partir da frequência natural obtém-se a rigidez do RIMD e, a partir da resposta no tempo, obtém-se o fator de amortecimento e, conseqüentemente, o coeficiente de amortecimento. Para esta configuração, seguem abaixo os parâmetros do RIMD.

$$\omega_2 = 8Hz \rightarrow k_2 = \omega_2^2 m_2 = 910 \text{ N/m} \quad (4-10)$$

$$\xi_2 = 0.004 \rightarrow c_2 = 2 \xi_2 m_2 \omega_2 = 0.145 \frac{N}{m/s^2} \quad (4-11)$$

Com isso, partindo do modelo de 2 graus de liberdade sem impacto mostrado no capítulo 3 (3-6), pode-se implementar os parâmetros do sistema principal e do RIMD no modelo numérico e comparar os resultados com os experimentais.

Uma forma de obter diretamente as frequências naturais a partir das equações de movimento é utilizando a matriz de receptância, que relaciona a amplitude máxima do movimento com a frequência de forçamento:

$$H(\Omega) = \frac{\underline{X}_P}{\underline{F}} = (-\underline{M}\Omega^2 + \underline{C}i\Omega + \underline{K})^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4-12)$$

Que para o caso da equação (3-6) torna-se:

$$H(\Omega) = \begin{bmatrix} -m_1\Omega^2 + (c_1 + c_2)i\Omega + (k_1 + k_2) & -c_2i\Omega - k_2 \\ -c_2i\Omega - k_2 & -m_2\Omega^2 + c_2i\Omega + k_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4-13)$$

Portanto, para a distância entre acoplamentos de 10 cm, podemos comparar as frequências naturais obtidas a partir do modelo numérico com as obtidas experimentalmente.

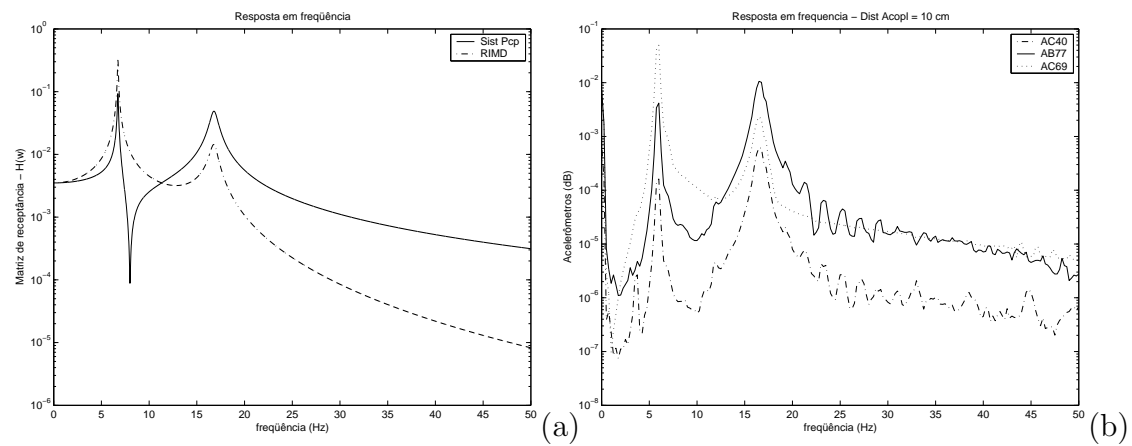


Figura 4.10: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 10 cm:

a) modelo Numérico; b) experimental.

Os valores das frequências naturais obtidas numérica e experimentalmente são mostradas na tabela (4.4).

Tabela 4.4: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 10 cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	6.65 Hz	6.0 Hz
2ª frequência natural	18.2 Hz	16.5 Hz

Os resultados descritos na tabela (4.4) relatam a boa confiabilidade dos parâmetros identificados. Este mesmo procedimento foi realizado para a distância entre acoplamentos de 12 cm. A tabela de comparação das frequências naturais é mostrada abaixo.

Tabela 4.5: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 12 cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	5.55 Hz	5.0 Hz
2ª frequência natural	16.9 Hz	15.3 Hz

O que mostra que o modelo de 2 graus de liberdade é satisfatório para descrever a dinâmica da bancada experimental dentro da faixa de frequências estabelecida (0 - 50 Hz). É possível que em frequências maiores cada um dos sistemas (vigas em flexão) vibre em modos superiores, fato este não previsto pelo modelo proposto no capítulo 3.

4.3.2

Caso com Impacto

Para o estudo experimental com impacto, foram escolhidos diversos valores de rigidez e folga do RIMD. Para cada combinação rigidez/folga, primeiramente é realizado um breve estudo do sistema sem impacto, com o intuito de identificar os parâmetros da bancada para a combinação rigidez/folga estabelecida. Para tanto, determinam-se as frequências naturais, tanto do RIMD isoladamente (fixando-se a viga principal), quanto do sistema completo. Em seguida, realiza-se o estudo com impacto, excitando o sistema em diversas frequências, tendo, como referência, os dados apresentados no estudo sem impacto.

Os valores de rigidez foram tomados a partir da distância entre os acoplamentos de alumínio, figuras (4.1) e (4.2). Os valores escolhidos variam de 21 cm a 15 cm, em intervalos de 2 cm. Neste instante, é importante ressaltar que os valores em centímetros valem somente como referência, não possuindo qualquer relevância para a identificação dos parâmetros.

Distância entre acoplamentos 15cm, vibração livre

A primeira distância entre acoplamentos adotada foi de 15cm, que aparecem nos gráficos mostrados a seguir. Primeiramente, podemos ver os

diagramas de resposta no domínio da frequência: do RIMD isoladamente (viga principal fixa) e do sistema completo.

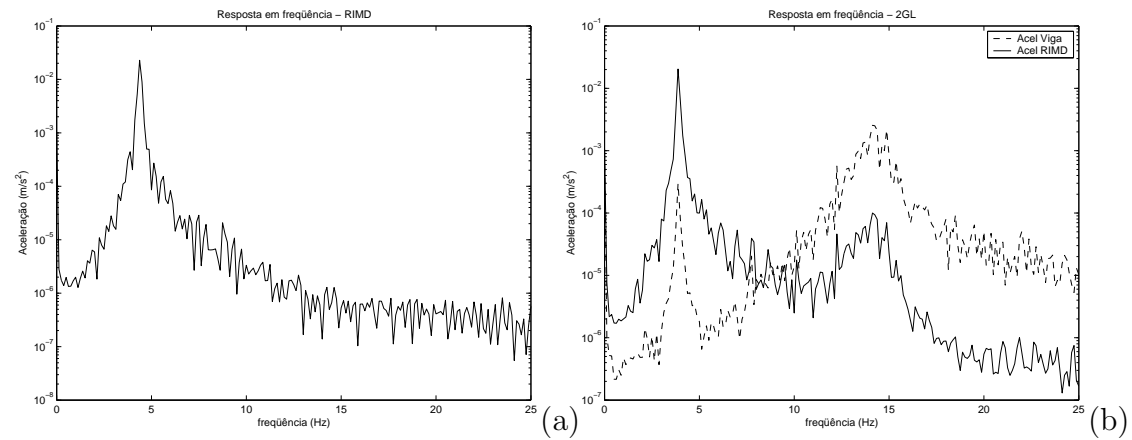


Figura 4.11: Frequências naturais, distância entre acoplamentos 15cm
a) RIMD; b) sistema.

A partir destes gráficos, pode-se determinar as frequências naturais do sistema bem como identificar seus parâmetros, e assim comparar os valores das frequências naturais obtidas experimentalmente com os valores dados pelo modelo numérico. Estes resultados são mostrados nas tabelas (4.6) e (4.7).

Tabela 4.6: Identificação de parâmetros - distância entre acoplamentos 15cm.

Rigidez 1	k_1	2850	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	272.1	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.079	Ns/m

Tabela 4.7: Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 15cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	4.1 Hz	3.9 Hz
2ª frequência natural	16.0 Hz	14.5 Hz

Além da identificação dos parâmetros, partindo-se dos gráficos apresentados na figura (4.11) determinou-se que a variação da frequência

de excitação seria de 2.75Hz até 14.5Hz, em intervalos de 0.25Hz. Esta variação é suficiente para cobrir as frequências de ressonância do sistema e com isso capturar todos os fenômenos do experimento.

Distância entre acoplamentos 15cm, folga 0mm

Nas primeiras frequências de excitação, a força de impacto apresenta um comportamento de difícil caracterização, pois ora o sistema realiza três impactos por ciclo, ora realiza dois impactos por ciclo, e até mesmo um impacto por ciclo, com uma razão F_i/F_0 baixa. Todos estes fenômenos são apresentados a seguir, nas figuras (4.12), (4.13) e (4.14). Uma vez que em todas as faixas de frequência os fenômenos observados são semelhantes, algumas respostas não são apresentadas. Nos gráficos das acelerações, os sinais foram retirados do acelerômetro instalado na extremidade livre da viga principal (acelerômetro 2) e do acelerômetro colocado no acoplamento do RIMD (acelerômetro 3). Ver figura (4.2).

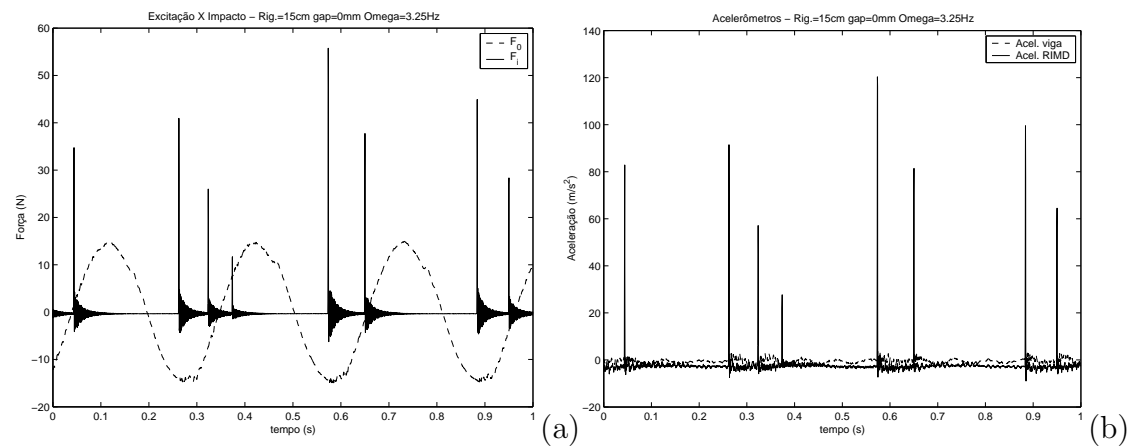


Figura 4.12: Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 3.25Hz$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.

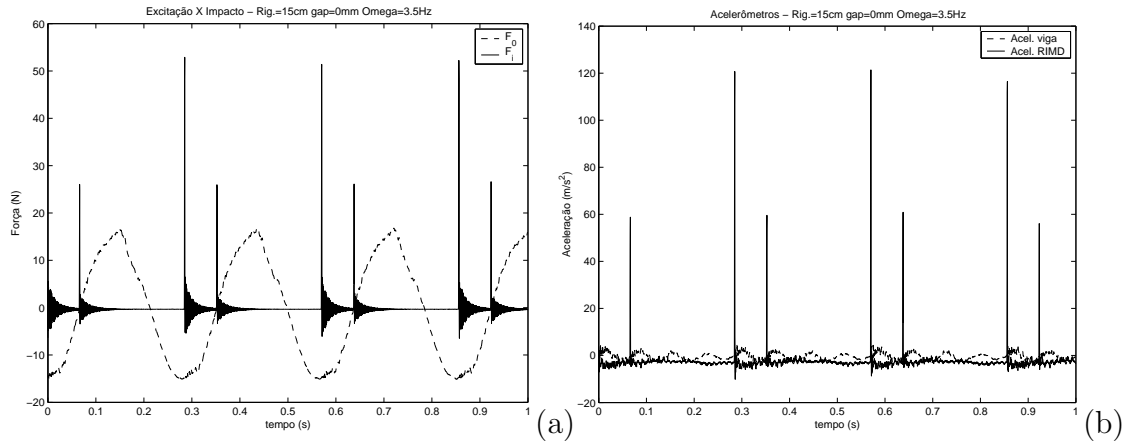


Figura 4.13: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 3.5 \text{ Hz}$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.

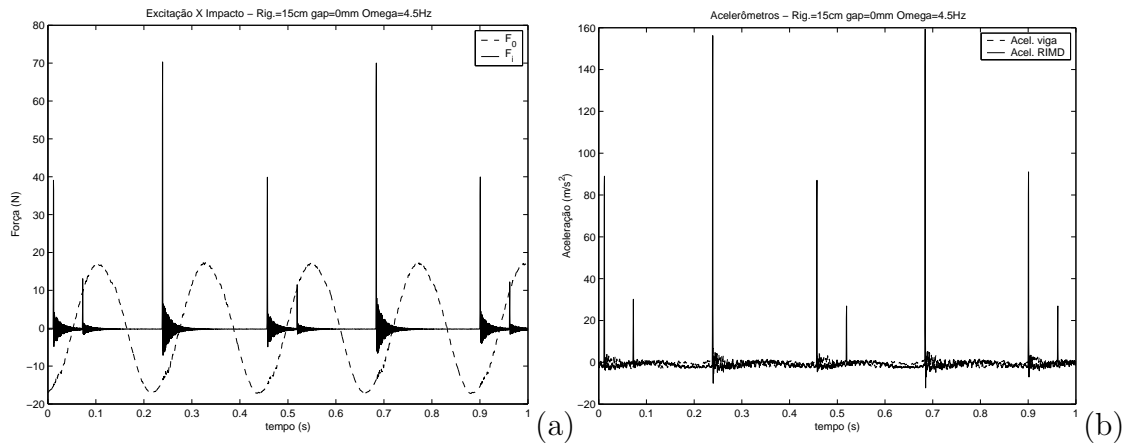


Figura 4.14: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 4.5 \text{ Hz}$. a) F_i versus F_0 ; b) Acelerações.

Numa segunda faixa de frequência as primeiras frequências de excitação (de 5Hz até aproximadamente 10Hz), o impacto caracteriza-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural do sistema com impacto em aproximadamente 7.75Hz. Conforme varia-se a frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também varia. Estes fenômenos são apresentados a seguir, nas figuras (4.15), (4.16), (4.17) e (4.18).

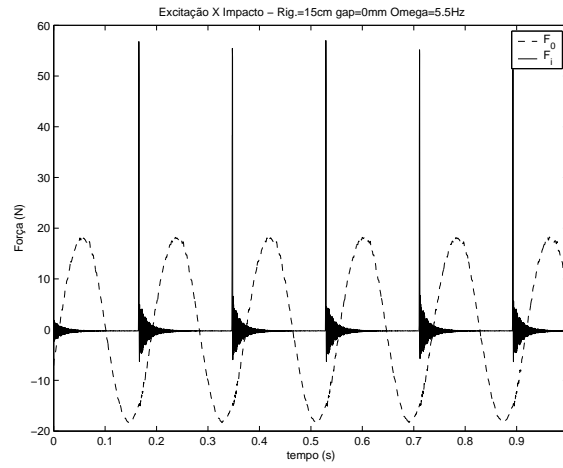


Figura 4.15: Resposta no tempo. F_i versus F_0 . Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 5.5Hz$.

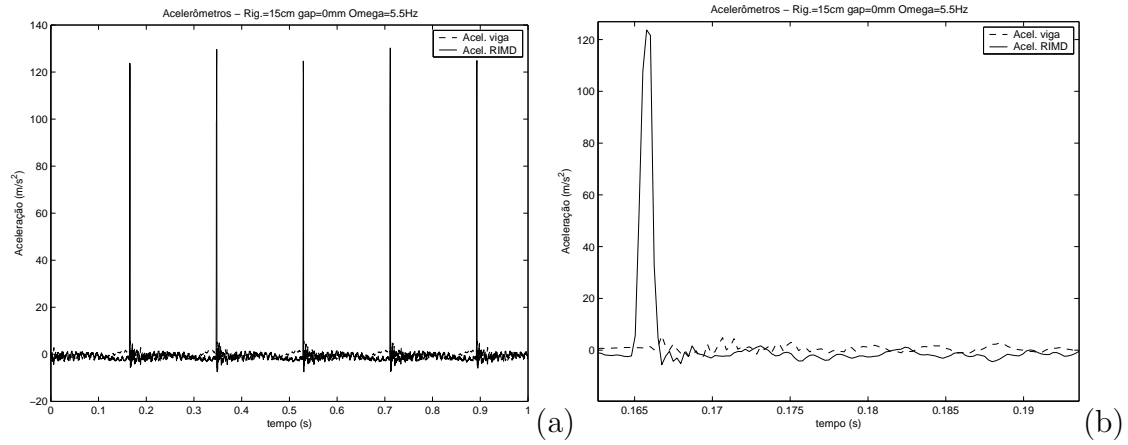


Figura 4.16: Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 5.5Hz$: a) acelerações; b) detalhe do gráfico.

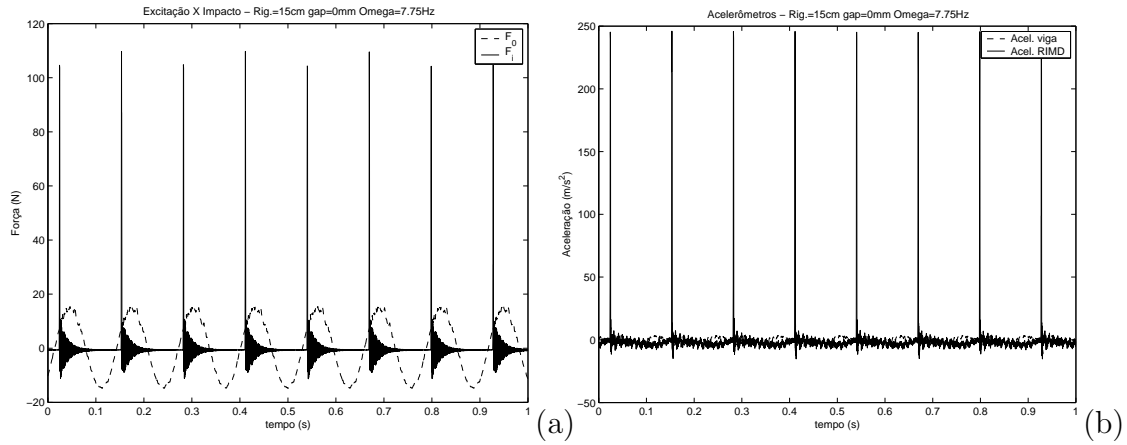


Figura 4.17: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 7.75 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

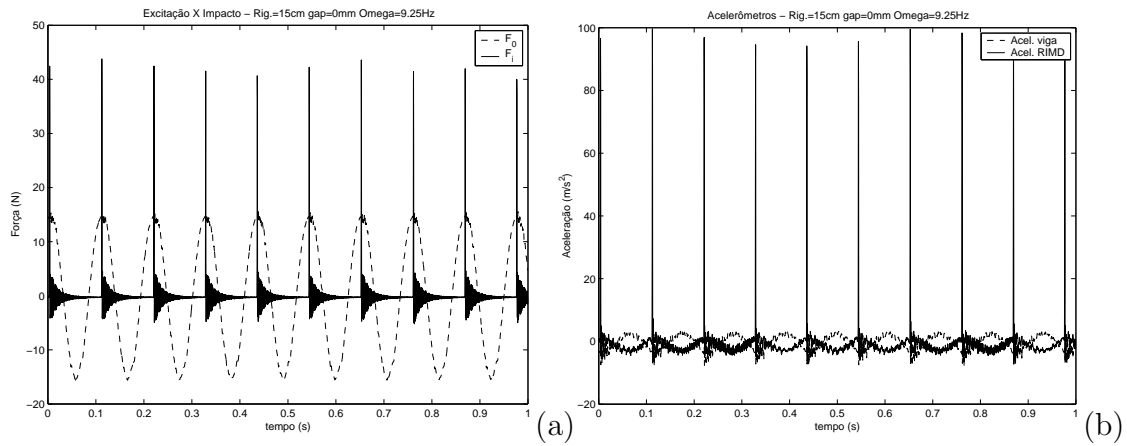


Figura 4.18: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 9.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A partir dos gráficos e da experiência adquirida na execução do experimento, nota-se também que em todas as faixas de frequência, a única variação relevante de aceleração é causada pelo impacto. Quando não há impacto entre o RIMD e a superfície, as acelerações observadas são muito pequenas.

Numa terceira faixa de frequência (de 10Hz a 12.75Hz) o sistema passa por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passa para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos), fato que pode ser observado nas figuras (4.19), (4.20), e (4.21). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas nesta faixa de frequência são muito baixas, sendo da ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passa

por um comportamento caótico, podendo-se verificar intervalos de tempo onde não há impacto algum ou há vários impactos num único período de oscilação.

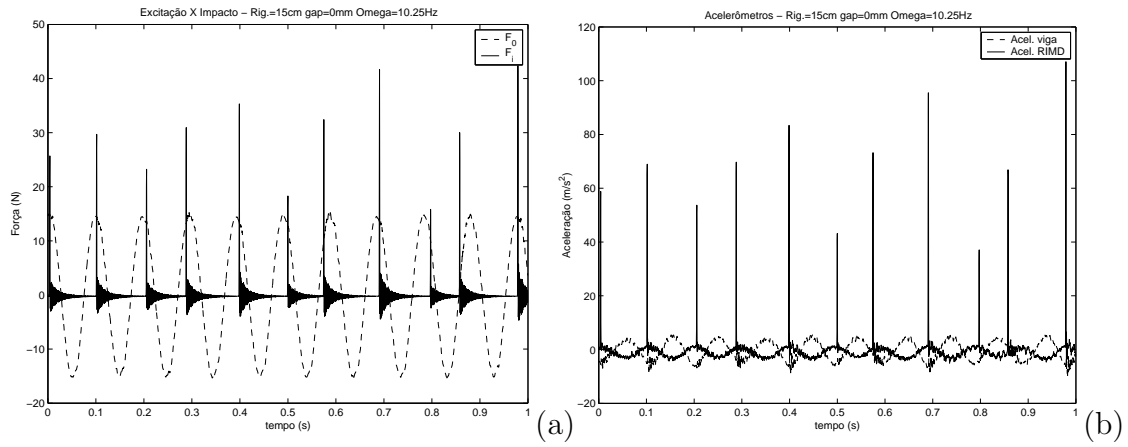


Figura 4.19: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 10.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

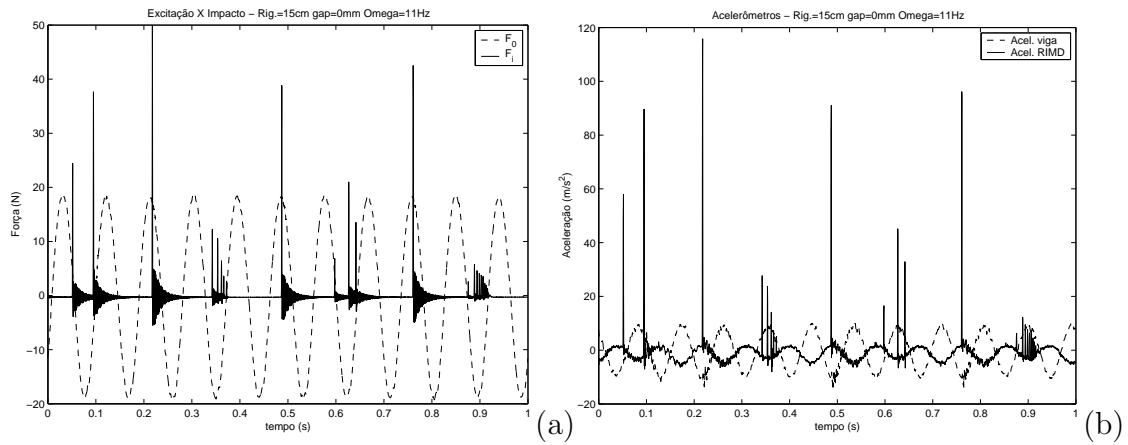


Figura 4.20: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 11 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

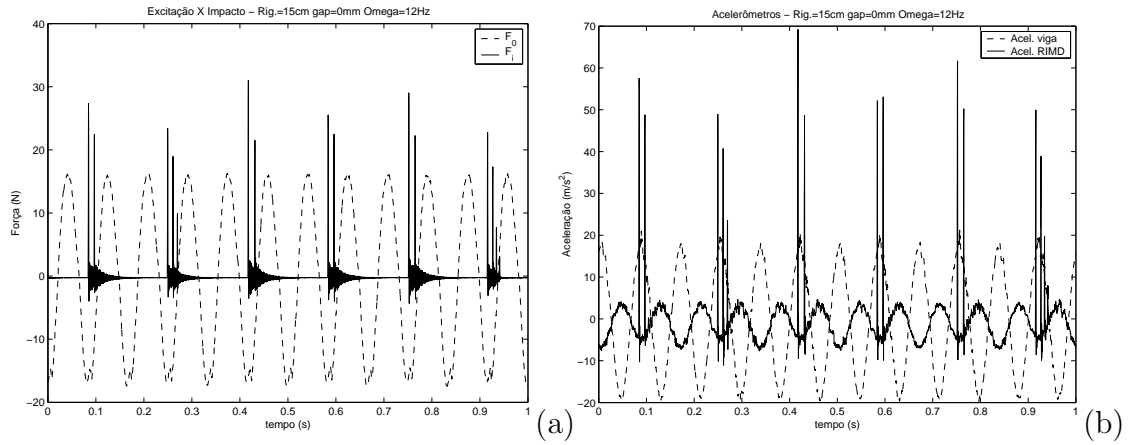


Figura 4.21: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 12\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda ressonância do sistema (13.25Hz) apresenta impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos). Esta característica é observada numa faixa de frequência de 12.75Hz a 14.75Hz.

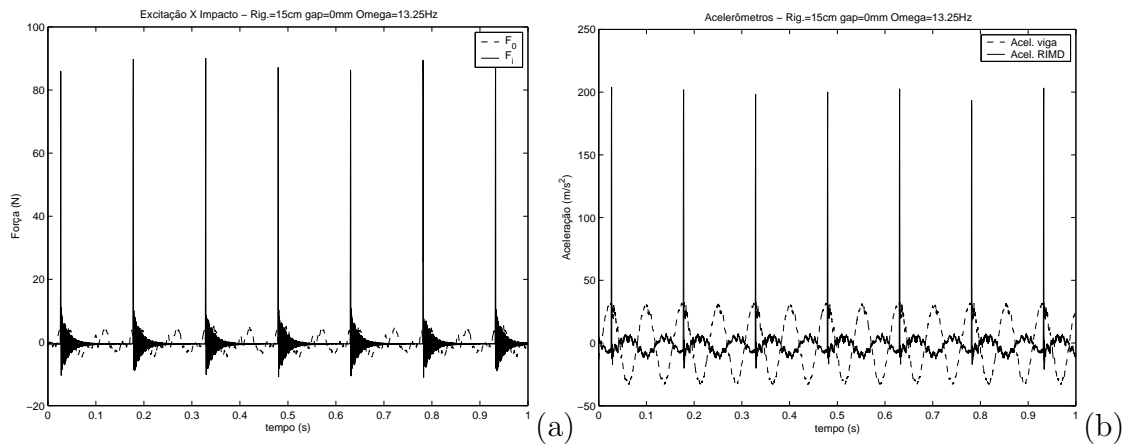


Figura 4.22: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 13.25\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

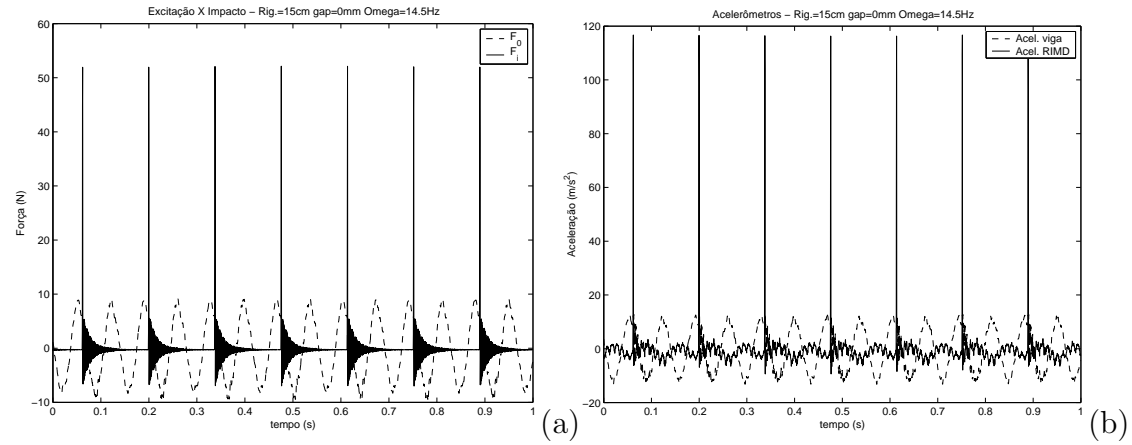


Figura 4.23: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; $\Omega = 14.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Com estes dados, é possível analisar o comportamento do sistema no domínio da frequência. Para tanto, cria-se um rotina computacional de forma a determinar os valores de F_i e F_0 para cada frequência estudada. Para o valor de F_0 , uma vez que a força de excitação é cíclica, adota-se o valor da amplitude máxima. Para F_i , é extraído o valor máximo. Conforme já visto nos gráficos das figuras (4.19), (4.20) e (4.21), esta determinação da força de impacto pode ocultar o resultado real, visto que, em algumas faixas de frequência, os picos da força de impacto não se revelam constantes e existem transições no tipo de comportamento da força de impacto. Entretanto, o intuito desta análise visa obter os parâmetros ótimos que maximizam a força de impacto e, conforme constatado na análise dos dados experimentais, nas faixas de frequências em torno da ressonância, a força de impacto revela-se periódica e constante. Desta forma, apesar desta técnica de obter somente os valores de força de impacto máximas mascarar algumas condições de impacto (comportamento caótico), a análise torna-se válida, à medida que o objetivo principal é determinar os parâmetros ótimos do sistema que maximizam a força de impacto e que nessas condições, a força F_i máxima é constante. Por fim, com o intuito de adimensionalizar o gráfico para compará-lo com as respostas nas demais configurações, é utilizada a razão de forças F_i/F_0 .

Logo, para estas condições de rigidez e folga, o gráfico da razão de forças (F_i/F_0) no domínio da frequência é mostrado na figura (4.24).

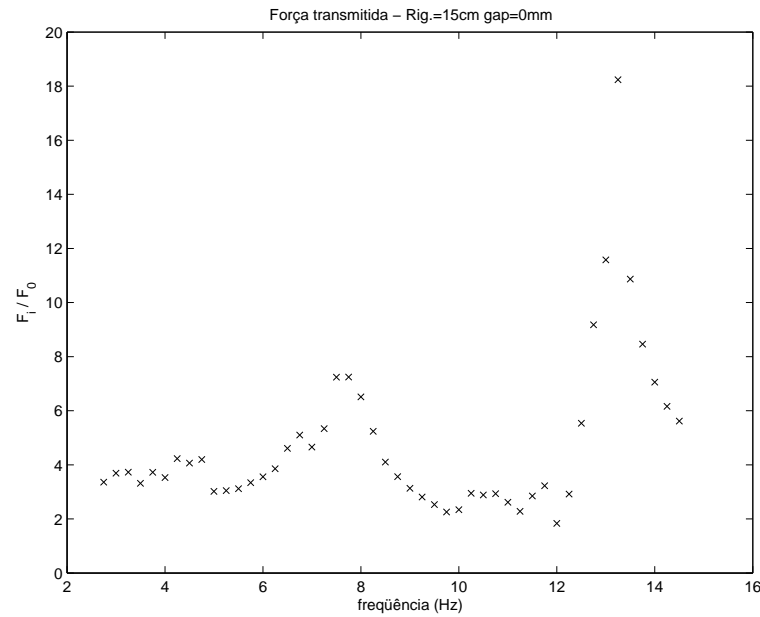


Figura 4.24: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

Alguns fatos interessantes podem ser observados a partir do gráfico da figura (4.24). Ele apresenta dois picos de máxima força de impacto na faixa de frequência estudada, fato este que reforça a hipótese de usar um modelo de 2 graus de liberdade para modelar o experimento. A primeira ressonância gera uma força de impacto cerca de 7.5 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 18. Um último fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima a primeira ressonância, onde o sistema apresenta um segundo pico de força, por volta de 6.75Hz, antes do sistema chegar à força máxima.

Outro fenômeno interessante a ser observado aqui diz respeito às frequências naturais do sistema sem e com impacto. Para o primeiro modo de vibração (primeira frequência), a presença dos impactos alterou significativamente a frequência natural do sistema, como pode ser observado na tabela (4.8). Esta alteração da frequência natural devido a presença de impactos já foi estudada [20] anteriormente e já era esperada, conforme verificado no estudo numérico realizado no capítulo 3. No entanto, a mesma alteração não é verificada para o segundo modo, sendo que a diferença de 0.5 Hz pode ser atribuída à imprecisão na determinação experimental desta frequência.

Distância entre acoplamentos 15cm, folga 1mm

De maneira similar ao sistema com folga nula, a resposta do sistema com folga de 1mm também pode ser classificada de acordo com a faixa de frequência imposta na excitação.

Na primeira faixa de frequência (de 2.75Hz a 8.25Hz) os impactos ocorrem em período-1 apresentando a mesma diferença de fase (comentada anteriormente) entre o pico da força e impacto com a força de excitação. Aqui a primeira frequência natural ocorre em 6.25Hz. Entretanto, um fato não ocorrido para folga nula ocorre nesta configuração. Justamente o aparecimento da folga entre o ponto de equilíbrio do RIMD e a superfície de impacto faz com que para certas faixas de frequência, o sistema não impacte com a superfície. Para a faixa de frequência em torno da primeira ressonância, este fato ocorre logo após o pico de ressonância.

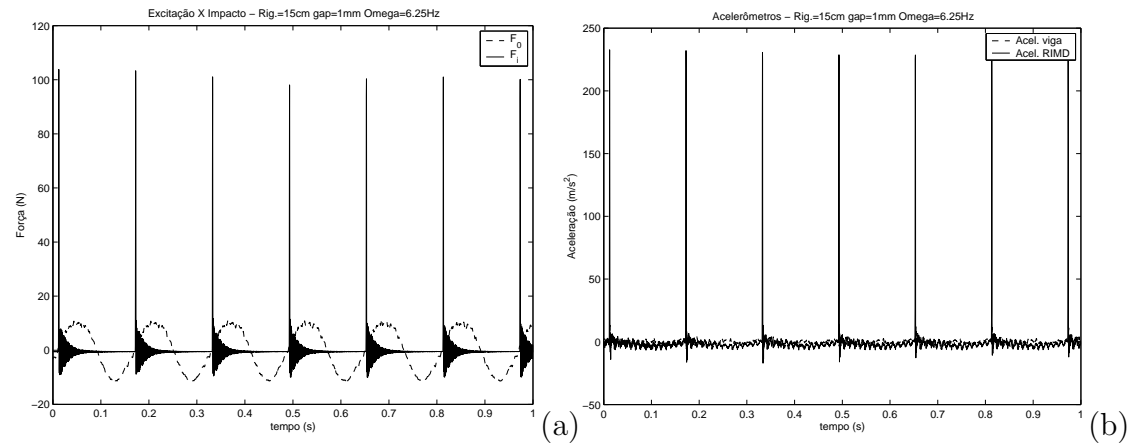


Figura 4.25: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 6.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

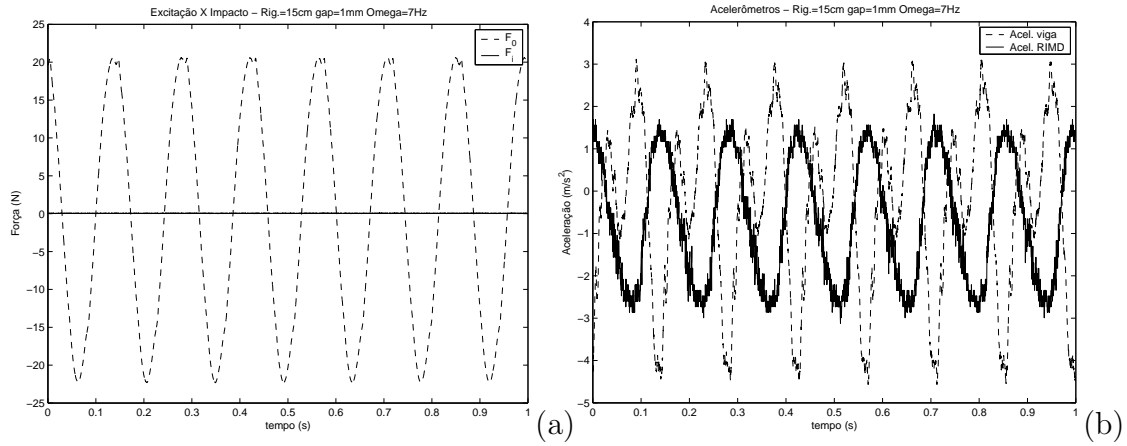


Figura 4.26: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 7Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Para a segunda faixa de frequência (de 8.5 a 10Hz) o sistema apresenta a transição do comportamento do impacto de período-1 para período-0.5, com um comportamento caótico, uma vez que as forças desenvolvidas nesta faixa são baixas. Após esta frequência, o sistema assume um comportamento periódico de período-0.5 (um impacto a cada 2 ciclos).

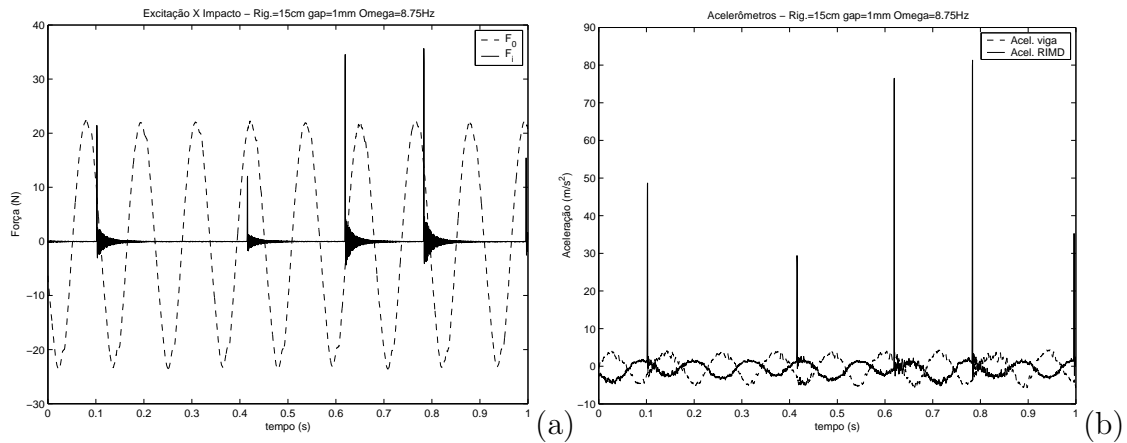


Figura 4.27: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 8.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda frequência natural ocorre em 13.5Hz, apresentando impactos a cada 2 ciclos de excitação.

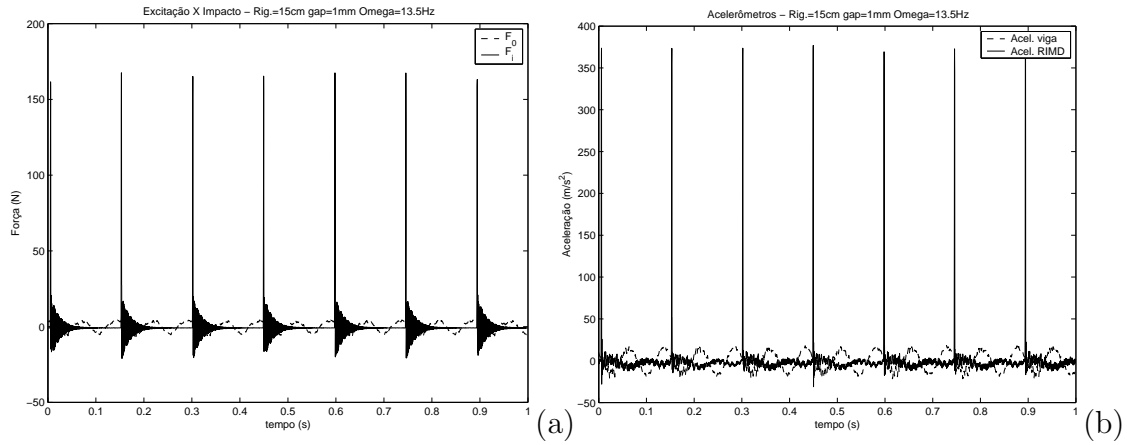


Figura 4.28: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; $\Omega = 13.5\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Por fim, segue na figura (4.29) o gráfico da razão de forças no domínio da frequência.

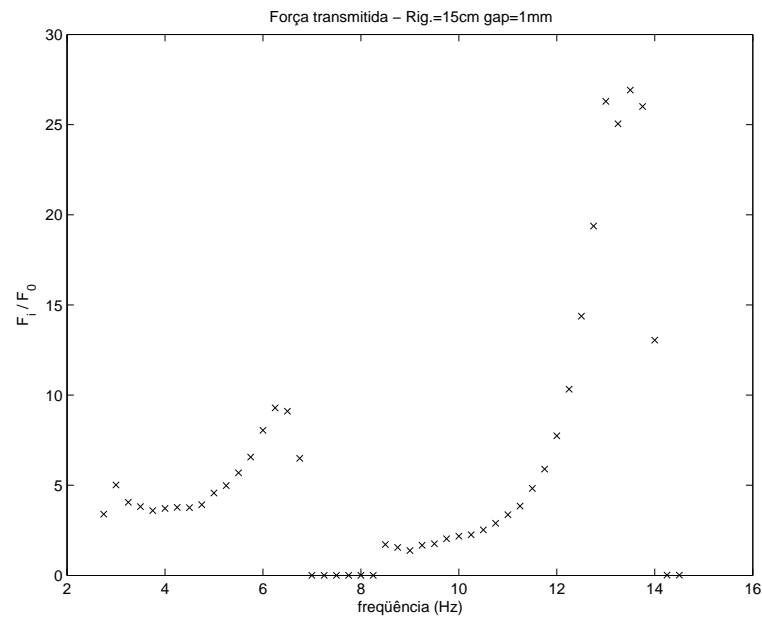


Figura 4.29: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

Assim como no caso de folga 0mm, para esta configuração também foi observada uma alteração na frequência natural devido à folga. Entretanto, este fenômeno será comentado com maiores detalhes ao final da análise das três folgas estudadas.

Distância entre acoplamentos 15cm, folga 3mm

Para a folga de 3mm, o sistema apresenta um comportamento similar ao observado nas folgas anteriores, com suas ressonâncias em 6Hz (1 impacto por ciclo) e 12.5Hz (um impacto a cada 2 ciclos). Um fato interessante a ser observado aqui diz respeito à existência da folga. Devido à não simetria do pico de ressonância (após o ponto máximo a força de impacto decresce rapidamente com o aumento da frequência de excitação), a força de impacto na presença de folga não nula, rapidamente decai para zero, após o pico de ressonância. Este fato foi observado, tanto para a folga de 1mm, quanto para a folga de 3mm, não ocorrendo para folga nula, uma vez que qualquer perturbação no RIMD, nesta configuração, acarreta em impactos.

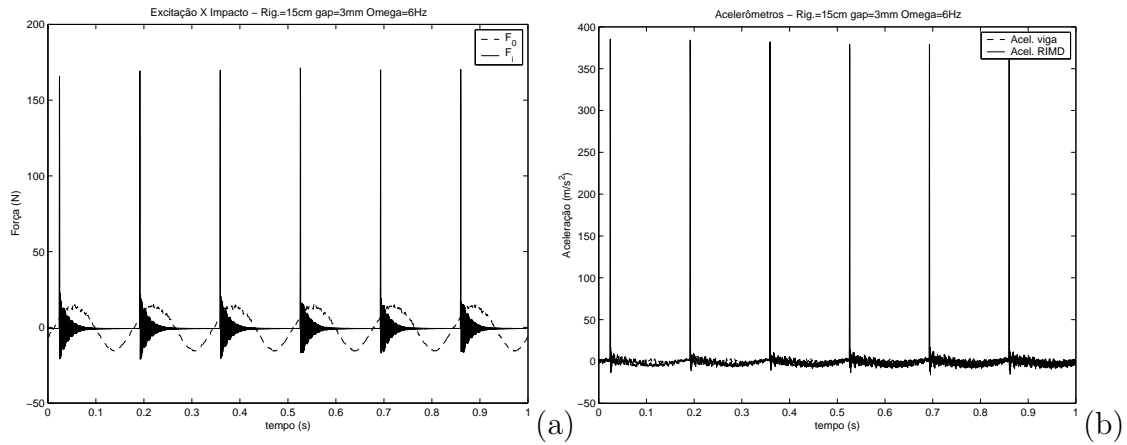


Figura 4.30: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; $\Omega = 6\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

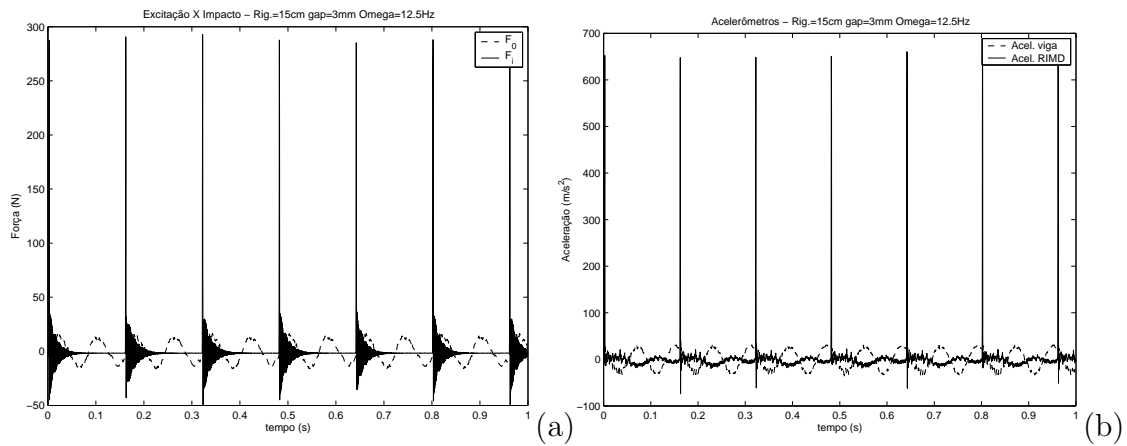


Figura 4.31: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; $\Omega = 12.5\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

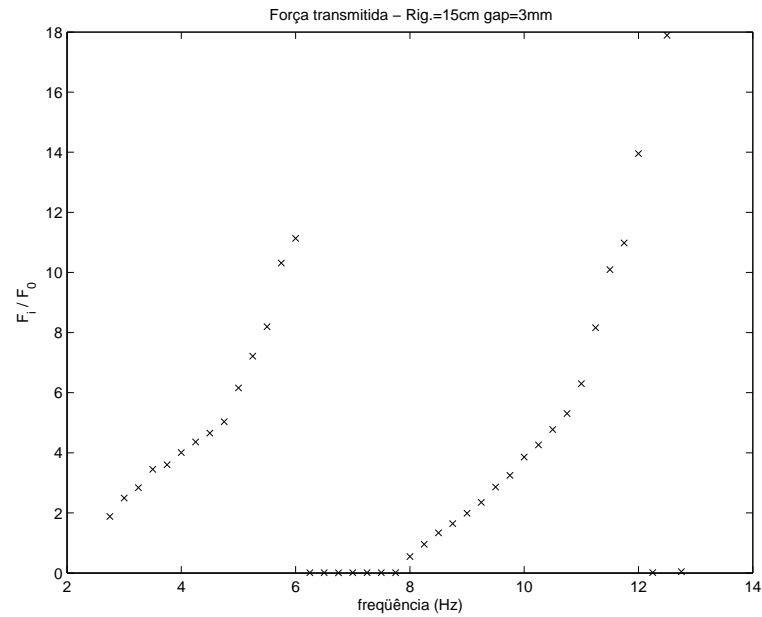


Figura 4.32: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Para esta primeira análise experimental, é possível comparar a força de impacto para cada uma das folgas escolhidas, mantida a rigidez do RIMD constante. O gráfico é mostrado na figura (4.33).

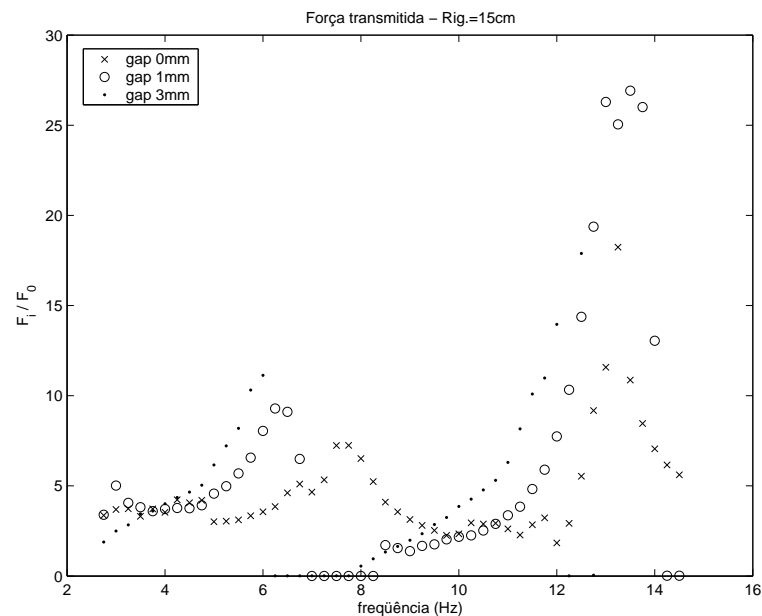


Figura 4.33: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 15cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .

Nesta análise verifica-se uma variação de frequência natural para o primeiro modo de vibração (frequência natural aumenta com a diminuição

da folga). Neste modo o valor máximo da razão de forças encontra-se na configuração de folga 3mm, cuja razão alcança o valor de 12. Para o segundo modo de vibração, da mesma forma que nos casos anteriores, a variação da folga parece não ter influência sobre a frequência natural, uma vez que não há alteração significativa deste valor com a mudança da folga. Para as três folgas estudadas, o valor máximo foi encontrado para a folga de 1mm, com uma razão de aproximadamente 27. Abaixo segue a tabela que compara os valores das frequências naturais para cada folga.

Tabela 4.8: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 15cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	7.75 Hz	13.25 Hz
Folga 1mm	6.25 Hz	13.5 Hz
Folga 3mm	6.0 Hz	12.25 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	3.9 Hz	14.5 Hz

Distância entre acoplamentos 17cm

Seguindo a metodologia, seguem nas tabelas (4.9) e (4.10) a identificação dos parâmetros bem como a comparação numérico-experimental das frequências naturais, e na figura (4.34) o gráfico comparativo da razão de forças no domínio da frequência para cada uma das folgas estudadas.

Tabela 4.9: Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 17cm.

Rigidez 1	k_1	2530	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	186.3	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.066	Ns/m

Tabela 4.10: Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 17cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	3.5 Hz	3.3 Hz
2ª frequência natural	14.6 Hz	13.2 Hz

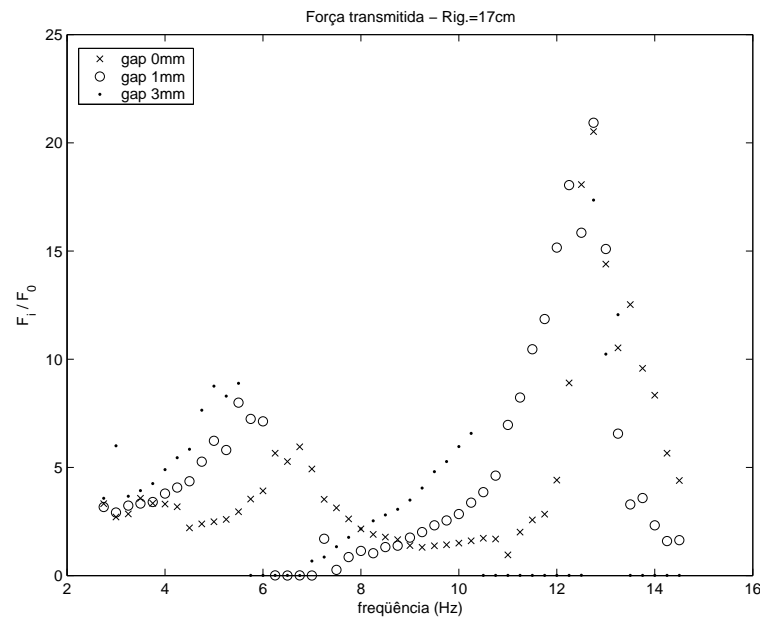


Figura 4.34: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 17cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .

A partir do gráfico comparativo das razões de forças para o primeiro modo de vibração (4.34) verificou-se a mesma variação de frequência natural vista anteriormente, isto é, o valor da frequência natural aumenta com a diminuição da folga, embora não constata-se uma diferença na frequência natural para as folgas de 1mm e 3mm. Para o segundo modo de vibração, da mesma forma que nos casos anteriores, a variação da folga parece não ter influência sobre a frequência natural, uma vez que não há alteração significativa deste valor com a mudança da folga. Para as três folgas estudadas, o valor máximo foi encontrado para a folga de 1mm, com uma razão de aproximadamente 22. Abaixo segue a tabela que compara os valores das frequências naturais para cada folga.

Tabela 4.11: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 17cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	6.75 Hz	12.75 Hz
Folga 1mm	5.5 Hz	12.75 Hz
Folga 3mm	5.5 Hz	12.75 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	3.3 Hz	13.2 Hz

Distância entre acoplamentos 19cm, vibração livre

A partir das respostas no domínio da frequência, determinam-se as frequências naturais do sistema e identificam-se os parâmetros da bancada para esta configuração. Os resultados são mostrados nas tabelas (4.12) e (4.13).

Tabela 4.12: Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 19cm.

Rigidez 1	k_1	2850	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	138	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.057	Ns/m

Tabela 4.13: Frequências naturais - comparação numérico-experimental, distância entre acoplamentos 19cm.

Frequências naturais	Numérico	Experimental
1ª frequência natural	3.0 Hz	2.85 Hz
2ª frequência natural	14.5 Hz	13.5 Hz

Distância entre acoplamentos 19cm, folga 0mm

Em sua essência, o comportamento do sistema para esta configuração revelou-se similar ao equivalente com distância entre acoplamentos de 21cm. A primeira ressonância encontra-se em 5.75Hz, com um comportamento de impacto de período-1. A segunda ressonância, em 12.25Hz, apresenta impactos a cada dois ciclos de excitação.

O gráfico da razão de forças no domínio da frequência (4.35) apresenta-se similar aos estudados anteriormente, com a primeira ressonância gerando uma força de impacto cerca de 7 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 21. Um outro fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima à segunda ressonância, onde o sistema possui um segundo pico de força.

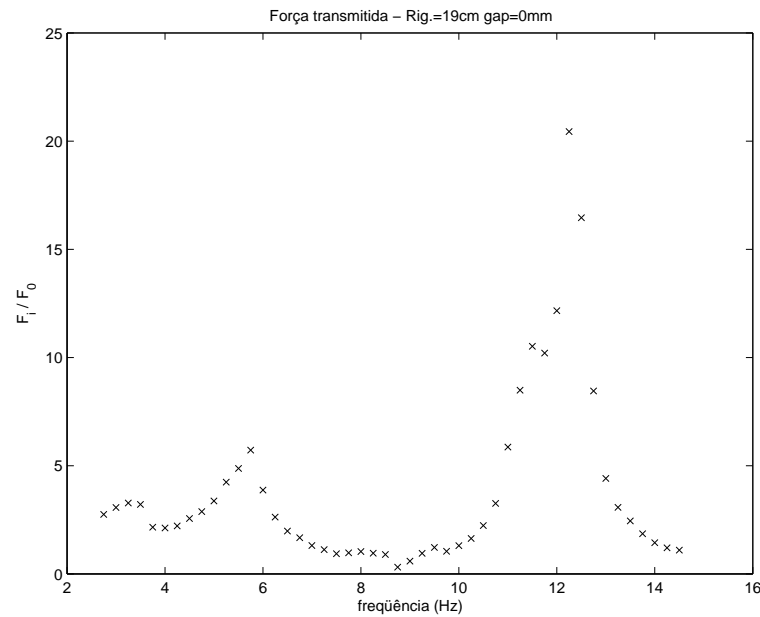


Figura 4.35: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

Distância entre acoplamentos 19cm, folga 1mm

Esta configuração apresentou o mesmo padrão de comportamento estudado anteriormente, com primeira ressonância em 5Hz, com um comportamento de impacto de período-1 e a segunda ressonância em 12.5Hz, apresentando impactos a cada dois ciclos de excitação.

O gráfico da razão de forças no domínio da frequência (4.36) apresenta a primeira ressonância, gerando uma força de impacto cerca de 7 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 11. Um outro fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima a segunda ressonância, onde o sistema possui um segundo pico de força.

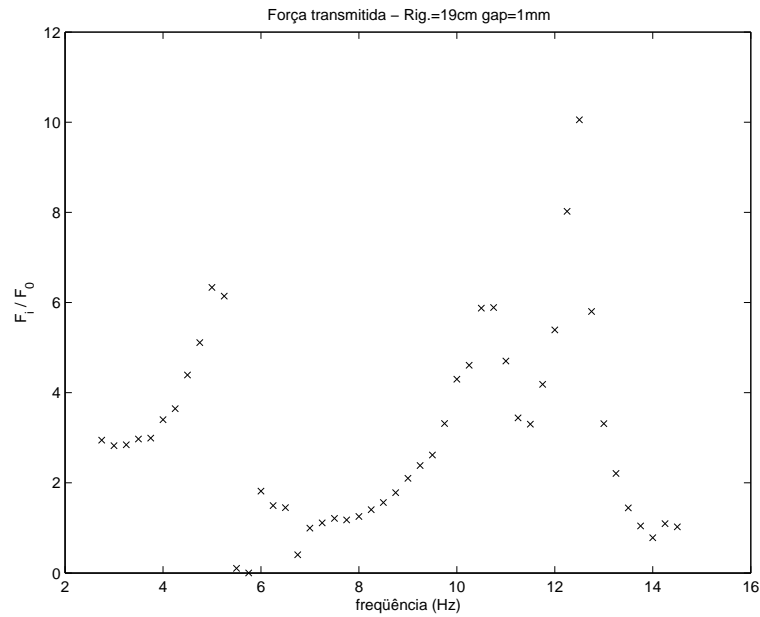


Figura 4.36: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

Distância entre acoplamentos 19cm, folga 3mm

Para a configuração com folga de 3mm, o sistema apresentou sua primeira ressonância em 4.5Hz, com impactos em período-1, de forma similar aos demais experimentos. Entretanto, sua segunda ressonância, em 12.5Hz, apresentou resultados não esperados, com impactos a cada três ciclos, contudo em alguns momentos o RIMD apresenta impactos consecutivos, conforme mostra a figura (4.37).

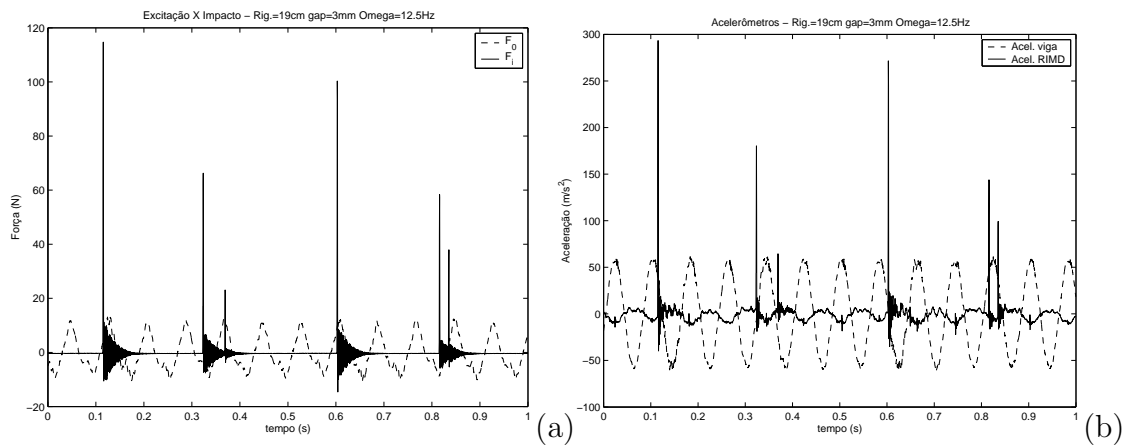


Figura 4.37: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 3mm; $\Omega = 12.5Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

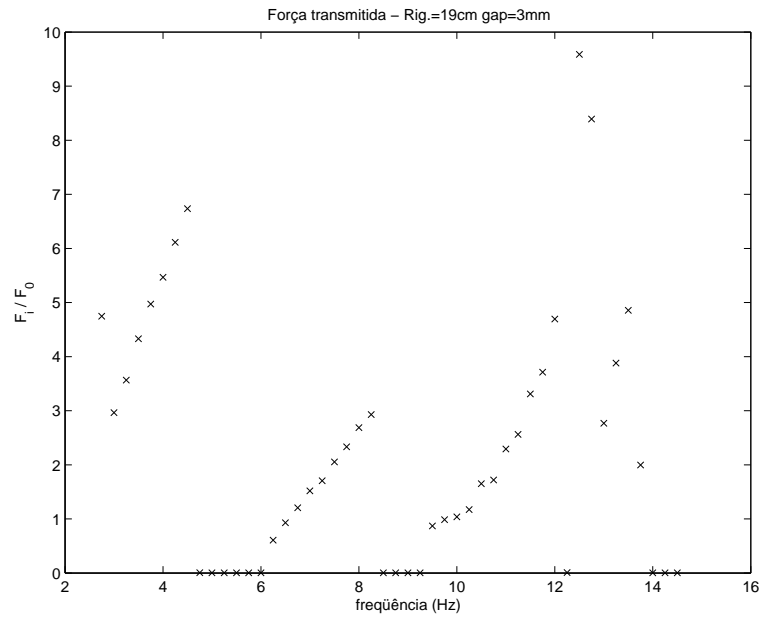


Figura 4.38: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Terminados os estudos para esta rigidez do RIMD, é possível comparar a força de impacto para cada uma das folgas escolhidas. O gráfico é mostrado na figura (4.39).

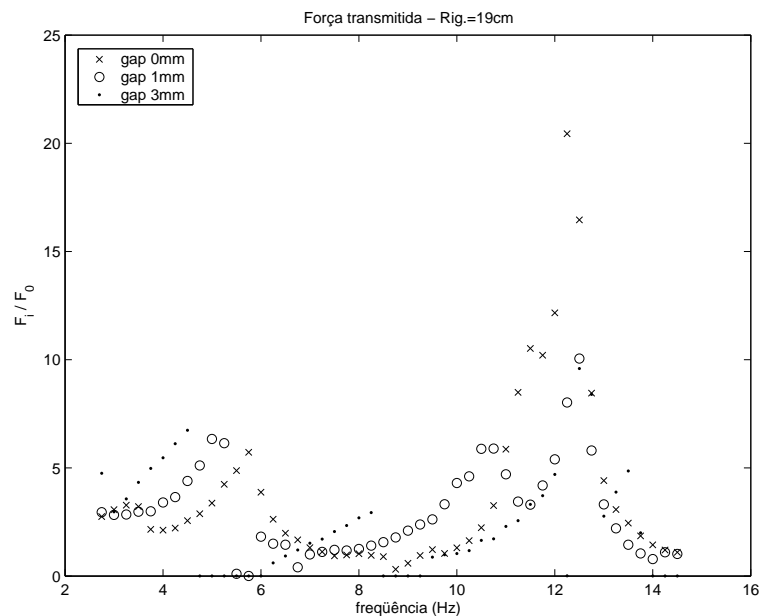


Figura 4.39: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 19cm; comparação entre folgas; F_i/F_0 versus Ω .

A partir do gráfico comparativo das razões de forças para o primeiro modo de vibração (4.39), verificou-se a mesma variação de frequência

natural vista anteriormente, isto é, o valor da frequência natural aumenta com a diminuição da folga. Entretanto, não há uma alteração significativa entre o valor máximo da razão de forças para cada folga, ficando este valor perto de 7. Para o segundo modo de vibração, a variação da folga parece não ter influência sobre a frequência natural, uma vez que não há alteração significativa deste valor com a mudança da folga. Para as três folgas estudadas, o valor máximo foi encontrado para a folga de 0mm, com uma razão de aproximadamente 21. Abaixo, segue a tabela que compara os valores das frequências naturais para cada folga.

Tabela 4.14: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 19cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	5.75 Hz	12.25 Hz
Folga 1mm	5 Hz	12.5 Hz
Folga 3mm	4.5 Hz	12.5 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	2.85 Hz	13.5 Hz

Distância entre acoplamentos 21cm, vibração livre

A partir da análise do sistema em vibração livre, pode-se determinar as frequências naturais do sistema bem como identificar seus parâmetros. Estes resultados são mostrados na tabela (4.15).

Tabela 4.15: Identificação de parâmetros - Distância entre acoplamentos 21cm.

Rigidez 1	k_1	2850	N/m
Amortecimento 1	c_1	1.269	Ns/m
Rigidez 2	k_2	112	N/m
Amortecimento 2	c_2	0.051	Ns/m

Distância entre acoplamentos 21cm, folga 0mm

Nas primeiras frequências de excitação (de 2.75Hz até aproximadamente 6.5Hz), o impacto caracteriza-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural do sistema

com impacto em aproximadamente 5.25Hz. Conforme a variação da frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também varia. Todos estes fenômenos são apresentados a seguir, nas figuras (4.41), (4.40) e (4.42). Uma vez que nesta faixa de frequência os fenômenos observados são semelhantes, algumas respostas não são apresentadas. Nos gráficos das acelerações, os sinais foram retirados do acelerômetro instalado na extremidade livre da viga principal (acelerômetro 2) e do acelerômetro colocado no acoplamento do RIMD (acelerômetro 3). Ver figura (4.2).

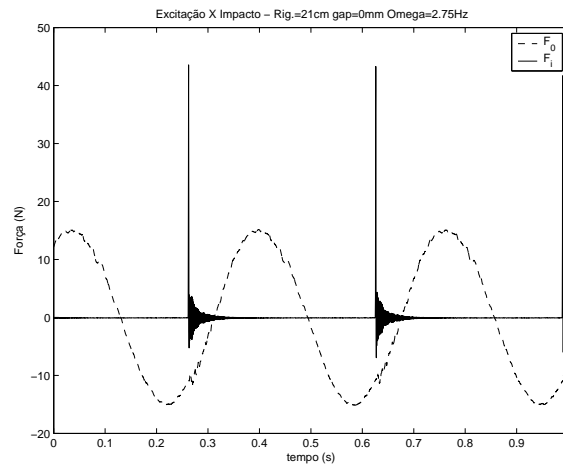


Figura 4.40: Resposta no tempo. F_i versus F_0 . Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 2.75Hz$.

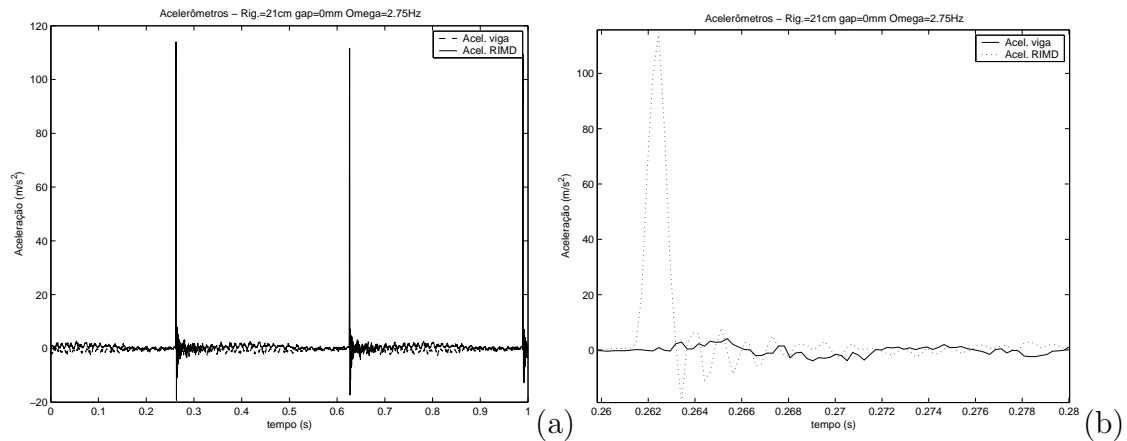


Figura 4.41: Resposta no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 2.75Hz$: a) acelerações; b) detalhe do gráfico.

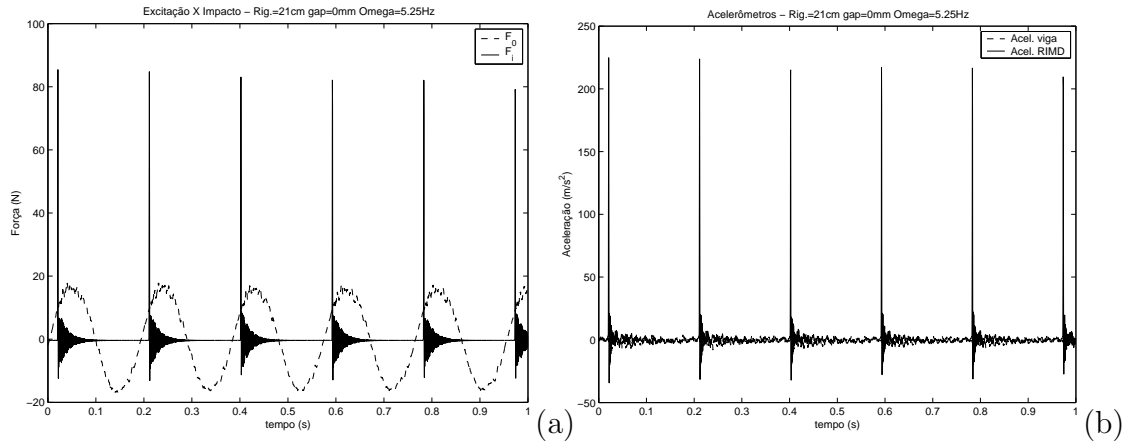


Figura 4.42: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 5.25\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Numa segunda faixa de frequência (de 6.75Hz a 8.5Hz), o sistema passa por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passa para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos), fato que pode ser observado nas figuras (4.43), (4.44), (4.45) e (4.46). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas nesta faixa de frequência são muito baixas, sendo da ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passa por um comportamento caótico, podendo-se verificar intervalos de tempo onde não há impacto algum ou há vários impactos num único período de oscilação.

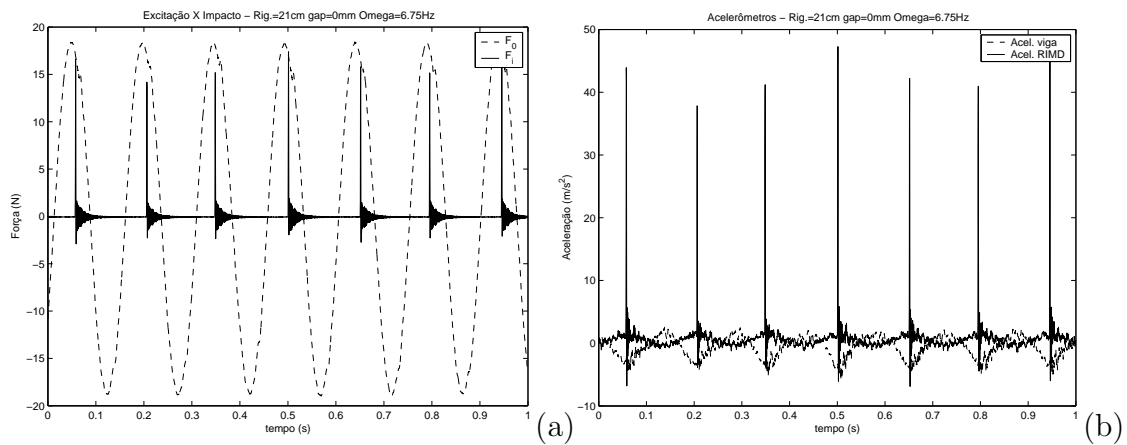


Figura 4.43: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 6.75\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

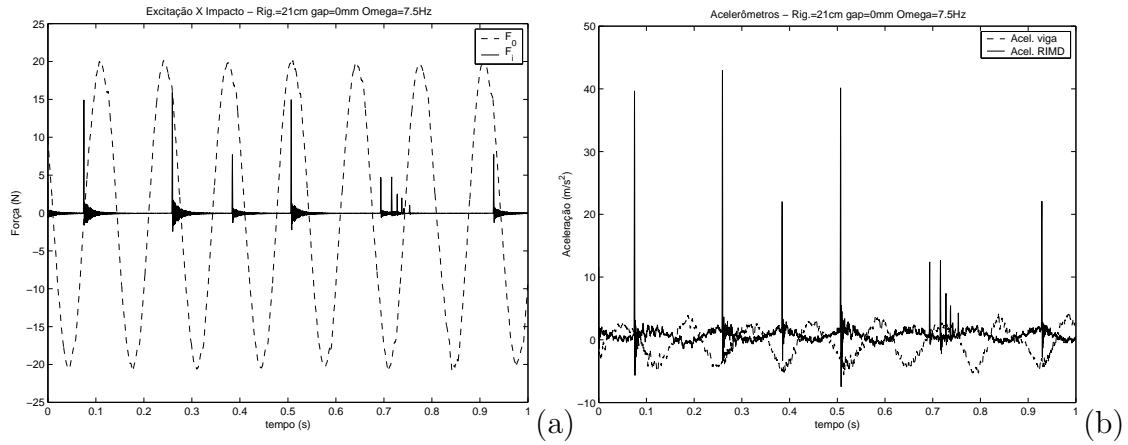


Figura 4.44: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 7.5 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

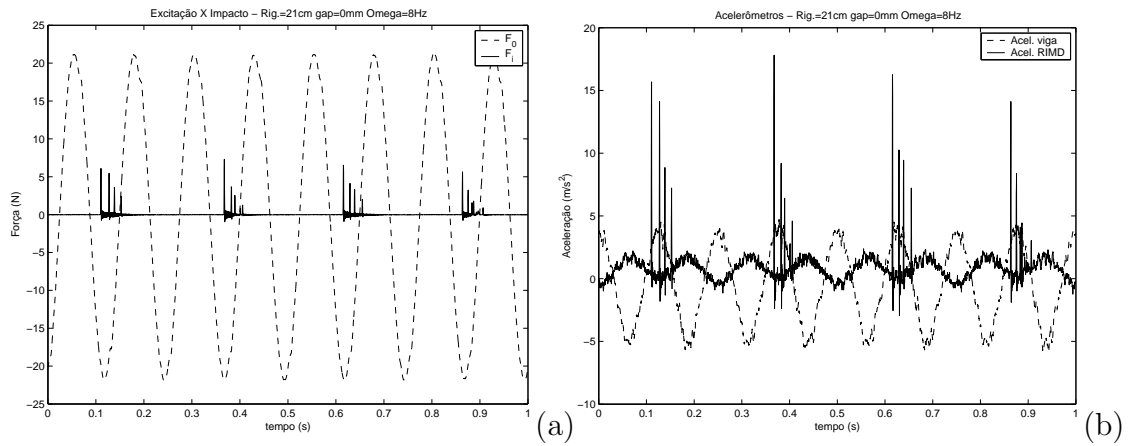


Figura 4.45: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 8 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

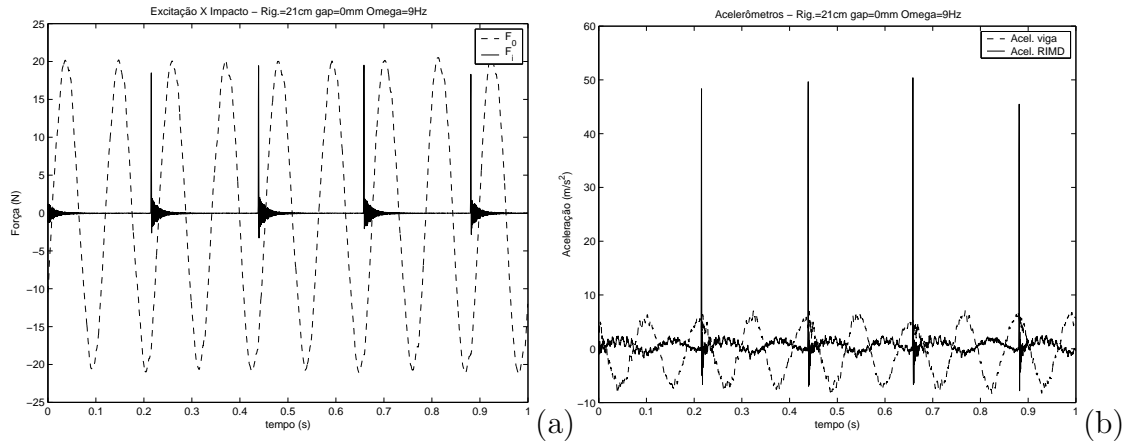


Figura 4.46: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 9Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda ressonância do sistema (12.25Hz) apresenta impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos). Esta característica é observada numa faixa de frequência de 9.25Hz a 13Hz.

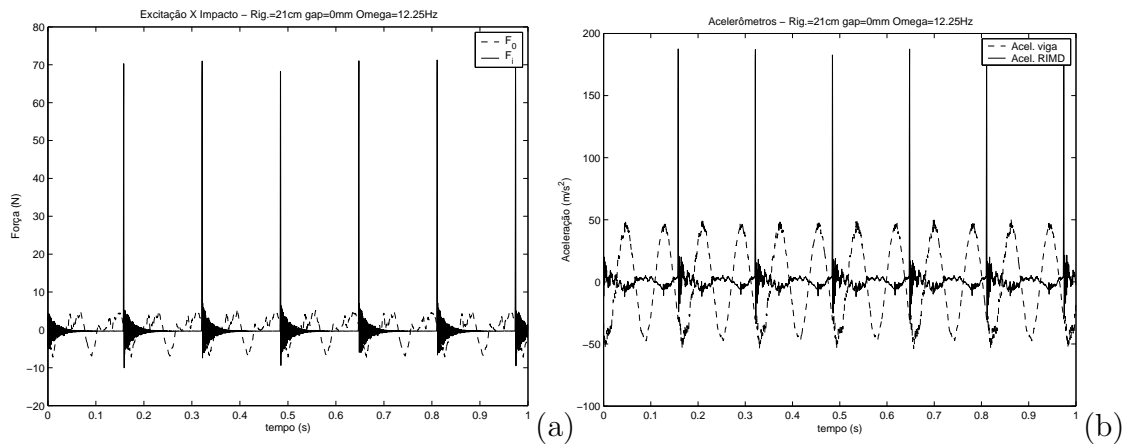


Figura 4.47: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 12.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Por último, para a faixa de frequência acima de 13.25Hz, a força de impacto torna-se muito pequena, de forma que os fenômenos observados na faixa de 6.75Hz a 8.5Hz (comportamento caótico) reaparecem aqui.

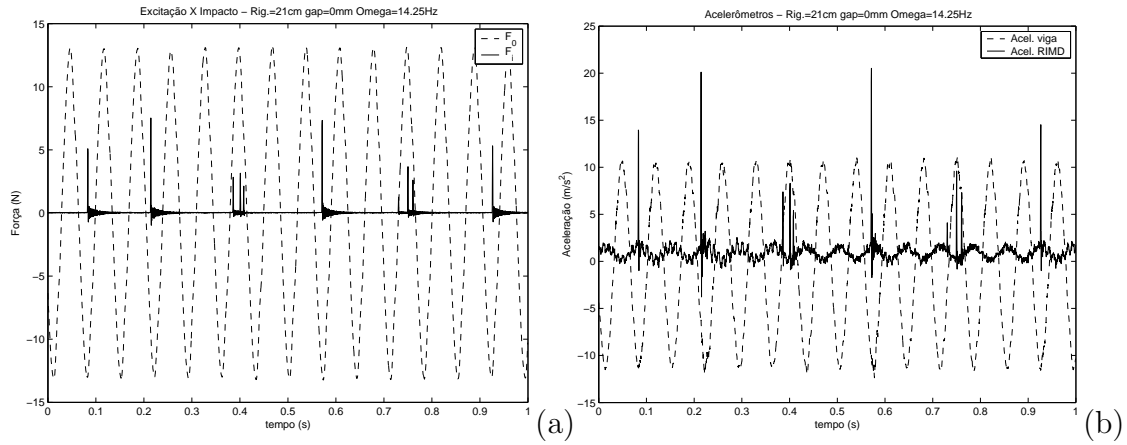


Figura 4.48: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; $\Omega = 14.25Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Logo, para estas condições de rigidez e folga, o gráfico da razão de forças (F_i/F_0) no domínio da frequência é mostrado na figura (4.49).

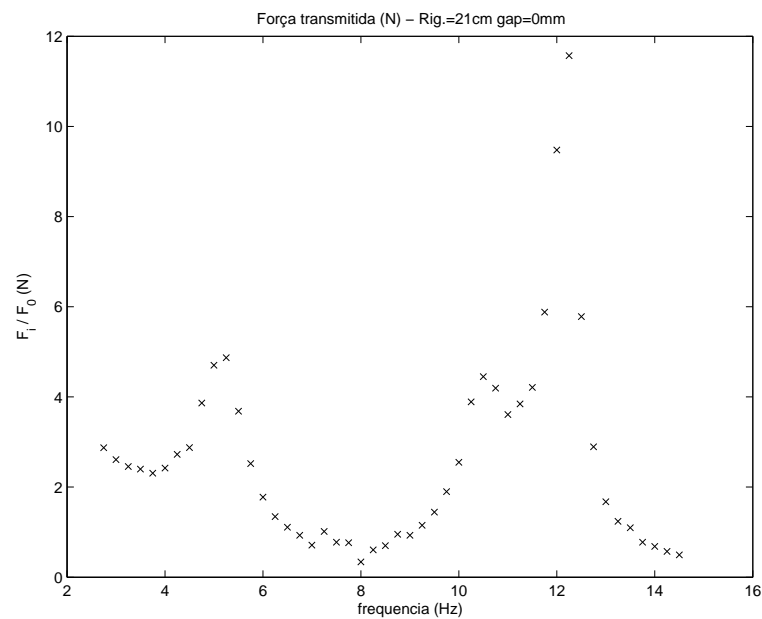


Figura 4.49: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

Alguns fatos interessantes podem ser observados a partir do gráfico da figura (4.49). A primeira ressonância gera uma força de impacto cerca de 6 vezes maior que a força de excitação. A força máxima é obtida no segundo modo de vibração, onde a razão F_i/F_0 chega a 12. Um último fato relevante encontra-se na faixa de frequência próxima a segunda ressonância, onde o

sistema apresenta um segundo pico de força, por volta de 10.5Hz, antes do sistema chegar à força máxima.

Outro fenômeno interessante a ser observado aqui diz respeito às frequências naturais do sistema sem e com impacto. Para o primeiro modo de vibração (primeira frequência), a presença dos impactos alterou significativamente a frequência natural do sistema, como pode ser observado na tabela (4.16). Esta alteração da frequência natural devido a presença de impactos já foi estudada [20] anteriormente e já era esperada, conforme verificado no estudo numérico realizado no capítulo 3. No entanto, a mesma alteração não é verificada para o segundo modo, sendo que a diferença de 0.5 Hz pode ser atribuída à imprecisão na determinação experimental desta frequência.

Distância entre acoplamentos 21cm, folga 1mm

De maneira similar ao sistema com folga nula, a resposta do sistema com folga de 1mm também pode ser classificada de acordo com a faixa de frequência imposta na excitação.

Na primeira faixa de frequência (de 2.75Hz a 5.75Hz) os impactos ocorrem em período-1 apresentando a mesma diferença de fase (comentada anteriormente) entre o pico da força e impacto com a força de excitação. Aqui, a primeira frequência natural ocorre em 4.5Hz. Entretanto, um fato não ocorrido para folga nula ocorre nesta configuração. Justamente o aparecimento da folga entre o ponto de equilíbrio do RIMD e a superfície de impacto faz com que, para certas faixas de frequência, o sistema não impacte com a superfície. Para a faixa de frequência em torno da primeira ressonância, este fato ocorre logo após o pico de ressonância.

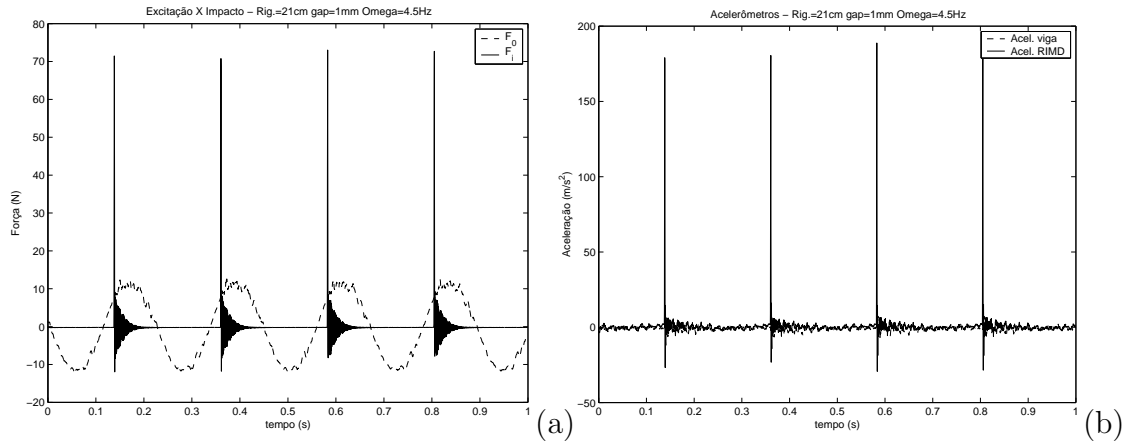


Figura 4.50: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 4.5 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

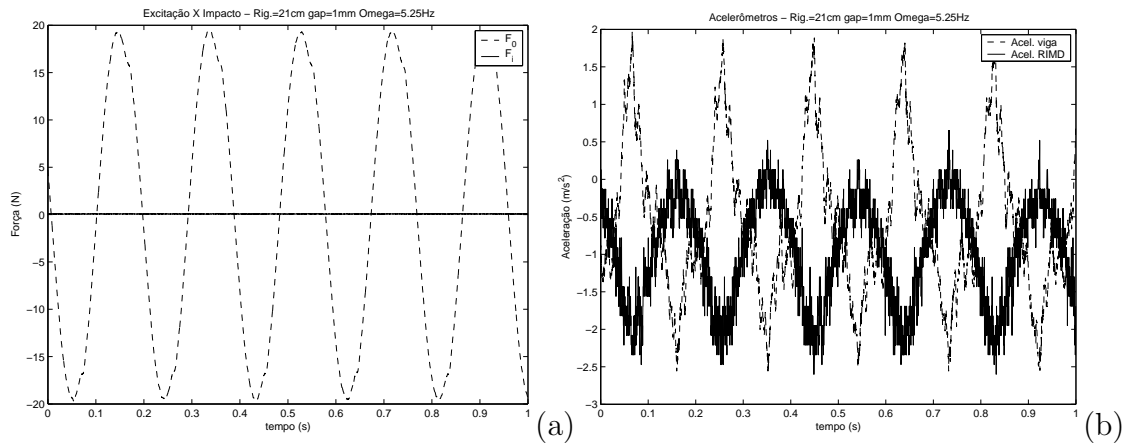


Figura 4.51: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 5.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Para a segunda faixa de frequência (de 6 a 10.5Hz), o sistema apresenta um comportamento caótico, mais precisamente entre 6 e 6.5Hz. Após esta frequência, o sistema assume um comportamento periódico de período-0.5 (um impacto a cada 2 ciclos), apresentando um máximo local em 8.75Hz e, após este máximo, o sistema não impacta com a superfície.

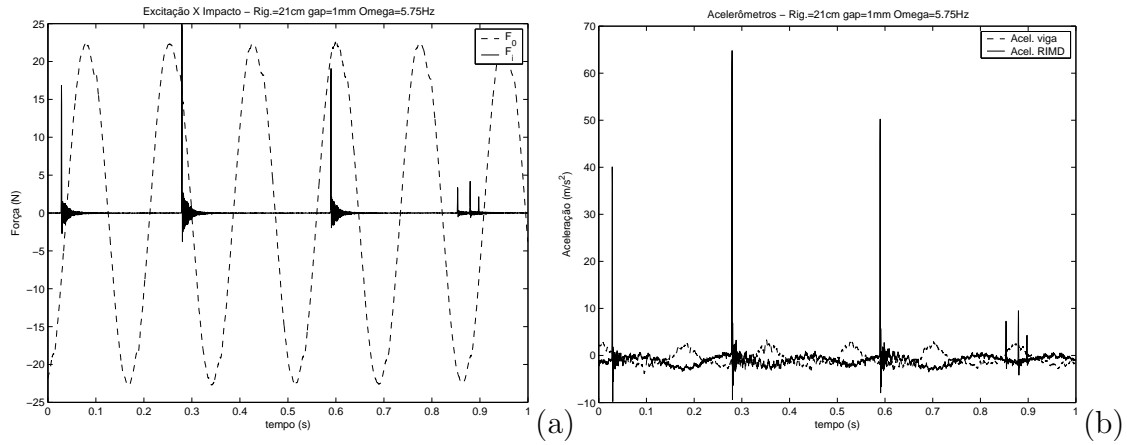


Figura 4.52: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 5.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

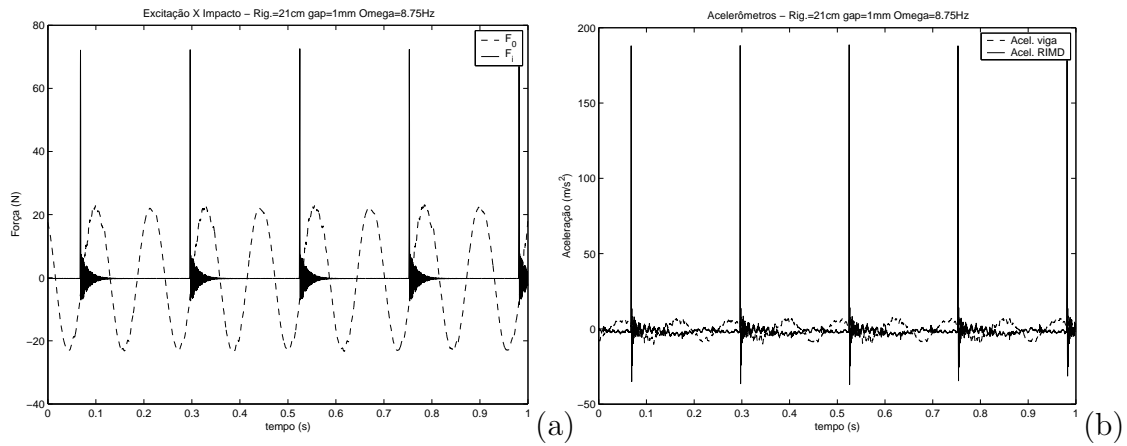


Figura 4.53: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 8.75Hz$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

A segunda frequência natural ocorre em 12Hz. Entretanto, nesta situação o RIMD impacta uma vez a cada três ciclos de excitação, ao contrário do que ocorreu com a folga nula (2 impactos por ciclo), inclusive, apresentando um comportamento não esperado numa frequência após a ressonância (12.25Hz), onde, para cada aproximação do RIMD contra a superfície de impacto, ocorrem dois impactos consecutivos. No entanto, especula-se que esta característica do sistema deve-se à forma não senoidal da força de excitação (F_0), conforme constatado na figura (4.59). Isto acontece, porque a excitação imposta ao sistema (*shaker*) possui potência limitada; logo, para determinadas faixas de frequência (particularmente no segundo modo de vibração), existe uma grande influência da dinâmica do

sistema sobre a excitação, alterando sua forma senoidal original. Após o pico de ressonância, a força de impacto decresce rapidamente com o aumento da frequência até eventualmente o sistema não impactar mais.

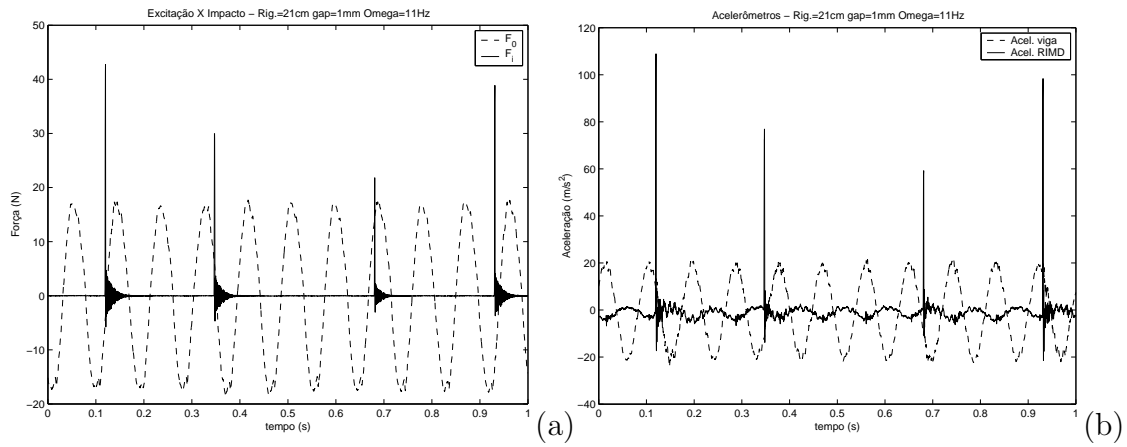


Figura 4.54: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 11 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

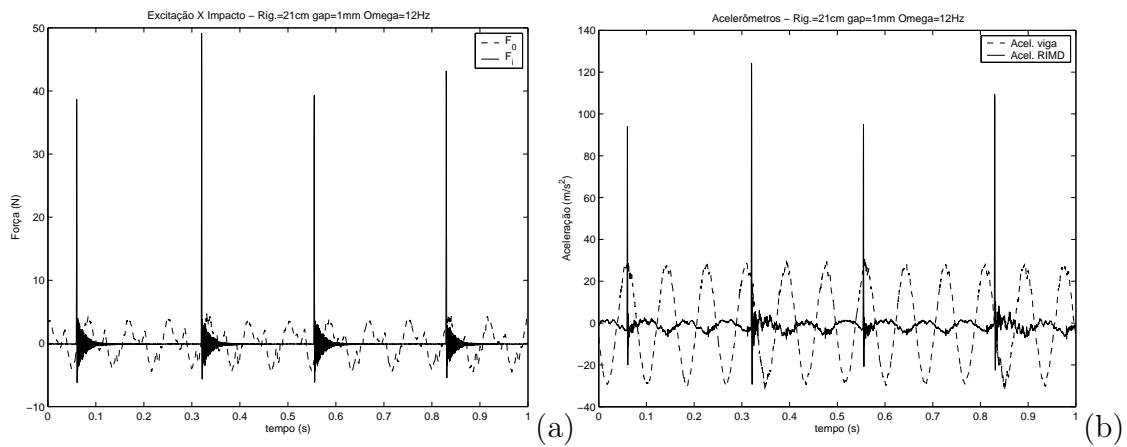


Figura 4.55: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 12 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

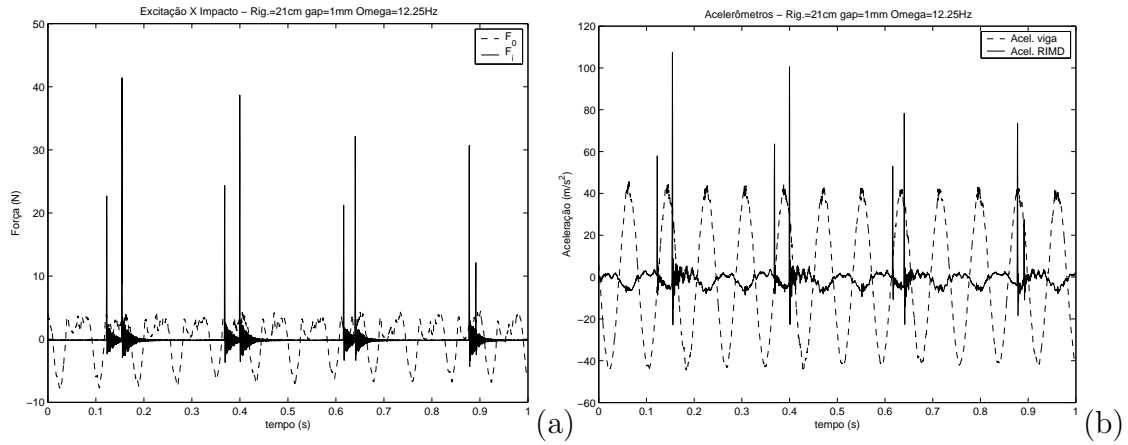


Figura 4.56: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 12.25\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

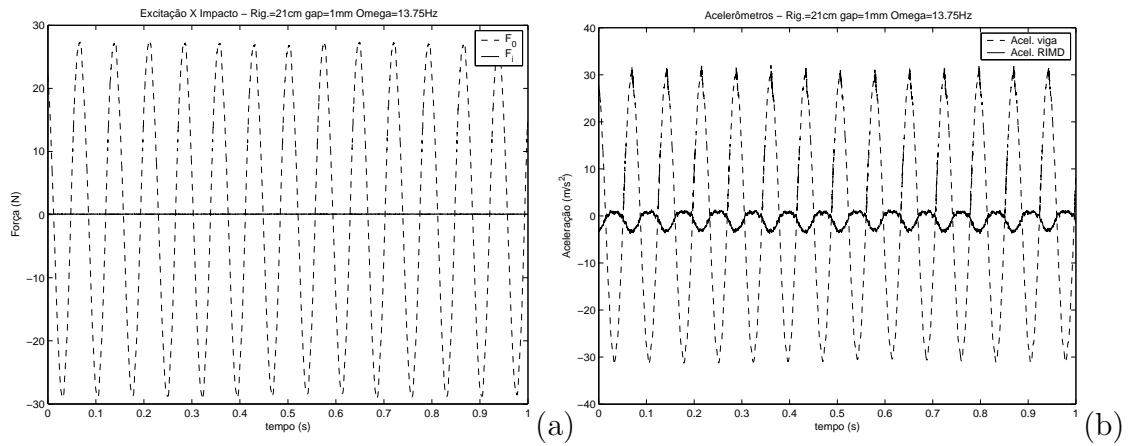


Figura 4.57: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; $\Omega = 13.75\text{Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

Por fim, segue, na figura (4.61), o gráfico da razão de forças no domínio da frequência. Assim como no caso de folga 0mm, para esta configuração também foi observada uma alteração na frequência natural devido à folga.

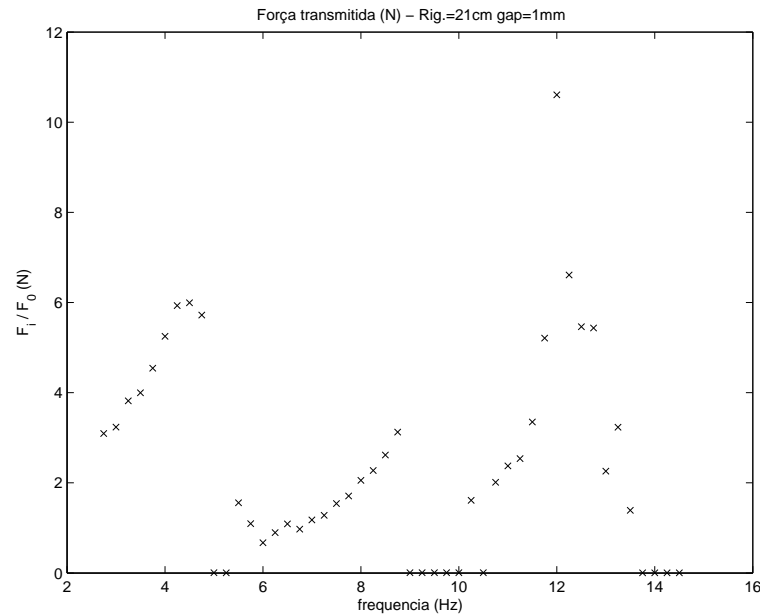


Figura 4.58: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

Distância entre acoplamentos 21cm, folga 3mm

Para a folga de 3mm, o sistema apresenta um comportamento similar ao observado nas folgas anteriores, com suas ressonâncias em 4.25Hz (1 impacto por ciclo) e 12.25Hz (um impacto a cada 3 ciclos). Um fato interessante a ser observado aqui diz respeito à existência da folga. Devido à não simetria do pico de ressonância (após o ponto máximo a força de impacto decresce rapidamente com o aumento da frequência de excitação), a força de impacto, na presença de folga não nula, rapidamente decai para zero após o pico de ressonância. Este fato foi observado, tanto para a folga de 1mm, quanto para a folga de 3mm, não ocorrendo para folga nula, uma vez que qualquer perturbação no RIMD, nesta configuração, acarreta em impactos.

Com o decorrer da experiência, para esta determinada folga, percebeu-se um fenômeno interessante para algumas faixas de frequência (nesta configuração rigidez/folga). Ao excitar o sistema, impondo a frequência de excitação através do gerador de sinal e aumentando a amplitude da excitação, utilizando o amplificador, o sistema não entra em contato com a superfície. Entretanto, ao aplicar um pequeno impulso ao sistema, este entra na condição de impacto, não retornando para a condição sem impacto. Este fenômeno parece indicar, em algumas faixas de frequência, a presença de bacias de atração, em condições de impacto e

não-impacto, dependendo das condições iniciais impostas. Uma vez que não há controle das condições iniciais na bancada experimental, não há maneiras de caracterizar estas bacias de atração experimentalmente.

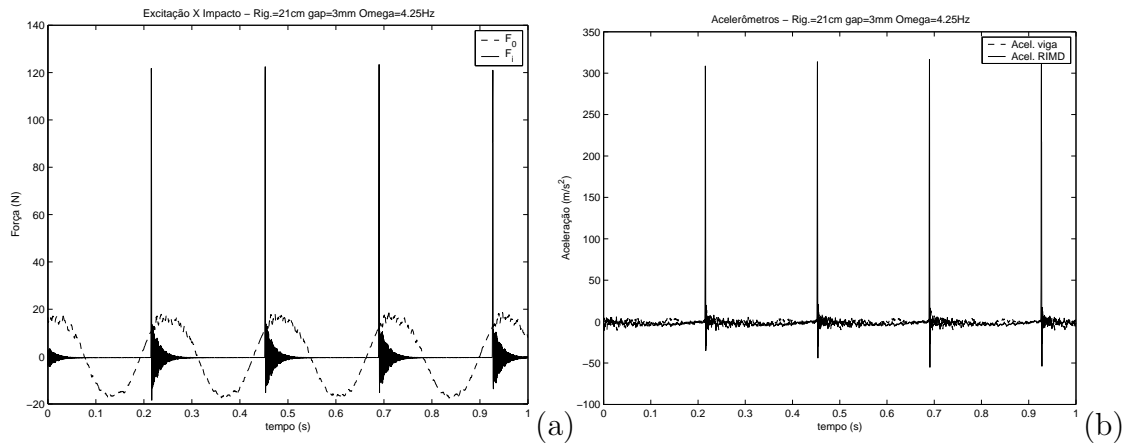


Figura 4.59: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; $\Omega = 4.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

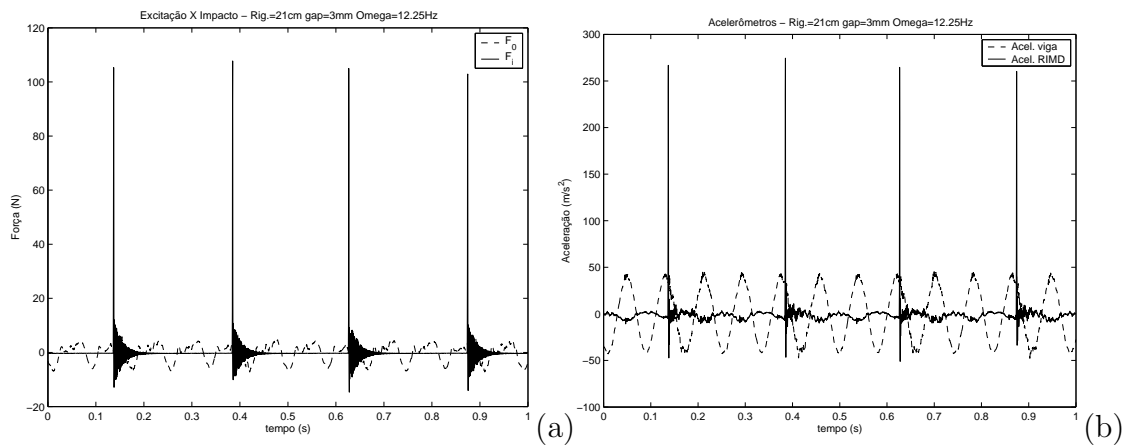


Figura 4.60: Respostas no tempo. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; $\Omega = 12.25 \text{ Hz}$: a) F_i versus F_0 ; b) acelerações.

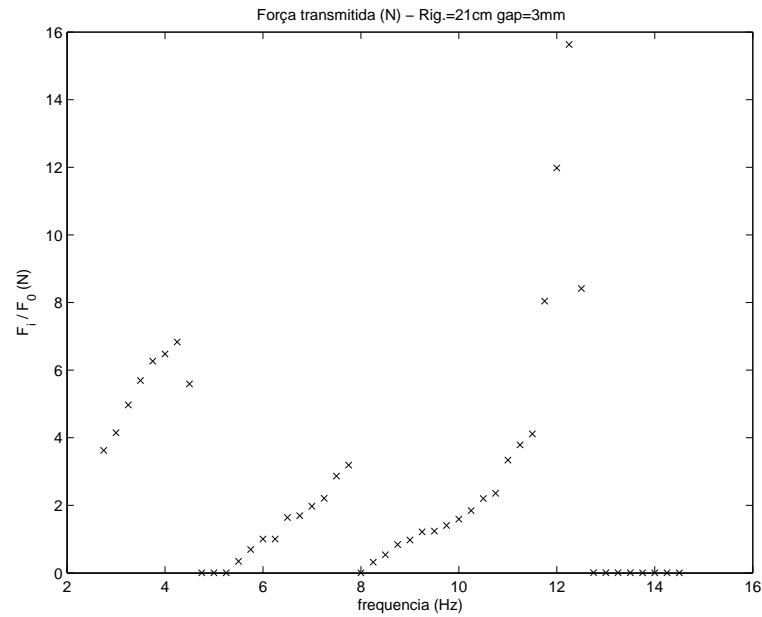


Figura 4.61: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; folga 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Nesta análise, é possível comparar a força de impacto para cada uma das folgas escolhidas, mantida a rigidez do RIMD constante. O gráfico é mostrado na figura (4.62).

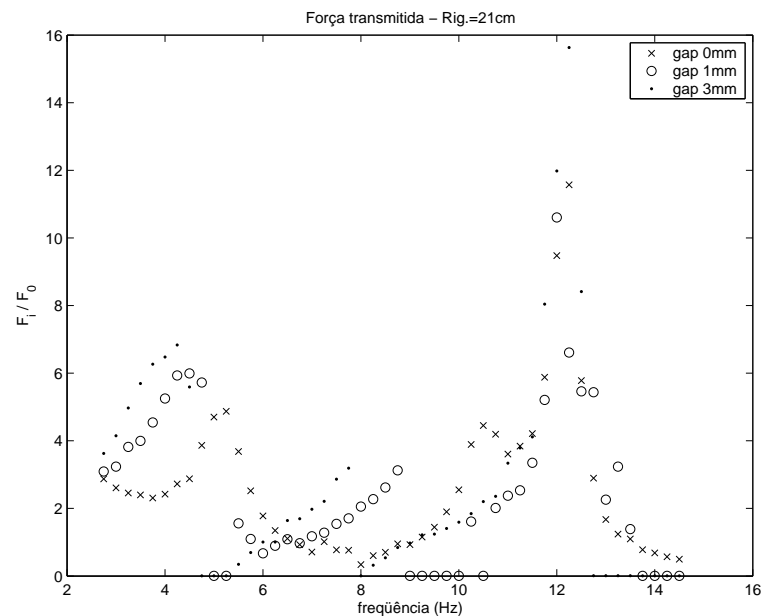


Figura 4.62: Resposta no domínio da frequência. Distância entre acoplamentos 21cm; comparação entre folgas. F_i/F_0 versus Ω .

Para esta rigidez do RIMD, tanto para o primeiro quanto para o segundo modo de vibração, a configuração com folga de 3mm apresentou a

melhor razão F_i/F_0 , pois para o primeiro modo a razão chega a 7 e para o segundo modo alcança valor próximo a 16. Outro fator importante diz respeito a variação da frequência natural. Para o primeiro modo, conforme esperado, há um aumento da frequência natural com a diminuição da folga, com os valores variando entre 2.6Hz (sem impacto, $gap \rightarrow \infty$) e 5.25Hz ($gap = 0mm$). Entretanto, para o segundo modo de vibração esta variação da frequência devido à presença de impactos, não é percebida, sendo a pequena variação entre os valores atribuída à imprecisão experimental. Todos os valores das frequências naturais podem ser observados na tabela (4.16).

Tabela 4.16: Frequências naturais (experimentais) - sistema com e sem impacto, distância entre acoplamentos 21cm.

Frequências naturais	1ª Freq.	2ª Freq.
Folga 0mm	5.25 Hz	12.25 Hz
Folga 1mm	4.5 Hz	12.0 Hz
Folga 3mm	4.25 Hz	12.25 Hz
Sem Impacto (folga $\rightarrow \infty$)	2.6 Hz	13.0 Hz

4.3.3

Otimização da força de impacto

De forma a obter a configuração ótima para a força de impacto, foram escolhidas, para cada valor de rigidez estudado a condição de folga que maximiza a razão de forças. Esta metodologia foi realizada para cada modo de vibração. Para o primeiro modo de vibração, o gráfico que compara a força de impacto máxima para cada caso estudado encontra-se na figura (4.63).

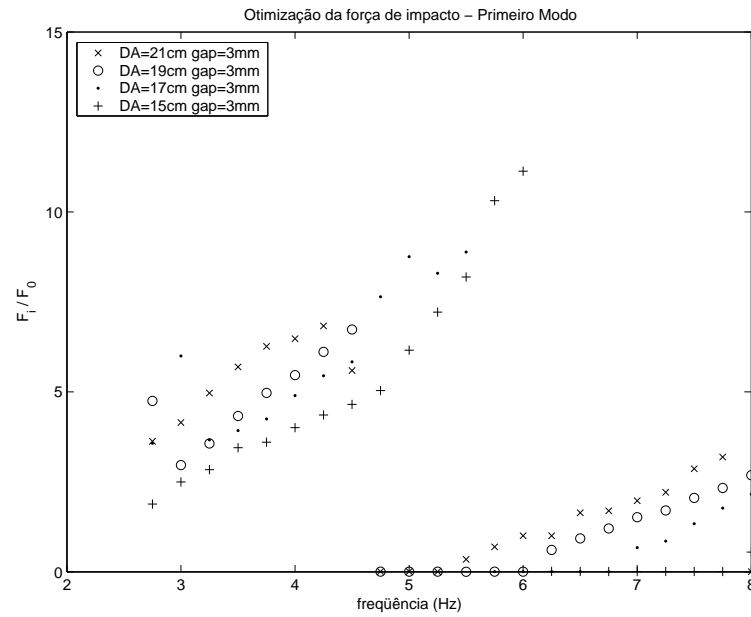


Figura 4.63: Otimização da força de impacto. Primeiro modo de vibração. F_i/F_0 versus Ω .

A partir do gráfico, observa-se que a configuração que maximiza a força de impacto é a de folga 3mm e a distância entre acoplamentos de 15cm ($k_2 = 272.1 N/m$), com uma razão de forças F_i/F_0 de valor 11 e frequência de excitação de 6Hz. Vale ressaltar que esta condição caracteriza-se por ter um comportamento de impactos em período-1.

Para o segundo modo de vibração, o gráfico comparativo é mostrado na figura (4.64).

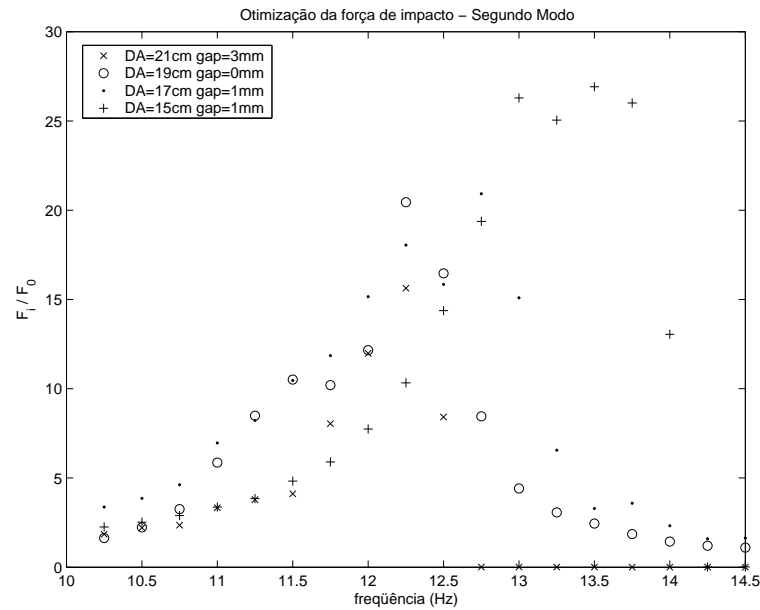


Figura 4.64: Otimização da força de impacto. Primeiro modo de vibração. F_i/F_0 versus Ω .

No caso do segundo modo, a configuração ótima é a de folga 1mm e distância entre acoplamentos de 15cm ($k_2 = 272.1N/m$). Nesta configuração a razão alcança valor 27, com frequência de excitação de 13.5Hz e uma condição de impactos a cada dois ciclos de excitação.

A partir da experiência adquirida com o experimento, para uma possível utilização em campo, recomenda-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, pois, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade, isto é, uma variação da frequência de excitação em torno da frequência natural acarreta numa pequena variação da força impulsiva, fato que não ocorre na segunda ressonância.

4.4

Considerações Finais

Neste capítulo, foram apresentados a descrição da bancada sobre a qual foram desenvolvidos os ensaios experimentais, as considerações na aquisição e processamento dos sinais, a descrição dos ensaios realizados e os resultados experimentais em si.

O aparato experimental procurou representar o comportamento axial da coluna de perfuração e a sua influência no dispositivo de impacto (RIMD), de acordo com as simplificações propostas nos capítulos anteriores.

A metodologia aplicada na parte experimental foi análoga ao estudo numérico realizado no capítulo 3. Procurou-se estudar o problema sem impacto, primeiramente com o sistema equivalente de 1 grau de liberdade ($k_2 \rightarrow \infty$). Em seguida, observou-se o comportamento do sistema à medida que diminuimos o valor de k_2 (modelo já com 2 graus de liberdade), de forma a identificar os parâmetros da bancada (rigidezes, coeficientes de amortecimento, frequências naturais, etc.). Em seguida, seguiu-se a mesma metodologia, considerando o impacto.

Para o caso sem impacto, constatou-se que o modelo numérico de 2 graus de liberdade estudado no capítulo 3 foi satisfatório para descrever a dinâmica da bancada experimental dentro da faixa de frequências estabelecida (0 - 50 Hz).

Para o caso com impacto, ao estudar a característica da força de impacto, varrendo a frequência de excitação, percebeu-se que, em todas as configurações, existiu um certo padrão de comportamento do sistema, que pôde ser dividido em faixas de frequência. Nas primeiras frequências de excitação, o impacto caracterizou-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural. Conforme variou-se a frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também variou. Notou-se também que, nesta faixa de frequência, a única variação relevante de aceleração foi causada pelo impacto. Quando não houve impactos entre o RIMD e a superfície, as acelerações observadas foram muito pequenas.

Numa segunda faixa de frequência, o sistema passou por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passou para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas nesta faixa de frequência foram muito baixas, levando em conta a ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passou por um comportamento caótico, quando foi possível verificar intervalos de tempo, em que não houve impacto algum ou vários impactos num único período de oscilação.

A segunda ressonância do sistema geralmente apresentou impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos).

Por último, após a segunda frequência natural, a força de impacto tornou-se muito pequena, de forma que os fenômenos observados na segunda faixa de frequência (comportamento caótico), reapareceram aqui.

Para o primeiro modo, praticamente, não houve influência do sistema sobre o *shaker*, fato confirmado pela forma da curva da força de excitação F_0 no domínio do tempo. Entretanto, na faixa de frequência em torno da

segunda ressonância, a influência do sistema sobre a excitação tornou-se relevante, levando, inclusive, a fenômenos não esperados, como o de dois impactos consecutivos a cada aproximação do RIMD contra a superfície de contato (4.59).

Por fim, foram comparados os resultados de cada configuração de forma a obter a condição ótima de impacto para cada modo de vibração. A partir da experiência adquirida com o experimento, recomendou-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, para aplicações em campo, pois, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade.

5

VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Este capítulo tem como objetivo validar o modelo numérico utilizado no capítulo 3, através da comparação numérico-experimental. O aparato experimental procura representar o comportamento axial da coluna de perfuração e a sua influência no dispositivo de impacto (RIMD), de acordo com as simplificações propostas anteriormente. A análise experimental e a identificação dos parâmetros foram realizadas no capítulo 4. Neste capítulo, os parâmetros da bancada serão aplicados ao modelo numérico e comparados com os resultados experimentais.

5.1

Identificação dos Parâmetros do Impacto

Todos os parâmetros da bancada (massas equivalentes, rigidezes e amortecimentos) foram identificados no capítulo 4, com exceção dos parâmetros do impacto. Para tanto, foi realizado um pequeno experimento: o movimento transversal do sistema principal foi travado, através de um suporte. Ver figura (4.2). A superfície de impacto foi colocada na posição de equilíbrio do RIMD (folga 0mm). Utilizando um calibrador de folga, impõe-se uma condição inicial em deslocamento ao sistema, e em seguida mede-se a força de impacto no tempo. Foram escolhidas 2 condições iniciais distintas: 5 e 7mm. Os parâmetros do impacto foram obtidos através da comparação dos resultados experimentais com um modelo numérico de um grau de liberdade. O modelo que descreve a dinâmica do experimento é dado por:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 &= 0 & \text{para } x_2 < 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 &= -k_c x_2^{n_c} (1 + \lambda_c \dot{x}_2) & \text{para } x_2 \geq 0 \end{aligned} \quad (5-1)$$

lembrando que o modelo de impacto é o mesmo utilizado no capítulo 3

(Hunt e Crossley (3-2)). Os parâmetros do RIMD são mostrados a seguir:

Tabela 5.1: Parâmetros do RIMD para identificação dos parâmetros de impacto.

Massa	m_2	0.368	kg
Rigidez	k_2	65.6	N/m
Amortecimento	c_2	1.67	Ns/m
Folga	gap	0	mm

Os resultados deste pequeno experimento são mostrados na figura (5.1).

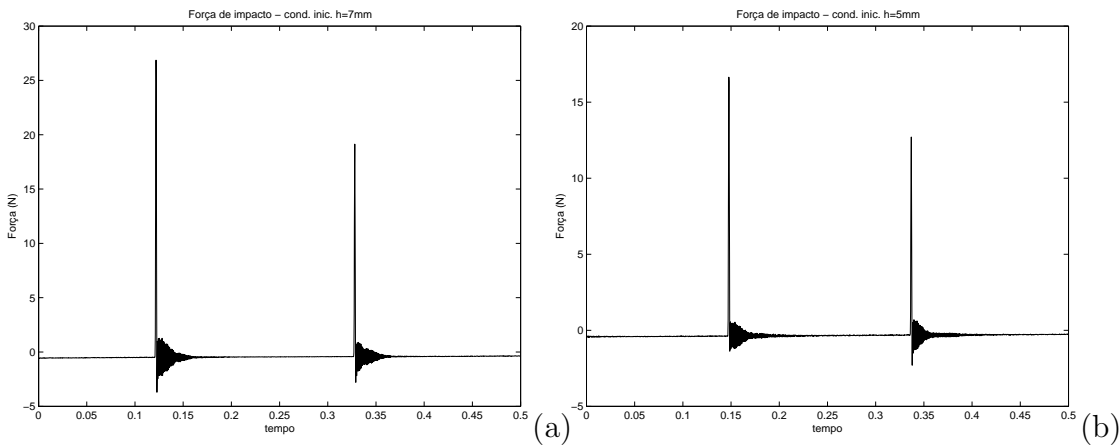


Figura 5.1: Força de impacto no tempo. a) Condição inicial de 7mm. b) condição inicial de 5mm.

Os parâmetros de impacto que melhor ajustam os dados experimentais são mostrados na tabela (5.2).

Tabela 5.2: Parâmetros do impacto.

Rigidez	k_c	$92.5 \cdot 10^3$	N/m
Razão amortecimento-rigidez	λ_c	8	
Fator não linear	n_c	0.9	

Com estes valores, compara-se a resposta numérica com os dados experimentais, para as duas condições iniciais, conforme mostrados nas figuras (5.2) e (5.3).

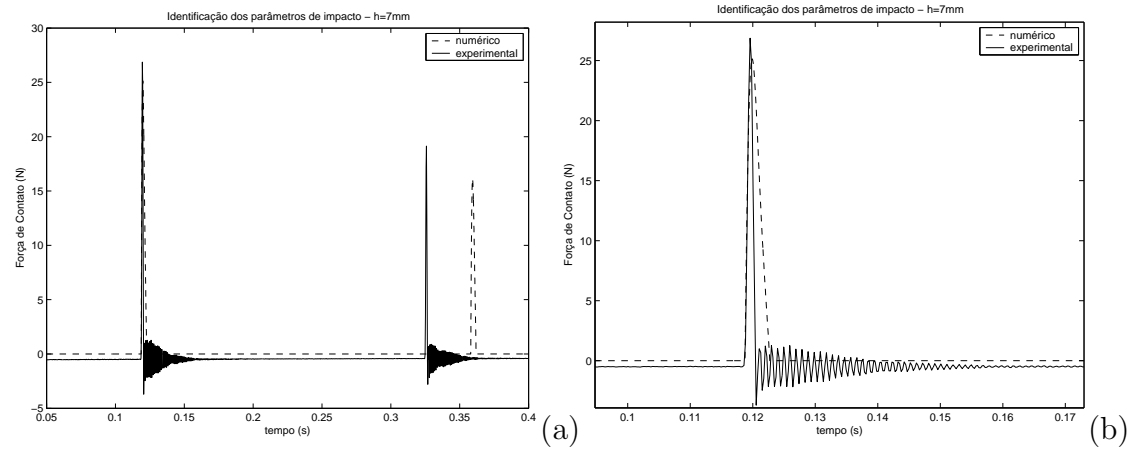


Figura 5.2: Identificação dos parâmetros do impacto. Condição inicial de 7mm.

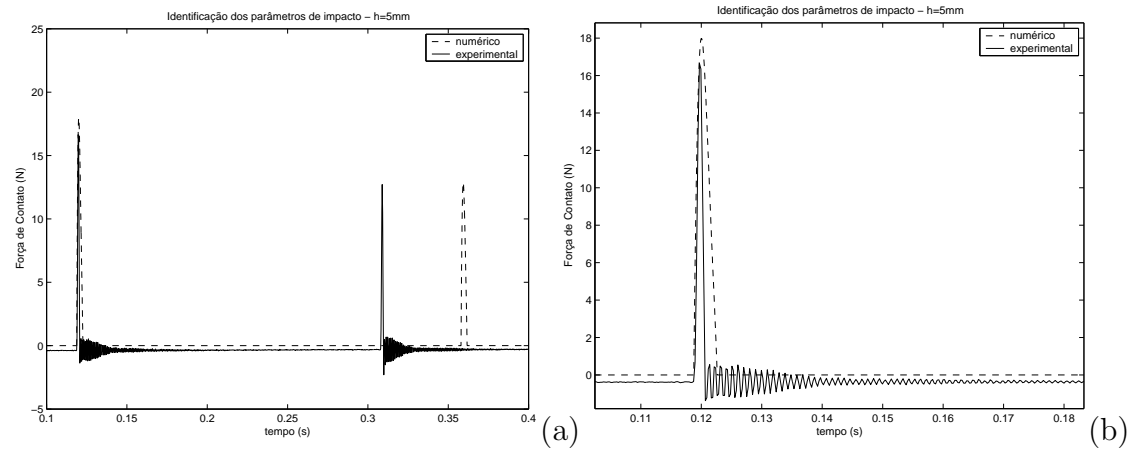


Figura 5.3: Identificação dos parâmetros do impacto. Condição inicial de 5mm.

A partir dos gráficos, verifica-se que o modelo numérico, para descrever o impacto, é capaz de estimar satisfatoriamente o valor máximo da força de impacto. Entretanto, o modelo numérico apresenta dois fatores negativos: o primeiro diz respeito ao impulso da força de impacto durante o choque, isto é, a área sob a curva da força de impacto no tempo. O modelo numérico utilizado não é capaz de representar o modelo experimental, a partir do momento que a força de impacto passa pelo seu valor máximo. Isto implica que o impulso da força de impacto, ou seja:

$$Imp = \int_{impacto} F_i dt \quad (5-2)$$

é maior no modelo numérico que no caso experimental. Esta discrepância, após vários impactos, pode levar a resultados que não representam a situação real. O outro fator leva em consideração o intervalo entre os impactos. Em ambos os casos (condições iniciais de 5 e 7mm), o impacto, no caso experimental ocorreu antes do previsto pelo modelo numérico, sendo o intervalo de tempo entre os impactos (experimental *versus* numérico) 0.05s. Esta escala de tempo é muito maior que a duração do impacto (em torno de 0.002s). Portanto, a justificativa para tal ocorrência não reside numa inconsistência do modelo da força de impacto, mas que no sistema real (sistema contínuo), após o choque, a força de impacto (impulsiva) induz vibrações em todos os modos de vibração da viga. Com isso, a energia total do sistema fica distribuída nos diversos modos de vibração, fato este não considerado no modelo numérico, que leva em conta somente um único modo de vibração do sistema. Esta também é a possível razão do fato de que a força de impacto no segundo choque é menor que a força no primeiro impacto, considerando que a dissipação em cada choque não é significativa, se comparado ao decaimento da força de impacto.

Um último fator a ser relatado aqui considera que os parâmetros do modelo de impacto são consequência da geometria e do material da superfície de impacto, de forma que os parâmetros do impacto não mudam com a velocidade de aproximação do RIMD.

5.2

Resultados Numéricos

Resolvendo as equações (3-6) e (3-7), utilizando os parâmetros identificados nos capítulos 4 e 5, obtemos as respostas, no domínio da frequência, da força de impacto gerada pelo RIMD. A seguir, são mostrados os resultados numéricos para cada uma das distâncias entre acoplamentos estudadas.

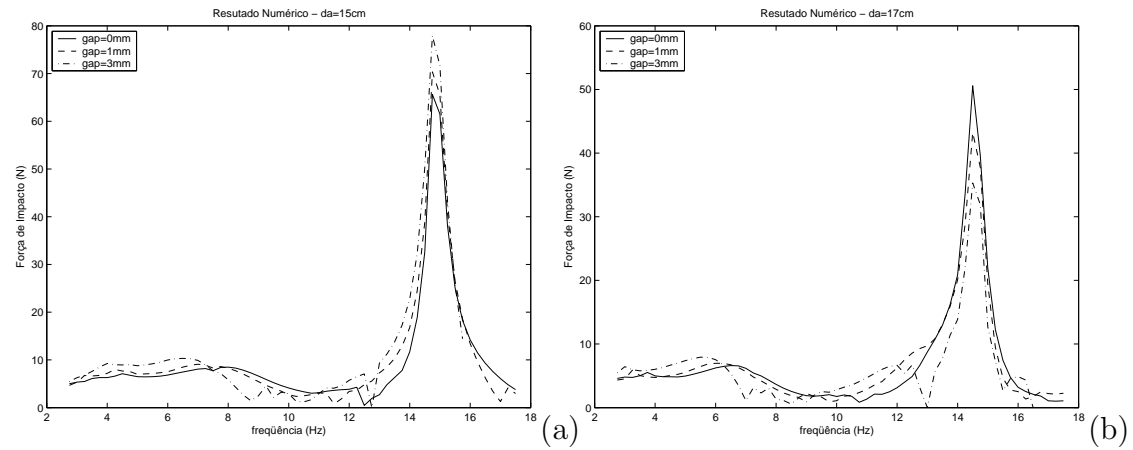


Figura 5.4: Resultados numéricos; F_i versus Ω : a) distância entre acoplamentos 15cm; b) distância entre acoplamentos 17cm.

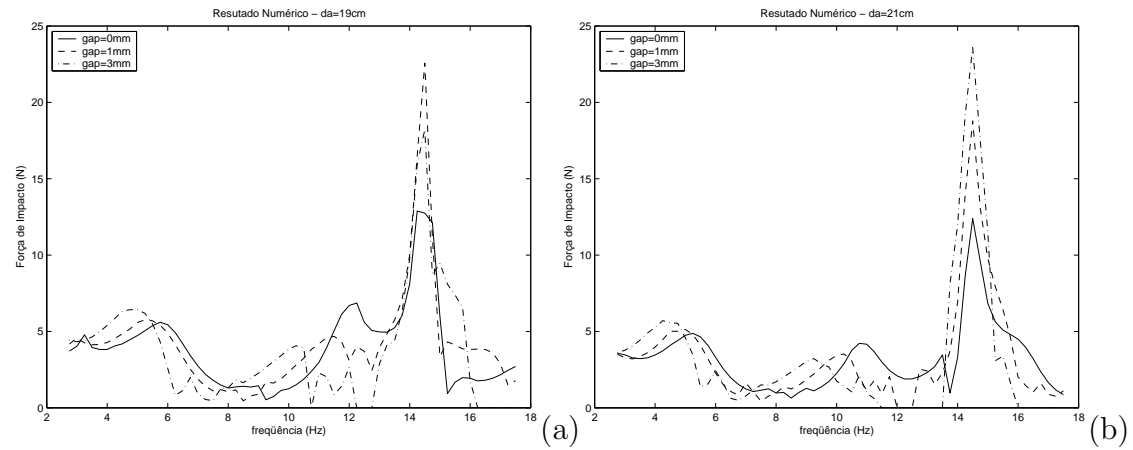


Figura 5.5: Resultados numéricos; F_i versus Ω : a) distância entre acoplamentos 19cm; b) distância entre acoplamentos 21cm.

Analisando os gráficos, qualitativamente, tendo como base os resultados experimentais encontrados no capítulo 4, verificamos que o modelo é capaz de reproduzir alguns fenômenos encontrados experimentalmente, entre eles: as duas ressonâncias, a diferença de força máxima entre os modos de vibração, a transição da primeira frequência natural conforme a mudança da folga e a não variação da segunda frequência natural com a folga. Estes dois últimos fenômenos podem ser melhor visualizados na figura (5.6).

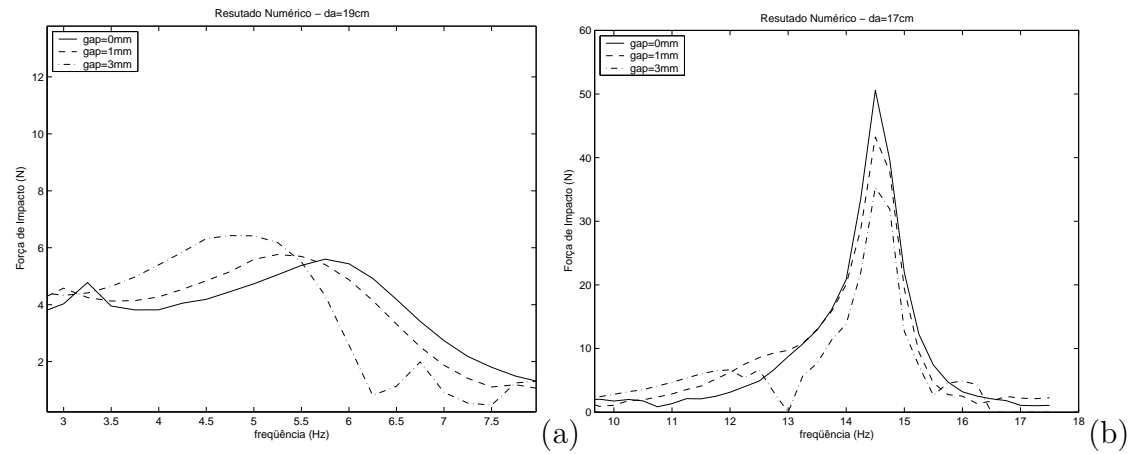


Figura 5.6: Resultados numéricos; F_i versus Ω : a) distância entre acoplamentos 19cm (detalhe - primeiro modo); b) distância entre acoplamentos 17cm (detalhe - segundo modo).

5.3

Comparação Numérico-Experimental

Nesta seção, cada uma das combinações rigidez/folga estudadas experimentalmente no capítulo 4, são comparadas com a simulação numérica. Os resultados são mostrados conforme a seguir.

5.3.1

Distância entre acoplamentos de 15cm

Primeiramente, são mostradas as comparações numérico-experimentais para a distância entre acoplamentos de 15cm.

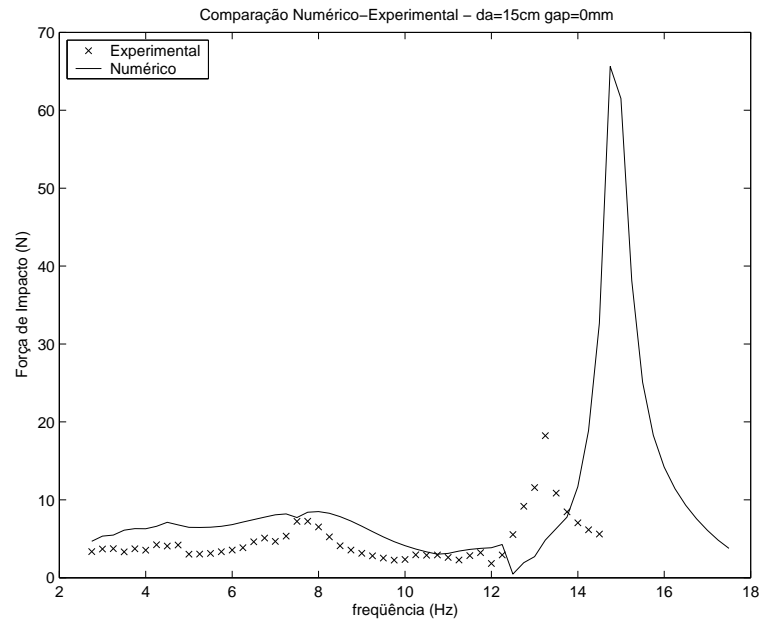


Figura 5.7: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 15cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

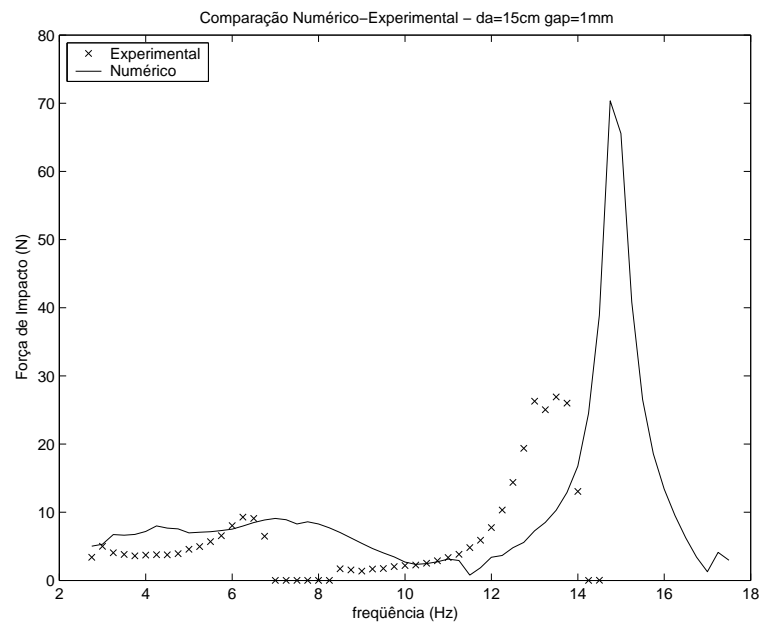


Figura 5.8: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 15cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

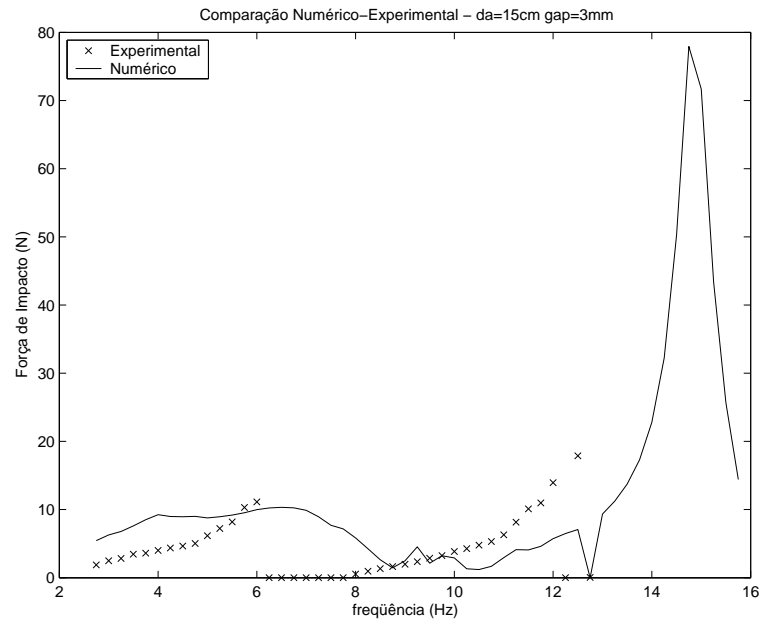


Figura 5.9: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 15cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

A partir das figuras (5.7), (5.8) e (5.9), verifica-se que a resposta numérica, de certa forma, acompanha os dados experimentais, embora a resposta numérica aparenta estar “defasada” do resultado experimental, isto é, os eventos (ressonâncias, por exemplo) no caso numérico ocorrem numa frequência maior que no caso real. Para a primeira ressonância, o modelo numérico consegue reproduzir satisfatoriamente o valor máximo da força de impacto, embora com uma pequena defasagem na frequência natural (0.25Hz). Entretanto, para o segundo modo, os resultados numéricos não reproduzem o experimento.

Os valores das frequências e dos picos de força de impacto, tanto para o caso numérico, quanto para os resultados experimentais, são comparados na tabela (5.3). Uma outra característica que o modelo não reproduz é o salto não linear [24] da força de impacto após a ressonância, nos casos de folga não nula. Para esta situação, define-se salto não linear a queda brusca da força de impacto em frequências logo acima da frequência natural.

Tabela 5.3: Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 15cm.

Frequências naturais	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	7.75 Hz	8.0 Hz
2a ressonância, gap 0mm	13.25 Hz	14.8 Hz
1a ressonância, gap 1mm	6.25 Hz	7.0 Hz
2a ressonância, gap 1mm	13.50 Hz	14.5 Hz
1a ressonância, gap 3mm	6.00 Hz	6.5 Hz
2a ressonância, gap 3mm	12.50 Hz	14.8 Hz

Tabela 5.4: Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 15cm.

Forças de impacto	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	7.25 N	8.5 N
2a ressonância, gap 0mm	18.5 N	65 N
1a ressonância, gap 1mm	9.3 N	9.2 N
2a ressonância, gap 1mm	27.0 N	70 N
1a ressonância, gap 3mm	11.1 N	10.4 N
2a ressonância, gap 3mm	18.0 N	78 N

Conforme mencionado no capítulo 4, seguindo a experiência adquirida com o experimento, recomenda-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, com o intuito de gerar forças impulsivas, uma vez que, apesar de desenvolver forças de impacto menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade. Com isto, o modelo numérico, embora apresente uma forte simplificação ao considerar somente 2 graus de liberdade, é satisfatório, no âmbito de aplicação ao qual estamos interessados.

5.3.2

Distância entre acoplamentos de 17cm

As comparações numérico-experimentais para a distância entre acoplamentos de 17cm são mostradas nas figuras (5.10), (5.11) e (5.12).

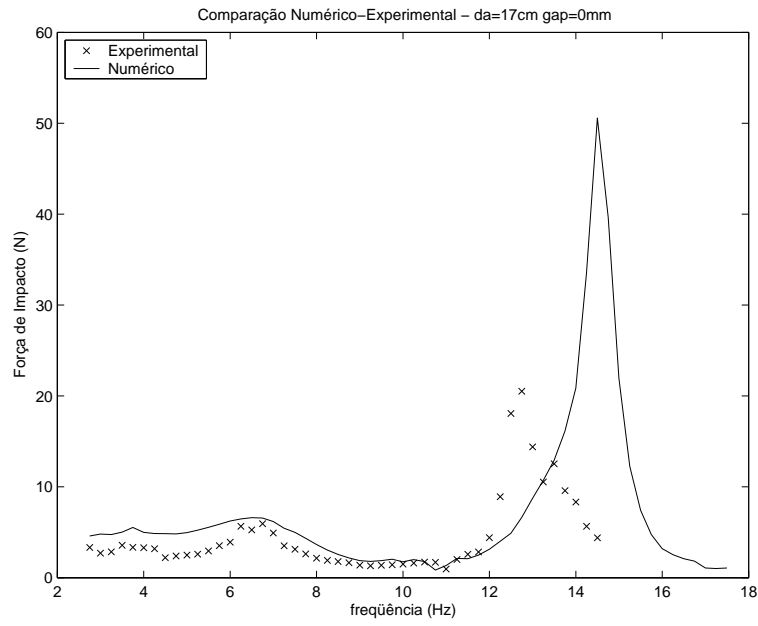


Figura 5.10: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 17cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

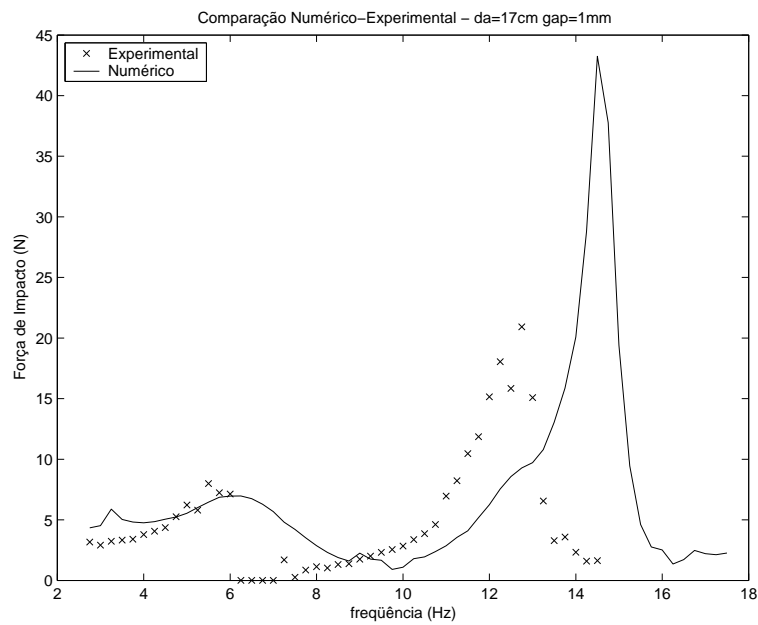


Figura 5.11: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 17cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

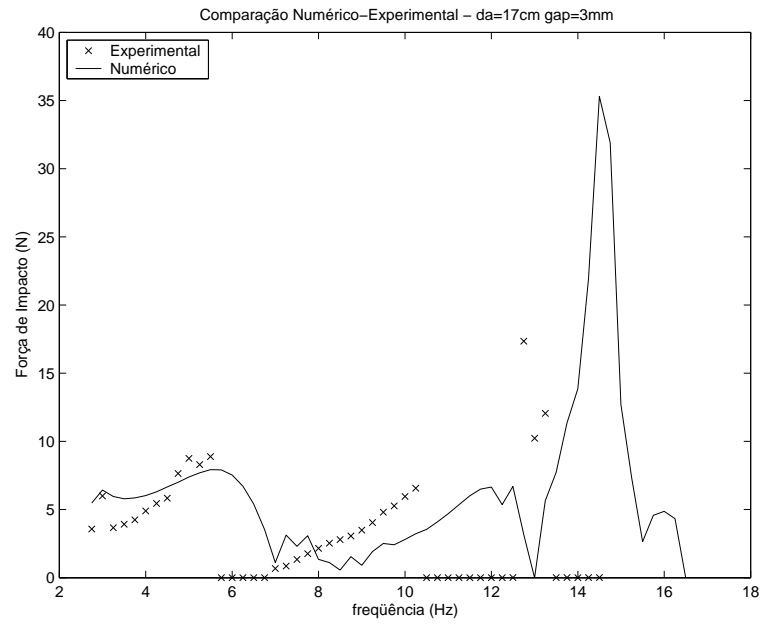


Figura 5.12: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 17cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Para esta distância entre acoplamentos, os mesmos comentários efetuados na análise anterior se aplicam. As tabelas comparativas do modelo numérico com os resultados experimentais, indicando as frequências naturais e as forças de impacto, para cada folga, são apresentadas a seguir.

Tabela 5.5: Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 17cm.

Frequências naturais	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	6.75 Hz	6.5 Hz
2a ressonância, gap 0mm	12.75 Hz	14.5 Hz
1a ressonância, gap 1mm	5.5 Hz	6.2 Hz
2a ressonância, gap 1mm	12.75 Hz	14.5 Hz
1a ressonância, gap 3mm	5.5 Hz	5.7 Hz
2a ressonância, gap 3mm	12.75 Hz	14.5 Hz

Tabela 5.6: Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 17cm.

Forças da impacto	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	6.0 N	6.6 N
2a ressonância, gap 0mm	20.5 N	51.0 N
1a ressonância, gap 1mm	8.0 N	7.0 N
2a ressonância, gap 1mm	21.0 N	43.0 N
1a ressonância, gap 3mm	8.9 N	8.0 N
2a ressonância, gap 3mm	17.5 N	36.0 N

5.3.3

Distância entre acoplamentos de 19cm

A seguir, são mostradas as comparações numérico-experimentais para a distância entre acoplamentos de 19cm.

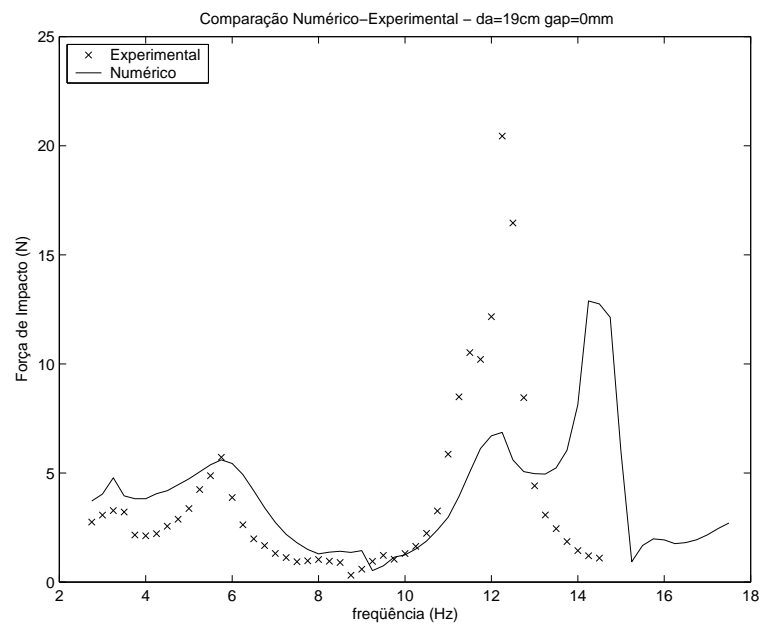


Figura 5.13: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 19cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

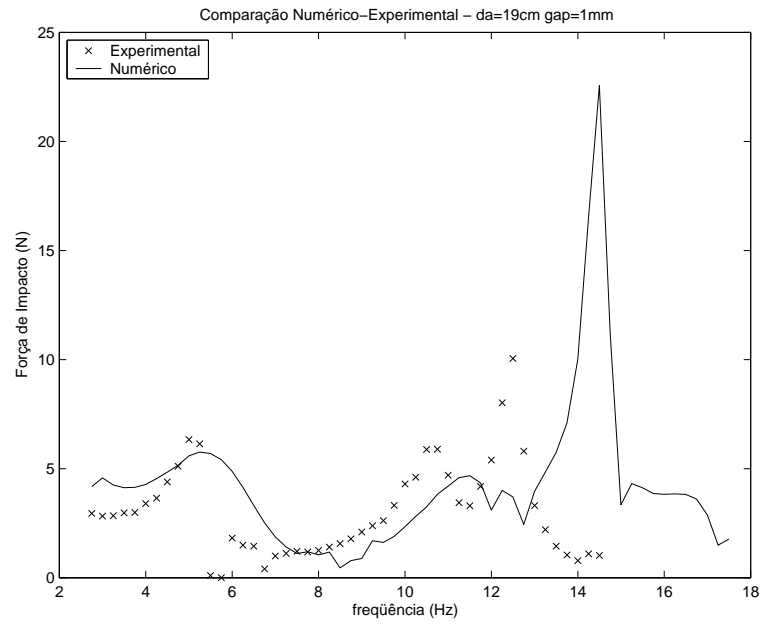


Figura 5.14: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 19cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

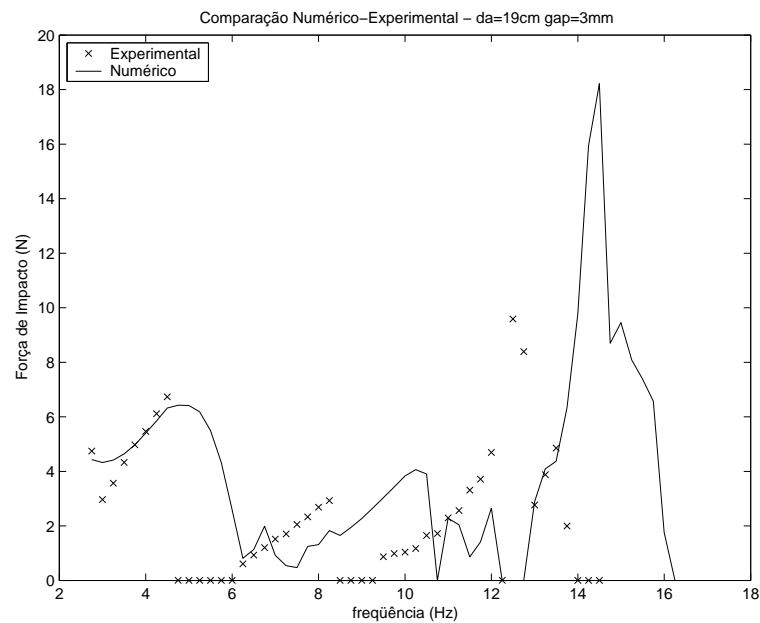


Figura 5.15: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 19cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Aqui, os comentários realizados anteriormente valem para esta situação. Um fato interessante a ser observado aqui diz respeito à confiabilidade do modelo. Para esta distância entre acoplamentos, não é difícil constatar que, quanto menor é a folga, maior é a proximidade dos

resultados numéricos com o experimento, principalmente na região em que estamos mais interessados, isto é, em torno da primeira frequência natural.

Tabela 5.7: Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 19cm.

Frequências naturais	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	5.75 Hz	5.75 Hz
2a ressonância, gap 0mm	12.25 Hz	14.2 Hz
1a ressonância, gap 1mm	5.00 Hz	5.2 Hz
2a ressonância, gap 1mm	12.50 Hz	14.5 Hz
1a ressonância, gap 3mm	4.50 Hz	5.0 Hz
2a ressonância, gap 3mm	12.50 Hz	14.5 Hz

Tabela 5.8: Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 19cm.

Forças da impacto	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	5.7 N	5.6 N
2a ressonância, gap 0mm	20.5 N	13.0 N
1a ressonância, gap 1mm	6.4 N	5.8 N
2a ressonância, gap 1mm	10.0 N	23.0 N
1a ressonância, gap 3mm	6.8 N	6.4 N
2a ressonância, gap 3mm	9.6 N	18.5 N

5.3.4

Distância entre acoplamentos de 21cm

Finalmente, nas figuras (5.16), (5.17) e (5.18) são mostradas as comparações numérico-experimentais para a distância entre acoplamentos de 21cm.

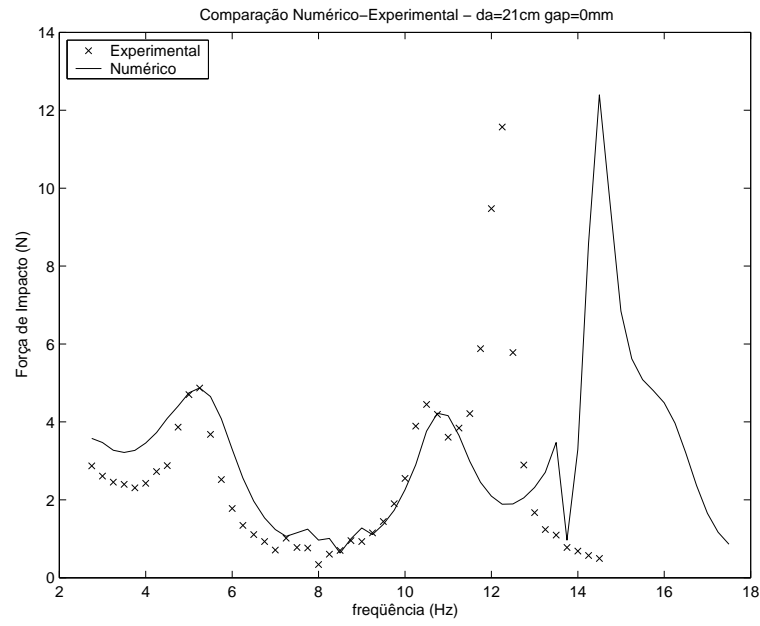


Figura 5.16: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 21cm; gap 0mm; F_i/F_0 versus Ω .

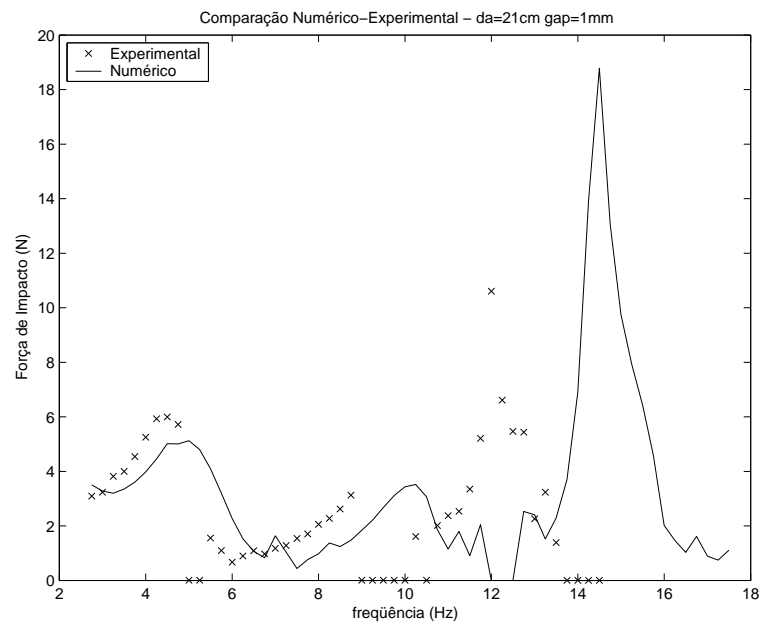


Figura 5.17: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 21cm; gap 1mm; F_i/F_0 versus Ω .

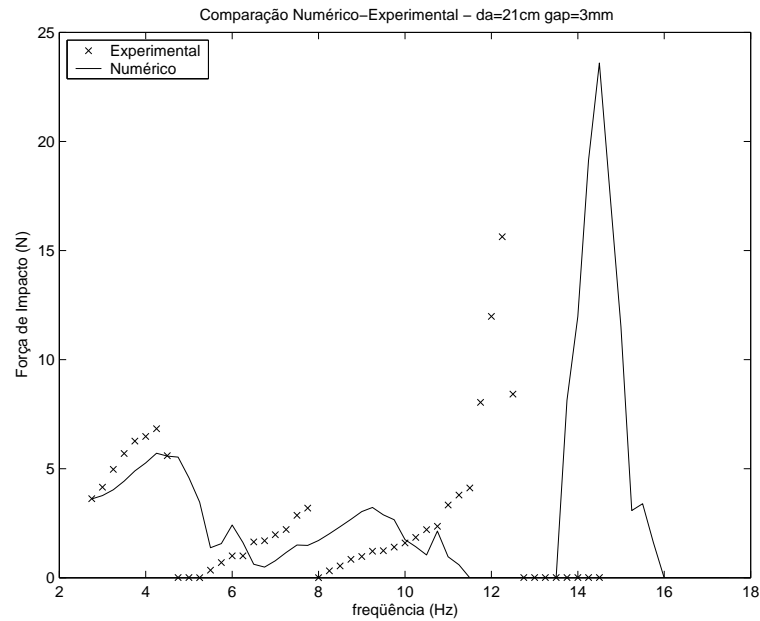


Figura 5.18: Comparação numérico-experimental; distância entre acoplamentos 21cm; gap 3mm; F_i/F_0 versus Ω .

Ao analisar os gráficos de uma forma global, estudando cada combinação rigidez/folga, percebemos que, quanto menor é a rigidez do RIMD, mais a resposta numérica se aproxima dos resultados experimentais. De forma similar, quanto maior é a folga, maiores são as discrepâncias entre o modelo numérico e os resultados experimentais. O gráfico da figura (5.16) mostra que, a combinação distância entre acoplamentos de 21cm e folga 0mm é onde a simulação numérica melhor se aproxima dos resultados experimentais (para a faixa de frequência até 10 Hz), corroborando para a idéia de que o modelo torna-se mais satisfatório à medida que a rigidez do RIMD e a folga diminuem.

Tabela 5.9: Frequências naturais; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 21cm.

Frequências naturais	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	5.25 Hz	5.25 Hz
2a ressonância, gap 0mm	12.25 Hz	14.5 Hz
1a ressonância, gap 1mm	4.5 Hz	5.0 Hz
2a ressonância, gap 1mm	12.0 Hz	14.5 Hz
1a ressonância, gap 3mm	4.25 Hz	4.5 Hz
2a ressonância, gap 3mm	12.25 Hz	14.5 Hz

Tabela 5.10: Forças de impacto máximas; numérico e experimental; distância entre acoplamentos 21cm.

Forças da impacto	Experimental	Numérico
1a ressonância, gap 0mm	4.85 N	4.85 N
2a ressonância, gap 0mm	11.6 N	12.4 N
1a ressonância, gap 1mm	6.0 N	5.2 N
2a ressonância, gap 1mm	10.6 N	18.8 N
1a ressonância, gap 3mm	6.8 N	5.8 N
2a ressonância, gap 3mm	15.7 N	23.6 N

5.4

Considerações Finais

Neste capítulo, foi realizada a comparação numérico-experimental do RIMD. Primeiramente, foram identificados os parâmetros de impacto, a partir de um experimento simples. Em seguida, foi realizada uma análise qualitativa do modelo numérico. Por fim, as simulações foram comparadas com os resultados experimentais, para validação do modelo numérico.

Durante a identificação dos parâmetros de impacto, verificou-se que, o modelo numérico consegue estimar satisfatoriamente o valor máximo da força. Entretanto, o modelo numérico apresenta dois fatores negativos. O primeiro diz respeito à energia retirada do sistema durante o processo de impacto, isto é, a área sob a curva da força de impacto no tempo. O modelo numérico utilizado não é capaz de representar o modelo experimental a partir do momento que a força de impacto passa pelo seu valor máximo.

Outro fato importante diz respeito ao intervalo entre impactos consecutivos. Em ambos os casos (condição inicial de 5 e 7mm), o impacto do caso experimental ocorreu antes do previsto pelo modelo numérico, sendo a diferença de tempo entre o instante do segundo impacto (experimental *versus* numérico) de 0.05s. Esta escala de tempo é muito maior que a duração do impacto, que é em torno de 0.002s. Portanto, a justificativa para tal fato não reside numa inconsistência do modelo da força de impacto, mas que no sistema real (sistema contínuo), após o choque, a força de impacto (impulsiva) induz vibrações em todos os modos de vibração da viga. Com isso, a energia total do sistema fica distribuída nos diversos modos de vibração, fato este não considerado no modelo numérico, que considera somente um único modo de vibração do sistema.

Analisando os gráficos qualitativamente, tendo como base os resultados experimentais encontrados no capítulo 4, verificamos que o modelo numérico é capaz de reproduzir alguns dos fenômenos encontrados experimentalmente, entre eles: as duas ressonâncias, a diferença entre as forças de impacto máximas para cada modo de vibração, a transição da primeira frequência natural conforme a mudança da folga e a não variação da segunda frequência natural com a folga.

Também verificou-se que a resposta numérica, de certa forma, acompanha os dados experimentais, embora os resultados numéricos aparentam estar “defasados” dos resultados experimentais. Para a primeira ressonância, o modelo numérico consegue reproduzir satisfatoriamente o valor máximo da força de impacto. Entretanto, para o segundo modo, os resultados numéricos não reproduzem o experimento.

Uma outra característica que o modelo não reproduz é o salto não linear [24] da força de impacto após a ressonância, nos casos de folga não nula.

Conforme mencionado no capítulo 4, seguindo a experiência adquirida com a bancada, recomendou-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, uma vez que, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade. Com isto, o modelo numérico, embora apresente uma forte simplificação ao considerar somente 2 graus de liberdade, é satisfatório no âmbito de aplicação ao qual estamos interessados.

6

CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou como objetivo principal estudar e propor um novo mecanismo para aumentar a taxa de penetração em perfuração de rochas duras.

A vibração axial ou longitudinal é mais severa na perfuração com broca tricônica, sendo essa a broca ideal para se induzir vibração axial à coluna de perfuração. A causa dessa vibração está no fato de que as brocas tricônicas geram uma superfície de corte característica (lóbulos), durante a perfuração, excitando a coluna de modo axial.

No capítulo 2 foi apresentado um modelo da dinâmica axial da coluna de perfuração, proposto por Dareing em 1968 [8]. A partir deste modelo, foi possível compreender o comportamento axial dos tubos de perfuração e do BHA separadamente. Através deste modelo, concluiu-se que a vibração axial da coluna de perfuração é gerada basicamente pelos tubos de perfuração, uma vez que a rigidez dos mesmos é muito menor que a rigidez do BHA.

No capítulo 3 foi apresentada uma breve revisão sobre impacto, apresentando as diferentes abordagens e os principais modelos de impacto utilizados atualmente. Neste capítulo procurou-se focar na proposta de um modelo analítico que descrevesse satisfatoriamente o comportamento do dispositivo, bem como executar um estudo numérico do RIMD. Um modelo de 2 graus de liberdade com amortecimento e impactos foi utilizado para descrever o dispositivo, e a sua eficiência foi comparada com um similar modelo de 2 graus de liberdade sem impacto. O modelo de impacto utilizado é proposto por Hunt e Crossley [16].

A partir da análise do sistema de vibroimpacto, foi mostrado que a presença de impactos alterou a frequência natural do sistema, fato esperado uma vez que impactos alteram a resposta dinâmica de um sistema. Um fato inesperado aconteceu, consistindo no fato de que a presença de impacto fez com que a primeira frequência natural desaparecesse. Numa primeira abordagem os resultados com impacto foram satisfatórios. Na fase de otimização dos parâmetros do RIMD, tornou-se claro que a

força de impacto poderia ser aumentada se a rigidez do dispositivo fosse diminuída. Entretanto, foi mostrado uma transição no comportamento da força de impacto, onde o sistema, numa determinada região de frequência de excitação, migrou de uma condição em período-1 para período-0.5 (um impacto a cada dois ciclos), passando por uma condição de período-1 transitória. Além disso, a força de impacto é maximizada quando a folga também é aumentada. Entretanto, a valor da folga que fornece o valor máximo da força de impacto encontra-se fora do range de aplicação do dispositivo (limitações físicas de forma a construir um dispositivo portátil).

Do ponto de vista teórico, como o sistema é não-linear e não-suave, pode apresentar alguns comportamentos não observáveis em sistemas suaves. Expandindo os valores dos parâmetros para faixas diferentes da encontrada no experimento, a simulação numérica torna-se uma poderosa ferramenta de análise não-linear.

No capítulo 4, foram apresentados a descrição da bancada sobre a qual foram desenvolvidos os ensaios experimentais, as considerações na aquisição e processamento dos sinais, a descrição dos ensaios realizados e os resultados experimentais em si. O aparato experimental procurou representar o comportamento axial da coluna de perfuração e a sua influência no dispositivo de impacto (RIMD), de acordo com as simplificações propostas nos capítulos anteriores.

Para o caso sem impacto, constatou-se que o modelo numérico de 2 graus de liberdade estudado no capítulo 3 foi satisfatório para descrever a dinâmica da bancada experimental dentro da faixa de frequências estabelecida (0 - 50 Hz).

Para o caso com impacto, ao estudar a característica da força de impacto, varrendo a frequência de excitação, percebeu-se que, em todas as configurações, existiu um certo padrão de comportamento do sistema, que pôde ser dividido em faixas de frequência. Nas primeiras frequências de excitação, o impacto caracterizou-se de período-1 (1 impacto por ciclo), passando pela primeira frequência natural. Conforme variou-se a frequência de excitação, além da magnitude da força de impacto variar, a diferença de fase entre a força de excitação (F_0) e a força de impacto (F_i) também variou. Notou-se também que, nesta faixa de frequência, a única variação relevante de aceleração foi causada pelo impacto. Quando não houve impactos entre o RIMD e a superfície, as acelerações observadas foram muito pequenas.

Numa segunda faixa de frequência, o sistema passou por uma mudança de comportamento de impacto, isto é, de período-1 passou para período-0.5 (1 impacto a cada 2 ciclos). Entretanto, as forças de impacto desenvolvidas

nesta faixa de frequência foram muito baixas, levando em conta a ordem de grandeza da força de excitação. Além disso, nesta transição, o sistema passou por um comportamento caótico, quando foi possível verificar intervalos de tempo, em que não houve impacto algum ou vários impactos num único período de oscilação. A segunda ressonância do sistema geralmente apresentou impactos em período-0.5 (1 impacto a cada dois ciclos). Por último, após a segunda frequência natural, a força de impacto tornou-se muito pequena, de forma que os fenômenos observados na segunda faixa de frequência (comportamento caótico), reapareceram aqui.

Para o primeiro modo, praticamente, não houve influência do sistema sobre o *shaker*, fato confirmado pela forma da curva da força de excitação F_0 no domínio do tempo. Entretanto, na faixa de frequência em torno da segunda ressonância, a influência do sistema sobre a excitação tornou-se relevante, levando, inclusive, a fenômenos não esperados, como o de dois impactos consecutivos a cada aproximação do RIMD contra a superfície de contato (4.59).

Por fim, foram comparados os resultados de cada configuração de forma a obter a condição ótima de impacto para cada modo de vibração. E a partir da experiência adquirida com o experimento, recomendou-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, para aplicações em campo, pois, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade.

No capítulo 5 foi realizada a comparação numérico-experimental do RIMD. Primeiramente, foram identificados os parâmetros de impacto, a partir de um experimento simples. Em seguida, foi realizada uma análise qualitativa do modelo numérico. Por fim, as simulações foram comparadas com os resultados experimentais, para validação do modelo numérico.

Durante a identificação dos parâmetros de impacto, verificou-se que, o modelo numérico consegue estimar satisfatoriamente o valor máximo da força. Entretanto, o modelo numérico apresenta dois fatores negativos. O primeiro diz respeito à energia retirada do sistema durante o processo de impacto, isto é, a área sob a curva da força de impacto no tempo. O modelo numérico utilizado não é capaz de representar o modelo experimental a partir do momento que a força de impacto passa pelo seu valor máximo.

Outro fato importante diz respeito ao intervalo entre impactos consecutivos. Em ambos os casos (condição inicial de 5 e 7mm), o impacto do caso experimental ocorreu antes do previsto pelo modelo numérico, sendo a diferença de tempo entre o instante do segundo impacto (experimental *versus* numérico) de 0.05s. Esta escala de tempo é muito maior que a

duração do impacto, que é em torno de 0.002s. Portanto, a justificativa para tal fato não reside numa inconsistência do modelo da força de impacto, mas que no sistema real (sistema contínuo), após o choque, a força de impacto (impulsiva) induz vibrações em todos os modos de vibração da viga. Com isso, a energia total do sistema fica distribuída nos diversos modos de vibração, fato este não considerado no modelo numérico, que considera somente um único modo de vibração do sistema.

Analisando os gráficos qualitativamente, tendo como base os resultados experimentais encontrados no capítulo 4, verificamos que o modelo numérico é capaz de reproduzir alguns dos fenômenos encontrados experimentalmente, entre eles: as duas ressonâncias, a diferença entre as forças de impacto máximas para cada modo de vibração, a transição da primeira frequência natural conforme a mudança da folga e a não variação da segunda frequência natural com a folga.

Também verificou-se que a resposta numérica, de certa forma, acompanha os dados experimentais, embora os resultados numéricos aparentam estar “defasados” dos resultados experimentais. Para a primeira ressonância, o modelo numérico consegue reproduzir satisfatoriamente o valor máximo da força de impacto. Entretanto, para o segundo modo, os resultados numéricos não reproduzem o experimento.

Uma outra característica que o modelo não reproduz é o salto não linear [24] da força de impacto após a ressonância, nos casos de folga não nula.

Conforme mencionado no capítulo 4, seguindo a experiência adquirida com a bancada, recomendou-se trabalhar sempre com a primeira frequência natural do sistema, uma vez que, apesar de desenvolver forças impulsivas menores que no segundo modo, o primeiro modo possui maior estabilidade. Com isto, o modelo numérico, embora apresente uma forte simplificação ao considerar somente 2 graus de liberdade, é satisfatório no âmbito de aplicação ao qual estamos interessados.

6.1

Trabalhos futuros

Em ambas as análises, numérica e experimental, a força de impacto encontra-se não embarcada no sistema, isto é, o impacto ocorre sempre contra uma superfície fixa. Entretanto, esta não é a situação real, visto que, uma vez que o RIMD será instalado no BHA da coluna, as forças de impacto estarão agindo no próprio sistema. Numa próxima análise,

o dispositivo de impacto encontrar-se-á embarcada no sistema, mais precisamente impactando contra a viga principal.

No tocante à análise teórica, seria interessante procurar novos modelos de impacto, com o intuito de melhor representar os resultados experimentais. Além disso, é possível melhorar também o modelo que descreve a bancada, incluindo maiores graus de liberdade ao sistema, ou considerando uma modelagem contínua. Por fim, pode-se realizar uma análise não-linear, tanto do modelo numérico, quanto da bancada experimental, utilizando as ferramentas clássicas da área não-linear: diagramas de bifurcação, mapas de Poincaré, bacias de atração etc.

Bibliografia

- [1] AGUIAR, R. R.. **Estudo de sistemas com um grau de liberdade.** Primeiro trabalho da disciplina MEC2222 - *Análise de Vibrações*, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2004.
- [2] AGUIAR, R. R.; WEBER, H. I.. **Optimum parameters of a vibroimpact device.** Proceedings of the XXVI CILAMCE, October 19th - 21st, p. 15 pgs, CD-ROM, 2005.
- [3] MACFARLANE, A.. **Anderhammer initial drilling test report.** Investigation, Andegauge Drilling Systems, 2002.
- [4] BRACH, R.. **Mechanical Impact Dynamics - Rigid Body Collisions.** John Wiley and Sons, INC., New York, NY, USA, 1991.
- [5] CHEN, S.. **Linear and Nonlinear Dynamics of Drillstrings.** PhD thesis, Faculté des Sciences Appliquées, Université de Liège, Liège, Belgium, 1995.
- [6] DETOURNAY, E.. **Enhanced bit performance through controlled drillstring vibrations - phase 3.** Draft revised proposal, Drilling Mechanics Group, CSIRO Petroleum, Bentley, WA, Australia, 2004.
- [7] CUNNINGHAM, R.. **Analysis of downhole measurements of drill string forces and motions.** ASME Journal of Engineering for Industry, p. 208 to 216, May 1968.
- [8] DAREING, D.; LIVESAY, B.. **Longitudinal and angular drillstring vibrations with damping.** Journal of Engineering for Industry, p. 671 to 679, November 1968.
- [9] DAREING, D.; DEILY, F.; PAFF, G.; ORTLOFF, J. ; LYNN, R.. **Downhole measurements of drill string forces and motions.** ASME Journal of Engineering for Industry, p. 217 to 225, May 1968.

- [10] DAREING, D.. **Guidelines for controlling drill string vibrations**. Journal of Energy Resources Technology - Transactions of the ASME, p. Vol. 106 pgs 272 to 277, June 1984.
- [11] DIMAROGONAS, A. D.. **Vibration for Engineers**. West Publishing Co., USA, 1976.
- [12] DYKSTRA, M. W.. **Nonlinear Drillstring Dynamics**. PhD thesis, Department of Petroleum Engineering, University of Tulsa, Oklahoma, USA, 1996.
- [13] FRANCA, L. F. P.. **Perfuração Percussiva-Rotativa Auto-Excitada em Rochas Duras**. PhD thesis, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.
- [14] ALAMO, F. J. C.. **Vibrações axiais e torcionais em colunas de perfuração**. Exame de qualificação, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2004.
- [15] GILARDI, G.; SHARF, I.. **Literature survey of contact dynamics modelling**. Mechanism and Machine Theory, p. Vol 37, pgs 1213 to 1239, 2002.
- [16] HUNT, K. H.; CROSSLEY, F. R. E.. **Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact**. Journal of Applied Mechanics - Transactions of the ASME, p. 440 to 445, June 1968.
- [17] INMAN, D. J.. **Engineering Vibration**. Prentice Hall Inc., Upper Saddle River, NJ, USA, 1996.
- [18] PLÁCIDO, J. C. R.. **Colunas de perfuração**. Apostila da disciplina *Perfuração de Poços de Petróleo*, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2002.
- [19] LEINE, R. I.. **Bifurcations in discontinuous mechanical systems of Filippov-type**. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, Germany, 2000.
- [20] MATTOS, M. C.; WEBER, H. I.. **Some interesting characteristics of a simple autonomous impact system with symmetric clearance**. ASME - Design Engineering Conference, p. 5 pgs, CD-ROM, 1997.

- [21] MATTOS, M. C.. **Alterações na Dinâmica de Sistemas com Vibroimpacto devido a Variações da Folga**. PhD thesis, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 1998.
- [22] PFEIFFER, F.; GLOCKER, C.. **Multibody Dynamics with Unilateral Contact**. John Wiley and Sons, INC., New York, NY, USA, 1996.
- [23] FRANCA, L. F. P.; SAVI, M. A. ; WEBER, H. I.. **Nonlinear dynamics and chaos of a system with discontinuous support using a switch model**. Proceedings of the XI DINAME, February 28th - March 4th 2005, 2005.
- [24] STROGATZ, S. H.. **Nonlinear Dynamics and Chaos**. Westview Press, Cambridge, MA, USA, 2000.
- [25] THOMAS, J. E.. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. Ed. Interciência, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2001.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)