

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].

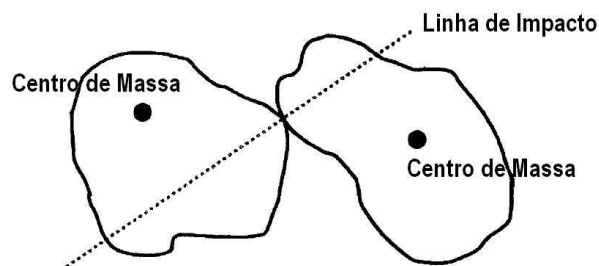


Figura 3.1: Impacto entre dois corpos [4].

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).

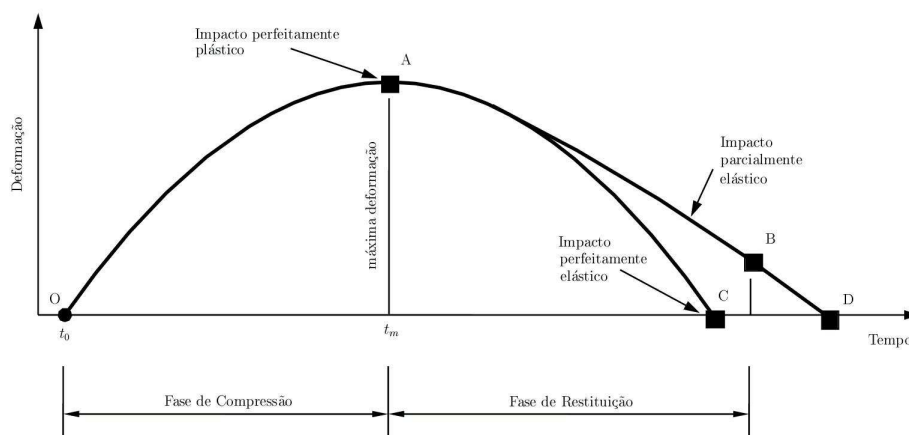


Figura 3.2: Deformação durante o impacto [4].

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).

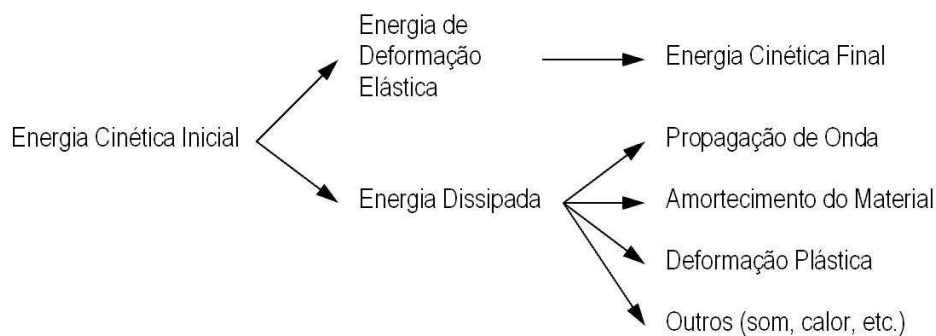


Figura 3.3: Fluxo de energia [4].

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.

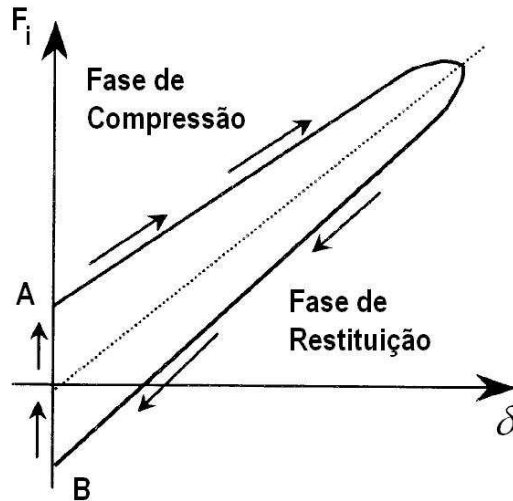


Figura 3.4: Força de contato para o modelo de Kelvin-Voigt [15].

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.

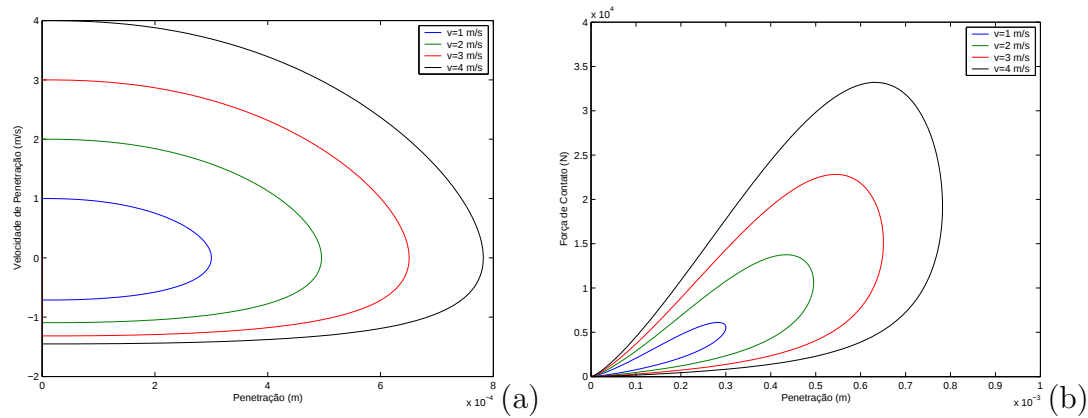


Figura 3.5: Impacto de uma massa com uma superfície rígida para diferentes valores de velocidade: a) plano fase; b) característica força/penetração. Parâmetros utilizados: $m = 2Kg$ $k_c = 2.1 \cdot 10^8 N/m_c^n$ $n_c = 1.6$ $\lambda_c = 0.6s/m$.

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].

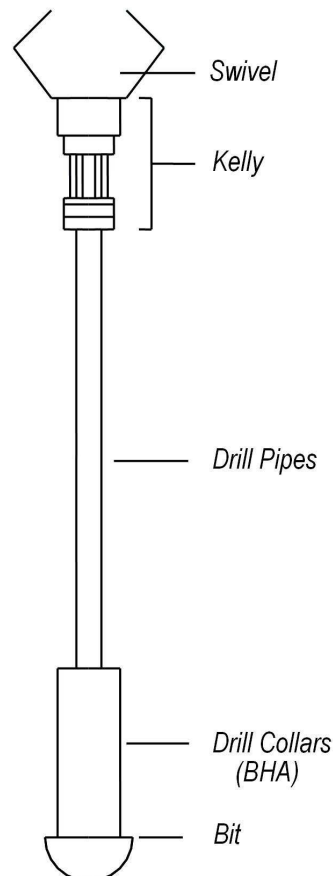


Figura 3.6: Desenho esquemático do sistema de perfuração rotativa.

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.

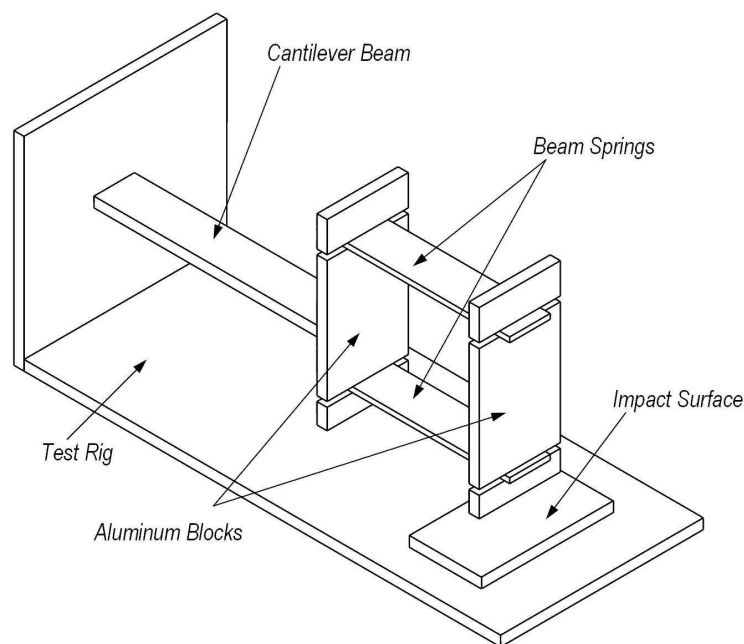


Figura 3.7: Protótipo do RIMD.

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).

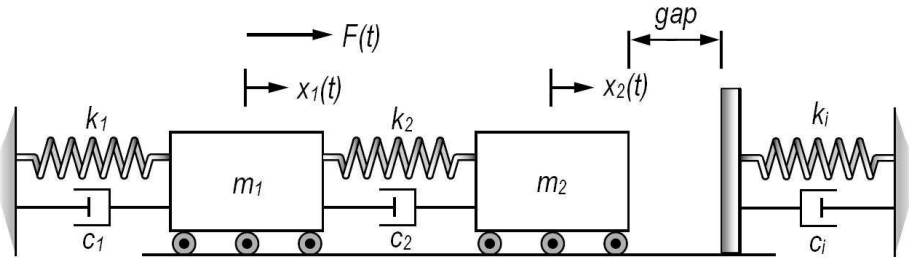


Figura 3.8: Modelagem do sistema.

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).

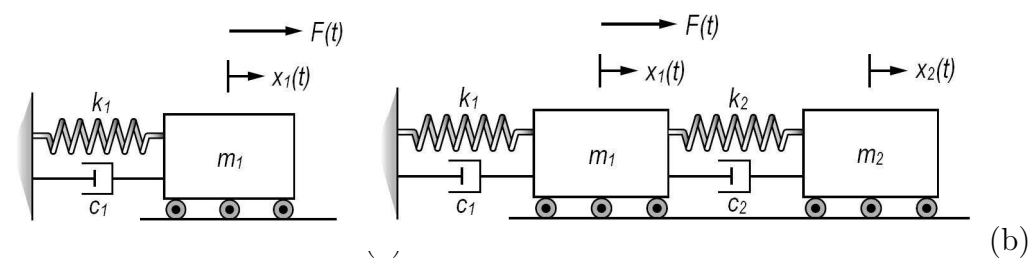


Figura 3.9: Modelos de comparação a) 1 GDL; b) 2 GDL sem impacto.

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).

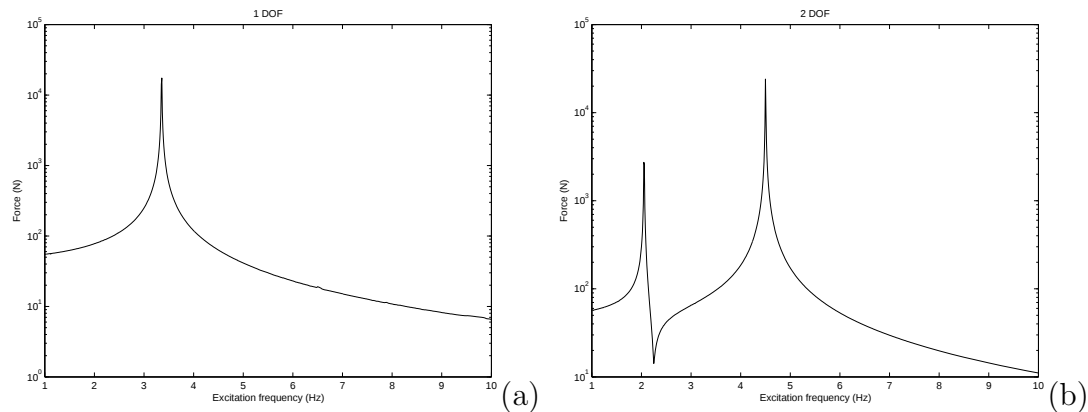


Figura 3.10: Força transmitida *versus* frequência de excitação a) 1 GDL; b) 2 GDL.

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).

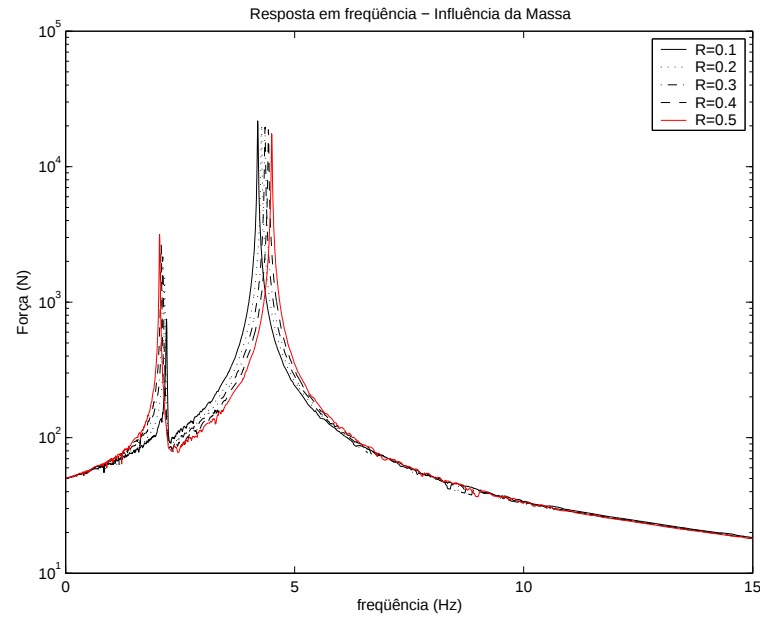


Figura 3.11: Influência da distribuição de massa. Força transmitida *versus* frequência.

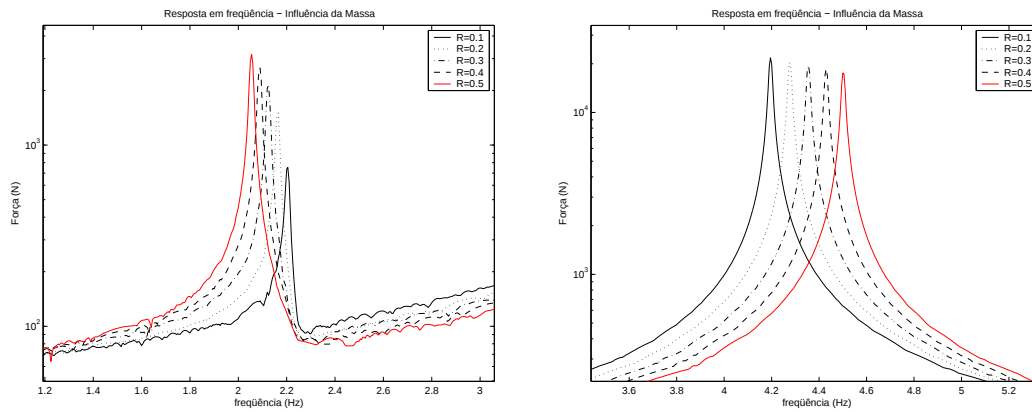


Figura 3.12: Influência da distribuição de massa: a) primeiro modo (detalhe); b) segundo modo (detalhe).

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.

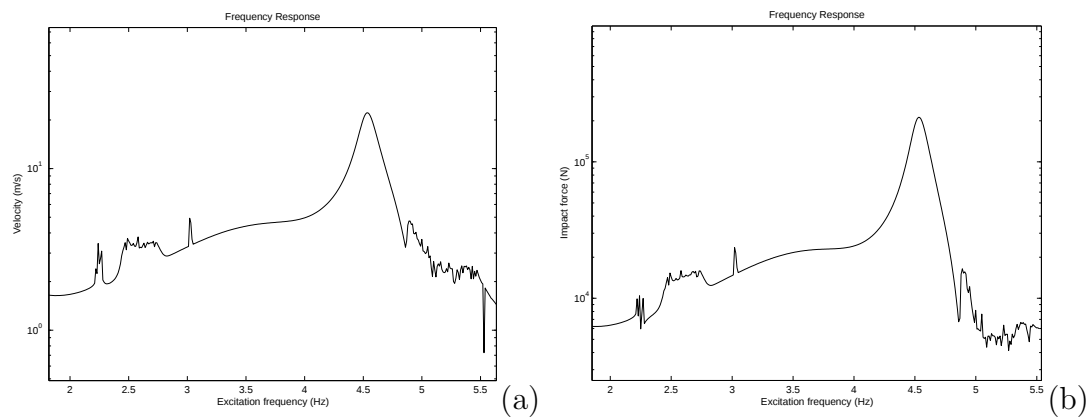


Figura 3.13: Resposta em frequência: a) velocidade; b) força de impacto.

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).

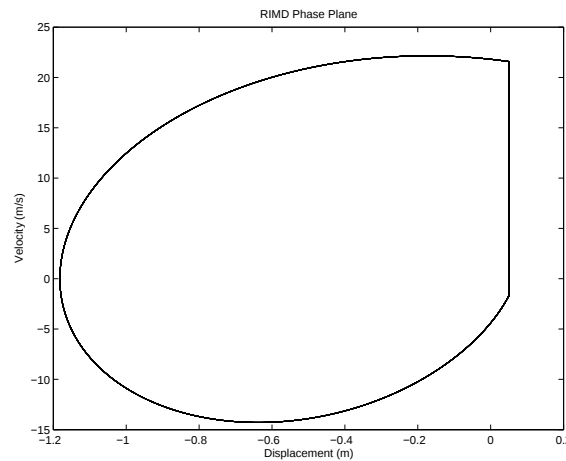


Figura 3.14: Plano fase do RIMD, $\Omega = 4.53Hz$, condição em regime.

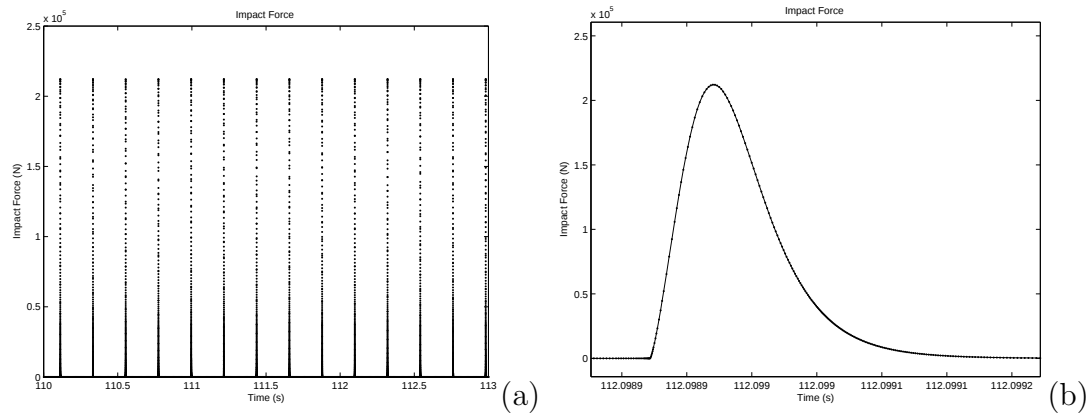


Figura 3.15: Comportamento da força de impacto, $\Omega = 4.53Hz$.

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.

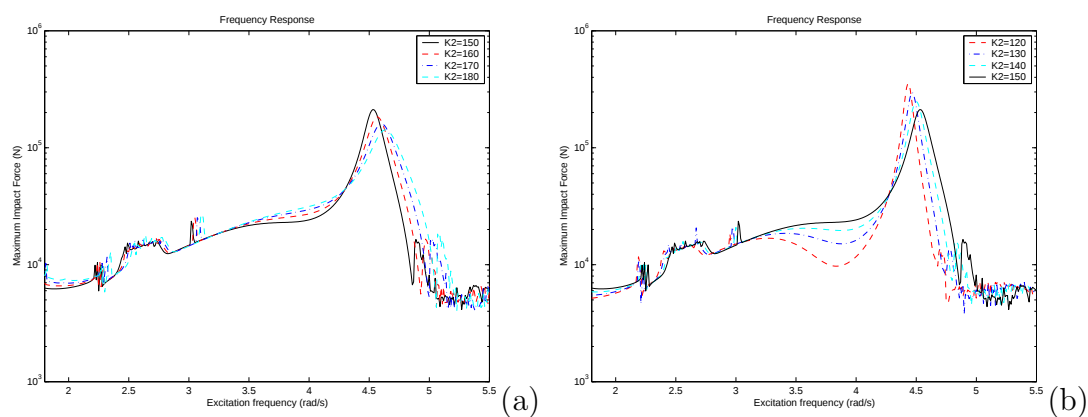


Figura 3.16: Resposta em frequência da força de impacto: a) aumentando k_2 ; b) diminuindo k_2 .

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).

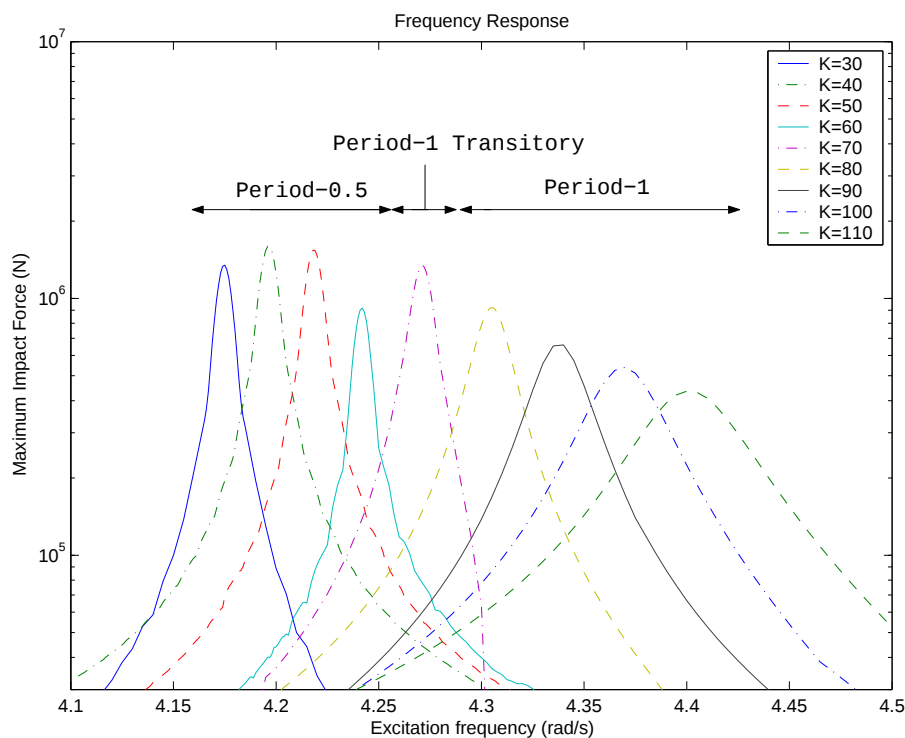


Figura 3.17: Influência da rigidez do RIMD.

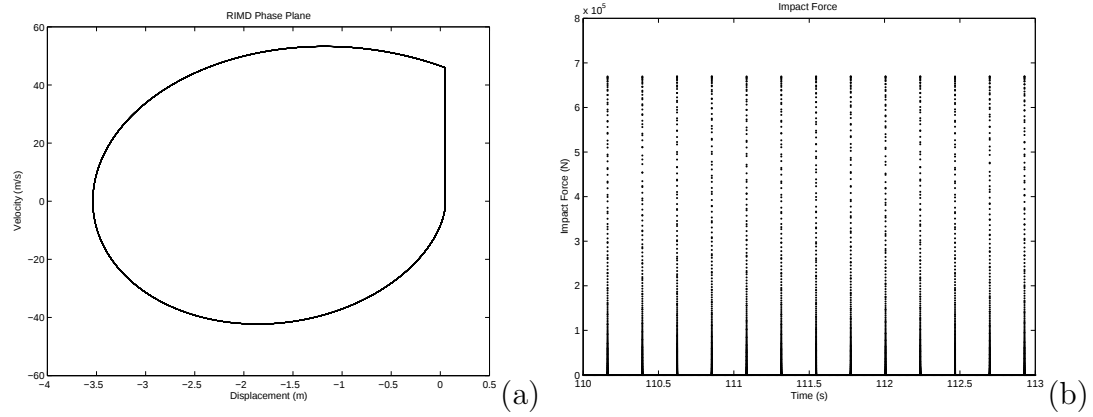


Figura 3.18: Condição de período-1. $k_2 = 90N/m$ e $\Omega = 4.338Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.

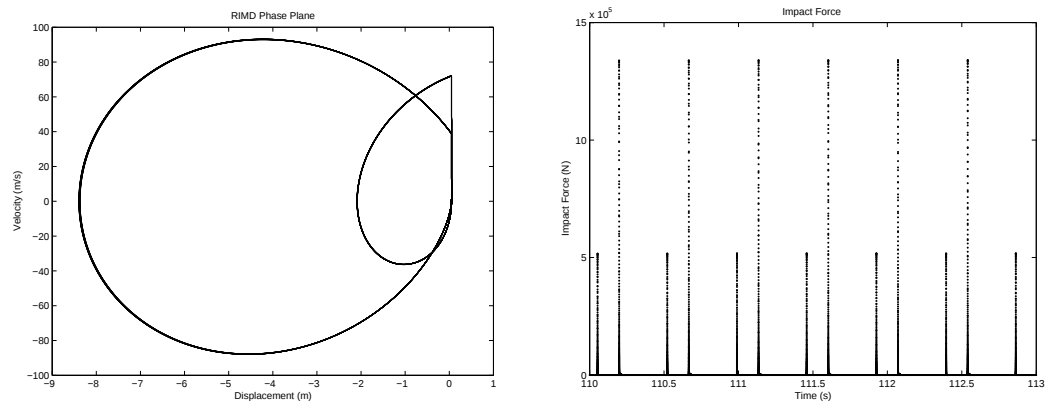


Figura 3.19: Condição de período-1 transitória. $k_2 = 70N/m$ e $\Omega = 4.271Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.

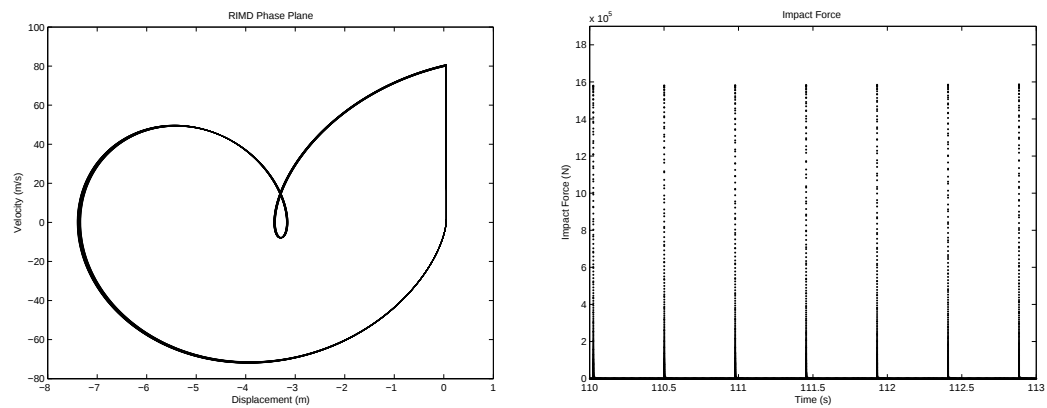


Figura 3.20: Condição de período-0.5. $k_2 = 40N/m$ e $\Omega = 4.196Hz$: a) plano fase do RIMD; b) perfil da força de impacto.

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).

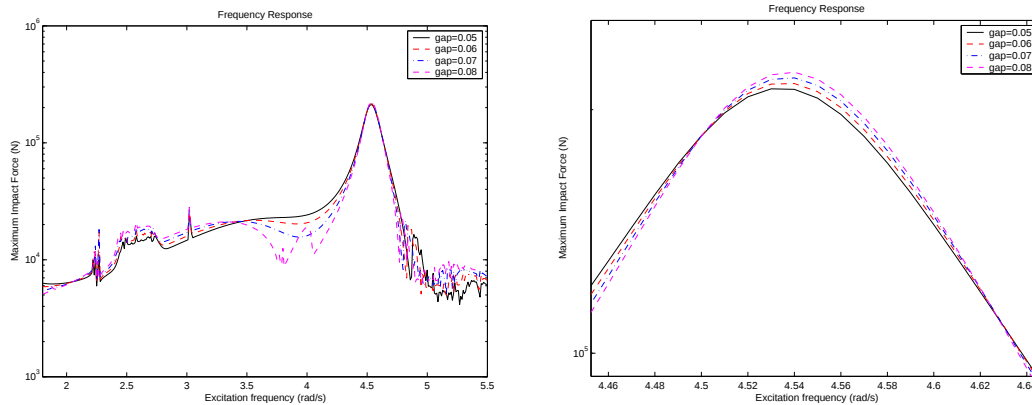


Figura 3.21: Resposta em frequência da força de impacto: aumentando o gap.

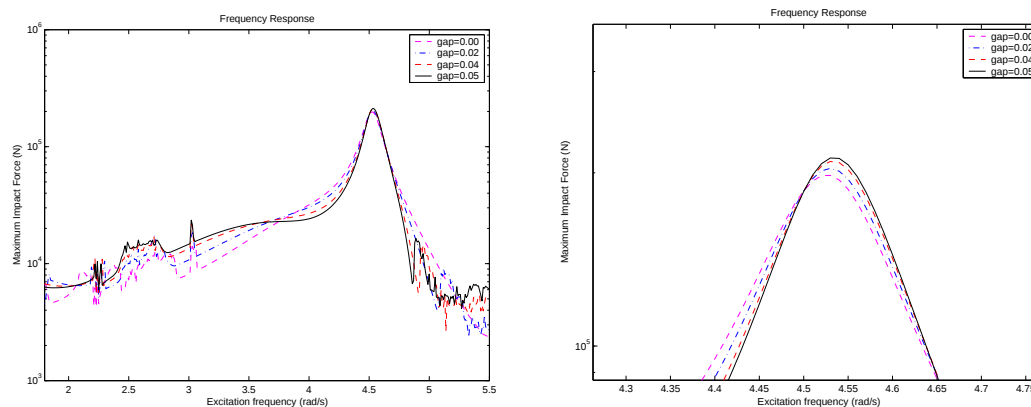


Figura 3.22: Resposta em frequência da força de impacto: diminuindo o gap.

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.