

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E IDENTIFICAÇÃO PARAMÉTRICA
EM TRATORES DE PNEUS AGRÍCOLA

JOÃO CARLOS BARBOSA DA SILVA

CAMPINA GRANDE – PB

1999

**ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E IDENTIFICAÇÃO PARAMÉTRICA
EM TRATORES DE PNEUS AGRÍCOLA**

JOÃO CARLOS BARBOSA DA SILVA

**ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E IDENTIFICAÇÃO PARAMÉTRICA
EM TRATORES DE PNEUS AGRÍCOLA**

**Dissertação apresentada ao Curso de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal da Paraíba, em
cumprimento às exigências para obtenção
do Grau de Mestre.**

Orientador: Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira

Campina Grande – PB

1999



S586a Silva, João Carlos Barbosa da.
Análise das vibrações e identificação paramétrica em tratores de pneus agrícola / João Carlos Barbosa da Silva.
- Campina Grande, 1999.
211 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, 1999.
"Orientação : Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira".
Referências.

1. Tratores - Agricultura. 2. Tratoristas - Exposição à Vibração. 3. Sistema Trator - Interação Homem-Solo. 4. Dissertação - Engenharia Mecânica. I. Oliveira, Natanael Victor de. II. Universidade Federal da Paraíba - Campina Grande (PB). III. Título

CDU 631.172(043)

**ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E IDENTIFICAÇÃO PARAMÉTRICA
EM TRATORES DE PNEUS AGRÍCOLA**

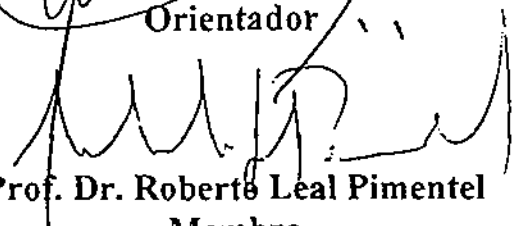
JOÃO CARLOS BARBOSA DA SILVA

Dissertação aprovada em 10/11/99.

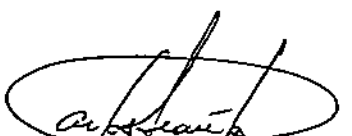
Banca Examinadora



Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira
Orientador



Prof. Dr. Roberto Leal Pimentel
Membro



Prof. Dr. Carlos José de Araújo
Membro

Campina Grande – PB
Novembro - 1999

A minha esposa Maria Janete de Menezes Barbosa.

As minhas filhas Alyne Emmily e Laryssa.

Aos meus pais Luiz e Isabel Barbosa da Silva. (In memorium).

Aos meus irmãos e sobrinhos.

AGRADECIMENTOS

À DEUS, causa primária de todas as coisas.

Ao Prof. Dr. NATANAEL VICTOR DE OLIVEIRA, pelo incentivo e orientação dados na elaboração desse trabalho, de dissertação.

À UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA / CCT / DEM / Campus II, pela minha formação profissional.

Ao Curso de PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, que tornou possível a realização deste trabalho, com também a secretária LÚCIA MÁRCIA DONATO QUIRINO.

Aos professores e funcionários do DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – CAMPUS II, que direta ou indiretamente contribuíram na execução deste trabalho.

Ao CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DO PIAUÍ – UNED / Floriano, pela oportunidade dada na conclusão deste trabalho.

Aos Professores LUIZ FERREIRA DO NASCIMENTO (Diretor) e SANTÍLIO ALVES DA COSTA FILHO (Gerente de Ensino), pelo estímulo e compreensão e aos colegas de trabalho, professores substitutos e efetivos, da UNED –Floriano, pelo apoio dado a minha pessoa na realização deste trabalho.

Aos colegas DARLEY FIACRIO DE ARRUDA SANTIAGO, MÁX CÉSAR DE ARAÚJO, JOÃO EVANGELISTA E JOSÉ DO NASCIMENTO, pela colaboração dada na execução deste trabalho na forma de permuta de experiências.

A ATECEL - CAMPUS II, nas pessoas de Toinho, Cristóvão, Joabe e Daniel, pela competência nos serviços gráficos prestados.

SUMÁRIO

	Pág.
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	xiii
RESUMO	xv
ABSTRACT	xv

CAPÍTULO I INTRODUÇÃO

1.1 Introdução Geral	01
1.2 Objetivo do Trabalho	05
1.3 Descrição do Trabalho	05
1.4 Conclusão	07

CAPÍTULO II REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução	08
2.2 Vibração e Conforto	09
2.3 Grau de Liberdade	13
2.4 Fenômeno de Ressonância	14
2.5 Identificação paramétrica de Sistemas Mecânicos	15
2.6 Conclusão	17

CAPÍTULO III MODELO FÍSICO E FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA

3.1 Introdução	18
----------------------	----

3.2 Modelos Físicos.....	19
3.2.1 Modelos de Tratores	20
3.2.2 Configuração do Modelo em Estudo	20
3.3 Excitação com Sinal Sintetizado.....	23
3.4 Estimador por Mínimos Quadrados	26
3.5 Modelo Matemático	30
3.6 Formulação Genérica para Identificação de Parâmetros do Sistema	35
3.7 Conclusão	48

CAPÍTULO IV

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DIGITAL DAS FORMULAÇÕES MATEMÁTICAS E DISCUSSÕES

4.1 Introdução	49
4.2 Resultados e Discussões Para um Sistema Mecânico (Trator Agrícola de Pneu – Oliver 550)	50
4.3 Resultados e Discussões do Processo de Identificação de Parâmetros no Domínio da Freqüência para o Sistema Mecânico (Trator Oliver 550)	59
4.4 Resultados e Discussões Para o Novo Sistema Mecânico (Trator Agrícola de Pneu)	61
4.5 Resultados e Discussões do Processo de Identificação de Parâmetros no Domínio da Freqüência para o Novo Sistema Mecânico (Trator Agrícola de Pneu)	68
4.6 Conclusão	70

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO GERAL

5.1 Conclusão	72
5.2 Sugestões	74
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77

APÊNDICES

APÊNDICE A – Trabalhos Publicados em Congressos

APÊNDICE B – Listagem do Programa Computacional

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.2.1 – Sistema Mecânico Representando o Corpo Humano	11
Figura 2.2.2 – Tempos Máximos de Exposição Permitidos nas Vibrações	
Longitudinais eixo z (Norma ISO 2631)	12
Figura 2.2.3 – Tempos Máximos de Exposição Permitidos nas Vibrações	
Transversais eixos x,y (Norma ISO 2631)	13
Figura 3.2.1 – Graus de Liberdade de um Corpo Rígido	19
Figura 3.2.2.1 – Sentido Longitudinal do Trator de Pneu	22
Figura 3.2.2.2 – Sentido Transversal do Trator de Pneu	22
Figura 3.3.1 – Sinal de Excitação Sintetizado	25
Figura 3.5.1 – Vista Traseira	31
Figura 3.5.2 – Vista Lateral	32
Figura 4.2.1 – Sinal de Excitação no Tempo, Espectro do Sinal de Excitação ...	52
Figura 4.2.2 – Espectro da Resposta, excitação nos três modos de vibrar.....	53
Figura 4.2.3 – Espectro da Resposta, excitação no modo de translação	53
Figura 4.2.4 – Espectro da Resposta, excitação no modo pitch	54
Figura 4.2.5 – Espectro da Resposta, excitação no modo roll	55
Figura 4.2.6 – Curva de Aceleração em função da Frequência, modo de translação	57
Figura 4.2.7 – Curva de Aceleração em função da Frequência, modo pitch	58

Figura 4.2.8 – Curva de Aceleração em função da Frequência, modo	
roll	58
Figura 4.4.1 – Espectro da resposta do novo sistema, excitado nos	
três modos	63
Figura 4.4.2 – Espectro da resposta do novo sistema, modo	
de translação.....	64
Figura 4.4.3 – Espectro da resposta do novo sistema, modo	
Pitch	64
Figura 4.4.4 – Espectro da resposta do novo sistema, modo	
roll	65
Figura 4.4.5 – Curva de Aceleração em função da Frequência, modo	
translação	66
Figura 4.4.6 – Curva de Aceleração em função da Frequência, modo	
pitch	67
Figura 4.4.7 – Curva de Aceleração em função da Frequência, modo	
roll	67

LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 4.2.1 – Valores para Obtenção das Curvas de Resposta do Trator Oliver 550	51
Tabela 4.2.2 – Autovalores do Sistema Mecânico (Trator Oliver 550)	56
Tabela 4.3.1 – Resultados de Identificação de Parâmetros de Rigidez e Amortecimento do Trator Oliver 550	60
Tabela 4.4.1 – Parâmetros Adotados Para Obtenção das Curvas de Resposta do Novo Sistema Mecânico (Trator de Pneu Agrícola)	62
Tabela 4.4.2 – Autovalores do Novo Sistema Mecânico	66
Tabela 4.5.1 – Resultados de Identificação de Parâmetros de Rigidez e Amortecimento do Novo Sistema Mecânico	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

$[M]$	Matriz de massa
$[C]$	Matriz de amortecimento
$[K]$	Matriz de rigidez
$\{F\}$	Vetor força de excitação
$\{\ddot{X}\}$	Vetor aceleração
$\{\dot{X}\}$	Vetor velocidade
$\{X\}$	Vetor deslocamento
$F_I(t)$	Força de inércia
$F_A(t)$	Força de amortecimento
Δt	Tempo
T	Período
M	Massa do sistema
K	Coefficiente de rigidez do sistema
C	Coefficiente de amortecimento do sistema
MDOF	Multiple- Degree-of-Freedom Systems
$F(t)$	Força de excitação externa
Dt	Intervalo de tempo de discretização
β_n	Comprimento finito das séries temporais
α_k	Coefficientes de auto-correlação
ϕ_n	Ângulos de fase
ϕ	Matriz e/ou vetor dos parâmetros
b	Matriz e/ou vetor de entrada (excitação)
A	Matriz do sistema
ε	Matriz e/ou vetor dos erros
$\hat{\phi}_{MQ}$	Estimador por mínimos quadrados
X	Deslocamento, vetor de estado

F_x	Força de excitação na direção x
F_y	Força de excitação na direção y
F_z	Força de excitação na direção z
N, N_t	Número de pontos no tempo
F_0	Amplitude da força de excitação
NPI	Relação entre as frequências natural e fundamental do sistema
ω_n	Frequência natural
ω_0	Frequência fundamental
FFT	Fast Fourier Transform
I_θ, I_ϕ	Momentos de Inércia de Massa
CG	Centro de gravidade do trator
ψ	Movimento Yaw
θ	Movimento Roll
ϕ	Movimento Pitch
K_{11}, \dots, K_{33}	Coefficientes de rigidez
C_{11}, \dots, C_{33}	Coefficientes de amortecimento
fb	Fator de busca

RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um estudo sobre os níveis de vibrações a que os tratoristas, em geral, estão expostos no seu local de trabalho. O uso de técnicas de modelamento, visando o estabelecimento de um conjunto de equações que possam monitorar adequadamente a análise prévia do comportamento dinâmico e/ou vibratório do sistema trator na sua interação com o solo, é uma realidade. Neste trabalho, considera-se duas alternativas para monitorar e verificar os níveis de vibrações que o tratorista está exposto. A primeira é considerar no modelo de interação solo-estrutura os três modos de vibração que, se entende serem os mais importantes. Em seguida, procura-se verificar os vetores de resposta em deslocamentos no domínio da frequência (vibrações da estrutura de suspensão do trator) a partir de um procedimento utilizando técnica de identificação de parâmetros - problema inverso. Verifica-se que o método de resolução utilizado para a obtenção do vetor em deslocamento e a formulação genérica desenvolvida e utilizada para o processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência são plenamente satisfatórios.

ABSTRACT

In this work has been presented a study on the levels of vibrations that the tratoristas, in general, is exposed in its work place. The use of modeling techniques, seeking the establishment of a group of equations that can monitor the previous analysis of the behavior dynamic vibratory and/or of the system tractor appropriately in its interaction with the soil, is a reality. In this work, is considered two alternatives to monitor and to verify the levels of vibrations that the tratorista is exposed. The first is to consider in the model of interaction soil-structure the three vibration manners that, one understands they be the most important. Soon after, it tries to verify the answer vectors in displacements in the domain of the frequency (vibrations of the structure of suspension of the tractor) starting from a procedure using technique of identification of parameters - inverse problem. It is verified that the resolution method used for the obtaining of the vector in displacement and the developed generic formulation and used for the process of identification of parameters in the domain of the frequency they are fully satisfactory.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO GERAL

1.1 Introdução

Os primeiros tratores acionados por motores de combustão interna, que alcançaram sucesso, surgiram aproximadamente em 1910. Desde então, a mecanização agrícola esteve em constante evolução, provocando grande aumento de produtividade no trabalho rural (Mantovani et al., 1998).

O grande desafio que a agricultura brasileira tem no momento é a necessidade de produzir alimentos para abastecimento do mercado interno e para exportação, a um custo competitivo com aquele dos países desenvolvidos.

No entanto, um equipamento geralmente é desenvolvido para uso específico, utilizando-se uma série de testes de laboratório e de campo para dar respaldo às indicações de uso. Estando distribuída numa área de dimensões continentais, constituída por regiões distintas, a agricultura brasileira apresenta

diferenças significativas relativamente a solo, clima e condições de uso, aumentando naturalmente a demanda de pesquisas laboratoriais e de campo visando aprimorar os diferentes equipamentos disponibilizados no mercado nacional.

A operação de máquinas agrícolas é uma atividade cuja eficiência pode ser influenciada por fatores como calor, frio, poeira, ruídos e vibrações. Esses fatores causam desconforto, aumentam o risco de acidentes e podem provocar danos consideráveis à saúde. Embora a preocupação com os fatores humanos na engenharia tenha ocorrido desde o aparecimento das primeiras ferramentas e dos primeiros implementos agrícolas, apenas no final do século XIX iniciaram-se investigações sistemáticas com o objetivo de se avaliar como a capacidade de trabalho humana é influenciada pela tarefa que o indivíduo desempenha e pelos mecanismos que o rodeiam (Morris, 1959).

A ciência responsável por estas investigações é a engenharia especializada em fatores humanos ou ergonomia, que Wisner (1987) define como sendo o conjunto de conhecimentos científicos relativos ao homem e necessários para projetar ferramentas, máquinas e dispositivos que possam ser utilizados com o máximo de conforto, segurança e eficácia. Mais especificamente, a ergonomia identifica pontos críticos e negativos da interação tecnologia-homem, que ocorre mais precisamente através dos processos de trabalho.

Devido ao aumento continuado do número de tratoristas em atividade na área agrícola, pesquisadores e projetistas estão cada vez mais envolvidos e preocupados em buscar soluções alternativas que minimizem as causas de eventuais efeitos danosos à saúde dos operadores, melhorando o posto de trabalho no trator.

Diante destas evidências, somos compelidos a voltar nossas atenções para as vibrações em determinados sistemas (tratores agrícolas, veículos convencionais, etc.), visando proteger os usuários contra as lesões provocadas por vibrações e choques, procurando limitar os efeitos danosos provocados por estes fatores. Soluções para estes tipos de problemas podem significar o desenvolvimento de um processo de competitividade no mercado de máquinas agrícolas e estruturas veiculares em geral.

O crescente interesse no estudo do comportamento dinâmico de estruturas veiculares nas últimas décadas tem resultado na proliferação de literatura relacionada com a técnica de análise modal. Ao mesmo tempo, o comportamento dinâmico de uma estrutura é descrito por analistas em termos de equações diferenciais, considerando-se os elementos de massa e rigidez. Isto pode ser descrito através do problema de autovalores, o que conduz as frequências naturais e, através dos autovetores, aos modos naturais e/ou configurações geométricas do sistema, isto é, a forma de vibrar, os quais eventualmente podem ser medidos experimentalmente. Esta técnica, portanto, não somente é uma ferramenta para uma descrição analítica de uma estrutura, mas serve como uma linguagem técnica comum entre o analista e o engenheiro.

Nos últimos anos a área relacionada a identificação de sistemas vem sendo largamente explorada e existe uma preocupação evidente em escolher equações matemáticas que descrevam adequadamente as relações entre os dados de entrada e saída para sistemas reais (Oliveira, 1991). Evidentemente, dados da resposta em termos do vetor estado (deslocamento, velocidade e aceleração) do

sistema podem ser empregados nas mais diversas e variadas técnicas de identificação de parâmetros e identificação de perturbações externas no domínio do tempo e no domínio da frequência (Mariano & Oliveira, 1997) para efeito de monitoramento das condições de operação e diagnóstico de falhas em máquinas, equipamentos e estruturas.

Existem, atualmente, inúmeros métodos de identificação conhecidos, cada um mais adequado a determinado tipo de análise, podendo-se trabalhar no domínio do tempo ou da frequência, aplicáveis a sistemas lineares e não lineares. Certamente, as técnicas de estimação de parâmetros mais conhecidas e utilizadas hoje em dia são: mínimos quadrados e seus derivados (Dias Jr., 1987).

Os métodos dos mínimos quadrados, das variáveis instrumentais e da estimação seqüencial foram amplamente discutidos e aplicados por (Silva, 1992), tendo alcançado resultados consistentes, num processo de identificação de perturbações externas no domínio da frequência em sistemas mecânicos.

Os métodos de resolução utilizados para a obtenção do vetor em deslocamento, como também a formulação genérica desenvolvida e utilizada para o processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência, empregados no desenvolvimento do presente estudo, poderão, com efeito, contribuir de algum modo para aqueles que estão envolvidos na área.

1.2 Objetivo do Trabalho

Neste trabalho de pesquisa procura-se estudar e analisar os níveis de vibrações aos quais tratoristas podem ser expostos no seu posto de trabalho, fazendo-se uso de técnicas de modelamento, visando o estabelecimento de um conjunto de equações que reflitam adequadamente a análise prévia do comportamento dinâmico e/ou vibratório do sistema trator na sua interação com o solo.

Considera-se duas alternativas para monitorar e verificar os níveis de vibrações impostos ao tratorista. A primeira é considerar no modelo de interação solo-estrutura os três modos de vibração mais importantes. Na segunda, procura-se verificar os vetores de resposta em deslocamento no domínio da frequência a partir de um procedimento utilizando técnica de identificação de parâmetros - problema inverso.

1.3 Descrição do Trabalho

Este trabalho em linhas gerais pode ser descrito da seguinte forma:

- 1- No primeiro capítulo, apresenta-se uma introdução geral onde se descreve sucintamente a importância da análise do comportamento dinâmico de tratores

agrícolas de pneus e do uso de técnicas de identificação ou estimação de parâmetros que objetivam a determinação dos valores desconhecidos a partir dos sinais de entrada (excitação) e de saída (resposta) do sistema, e ainda, o objetivo e a descrição do trabalho.

- 2- No segundo capítulo, apresenta-se uma revisão bibliográfica focalizando-se aspectos importantes sobre: vibração e conforto, grau de liberdade de um sistema mecânico, fenômeno de ressonância e finalmente processo de identificação de sistemas mecânicos.
- 3- No terceiro capítulo, apresenta-se a configuração do modelo físico e matemático do sistema proposto, seus parâmetros e a formulação matemática para a identificação de parâmetros do modelo proposto.
- 4- No quarto capítulo, apresenta-se os resultados e discussões de simulação computacional e da identificação de parâmetros, ressaltando-se os principais modos de vibração e seus espectros de resposta, como também a verificação do vetor de estado em termos dos sinais de deslocamento no domínio da frequência.
- 5- No quinto e último capítulo, apresenta-se a conclusão geral sobre este trabalho de pesquisa, como também, apresenta-se sugestões para trabalhos futuros.
- 6- Por fim, têm-se os apêndices, que se constituem de trabalhos publicados em congressos nacionais e internacionais e de programa computacional.

1.4 Conclusão

Neste capítulo apresentou-se de forma sucinta, considerações preliminares, enfatizando-se a necessidade de se realizar, permanentemente, pesquisas relacionadas ao comportamento dinâmico de estruturas veiculares, bem como delineou-se os objetivos e a descrição do presente trabalho.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Neste capítulo, apresenta-se uma abordagem sobre o prognóstico das vibrações em tratores agrícolas de pneus, utilizando-se referências importantes de autoria de pesquisadores envolvidos nas diversas áreas afins a este estudo.

São apresentadas considerações sobre: vibração e conforto, enfatizando-se os tipos de vibrações, os fatores que influenciam no conforto do tratorista e a norma técnica ISO 2631; grau de liberdade de um sistema, classificando-se os sistemas vibratórios com relação ao número de graus de liberdade; fenômeno de ressonância e a sua importância na prática; e finalmente a técnica de identificação de parâmetros em sistemas mecânicos.

2.2 Vibração e Conforto

Existem duas classes gerais de vibrações, a livre e a forçada (Cloug & Penzien, 1993). A vibração livre acontece quando um sistema oscila sob a ação de forças que lhe são inerentes e na ausência da ação de qualquer força externa. No caso de vibração livre o sistema poderá vibrar com uma ou mais das suas frequências naturais. A vibração forçada ocorre sob a excitação de forças externas (forças assíncronas). Quando a excitação é oscilatória, o sistema é obrigado a vibrar na frequência da excitação.

A maior parte das vibrações encontradas no dia-a-dia não são movimentos harmônicos puros, embora muitos deles possam ser considerados como periódicos (Craig Jr., 1981). Por exemplo, a vibração livre de um sistema de vários graus de liberdade, para qual contribuem as vibrações de cada frequência natural. Tais vibrações resultam num perfil de onda complexa, que se repete periodicamente.

Um dos métodos descritivos mais utilizados para análise de vibrações é o método de análise de frequências (Coelho Jr. & Hansen, 1988). Ele é baseado em um teorema matemático, formulado pelo físico francês JOSEPH FOURIER (1768 – 1830), que demonstra que qualquer curva periódica, não importando seu grau de complexidade, pode ser representada por uma combinação de um número de curvas senoidais puras com frequências harmonicamente relacionadas.

Uma análise do comportamento dinâmico de um veículo automotivo foi realizada com relativa profundidade por Barbieri & Zampieri (1991). Estes autores mostraram que o grau de estabilidade do veículo é conferido pelo primeiro modo de vibrar, cujo movimento dominante é o movimento de translação do centro de gravidade do corpo principal do mesmo. Este deslocamento é máximo para baixas velocidades do veículo, onde as frequências de excitação se igualam as frequências amortecidas deste modo de vibrar. O comportamento próprio e excitado do veículo são estudados variando-se os parâmetros das suspensões e da irregularidade da via por onde passa o mesmo.

Stayner et al. (1984), destacaram a importância da obtenção de modelos matemáticos de tratores, como sendo uma ferramenta de simulação que possibilita prever os níveis de vibração do trator ainda em estágio de projeto.

Pesquisas sobre os fatores que afetam o conforto dos operadores de tratores são apresentados por Matthews (1966), abordando as informações existentes sobre a influência da vibração no conforto, na eficiência do trabalho e na saúde do operador. Discute-se os aspectos das medidas de vibração em tratores em regime de trabalho e apresenta-se um modelo dinâmico para análise de vibrações na direção vertical.

O organismo humano, sendo uma estrutura complexa, composta de diversos ossos, articulações, músculos e órgãos, não reage uniformemente ao efeito das vibrações. Cada parte do organismo pode tanto amortecer como amplificar as vibrações (Lida, 1990). Essas amplificações ocorrem quando partes do corpo passam a vibrar na mesma frequência de excitação e entram em ressonância.

O corpo humano, apesar de sua estrutura complexa, pode ser modelado como um sistema mecânico, conforme apresenta-se na figura 2.2.1. Nesta figura configura-se um modelo, cujas molas, podem ser consideradas como lineares ou não lineares, dependendo da complexidade do estudo (Almeida, 1987).

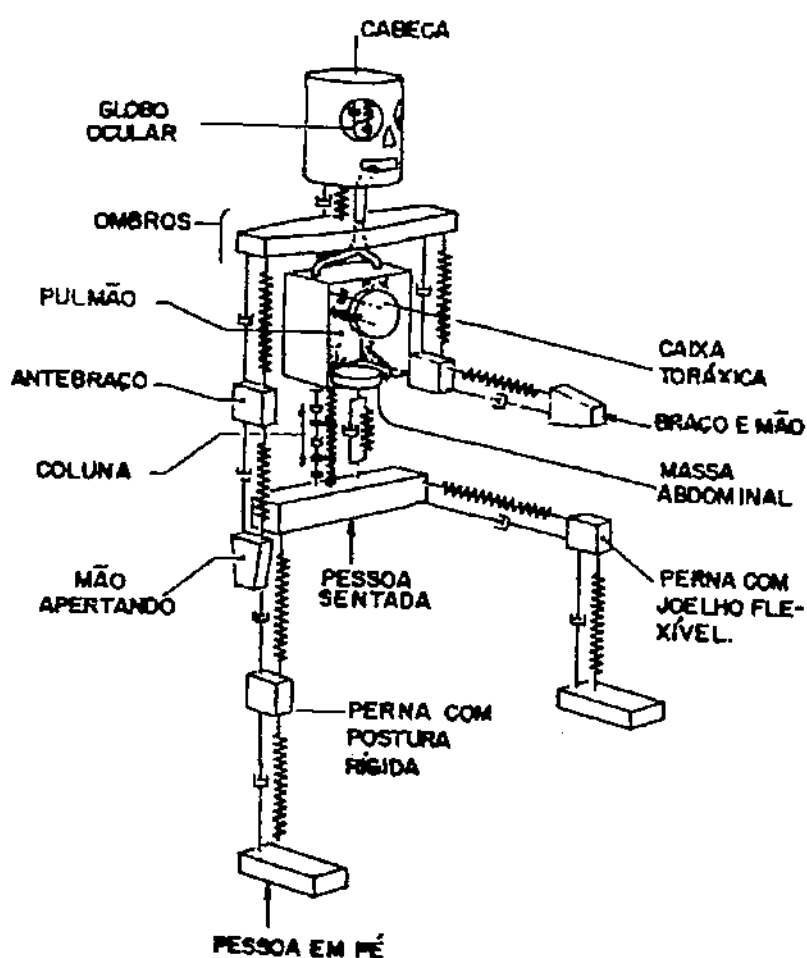


Figura 2.2.1 - Sistema mecânico representando o corpo humano

Define-se as condições de vibrações em termos de frequências (Hz), da aceleração (g) e da direção do movimento relativo ao corpo. Para especificar a

direção da aceleração, ou eixo de vibração, geralmente convencionou-se o uso do eixo z (no sentido dos pés a cabeça, isto é, na vertical), como pode ser observado na figura (2.2.2), assim como os eixos x (no sentido das costas para a frente) e o eixo y (no sentido da esquerda para a direita) mostrados na figura (2.2.3).

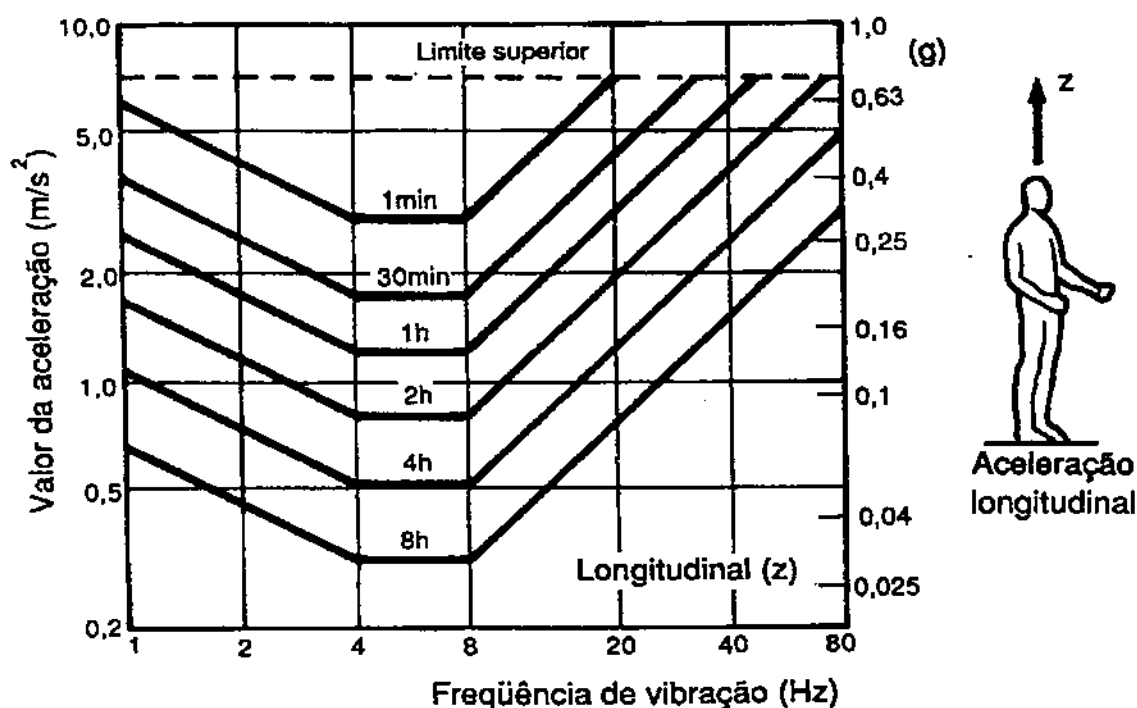


Figura 2.2.2 - Tempos máximos de exposição permitidos sob vibrações longitudinais (eixo z) (Normas ISO 2631 de 1978).

Apresenta-se nas figuras 2.2.2 e 2.2.3, os limites permitidos de tempo de exposição as vibrações longitudinais e transversais, aos quais o trabalhador poderá ser exposto, segundo a norma ISO 2631 de 1978

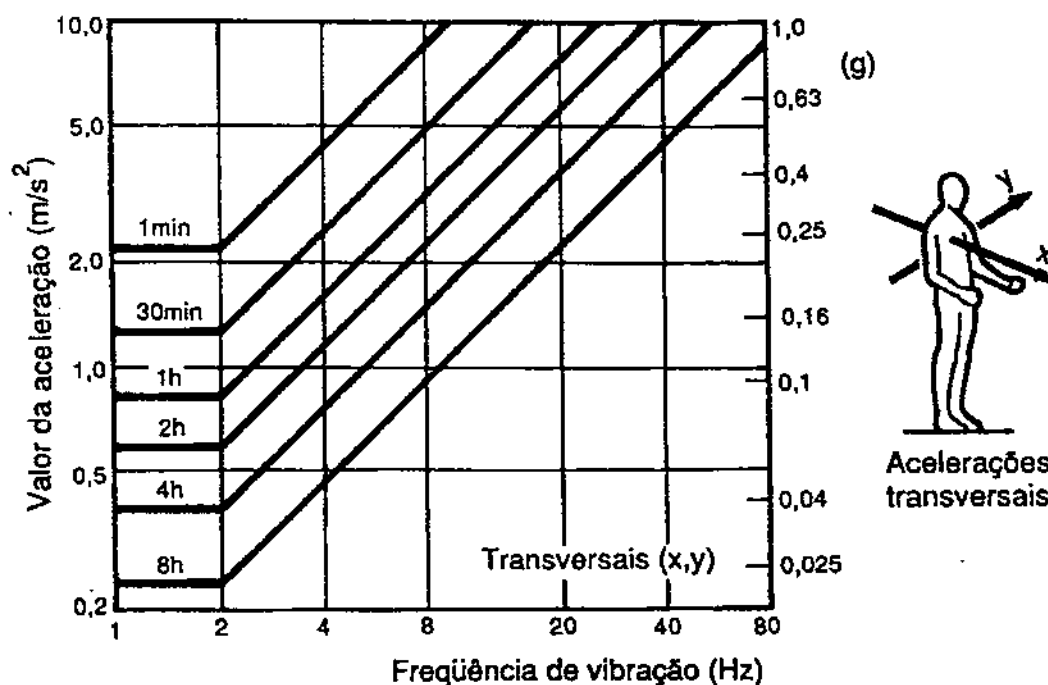


Figura 2.2.3 - Tempos máximos de exposição permitidos nas vibrações transversais (eixos x, y) (Normas ISO 2631 de 1978)

2.3 Grau de liberdade

Grau de liberdade de um sistema foi definido por Meirovitch (1975) como sendo o número de coordenadas independentes requeridas para descrever seu movimento completamente. Dos modelos matemáticos discretos, o mais simples é o sistema linear com meio grau de liberdade, descrito por uma equação diferencial ordinária de primeira ordem com coeficientes constantes.

Os sistemas vibratórios podem ser classificados de acordo com dois tipos distintos de modelos matemáticos, ditos discreto e contínuo. Os modelos discretos possuem um número finito de graus de liberdade, enquanto que os contínuos, possuem um número infinito de graus de liberdade (Meirovitch, 1975).

A utilização de formulações matriciais na resolução de sistemas com múltiplos graus de liberdade (MDOF), são ideais, pelo fato de que grandes grupos de equações podem ser manipulados com notação sumária. No entanto, a complexidade e o volume das equações envolvidas obriga a utilização do computador digital, sem o qual os problemas tornam-se impraticáveis, para que seja viável obter-se as soluções das equações matemáticas do sistema.

2.4 Fenômeno de ressonância

Forças excitadoras, tais como aquelas geradas por eixos desalinhados ou componentes desbalanceados, são periódicas de forma $F = F_0 \cos(\omega t - \phi)$, onde ω é a frequência do excitação periódico e ϕ seu ângulo de fase. Quando tal força age em uma estrutura elástica a qual, por sua vez, possui sua própria frequência natural de vibração ω_n , a interação dessas frequências pode produzir vibrações extremamente elevadas (Coelho Jr. & Hansen, 1988).

No caso especial onde a frequência de excitação ω é idêntica à frequência natural ω_n , a força excitadora irá atuar sempre na direção do movimento, fazendo com que a energia sendo adicionada e a amplitude de vibração cresçam progressivamente, provocando o fenômeno da ressonância. Teoricamente, a amplitude pode crescer indefinidamente. Na prática, contudo, ela cresce até que o esforço solicitante supera a resistência do material, momento em que o colapso ocorre como resultado de uma carga excessiva (Coelho Jr. & Hansen, 1988).

2.5 Identificação paramétrica de sistemas mecânicos

Em muitas situações, nem todos os parâmetros do sistema são conhecidos e em alguns sistemas mecânicos, mesmo com o conhecimento prévio de um modelo matemático que retrate aproximadamente o seu comportamento dinâmico, é praticamente impossível obter-se os parâmetros destes modelos de forma direta, rigidez e amortecimento de um filme de óleo, por exemplo (Lacerda & Oliveira, 1996). Nestes casos recorre-se a técnicas de identificação ou estimação de parâmetros que objetivam a determinação dos valores desconhecidos a partir dos sinais de entrada (excitação) e de saída (resposta) do sistema (Rade & Steffen Jr., 1989).

O problema de identificação consiste essencialmente na busca de um modelo que determine a relação que existe entre os sinais de entrada e saída segundo algum critério (Beck & Arnold, 1978). Logo, partindo-se do pressuposto de que o modelo matemático é conhecido, a identificação é um processo para determinar os parâmetros intrínsecos do sistema. Este trabalho está concentrado na caracterização do modelo através de equações diferenciais. Os modelos considerados consistem de um sistema de equações diferenciais de segunda ordem.

A seleção de um sinal de excitação adequado é fator dos mais importantes para um bom desempenho dos métodos de integração numérica no processo de resolução do sistema de equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico de sistemas mecânicos em geral e nos problemas de identificação de parâmetros e de perturbações externas destes sistemas.

No processo de identificação de parâmetros, uma característica indispensável do sinal de excitação é a manutenção das condições de excitação persistente (Eykhoff, 1974). Esta, dentre outras vantagens, pode ser obtida pela aplicação do sinal de excitação sintetizado do tipo periódico com as mesmas propriedades estatísticas de um ruído branco (Schroeder, 1970). Este sinal foi utilizado por Sahinkaya et al. (1984), Dias Jr. (1987), Oliveira (1997), Mariano & Oliveira (1997) e Silva & Oliveira (1998) em trabalhos de pesquisa, consolidando-o como uma eficiente fonte de excitação nos processos de identificação de sistemas mecânicos.

2.6 Conclusão

Neste capítulo apresentou-se algumas considerações importantes relacionadas com a análise do comportamento dinâmico de estruturas veiculares. Mostrou-se também as condições de vibrações em termos de frequências (Hz), do pico de aceleração (g) e da direção do movimento relativo ao corpo humano.

Foram feitas ainda, breves considerações sobre identificação paramétrica em sistemas mecânicos, relevando-se a importância da escolha de um sinal de excitação adequado no desempenho dos métodos de integração.

CAPÍTULO III

MODELO FÍSICO E FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA

3.1 - Introdução

Neste capítulo delinea-se de forma cautelosa, uma seqüência de conceitos relacionados com o tema em questão visando tornar mais claro o desenvolvimento do modelo em estudo.

Primeiro, apresenta-se uma breve discussão sobre modelos físicos e suas características; segundo, apresenta-se as características do sinal de excitação sintetizado; terceiro, são apresentadas as propriedades estatísticas do estimador dos mínimos quadrados utilizado neste trabalho assim como aspectos inerentes à sua utilização, destacando-se vantagens e desvantagens; quarto, apresenta-se a

formulação matemática do modelo proposto e a formulação para identificação de parâmetros; e por último a conclusão do capítulo.

3.2 - Modelos físicos

Os corpos rígidos livres no espaço possuem seis graus de liberdade, como pode ser observado na figura 3.2.1 e, podem ser descritos por

- 1) Movimento de translação ao longo dos eixos x (transversal), y (longitudinal) e z (vertical).
- 2) Movimento de rotação ao redor dos eixos x (“pitch”), y (“roll”) e z (“yaw”).

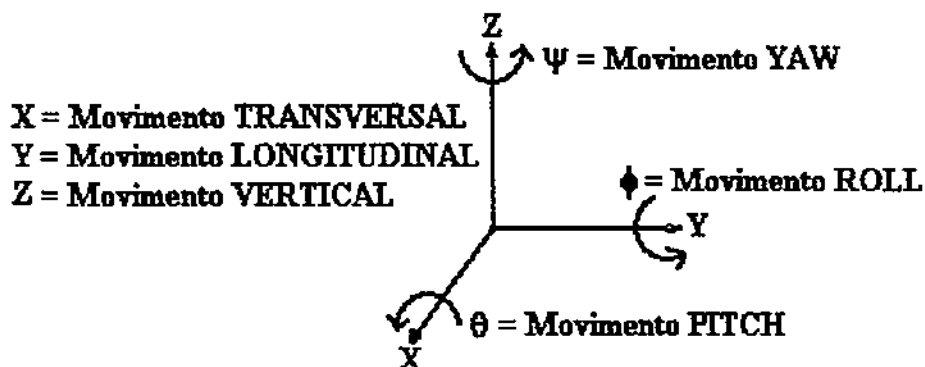


Figura 3.2.1 -- Graus de liberdade de um corpo rígido

3.2.1 – Modelos de tratores

Os modelos de tratores, assim como os de veículos em geral, englobam desde aqueles de um grau de liberdade até os mais complexos com vários graus de liberdade. A escolha de um deles depende do objetivo da análise a ser realizada. O contraste observado está na modelagem da suspensão. Para os veículos, as características de vibração são determinadas principalmente pelos elementos da suspensão secundária composto de molas e amortecedores enquanto que para os tratores as características de vibração são determinadas pelo comportamento viscoelástico dos pneus (os tratores não têm suspensão secundária) (Crolla, 1981). Portanto, para os tratores, são as características dos pneus que estabelecem a rigidez e o amortecimento que afetam o conforto e a segurança do veículo em operação.

3.2.2 – Configuração do modelo em estudo

Na configuração física do modelo, a estrutura rígida do trator é suspensa por quatro rodas. Considera-se, para efeito de modelamento, que as rodas de suspensão do trator possuem características de rigidez e amortecimento aproximadamente lineares. Os coeficientes de rigidez e amortecimento são representados respectivamente por $(k_1, k_2 \text{ e } k_3)$ e $(C_1, C_2 \text{ e } C_3)$.

Com relação ao deslocamento do trator, consideram-se como premissas básicas para efeito de modelamento e obtenção das equações diferenciais de movimento, as seguintes características:

- a) Velocidade constante;
- b) Rodas traseiras e dianteiras sempre em contato com o solo;
- c) Resistência ao rolamento desprezível;
- d) Conjunto de rodas dianteiro representado como um sistema simples de rigidez e amortecimento;
- e) Trator como sendo um corpo rígido.

Para o sistema em estudo são assumidos três graus de liberdade:

- a) um modo de vibração em translação, isto é, deslocamento vertical do centro de gravidade da estrutura;
- b) um modo cônico (movimento pitch ou de rotação em torno do eixo transversal que passa pelo centro de gravidade), e;
- c) um modo cônico de vibração (movimento roll ou de rotação em torno do eixo longitudinal em relação ao centro de gravidade).

Apresenta-se na figura 3.2.2.1 as distâncias (a e b) do centro de gravidade em relação aos suportes de sustentação da estrutura e as suspensões dianteira e traseira, na direção longitudinal.

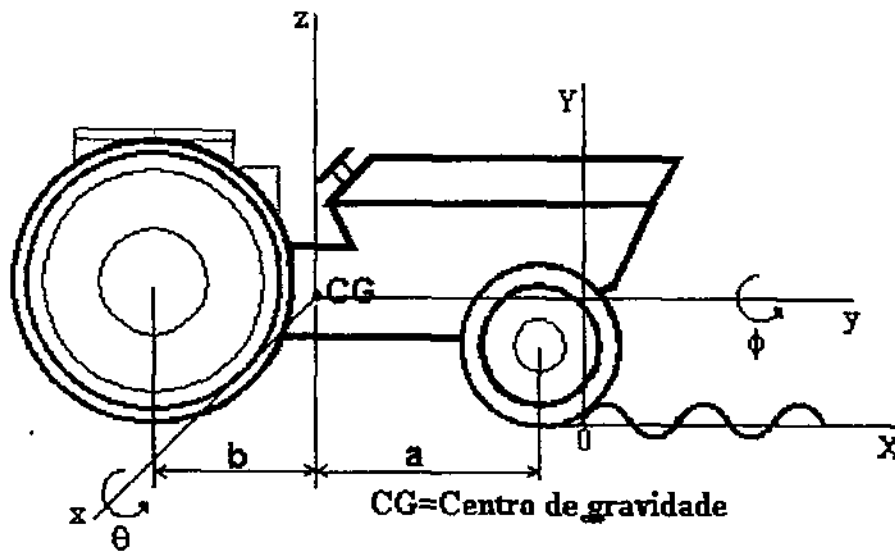


Figura 3.2.2.1 - Sentido longitudinal do trator de pneu

Observa-se na figura 3.2.2.2 as distâncias (c e d) do centro de gravidade em relação a estrutura de conexão e suspensão dos suportes de sustentação da estrutura, na direção transversal.

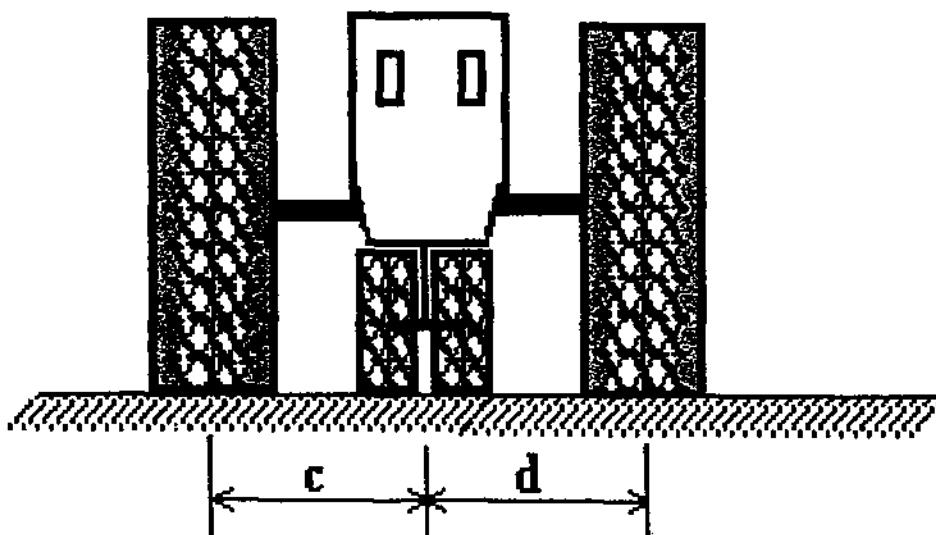


Figura 3.2.2.2 - Sentido transversal do trator de pneu

Considera-se para efeito de modelamento do sistema, m como sendo a massa do trator; x_{ED} o deslocamento vertical do eixo dianteiro; x_{ET} o deslocamento vertical a esquerda do eixo traseiro; x_{DD} o deslocamento vertical a direita do eixo traseiro; x_{CT} o deslocamento vertical do centro do eixo traseiro; e finalmente, I_θ e I_ϕ como sendo os momentos de inércia em torno do eixo X e Y respectivamente.

3.3 - Excitação com Sinal Sintetizado

É possível, através do ajuste dos ângulos de fase dos harmônicos que compõe um sinal, produzir um sinal com baixo fator de pico. Alguns casos relativos a como gerar sinais no domínio do tempo a partir dos ângulos de fase para um dado espectro de potência foram analisadas por Shroeder (1970). Em particular, o sinal a ser utilizado como fonte de excitação no sistema mecânico em estudo, é obtido por síntese de sinais de baixa auto-correlação com baixo fator de pico, sintetizado a partir dos ângulos de fase dos harmônicos que o compõe, com ângulos de fase no intervalo de 0 a π .

Gerar este sinal em computador digital significa buscar séries temporais de comprimento finito $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$, cujos coeficientes de auto-correlação são definidos por,

$$\alpha_k = \frac{1}{(N-1)} \sum_{n=1}^N (\beta_n \beta_{n+k}) \quad (3.3.1)$$

tal que estes coeficientes assumam valores pequenos para $k > 1$.

Deste modo, considera-se um sinal periódico de período T , contendo N harmônicos dado por,

$$Y_n(t) = \sum_{n=1}^N \beta_n \text{Cos}(n\omega t) \quad (3.3.2)$$

ou

$$Y_n(t) = \text{Re} \left[\sum \beta_n e^{in\omega t} \right]$$

(3.3.3)

Restringindo a variação do ângulo de fase entre 0 e π , as séries temporais podem ser obtidas por,

$$\beta_n = 1 - 2 \left[\frac{\phi_n}{\pi} \right] \quad (3.3.4)$$

onde, ϕ_n são os ângulos de fase dados por,

$$\phi_n = 1 - \pi \left[\frac{n^2}{(2N)} \right] \quad (3.3.5)$$

O sinal de excitação gerado desta forma se constitui num sinal de banda larga em frequência do tipo ruído branco, porém com as vantagens de ser periódico. A figura (3.3.1) mostra o sinal gerado no domínio do tempo e da frequência.

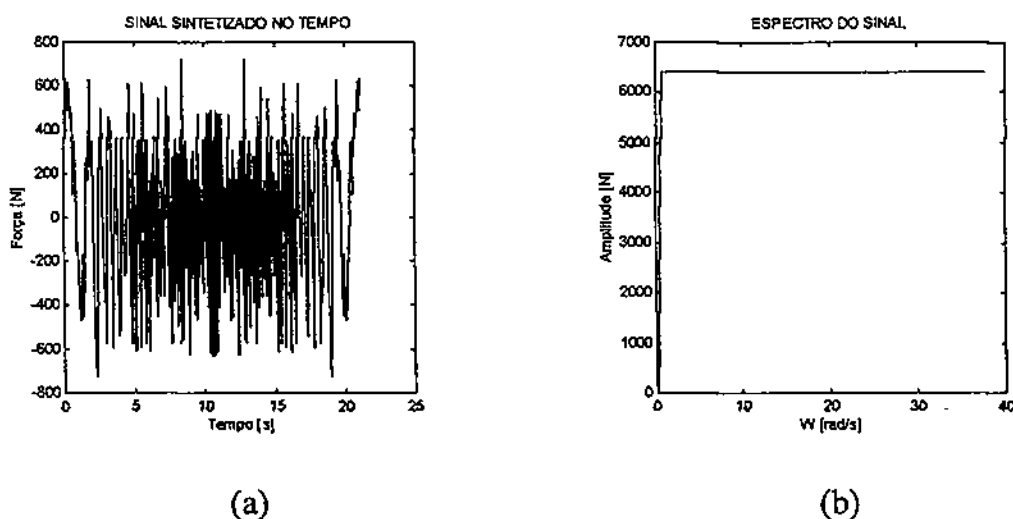


Figura 3.3.1– Sinal de excitação sintetizado no tempo (a) e em frequência (b)

Algumas vantagens de se utilizar este sinal como fonte de excitação em sistemas mecânicos, objetivando a identificação de parâmetros, podem ser resumidas como segue (Oliveira & Arruda, 1987):

- 1) é um sinal com alto conteúdo frequencial do tipo ruído branco, onde a faixa de frequência pode ser preestabelecida;
- 2) possui a vantagem de ser periódico;
- 3) pode-se garantir a excitação persistente no sistema;
- 4) pode ser facilmente implementado em computador digital, bem como através de um conversor digital-analógico, permitindo assim excitar um sistema físico real;

- 5) por se constituir num sinal de espectro plano, pode-se garantir que os modos de vibração do sistema em consideração são excitados com um nível de energia uniforme, além do fato de se garantir as hipóteses de linearidade.

3.4 – Estimador por Mínimos Quadrados

O método dos mínimos quadrados, na estimação de parâmetros de sistemas lineares, é sempre o resultado da formulação matricial do problema de mínimos quadrados na forma (Beck, 1978),

$$A\phi = b \quad (3.4.1)$$

onde,

A : matriz retangular cujos elementos são compostos das medidas de entrada e / ou saída;

ϕ : vetor ou matriz dos parâmetros a estimar;

b : vetor ou matriz de entrada;

Da equação (3.4.1) pode-se deduzir as equações para estimar a variância de cada parâmetro a ser estimado bem como a covariância entre os parâmetros.

Considera-se, no desenvolvimento destas equações, que o modelo a ser analisado reproduz exatamente um sistema físico real, embora esta consideração não represente uma suposição realística. Pressupõe-se que em todas as medidas estão presentes erros devido à falta de ajuste dos dados. Pode-se classificar a origem destes erros em duas categorias distintas: erros aleatórios e erros de “bias” (sistemático). Conforme Bendat & Piersol (1971), em análise espectral, os erros aleatórios são essencialmente devidos a:

- 1 – ruídos em transdutores (de deslocamento, velocidade etc.), e ruídos introduzidos nos processos computacionais devido a falta de precisão numérica (truncamento);

- 2 – ruídos que não são detectados nos pontos de entradas que contribuem na saída passando pelo sistema, e que são incorrelatos com as entradas;

- 3 – problemas de não linearidade do sistema entre as entradas e as saídas.

Os erros de “bias” são erros sistemáticos que tem como origens primárias principais:

- 1 – ruídos nas medidas de entradas que não passam através do sistema, e ruídos que surgem em pontos de saída do sistema não correlatos com as entradas;

- 2 – erros devido à baixa resolução em frequência na estimação da densidade espectral;

- 3 – não linearidade paramétrica do sistema;

4- ruídos não medidos nas entradas que contribuem na saída passando pelo sistema, e que são correlatos com as medidas de entradas.

Estes e outros fatores são pontos importantes no problema de identificação de parâmetros de sistemas mecânicos. O conhecimento preliminar, se possível, da origem destes e de outros erros que porventura possam surgir, pode assegurar, dentro de certas limitações, uma estimação razoável para os parâmetros do sistema.

Diante destas condições a equação (3.4.1) pode ser apresentada na forma,

$$A\phi = b + \varepsilon \quad (3.4.2)$$

onde,

ε : erros obtidos em cada medida efetuada.

O princípio dos mínimos quadrados estabelece que os parâmetros a serem estimados podem ser obtidos pela minimização de uma função de erro ou perdas, que é a soma dos quadrados dos erros em cada medição, em relação aos valores calculados a partir dos parâmetros usados na equação (3.4.1).

A soma dos quadrados dos erros pode ser escrita como:

$$E = \varepsilon^T \varepsilon = (X - A\phi)^T (X - A\phi) \quad (3.4.3)$$

Fazendo-se o produto em (3.4.3) e considerando-se a igualdade escalar $X^T A \phi = A^T \phi^T X$ obtém-se:

$$E = X^T X - 2\phi^T A^T X + \phi^T A^T A \phi \quad (3.4.4)$$

onde $()^T$ denota a transposta de uma matriz.

A solução que minimiza o erro médio quadrático é:

$$\frac{\partial E}{\partial \phi} = 0 \therefore A^T A \hat{\phi} = A^T X \quad (3.4.5)$$

Como $A^T A$ é uma matriz quadrada, pode-se pré-multiplicar (3.4.5) por $(A^T A)^{-1}$ resultando:

$$\hat{\phi}_{MQ} = (A^T A)^{-1} A^T X \quad (3.4.6)$$

Assim, $\hat{\phi}_{MQ}$ constitui o estimador por mínimos quadrados dos parâmetros desconhecidos de ϕ . A única restrição em relação ao estimador é que o produto matricial $A^T A$ seja não-singular. Maiores informações acerca deste estimador, com relação ao cálculo das matrizes de variância e covariância, podem ser encontradas em (Oliveira, 1988).

3.5 - Modelo matemático

Para a configuração esquemática do modelo físico, figuras 3.5.1 e 3.5.2 (vistas traseira e lateral), utiliza-se como coordenadas em relação ao centro de gravidade, o grupo de relações definidas pelas equações 3.5.1 a 3.5.8.

$$x_{ED} = Z + a\theta; \quad (3.5.1)$$

$$x_{ET} = Z - b\theta - c\phi; \quad (3.5.2)$$

$$x_{DD} = Z - b\theta - d\phi; \quad (3.5.3)$$

$$x_{CT} = Z - b\theta; \quad (3.5.4)$$

$$\dot{x}_{ED} = \dot{Z} + a\dot{\theta}; \quad (3.5.5)$$

$$\dot{x}_{ET} = \dot{Z} - b\dot{\theta} - c\dot{\phi}; \quad (3.5.6)$$

$$\dot{x}_{DD} = \dot{Z} - b\dot{\theta} - d\dot{\phi}; \quad (3.5.7)$$

$$\dot{x}_{CT} = \dot{Z} - b\dot{\theta}. \quad (3.5.8)$$

onde pode-se considerar:

F_D, \dot{F}_D = Deslocamento e velocidade oriunda dos pneus dianteiro;

F_{TE}, \dot{F}_{TE} = Deslocamento e velocidade oriunda do pneu traseiro esquerdo;

F_{TD}, \dot{F}_{TD} = Deslocamento e velocidade oriunda do pneu traseiro direito.

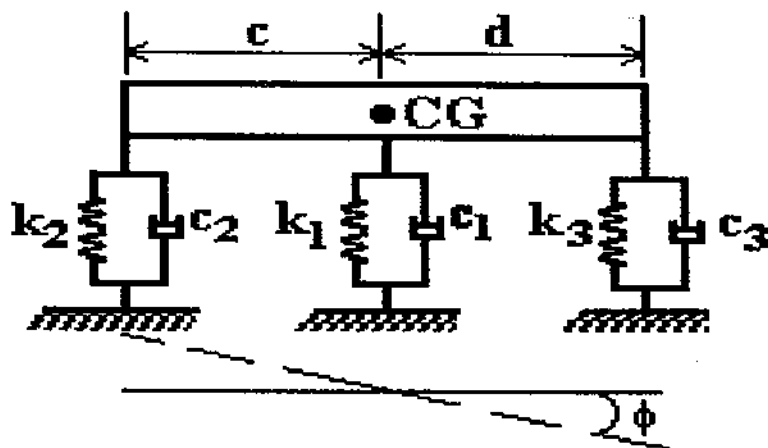


Figura 3.5.1 - vista traseira

Sob a condição específica de que a energia cinética e a energia potencial do sistema podem ser expressas em termos de coordenadas generalizadas, e de suas derivadas no tempo, com efeito, podemos desenvolver as equações do modelo com o emprego da formulação de Lagrange dada pela equação (3.5.9).

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3.5.9)$$

onde:

T = Energia cinética total do sistema;

U = Energia potencial total do sistema;

R = Energia de dissipação total do sistema;

Q_i = Forças generalizadas que atuam no sistema.

q_i = Coordenadas generalizadas

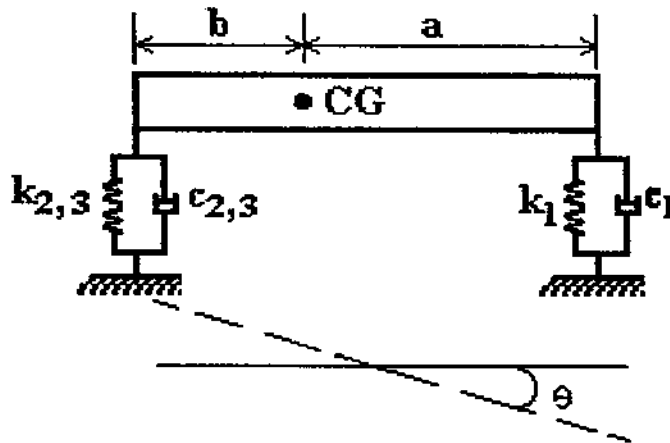


Figura 3.5.2 - vista lateral

As equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico do sistema são obtidas a partir de diagrama do corpo livre do sistema descrito nas figuras 3.5.1 e 3.5.2, na forma das equações (3.5.10), (3.5.11) e (3.5.12).

$$T = \frac{1}{2} M \dot{Z}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\phi}^2 \quad (3.5.10)$$

$$U = \frac{1}{2} k_2 (Z - b\theta)^2 + \frac{1}{2} k_3 (Z - b\theta)^2 + \frac{1}{2} k_1 (Z + a\theta)^2 + \frac{1}{2} k_2 (Z - b\theta - c\phi)^2 + \frac{1}{2} k_3 (Z - b\theta + d\phi)^2 \quad (3.5.11)$$

$$R = \frac{1}{2} C_2 (\dot{Z} - b\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_3 (\dot{Z} - b\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_1 (\dot{Z} + a\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_2 (\dot{Z} - b\dot{\theta} - c\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2} C_3 (\dot{Z} - b\dot{\theta} + d\dot{\phi})^2 \quad (3.5.12)$$

Aplicando a expressão de Lagrange (3.5.9) às equações (3.5.10), (3.5.11) e (3.5.12), obtém-se um sistema de equações diferenciais em notação compacta em termos das coordenadas de translação e rotação, $\{\ddot{Z}, \ddot{\theta}, \ddot{\phi}\}$, $\{\dot{Z}, \dot{\theta}, \dot{\phi}\}$ e $\{z, \theta, \phi\}$, dada pela equação (3.5.13)

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (3.5.13)$$

onde os elementos das matrizes de massa, amortecimento e rigidez são dadas pelo grupo de expressões (3.5.14), (3.5.15) e (3.5.16)

$$M_{11} = M, \quad M_{22} = I\theta, \quad M_{33} = I\phi \quad (3.5.14)$$

$$\begin{aligned} C_{11} &= (C_1 + C_2 + C_3); \\ C_{12} &= (aC_1 - bC_2 - bC_3); \\ C_{13} &= (cC_2 - dC_3); \\ C_{21} &= (aC_1 - bC_2 - bC_3); \\ C_{22} &= (a^2C_1 + b^2C_2 + b^2C_3); \\ C_{23} &= (cbC_2 - dbC_3); \\ C_{31} &= (cC_2 - dC_3); \\ C_{32} &= (cbC_2 - dbC_3); \\ C_{33} &= (c^2C_2 + d^2C_3); \end{aligned} \quad (3.5.15)$$

$$\begin{aligned}
K_{11} &= (k_1 + k_2 + k_3); \\
K_{12} &= (ak_1 - bk_2 - bk_3); \\
K_{13} &= (ck_2 - dk_3); \\
K_{21} &= (ak_1 - bk_2 - bk_3); \\
K_{22} &= (a^2k_1 + b^2k_2 + b^2k_3); \\
K_{23} &= (cbk_2 - dbk_3); \\
K_{31} &= (ck_2 - dk_3); \\
K_{32} &= (cbk_2 - dbk_3); \\
K_{33} &= (c^2k_2 + d^2k_3);
\end{aligned} \tag{3.5.16}$$

$$\begin{aligned}
F_z &= c_1\dot{F}_D + c_2\dot{F}_{TE} + c_3\dot{F}_{TD} + k_1F_D + k_2F_{TE} + k_3F_{TD}; \\
F_\theta &= ac_1\dot{F}_D - bc_2\dot{F}_{TE} - bc_3\dot{F}_{TD} + ak_1F_D - bk_2F_{TE} - bk_3F_{TD}; \\
F_\phi &= cc_2\dot{F}_{TE} + dc_3\dot{F}_{TD} - dk_2F_{TE} + k_3F_{TD};
\end{aligned} \tag{3.5.17}$$

Com F_z, F_θ e F_ϕ correspondendo as excitações em deslocamento resultantes nas direções, $\{z, \theta, \phi\}$, onde F_z, F_θ e F_ϕ são combinações lineares de $F_D, \dot{F}_D, F_{TE}, \dot{F}_{TE}, F_{TD}, \dot{F}_{TD}$.

Para o perfil da estrada e/ou terreno, considera-se um sinal modelado a partir de síntese de sinais periódicos, que, com efeito, possui as mesmas propriedades estatísticas de um ruído branco, isto é, valor médio nulo, variância constante, densidade espectral de potência plana, dado pelo modelo na forma da equação (3.5.18).

$$Y(t, x) = F_D(t, x) = \operatorname{Re} \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n e^{i n \omega t} = \operatorname{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{i(2\pi V/L)x} \right] \quad (3.5.18)$$

onde a velocidade V do trator pode, sem perda de generalidade, ser incluída no modelo do perfil de onda do terreno como sendo constante, ou variável com aceleração constante. β_n e/ou A_n passa a representar a amplitude do perfil da estrada, e se constitui numa série temporal, que varia de acordo com os ângulos de fase que o compõe, (Shroeder, 1970).

3.6 - Formulação para identificação de parâmetros do sistema (Problema inverso).

As equações que regem o comportamento dinâmico de um sistema, com três graus de liberdade, podem ser escritas em termos dos deslocamentos, nas seguintes formas:

$$M\ddot{x} + C_{11}\dot{x} + C_{12}\dot{y} - C_{13}\dot{z} + K_{11}x + K_{12}y - K_{13}z = F_x \quad (3.6.1)$$

$$I_\theta \ddot{y} + C_{21}\dot{x} + C_{22}\dot{y} + C_{23}\dot{z} + K_{21}x + K_{22}y + K_{23}z = F_y \quad (3.6.2)$$

$$I_{\phi} \ddot{z} - C_{31} \dot{x} + C_{32} \dot{y} + C_{33} \dot{z} - K_{31} x + K_{32} y + K_{33} z = F_z \quad (3.6.3)$$

onde F_x , F_y e F_z são as forças de excitação em deslocamento agindo na estrutura e oriunda da interação solo-estrutura. K_{11} , K_{12} , ..., C_{11} , C_{12} , etc., são os coeficientes de rigidez e amortecimento, com características lineares, do sistema (trator).

M = Massa do trator;

I_{θ} = Momento de inércia de massa, em torno do eixo x;

I_{ϕ} = Momento de inércia de massa, em torno do eixo y.

Admitindo-se que as forças aplicadas nas direções x, y e z respectivamente, são periódicas e considerando-se o sistema como sendo linear, os sinais medidos podem ser expandidos em série de Fourier.

$$x(t) = \sum_{n=1}^N [x_n^C \cos(n\omega_0 t) + x_n^S \sin(n\omega_0 t)] \quad (3.6.4)$$

$$y(t) = \sum_{n=1}^N [y_n^C \cos(n\omega_0 t) + y_n^S \sin(n\omega_0 t)] \quad (3.6.5)$$

$$z(t) = \sum_{n=1}^N [z_n^C \cos(n\omega_0 t) + z_n^S \sin(n\omega_0 t)] \quad (3.6.6)$$

A periodicidade dos sinais de excitação, permite-nos também, de maneira similar, expandi-los em série de Fourier, nas seguintes formas,

$$F_x(t) = \sum_{n=1}^N [F_x^C \cos(n\omega_0 t) + F_x^S \text{sen}(n\omega_0 t)]; \quad (3.6.7)$$

$$F_y(t) = \sum_{n=1}^N [F_y^C \cos(n\omega_0 t) + F_y^S \text{sen}(n\omega_0 t)]; \quad (3.6.8)$$

$$F_z(t) = \sum_{n=1}^N [F_z^C \cos(n\omega_0 t) + F_z^S \text{sen}(n\omega_0 t)] \quad (3.6.9)$$

Fazendo-se as derivadas de (3.6.4), (3.6.5) e (3.6.6) obtém-se

$$\dot{x}(t) = \sum_{n=1}^N [-x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] \quad (3.6.10)$$

$$\ddot{x}(t) = \sum_{n=1}^N [-x_n^C (n\omega_0)^2 \cos(n\omega_0 t) - x_n^S (n\omega_0)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)] \quad (3.6.11)$$

$$\dot{y}(t) = \sum_{n=1}^N [-y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] \quad (3.6.12)$$

$$\ddot{y}(t) = \sum_{n=1}^N [-y_n^C (n\omega_0)^2 \cos(n\omega_0 t) - y_n^S (n\omega_0)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)] \quad (3.6.13)$$

$$\dot{z}(t) = \sum_{n=1}^N [-z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] \quad (3.6.14)$$

$$\ddot{z}(t) = \sum_{n=1}^N [-z_n^C(n\omega_0)^2 \cos(n\omega_0 t) - z_n^S(n\omega_0)^2 \sin(n\omega_0 t)] \quad (3.6.15)$$

Substituindo as equações (3.6.4) a (3.6.15) nas equações diferenciais (3.6.1), (3.6.2) e (3.6.3), obtém-se

Na equação diferencial (3.6.1):

$$\begin{aligned} M_{11}\ddot{x} + C_{11}\dot{x} + C_{12}\dot{y} - C_{13}\dot{z} + K_{11}x + K_{12}y - K_{13}z &= F_x \\ \\ M_{11}\sum_{n=1}^N [-x_n^C(n\omega_0)^2 \cos(n\omega_0 t) - x_n^S(n\omega_0)^2 \sin(n\omega_0 t)] &+ \\ + C_{11}\sum_{n=1}^N [-x_n^C n\omega_0 \sin(n\omega_0 t) + x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] &+ \\ + C_{12}\sum_{n=1}^N [-y_n^C n\omega_0 \sin(n\omega_0 t) + y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] &- \\ - C_{13}\sum_{n=1}^N [-z_n^C n\omega_0 \sin(n\omega_0 t) + z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] &+ \\ + K_{11}\sum_{n=1}^N [x_n^C \cos(n\omega_0 t) + x_n^S \sin(n\omega_0 t)] &+ \\ + K_{12}\sum_{n=1}^N [y_n^C \cos(n\omega_0 t) + y_n^S \sin(n\omega_0 t)] &- \\ - K_{13}\sum_{n=1}^N [z_n^C \cos(n\omega_0 t) + z_n^S \sin(n\omega_0 t)] &= \\ = \sum_{n=1}^N [F_x^C \cos(n\omega_0 t) + F_x^S \sin(n\omega_0 t)] & \end{aligned} \quad (3.6.16)$$

Colecionando-se os termos em $\cos(n\omega_0 t)$ e $\sin(n\omega_0 t)$, usando o fato de que o somatório pode ser eliminado tomando-se $n = 1, 2, \dots, N$, obtém-se

$$\begin{aligned}
& -C_{11}x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + C_{11}x_n^S n\omega_0 \text{cos}(n\omega_0 t) - \\
& -C_{12}y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + C_{12}y_n^S n\omega_0 \text{cos}(n\omega_0 t) + \\
& +C_{13}z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - C_{13}z_n^S n\omega_0 \text{cos}(n\omega_0 t) + \\
& +K_{11}x_n^C \text{cos}(n\omega_0 t) + K_{11}x_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) + \\
& +K_{12}y_n^C \text{cos}(n\omega_0 t) + K_{12}y_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) - \\
& -K_{13}z_n^C \text{cos}(n\omega_0 t) - K_{13}z_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) = \\
& = F_x^C + M_{11}x_n^C (n\omega_0 t)^2 \text{cos}(n\omega_0 t) + \\
& + F_x^S + M_{11}x_n^S (n\omega_0 t)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.17}$$

Colecionando-se somente em termos de $\text{cos}(n\omega_0 t)$ e $\text{sen}(n\omega_0 t)$, tem-se

$$\begin{aligned}
& C_{11}x_n^S n\omega_0 \text{cos}(n\omega_0 t) + C_{12}y_n^S n\omega_0 \text{cos}(n\omega_0 t) - \\
& -C_{13}z_n^S n\omega_0 \text{cos}(n\omega_0 t) + K_{11}x_n^C \text{cos}(n\omega_0 t) + \\
& +K_{12}y_n^C \text{cos}(n\omega_0 t) - K_{13}z_n^C \text{cos}(n\omega_0 t) = \\
& = F_x^C + M_{11}x_n^C (n\omega_0 t)^2 \text{cos}(n\omega_0 t) \\
& -C_{11}x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - C_{12}y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + \\
& +C_{13}z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + K_{11}x_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) +
\end{aligned} \tag{3.6.18}$$

$$\begin{aligned}
& + K_{12}y_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) - K_{13}z_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) = \\
& = F_x^S + M_{11}x_n^S (n\omega_0 t)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.19}$$

Na equação diferencial (3.6.2):

$$\begin{aligned}
M_{22}\ddot{y} + C_{21}\dot{x} + C_{22}\dot{y} + C_{23}\dot{z} + K_{21}x + K_{22}y + K_{23}z &= F_y \\
M_{22}\sum_{n=1}^N [-y_n^C (n\omega_0)^2 \cos(n\omega_0 t) - y_n^S (n\omega_0)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)] + \\
+ C_{21}\sum_{n=1}^N [-x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] + \\
+ C_{22}\sum_{n=1}^N [-y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] + \\
+ C_{23}\sum_{n=1}^N [-z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t)] + \\
+ K_{21}\sum_{n=1}^N [x_n^C \cos(n\omega_0 t) + x_n^S \text{sen}(n\omega_0 t)] + \\
+ K_{22}\sum_{n=1}^N [y_n^C \cos(n\omega_0 t) + y_n^S \text{sen}(n\omega_0 t)] + \\
+ K_{23}\sum_{n=1}^N [z_n^C \cos(n\omega_0 t) + z_n^S \text{sen}(n\omega_0 t)] = \\
= \sum_{n=1}^N [F_y^C \cos(n\omega_0 t) + F_y^S \text{sen}(n\omega_0 t)]
\end{aligned} \tag{3.6.20}$$

Colecionando-se os termos em $\cos(n\omega_0 t)$ e $\sin(n\omega_0 t)$, usando o fato de que o somatório pode ser eliminado tomando-se $n = 1, 2, \dots, N$, obtém-se

$$\begin{aligned}
& -C_{21}x_n^C n\omega_0 \sin(n\omega_0 t) + C_{21}x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) - \\
& -C_{22}y_n^C n\omega_0 \sin(n\omega_0 t) + C_{22}y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) - \\
& -C_{23}z_n^C n\omega_0 \sin(n\omega_0 t) + C_{23}z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) + \\
& + K_{21}x_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{21}x_n^S \sin(n\omega_0 t) + \\
& + K_{22}y_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{22}y_n^S \sin(n\omega_0 t) + \\
& + K_{23}z_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{23}z_n^S \sin(n\omega_0 t) = \\
& = F_y^C \cos(n\omega_0 t) + M_{22}x_n^C (n\omega_0 t)^2 \cos(n\omega_0 t) + \\
& + F_y^S \sin(n\omega_0 t) + M_{22}x_n^S (n\omega_0 t)^2 \sin(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.21}$$

Colecionando-se somente em termos de $\cos(n\omega_0 t)$ e $\sin(n\omega_0 t)$, tem-se

$$\begin{aligned}
& C_{21}x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) + C_{22}y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) + \\
& + C_{23}z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) + K_{21}x_n^C \cos(n\omega_0 t) + \\
& K_{22}y_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{23}z_n^C \cos(n\omega_0 t) = \\
& = F_y^C \cos(n\omega_0 t) + M_{22}y_n^C (n\omega_0 t)^2 \cos(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.22}$$

$$\begin{aligned}
& - C_{21}x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - C_{22}y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - \\
& - C_{23}z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + K_{21}x_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) + \\
& + K_{22}y_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) + K_{23}z_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) = \\
& = F_y^S \text{sen}(n\omega_0 t) + M_{22}y_n^S (n\omega_0 t)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.23}$$

Na equação diferencial (3.6.3):

$$\begin{aligned}
& M_{33}\ddot{z} - C_{31}\dot{x} + C_{32}\dot{y} + C_{33}\dot{z} - K_{31}x + K_{32}y + K_{33}z = F_z \\
& M_{33} \sum_{n=1}^N \left[-z_n^C (n\omega_0)^2 \cos(n\omega_0 t) - z_n^S (n\omega_0)^2 \text{sen}(n\omega_0 t) \right] - \\
& - C_{31} \sum_{n=1}^N \left[-x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) \right] + \\
& + C_{32} \sum_{n=1}^N \left[-y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) \right] + \\
& + C_{33} \sum_{n=1}^N \left[-z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) + z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) \right] - \\
& - K_{31} \sum_{n=1}^N \left[x_n^C \cos(n\omega_0 t) + x_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) \right] + \\
& + K_{32} \sum_{n=1}^N \left[y_n^C \cos(n\omega_0 t) + y_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) \right] + \\
& + K_{33} \sum_{n=1}^N \left[z_n^C \cos(n\omega_0 t) + z_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) \right] = \\
& = \sum_{n=1}^N \left[F_z^C \cos(n\omega_0 t) + F_z^S \text{sen}(n\omega_0 t) \right]
\end{aligned} \tag{3.6.24}$$

Colecionando-se os termos em $\cos(n\omega_0 t)$ e $\sen(n\omega_0 t)$, usando o fato de que o somatório pode ser eliminado tomando-se $n = 1, 2, \dots, N$, obtemos

$$\begin{aligned}
& C_{31} x_n^C n\omega_0 \sen(n\omega_0 t) - C_{31} x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) - \\
& - C_{32} y_n^C n\omega_0 \sen(n\omega_0 t) + C_{32} y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) - \\
& - C_{33} z_n^C n\omega_0 \sen(n\omega_0 t) + C_{33} z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) - \\
& - K_{31} x_n^C \cos(n\omega_0 t) - K_{31} x_n^S \sen(n\omega_0 t) + \\
& + K_{32} y_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{32} y_n^S \sen(n\omega_0 t) + \\
& + K_{33} z_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{33} z_n^S \sen(n\omega_0 t) = \\
& = F_z^C \cos(n\omega_0 t) + M_{33} z_n^C (n\omega_0 t)^2 \cos(n\omega_0 t) + \\
& + F_z^S \sen(n\omega_0 t) + M_{33} z_n^S (n\omega_0 t)^2 \sen(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.25}$$

Colecionando-se somente em termos de $\cos(n\omega_0 t)$ e $\sen(n\omega_0 t)$, tem-se

$$\begin{aligned}
& - C_{31} x_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) + C_{32} y_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) + \\
& + C_{33} z_n^S n\omega_0 \cos(n\omega_0 t) - K_{31} x_n^C \cos(n\omega_0 t) + \\
& + K_{32} y_n^C \cos(n\omega_0 t) + K_{33} z_n^C \cos(n\omega_0 t) = \\
& = F_z^C \cos(n\omega_0 t) + M_{33} z_n^C (n\omega_0 t)^2 \cos(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.26}$$

$$\begin{aligned}
& C_{31}x_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - C_{32}y_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - \\
& - C_{33}z_n^C n\omega_0 \text{sen}(n\omega_0 t) - K_{31}x_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) + \\
& + K_{32}y_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) + K_{33}z_n^S \text{sen}(n\omega_0 t) = \\
& = F_z^S \text{sen}(n\omega_0 t) + M_{33}z_n^S (n\omega_0 t)^2 \text{sen}(n\omega_0 t)
\end{aligned} \tag{3.6.27}$$

Dividindo o conjunto de equações em $\text{sen}(n\omega_0 t)$ por $\text{sen}(n\omega_0 t)$, e em $\text{cos}(n\omega_0 t)$ por $\text{cos}(n\omega_0 t)$, rearranjando-as de forma conveniente, obtém-se

$$\begin{aligned}
& K_{11}x_n^C + C_{11}x_n^S n\omega_0 + K_{12}y_n^C + C_{12}y_n^S n\omega_0 - K_{13}z_n^C - C_{13}z_n^S n\omega_0 = \\
& = F_x^C + M_{11}x_n^C (n\omega_0)^2
\end{aligned} \tag{3.6.28}$$

$$\begin{aligned}
& K_{11}x_n^S - C_{11}x_n^C n\omega_0 + K_{12}y_n^S - C_{12}y_n^C n\omega_0 - K_{13}z_n^S + C_{13}z_n^C n\omega_0 = \\
& = F_x^S + M_{11}x_n^S (n\omega_0)^2
\end{aligned} \tag{3.6.29}$$

$$\begin{aligned}
& K_{21}x_n^C + C_{21}x_n^S n\omega_0 + K_{22}y_n^C + C_{22}y_n^S n\omega_0 + K_{23}z_n^C + C_{23}z_n^S n\omega_0 = \\
& = F_y^C + M_{22}y_n^C (n\omega_0)^2
\end{aligned} \tag{3.6.30}$$

$$\begin{aligned}
& K_{21}x_n^S - C_{21}x_n^C n\omega_0 + K_{22}y_n^S - C_{22}y_n^C n\omega_0 + K_{23}z_n^S - C_{23}z_n^C n\omega_0 = \\
& = F_y^S + M_{22}y_n^S (n\omega_0)^2
\end{aligned} \tag{3.6.31}$$

$$\begin{aligned}
& -K_{31}x_n^C - C_{31}x_n^S n\omega_0 + K_{32}y_n^C + C_{32}y_n^S n\omega_0 + K_{33}z_n^C + C_{33}z_n^S n\omega_0 = \\
& = F_z^C + M_{33}z_n^C (n\omega_0)^2
\end{aligned} \tag{3.6.32}$$

$$\begin{aligned}
& -K_{31}x_n^S + C_{31}x_n^C n\omega_0 + K_{32}y_n^S - C_{32}y_n^C n\omega_0 + K_{33}z_n^S - C_{33}z_n^C n\omega_0 = \\
& = F_z^S + M_{33}z_n^S (n\omega_0)^2
\end{aligned} \tag{3.6.33}$$

Colocando-se na forma matricial temos

$$\begin{bmatrix} x_n^C & n\omega_0 x_n^S & y_n^C & n\omega_0 y_n^S & z_n^C & n\omega_0 z_n^S \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_n^S & -n\omega_0 x_n^C & y_n^S & -n\omega_0 y_n^C & z_n^S & -n\omega_0 z_n^C \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} K_{11} & K_{21} & -K_{31} \\ C_{11} & C_{21} & -C_{31} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} \\ -K_{13} & K_{23} & K_{33} \\ -C_{13} & C_{23} & C_{33} \end{bmatrix} = \tag{3.6.34}$$

$$= \begin{bmatrix} F_{x_n}^C + M_{11}x_n^C (n\omega_0)^2 & F_{y_n}^C + M_{22}y_n^C (n\omega_0)^2 & F_{z_n}^C + M_{33}z_n^C (n\omega_0)^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ F_{x_n}^S + M_{11}x_n^S (n\omega_0)^2 & F_{y_n}^S + M_{22}y_n^S (n\omega_0)^2 & F_{z_n}^S + M_{33}z_n^S (n\omega_0)^2 \end{bmatrix}$$

As equações (3.6.28), (3.6.29), (3.6.30), (3.6.31), (3.6.32) e (3.6.33) produzem $2N$ equações nas variáveis a serem medidas, ou seja, para N medidas a equação matricial (3.6.34) assume a forma

$$\begin{bmatrix} x_1^c & \omega_0 x_1^s & y_1^c & \omega_0 y_1^s & z_1^c & \omega_0 z_1^s \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_n^c & N\omega_0 x_n^s & y_n^c & N\omega_0 y_n^s & z_n^c & N\omega_0 z_n^s \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_1^s & -\omega_0 x_1^c & y_1^s & -\omega_0 y_1^c & z_1^s & -\omega_0 z_1^c \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_n^s & -N\omega_0 x_n^c & y_n^s & -N\omega_0 y_n^c & z_n^s & -N\omega_0 z_n^c \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} K_{11} & K_{21} - K_{31} \\ C_{11} & C_{21} - C_{31} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} \\ -K_{13} & K_{23} & K_{33} \\ -C_{13} & C_{23} & C_{33} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} F_{x1}^c + M_{11} x_1^c (\omega_0)^2 & F_{y1}^c + M_{22} y_1^c (\omega_0)^2 & F_{z1}^c + M_{33} z_1^c (\omega_0)^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ F_{x_n}^c + M_{11} x_n^c (N\omega_0)^2 & F_{y_n}^c + M_{22} y_n^c (N\omega_0)^2 & F_{z_n}^c + M_{33} z_n^c (N\omega_0)^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ F_{x1}^s + M_{11} x_1^s (\omega_0)^2 & F_{y1}^s + M_{22} y_1^s (\omega_0)^2 & F_{z1}^s + M_{33} z_1^s (\omega_0)^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ F_{x_n}^s + M_{11} x_n^s (N\omega_0)^2 & F_{y_n}^s + M_{22} y_n^s (N\omega_0)^2 & F_{z_n}^s + M_{33} z_n^s (N\omega_0)^2 \end{bmatrix} \quad (3.6.35)$$

A equação (3.6.35) em notação compacta, pode ser representada pelo sistema de equações lineares na forma

$$[A]\{\phi\} = \{b\} \quad (3.6.36)$$

onde

$[A]$ = Matriz retangular $2N \times 6$ contendo as componentes reais e imaginárias dos deslocamentos;

$\{\phi\}$ = Matriz retangular 6×3 contendo os coeficientes de rigidez e amortecimento a serem estimados, e portanto desconhecidos;

$\{b\}$ = Matriz retangular de ordem $2N \times 3$ contendo os coeficientes de Euler-Fourier das forças de inércia e das forças aplicadas.

Para um processo de identificação de parâmetros (problema inverso) no domínio da frequência (Silva & Oliveira, 1998), obtêm-se um sistema de equações lineares representada pela equação (3.6.36).

Pode-se verificar, a partir da equação (3.6.35), se a solução do vetor de estado em termos das respostas em deslocamento no domínio de frequência, é adequada e consistente.

3.7 – Conclusão

Neste capítulo apresentou-se a configuração física e matemática do modelo proposto para este trabalho de pesquisa e estabeleceu-se também as devidas restrições para viabilizar a simulação do comportamento dinâmico de tratores agrícola de pneus.

Também foram feitas considerações sobre o sinal de excitação sintetizado, utilizado como fonte de excitação, citando-se suas vantagens e desvantagens de aplicação, bem como o estimador de mínimos quadrados e seu formalismo matemático.

Em seguida, desenvolveu-se todas as formulações matemáticas para o processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência (problema inverso), para aplicação no sistema mecânico considerado.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DIGITAL DAS FORMULAÇÕES MATEMÁTICAS E DISCUSSÕES

4.1 Introdução

Neste capítulo, apresenta-se os resultados de simulação digital procurando-se verificar a solução, em termos dos sinais de deslocamento.

Utiliza-se, para isso, o método direto de resolução em frequência (Lalane, 1984), em conjunção com um critério utilizado para a amostragem eficiente dos sinais que se deseja medir, proposto para simulação de sistemas mecânicos em geral (Oliveira, 1997).

A partir do problema inverso, identifica-se os coeficientes de rigidez e amortecimento utilizando o sistema de equações lineares obtidas em (3.3.13)

mostrando-se, com efeito, que a verificação dos vetores em deslocamento no domínio da frequência é adequada e consistente (Silva & Oliveira, 1998).

4.2 Resultados e Discussões para um sistema mecânico (Trator Agrícola de Pneu – Oliver 550)

Considera-se, para efeito de simulação, a formulação matemática desenvolvida no capítulo III, item (3.3.13) e aplica-se a um sistema mecânico (trator agrícola de pneu), admitindo-se que o sistema tenha três graus de liberdade.

Utiliza-se como fonte de excitação em deslocamento um sinal obtido a partir de síntese de sinais periódicos (Schroeder, 1970), o qual, supostamente, representa a excitação oriunda da interação solo - estrutura.

Adota-se a massa M , os momentos de inércia de massa I_θ e I_ϕ , as distâncias a , b , c e d do centro de gravidade do trator em relação a estrutura de conexão e suspensão, o fator de busca f_b e o número de pontos de amostragem N , assim como, os coeficientes de amortecimento C_1 , C_2 e C_3 , os coeficientes de rigidez k_1 , k_2 e k_3 , como sendo os apresentados na tabela (4.2.1) a seguir,

Tabela (4.2.1) – Valores para obtenção das curvas de resposta em frequência do trator Oliver 550.

MASSA M [Kg]	MOMENTO DE INERCIA DE MASSA I_{θ} [Kg.m.s ²]		MOMENTO DE INERCIA DE MASSA I_{ϕ} [Kg.m.s ²]
3316	4710		1766
RIGIDEZ [N/m]			
k_1	k_2		k_3
$4,8 \times 10^5$	$3,5 \times 10^5$		$3,5 \times 10^5$
AMORTECIMENTO [N.s/m]			
c_1	c_2		c_3
$4,3 \times 10^3$	730		730
DISTÂNCIAS [m]			
a	b	c	d
1,00	0,75	0,65	0,77
FATOR DE BUSCA fb		NÚMERO DE PONTOS N	
2.0123		256	

O vetor força de excitação, sinal de Schroder, é gerado com os dados da tabela (4.2.1) dados por (Raney et al., 1961; Silva & Oliveira, 1998), e introduzido no sistema mecânico para o processo de simulação digital.

Apresenta-se nas figuras (4.2.1a) e (4.2.1b), o perfil da excitação em deslocamento devido ao terreno e o seu respectivo espectro, gerados via computador digital; isto equivale a excitar o sistema injetando simultaneamente 256 sinais cossenoidais com $N/2$ componentes harmônicas associadas a cada sinal no tempo.

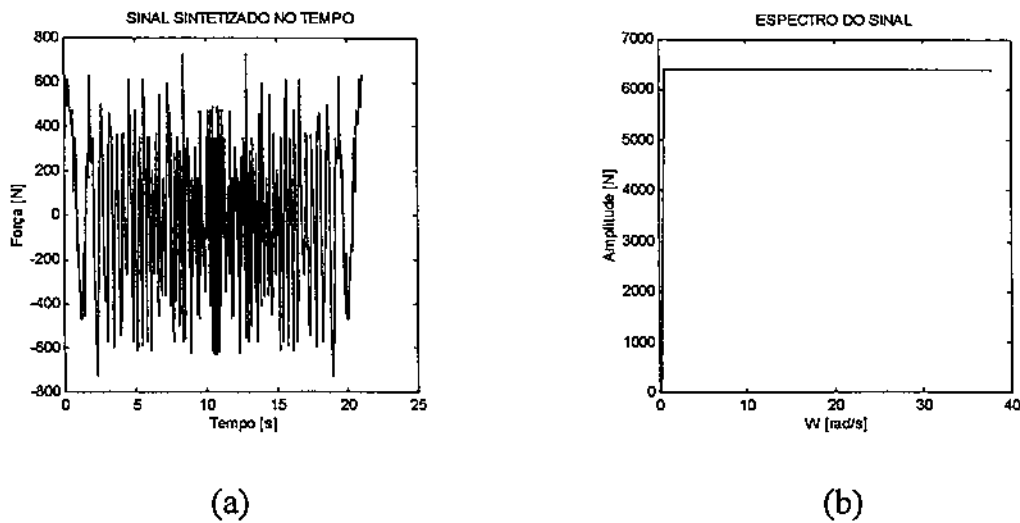


Figura 4.2.1 – (a) sinal de excitação no tempo; (b) espectro do sinal de excitação.

Como pode-se observar pela figura (4.2.1b), a Transformada de Fourier Discreta (TFD) da excitação em deslocamento possui um espectro plano, caracterizando, com efeito, um perfil de estrada como sendo um sinal aleatório puro.

Portanto, ao excitar-se o sistema com um sinal modelado a partir de síntese de sinais periódicos, dado pelo modelo na forma da equação (3.5.18), pode-se, efetivamente, simular os modos de vibrações do sistema.

Apresenta-se, na figura (4.2.2), o sinal de deslocamento (resposta do sistema) no domínio da frequência. Considera-se a excitação em deslocamento atuando simultaneamente nos três modos de vibração. Embora o sistema possua três graus de liberdade, observa-se que, apenas dois picos de ressonância são detectados.

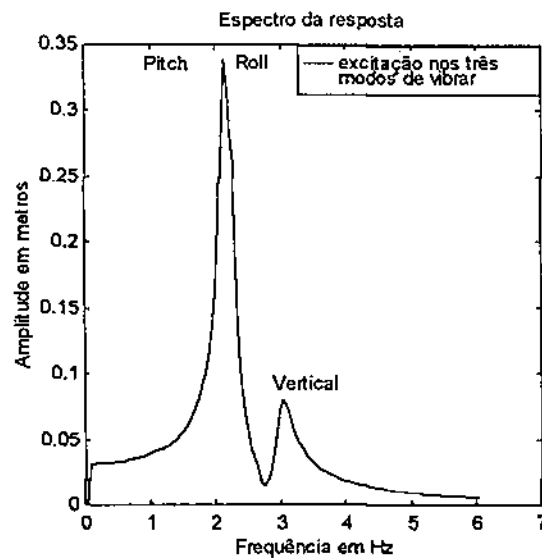


Figura 4.2.2 - Espectro da resposta, excitação nos três modos de vibrar.

Apresenta-se na figura (4.2.3), as respostas em deslocamento do sistema no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento transversal.

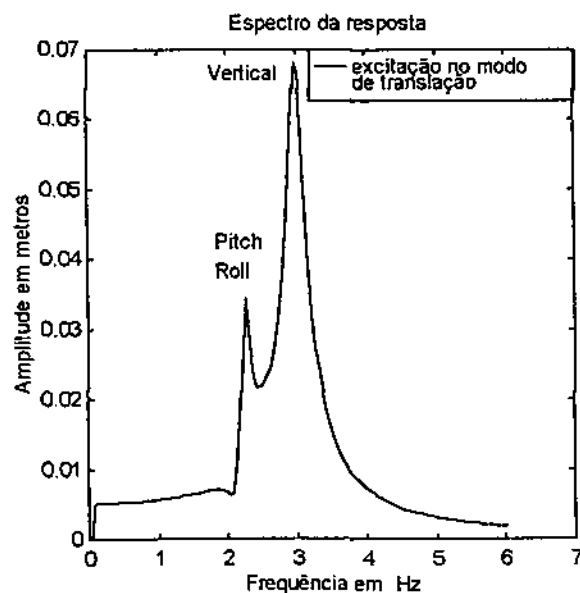


Figura 4.2.3 – Espectro da resposta, excitação no modo de translação.

Observou-se ainda que a amplitude do pico no modo de translação, ou seja, no deslocamento vertical do centro de gravidade do trator de pneu, apresentou um valor, com relação aos demais picos, em torno de 100% maior.

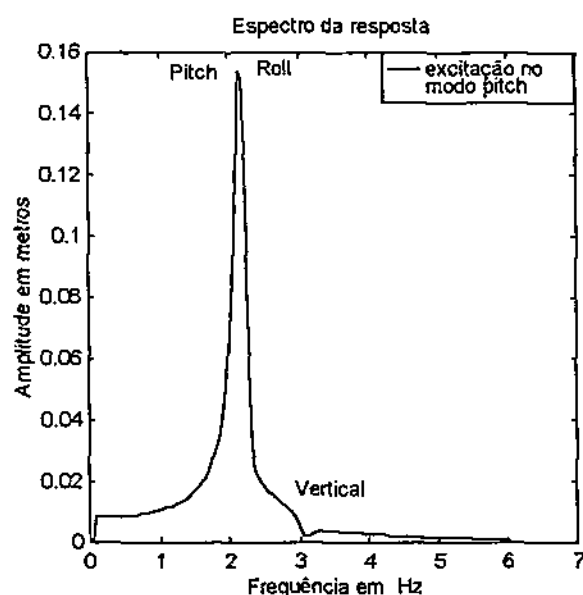


Figura 4.2.4 – Espectro da resposta, excitação no modo pitch.

Apresenta-se na figura (4.2.4), as respostas em deslocamento do sistema no domínio da frequência supondo que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento cônico pitch.

Observa-se também, neste modo cônico de vibrar (no modo pitch) que a amplitude deste pico, apresenta um valor consideravelmente acima do valor de amplitude no modo transversal. Da figura (4.2.4), admite-se que a amplitude no modo pitch seja praticamente a mesma do modo roll.

Apresenta-se, de forma análoga, na figura (4.2.5), as respostas em deslocamento do sistema no domínio da frequência, supondo que a excitação em deslocamento atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento cônico roll. Adicionalmente, supõe-se ainda que os valores de amplitude do modo roll seja aproximadamente igual ao do modo pitch.

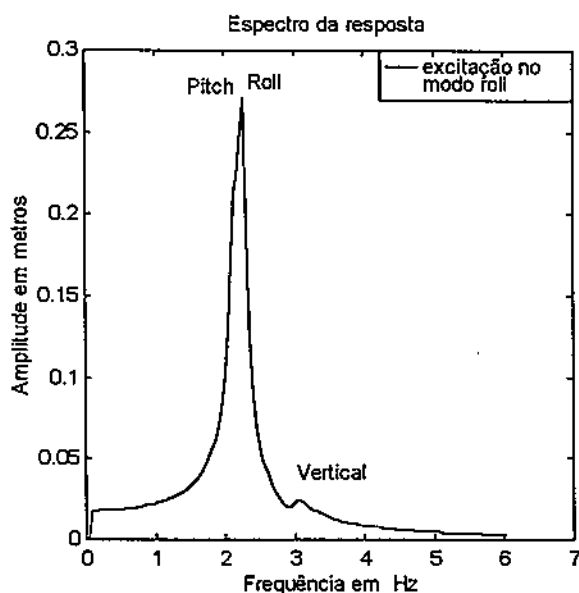


Figura 4.2.5 – Espectro da resposta, excitação no modo roll.

Como pode-se verificar, nas figuras (4.2.2), (4.2.3), (4.2.4) e (4.2.5), pelos picos máximos dos espectros das respostas em torno das frequências de ressonância, e comparando-se com os autovalores dados na tabela (4.2.2), apenas dois picos foram plotados nos gráficos. No entanto, supõe-se que isto ocorra, devido ao sistema apresentar dois autovalores, aproximadamente iguais.

Tabela 4.2.2: Autovalores do Sistema mecânico, trator Oliver 550, em (Hz)

$\lambda_{1,2\theta}$	$\lambda_{3,4\phi}$	$\lambda_{5,6z}$
$-0,0770 \pm 2,1431 i$	$-0,0535 \pm 2,2671 i$	$-0,1277 \pm 3,0051 i$

No sistema mecânico apresentado (trator agrícola de pneu) existe a presença de forças atuando de forma variável. Desta forma, é possível fazer uma análise em termos de aceleração, já que só existe aceleração onde existe força. Portanto, é possível traçar as curvas de aceleração em função da frequência, por exemplo.

O procedimento de análise é baseado na observação dos gráficos espectrais de aceleração. Entretanto, neste trabalho, é apresentado um resumo para tornar a análise objetiva.

A análise em termos de aceleração, se refere à condição de operação do veículo (trator agrícola de pneu), para o perfil de estrada caracterizado inicialmente como sendo modelado a partir de síntese de sinais periódicos.

Compara-se os resultados obtidos para verificar se os valores encontrados estão dentro dos limites estabelecidos pela norma ISO 2631, na qual são recomendados os períodos máximos de exposição a vibração que o homem em perfeitas condições de saúde pode suportar.

As acelerações vertical, pitch e roll, do sistema mecânico apresentado, foram obtidas através das segundas derivadas das respostas das equações do movimento do sistema (trator agrícola de pneu).

Apresenta-se, na figura (4.2.6), as respostas em aceleração do sistema no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento transversal.

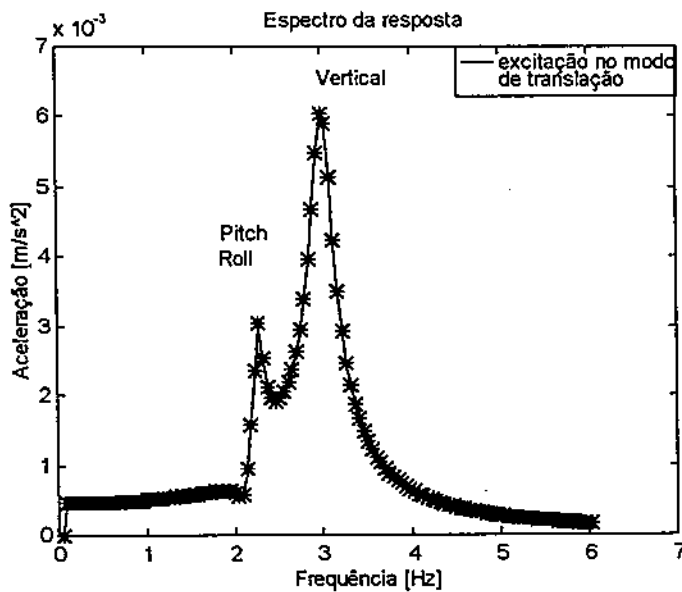


Figura 4.2.6 – Curva da aceleração em função da frequência, modo de translação.

Apresenta-se na figura (4.2.7) as respostas em aceleração do sistema no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento cônico pitch.

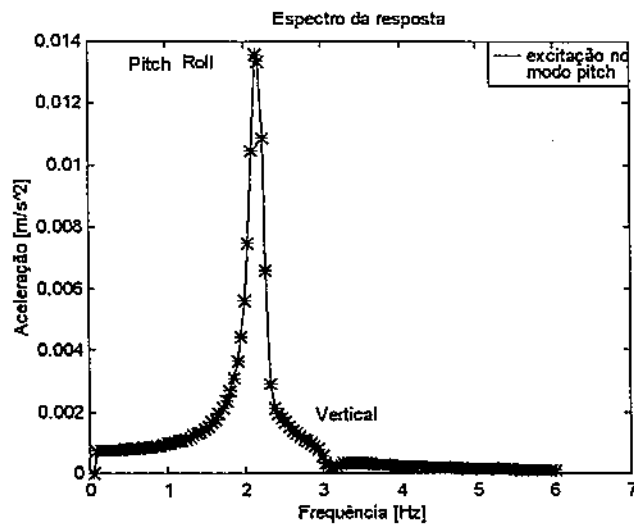


Figura 4.2.7 – Curva da aceleração em função da frequência, modo pitch.

De forma análoga, apresenta-se na figura (4.2.8) as respostas em aceleração do sistema no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento cônico roll.

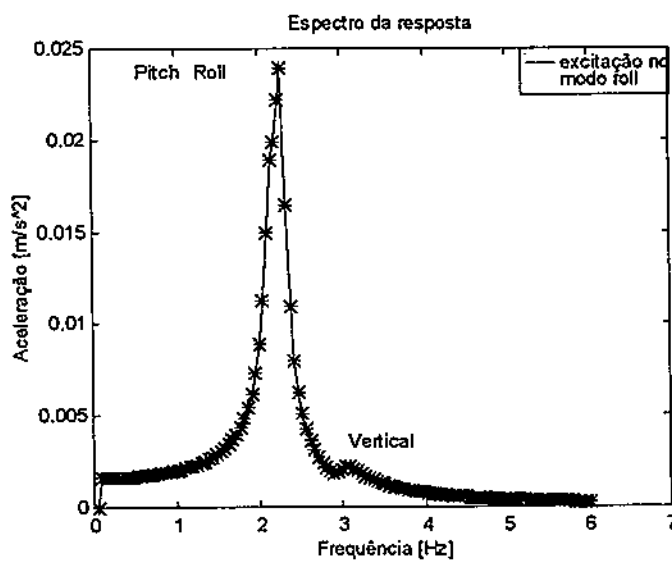


Figura 4.2.8 – Curva da aceleração em função da frequência, modo roll.

Observou-se nas figuras (4.2.6), (4.2.7) e (4.2.8), que os picos de aceleração, tanto no deslocamento vertical quanto nos deslocamentos pitch e/ou roll, apresenta valores de acelerações pequenos, os quais encontram-se dentro dos limites suportáveis, conforme a Norma ISO 2631, apresentados nas figuras (2.2.2) e (2.2.3) do capítulo II.

Com isto, é possível concluir que todo sinal que excita o pneu, nas condições impostas ao sistema, e que possivelmente esteja sendo transmitido ao operador nos níveis apresentados, não proporciona riscos a saúde do mesmo, isto considerando-se que esteja sendo respeitado o tempo limite de exposição dados pela ISO 2631.

4.3 – Resultados e discussões do processo de Identificação de Parâmetros no Domínio da Frequência para o Sistema Mecânico (Trator Agrícola de Pneu – Oliver 550)

Como verificação da formulação matemática para o processo de identificação no domínio da frequência usando o espectro da excitação e da resposta, considera-se aquela desenvolvida na equação (3.6.35). Esta formulação, será aplicada ao sistema MDOF admitindo-se os valores da tabela (4.2.1).

Na tabela (4.3.1) mostra-se os resultados de identificação dos parâmetros, K_{11} , K_{12} , ..., K_{33} (coeficientes de rigidez) e C_{11} , C_{12} , ..., C_{33} (coeficientes de amortecimento), no domínio da frequência, utilizando-se o estimador dos mínimos quadrados generalizado (Beck, 1978, Arruda, 1986). Os erros em porcentagem são também apresentados.

Tabela 4.3.1 – Resultados de identificação de parâmetros de rigidez e amortecimento do trator Oliver 550.

IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS			
Rigidez (N/m)	Teórico	Estimado	Erro em (%)
K_{11}	1180000	$1,1800 \times 10^6$	$-0,0039 \times 10^{-11}$
K_{12}	-45000	$-4,5000 \times 10^4$	$-0,0097 \times 10^{-11}$
K_{13}	42000	$4,2000 \times 10^4$	$-0,0035 \times 10^{-11}$
K_{21}	-45000	$-4,5000 \times 10^4$	$-0,0045 \times 10^{-10}$
K_{22}	873750	$8,7375 \times 10^5$	$-0,0009 \times 10^{-10}$
K_{23}	-31500	$-3,1500 \times 10^4$	$-0,0070 \times 10^{-10}$
K_{31}	42000	$4,2000 \times 10^4$	$-0,0052 \times 10^{-11}$
K_{32}	31500	$3,1500 \times 10^4$	$-0,0254 \times 10^{-11}$
K_{33}	355390	$3,5539 \times 10^5$	$-0,0033 \times 10^{-11}$
Amortecimento (N.s/m)	Teórico	Estimado	Erro em (%)
C_{11}	5760,000	$5,8000 \times 10^3$	$0,0063 \times 10^{-11}$
C_{12}	3205,000	$3,2000 \times 10^3$	$-0,0284 \times 10^{-11}$
C_{13}	87,600	$8,7600 \times 10$	$0,5921 \times 10^{-11}$
C_{21}	3205,000	$3,2000 \times 10^3$	$0,0024 \times 10^{-10}$
C_{22}	5121,200	$5,1200 \times 10^3$	$-0,0011 \times 10^{-10}$
C_{23}	-65,700	$-7,0000 \times 10$	$0,2496 \times 10^{-10}$
C_{31}	87,600	$9,0000 \times 10$	$-0,2076 \times 10^{-11}$
C_{32}	-65,700	$-7,0000 \times 10$	$-0,9798 \times 10^{-11}$
C_{33}	741,242	$7,4000 \times 10^2$	$-0,0153 \times 10^{-11}$

Mostrou-se, com efeito, que a verificação do vetor de estado em termos dos sinais de deslocamento no domínio da frequência, são adequados e consistentes, conforme resultados apresentados na tabela (4.3.1).

A utilização do Método Direto para resolução de sistemas com n -graus de liberdade, é colocado por Lalane (1984), quando se utiliza um número de amostragem 'N' muito grande e o amortecimento muito pequeno. Segundo Lalane, não é possível uma amostragem conveniente e / ou adequada dos picos máximos dos espectros das respostas quando as frequências encontram-se muito próximas e em torno das regiões de ressonância.

4.4 Resultados e Discussões para um Novo Sistema Mecânico (Trator Agrícola de Pneu)

Apresenta-se, neste item, uma nova simulação, onde altera-se apenas as distâncias: b (distância do centro de gravidade ao eixo traseiro), c (distância do centro de gravidade ao pneu traseiro direito) e d (distância do centro de gravidade ao pneu traseiro esquerdo), permanecendo-se os demais valores, inerentes ao sistema inicialmente proposto, inalterados, conforme observa-se na tabela 4.4.1.

Tabela (4.4.1) – Valores adotados para efeito de simulação do novo sistema mecânico (trator agrícola de pneu).

MASSA M [Kg]	MOMENTO DE INERCIA DE MASSA $I\theta$ [Kg.m.s ²]		MOMENTO DE INERCIA DE MASSA $I\phi$ [Kg.m.s ²]
3316	4710		1766
RIGIDEZ [N/m]			
k_1	k_2		k_3
$4,8 \times 10^5$	$3,5 \times 10^5$		$3,5 \times 10^5$
AMORTECIMENTO [N.s/m]			
c_1	c_2		c_3
$4,3 \times 10^3$	730		730
DISTÂNCIAS [m]			
a	b	c	d
1,00	0,80	0,70	0,83
FATOR DE BUSCA fb		NÚMERO DE PONTOS N	
2.0123		256	

Evidentemente, utiliza-se o mesmo procedimento prático, do processo de simulação anteriormente aplicado.

Apresenta-se, na figura (4.4.1), o sinal de deslocamento (resposta do sistema) no domínio da frequência, onde considera-se a excitação em deslocamento atuando simultaneamente nos três modos de vibração. Observa-se ainda que, para este sistema, os três picos de ressonância são plotados.

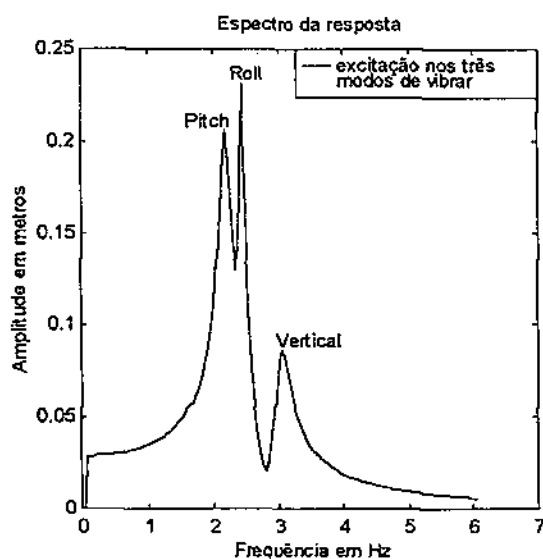


Figura 4.4.1 - Espectro da resposta do novo sistema, nos três modos.

Na aplicação do Método Direto para resolução de sistemas de n -graus de liberdade, com um número de amostragem ' N ' muito grande e até mesmo com um amortecimento pequeno, é possível traçar de forma conveniente e adequada os picos máximos dos espectros das respostas quando as frequências encontram-se muito próximas e em torno das regiões de ressonância, deste que, seja utilizado um fator de busca adequado.

Utilizando-se um critério de busca e/ou método para simulação dinâmica de sistemas em geral (Oliveira, 1997), consegue-se amostrar os sinais que se deseja medir de forma conveniente, como se pode analisar pelos resultados de simulação apresentados neste trabalho e comprovado através do processo inverso.

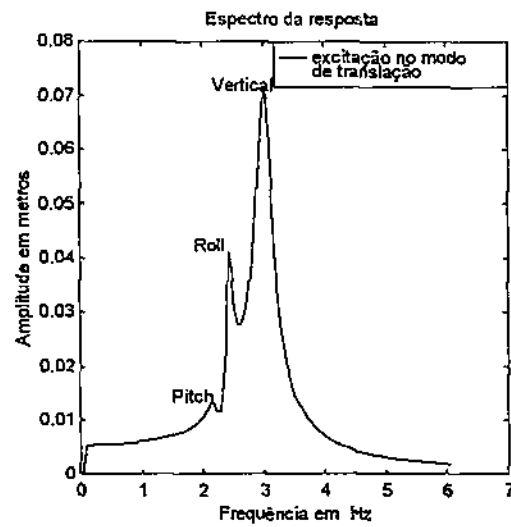


Figura 4.4.2 – Espectro da resposta do novo sistema, modo translação.

Apresentou-se na figura (4.4.2), as respostas em deslocamento do novo sistema no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento transversal.

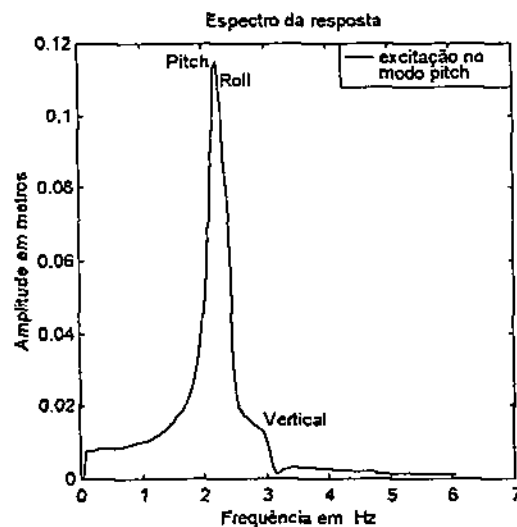


Figura 4.4.3 – Espectro da resposta do novo sistema, modo pitch.

De forma análoga, mostra nas figuras (4.4.3) e (4.4.4), as respostas em deslocamento do novo sistema no domínio da frequência, supondo-se mais uma vez que a excitação em deslocamento atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento cônico pitch e deslocamento cônico roll, respectivamente.

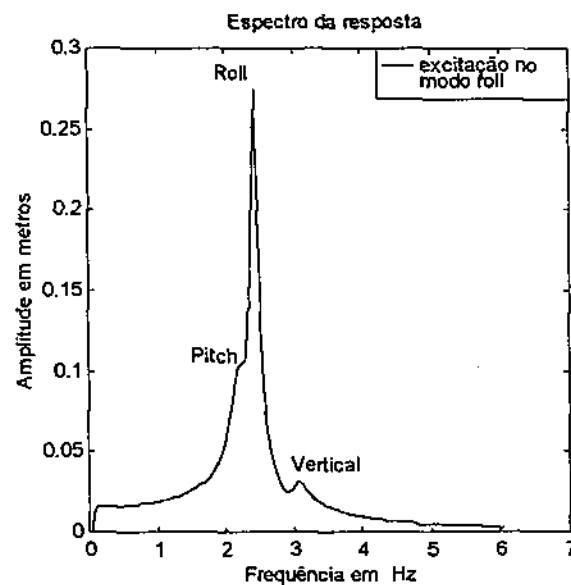


Figura 4.4.4 – Espectro da resposta do novo sistema, modo roll.

Pode-se visualizar, nas figuras (4.4.1), (4.4.2), (4.4.3) e (4.4.4), os três picos máximos dos espectros das respostas em torno das frequências de ressonância, embora as duas primeiras frequências estejam muito próximas uma da outra.

Comparando-se com os autovalores dados na tabela (4.2.2), notadamente, pode-se dizer que a utilização do critério de busca de Oliveira(1997) é válido.

Tabela 4.4.2: Autovalores do novo sistema mecânico em (Hz)

$\lambda_{1,2\theta}$	$\lambda_{3,4\phi}$	$\lambda_{5,6z}$
$-0,0966 \pm 2,2094 i$	$-0,0497 \pm 2,4269 i$	$-0,1192 \pm 3,017 i$

Apresenta-se na figura (4.4.5), as respostas em aceleração do sistema no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do sistema, na direção do deslocamento transversal.

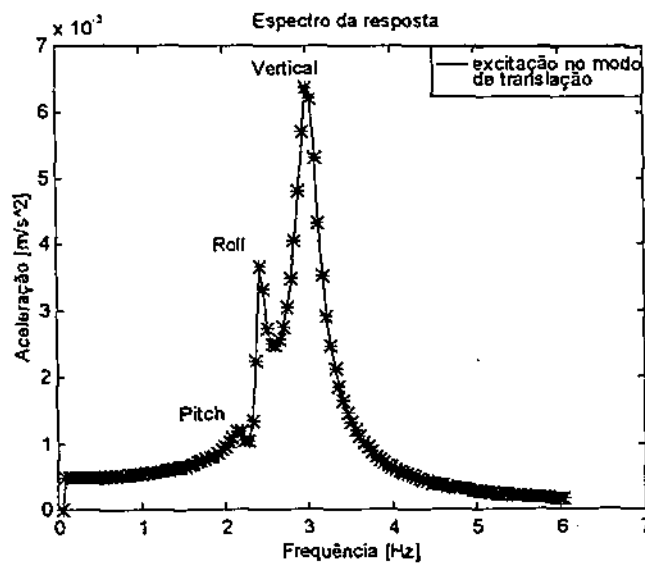


Figura 4.4.5 – Curva da aceleração em função da frequência, modo translação.

De forma análoga, apresenta-se nas figuras (4.4.6) e (4.4.7) as respostas em aceleração do sistema mecânico no domínio da frequência, supondo-se que a excitação em deslocamento, atue individualmente no modo de vibração do

sistema, na direção do deslocamento cônico pitch e deslocamento cônico roll, respectivamente.

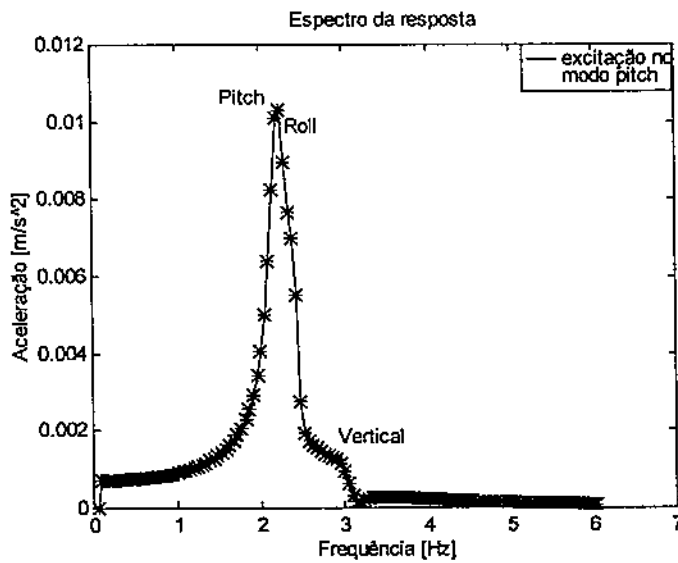


Figura 4.4.6 – Curva da aceleração em função da frequência, modo pitch.

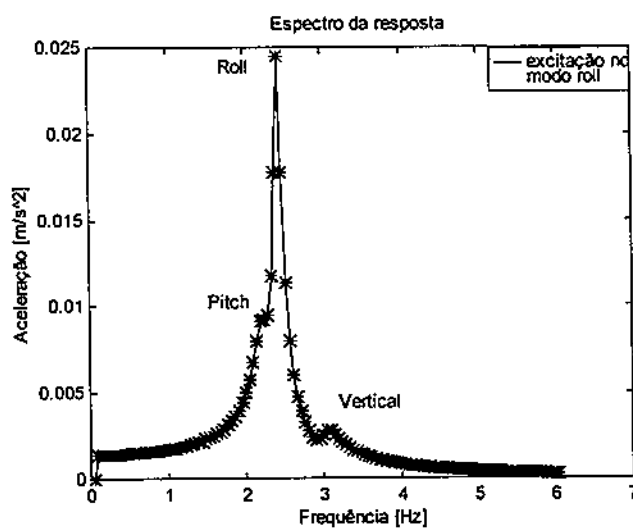


Figura 4.4.7 - Curva da aceleração em função da frequência, modo roll.

Observou-se, mais uma vez, nas figuras (4.2.6), (4.2.7) e (4.2.8), que os picos de aceleração, tanto no deslocamento vertical quanto nos deslocamentos pitch e/ou roll, possui valores de amplitudes pequenos, os quais encontra-se dentro dos limites suportáveis, conforme a Norma ISO 2631, apresentados nas figuras (2.2.2) e (2.2.3) do capítulo II.

Com isto é possível concluir que todo sinal que excita o pneu, nas condições impostas ao sistema, e que possivelmente esteja sendo transmitido ao operador nos níveis apresentados, neste novo sistema mecânico, também não proporciona riscos a saúde do operador, isto considerando-se que esteja sendo respeitado o tempo limite de exposição dado pela ISO 2631.

4.5 – Resultados e discussões do processo de Identificação de Parâmetros no Domínio da Frequência para o Novo Sistema Mecânico (Trator Agrícola de Pneu)

Como verificação da formulação matemática para o processo de identificação no domínio da frequência usando o espectro da excitação e da resposta, considera-se aquela expressa pela equação (3.6.35). Esta formulação, será aplicada ao novo sistema composto na tabela (4.4.1).

A tabela (4.5.1) mostra os resultados de identificação dos parâmetros, K_{11} , K_{12} , ..., K_{33} (coeficientes de rigidez) e C_{11} , C_{12} , ..., C_{33} (coeficientes de amortecimento), identificados no domínio da frequência, utilizando-se o estimador dos mínimos quadrados generalizado (Beck, 1977; Arruda, 1986), e os seus respectivos erros em porcentagem para o novo sistema mecânico.

Tabela 4.5.1 – Resultados de identificação de parâmetros de rigidez e amortecimento do novo sistema mecânico.

IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS			
Rigidez (N/m)	Teórico	Estimado	Erro em (%)
K_{11}	1180000	$1,1800 \times 10^6$	$-0,0039 \times 10^{-11}$
K_{12}	-80000	$-0,0800 \times 10^6$	$-0,0073 \times 10^{-11}$
K_{13}	45500	$0,0455 \times 10^6$	$-0,0080 \times 10^{-11}$
K_{21}	-80000	$-0,0800 \times 10^6$	$-0,0018 \times 10^{-11}$
K_{22}	928000	$9,2800 \times 10^5$	$0,0038 \times 10^{-11}$
K_{23}	-36400	$-0,3640 \times 10^5$	$0,0020 \times 10^{-11}$
K_{31}	45500	$0,0455 \times 10^6$	$-0,0002 \times 10^{-10}$
K_{32}	-36400	$-0,3640 \times 10^5$	$0,0004 \times 10^{-10}$
K_{33}	412610	$4,1262 \times 10^5$	$-0,0003 \times 10^{-10}$
Amortecimento (N.s/m)	Teórico	Estimado	Erro em (%)
C_{11}	5760,000	$0,0058 \times 10^6$	$-0,0126 \times 10^{-11}$
C_{12}	3132,000	$0,0031 \times 10^6$	$-0,0044 \times 10^{-11}$
C_{13}	94,900	$0,001 \times 10^6$	$0,3324 \times 10^{-11}$
C_{21}	3132,000	$0,0313 \times 10^5$	$-0,0116 \times 10^{-11}$
C_{22}	5234,400	$0,0523 \times 10^5$	$-0,0087 \times 10^{-11}$
C_{23}	-75,920	$-0,0008 \times 10^5$	$-0,5241 \times 10^{-11}$
C_{31}	94,900	$0,0009 \times 10^5$	$-0,217 \times 10^{-10}$
C_{32}	-75,920	$-0,0008 \times 10^5$	$-0,1816 \times 10^{-10}$
C_{33}	860,597	$-0,0086 \times 10^5$	$-0,0011 \times 10^{-10}$

Observou-se, novamente, que a verificação do vetor de estado em termos dos sinais de deslocamento no domínio da frequência, para o novo sistema mecânico, são adequados e consistentes, conforme indicam os resultados apresentados na tabela (4.5.1).

Quando um trator vibra em consequência das irregularidade do terreno a componente mais importante é a vertical, sem que por isso deixem de ser notadas as componentes longitudinais e transversais. As frequências naturais dominantes, em geral presentes em estruturas de tratores-agrícolas de pneu, encontram-se entre 2 e 4 Hz (Mathews, 1966). Pode-se observar que, as frequências apresentadas neste trabalho encontra-se dentro desta faixa, o que torna consistentes e confiáveis os resultados de simulação gerados.

4.6 Conclusão

Apresentou-se neste capítulo, os resultados e discussões do modelamento de um sistema mecânico (trator agrícola de pneu), considerando-se, para efeito de simulação, três graus de liberdade.

Partiu-se do pressuposto e baseou-se em hipóteses e conclusões (Raney, 1961), onde considera-se que as vibrações do trator segundo o eixo vertical

e o movimento devido ao modo cônico, oriundo do ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal que posiciona o centro de gravidade, são as mais importantes.

Como pode-se observar pelos resultados de simulação, a excitação em deslocamento atuando em qualquer modo de vibração, indistintamente ou simultaneamente, excita com efeito, e em qualquer condição, todos os modos de vibração.

Apresentou-se os resultados de identificação de parâmetros de rigidez e amortecimento, utilizando-se o estimador dos mínimos quadrados generalizado, e seus respectivos erros em porcentagem. Foram determinadas, curvas de resposta em frequência e curvas da aceleração em função da frequência, onde observou-se que os valores dos picos das acelerações apresentadas encontram-se dentro dos limites da norma ISO 2631.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO GERAL

5.1 Conclusão

Apresentou-se, neste trabalho, o modelamento de um sistema representando uma estrutura veicular (trator agrícola de pneu), considerando-se para efeito de simulação três graus de liberdade - um modo de translação e dois modo cônicos. Numa abordagem geral estes representam os modos de vibração mais importantes para este tipo de estrutura.

Foi verificada a resposta em deslocamento no domínio da frequência utilizando-se o processo inverso. A coerência e correlação entre os modos de vibração, considerando-se três graus de liberdade, foram plenamente satisfeitas, como pôde-se observar pelas curvas de respostas em frequência apresentadas.

Os tratores de rodas sendo montados sobre pneus de borracha inflados a ar são, de fato, suspensos sobre molas. Assim sendo, pode ser considerado como um sistema massa-mola com seis graus de liberdade.

A análise do sistema massa-mola dispendo de seis graus de liberdade é bastante complexa. Para vibrar em qualquer uma das seis coordenadas, o sistema deve inicialmente ser perturbado ou forçado a vibrar.

Se o trator tem suas rodas travadas, pode, realmente, vibrar em três direções principais (X, Y e Z) e, ainda, girar em torno de seus três eixos principais – o longitudinal, o transversal e o vertical.

Os resultados de identificação apresentados nas tabelas (4.3.1) e (4.5.1) (problema inverso), mostra claramente que é possível, utilizando o método direto (Lalane, 1984) para resolução do modelo em conjunção com o critério de Oliveira (1997), obter-se resultados confiáveis de simulação e eventualmente serem utilizados em procedimentos experimentais.

A primeira providência que o projetista pode adotar para reduzir o problema de vibrações é tentar reduzi-las junto a fonte. Deve-se estudar particularmente as vibrações que provocam ressonâncias. Quando não for possível eliminar a fonte, esta deve ser isolada, para que o trabalhador não entre em contato direto com a mesma.

Se as providências anteriores não forem suficientes, pode-se proteger o trabalhador individualmente com equipamentos tais como, botas e luvas que ajudam a absorver as vibrações.

Quando a vibração for contínua, devem ser programadas pausas para evitar a exposição contínua do trabalhador. A frequência e a duração dessas pausas vai depender das características da vibração e demais condições de trabalho.

Notadamente, observa-se neste trabalho de simulação que, todo sinal que excita o pneu, nas condições impostas ao sistema, e que possivelmente esteja sendo transmitido ao operador nos níveis apresentados, não proporciona riscos a saúde do operador, mesmo para o tempo de exposição máximo de acordo com a norma ISO 2631 que define os valores numéricos e os limites de tolerância no caso das vibrações transmitidas ao corpo humano na faixa de frequência de 1 a 80 Hz. Estes limites servem para três finalidades: assegurar o conforto, a capacidade de trabalho e a saúde do trabalhador.

5.2 Sugestões

A inclusão no modelo matemático do assento do operador, com um sistema de suspensão adequado, como forma de isolar as forças oriundas da interação solo-estrutura (excitação em deslocamento) devido ao perfil do terreno, com efeito, poderá ser incluído para minimizar o desconforto a que o operador encontra-se em geral submetido em exposições diárias e prolongadas de trabalho.

Em sua essência, o procedimento mais adequado para se estabelecer o conforto do operador, é trabalhar com o vetor de estado em termos dos sinais de

aceleração no domínio da frequência. A partir daí, pode-se monitorar quantos "g⁵" de aceleração média o corpo do operador de trator de pneu suporta em sua exposição diária.

Um procedimento experimental para monitorar este efeito, seria utilizar uma base acoplada a um excitador eletrodinâmico "Shaker" e mapear em média quantos "g⁵" o corpo humano sentado na base do excitador suportaria, e em quanto tempo de exposição diária.

Pode-se tornar os processos de identificação de parâmetros e à análise de vibração, aqui abordados, mais realísticos do ponto de vista das aplicações práticas, acrescentando-se em todos os sinais de saída a presença de ruídos, o que implicará necessariamente no uso de técnicas de estimação mais apropriadas a esta nova realidade.

Pesquisas recentes na área de Dinâmica Estrutural têm apontado para uma tendência inquestionável de utilização conjunta de resultados analíticos e experimentais para obtenção de um modelo capaz de representar satisfatoriamente o comportamento dinâmico da estrutura em questão, atendendo as exigências de maior precisão, como é o caso, entre outros, da indústria Aeroespacial (Carneiro & Arruda, 1989). Portanto, para efeito de validação dos modelos matemáticos e dos resultados apresentados nesta pesquisa, seria fundamental tentar aplicá-los e reproduzi-los, respectivamente, numa análise experimental em escala real dos sistemas dinâmicos considerados neste estudo, objetivando ajustá-los e consolidá-los para aplicações principalmente na indústria automotiva.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, M. T., **Vibrações Mecânicas para Engenheiros**, Editora Edgar Blücher Ltda., São Paulo, SP.,1987.

ARRUDA, J. R. F.; OLIVEIRA, N. V., **Frequency Domain Methods for Structural Parameters Estimation**. *Mecanique Materiaux. Electricité*. 416:4-8. Mai-Juin 1986.

BARBIERI, N.; ZAMPIERI, D. E., **Análise do comportamento Dinâmico de Um Veículo Automotivo Através da Excitação dos Seus Principais Modos de Vibrar**, XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, SP, Brasil, 1991.

BECK, J. V.; ARNOLD, K. J., **Parameter Estimation in Engineering and Science**, New York, John Willey and Sons, 1978,

BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G., **Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis**, A. Wiley, Interscience Publication, 1971.

BURROWS, C. R., **An Appraisal of Shoroeder – Phased Harmonic Signal for Bearing Identification**, *Trans ASME*, 80WA/DSC-34, 1984.

CARNEIRO, S. M. S.; ARRUDA, J. R. F., **Ajuste do Modelo Dinâmico de Estruturas Interconectadas por Juntas Utilizando uma Formulação de**

Síntese Modal Amortecida, Anais do X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 245-248, Rio de Janeiro, 1989.

CLOUGH, R. W.; PENZIEN, J., **Dynamics of Structures**, McGraw-Hill International Editions, Singapore, 1993.

CRAIG Jr. R. R., **Structural Dynamics - An Introduction to Computer Methods**, John Wiley & Sons, Canada, 1981.

COELHO Jr., M. P. & HANSEN, B. L., **Manutenção Mecânica por Análise de Vibrações**, Recife, PE., 1988.

CROLLA, D. A., **Off-road Vehicle Dynamics**, *Vehicle System Dynamic*, 10, p.153 – 266, 1981.

DIAS Jr. M., **Identificação de Parâmetros de Sistemas Mecânicos e das Características de uma Perturbação Externa pelo Método das Covariâncias**, Dissertação de Mestrado, UNICAMP, SP, 1987.

EYKHOFF, P., **System Identification Parameter and States Estimation**, John Wiley & Sons, 1974.

LACERDA Jr., J. A., OLIVEIRA, N. V., **Identificação de Parâmetros no Domínio do Tempo Utilizando-se o Filtro de Kalman em Conjunção com o Estimador das Variáveis Instrumentais**, Anais do IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, pp.645-650, Recife, 1996.

LALANE, M., et al., **Mechanical Vibrations for Engineers**, New York, 1984.

LIDA, I., **Ergonomia Projeto e Produção**, Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, SP, 1990.

MANTOVANI At. Al., **Mecanização e Agricultura de Precisão**, Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, Poços de Caldas, MG, Brasil, 1998

MARIANO, V.; OLIVEIRA, N. V., **Avaliação de Métodos de Integração Numérica Aplicada a Identificação de Perturbações Externas**, Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, CD COBEM 97, Bauru - SP, 1997.

MARIANO, V.; OLIVEIRA, N. V., **Identificação das Características de Rigidez e Amortecimento de Sistemas Mecânicos Rotativos Utilizando os Métodos das Acelerações Generalizadas**, Anais do III Simpósio de Pesquisa e Extensão da UFRN, pp. 125 e 126, Natal - RN, 1997.

MARIANO, V.; OLIVEIRA, N. V., **Avaliação de Métodos de Integração Numérica Aplicada a Identificação de Forças em Sistemas Mecânicos**, Anais do III Simpósio de Pesquisa e Extensão da UFRN, pp. 125 e 126, Natal - RN, 1997.

MATHEWS, J. R., **Ride Comfort for Tractor Operators**. Journal of Agricultural Engineergen Research, 1966.

MEIROVITCH, L., **Elements of Vibration Analysis**, McGraw-Hill, Serie International Student, New York, 1975.

MELO, G. P.; TURRA, A. E.; STEFFEN Jr., V., **Identificação de Parâmetros Através das Séries de Fourier: Aplicação na Detecção de Falhas em Sistemas Mecânicos**, Anais do IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, pp.601-605, Recife, 1996.

MORRIS, W. H. M., **Heat stresses In Tractor Operation**, Paper No 61-132 – Agr. Engrs., 1959.

NATHOO, N. S. & HEALEY, A. J., **Coupled Vertical-Lateral Dynamic of a Pneumatic Tired Vehicle. Part I – A Mathematical Model**, Journal of Dynamic Sistem. Measurement and control, 100, p. 311-318, 1978.

OLIVEIRA, N. V., **Conjunção de um Critério Utilizando o Teorema de Nyquist para Simulação Dinâmica de Sistemas Mecânicos**, Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, CD COBEM 97, Bauru - SP, 1997.

OLIVEIRA, N. V., **Identificación Experimental de Fuerzas Bajo Condiciones Controladas en el Dominio de la Frecuencia**, II Pan American Congress for Applied Mechanics, pp.183-188, Val Parayso, Chile, 1991.

OLIVEIRA, N. V., **Identificação de Parâmetros de Sistemas Mecânicos com Aplicação a Mancais**, Tese de Doutorado, UNICAMP-SP, 1988.

OLIVEIRA, N. V.; ARRUDA, J. R. F. **Determinação Experimental da Frequência de “Oil-Whirl” em Rotor Rígido**, Anais do XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 173-176, São Paulo, 1991.

OLIVEIRA, N. V.; ARRUDA, J. R. F. **Identificação Experimental dos Coeficientes de Rigidez e Amortecimento de Mancal Hidrodinâmico**, Anais do X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 1989.

- OLIVEIRA, N. V.; ARRUDA, J. R. F. **Identificação das Características de Rigidez e Amortecimento de Mancal Hidrodinâmico**, Anais do IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 709-711, Florianópolis - SC, 1987.
- RADE, D. A.; STEFFEN JR., V., **Identificação de Sistemas Mecânicos no Domínio do Tempo pelo Método das Séries de Fourier**, Anais do X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp.303-305, Rio de Janeiro, 1989.
- RANEY, J. P.; LILJEDAHN, J. B.; COHEN, R., **The Dynamic Behavior of Farm Tractors**, Transactions of the ASAE. 1961.
- SAHINKAYA, M. N.; TURKAY, O. S.; BURROWS, C. R., **Minimization of the Variance in Oil-Film Damping Coefficient Estimates**, Transactions of the ASME, v.106, pp. 342-348, December, 1984
- SCHROEDER, M. R., **Synthesis of Low-Peak-Factor Signals and Binary Sequences with Low Autocorrelation**. IEEE Transactions on Information and Theory, pp.85-89, jan 1970.
- SILVA, A. A., **Identificação de Perturbações Externas em Sistemas Mecânicos no Domínio da Frequência Utilizando Técnicas de Estimação**, Dissertação de Mestrado, UFPB/CPGEM-PB, 1992.
- SILVA, A. A.; OLIVEIRA, N. V., **Identificação de Perturbações Externas em Sistemas Mecânicos no Domínio da Frequência Utilizando Técnicas de Estimação**, II Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, UFPB/Campus I, v.1, pp.196-202, 1992.

SILVA, A. A.; OLIVEIRA, N. V., **Técnicas de Estimção Aplicadas na Identificação de Forças em Sistemas Mecânicos**, Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 1209-1212, Brasília, 1993.

SILVA, J. C. B.; OLIVEIRA, N. V., **Análise das Vibrações e Identificação Paramétrica de Trator de Pneu no Conforto do Operador**, Anais do VIII Congresso Chileno de Ingenieria Mecanica, Concepción, Chile, 1998.

SILVA, J. C. B.; OLIVEIRA, N. V., **Análise das Vibrações e Suas Influências no Conforto do Operador de Trator Agrícola de Pneu**, Anais do V Congresso Norse Nordeste de Engenharia Mecânica, Fortaleza, Brasil, 1998.

SILVA, J. C. B.; OLIVEIRA, N. V., **Análise Das Vibrações E Identificação De Parâmetros Em Trator De Pneu, Utilizando Método Computacional**, Anais do Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola - CONBEA, Poços de Caldas, MG, Brasil, 1998.

STAYNER, R. M.; COLLINS, T. S. & LINES, J. A., **Tractor Ride Vibration Simulaton as na Aid to Design**. Journal of Agricultural Engineering Research, 29, p. 345 – 355, 1984.

STEFFEN Jr. , V.; RADE, D. A., **An Identification Method of Multi-Degree-of-Freedom Systems Based on Fourier Series**, The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, v.6, n.4, pp. 271-278, 1991.

WISNER, A., **Por Dentro do Trabalho – Ergonomia: Métodos e Técnicas**, FTD –
São Paulo, 1987. 189 p.

APÊNDICE A

TRABALHOS PUBLICADOS

ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E IDENTIFICAÇÃO PARAMÉTRICA DE TRATOR DE PNEU NO CONFORTO DO OPERADOR

Silva, João Carlos Barbosa da – Oliveira, Natanael Victor de
Universidade Federal da Paraíba - UFPB
Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia.
E-mail: joao@dem.ufpb.br, natanael@dem.ufpb.br
CEP 58109-970 Campina Grande, PB. - Brasil

RESUMO

Procura-se no presente trabalho, estudar e analisar os níveis de vibrações que os tratoristas, em geral, estão expostos no seu local de trabalho. O uso de técnicas de modelamento, visando o estabelecimento de um conjunto de equações para monitorar adequadamente a análise prévia do comportamento dinâmico e/ou vibratório do sistema trator, na sua interação com o solo, é uma realidade. Neste trabalho, considera-se duas alternativas para monitorar e verificar os níveis de vibrações que o tratorista está exposto. A primeira é considerar no modelo de interação solo-estrutura os três modos de vibração mais importantes. Em seguida, procura-se verificar os vetores de resposta em deslocamentos no domínio da frequência a partir de um procedimento utilizando técnica de identificação de parâmetros - problema inverso. Verifica-se que o método de resolução utilizado para a obtenção do vetor em deslocamento e a formulação genérica desenvolvida e utilizada para o processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência são plenamente satisfatórios.

INTRODUÇÃO

O crescente interesse no comportamento dinâmico de estruturas nas últimas décadas, tem resultado na proliferação de literatura, relacionada com a técnica de análise modal. Ao mesmo tempo, o comportamento dinâmico de uma estrutura é descrita por analistas em termos de equações diferenciais, levando-se em conta os elementos de massa e rigidez. Isto pode ser descrito pelas frequências naturais, pelos modos naturais, etc., os quais são parâmetros que podem ser medidos experimentalmente. Esta técnica, portanto, não somente é uma ferramenta para uma descrição analítica de uma estrutura, mas serve como uma linguagem técnica comum entre o analista e o engenheiro experimental. A área relacionada à identificação de sistemas está sendo largamente utilizada e existe uma preocupação evidente em escolher equações matemáticas que descrevam adequadamente relações entre os dados de entradas e saídas para sistemas reais. Em muitas situações, nem todos os parâmetros do sistema são conhecidos e em alguns sistemas mecânicos, mesmo com o conhecimento prévio de um modelo matemático, que retrate aproximadamente o seu comportamento dinâmico em dadas situações, é praticamente impossível obter-se parâmetros destes modelos de forma direta (rigidez e amortecimento de um filme

de óleo, por exemplo). Nestes casos, recorre-se a técnicas de identificação ou estimações de parâmetros que objetivem a determinação dos valores desconhecidos a partir dos sinais de entrada (excitação) e de saída (resposta) do sistema [Burrows, 1980]. A operação de máquinas agrícolas é uma atividade cuja eficiência é influenciada por fatores, tais como: calor, frio, poeira, ruídos e vibrações. Esses fatores causam desconforto, aumentam o risco de acidentes e podem provocar danos consideráveis à saúde. A necessidade constante de melhorar o posto de trabalho do operário de diferentes categorias profissionais, é um dos fatores que nos leva a voltar nossas atenções para as vibrações em determinados sistemas (tratores agrícolas, veículos convencionais, etc.), uma vez que, com a crescente globalização, a tendência das indústrias é oferecerem produtos de melhor qualidade, com baixo custo e maior segurança para poderem se sobressair num mercado tão competitivo como o de hoje.

DESCRIÇÃO DO MODELO FÍSICO

Na configuração física do modelo, a estrutura rígida do trator é suspensa por quatro rodas, onde considera-se, para efeito de modelamento, que as rodas de suspensão do trator possui características de rigidez e amortecimento aproximadamente

lineares. Os coeficientes de rigidez e amortecimento são representados respectivamente por $(k_1, k_2 \text{ e } k_3)$ e $(c_1, c_2 \text{ e } c_3)$. As distâncias do centro de gravidade do trator em relação a estrutura de conexão e suspensão são denominadas respectivamente por, a, b, c, d. As figuras 1 e 2 mostram em detalhe a configuração do modelo físico de um trator no sentido transversal e longitudinal, onde pode-se observar as distâncias do centro de gravidade em relação aos suportes de sustentação da estrutura.

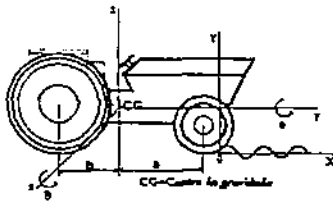


Figura 1- sentido transversal do trator de pneu

Com relação ao deslocamento do trator, considera-se como premissa básica para efeito de modelamento e obtenção das equações diferenciais de movimento: velocidade constante; rodas traseiras e dianteiras sempre em contato com o solo; resistência ao rolamento desprezível.

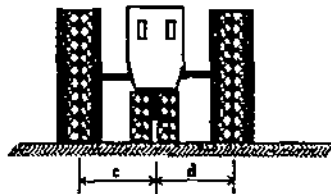


Figura 2 - Sentido Longitudinal do Trator de Pneu

São assumidos três graus de liberdade, ou seja, a) um modo de vibração em translação, isto é, deslocamento vertical do centro de gravidade da estrutura, b) um modo cônico (movimento pitch ou de rotação em torno do eixo transversal que passa pelo centro de gravidade) e c) um modo cônico de vibração (movimento roll ou de rotação em torno do eixo longitudinal em relação ao centro de gravidade). Consideram-se: m = massa do trator; x_{ED} = deslocamento vertical do eixo dianteiro; x_{ET} = deslocamento vertical a esquerda do eixo traseiro; x_{DD} = deslocamento vertical a direita do eixo traseiro; x_{CT} = deslocamento vertical do centro do eixo traseiro, $I\theta$ e $I\phi$ = momentos de inércia em torno do eixo X e Y respectivamente. A tabela 1, mostra os principais parâmetros a serem utilizados na análise do comportamento dinâmico e vibratório do sistema.

Tabela 1 - Coeficientes de Rigidez, Amortecimento e parâmetros utilizados para simulação.

$m=3316 \text{ kg}$	$k_1=4,8 \times 10^5 \text{ N/m}$
$I\theta=4710 \text{ kgf-m-s}^2$	$k_2=3,5 \times 10^5 \text{ N/m}$
$I\phi=1766 \text{ kgf-m-s}^2$	$k_3=3,5 \times 10^5 \text{ N/m}$
$c_1=4,3 \times 10^3 \text{ N-s/m}$	$a=1,00 \text{ m}$
$c_2=730 \text{ N-s/m}$	$b=0,75 \text{ m}$ $c=0,65 \text{ m}$
$c_3=730 \text{ N-s/m}$	$d=0,77 \text{ m}$

MODELO MATEMÁTICO

A simulação do comportamento dinâmico de tratores agrícolas, geralmente são realizadas, baseadas em restrições que viabilizam um modelo físico e matemático representativos do sistema. Para a configuração esquemática do modelo físico, figuras (3,4), (vistas traseira e lateral), utiliza-se como coordenadas em relação ao centro de gravidade, o grupo de relações definidas pelas equações (1, 2)

$$\left. \begin{aligned} x_{ED} &= Z + a\theta; & x_{ET} &= Z - b\theta - c\phi; \\ x_{DD} &= Z - b\theta - d\phi; & x_{CT} &= Z - b\theta; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{ED} &= \dot{Z} + a\dot{\theta}; & \dot{x}_{ET} &= \dot{Z} - b\dot{\theta} - c\dot{\phi} \\ \dot{x}_{DD} &= \dot{Z} - b\dot{\theta} - d\dot{\phi}; & \dot{x}_{CT} &= \dot{Z} - b\dot{\theta} \end{aligned} \right\} (2)$$

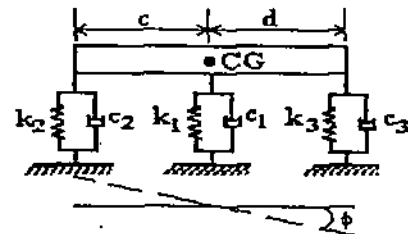


Figura 3: vista traseira.

Sob a condição específica de que a energia cinética e a energia potencial do sistema podem ser expressas em termos de coordenadas generalizadas, e de suas derivadas no tempo. Com efeito, podemos desenvolver as equações do modelo com o emprego da formulação de Lagrange dada pela equação (3).

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3)$$

onde:

T = Energia cinética total do sistema;

U = Energia potencial total do sistema;

R = Energia de dissipação total do sistema;

Q_i = Forças generalizadas que atuam no sistema.

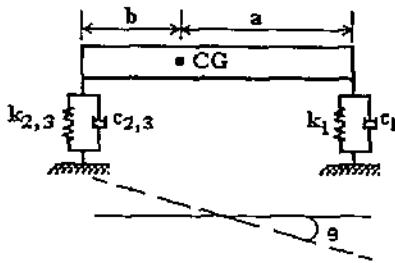


Figura 4: vista lateral

As equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico do sistema são obtidas a partir de diagrama do corpo livre do sistema descrito nas figuras 3 e 4, na forma das equações (4), (5) e (6).

$$T = \frac{1}{2} M \dot{Z}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\phi}^2 \quad (4)$$

$$U = \frac{1}{2} k_2 (Z - b\theta)^2 + \frac{1}{2} k_3 (Z - b\theta)^2 + \frac{1}{2} k_1 (Z + a\theta)^2 + \frac{1}{2} k_2 (Z - b\theta - c\phi)^2 + \frac{1}{2} k_3 (Z - b\theta + d\phi)^2 \quad (5)$$

$$R = \frac{1}{2} C_2 (\dot{Z} - b\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_3 (\dot{Z} - b\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_1 (\dot{Z} + a\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} C_2 (\dot{Z} - b\dot{\theta} - c\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2} C_3 (\dot{Z} - b\dot{\theta} + d\dot{\phi})^2 \quad (6)$$

Aplicando a expressão de Lagrange (3) às equações (4), (5) e (6), obtêm-se um sistema de equações diferenciais em notação compacta em termos das coordenadas de translação e rotação, $\{\dot{Z}, \dot{\theta}, \dot{\phi}\}$ e $\{z, \theta, \phi\}$, dada pela equação (7)

$$[M]\{\dot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (7)$$

onde os elementos das matrizes de massa, amortecimento e rigidez são dadas pelo grupo de expressões (8), (9) e (10)

$$M_{11} = M, M_{22} = I\theta, M_{33} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} C_{11} &= (C_1 + C_2 + C_3); \\ C_{21} &= (aC_1 - bC_2 - bC_3); \\ C_{31} &= (cC_2 - dC_3); \\ C_{12} &= (aC_1 - bC_2 - bC_3); \\ C_{22} &= (a^2C_1 + b^2C_2 + b^2C_3); \\ C_{32} &= (cbC_2 - dbC_3); \\ C_{13} &= (cC_2 - dC_3); \\ C_{23} &= (cbC_2 - dbC_3); \\ C_{33} &= (c^2C_2 + d^2C_3); \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} K_{11} &= (K_1 + K_2 + K_3); \\ K_{21} &= (aK_1 - bK_2 - bK_3); \\ K_{31} &= (cK_2 - dK_3); \\ K_{12} &= (aK_1 - bK_2 - bK_3); \\ K_{22} &= (a^2K_1 + b^2K_2 + b^2K_3); \\ K_{32} &= (cbK_2 - dbK_3); \\ K_{13} &= (cK_2 - dK_3); \\ K_{23} &= (cbK_2 - dbK_3); \\ K_{33} &= (c^2K_2 + d^2K_3); \end{aligned} \quad (10)$$

Para perfil da estrada e/ou terreno, considera-se um sinal modelado a partir de síntese de sinais periódicos, que com efeito, possui as mesmas propriedades estatística de um ruído branco, isto é, valor médio nulo, variância constante, densidade espectral potência plana, dado pelo modelo na forma da equação (11).

$$Y(t, x) = F_D(t, x) = \text{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} \beta_n e^{j\alpha} \right] = \text{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{j(2\pi\nu/L)t} \right] \quad (11)$$

onde a velocidade ν do trator pode, sem perda de generalidade, ser incluída no modelo do perfil de onda do terreno como sendo constante, ou variável com aceleração constante. β_n e/ou A_n passa a representar a amplitude do perfil da estrada, e se constitui numa série temporal, que varia de acordo com os ângulos de fase que o compõe, [Shroeder, 1970].

FORMULAÇÃO GENÉRICA PARA IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA (PROBLEMA INVERSO)

Desenvolvendo-se as equações necessárias a partir do sistema de equações diferenciais em (7), para um processo de identificação de parâmetros (problema inverso), no domínio da frequência, [Burrows, 1984], [Oliveira, 1991], obtêm-se um sistema de equações lineares representada pela equação (12). Com efeito, pode-se verificar a partir da equação (12), se a solução do vetor de estado em termos das respostas em deslocamento no domínio de frequência, é adequada.

$$\begin{bmatrix} (n\omega) x_n^S & (n\omega) y_n^S & (n\omega) z_n^S & x_n^C & y_n^C & z_n^C \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -(n\omega) x_n^C & -(n\omega) y_n^C & -(n\omega) z_n^C & x_n^S & y_n^S & z_n^S \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} \\ K_{11} & K_{21} & K_{31} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x^C + M_{11}(n\omega)^2 x_n^C + F_y^C + M_{22}(n\omega)^2 y_n^C + F_z^C + M_{33}(n\omega)^2 z_n^C \\ \dots \\ F_x^S + M_{11}(n\omega)^2 x_n^S + F_y^S + M_{22}(n\omega)^2 y_n^S + F_z^S + M_{33}(n\omega)^2 z_n^S \end{bmatrix} \quad (12)$$

A equação (12) em notação compacta, pode ser representada pelo sistema de equações lineares na forma $A\phi = b$, onde; A = Matriz retangular $2N \times 6$ contendo as componentes reais e imaginárias dos deslocamentos; ϕ = Matriz retangular 6×3 contendo os coeficientes de rigidez e amortecimento a serem estimados, e portanto desconhecida; b = Matriz retangular de ordem $2N \times 3$ contendo os coeficientes de Euler-Fourier das forças de Inércia e das forças aplicadas.

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Considera-se como fonte de excitação em deslocamento, aquela oriunda da interação solo - estrutura como sendo um sinal obtido a partir de síntese de sinais periódicos [Schroeder, 1970]. Que com efeito pode simular o perfil da conformação do terreno e desta forma, pode-se então, analisar as vibrações através do espectro de frequência. As figuras 5 e 6, mostra o perfil da excitação em deslocamento devido ao terreno e o seu respectivo espectro.

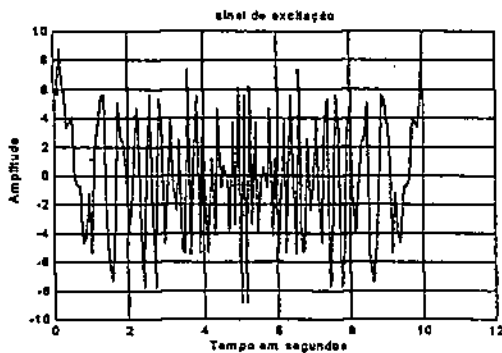


Figura 5 - Excitação em deslocamento

Como pode-se observar pela figura 6, a transformada de Fourier discreta (TFD) da excitação em deslocamento possui um espectro plano, o que caracteriza, com efeito, um perfil de estrada como sendo um sinal aleatório puro

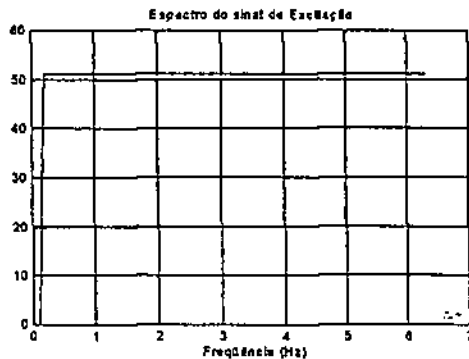


Figura 6 - Espectro da excitação

Apresenta-se na figura 7, o sinal de deslocamento (resposta do sistema) no domínio da frequência, onde considera-se a excitação em deslocamento atuando simultaneamente nos três modos de vibração.

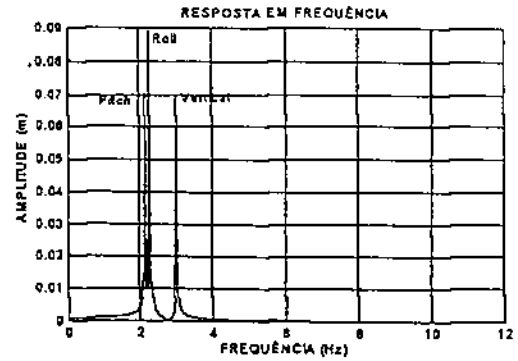


Figura 7 - Espectro da resposta

De forma análoga, apresenta-se nas figuras 8, 9 e 10, as respostas em deslocamento do sistema no domínio da frequência, supondo que a excitação em deslocamento atue individualmente em cada um dos modos de vibração do sistema.

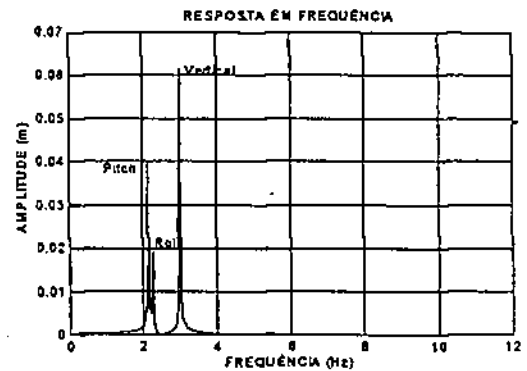


Figura 8 - Espectro de resposta

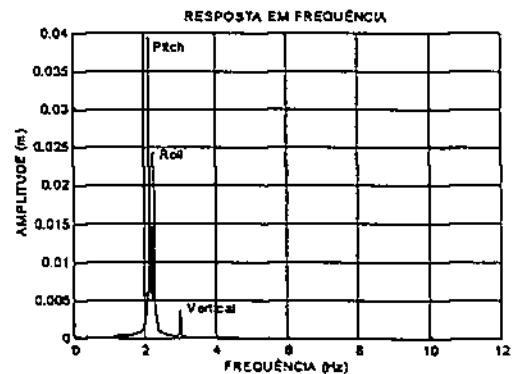


Figura 9 - Espectro de resposta

Como pode-se observar pelos resultados de simulação, a excitação em deslocamento atuando em qualquer modo de vibração, indistintamente ou simultaneamente, excita com efeito, e em qualquer condição, todos os modos de vibração. Como pode-se visualizar pelos picos máximos dos espectros das respostas em torno das frequências de ressonância, e comparados com os autovalores dados na tabela 2

Tabela 2: Autovalores do Sistema em (Hz)

$\lambda_{1,20}$	$-0,0770 \pm 2,1431 i$
$\lambda_{3,44}$	$-0,0535 \pm 2,2671 i$
$\lambda_{5,62}$	$-0,1277 \pm 3,0051 i$

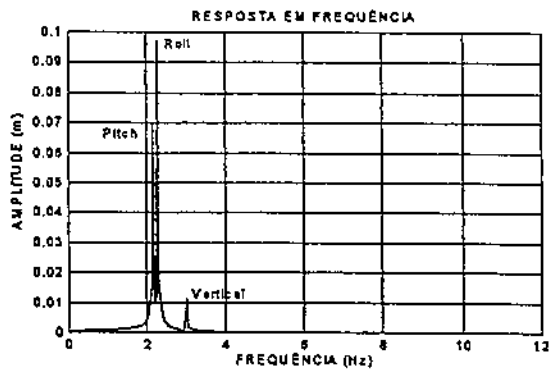


Figura 10 - Espectro de Resposta

Partindo-se do pressuposto e baseando-se em hipótese e conclusões [Raney, 1961], onde coloca-se que as vibrações do trator segundo o eixo vertical e o movimento devido ao modo cônico, oriundo do ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal, que posiciona o centro de gravidade, são as mais importantes. Considerando-se que os pneus traseiros encontram-se dispostos de maneira simétrica em relação ao centro de gravidade, isto é, admitindo-se as distâncias $c=d$, e considerando-se, $k_2 = k_3$ e $c_2 = c_3$, a terceira linha e terceira coluna do sistema de equações diferenciais (7), com relação as matrizes de massa, amortecimento e rigidez são, com efeito, eliminadas. Daí, a estrutura do trator de pneu, passa a se comportar como sendo semelhante a um sistema mecânico de dois graus de liberdade.

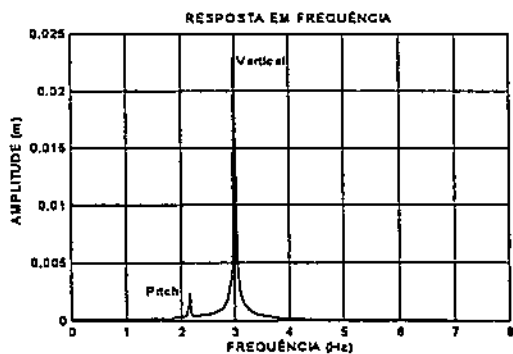


Figura 11 - Espectro de resposta

Nas figuras 11 e 12, apresenta-se as curvas de respostas em frequência para a condição acima discutida, onde pode-se observar a eliminação do segundo modo de vibração, isto é, o modo roll, e concomitantemente, aparece somente, as frequências naturais amortecidas correspondendo aos modos de translação e pitch ($\cong 3,0051\text{Hz}$ e $\cong 2,1431\text{Hz}$). Para verificar se a solução em termos dos sinais de deslocamento encontra-se correta, utiliza-se o método direto de resolução em frequência [Lalane, 1984] onde, a partir do problema inverso, identifica-se os coeficientes rigidez e amortecimento utilizando o sistema de equações lineares em (12).

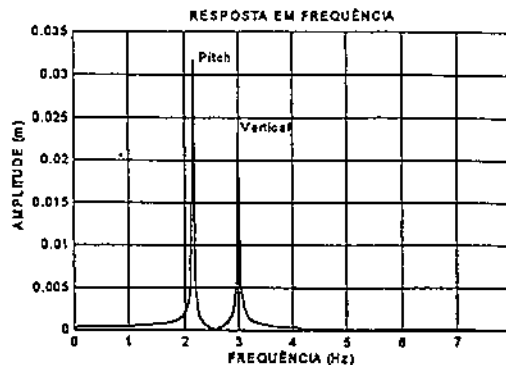


Figura 12 - Espectro de resposta

De forma análoga, elimina-se a terceira e sexta colunas da matriz A , a terceira coluna e sexta linha da matriz ϕ . Finalmente, a terceira coluna da matriz b . Como resultado deste procedimento, apresenta-se na tabela 3, os resultados de identificação de parâmetros de rigidez e amortecimento, utilizando-se o estimador dos mínimos quadrados generalizado [Beck, 1977]; [Arruda, 1986], e os seus respectivos erros em porcentagem.

Tabela 3: Coeficientes de Rigidez e Amortecimento: Teóricos adotados; Identificados e Erros em (%)

IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS (Rigidez (N/m); Amortecimento (N.s/m))			
Rigidez	Teórico	Estimado	Erro em (%)
K_{11}	1.1800×10^6	1.1800×10^6	-5.9194×10^{-16}
K_{12}	-4.5000×10^4	-4.5000×10^4	-8.0844×10^{-16}
K_{21}	-4.5000×10^4	-4.5000×10^4	-2.5870×10^{-15}
K_{22}	8.7375×10^3	8.7375×10^3	-7.9942×10^{-16}
Amort.	Teórico	Estimado	Erro em (%)
C_{11}	5.7600×10^3	5.7600×10^3	-2.0527×10^{-13}
C_{12}	3.2050×10^3	3.2050×10^3	1.4189×10^{-13}
C_{21}	3.2050×10^3	3.2050×10^3	-2.5540×10^{-13}
C_{22}	5.1212×10^3	5.1212×10^3	5.3278×10^{-16}

Mostrando-se, com efeito, que a verificação do vetor de estado em termos dos sinais de deslocamentos no domínio da frequência, são adequados e consistentes. A utilização do Método Direto para resolução de sistemas com n-graus de liberdade, é colocado por [Lalane, 1984], quando se utiliza um número de amostragem 'N' muito grande e o amortecimento muito pequeno. Não sendo possível neste caso, a amostragem conveniente e/ou adequadas dos picos máximos dos espectros das respostas quando as frequências encontram-se muito próximas e em torno das regiões de ressonância. No entanto, quando utiliza-se um critério de busca e/ou método para simulação dinâmica de sistemas em geral, [Oliveira, 1997], consegue-se amostrar os sinais que se deseja medir em geral de forma conveniente, como se pode analisar pelos resultados de simulação apresentados neste trabalho e comprovados através do processo inverso. De forma análoga, apresenta-se na tabela 4, os resultados de

identificação de parâmetros para o sistema, considerando-se agora, a respostas em frequência para os três modos de vibração do trator correspondendo às figuras 8, 9 e 10, mostrando-se com efeito, a eficiência do método.

Tabela 4: Coeficientes de Rigidez e Amortecimento: Teóricos adotados; Identificados e Erros em (%)

IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS [Rigidez (N/m); Amortecimento (N.s/m)]			
Rigidez	Teórico	Estimado	Erro em (%)
K_{11}	1.1800×10^6	1.180×10^6	-1.1839×10^{-13}
K_{12}	-4.5000×10^6	-4.5000×10^6	-3.2338×10^{-14}
K_{13}	4.2000×10^6	4.2000×10^6	-2.0788×10^{-13}
K_{21}	-4.5000×10^6	-4.5000×10^6	-3.2338×10^{-13}
K_{22}	8.7375×10^6	8.7375×10^6	-5.3295×10^{-14}
K_{23}	-3.1500×10^6	-3.1500×10^6	-8.4309×10^{-13}
K_{31}	4.2000×10^6	4.2000×10^6	-1.2127×10^{-13}
K_{32}	-3.1500×10^6	-3.1500×10^6	-8.0844×10^{-14}
K_{33}	3.5539×10^3	3.5539×10^3	-2.7844×10^{-13}
Amort.	Teórico	Estimado	Erro em (%)
C_{11}	5.7600×10^3	5.7600×10^3	1.5790×10^{-16}
C_{12}	3.2050×10^3	3.2050×10^3	-2.5540×10^{-13}
C_{13}	8.7600×10	8.7600×10	7.0568×10^{-12}
C_{21}	3.2050×10^3	3.2050×10^3	1.4189×10^{-13}
C_{22}	5.1213×10^3	5.1213×10^3	-3.5518×10^{-13}
C_{23}	-6.5700×10	-6.5700×10	1.0837×10^{-11}
C_{31}	8.7600×10	8.7600×10	-1.5395×10^{-11}
C_{32}	-6.5700×10	-6.5700×10	-1.9720×10^{-10}
C_{33}	7.4124×10^3	7.4124×10^3	-5.0767×10^{-13}

DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

Apresentou-se neste trabalho, o modelamento de um sistema constituído de uma estrutura - veicular de um trator agrícola de pneu, onde considerou-se para efeito de simulação três graus de liberdade - um modo de translação e dois modos cónicos o que, numa abordagem geral, representam os modos de vibração mais importantes para este tipo de estrutura. Procurou-se, verificar as respostas em deslocamento no domínio da frequência, utilizando-se o processo inverso, onde pode-se reduzir com certa facilidade o sistema para dois graus de liberdade. A coerência e correlação entre os modos de vibração, considerando-se três e dois graus de liberdade foram plenamente satisfeitas, como pode-se observar pelas curvas de respostas em frequência apresentadas. Utilizando-se dos resultados de simulação e do que foi apresentado neste trabalho, pode-se nortear algumas conclusões: a estação de trabalho o qual o tratorista trafega em geral, possui características de terreno com perfil de onda aleatórias e portanto, o modelamento de um sinal que represente e/ou se aproxime a uma situação realística, não é tarefa fácil. Os resultados de identificação apresentados na tabela 3, problema inverso, mostra claramente que pode-se, utilizando o método direto [Lalane, 1984] para resolução do

modelo em conjugação com o critério [Oliveira, 1997] se obter resultados confiáveis de simulação e eventualmente serem utilizados em procedimentos experimentais. Segundo [Mathews, 1966], as frequências naturais em geral presentes em estruturas de tratores-agrícolas de pneu encontram-se dentro destes limites. A inclusão no modelo matemático do assento do operador, com um sistema de suspensão adequado, como forma de isolar as forças oriundas da interação solo-estrutura (excitação em deslocamento) devido ao perfil do terreno, com efeito, poderá ser incluído para minimizar o desconforto que o operador encontra-se em geral submetido em exposições diárias e prolongadas de trabalho. Em sua essência, o procedimento mais adequado para se estabelecer o conforto do operador, é trabalhar com o vetor de estado em termos dos sinais de aceleração no domínio da frequência. Onde, a partir daí, pode-se monitorar quantos "g" de aceleração média, o corpo do operador de trator de pneu, suporta de exposição diária. Um procedimento experimental para monitorar este efeito, seria utilizar uma base acoplada a um excitador eletrodinâmico "Shaker" e mapear em média quantos "g" o corpo humano sentado na base do excitador, suportaria, e em quanto tempo de exposição diária.

7 REFERÊNCIAS

- ARRUDA J. R. F., OLIVEIRA N. V. (1986) Frequency Domain Methods for Structural Parameters Estimation. *Mecanique Materiaux. Electricité*. 416:4-8.
- BECK J. V., Arnold, K. J. (1977) *Parameter Estimation in Engineering and Science*. Vol.2.
- BURROWS C. R. (1984). *An Appraisal of Schroeder - Phased Harmonic Signals for Bearing Identification*, ASME, 80WA/DSC - 34
- OLIVEIRA N. V. (1991) *Identificación Experimental de Fuerzas Bajo Condiciones Controladas en el Dominio de la Frecuencia*. II Congress Pan American for Applied Mechanics. Pacam II, Val Parayso - Chile.
- MATHEWS J. R. (1966) *Ride Comfort for Tractor Operators*. *Journal of Agricultural Engineering Research*
- LALANE M. (1984) *Mechanical Vibrations for Engineers*, New York.
- OLIVEIRA N. V. (1997) *The Criterion Conjunction Utilizing the Nyquist Theorem for the Dynamics Simulation of the Mechanical Systems*. 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. Bauru-São Paulo-Brazil, Paper COB: 962-CD/ROM.
- RANEY J. P. (1961) *The dynamic behavior of Farm Tractors*. *Transactions of the ASAE*
- SHROEDER M. R. (1970) *Synthesis of Low-Peak Factor Signals and Binary Sequences Low Auto-Correlation*, IEEE, *Transactions on Information and Theory*.

ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS EM TRATOR DE PNEU

SILVA, João Carlos Barbosa da¹; OLIVEIRA, Natanael Victor².

RESUMO: Neste trabalho, propõe-se estudar e analisar os níveis de vibrações que os condutores de trator em geral estão expostos no seu posto de trabalho. A utilização de técnicas de modelamento e de simulação computacional, visando o estabelecimento de um conjunto de equações que possam monitorar adequadamente a análise prévia do comportamento dinâmico e/ou vibratório do sistema (trator) na sua interação com o solo é hoje uma realidade. Neste estudo, considera-se no modelo de interação solo-estrutura, os dois principais modos de vibração, que entende-se os mais importantes e em seguida, procura-se verificar os vetores de resposta em deslocamento no domínio da frequência (vibrações da estrutura do trator), utilizando-se técnica de identificação de parâmetros - problema inverso.

PALAVRAS CHAVE: Vibração, trator, identificação de parâmetros.

ABSTRACT: In this work, intends to study and analyze the levels of vibrations that the tractor drivers in general are exposed in its work position. The use of modelling techniques and simulation computacional, seeking the establishment of a group of equations that can monitor the previous analysis of the behavior dynamic vibratory and/or of the system (tractor), in its interaction with the soil, is today a reality. In this study, is considered in the model of interaction soil-structures, the two main vibration modes, that understands the most important and therefore after, it tries to verify the answer vectors in displacement in the domain of the frequency (vibrations of the structure of the tractor), making used technique of identification of parameters - inverse problem.

KEY WORDS: Vibration, tractor, identification of parameters.

INTRODUÇÃO: Dentre os fatores que influenciam nas atividades de máquinas agrícolas, deve-se destacar as vibrações ocasionadas durante a operação dos veículos, as quais interagem com a máquina e o operador, por isto, deve-se utilizar técnicas adequadas, que possibilitem uma análise coerente, do comportamento dinâmico dos sistemas. A técnica de identificação ou estimações de parâmetros, objetivam a determinação dos valores desconhecidos a partir dos sinais de entrada (excitação) e de saída (resposta) do sistema Burrows (1980), uma vez que, em determinadas situações, nem todos os parâmetros do sistema são conhecidos e em alguns sistemas mecânicos, mesmo com o conhecimento prévio de um modelo matemático, é praticamente impossível obter-se parâmetros de forma direta.

MATERIAL E MÉTODOS: Considera-se inicialmente, o sistema com três graus de liberdade, e em seguida, partindo-se do pressuposto e baseando-se em hipótese e conclusões de Raney et al. (1961), onde afirma-se que as vibrações do trator segundo o eixo vertical e no ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal que contém o centro de gravidade, são as mais importantes, considera-se o sistema como sendo de dois graus de liberdade. As equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico do sistema em questão, são obtidas utilizando-se o princípio de D'Alembert, a partir do diagrama do corpo livre do sistema, na forma das equações (1) (2) e (3):

¹ - Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, UFPB - Campina Grande PB.
E-mail:joao@dem.ufpb.br; natanael@dem.ufpb.br

$$M\ddot{Z} + c_1(\dot{x}_{ED} - \dot{X}_D) + c_2(\dot{x}_{ET} - \dot{X}_{TE}) + c_3(\dot{x}_{DD} - \dot{X}_{TD}) + k_1(x_{ED} - X_D) + k_2(x_{ET} - X_{TE}) + k_3(x_{DD} - X_{TD}) = 0 \tag{1}$$

$$I\theta\ddot{\theta} + ac_1(\dot{x}_{ED} - \dot{X}_D) - bc_2(\dot{x}_{ET} - \dot{X}_{TE}) - hc_3(\dot{x}_{DD} - \dot{X}_{TD}) + ak_1(x_{ED} - X_D) - bk_2(x_{ET} - X_{TE}) - hk_3(x_{DD} - X_{TD}) = 0 \tag{2}$$

$$I\rho\ddot{\phi} + dc_3(\dot{x}_{DD} - \dot{X}_{TD}) - cc_2(\dot{x}_{ET} - \dot{X}_{TE}) + dk_3(x_{DD} - X_{TD}) - ck_2(x_{ET} - X_{TE}) = 0 \tag{3}$$

onde: $x_D, \dot{x}_D, x_{TE}, \dot{x}_{TE}, x_{TD}, \dot{x}_{TD}$ são os deslocamentos e velocidades oriundas dos pseudointeiros, traseiro esquerdo e traseiro direito respectivamente; e $(x_{ED} - X_D), (x_{ET} - X_{TE}), (x_{DD} - X_{TD}), (x_{ED} - X_D), (x_{ET} - X_{TE}), (x_{DD} - X_{TD}), (x_{ED} - X_D), (x_{ET} - X_{TE}), (x_{DD} - X_{TD})$, etc., representam os movimentos vibratórios relativos de deslocamentos e velocidades entre o perfil da superfície de contato da estrutura do trator, em relação a posição de equilíbrio estático do sistema, tomando como referencial de movimento do sistema as coordenadas no centro de gravidade. Substituindo-se os valores de $x_{ED}, \dot{x}_D, x_{ET}, \dot{x}_{TE}, x_{DD}, \dot{x}_{TD}, x_{ED}, \dot{x}_D, x_{ET}, \dot{x}_{TE}, x_{DD}, \dot{x}_{TD}$ no grupo de equações (1) (2) e (3), obtêm-se um sistema de equações diferenciais em notação compacta em termos das coordenadas de translação e rotação, dada pela equação (4),

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \tag{4}$$

Para o perfil da estrada e/ou terreno, considera-se um sinal modelado a partir de síntese de sinais periódicos, $F(t, x) = \text{Re} \sum \beta_n e^{i\omega_n t}$, onde a constante, β_n , passa a representar a amplitude do perfil da estrada e se constitui numa série temporal e varia de acordo com os ângulos de fase que compõe o sinal, Shroeder (1970). O que passa a representar e/ou simular um perfil de estrada com as mesmas característica de um ruído aleatório puro (ruído branco). Desenvolvendo-se as equações necessárias, para um processo de identificação de parâmetros-problema inverso no domínio da frequência, inicialmente proposto por Burrows (1980) e Oliveira (1991), para verificar se o vetor de estado em termos das respostas em deslocamento no domínio de frequência são adequadas, com efeito são dadas pelo sistema de equações lineares em (5)

$$\begin{bmatrix} (n\omega_0)x_n^S & (n\omega_0)y_n^S & (n\omega_0)z_n^S & x_n^C & y_n^C & z_n^C \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -(n\omega_0)x_n^C & -(n\omega_0)y_n^C & -(n\omega_0)z_n^C & x_n^S & y_n^S & z_n^S \end{bmatrix}_{2N \times 6} \times \begin{bmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} \\ K_{11} & K_{21} & K_{31} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} \end{bmatrix}_{6 \times 3} = \begin{bmatrix} F_x^C + M_{11}(n\omega_0)^2 x_n^C & F_y^C + M_{22}(n\omega_0)^2 y_n^C & F_z^C + M_{33}(n\omega_0)^2 z_n^C \\ \dots & \dots & \dots \\ F_x^S + M_{11}(n\omega_0)^2 x_n^S & F_y^S + M_{22}(n\omega_0)^2 y_n^S & F_z^S + M_{33}(n\omega_0)^2 z_n^S \end{bmatrix}_{2N \times 3} \tag{5}$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO: Para verificar se a solução em termos dos sinais de deslocamento está correto, utiliza-se o método direto de resolução em frequência Lalane (1967), onde, a partir do problema inverso, identifica-se os coeficientes rigidez e amortecimento utilizando o sistema de equações lineares obtidas em (5). Considerando-se que os pneus traseiros encontram-se dispostos de maneira simétrica em relação ao centro de gravidade, e considerando-se, $k_2 = k_3$ e $C_2 = C_3$, a terceira linha e terceira coluna do sistema de equações diferenciais (5) com relação as matrizes de massa, amortecimento e rigidez são, com efeito, eliminadas, e o sistema passa a se comportar como sendo de dois graus de liberdade. Portanto, havendo acoplamento somente entre as coordenadas z e θ .

Os resultado deste procedimento, apresenta-se no quadro 1, mostrando-se, com efeito, que a verificação dos vetores em deslocamento no domínio da frequência é adequada e consistente. Neste trabalho é utilizado um método para simulação proposto por Oliveira(1997) para a amostragem eficiente dos sinais que se deseja medir. Apresenta-se nas figuras 1a e 1b, o sinal de deslocamento no domínio da frequência, onde considera-se a excitação em deslocamento individualmente em cada modo. Como pode-se observar pelos resultados de simulação, a excitação em deslocamento atuando em qualquer modo de vibração, indistintamente, excita com efeito e em

qualquer condição todos os modos, como pode-se visualizar pelos picos máximos dos espectros de respostas em torno das frequências de ressonância e comparados com os autovalores dados

$$(\lambda_{1,2} = -0,0770 \pm 2,1431 i, \lambda_{3,4} = -0,1277 \pm 3,0051 i).$$

CONCLUSÕES: Os resultados de identificação apresentados no quadro 1, mostram claramente que utilizando-se o Método Direto para resolução de modelos, Lalane (1967), em conjunção com o critério de Oliveira (1997), pode-se obter resultados confiáveis de simulação e eventualmente serem utilizados em procedimentos experimentais. A inclusão no modelo matemático do assento do operador, com um sistema de suspensão adequado, como forma de isolar as forças oriundas da interação solo - estrutura (excitação em deslocamento) devido ao perfil do terreno, com efeito, poderá ser incluído para minimizar o desconforto que o operador encontra-se em geral submetido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

BURROWS, C. R. Ann. Appraisal of Schroeder - Phased Harmonic Signal for Bearing Identification, ASME, 80WA/DSC - 34, 1980.

LALANE, M., et al., Mechanical Vibrations, New York and London, 1967.

OLIVEIRA, N. V., Identificación Experimental de Fuerzas Bajo Condiciones Controladas en el Domínio de la Frecuencia. II Congress Pan American For Applied Mechanics. Pacam II, Val Parayso - Chile, 1991.

OLIVEIRA, N. V., The Criterion Conjunction Utilizing the Nyquist Theorem for the Dynamics Simulation of the Mechanical Systems. 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. Bauru-São Paulo, Paper COB:962, 1997.

RANEY, J. P. et al., The Dynamic Behavior of Farm Tractors. Transactions of the ASAE, 1961.

SHROEDER, M. R. Synthesis of Low-Peak Factor Signals and Binary Sequences Low Auto-Correlation, IEEE, Transactions on Information and Theoru, 1970.

Quadro 1 - Coeficientes de Rigidez e Amortecimento: Teóricos e Erros em (%).

Rigidez (N/m)	K_{11}	K_{12}	K_{21}	K_{22}
Teórico	$1,1800 \times 10^6$	$-4,5000 \times 10^4$	$-4,5000 \times 10^4$	$8,7370 \times 10^3$
Estimado	$1,1800 \times 10^6$	$-4,5000 \times 10^4$	$-4,5000 \times 10^4$	$8,7370 \times 10^3$
Erros (%)	$-5,9194 \times 10^{-14}$	$-6,4675 \times 10^{-14}$	$1,9403 \times 10^{-13}$	$-1,9985 \times 10^{-13}$
Amortecimento (N-s/m)	C_{11}	C_{12}	C_{21}	C_{22}
Teórico	$5,7600 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$5,1210 \times 10^3$
Estimado	$5,7600 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$5,1210 \times 10^3$
Erros (%)	$1,263 \times 10^{-13}$	$1,064 \times 10^{-12}$	$1,702 \times 10^{-13}$	$7,103 \times 10^{-14}$

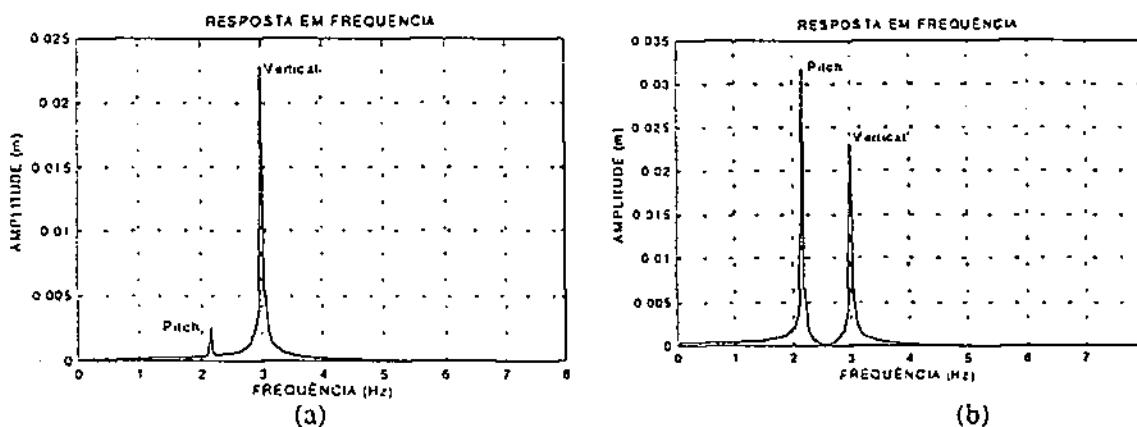


Figura 1- Espectros da Resposta

AVALIAÇÃO DE UMA MÁQUINA PARA BENEFICIAMENTO DE AMENDOIM

MAX CÉSAR DE ARAÚJO, NATANAEL VICTOR DE OLIVEIRA, ODILON RENEY, R. F. DA SILVA & JOÃO CARLOS BARBOSA DA SILVA
Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, UFPB
CEP58109-970 Campina Grande, PB, - e-mail: natanael@dem.ufpb.br joao@dem.ufpb.br
Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária - EMBRAPA, Campina Grande, PB.

Resumo

O trabalho tem como objetivo oferecer aos pequenos e médios produtores de amendoim uma alternativa mais eficiente e relativamente de baixo custo para a operação de descascamento, que é uma das práticas que mais consomem mão de obra, principalmente, na região Nordeste. Partindo-se do princípio de funcionamento de uma máquina manual, desenvolveu-se uma máquina para o beneficiamento de amendoim por acionamento mecânico. Os resultados obtidos mostraram que a máquina avaliada/otimizada teve uma eficiência potencialmente superior em relação a máquina manual no que diz concerne a capacidade de descascamento, percentual de quebras de sementes, percentual de sementes inteiras e da separação casca/semente.

Palavras-chave

Avaliação, Máquina de Beneficiamento, Amendoim, Descascamento.

1. INTRODUÇÃO

Uma das preocupações da comunidade científica hoje, é produzir alimento em quantidade suficiente para acompanhar o aumento da população. Uma das alternativas apresentadas seria intensificar a produção em ecossistemas mais difíceis de produzir alimento por fatores edafoclimáticos. O Nordeste, inserido neste contexto, abriga 1/3 da população brasileira, 3,83% das famílias pobres vivem basicamente da agricultura de subsistência e sua renda familiar depende, em 76%, dessa atividade. Dai se verifica o maior percentual de desnutrição da população, causada pela carência de alimentos ricos em proteínas, vitaminas e lipídios. Para esta região, o cultivo de plantas oleaginosas e leguminosas assume papel importante, com destaque para a cultura do amendoim que apresenta alto valor energético e protéico capaz de suprir as carências da alimentação humana, bem como, produção de óleo, alimentação animal e matéria-prima para a indústria. Comparada com outras culturas, confere maior rentabilidade econômica, adapta-se bem às condições de solos leves e clima da região, entretanto, vários fatores têm contribuído para a sua lenta expansão, destacando-se, o baixo nível tecnológico utilizado pelo agricultor e a falta de tecnologias adequadas à sua capacidade de adoção. Para aumentar a área de produção e o nível de produtividade na região, torna-se necessário o desenvolvimento de tecnologias apropriadas e capazes de aumentar a capacidade de trabalho do agricultor e reduzir os custos de produção (Araújo et al., 1992; Barros et al., 1994a). Entre as principais dificuldades técnicas no cultivo do amendoim ressaltam-se não somente a escassez de semente melhorada, a não disponibilidade de equipamentos e máquinas agrícolas adaptadas às necessidades dos pequenos e médios produtores nas operações de colheita e pós-colheita, visando a redução do esforço físico despendido e tornando disponível tempo de trabalho para outras atividades na propriedade (Araújo et al., 1992; Barros et al., 1994b). O processo

de descascamento das vagens é uma das operações mais caras, morosas e fatigantes, uma vez que nas pequenas propriedades rurais o descascamento ainda é realizado de forma manual, através da pressão dos dedos sobre as vagens, para sua quebra, sendo que um homem é capaz de descascar, em média, apenas 1kg de vagem/hora. Para simplificar esta operação nas regiões produtoras de amendoim dos continentes Asiáticos e Africanos, foram desenvolvidos equipamentos de acionamento manual e mecânico com base no mesmo princípio das trilhadeiras de cereais. (Hopfen, 1970; Central Institute Of Agricultural Engeneering, 1981; Carruthers, 1985 e Singh, 1993). Estas máquinas consistem de um cilindro ou um semi-cilindro dotado de pequenos dentes que, ao ser movimentado, atrita a vagem que se encontra contraposta a uma peneira chamada "côncavo", proporcionando sua quebra e, como consequência, a obtenção dos grãos. A máquina de acionamento mecânico possui um sistema de ventilação que promove a limpeza da casca/semente. No Brasil a Embrapa desenvolveu um protótipo de descascamento manual de amendoim que apresenta a desvantagem de não separar a casca das sementes. Com o objetivo de oferecer uma alternativa para o descascamento do amendoim de maneira mais eficiente, apresenta-se a proposta de um projeto otimizado de uma máquina por acionamento mecânico para realizar esta tarefa, fazendo-se um estudo comparativo do seu desempenho com a máquina de acionamento manual.

2. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DA MÁQUINA MANUAL

A descascadora de amendoim é operada, preferencialmente, por duas pessoas, ou seja, uma acionando a alavanca e a outra colocando o material a ser descascado na moega ou, então, através de um único operador, que terá que executar as duas tarefas. A operação de descascamento começa com o abastecimento da moega com as vagens de amendoim em quantidades uniformes e contínuas, momento em que se efetua o movimento alternado da alavanca manual. Este movimento imprime uma fricção da vagem sobre o côncavo, provocando a quebra da mesma, obtendo, assim, os grãos e fragmentos de cascas que fluem através das malhas da tela côncava, caindo sobre uma lona de pano ou de plástico. Por se tratar de um equipamento simples, o mesmo não dispõe de um dispositivo de separação da casca dos grãos, necessitando, assim, que esta operação seja feita de forma manual, com o auxílio de uma peneira e do vento para a abanação.



Figura 1: Vista lateral da máquina descascadora de amendoim

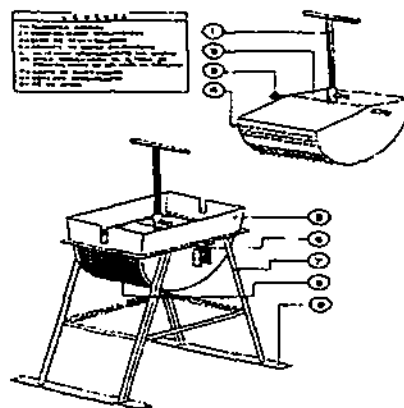


Figura 2: Configuração esquemática da máquina manual

Apresenta-se na figura 1, a fotografia da vista lateral da máquina manual, e na figura 2 a sua configuração esquemática, onde pode-se observar com riqueza de detalhes, o processo de descascamento pelo operador. Maiores detalhes com relação a concepção inicial e projeto da máquina pode ser encontrado em Araújo et al. (1997).

3. MÁQUINA OTIMIZADA POR ACIONAMENTO MECÂNICO

3.1 Componentes da Máquina Motorizada

Os componentes da máquina motorizada, figuras 3 e 4 são: Chassi, feito de cantoneira e chapas, com a finalidade de sustentar os demais componentes; Motor elétrico 3 cv, que aciona a máquina; Sistema de descascamento, composto por uma moega alimentadora, um cilindro alimentador e semi-cilindro descascador dotado de grampos galvanizados e tela côncava; Sistema de limpeza composto por um ventilador com comporta para regulagem de ar e tubulações do fluxo de ar, Conduto para transporte da casca, a qual uma vez descascado o amendoim, é lançada, através deste, para fora da máquina; Transportador da semente, através de um eixo sem fim, Sistema de transmissão composto por polias de diferentes tamanhos, correias trapezoidais e braço de acionamento do semi cilindro descascador.

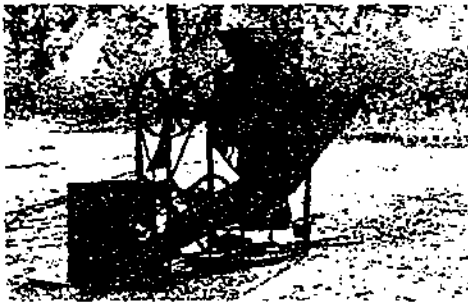


Figura 3: Vista da máquina mecânica descascadora de amendoim - Vista "A"



Figura 4: Vista da máquina mecânica descascadora de amendoim Vista "B"

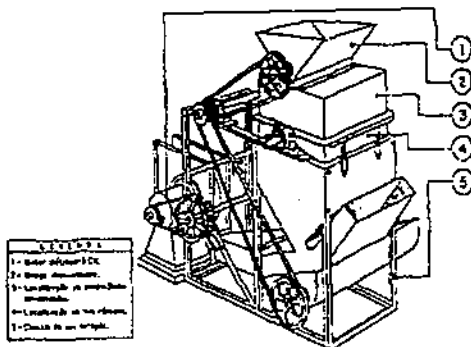


Figura 5: Configuração esquemática da máquina por acionamento mecânico

Nas figuras 3 e 4 apresenta-se as fotografias, vistas A e B, onde pode-se observar a máquina descascadora de amendoim em funcionamento na sede da estação experimental da EMBRAPA na cidade de Campina Grande, estado da Paraíba. Na figura 5, apresenta-se a configuração esquemática em detalhe desta máquina. Com efeito, pode-se observar o processamento de alguns dos testes para se poder monitorar e avaliar a sua eficiência. Na fase de testes do protótipo, alguns observadores que trabalham com o plantio de amendoim em municípios do estado da Paraíba, tiveram elogios e sugestões, mostrando-se interessados dentro de um sistema de cooperativas, em adquirir máquinas quando da sua confecção em escala industrial. Dentro deste contexto, é possível, e de interesse da EMBRAPA, repassar e divulgar para a comunidade dos municípios que trabalham com a cultura do amendoim este projeto. Como veremos pelos resultados obtidos e apresentados nas tabelas que se seguem, a máquina apresentou excelentes resultados.

3.2 Descrição do Funcionamento da Máquina Mecânica

O abastecimento da máquina é feito colocando-se vagens de amendoim a ser beneficiado na moega. A seguir o motor é acionado para o movimento de todos os dispositivos da máquina. O descascamento é realizado através do movimento do semi cilindro que atrita a vagem sobre a tela côncava quebrando-a e obtendo-se a semente e a casca. A semente juntamente com a casca fluem pela abertura da tela e caem por gravidade passando pelo conduto de ar e este por sua vez, carrega para fora da máquina, o material mais leve, ou seja, a casca. A semente por ser mais pesada, passa pelo fluxo de ar e cai numa bica de descarga.

4. AVALIAÇÃO DA MÁQUINA DE ACIONAMENTO MANUAL E MECÂNICO

As máquinas foram avaliadas fixando-se uma distância ideal entre o côncavo e o semi-cilindro no descascamento de vagens de amendoim da cultivar BR1. Esta distância ideal foi determinada com uma classificação de comprimento e espessura das vagens de amendoim a serem descascadas e são mostrados na Tabela 1. Para cada máquina utilizou-se 10 amostras de vagens, pesando 3 e 5Kg para a máquina manual e mecânica respectivamente. As principais variáveis analisadas foram as seguintes: (1) Eficiência de descascamento - calculada pelos quantitativos de peso e em percentagem obtidos de semente inteira, semente quebrada, vagem inteira e cascas. A avaliação de danos nas sementes e das vagens inteiras foi feita de forma visual (Mialhe, 1974; Hunt, 1991); (2) Freqüência do movimento da alavanca de acionamento - foi determinado considerando-se um ciclo do movimento de vai-e-vem da alavanca em relação à sua posição original; (3) Capacidade operacional - determinada pela relação quantidade de vagens descascadas/ tempo de produção, considerando-se como unidade experimental um saco de 20kg de vagens e o tempo de produção foi determinado entre o início e o final de cada saco de vagem descascada, ou seja, considerou-se o tempo efetivo de trabalho (Mialhe, 1974).

Tabela 1: Classe de comprimento e diâmetro de 1000 vagens de amendoim da cultivar BR1.

DIÂMETRO				COMPRIMENTO			
Classe (mm)	nº de vagens	Peso (g)	Freqüência (%)	Classe (mm)	nº de vagens	Peso (g)	Freqüência (%)
<10	2	1,1	0,2	<20	28	17,3	2,8
10<11	30	25,0	3,0	20<30	361	370,2	36,1
11<12	320	399,5	32	30<40	503	670,9	50,3
12<13	514	675,1	51,4	40<50	107	244,4	10,7
13<14	126	191,6	12,6	>50	01	2,2	0,1
>14	8	12,7	0,8	-	-	-	-

5. RESULTADOS ALCANÇADOS COM A MÁQUINA MANUAL E MECÂNICA

Os resultados, obtidos são satisfatórios quando se considera a máquina de acionamento mecânico com a manual, em relação a eficiência de descascamento, capacidade de

operação, percentual de sementes danificadas, sementes inteiras, casca e casca inteira obtida, entretanto necessita de alguns ajustes para um melhor rendimento. Para efeito de comparação, apresenta-se na Tabela 2, alguns resultados comparativos no refinamento e ajuste da máquina por acionamento manual e mecânico, que com efeito, pode ser comparado com os resultados obtidos em Araújo et al., (1997).

Tabela 2: Resultados operacionais das máquinas manual e mecânica no descascamento de vagens de amendoim. Campina Grande-PB, março de 1998.

	MÁQUINA MANUAL Amostra de 3kg	MÁQUINA MECÂNICA Amostra de 5kg
Capacidade de descascamento	113,0 kg/h	320,0 kg/h
Semente inteira obtida	1715,0 g	3184,9 g
Percentual de semente inteira	57,0 %	63,7 %
Semente quebrada obtida	128,0 g	33,5 g
Percentual de semente quebrada	4,3 %	0,7 %
Vagem inteira obtida	166,0 g	126,7 g
Percentual de vagem inteira	5,5 %	2,5 %
Casca obtida	989,0 g	1630,0 g
Percentual de casca obtida	32,9 %	32,6 %
Frequência de movimento de acionamento/min	41,0	80,0

Por se tratar de um equipamento simples, a máquina por acionamento manual, não realiza a separação entre casca e semente. Observa-se pelos resultados obtidos que, a máquina por acionamento mecânico é potencialmente superior. Deve-se ressaltar que a porção de sementes quebradas podem ser aproveitadas para fins industriais e as vagens inteiras são aquelas de pequeno tamanho (com 1 a 2 sementes/vagem) que passam através das malhas da tela côncava e que apresentam pouco valor comercial. Em geral o descascamento manual é praticado apenas por pequenos produtores rurais, quando necessitam de semente para o plantio, devido à melhor qualidade da semente resultante neste processo. Normalmente, a comercialização da produção é feita na forma de amendoim em casca, pela dificuldade que se tem para descascar o produto manualmente; no entanto, se o fizessem em forma de grão ou semente, obteriam uma receita bem maior. Segundo dados obtidos por (Santos, 1996), na época de safra normal, que no Nordeste ocorre nos meses de maio a agosto, o preço do amendoim em casca situa-se em R\$0,70/kg, enquanto que comercializado em semente, este valor passa a ser entre R\$1,50 a R\$2,00 o que equivale a um incremento médio da ordem de 150%. Diante do exposto, observa-se que a adoção da máquina descascadora permitirá maior facilidade nessa operação, além de propiciar maior agregação de valor ao produto, aumentando a renda líquida do produtor.

6. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

O protótipo avaliado apresentou resultados satisfatórios com uma capacidade de descascamento de 320 kg/hora promovendo a separação da casca e semente obtendo-se assim, um produto limpo e basicamente sem danos a semente. Ao contrário, a máquina de acionamento manual não é capaz de realizar a separação entre a casca e a semente de forma adequada, necessitando portanto de esforços adicionais no processamento para deixar o

produto aceitável para a comercialização. Nestas circunstâncias, para que haja um descascamento adequado para a obtenção da semente, faz-se necessário que o percentual de umidade das vagens do amendoim encontre-se num intervalo de variação entre 12 a 14 %. Caso este percentual de umidade esteja muito fora desta faixa de variação, em geral poderá haver um travamento do sistema de descascamento. Uma alternativa para melhorar o sistema de produção e beneficiamento do amendoim para grandes quantidades e num processo contínuo, seria então, automatizar a máquina em sincronismo com o motor de acionamento e o sistema de alimentação da vagem, por exemplo.

7. REFERÊNCIAS

- Araújo, J.M.; Santos, R.C.; Farias, F.Jc. & Souza, J.M., Diagnóstico da cultura do amendoim nos municípios de Mogeiro, Itabaiana e Pilar- PB. Ano I. In: EMBRAPA/ Centro Nacional de Pesquisa de Algodão (Campina Grande; PB) *Relatório técnico anual - 190/91*, Campina Grande, 1992. pp. 430-434.
- Araújo, M.C. , Silva, O.R.R.F. & Oliveira, N.V., *Conception, project and a machine tool betterment to shell peanuts. In: 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. 1997*, Bauru, SP. CD-ROM.
- Barros, J.A.L.; Santos, R.C. & Araújo, J.M., *Produção de amendoim no nordeste cresce 45%*. CNPA Informa, n.17, p 1994 a
- Barros, J.A .L.; Santos, R.C.; Araújo, J.M.; Santos, J.W. & Oliveira, S.R. de M., Diagnóstico preliminar da cultura do amendoim no Estado da Bahia. In: EMBRAPA/ Centro Nacional de Pesquisa de Algodão, (Campina Grande, PB): *Relatório técnico anual. 1992-93*. Campina Grande, 1994b. pp.387-390
- Carruthers, I., *Tools for agriculture: a buyers to appropriate equipment*. London: Intermediate Technology, 1985. 264p.
- Central Institute Of Agricultural Engeneering. *Development and evaluation of processing equipment*. Nabi Bagh, India, 1981.63pp.
- Contribuição para a melhoria da situação alimentar e nutricional do Brasil: dietas básicas regionais de custo mínimo. In *Simpósio Brasileiro de Alimentação e Nutrição.1984*, Niteroi, RJ. pp.71 - 84.
- Hopfen, H.J., *Aperos de labranza para las regiones aridas y tropicales*. Roma, FAO, 1970. pp. 83-109 (FAO. Cuadernos de Fomento Agropecuario 91).
- Hunt, D., *Maquinaria Agrícola: rendimiento económico, costos operaciones, potencia y selección de equipo*. México: Editorial Limusa, 1991, 451pp.
- Mialhe, L.G., *Manual de mecanização agrícola*. São Paulo: Ceres, 1974. 301pp.
- Santos, R.C., *Viabilização tecnológica para o cultivo do amendoim no Nordeste*. Campina Grande. EMBRAPA - CNPA, 1996, 48pp.
- Singh, G., *Development of unique groundnut decorticator. Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, vol.24, n.1, pp.55-64, 1993.

ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES E SUAS INFLUÊNCIA NO CONFORTO DO OPERADOR DE TRATOR AGRÍCOLA DE PNEU

JOÃO CARLOS BARBOSA DA SILVA, NATANAEL VICTOR DE OLIVEIRA
Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, UFPB
CEP 58109-970 Campina Grande, PB, Brasil - e-mail:joao@dem.ufpb.br
e-mail:natanael@dem.ufpb.br

Resumo

Procura-se estudar e analisar os níveis de vibrações que os tratoristas em geral estão expostos no seu local de trabalho. O uso de técnicas de modelamento visando o estabelecimento de um conjunto de equações que possam monitorar adequadamente a análise prévia do comportamento dinâmico e/ou vibratório do sistema trator na sua interação com o solo é uma realidade. Neste trabalho, considera-se duas alternativas para monitorar e verificar os níveis de vibrações que o tratorista está exposto. A primeira é considerar no modelo de interação solo-estrutura os três modos de vibração que entende-se serem os mais importantes. Em seguida, procura-se verificar os vetores de resposta em deslocamentos no domínio da frequência (vibrações da estrutura de suspensão do trator) a partir de um procedimento utilizando técnica de identificação de parâmetros - problema inverso. Verifica-se que o método de resolução utilizado para a obtenção do vetor em deslocamento e a formulação genérica desenvolvida e utilizada para o processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência são plenamente satisfatórias.

Palavras-chave

Vibração, Conforto, Operador, Trator de Pneu, identificação de parâmetros.

1. INTRODUÇÃO

O crescente interesse no comportamento dinâmico de estruturas nas últimas décadas, tem resultado na proliferação de literatura, relacionada com a técnica de análise modal. Ao mesmo tempo, o comportamento dinâmico de uma estrutura é descrita por analistas em termos de equações diferenciais levando-se em conta os elementos de massa e rigidez, isto pode ser descrito pelas frequências naturais, pelos modos naturais, etc. os quais são parâmetros que podem ser medidos experimentalmente. Esta técnica portanto, não somente é uma ferramenta para uma descrição analítica de uma estrutura, mas serve como uma linguagem técnica comum entre o analista e o engenheiro experimental. A área relacionada à identificação de sistemas está sendo largamente utilizada e existe uma preocupação evidente em escolher equações matemáticas que descrevem adequadamente relações entre os dados de entradas e saídas para sistemas reais. Em muitas situações, nem todos os parâmetros do sistema são conhecidos e em alguns sistemas mecânicos, mesmo com o conhecimento prévio de um modelo matemático, que retrate aproximadamente o seu comportamento dinâmico em dadas situações, é praticamente impossível, obter-se parâmetros destes modelos de forma direta (rigidez e amortecimento de um filme de óleo, por exemplo). Nestes casos recorre-se a técnicas de identificação ou estimações de parâmetros que objetivam a determinação dos valores desconhecidos a partir dos sinais de entrada (excitação) e de saída (resposta) do sistema (Burrows, 1980). A operação de máquinas agrícolas é uma atividade cuja eficiência é influenciada por fatores como calor, frio, poeira, ruídos e vibrações. Esses fatores causam desconforto, aumentam o risco de acidentes e podem provocar danos consideráveis à saúde. Ao mesmo tempo, sabe-se que a única forma de isolar completamente o operador da influência negativa destes fatores é quando o mesmo opera o trator em condições seguras e confortáveis.

A necessidade constante de melhorar o posto de trabalho do operário de diferentes categorias profissionais é um dos fatores que nos leva a voltar nossas atenções para as vibrações em determinados sistemas (tratores agrícolas, veículos convencionais, etc.), uma vez que, com a crescente globalização, a tendência das indústrias é oferecerem produtos de melhor qualidade com baixo custo e maior segurança para poderem se sobressair num mercado tão competitivo como o

de hoje. Havendo portanto, a necessidade de se investir em pesquisas com intuito de se obter soluções mais adequadas para os mais diversos e variados problemas que em geral surgem nestes tipos de projetos.

2. DESCRIÇÃO DO MODELO FÍSICO

Na configuração física do modelo, a estrutura rígida do trator é suspensa por quatro rodas, onde considera-se, para efeito de modelamento, que as rodas de suspensão do trator possui características de rigidez e amortecimento aproximadamente lineares. Os coeficientes de rigidez e amortecimento são representados respectivamente por $(k_1, k_2 \text{ e } k_3)$ e $(c_1, c_2 \text{ e } c_3)$. As distâncias do centro de gravidade do trator em relação a estrutura de conexão e suspensão são denominadas respectivamente por; a, b, c, d. As figuras 1 e 2, mostram em detalhe a configuração do modelo físico de um trator no sentido transversal e longitudinal, onde pode-se observar as distâncias do centro de gravidade em relação aos suportes de sustentação da estrutura.

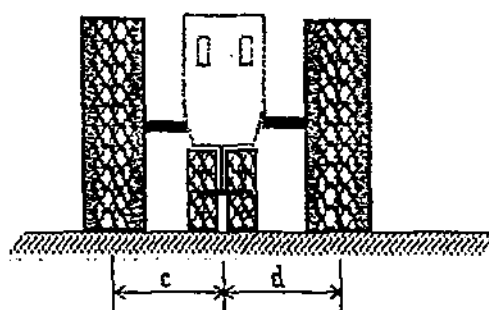
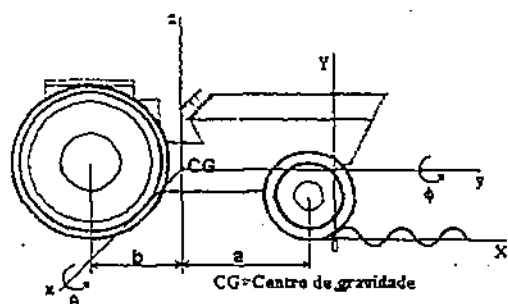


Figura 1- Sentido Transversal do Trator de Pneu Figura 2 - Sentido Longitudinal do Trator de Pneu

Com relação ao deslocamento do trator, considera-se como premissa básica para efeito de modelamento e obtenção das equações diferenciais de movimento: velocidade constante; as rodas traseiras e dianteiras sempre estão em contato com o solo; a resistência ao rolamento é desprezível; são assumidos três graus de liberdade, ou seja, a) um modo de vibração em translação, isto é, deslocamento vertical do centro de gravidade da estrutura, b) um modo cônico (movimento pitch ou de rotação em torno do eixo transversal que passa pelo centro de gravidade) e c) um modo cônico de vibração (movimento roll ou de rotação em torno do eixo longitudinal em relação ao centro de gravidade); considera-se, m = massa do trator; x_{ED} = deslocamento vertical do eixo dianteiro; x_{ET} = deslocamento vertical a esquerda do eixo traseiro; x_{DD} = deslocamento vertical a direita do eixo dianteiro; x_{CT} = deslocamento vertical do centro do eixo traseiro, $I\theta$ e $I\phi$ = momentos de inércia em torno do eixo x e y respectivamente. A tabela 1, mostra os principais parâmetros a serem utilizados na análise do comportamento dinâmico e vibratório do sistema.

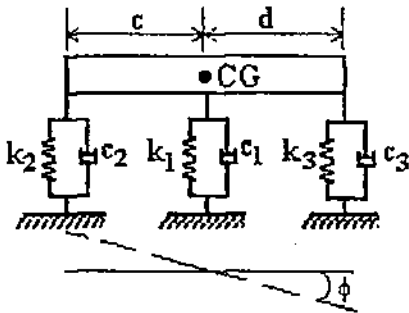
Tabela 1- Coeficiente de Rigidez, Amortecimento e Parâmetros Utilizados para Simulação

$m=3316 \text{ kg}$	$k_1=4,8 \times 10^5 \text{ N/m}$	$c_1=4,3 \times 10^3 \text{ N-s/m}$
$I\theta=4710 \text{ kgf-m-s}^2$	$k_2=3,5 \times 10^5 \text{ N/m}$	$c_2=730 \text{ N-s/m}$
$I\phi=1766 \text{ kgf-m-s}^2$	$k_3=3,5 \times 10^5 \text{ N/m}$	$c_3=730 \text{ N-s/m}$
$A=1,00 \text{ m}$	$b=0,75 \text{ m}$ e $c=0,65 \text{ m}$	$d=0,77 \text{ m}$

3. MODELO MATEMÁTICO

A simulação do comportamento dinâmico de tratores agrícolas geralmente são realizadas, baseadas em um conjunto de restrições que viabilizam um modelo mecânico e matemático representativos do sistema. Fazendo-se uso das relações dadas nas equações (1) e (2), e utilizando-

se dos parâmetros necessários, torna-se viável o estabelecimento do modelo matemático do sistema.



$$\begin{aligned} x_{ED} &= Z + a\theta; \\ x_{ET} &= Z - b\theta - c\phi; \\ x_{DD} &= Z - b\theta - d\phi; \\ x_{CT} &= Z - b\theta; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{ED} &= \dot{Z} + a\dot{\theta} \\ \dot{x}_{ET} &= \dot{Z} - b\dot{\theta} - c\dot{\phi} \\ \dot{x}_{DD} &= \dot{Z} - b\dot{\theta} - d\dot{\phi} \\ \dot{x}_{CT} &= \dot{Z} - b\dot{\theta} \end{aligned} \quad (2)$$

Figura 3: Vista traseira.

onde pode-se considerar:

F_D, \dot{F}_D = Deslocamento e velocidade oriunda dos pneus dianteiro;

F_{TE}, \dot{F}_{TE} = Deslocamento e velocidade oriunda do pneu traseiro esquerdo;

F_{TD}, \dot{F}_{TD} = Deslocamento e velocidade oriunda do pneu traseiro direito.

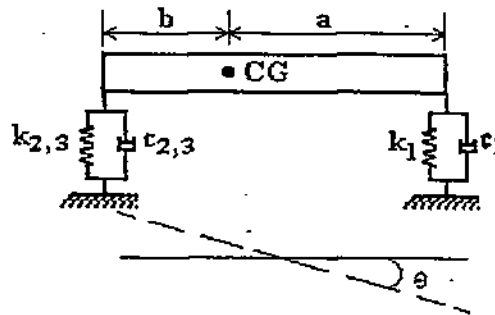


Figura 4: Vista lateral

As equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico do sistema são obtidas utilizando o princípio de D'Alembert, a partir do diagrama do corpo livre do sistema descrito nas figuras 3 e 4, na forma das equações (3), (4) e (5).

$$M\ddot{Z} + c_1(\dot{x}_{ED} - \dot{F}_D) + c_2(\dot{x}_{ET} - \dot{F}_{TE}) + c_3(\dot{x}_{DD} - \dot{F}_{TD}) + k_1(x_{ED} - F_D) + k_2(x_{ET} - F_{TE}) + k_3(x_{DD} - F_{TD}) = 0 \quad (3)$$

$$I\ddot{\theta} + ac_1(\dot{x}_{ED} - \dot{F}_D) - bc_2(\dot{x}_{ET} - \dot{F}_{TE}) - bc_3(\dot{x}_{DD} - \dot{F}_{TD}) + ak_1(x_{ED} - F_D) - bk_2(x_{ET} - F_{TE}) - bk_3(x_{DD} - F_{TD}) = 0 \quad (4)$$

$$I\ddot{\phi} + dc_3(\dot{x}_{DD} - \dot{F}_{TD}) - cc_2(\dot{x}_{ET} - \dot{F}_{TE}) + dk_3(x_{DD} - F_{TD}) - ck_2(x_{ET} - F_{TE}) = 0 \quad (5)$$

onde, $(x_{ED} - F_D)$, $(x_{ET} - F_{TE})$, $(x_{DD} - F_{TD})$, $(\dot{x}_{ED} - \dot{F}_D)$, $(\dot{x}_{ET} - \dot{F}_{TE})$, $c(x_{DD} - F_{TD})$, etc., representam os movimentos vibratórios relativos de deslocamentos e velocidades entre o perfil da superfície de contato da estrutura do trator, em relação a posição de equilíbrio estático do sistema, tomando como referencial de movimento do sistemas as coordenadas no centro de gravidade.

Substituindo convenientemente as relações dadas em (1) e (2) no grupo de equações (3), (4) e (5), isto é, $(x_{ED}, \dot{x}_{ED}, x_{ET}, \dot{x}_{ET}, x_{DD}, \dot{x}_{DD}, F_D, \dot{F}_D, F_{TE}, \dot{F}_{TE}, F_{TD}, \dot{F}_{TD})$, obtêm-se um sistema de equações diferenciais em notação compacta em termos das coordenadas de translação e rotação, $\{\ddot{z}, \ddot{\theta}, \ddot{\phi}\}$, $\{\dot{z}, \dot{\theta}, \dot{\phi}\}$ e $\{z, \theta, \phi\}$, dada pela equação (6),

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (6)$$

onde os elementos das matrizes de massa, amortecimento, rigidez e o do vetor-força de excitação em deslocamento agindo na estrutura e oriunda da interação solo-estrutura são dadas por,

$$\begin{aligned} C_{11} &= (c_1 + c_2 + c_3); & C_{21} &= (ac_1 - bc_2 - bc_3); & C_{31} &= (cc_2 - dc_3); \\ C_{12} &= (ac_1 - bc_2 - bc_3); & C_{22} &= (a^2c_1 + b^2c_2 + b^2c_3); & C_{32} &= (cbc_2 - dbc_3); \\ C_{13} &= (cc_2 - dc_3); & C_{23} &= (bcc_2 - bdc_3); & C_{33} &= (c^2c_2 + d^2c_3); \\ K_{11} &= (k_1 + k_2 + k_3); & K_{21} &= (ak_1 - bk_2 - bk_3); & K_{31} &= (ck_2 - dk_3); \\ K_{12} &= (ak_1 - bk_2 - bk_3); & K_{22} &= (a^2k_1 + b^2k_2 + b^2k_3); & K_{32} &= (cbk_2 - dbk_3); \\ K_{13} &= (ck_2 - dk_3); & K_{23} &= (bck_2 - bdk_3); & K_{33} &= (c^2k_2 + d^2k_3); \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} F_Z &= c_1 \dot{F}_D + c_2 \dot{F}_{TE} + c_3 \dot{F}_{TD} + k_1 F_D + k_2 F_{TE} + k_3 F_{TD}; \\ F_\theta &= ac_1 \dot{F}_D - bc_2 \dot{F}_{TE} - bc_3 \dot{F}_{TD} + ak_1 F_D - bk_2 F_{TE} - bk_3 F_{TD}; \\ F_\phi &= cc_2 \dot{F}_{TE} + dc_3 \dot{F}_{TD} - dk_2 F_{TE} + k_3 F_{TD}; \\ M_{11} &= M, \quad M_{22} = I\theta, \quad M_{33} = I\phi \end{aligned} \quad (8)$$

com $F_{11}(t) = F_Z$, $F_{12}(t) = F_\theta$, $F_{13}(t) = F_\phi$ correspondendo as excitações em deslocamento resultantes nas direções, $\{z, \theta, \phi\}$, onde F_Z , F_θ e F_ϕ são combinações lineares de $F_D, \dot{F}_D, F_{TE}, \dot{F}_{TE}, F_{TD}, \dot{F}_{TD}$.

Para perfil da estrada e/ou terreno, considera-se um sinal modelado a partir de síntese de sinais periódicos, que com efeito, possui as mesmas propriedades estatística de um ruído branco, isto é, valor médio nulo, variância constante, densidade espectral potência plana (9),

$$Y(t, x) = F_D(t, x) = \text{Re} \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n e^{i\omega_n t} = \text{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{i(2\pi V/L)\omega_n t} \right] \quad (9)$$

onde a velocidade V do trator pode, sem perda de generalidade, ser incluída no modelo do perfil de onda do terreno como sendo constante, ou variável com aceleração constante, β_n passa a representar a amplitude do perfil da estrada e se constitui numa série temporal e varia de acordo com os ângulos de fase que compõe o sinal, (Shroeder, 1970). O que passa representar e/ou simular um (perfil de estrada), com as mesmas característica de um ruído aleatório puro (ruído branco).

4. FORMULAÇÃO GENÉRICA PARA IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA - PROBLEMA INVERSO.

O emprego de matrizes na formulação de problemas envolvendo análise de vibrações, vem sendo muito utilizado, principalmente em sistemas de vários graus de liberdade. Seu uso é feito não apenas para simplificar o trabalho, mas também, para dar um bom entendimento no processo de solução. Desenvolvendo-se as equações necessárias, para num processo de identificação de parâmetros-problema inverso no domínio da frequência, inicialmente proposto por (Burrows, 1984 & Oliveira, 1991), para verificar se o vetor de estado em termos das respostas em deslocamento no domínio de frequência são adequadas, com efeito, são dadas pelo sistema de equações lineares em (10).

$$\begin{bmatrix} (n\omega_0)x_n^S & (n\omega_0)y_n^S & (n\omega_0)z_n^S & x_n^C & y_n^C & z_n^C \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -(n\omega_0)x_n^C & -(n\omega_0)y_n^C & -(n\omega_0)z_n^C & x_n^S & y_n^S & z_n^S \end{bmatrix}_{2N \times 6} \times \begin{bmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} \\ K_{11} & K_{21} & K_{31} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} \end{bmatrix}_{6 \times 3} = \begin{bmatrix} F_X^C + M11(n\omega_0)^2 x_n^C & F_Y^C + M22(n\omega_0)^2 y_n^C & F_Z^C + M33(n\omega_0)^2 z_n^C \\ \dots & \dots & \dots \\ F_X^S + M11(n\omega_0)^2 x_n^S & F_Y^S + M22(n\omega_0)^2 y_n^S & F_Z^S + M33(n\omega_0)^2 z_n^S \end{bmatrix}_{2N \times 3} \quad (10)$$

que em notação compacta, pode ser representada pelo sistema de equações lineares na forma $A\phi = b$, onde;

A = Matriz retangular $2N \times 6$ contendo as componentes reais e imaginárias dos deslocamentos

ϕ = Matriz retangular 6×3 contendo os coeficientes de rigidez e amortecimento a serem estimados, e portanto desconhecida;

b = Matriz retangular de ordem $2N \times 3$ contendo os coeficientes de Euler-Fourier das forças de Inércia e das forças aplicadas.

A idéia básica, num processo inverso, é verificar se a solução com efeito é correta e/ou adequada. Se a estimação dos parâmetros for consistente, isto é, o erro entre o valor teórico da rigidez e do amortecimento adotados e o valor estimado tender a zero ou for igual a zero, então a solução em termos das curvas de resposta são plenamente satisfatória. Neste caso o vetor solução redunda numa solução exata, como pode-se observar pelos resultados de identificação apresentados na tabela 3.

5.MÉTODO PARA SIMULAÇÃO

Um método proposto para simulação de sistemas mecânicos em geral (Oliveira, 1997), e que é utilizado neste trabalho para a amostragem eficiente dos sinais que se deseja medir, consiste em linhas gerais: Cálculo dos autovalores do sistema; Identificação da maior frequência, natural ou amortecida; Definição de um número fixo para $f_b \geq 2$; Definição do número de amostras N , para representar o sinal, e em seguida, definir $N_{pi} = N/2$; por exemplo. Determinação do intervalo de tempo de discretização a partir da relação dada por $Dt_1 = [2\pi/N \omega_{\max} f_b] N_{pi}$; Cálculo da frequência fundamental a partir da relação dada por $\omega_0 = 2\pi/NDt_1$; Geração do sinal de excitação, utilizando-se a frequência fundamental calculada na etapa anterior.

6. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Considera-se como fonte de excitação em deslocamento, aquela oriunda da interação solo-estrutura como sendo um sinal obtido a partir de síntese de sinais periódicos (Schroeder, 1970). Que com efeito pode simular o perfil da conformação do terreno e desta forma, pode-se então, analisar as vibrações através do espectro de frequência. Nas figuras 5 e 6, mostra-se o perfil da excitação devido ao terreno e o seu respectivo espectro.

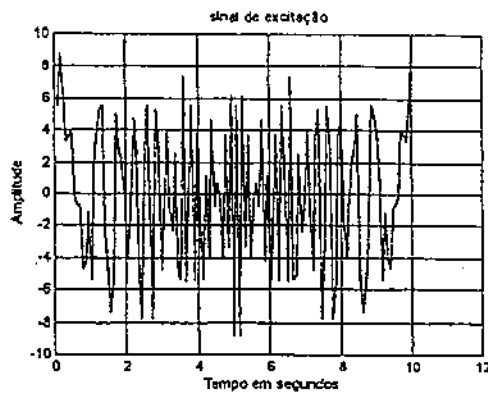


Figura 5 - Excitação em Deslocamento

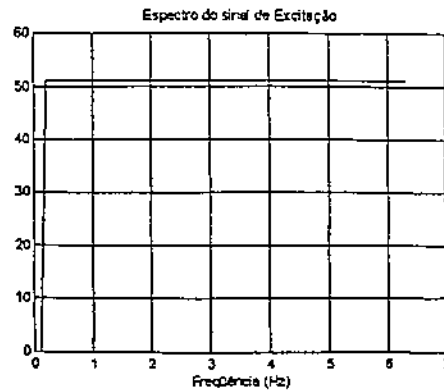


Figura 6 - Espectro da Excitação

Apresenta-se na figura 7, o sinal de deslocamento no domínio da frequência, onde considera-se a excitação em deslocamento atuando simultaneamente nos três modos de vibração. De forma análoga, apresenta-se nas figuras 8, 9 e 10, as respostas em frequência com excitação em deslocamento atuando individualmente em cada modo.

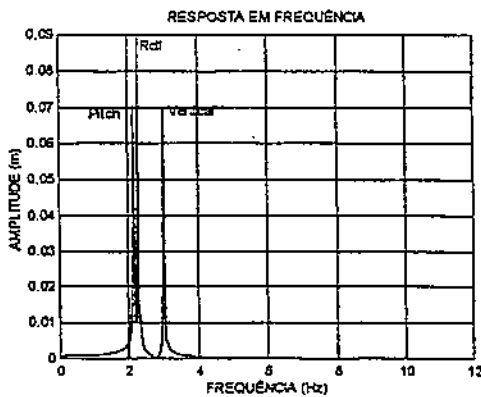


Figura 7 - Espectro de Resposta.

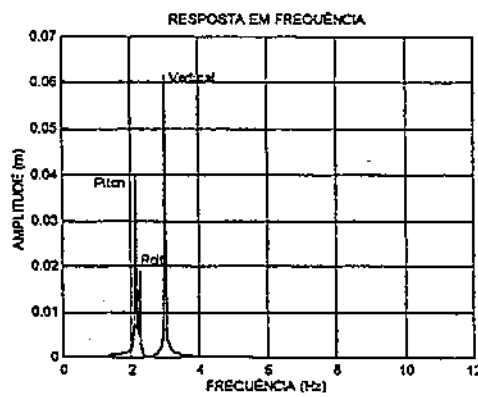


Figura 8 - Espectro de Resposta.

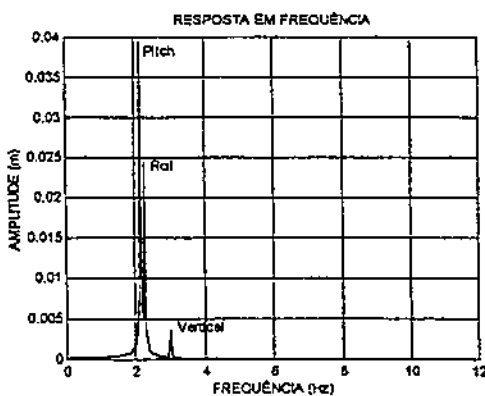


Figura 9 - Espectro de Resposta.

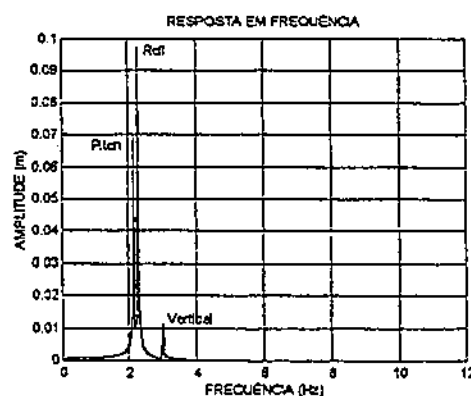


Figura 10 - Espectro de Resposta.

Tabela 2: Autovalores do Sistema em (rad/s)

$\lambda_{1,29}$	$\lambda_{3,44}$	$\lambda_{5,62}$
$-0,6004 \pm 13,6077i$	$-0,2084 \pm 14,1340i$	$-0,8118 \pm 18,826i$

Como pode-se observar pelos resultados de simulação, a excitação em deslocamento atuando em qualquer modo de vibração, indistintamente ou simultaneamente, excita com efeito e em qualquer condição todos os modos, como pode-se visualizar pelos picos máximos dos espectros das respostas em torno das frequências de ressonância e comparados com os

autovalores dados na tabela 2, que pode ser convertidos em Hertz, unidade em geral utilizadas no estudos de estruturas veiculares. Partindo-se do pressuposto e baseando-se em hipótese e conclusões de Raney et al. (1961), onde afirma-se que as vibrações do trator segundo o eixo vertical e no ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal que contem o centro de gravidade, são as mais importantes. Considerando-se que os pneus traseiros encontram-se dispostos de maneira simétrica em relação ao centro de gravidade, isto é, admitindo-se as distâncias $c=d$, e considerando-se, $k_2 = k_3$ e $c_2 = c_3$, a terceira linha e terceira coluna do sistema de equações diferencias (6) com relação as matrizes de massa, amortecimento e rigidez são, com efeito, eliminadas, e o sistema passa a se comportar como sendo de dois graus de liberdade. Portanto, havendo acoplamento somente entre as coordenadas z e θ .

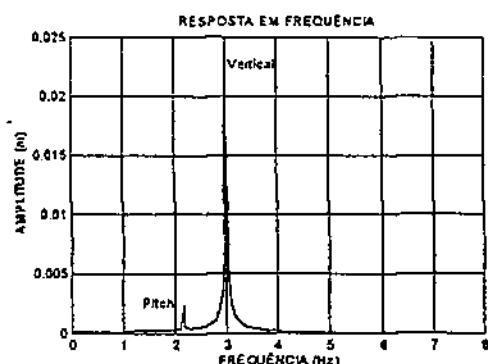


Figura 11 - Espectro da Resposta

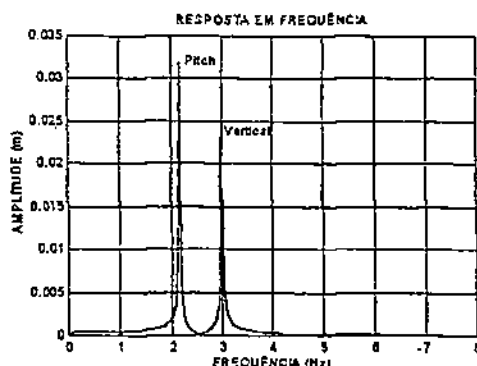


Figura 12 - Espectro da Resposta

Nas figuras 11 e 12, apresenta-se as curvas de respostas em frequência para a condição acima discutida, onde pode-se observar a eliminação do segundo modo de vibração, isto é, o modo roll, e concomitantemente, as frequências naturais amortecidas correspondendo aos modos de translação e pitch ($\cong 18.826 \text{ rad/s}$ e $\cong 13.607 \text{ rad/s}$), caracterizando-se assim, a consistência e evidência do modelo matemático utilizado. Para verificar se a solução em termos dos sinais de deslocamento está correto, utiliza-se o método direto de resolução em frequência (Lalane, 1980) onde, a partir do problema inverso, identifica-se os coeficientes rigidez e amortecimento utilizando o sistema de equações lineares obtidas em (10), onde elimina-se as terceira e Sexta colunas da matriz A , terceira e Sexta linhas e terceira coluna de ϕ , e finalmente, a terceira coluna de b . Como resultado deste procedimento, apresenta-se na tabela 3, os resultados de identificação de parâmetros de rigidez e amortecimento e os seus respectivos erros em porcentagem. Mostrando-se, com efeito, que a verificação dos vetores em deslocamento no domínio da frequência é adequada e consistente.

Tabela 3: Coeficientes de Rigidez e Amortecimento: Teóricos, Identificados e Erros em (%)

Identificação de Parâmetros				
Rigidez (N/m) ; Amortecimento (N-s/m)				
	K_{11}	K_{12}	K_{21}	K_{22}
Teórico	$1,1800 \times 10^6$	$-4,5000 \times 10^4$	$-4,5000 \times 10^4$	$8,7370 \times 10^5$
Estimado	$1,1800 \times 10^6$	$-4,5000 \times 10^4$	$-4,5000 \times 10^4$	$8,7370 \times 10^5$
Erros (%)	$-5,9194 \times 10^{-14}$	$-6,4675 \times 10^{-14}$	$1,9403 \times 10^{-13}$	$-1,9985 \times 10^{-13}$
	C_{11}	C_{12}	C_{21}	C_{22}
Teórico	$5,7600 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$5,1210 \times 10^3$
Estimado	$5,7600 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$3,2050 \times 10^3$	$5,1210 \times 10^3$
Erros (%)	$1,263 \times 10^{-13}$	$1,064 \times 10^{-12}$	$1,702 \times 10^{-13}$	$7,103 \times 10^{-14}$

A utilização do Método Direto para resolução de sistemas com n-graus de liberdade, é colocado por (Lalane, 1984), quando se utiliza um número de amostragem 'N' muito grande e o

amortecimento muito pequeno. Não sendo possível neste caso, a amostragem conveniente e/ou adequadas dos picos máximos dos espectros das respostas quando as frequências encontram-se muito próximas e em torno das regiões de ressonância. No entanto, quando utiliza-se um critério de busca e/ou método para simulação dinâmica de sistemas em geral, (Oliveira, 1997), consegue-se amostrar os sinais que se deseja medir em geral de forma conveniente, como pode-se analisar pelos resultados de simulação apresentados neste trabalho e comprovados através do processo inverso.

7. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

Apresentou-se neste trabalho, o modelamento de um sistema constituído de uma estrutura - veicular de um trator agrícola de pneu, onde considerou-se para efeito de simulação três graus de liberdade - um modo de translação e dois modo cônicos o que, numa abordagem geral, representam os modos de vibração mais importantes para este tipo de estrutura. Procurou-se, verificar as resposta em deslocamento no domínio da frequência, utilizando-se o processo inverso, onde pode-se reduzir com certa facilidade o sistema para dois graus de liberdade. A coerência e correlação entre os modos de vibração, considerando-se três e dois graus de liberdade foram plenamente satisfeitas, como pode-se observar pelas curvas de respostas em frequência apresentadas. Utilizando-se dos resultados de simulação e do que foi apresentado neste trabalho, pode-se nortear algumas conclusões: a estação de trabalho o qual o tratorista trafega em geral, possui características de terreno com perfil de onda aleatórias e portanto, o modelamento de um sinal que represente e/ou se aproxime a uma situação realisticamente, não é tarefa fácil. Os resultados de identificação apresentados na tabela 3-problema inverso, mostra claramente que pode-se utilizando o método de direto (Lalane, 1984) para resolução do modelo em conjunção com o critério (Oliveira, 1997) se obter resultados confiáveis de simulação e eventualmente serem utilizados em procedimentos experimentais. Segundo (Mathews, 1966), as frequência naturais em geral presentes em estruturas de tratores-agrícolas de pneu encontram-se dentro destes limites. A inclusão no modelo matemático do assento do operador, com um sistema de suspensão adequado, como forma de isolar as forças oriundas da interação-solo estrutura (excitação em deslocamento) devido ao perfil do terreno, com efeito, poderá ser incluído para minimizar o desconforto que o operador encontra-se em geral submetido em exposições diárias e prolongadas de trabalho.

8. REFERÊNCIAS

- Burrows, C. R. An Appraisal of Schroeder - Phased Harmonic Signals for Bearing Identification, ASME, 80WA/DSC - 34, 1980.
- Oliveira, N. V., Identificación Experimental de Fuerzas Bajo Condiciones Controladas en el Dominio de la Frecuencia. II Congress Pan American for Applied Mechanics. Pacam II, Val Parayso Chile. 1991
- Mathews, J., Ride Comfort for Tractor Operators. Journal of Agricultural Engineergen Research, 1966.
- Lalane, M., At. al., Mechanical Vibrations for Engineers, New York, 1984.
- Meirovitch, L., Analytical Methods in Vibrations, New York and London, 1967.
- Oliveira, N.V. The Criterion Conjunction Utilizing the Nyquist Theorem for the Dynamics Simulation of the Mechanical Systems. 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. Bauru-São Paulo-Brazil, 1997, Paper COB: 962-CD/ROOM.
- Raney, J. P. et al., The dynamic behavior of Farm Tractors. Transactions of the ASAE, 1961
- Shroeder, M. R., Synthesis of Low-Peak Factor Signals and Binary Sequences Low Auto-Correlation, IEEE, Transactions on Information and Theory, 1970

APÊNDICE B

LISTAGEM DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

1 - B

%PROGRAMA PARA IDENTIFICAÇÃO DO SISTEMA TRATOR DE PNEU

%UTILIZA-SE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA - MÉTODO DIRETO, GERA SINAL
%DE EXCITAÇÃO NO TEMPO, DETERMINA-SE OS AUTOVALORES
%(FREQUÊNCIAS NATURAIS), A PARTIR DA MONTAGEM DA MATRIZ DE
%ESTADO

%ESCOLHE-SE A MAIOR FREQUÊNCIA, ISTO É, $\omega_a = \max(\sqrt{d})$, A PARTIR DO
%CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS AMORTECIDAS. ESCOLHE-SE A
%MAIOR FREQUÊNCIA DE TAL FORMA QUE A FREQUÊNCIA DE
%AMOSTRAGEM SEJA NO MÍNIMO DUAS VEZES MAIOR DO QUE A MAIOR
%FREQUÊNCIA CONTIDA NO SINAL (FREQUÊNCIA DE NYQUIST). MDOF: 3.

clear all

tic

ord=3;

a=1.00; % distância em metros do centro de gravidade ao eixo dianteiro
b=0.75; % distância em metros do centro de gravidade ao eixo traseiro
c=0.65; % distância em metros do centro de gravidade ao pneu traseiro direito
d=0.77; % distância em metros do c.g. ao pneu traseiro esquerdo

c1=4.3e03; % amortecimento N-s/m
c2=730; % amortecimento N-s/m
c3=730; % amortecimento N-s/m

k1=4.8e05; % rigidez N/m
k2=3.5e05; % rigidez N/m
k3=3.5e05; % rigidez N/m

M1=3316; % massa do trator em Kg;
M2=4710; % momento de Inércia de massa Kgf-m-s²
M3=1766; % momento de Inércia de massa Kgf-m-s²

%('[MATRIZ DE MASSA]')

M11=M1; M12=0; M13=0;

M21=0; M22=M2; M23=0;

M31=0; M32=0; M33=M3;

MM=[M11 M12 M13; M21 M22 M23; M31 M32 M33];

```
%( '[MATRIZ DE AMORTECIMENTO DO SISTEMA]')
```

```
C11=(c1+c2+c3); C12=((a*c1)-(b*c2)-(b*c3)); C13=(d*c3)-(c*c2);
```

```
C21=C12; C22=((a^2*c1)+(b^2*c2)+(b^2*c3)); C23=b*((c*c2)-(d*c3));
```

```
C31=C13; C32=C23; C33=(c^2*c2)+(d^2*c3);
```

```
MA=[C11 C12 C13; C21 C22 C23; C31 C32 C33];
```

```
%( '[ MATRIZ DE RIGIDEZ DO SISTEMA]')
```

```
K11=(k1+k2+k3); K12=((a*k1)-(b*k2)-(b*k3)); K13=(d*k3)-(c*k2);
```

```
K21=K12; K22=((a^2*k1)+(b^2*k2)+(b^2*k3)); K23=b*((c*k2)-(d*k3));
```

```
K31=K13; K32=K23; K33=(c^2*k2)+(d^2*k3);
```

```
MR=[K11 K12 K13; K21 K22 K23; K31 K32 K33];
```

```
Mi=inv(MM); %Matriz inversa
```

```
KK1=Mi*MR;
```

```
CC1=Mi*MA;
```

```
%( 'MONTAGEM DA MATRIZ DE ESTADO PARA O CÁLCULO DOS AUTO-VALORES')
```

```
Id=eye(ord,ord); % matriz identidade
```

```
Ze=zeros(ord,ord); %matriz nula
```

```
Mi=inv(MM);
```

```
KK2=-Mi*MR;
```

```
CC2=-Mi*MA;
```

```
ME=[Ze Id; KK2 CC2]; %matriz de estado
```

```
D=eig(ME)/(2*pi)
```

```
d=imag(D);
```

```
Wna=max(d);
```

```
Wnamax=Wna;
```

```
d1=eig(KK1);
```

```
Wn1=sqrt(d1);
```

```
Wnmax=max(Wn1);
```

```

% PROGRAMA PARA GERAÇÃO DO SINAL DE EXCITAÇÃO (SCHOREDER)
N=input('NÚMERO DE PONTOS A GERAR N=')

%input('Npi para variar o intervalo de amostragem, Npi=')
Npi=N/2;

fb=input('FATOR DE BUSCA fb>2, fb=')

FO=input('AMPLITUDE DA FORÇA DE EXCITAÇÃO FO=')

Dt=((2*pi)/(N*Wnmax*fb)*Npi);

Wo=2*pi/(N*Dt)

%*****

% GERANDO O SINAL DE EXCITAÇÃO

for n=1:N,
    Yt(n)=0;

    for i=1:(N/2-1),
        fi=(i.^2/N);
        while fi >= 2,
            fi=fi-2;
        end;

        if (fi < 1),
            fi=0;
        end;

        if (fi >= 1),
            fi=1;
        end;

        Bn=(1-2*fi)*FO;
        Yt(n)=Yt(n)+Bn*cos(i*Wo*(n-1)*Dt);
    end;
    U(n,1)=Yt(n);
end;

for i=1:N,
    t(i)=i*Dt;
    Ytt(i)=Yt(i);
end;

```



```

%*****
%  CALCULA A TRANSFORMADA DE FOURIER DO SINAL DE EXCITAÇÃO

for i=1:N,
    Fe(i)=Ytt(i);
    W(i)=i*Wo;
end;

Fxx=fft(Fe);

for i=1:N/2-1,
    Fxt(i)=Fxx(i);%Espectro do Sinal de Excitação(Domínio da Frequência)
    Wx(i)=W(i);
    We(i)=j*Wo;
end;

%*****

%      SEPARAÇÃO DA PARTE REAL E IMAGINÁRIA

for i=1:N/2-1;
    Fxxr(i)=real(Fxt(i));
    Fxxi(i)=imag(Fxt(i));
    Fyyr(i)=real(Fxt(i));
    Fyyi(i)=imag(Fxt(i));
    Fzxr(i)=real(Fxt(i));
    Fzxi(i)=imag(Fxt(i));
end;

%*****

for j=1:N/2-1,

    A11=K11-M11*(j*Wo).^2;
    A12=-C11*(j*Wo);
    A13=K12;
    A14=-C12*(j*Wo);
    A15=K13;
    A16=-C13*(j*Wo);

    A21=C11*(j*Wo);
    A22=K11-M11*(j*Wo).^2;
    A23=C12*(j*Wo);
    A24=K12;
    A25=C13*(j*Wo);
    A26=K13;

```

A31=K21;
 A32=-C21*(j*Wo);
 A33=K22-M22*(j*Wo).^2;
 A34=-C22*(j*Wo);
 A35=K23;
 A36=-C23*(j*Wo);

A41=C21*(j*Wo);
 A42=K21;
 A43=C22*(j*Wo);
 A44=K22-M22*(j*Wo).^2;
 A45=C23*(j*Wo);
 A46=K23;

A51=K31;
 A52=-C31*(j*Wo);
 A53=K32;
 A54=-C32*(j*Wo);
 A55=K33-M33*(j*Wo).^2;
 A56=-C33*(j*Wo);

A61=C31*(j*Wo);
 A62=K31;
 A63=C32*(j*Wo);
 A64=K32;
 A65=C33*(j*Wo);
 A66=K33-M33*(j*Wo).^2;

B=[A11 A12 A13 A14 A15 A16; A21 A22 A23 A24 A25 A26;
 A31 A32 A33 A34 A35 A36; A41 A42 A43 A44 A45 A46;
 A51 A52 A53 A54 A55 A56; A61 A62 A63 A64 A65 A66];

%*****

%.....[A] BALANCE [B].....

A=balance(B);

Fe1=[Fxxr(j); Fxxi(j); Fyyr(j); Fyyi(j); Fzzr(j); Fzzi(j)];
 Fe2=[Fxxr(j); Fxxi(j); 0; 0; 0; 0];
 Fe3=[0; 0; Fyyr(j); Fyyi(j); 0; 0];
 Fe4=[0; 0; 0; 0; Fzzr(j); Fzzi(j)];
 Fe5=[Fxxr(j); Fxxi(j); 0; 0; Fzzr(j); Fzzi(j)];
 Fe6=[Fxxr(j); Fxxi(j); Fyyr(j); Fyyi(j); 0; 0];
 Fe7=[0; 0; Fyyr(j); Fyyi(j); Fzzr(j); Fzzi(j)];

```
%*****
```

```
[L,U]=lu(A);%fatoração LU = multiplicação de duas matrizes triangulares,  
%permutação de uma inferior por outra superior.
```

```
%.....AJUSTA A RESPOSTA - RESPOSTA NAS DIREÇÕES X, Y e Z.
```

```
Y1=L\Fe1; X1=U\Y1;  
Y2=L\Fe2; X2=U\Y2;  
Y3=L\Fe3; X3=U\Y3;  
Y4=L\Fe4; X4=U\Y4;  
Y5=L\Fe5; X5=U\Y5;  
Y6=L\Fe6; X6=U\Y6;  
Y7=L\Fe7; X7=U\Y7;
```

```
i=1;
```

```
Xr(j)=X1(2*i-1);  
Xi(j)=X1(2*i);
```

```
Yr(j)=X1(4*i-1);  
Yi(j)=X1(4*i);
```

```
Zr(j)=X1(6*i-1);  
Zi(j)=X1(6*i);
```

```
Xres1(j)=Xi(j)+Yi(j)+Zi(j);  
Xres2(j)=Xr(j)+Yr(j)+Zr(j);
```

```
Xglobal(j)=sqrt(Xres1(j).^2+Xres2(j).^2);  
Yesp1(j)=Xglobal(j);  
ACELERA1(j)=Xglobal(j)*Wo^2;
```

```
Xr1(j)=X2(2*i-1);  
Xil(j)=X2(2*i);
```

```
Yr1(j)=X2(4*i-1);  
Yil(j)=X2(4*i);
```

```
Zr1(j)=X2(6*i-1);  
Zil(j)=X2(6*i);
```

```
Xres21(j)=Xil(j)+Yil(j)+Zil(j);  
Xres22(j)=Xr1(j)+Yr1(j)+Zr1(j);
```

$$X_{global2}(j) = \sqrt{X_{res21}(j)^2 + X_{res22}(j)^2};$$

$$Y_{esp2}(j) = X_{global2}(j);$$

$$ACELERA2(j) = X_{global2}(j) * W_o^2;$$

$$X_{r2}(j) = X_3(2*i-1);$$

$$X_{i2}(j) = X_3(2*i);$$

$$Y_{r2}(j) = X_3(4*i-1);$$

$$Y_{i2}(j) = X_3(4*i);$$

$$Z_{r2}(j) = X_3(6*i-1);$$

$$Z_{i2}(j) = X_3(6*i);$$

$$X_{res31}(j) = X_{i2}(j) + Y_{i2}(j) + Z_{i2}(j);$$

$$X_{res32}(j) = X_{r2}(j) + Y_{r2}(j) + Z_{r2}(j);$$

$$X_{global3}(j) = \sqrt{X_{res31}(j)^2 + X_{res32}(j)^2};$$

$$Y_{esp3}(j) = X_{global3}(j);$$

$$ACELERA3(j) = X_{global3}(j) * W_o^2;$$

$$X_{r3}(j) = X_4(2*i-1);$$

$$X_{i3}(j) = X_4(2*i);$$

$$Y_{r3}(j) = X_4(4*i-1);$$

$$Y_{i3}(j) = X_4(4*i);$$

$$Z_{r3}(j) = X_4(6*i-1);$$

$$Z_{i3}(j) = X_4(6*i);$$

$$X_{res41}(j) = X_{i3}(j) + Y_{i3}(j) + Z_{i3}(j);$$

$$X_{res42}(j) = X_{r3}(j) + Y_{r3}(j) + Z_{r3}(j);$$

$$X_{global4}(j) = \sqrt{X_{res41}(j)^2 + X_{res42}(j)^2};$$

$$Y_{esp4}(j) = X_{global4}(j);$$

$$ACELERA4(j) = X_{global4}(j) * W_o^2;$$

$$X_{r4}(j) = X_5(2*i-1);$$

$$X_{i4}(j) = X_5(2*i);$$

$$Y_{r4}(j) = X_5(4*i-1);$$

$$Y_{i4}(j) = X_5(4*i);$$

$$Z_{r4}(j) = X_5(6*i-1);$$

$$Z_{i4}(j) = X_5(6*i);$$

```

Xres51(j)=Xi4(j)+Yi4(j)+Zi4(j);
Xres52(j)=Xr4(j)+Yr4(j)+Zr4(j);

Xglobal5(j)=sqrt(Xres51(j).^2+Xres52(j).^2);

Yesp5(j)=Xglobal5(j);

Xr5(j)=X6(2*i-1);
Xi5(j)=X6(2*i);

        Yr5(j)=X6(4*i-1);
        Yi5(j)=X6(4*i);

Zr5(j)=X6(6*i-1);
Zi5(j)=X6(6*i);

Xres61(j)=Xi5(j)+Yi5(j)+Zi5(j);
Xres62(j)=Xr5(j)+Yr5(j)+Zr5(j);

Xglobal6(j)=sqrt(Xres61(j).^2+Xres62(j).^2);

Yesp6(j)=Xglobal6(j);

Xr6(j)=X7(2*i-1);
Xi6(j)=X7(2*i);

        Yr6(j)=X7(4*i-1);
        Yi6(j)=X7(4*i);

Zr6(j)=X7(6*i-1);
Zi6(j)=X7(6*i);

Xres71(j)=Xi6(j)+Yi6(j)+Zi6(j);
Xres72(j)=Xr6(j)+Yr6(j)+Zr6(j);

Xglobal7(j)=sqrt(Xres71(j).^2+Xres72(j).^2);

Yesp7(j)=Xglobal7(j);

end;

%*****

% MONTANDO MATRIZES PARA IDENTIFICAÇÃO NA DIREÇÃO - X

for ki=1:N/2-1,
G=1+(ki-1)*2;

```

```

Ax(G,1)= Xr(ki);
Ax(G,2)=- We(ki)* Xi(ki);
Ax(G,3)= Yr(ki);
Ax(G,4)=- We(ki)* Yi(ki);
Ax(G,5)= Zr(ki);
Ax(G,6)=- We(ki)* Zi(ki);

```

```

Ax(G+1,1)= Xi(ki);
Ax(G+1,2)= We(ki)* Xr(ki);
Ax(G+1,3)= Yi(ki);
Ax(G+1,4)= We(ki)* Yr(ki);
Ax(G+1,5)= Zi(ki);
Ax(G+1,6)= We(ki)* Zr(ki);

```

```

FFx(G,1)=Fxxr(ki)+M11*Xr(ki)* We(ki).^2;
FFx(G,2)=Fyyr(ki)+M22*Yr(ki)* We(ki).^2;
FFx(G,3)=Fzzr(ki)+M33*Zr(ki)* We(ki).^2;

```

```

FFx(G+1,1)=Fxxi(ki)+M11*Xi(ki)* We(ki).^2;
FFx(G+1,2)=Fyyi(ki)+M22*Yi(ki)* We(ki).^2;
FFx(G+1,3)=Fzzi(ki)+M33*Zi(ki)* We(ki).^2;

```

```
end;
```

```
%*****
```

```
('[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES DO TRATOR NA DIREÇÃO - X]');
```

```
Coefx=Ax\FFx;
```

```

xKxx=Coefx(1,1);
xCxx=Coefx(2,1);
xKxy=Coefx(3,1);
xCxy=Coefx(4,1);
xKxz=Coefx(5,1);
xCxz=Coefx(6,1);

```

```
('[ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção - X)]');
```

```

xEKxx=((K11-xKxx)/K11)*100;
xEKxy=((K21-xKxy)/K21)*100;
xEKxz=((K31-xKxz)/K31)*100;
xECxx=((C11-xCxx)/C11)*100;
xECxy=((C21-xCxy)/C21)*100;
xECxz=((C31-xCxz)/C31)*100;

```

```
ERROSEX=[xEKxx xEKxy xEKxz xECxx xECxy xECxz]
```

%*****

('[IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES DO TRATOR NA DIREÇÃO - Y]);

xKyx=Coefx(1,2);
 xCyx=Coefx(2,2);
 xKyy=Coefx(3,2);
 xCyy=Coefx(4,2);
 xKyz=Coefx(5,2);
 xCyz=Coefx(6,2);

('[Erros nos Coeficientes Identificados (Direção - Y)']);

xEKyx=((K12-xKyx)/K12)*100;
 xEKyy=((K22-xKyy)/K22)*100;
 xEKyz=((K32-xKyz)/K32)*100;
 xECyx=((C12-xCyx)/C12)*100;
 xECyy=((C22-xCyy)/C22)*100;
 xECyz=((C32-xCyz)/C32)*100;

ERROSY=[xEKyx xEKyy xEKyz xECyx xECyy xECyz]

%*****

('[IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES DO TRATOR NA DIREÇÃO - z]);

xKzx=Coefx(1,3);
 xCzx=Coefx(2,3);
 xKzy=Coefx(3,3);
 xCzy=Coefx(4,3);
 xKzz=Coefx(5,3);
 xCzz=Coefx(6,3);

('[Erros nos Coeficientes Identificados (Direção - z)']);

xEKzx=((K13-xKzx)/K13)*100;
 xEKzy=((K23-xKzy)/K23)*100;
 xEKzz=((K33-xKzz)/K33)*100;
 xECzx=((C13-xCzx)/C13)*100;
 xECzy=((C23-xCzy)/C23)*100;
 xECzz=((C33-xCzz)/C33)*100;

ERROSZ=[xEKzx xEKzy xEKzz xECzx xECzy xECzz]

```
%..... SAÍDA GRÁFICA .....
```

```
for i=1:N/2-1;
    Wh(i)=Wo*i;
    Wee(i)=Wo*i/(2*pi);
end;
```

```
figure(1);
plot(t, Ytt, 'b')
title('SINAL SINTETIZADO NO TEMPO')
xlabel('Tempo [s]')
ylabel('Força [N]')
```

```
%*****
```

```
figure(2);
plot(Wx, abs(Fxt), 'b')
title('ESPECTRO DO SINAL')
xlabel('W [rad/s]')
ylabel('Amplitude [N]')
```

```
%*****
```

```
figure(3)
plot(Wee, Yesp1, 'b*', Wee, Yesp1, 'bo', Wee, Yesp1, 'b:');
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência em Hz')
ylabel('Amplitude em metros')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('b:', 'excitação nos três', 'w', 'modos de vibrar')
%grid on
```

```
%*****
```

```
figure(4)
plot(Wee, Yesp2, 'b*', Wee, Yesp2, 'bo', Wee, Yesp2, 'b:');
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência em Hz')
ylabel('Amplitude em metros')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('b:', 'excitação no modo', 'w', 'de translação')
%grid on
```



```

figure(5)
plot(Wee, Yesp3, 'b*', Wee, Yesp3, 'bo', Wee, Yesp3, 'b:');
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência em Hz')
ylabel('Amplitude em metros')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('b:', 'excitação no', 'w', 'modo pitch')
grid on

```

```

%*****

```

```

figure(6)
plot(Wee, Yesp4, 'b*', Wee, Yesp4, 'bo', Wee, Yesp4, 'b:');
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência em Hz')
ylabel('Amplitude em metros')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('b:', 'excitação no', 'w', 'modo roll')
grid on

```

```

%*****

```

```

figure(7)
plot(Wee, ACELERA1, 'm:', Wee, ACELERA1, 'm*');
grid on
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência [Hz]')
ylabel('Aceleração [n/s^2]')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('m:', 'aceleração nos três', 'w', 'modos de vibrar')

```

```

%*****

```

```

figure(8)
plot(Wee, ACELERA2, 'm:', Wee, ACELERA2, 'm*');
grid on
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência [Hz]')
ylabel('Aceleração [m/s^2]')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('m:', 'aceleração no', 'w', 'modo pitch')

```

```
figure(9)
plot(Wee,ACELERA3,'m:',Wee,ACELERA3,'m*');
grid on
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência [Hz]')
ylabel('Aceleração [m/s^2]')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('m:', 'aceleração no', 'w', 'modo roll')

%*****

figure(10)
plot(Wee,ACELERA4,'m:',Wee,ACELERA4,'m*');
grid on
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência [Hz]')
ylabel('Aceleração [m/s^2]')
gtext('Pitch');
gtext('Roll');
gtext('Vertical');
legend('m:', 'aceleração no', 'w', 'modo translação')

toc

%***** FINAL DO PROGRAMA *****
```