

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

IDENTIFICAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS EM SISTEMAS MECÂNICOS NO
DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA UTILIZANDO TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO

AUTOR : ANTONIO ALMEIDA SILVA

CAMPINA GRANDE - PB

SETEMBRO - 1992

**IDENTIFICAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS EM SISTEMAS MECÂNICOS NO
DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA UTILIZANDO TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO**

ANTONIO ALMEIDA SILVA

**IDENTIFICAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS EM SISTEMAS MECÂNICOS NO
DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA UTILIZANDO TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO**

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.

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO : Projeto de Produto Mecânico

ORIENTADOR : Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira

CAMPINA GRANDE - PB

SETEMBRO - 1992



S586i Silva, Antônio Almeida.
Identificação de perturbações externas em sistemas mecânicos no domínio da frequência utilizando técnicas de estimação / Antônio Almeida Silva. - Campina Grande, 1992. 180 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, 1992.
"Orientação : Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira".
Referências.


1. Sistemas Mecânicos. 2. Técnicas de Estimação. 3. Frequência. 4. Dissertação - Engenharia Mecânica. I. Oliveira, Natanael Victor de. II. Universidade Federal da Paraíba - Campina Grande (PB). III. Título

CDU 621.03(043)

IDENTIFICAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS EM SISTEMAS MECÂNICOS NO
DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA UTILIZANDO TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO

ANTONIO ALMEIDA SILVA

DISSERTAÇÃO APROVADA COM DISTINÇÃO EM 11 / 09 / 1992.



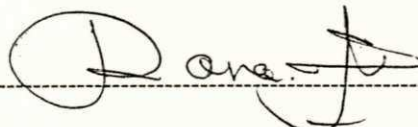
Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira

(ORIENTADOR)




Prof. Dr. Renato Pavanello

(COMISSÃO EXAMINADORA)



Prof. Dr. Seyyed Said Dana

(COMISSÃO EXAMINADORA)



Prof. Dr. Misael Elias de Moraes

(COMISSÃO EXAMINADORA)

CAMPINA GRANDE - PB

SETEMBRO / 1992

**À minha esposa Soniète,
aos nossos filhos Ítalo e Ettore,
e aos meus Pais.**

AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. NATANAEL VICTOR DE OLIVEIRA, orientador desta dissertação, pelas valiosas informações e sugestões dadas ao longo do trabalho.

Ao Diretor do Centro de Ciências e Tecnologia, Professor JORGE LUIZ BEJA, pelo constante apoio dado no sentido de viabilizar nossa participação em Congressos e fornecer os recursos materiais necessários para a elaboração desta dissertação.

Ao DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA, e em especial aos colegas da Área de Projeto Mecânico, pelo constante apoio e motivação recebidas no tocante à nossa capacitação.

Ao NÚCLEO SETORIAL DE COMPUTAÇÃO, e em especial ao pessoal de Apoio ao Usuário no tocante à utilização dos sistemas computacionais da IBM (FORTRAN, ADMCHART, SCRIPT, LASER, etc.), tornando possível a execução dos programas, listagem e impressão do presente texto.

Ao INSTITUTO EUVALDO LODI, e em especial à Dona Maria de Jesus Castro Lucena, pela carinhosa atenção e apoio de fé espiritual sempre dedicados no transcorrer de nosso trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq, por ter financiado este projeto de pesquisa.

Ao professor M.Sc. João Bosco de Aquino Silva, pelas palavras de otimismo e grande espírito de companheirismo que permitiram um ambiente de trabalho mais agradável.

Ao professor M.Sc. Antonio do Nascimento Epaminondas e ao bolsista Auzuir R. Alexandria por terem cedido gentilmente a sub-rotina PLOTTER que muito se prestou para a visualização gráfica dos resultados de simulação digital.

A DEUS, por ter me concedido o estado de Espírito, a perseverança e a tranquilidade necessários para a realização e conclusão deste trabalho.

LISTA DE TABELAS

Tabela	Descrição	Página
4.2.2.1	- Valores dos parâmetros adotados para verificação do processo de identificação	60
4.2.2.2	- Parâmetros 1, Dt, K, e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método MQ para Dt fixo e variação de Nt	63
4.2.2.3	- Parâmetros 1, Dt, K, e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método ES para Dt fixo e variação de Nt	63
4.2.2.4	- Parâmetros 1, Dt, K, e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método MQ para Nt fixo e variação de Npi	67
4.2.2.5	- Parâmetros 1, Dt, K, e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método ES para Nt fixo e variação de Npi	67
4.3.2.1	- Rigidez e amortecimento identificados em frequência usando os estimadores MQ e ES para Dt fixo e variação de Nf	74
4.3.2.2	- Rigidez e amortecimento identificados em frequência usando os estimadores MQ e ES para Nf fixo e variação de Npi	75
4.4.2.1	- Efeito do nível de ruído NR nos coeficientes identificados pelos métodos MQ, VI e ES	84
4.4.2.2	- Efeito do fator de amortecimento z sobre os coeficientes identificados pelos métodos MQ, VI e ES	87
4.5.2.1	- Valores dos parâmetros adotados para verificação do processo de identificação	93

LISTA DE FIGURAS

Figura	Descrição	Página
1.3.1.1	- Desbalanceamento de um rotor resultando em forças periódicas sobre os mancais	3
1.3.2.1	- Ângulo entre as linhas axiais dos eixos e rotores	5
1.3.2.2	- Deslocamento lateral entre as linhas de centro	5
1.3.3.1	- Vibração auto-excitada devido ao atrito interno	6
1.3.3.2	- Forças de atrito seco sobre um eixo-mancal	8
1.4.1.1	- Sinal de excitação senoidal no tempo (a) e em frequência (b)	10
1.4.2.1	- Sinal de excitação impulsional no tempo (a) e em frequência (b)	11
1.4.3.1	- Sinal de excitação aleatório no tempo (a) e em frequência (b)	13
1.4.4.1	- Sinal de excitação sintetizado no tempo (a) e em frequência (b)	14
2.2.1.1	- Sistema mecânico de 1 gdl adotado	19
2.2.1.2	- Movimento livre de um sistema de 1 gdl para diferentes fatores de amortecimento	22
2.2.1.3	- Diagrama vetorial para vibração forçada harmonicamente com amortecimento	23
2.2.1.4	- Resposta do movimento de estado permanente do sistema de 1 gdl submetido a excitação senoidal	25
2.5.1.1	- Diagrama de bloco de um sistema linear	33
3.3.1.1	- Diagrama para o processo de identificação usando variáveis instrumentais	50

Figura	Descrição	Página
3.4.1.1	- Sequência computacional para implementação da estimação sequencial (ES)	54
4.2.1.1	- Diagrama de blocos para o processo de identificação no tempo usando os estimadores MQ e ES	59
4.2.2.1	- Sinal de Excitação no Tempo	61
4.2.2.2	- Espectro do Sinal de Excitação	61
4.2.2.3	- Constante 1 identificada pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt	62
4.2.2.4	- Intervalo de tempo Dt identificado pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt	62
4.2.2.5	- Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt	62
4.2.2.6	- Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt	62
4.2.2.7	- Constante 1 identificada pelos métodos MQ e ES para número de pontos Nt fixo e variação de Npi	62
4.2.2.8	- Intervalo de tempo Dt identificado pelos métodos MQ e ES para Nt fixo e variação de Npi	66
4.2.2.9	- Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para Nt fixo e variação de Npi	66
4.2.2.10	- Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para Nt fixo e variação de Npi	66

Figura	Descrição	Página
4.3.1.1	- Diagrama de blocos para o processo de identificação em frequência usando o espectro da excitação e da resposta pelos métodos MQ e ES	72
4.3.2.1	- Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação de Nf	73
4.3.2.2	- Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação de Nf	73
4.3.2.3	- Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para Nf fixo e variação de Npi	75
4.3.2.4	- Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para Nf fixo e variação de Npi	75
4.4.1.1	- Diagrama de blocos para o processo de identificação diretamente em frequência pelos métodos MQ, VI e ES	80
4.4.2.1	- Ruído Aleatório Simulado	81
4.4.2.2	- Espectro do Ruído Simulado	81
4.4.2.3	- Função de Resposta em Frequência simulada e poluída com 10 % de ruído	82
4.4.2.4	- Função de Resposta em Frequência estimada pelo método dos Minimos Quadrados	82
4.4.2.5	- Função de Resposta em Frequência estimada pelo método da Estimação Sequencial	82
4.4.2.6	- Função de Resposta em Frequência estimada pelo método das Variáveis Instrumentais	82
4.4.2.7	- Erros de "bias" para a rigidez identificada pelos métodos MQ, VI e ES em função do nível de ruído	83
4.4.2.8	- Erros de "bias" para o amortecimento identificado pelos métodos MQ, VI e ES em função do nível de ruído	83

Figura	Descrição	Página
4.4.2.9	- Erros de "bias" para a massa identificada pelos métodos MQ, VI e ES em função do nível de ruído	84
4.5.1.1	- Diagrama de blocos para o processo de identificação de forças no domínio da frequência utilizando os métodos MQ, VI e ES	92
4.5.2.1	- FRF do sistema estimada pelo método MQ para $N_f = 32$ pontos	95
4.5.2.2	- Espectro da força estimada pelo método MQ para $N_f = 32$ pontos	95
4.5.2.3	- FRF do sistema estimada pelo método MQ para $N_f = 64$ pontos	95
4.5.2.4	- Espectro da força estimada pelo método MQ para $N_f = 64$ pontos	95
4.5.2.5	- FRF do sistema estimada pelo método MQ para $N_f = 128$ pontos	95
4.5.2.6	- Espectro da força estimada pelo método MQ para $N_f = 128$ pontos	95
4.5.2.7	- FRF do sistema estimada pelo método VI para $N_f = 32$ pontos	96
4.5.2.8	- Espectro da força estimada pelo método VI para $N_f = 32$ pontos	96
4.5.2.9	- FRF do sistema estimada pelo método VI para $N_f = 64$ pontos	96
4.5.2.10	- Espectro da força estimada pelo método VI para $N_f = 64$ pontos	96
4.5.2.11	- FRF do sistema estimada pelo método VI para $N_f = 128$ pontos	96
4.5.2.12	- Espectro da força estimada pelo método VI para $N_f = 128$ pontos	96
4.5.2.13	- FRF do sistema estimada pelo método ES para $N_f = 32$ pontos	97

Figura	Descrição	Página
4.5.2.14	- Espectro da força estimada pelo método ES para $N_f = 32$ pontos	97
4.5.2.15	- FRF do sistema estimada pelo método ES para $N_f = 64$ pontos	97
4.5.2.16	- Espectro da força estimada pelo método ES para $N_f = 64$ pontos	97
4.5.2.17	- FRF do sistema estimada pelo método ES para $N_f = 128$ pontos	97
4.5.2.18	- Espectro da força estimada pelo método ES para $N_f = 128$ pontos	97
4.5.2.19	- Erros de estimação nos espectros das forças identificadas pelo método MQ para valores de $N_f = 32, 64$ e 128 pontos em frequência	99
4.5.2.20	- Erros de estimação nos espectros das forças identificadas pelo método VI para valores de $N_f = 32, 64$ e 128 pontos em frequência	100
4.5.2.21	- Erros de estimação nos espectros das forças identificadas pelo método ES para valores de $N_f = 32, 64$ e 128 pontos em frequência	100

LISTA DE ABREVIATURAS

Símbolo	Descrição	Unidade
A	matriz do sistema	
A_L	matriz livre de ruído	
A_R	matriz dos ruídos	
B	matriz de distribuição	
b	matriz e/ou vetor de entrada	
C	coeficiente de amortecimento viscoso	[N.s/m]
Cov	covariância	
Dt	intervalo de tempo de discretização	[s]
e	excentricidade	[m]
E []	valor esperado	
F	força, vetor força de excitação	[N]
F (i)	espectro da força simulada no ponto i	[N]
\hat{F} (i)	espectro da força estimada no ponto i	[N]
Fo	amplitude da força de excitação	[N]
f	frequência	[Hz]
F^c, F^s	coeficientes de Fourier do vetor força de excitação	
FRF	funções de resposta em frequência	
gdl	grau de liberdade	
H (ω)	matriz das funções de resposta em frequência	
I	matriz identidade	
I_m	matriz identidade modificada	

Símbolo	Descrição	Unidade
K_c	matriz de rigidez complexa	
K	coeficiente de rigidez	[N/m]
M	massa do sistema	[Kg]
N_e	potência de dois do número de pontos	
N_f	número de pontos em frequência	
N_{pi}	número para escolha do intervalo de tempo	
N_r	nível de ruído em porcentagem	
N_t	número de pontos no tempo	
$n = 1(1)N$	número de pontos variando de 1 step até N	
O_e	centro do eixo	
O_m	centro de massa do rotor	
P_e	matriz covariância	
P_{lim}	limite de probabilidade	
R	vetor do ruído	
R^c, R^s	coeficientes de Fourier do vetor de ruído	
T	período	[s]
t	tempo	[s]
Var	variância	
W	matriz das variáveis instrumentais	
X	deslocamento, vetor de estado	[m]
X^c, X^s	coeficientes de Fourier do vetor de deslocamento	
\dot{X}	velocidade	[m/s]
\ddot{X}	aceleração	[m/s ²]

Símbolo	Descrição	Unidade
α	ângulo	[rad]
β_i	coeficientes das séries temporais	
$\Delta F(i)$	erro de estimação na força de excitação	[%]
$\Delta \phi$	erros de "bias" ou de polarização	[%]
ε	matriz e/ou vetor dos erros	
Φ	ângulo de fase	[rad]
ϕ	matriz e/ou vetor dos parâmetros	
$\hat{\phi}_{MQ}$	estimador dos mínimos quadrados	
$\hat{\phi}_{VI}$	estimador das variáveis instrumentais	
$\hat{\phi}_{ES}$	estimador sequencial	
Ω	frequência de excitação	[rad/s]
ω	frequência	[rad/s]
ω_n	frequência natural	[rad/s]
ω_o	frequência fundamental	[rad/s]
Σ	somatório	

ÍNDICE

CAPÍTULO 1

CARACTERIZAÇÃO DAS FORÇAS EXCITADORAS E SINAIS DE EXCITAÇÃO

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

	Página
1.1 - Introdução	1
1.2 - Natureza das forças de excitação	2
1.3 - Caracterização das principais forças excitadoras em sistemas mecânicos	3
1.4 - Propriedades dos diversos sinais de excitação	9
1.5 - Noções sobre Processamento e análise de sinais	15

CAPÍTULO 2

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS EM SISTEMAS MECÂNICOS

2.1 - Introdução	18
2.2 - Modelo físico e matemático	18
2.3 - Formulação matemática para o processo de identificação no domínio do tempo	26
2.4 - Formulação matemática para o processo de identificação no domínio da frequência usando o espectro da excitação e da resposta	29
2.5 - Formulação matemática para o processo de identificação usando as funções de resposta em frequência	32
2.6 - Formulação matemática para o processo de identificação de forças no domínio da frequência	36

CAPÍTULO 3

MÉTODOS E TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO UTILIZADOS

	Página
3.1 - Introdução	39
3.2 - Método dos mínimos quadrados (MQ)	40
3.3 - Método das variáveis instrumentais (VI)	47
3.4 - Método da estimação sequencial (ES)	51

CAPÍTULO 4

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DIGITAL PARA VERIFICAÇÃO DO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO

4.1 - Introdução	56
4.2 - Resultados do processo de identificação de parâmetros no domínio do tempo	57
4.3 - Resultados do processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência usando o espectro da excitação e da resposta	69
4.4 - Resultados do processo de identificação de parâmetros usando as funções de resposta em frequência	77
4.5 - Resultados do processo de identificação de perturbações externas no domínio da frequência utilizando técnicas de estimação	89

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APÊNDICES

Apêndice 1 - Formulação matemática para o cálculo da Transformada de Fourier Discreta e algoritmo para o cálculo da Transformada Rápida de Fourier	109
Apêndice 2 - Formulação matemática do método de Runge-Kutta de quarta ordem e algoritmo utilizado	117
Apêndice 3 - Listagem em FORTRAN dos programas principais utilizados no processo de identificação	124
Apêndice 4 - Listagem em FORTRAN das sub-rotinas utilizadas no processo de identificação	

RESUMO

O objetivo deste trabalho é o estudo e desenvolvimento de diferentes formulações matemáticas no domínio do tempo e da frequência para identificação de parâmetros em sistemas mecânicos com ênfase na identificação de perturbações externas, utilizando os métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação sequencial.

Para tal são processadas simulações digitais no domínio do tempo e da frequência para verificação das formulações matemáticas desenvolvidas, e ainda são feitas análises e discussões sobre a eficiência das diversas técnicas de estimação aplicadas no processo de identificação de parâmetros. São comentados e discutidos também, os aspectos mais relevantes no tocante às propriedades dos sinais de excitação (periódicos, aperiódicos, etc.) e sua relação de causa-efeito em sistemas físicos reais.

Finalmente, são apresentados resultados do processo de identificação de forças no domínio da frequência, onde são verificados a validade do modelo matemático adotado bem como a eficiência dos diversos estimadores. Neste caso, investiga-se a influência do número de pontos de discretização dos sinais, o efeito do ruído sobreposto às respostas medidas e seu efeito nos valores das forças identificadas.

ABSTRACT

In this work different mathematical formulations in time and frequency domain are studied and developed to identify parameters in mechanical systems with emphasis in excitation forces identification using least square, instrumental variables and sequential estimation methods.

Digital simulations are processed in time and frequency domain to verify the mathematical formulations developed and also doing analysis and discussions about the efficacy of several estimation methods above described. Moreover are commented and discussed the more relevant aspects about excitation signals properties and its relation of cause-effect in physical systems.

Finally, are presented results of forces identification in frequency domain, where the validation of mathematical models are tested and moreover the efficiency of several estimators. In this case, the influence of point numbers in signals discretization, as well as the superposition of noise effect in response measurements and its effects at values of identified forces are investigated.

CAPÍTULO 1

CARACTERIZAÇÃO DAS FORÇAS EXCITADORAS E SINAIS DE EXCITAÇÃO

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 - INTRODUÇÃO

As máquinas rotativas em geral, sobretudo as de grande porte como turbinas a vapor, hidrogeradores e turbo-geradores, estão sujeitas a problemas de operação devido a presença de perturbações externas como na interação fluido-estrutura (perturbações aleatórias) ou mesmo devido a existência de excitações síncronas, causadas por desbalanceamento ou desalinhamento, que podem comprometer sobremaneira o funcionamento do sistema.

Em máquinas que operam a altas velocidades, a vibração devido ao desbalanceamento normalmente torna-se o fator mais expressivo no nível geral das vibrações. Entretanto, também em sistemas de grande porte, em que as massas dos rotores alcançam valores elevados, mesmo trabalhando em baixas rotações, a vibração devido ao desbalanceamento vem a ser de considerável importância. O conhecimento a "priori" da evolução no tempo e em frequência dos níveis de vibração a que estes sistemas são submetidos, torna-se uma importante ferramenta da manutenção preditiva, que através de instrumentação adequada permite prever de forma quantitativa possíveis falhas latentes em elementos importantes como eixos, mancais, engrenagens, etc. e programar uma eventual parada com segurança.

Geralmente as vibrações que ocorrem nas máquinas e estruturas - resultantes de perturbações de diversas naturezas - são indesejáveis, não somente por causa dos movimentos desagradáveis, o ruído e as tensões dinâmicas, que causam fadiga e conseqüente falha na estrutura, mas também pelas perdas de energia e a redução da performance que acompanham as vibrações [01].

Visando contribuir no sentido de se entender e minimizar tais problemas, inicialmente, apresenta-se uma descrição sucinta das principais fontes de excitação a que estas máquinas estão sujeitas, procurando-se estabelecer uma relação direta entre causa/efeito sobre as diferentes partes do sistema como um todo.

Em seguida, com vistas a se escolher o modelo matemático mais adequado para simulação digital, analisa-se brevemente, os principais tipos de sinais de excitação utilizados para o estudo do comportamento dinâmico de sistemas mecânicos em geral, enfatizando suas vantagens e desvantagens.

1.2 - NATUREZA DAS FORÇAS DE EXCITAÇÃO

As perturbações mais comuns encontradas nas diversas máquinas rotativas em geral, são de origem mecânica, hidráulica, elétrica e magnética, ou a combinação entre elas. Dependendo da sua natureza, estas se apresentam na forma de excitações harmônicas, transientes ou perturbações aleatórias, e são transmitidas para os mancais, estruturas e fundações.

As forças de excitação mecânica são originadas, principalmente, devido ao desbalanceamento das massas rotativas, defeitos de alinhamento ou centragem nas uniões entre as partes, atrito interno no material do eixo e atrito seco nos mancais ou interferência entre partes rotativas e estacionárias.

No tocante às forças hidráulicas, se o sistema trabalha sob condições de regime permanente e na faixa operativa normal, surgem componentes hidráulicas periódicas, cujas frequências estão diretamente relacionadas com a velocidade de rotação da máquina. Entretanto, durante condições transientes as componentes estocásticas tornam-se dominantes, produzindo um espectro de excitação cobrindo uma banda larga de frequências e amplitudes flutuantes, atingindo valores próximos da frequência de rotação da máquina [02].

As forças de origem elétrica e magnética possuem frequências bem definidas e bastante altas, não oferecendo assim, grandes riscos para o sistema. Porém, à medida que as

magnitudes destas forças atingem valores significativos, poderão ocorrer danos ou mau funcionamento de componentes elétricos e dispositivos.

1.3 - CARACTERIZAÇÃO DAS PRINCIPAIS FORÇAS EXCITADORAS EM SISTEMAS MECÂNICOS

1.3.1 - Forças devido ao desbalanceamento de massas rotativas

Entre os principais componentes das máquinas rotativas, os que podem estar desbalanceados são geralmente: eixos, rotores, acoplamentos, engrenagens e volantes. Em geral, estes desbalanceamentos são o resultado de defeitos ocorridos nas fases de projeto, fabricação, montagem e manutenção da máquina.

Para ilustrar a ação do desbalanceamento, considera-se um disco de massa M montado sobre um eixo que gira com velocidade angular ω (rad/s), apoiado em dois mancais conforme mostra a figura (1.3.1.1).

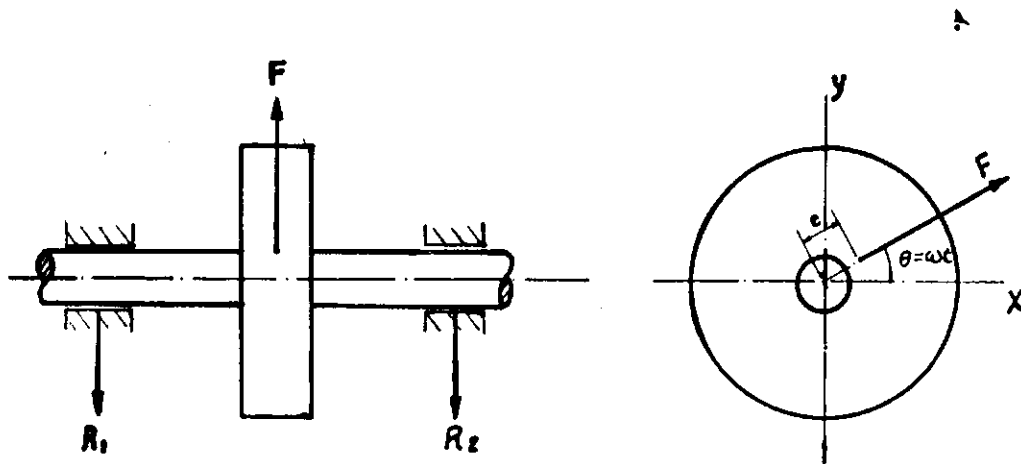


Figura 1.3.1.1 - Desbalanceamento de um rotor resultando em forças periódicas sobre os mancais

Considerando que o centro de massa do disco esteja deslocado de uma distância "e" (excentricidade) da linha de centro do eixo, e que o disco gira em torno desta linha, aparecerá uma força centrífuga F_c , expressa por,

$$F_c = M e \omega^2 = (G/g) (n \pi/30)^2 e = A G n^2 \quad (1.3.1.1)$$

onde, G é o peso do disco em Newtons, g é a aceleração da gravidade em m/s^2 e n a rotação do eixo em rpm. A força centrífuga resultante atua em um plano perpendicular à linha de centro do eixo, com frequência correspondente à rotação da máquina.

O desbalanceamento dos rotores em geral, pode ainda ser classificado em estático e dinâmico, onde o primeiro corresponde à excentricidade do centro de massa do rotor em relação ao eixo de rotação enquanto o segundo corresponde a uma inclinação do eixo principal de inércia em relação ao eixo de rotação. Maiores detalhes sobre as técnicas de balanceamento estático e dinâmico de rotores são encontrados na literatura [03, 04, 05, 06, 07].

1.3.2 - Forças devido a desalinhamento ou falta de centragem

A ocorrência destas forças podem ser causadas pelos seguintes fatores: existência de um ângulo entre as linhas de centro dos semi-eixos quando acoplados ou entre as linhas de centro do eixo de rotores, isto em decorrência da perda de perpendicularidade dessas linhas com os planos das faces dos acoplamentos. Estas irregularidades podem provocar uma espécie de rotação cônica no eixo, com um deslocamento radial produzindo vibrações com frequência correspondente à rotação do eixo.

A figura (1.3.2.1) mostra a angularidade entre as linhas axiais em consequência da perda de perpendicularidade do plano da flange do acoplamento em relação à linha de centro do eixo ou dos semi-eixos e rotores, resultantes da qualidade inferior dos eixos, ou de montagens imprecisas dos componentes. Este tipo de desalinhamento produz vibração com frequência dada por $n/60$ Hz, onde n corresponde à rotação do eixo em rpm.

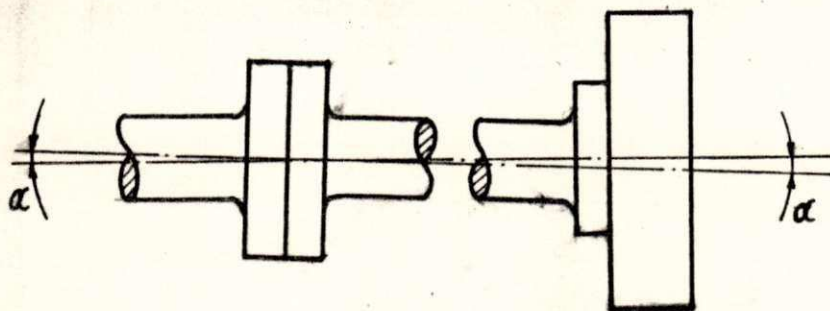


Figura 1.3.2.1 - Ângulo entre as linhas axiais dos eixos e rotores

A figura (1.3.2.2) mostra um dos defeitos de desalinhamento que é caracterizado pelo deslocamento lateral entre as linhas de centro dos eixos e rotores. Este defeito causa fortes vibrações nos mancais da máquina com frequência igual a duas vezes a rotação da máquina.

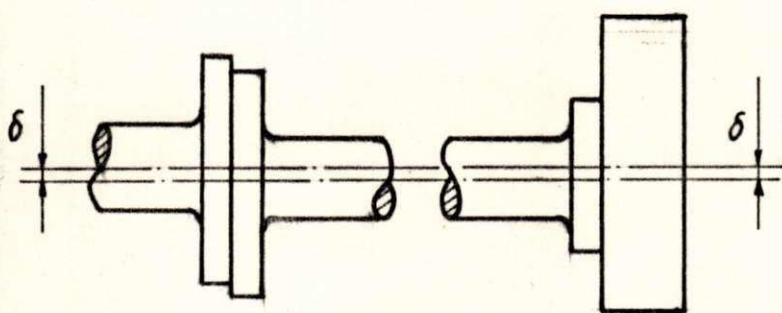


Figura 1.3.2.2 - Deslocamento lateral entre as linhas de centro dos eixos

Em todos os casos de centragem incorreta e angularidade entre os eixos da máquina, surgem forças perturbadoras que deformam o eixo e que são transmitidas para os suportes e estrutura da máquina. Tais problemas são detectados através da medição do nível geral de vibração na máquina, ou pelo nível de ruídos presentes no sistema. Estas medições podem ser obtidas diretamente através de instrumentação adequada (vibrômetros, captadores de ruído, etc.) e comparadas com os valores padrão estabelecidos pelos fabricantes [08].

1.3.3 - Vibrações auto-excitadas

Um caso interessante de vibração auto-excitada é aquele causado pela histerese interna do metal do eixo. A histerese é um desvio da lei de Hooke da tensão e deformação e aparece em muitos materiais submetidos a tensões do tipo alternada. Neste caso, uma fibra de um eixo rotativo como por exemplo o da figura (1.3.3.1a) que experimenta, alternativamente, tração e compressão, estabelece uma relação entre a tensão e a deformação que pode ser descrita por uma elipse, conforme mostra a figura (1.3.3.1b) bastante ampliada.

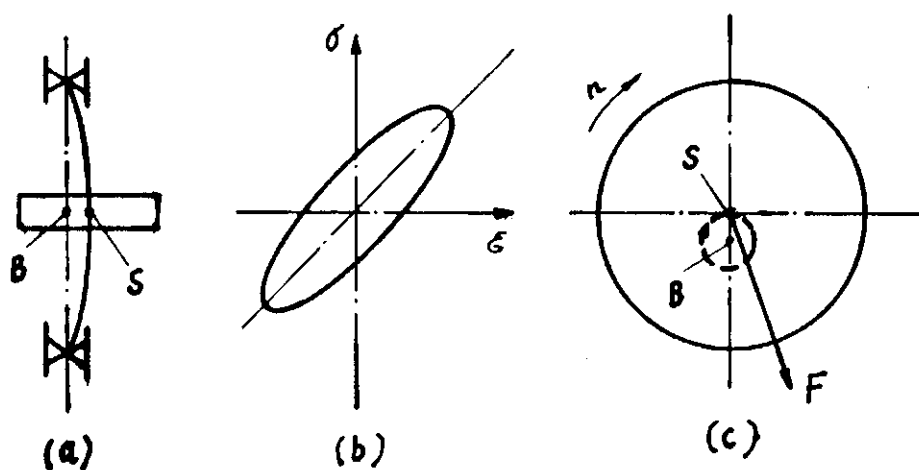


Figura 1.3.3.1 - Vibração auto-excitada devido ao atrito interno no material

Na presença de atrito interno do material, surge no eixo uma rotação excêntrica, cuja órbita pode ser vista na figura (1.3.3.1c). Durante o movimento de rotação excêntrica, o centro do eixo S descreve um círculo em torno de B, sobre a linha de centro do mancal. O ponto B é a posição normal ou de equilíbrio de S quando não há rotação excêntrica.

O sistema de tensões descrito resulta em uma força elástica F , conforme indicado na figura (1.3.3.1c), e tem não apenas uma componente no sentido de B (força elástica usual), mas também uma pequena componente para a direita, tendendo a acionar o eixo em sua trajetória de vibração excêntrica. Assim, caracteriza-se a vibração excêntrica auto-excitada no eixo.

A histerese interna do material do eixo age como amortecedor na vibração excêntrica abaixo da velocidade crítica, enquanto que, acima dessa velocidade, aparece uma vibração auto-excitada com frequência igual à frequência natural do sistema. A velocidade crítica é definida quando a frequência de rotação do eixo atinge a frequência natural do sistema, isto é, o sistema entra em ressonância [04, 09].

Vibrações auto-excitadas também podem ocorrer na presença de atrito seco nos mancais de guia, isto quando há uma lubrificação inadequada e folga radial excessiva entre o eixo e os segmentos do mancal, ou de forma geral, quando há interferência entre as partes rotativas e estacionárias.

A figura (1.3.3.2) mostra a seção transversal de um eixo sobre um mancal. Durante a rotação do eixo, este entra em contato com o mancal provocando a ação da força de atrito f_a' sobre o mancal e da força f_a sobre o eixo no ponto de contato. A força f_a entretanto, arrasta o eixo para baixo ou para outra direção tangente entre as superfícies de contato. A direção da força f_a muda conforme a posição do ponto de contato, tal que o eixo é acionado em torno da trajetória indicada pelo círculo tracejado, provocando violenta vibração excêntrica.

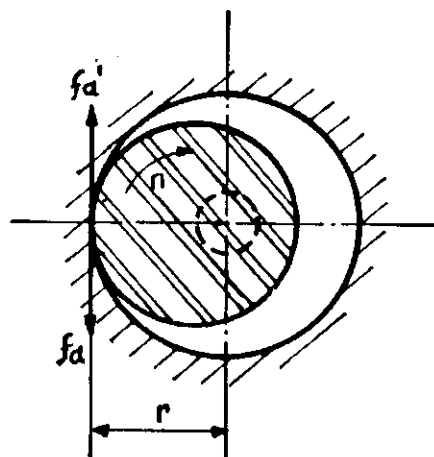


Figura 1.3.3.2 - Forças de atrito seco sobre um eixo-mancal

1.3.4 - Forças Hidráulicas

As perturbações que surgem pela passagem de fluido através das superfícies em movimento como no caso das pás de turbina, são diretamente transmitidas às paredes limites de fluxo e estabelecem componentes variáveis de forças e momentos hidráulicos sobre estes componentes.

As excitações hidráulicas podem provocar fortes vibrações no eixo da máquina, que, em conjunto com os mancais e suportes dos mesmos, formam um complicado sistema vibratório. As tensões e deformações no eixo e as forças sobre os mancais e fundações, não são apenas dependentes das forças hidráulicas aplicadas, mas também do comportamento vibracional do sistema como um todo. Outros problemas preocupantes são causados pela não uniformidade do fluxo sobre as pás e formação de vórtices pela passagem do fluido pela turbina, o que aumenta a dificuldade devido a necessidade de um estudo mais detalhado envolvendo a interação fluido-estrutura. Maiores detalhes sobre estes tipos de problemas são discutidos e analisados na literatura [10, 11].

1.3.5 - Forças de origem Elétrica e Magnética

Estas forças ocorrem, geralmente, em máquinas geradoras de energia elétrica e agem sobre os diferentes elementos da estrutura como no estator e mancais. Quando a máquina trabalha em regime constante de operação, as forças perturbadoras de origem elétrica podem ocorrer em função de diferentes causas, tais como: componentes de forças periódicas de interação entre rotor/estator do gerador, forças devido a não uniformidade de folga entre o rotor e o estator, e forças devido a eventuais curto-circuitos nas bobinas ou pólos do gerador.

Uma componente periódica em um pólo magnético surge com a corrente elétrica fluindo através das bobinas do gerador, formando um campo magnético com forças atuando radialmente em torno da periferia do rotor com frequência correspondente ao dobro da frequência de oscilação da corrente elétrica fornecida.

As forças de campo magnético entre rotor e estator possuem frequências de vibração tão altas que, somente irão ocorrer danos sob condições excepcionais. Em tal caso, o grande inconveniente é o alto nível de ruído.

As forças de desbalanceamento magnético agem como um desbalanceamento adicional da máquina e provocam forças dinâmicas pulsativas nos mancais. A excentricidade do rotor proveniente das tolerâncias de fabricação e da tolerância na variação do entre-ferro, é em geral, tão pequena que em máquinas de pequeno porte causa apenas um desbalanceamento magnético desprezível. Entretanto, para máquinas com rotor de grande diâmetro, tais assimetrias merecem maior atenção principalmente se estas apresentarem variação do entre-ferro superiores aos limites tolerados [12].

1.4 - PROPRIEDADES DOS DIVERSOS SINAIS DE EXCITAÇÃO

1.4.1 - Excitação Harmônica

Este tipo de sinal é o mais elementar que se pode obter em fenômenos físicos, como no caso das vibrações mecânicas oriundas de forças periódicas. Caracterizado por uma amplitude A , um ângulo de fase ϕ e uma frequência fundamental ω , a senoide é a base da análise espectral e da análise de sistemas lineares. Sua formulação é dada por,

$$F(t) = A \text{ Sen}(\omega t + \phi) \quad (1.4.1.1)$$

A figura (1.4.1.1) mostra este tipo de sinal gerado no domínio do tempo e da frequência.

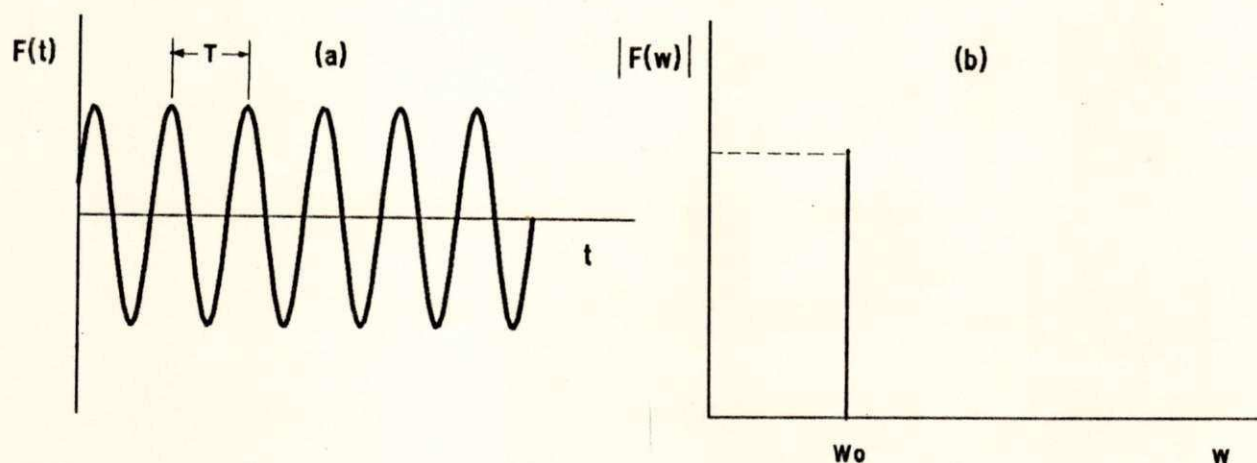


Figura 1.4.1.1 - Sinal de excitação senoidal no tempo (a) e em frequência (b)

Na análise de sinais é mais comum expressar frequências em ciclos por segundos ou Hertz, sendo esta dada pela relação

$$f = \omega / (2\pi) \quad (1.4.1.2)$$

O inverso da frequência f é o período T ou intervalo de tempo que a função leva para assumir o mesmo valor numérico, ou seja,

$$F(t) = F(t + nT) \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (1.4.1.3)$$

A utilização do sinal de excitação senoidal para o processo de identificação de parâmetros, requer o estabelecimento das equações necessárias para diferentes valores de frequência. Como toda energia está concentrada numa única frequência, constituir a função de resposta em frequência por este método de excitação pode ser muito longo e tedioso, uma vez que tem-se de repetir o processo para diferentes valores múltiplos de ω .

1.4.2 - Excitação Impulsional

Este tipo de sinal é muito comum nas vibrações transitórias geradas por forças descontínuas, como no caso de choques em estruturas ou forças atuantes em máquinas alternativas.

Conceitualmente, este sinal é superior ao teste com força senoidal a frequências discretas, por possuir uma faixa de frequência (0 a ω_{\max} max) que é inversamente proporcional ao intervalo de tempo de duração de aplicação da força. A figura (1.4.2.1) mostra este tipo de sinal no domínio do tempo e da frequência.

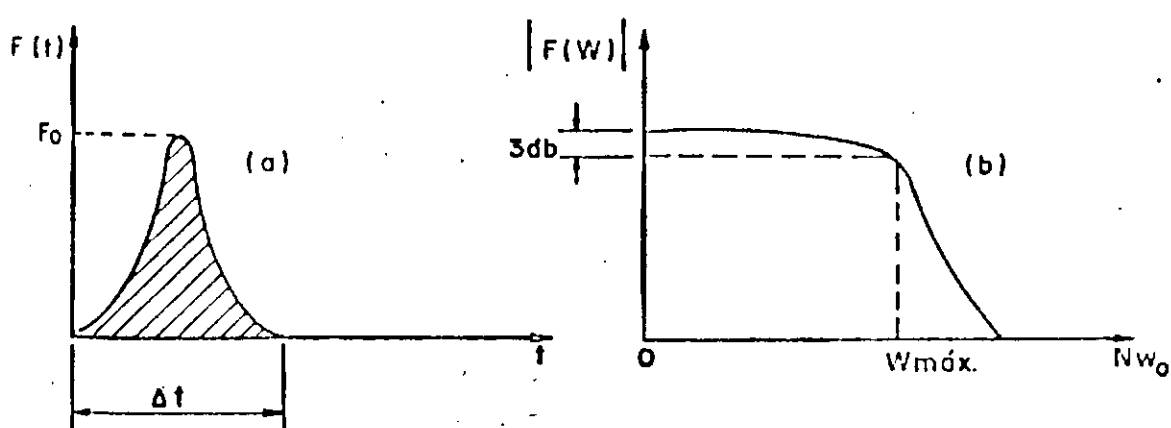


Figura 1.4.2.1 - Sinal de excitação impulsional no tempo (a) e em frequência (b)

Deste modo, para se garantir que a energia devido ao impulso excite com energia suficiente os modos de vibração do sistema, pode ocorrer que a amplitude da força assuma valores elevados, com o que as hipóteses de linearidade do sistema possam ser violadas.

1.4.3 - Excitação aleatória

Este tipo de sinal é caracterizado por um movimento oscilatório que não se reproduz identicamente a si mesmo, como é o caso dos movimentos periódicos. Portanto, só pode ser representado matematicamente através de uma série de relações probabilísticas. Pode-se, aliás, considerar que uma função aleatória é uma função periódica cuja periodicidade é igual a infinito e que esta função é constituída de uma infinidade de funções senoidais cuja frequência varia de uma forma contínua [13].

Algumas vibrações aleatórias, como por exemplo, a vibração gerada pelo fenômeno de cavitação sobre uma bomba, são caracterizadas por esta função.

Uma forma de se obter este sinal é utilizar os geradores de ruído através de algoritmos existentes na literatura [14, 15]. A figura (1.4.3.1) mostra este tipo de sinal gerado no domínio do tempo e da frequência.

Como a energia contida no sinal é distribuída para excitar os modos de vibração do sistema nas frequências de interesse, deve-se calcular a sua densidade espectral, porque corre-se o risco de se trabalhar com um sinal aleatório pobre em energia, não excitando de maneira conveniente os modos próprios de vibração.



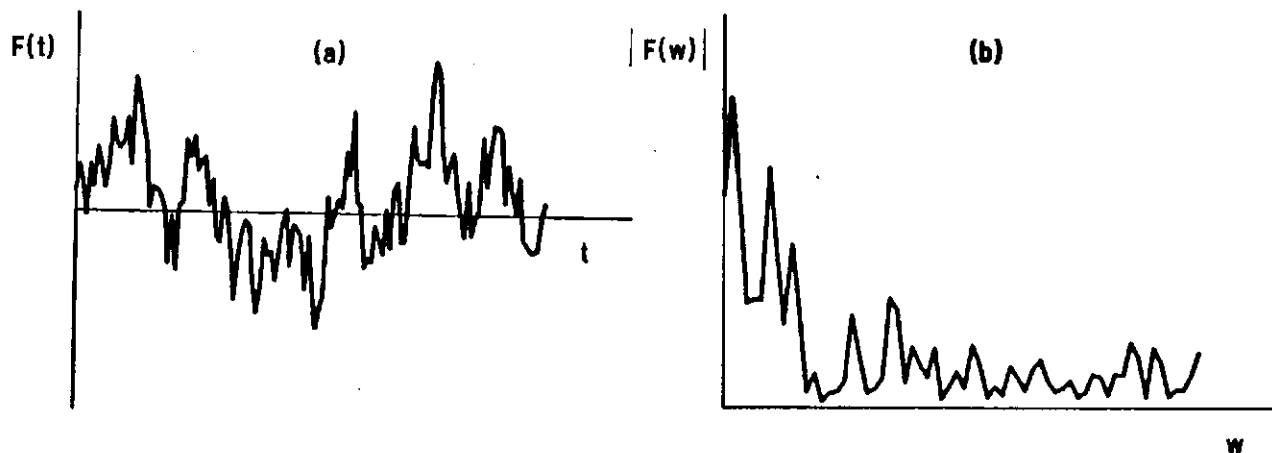


Figura 1.4.3.1 - Sinal de excitação aleatório no tempo (a) e em frequência (b)

1.4.4 - Excitação com Sinal Sintetizado

É possível, através do ajuste dos ângulos de fase das harmônicas que compõe um sinal, produzir um sinal com baixo fator de pico. Alguns casos de como gerar sinais no domínio do tempo a partir dos ângulos de fase para um dado espectro de potência são analisadas na referência [16].

Em particular, o sinal de excitação 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 das harmônicas 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,

$$\alpha_k = \frac{1}{(N-1)} \sum_{n=1}^N (\beta_n \beta_{n+k}) \quad (1.4.4.1)$$

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

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

$$Y_n(t) = \sum_{n=1}^N \beta_n \text{Cos}(n \omega t) \quad (1.4.4.2)$$

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

$$\beta_n = 1 - 2 \left[\phi_n / \pi \right] \quad (1.4.4.3)$$

onde, ϕ_n são os ângulos de fase dados por,

$$\phi_n = 1 - \pi \left[n^2 / (2N) \right] \quad (1.4.4.4)$$

O sinal de excitação gerado desta forma constitui-se num sinal de banda larga em frequência do tipo ruído branco, porém com as vantagens de ser periódico. A figura (1.4.4.1) mostra o sinal gerado no domínio do tempo e da frequência.

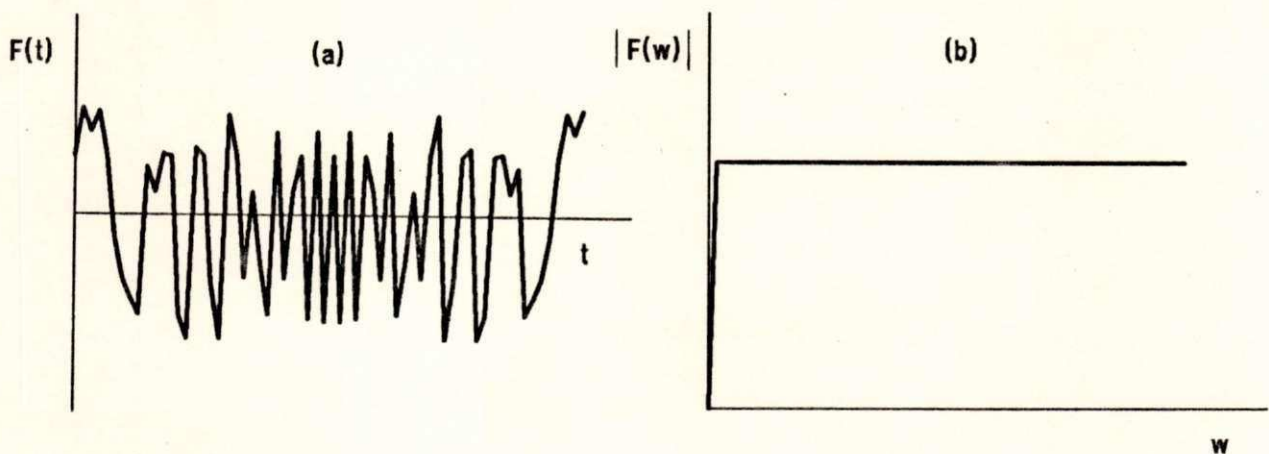


Figura 1.4.4.1 - Sinal de excitação sintetizado no tempo (a) e em frequência (b)

Algumas vantagens de se utilizar este sinal como fonte de excitação em sistemas mecânicos, objetivando a identificação de parâmetros, podem ser resumidas como segue [17]:

- 1) É um sinal com alto conteúdo frequencial do tipo ruído branco, onde a faixa de frequência pode ser pré-estabelecida;
- 2) Possui a vantagem de ser periódico;
- 3) Pode-se garantir a excitação persistente no sistema;
- 4) Pode ser facilmente implementado num 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 é excitado com um nível de energia uniforme, além do fato de se garantir as hipóteses de linearidade, caso o sistema seja linear.

1.5 - NOÇÕES SOBRE PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS

1.5.1 - Introdução

O processamento e análise de sinais é uma área que vem se desenvolvendo de forma impressionante nas duas últimas décadas. Seu campo de aplicação se estende a praticamente todas as áreas das chamadas ciências exatas, além de encontrar aplicações importantes nas ciências econômicas e médicas. Sempre que o comportamento dinâmico de um sistema - mecânico, elétrico, econômico, etc. - é estudado, os métodos de análise de sinais estão direta ou indiretamente envolvidos.

Na Engenharia Mecânica, o uso mais intensivo destes métodos se dá no estudo das vibrações mecânicas e da acústica. Um engenheiro mecânico hoje, principalmente se sua atividade estiver ligada ao projeto, construção ou manutenção de máquinas, equipamentos ou estruturas, deveria ter conhecimentos dos conceitos e métodos envolvidos bem como das principais aplicações da análise de sinais [18].

Técnicas de análise espectral e análise de "assinatura" para diagnóstico de máquinas e equipamentos para fins de manutenção preditiva, técnicas de impedância mecânica para caracterização de sistemas mecânicos, etc. se baseiam na utilização da Transformada de Fourier Discreta como ferramenta básica.

1.5.2 - Transformada de Fourier Discreta (TFD)

A Transformada de Fourier Discreta, basicamente, é um algoritmo que permite se fazer a conversão de um sinal discreto no domínio do tempo para o domínio da frequência ou vice-versa. A sua implementação pode ser realizada em "hardware" no que se convencionou chamar analisadores de Fourier ou em "software" em computadores de uso geral. No caso dos analisadores, as maiores vantagens são simplicidade de operação e rapidez do processamento, permitindo a análise em "tempo real", ou seja, com tempo de processamento menor que o tempo de aquisição do sinal. Porém, na maior parte das aplicações, a análise em tempo real não é necessária, sendo suficiente o uso de computadores. Some-se a isto a consideração fundamental de que no País já são fabricados mini-computadores científicos enquanto que todos os analisadores de Fourier são, hoje, importados.

A formulação matemática envolvida para o cálculo da TFD, bem como o algoritmo para cálculo da Transformada Rápida de Fourier, são apresentados no Apêndice 1. Um maior aprofundamento sobre o assunto em seus aspectos matemáticos pode ser encontrado na literatura [19].

1.5.3 - Propriedades Importantes na Análise de Sinais

1.5.3.1 - Correlação, Correlação Cruzada e Auto-correlação

A correlação nada mais é que uma medida de similaridade entre duas formas de onda, sendo essencialmente uma função do deslocamento temporal entre ambas. Quando ambas as

formas de onda são separadas e distintas, o processo é denominado correlação cruzada. A auto-correlação relaciona a comparação das formas de onda propriamente ditas. As técnicas de correlação são aplicadas para a localização e posicionamento das diversas fontes de excitação. Alguns casos típicos são descritos em [08].

1.5.3.2 - Espectro de Sinais, Auto-espectro e Espectro Cruzado

O espectro cruzado nada mais é que a transformada de Fourier da correlação cruzada, exprimindo a similaridade em função da frequência; trata-se, portanto, de um método de medir a similaridade entre dois sinais arbitrários no domínio da frequência, conforme definição de Lange [20]. Quando temos duas séries temporais e queremos verificar qual a função de densidade espectral a partir da transformada de Fourier, haverá necessidade de executar uma multiplicação de conjugados. Obter-se-á o produto amplitude x diferença dos dois sinais. Por outro lado, observa-se que a transformada de Fourier da função de correlação cruzada dá origem ao espectro cruzado do dois sinais, contendo exclusivamente as frequências presentes em ambas.

CAPÍTULO 2

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS EM SISTEMAS MECÂNICOS

2.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo, procura-se desenvolver toda a formulação matemática necessária para o processo de identificação, visando a sua implementação através de simulação digital e verificação dos resultados obtidos para os diferentes métodos de estimação utilizados. Para isto, inicialmente, apresenta-se o modelo matemático a ser utilizado como teste onde descreve-se suas principais propriedades e fenômenos físicos envolvidos de modo a permitir uma melhor compreensão dos problemas a serem analisados durante o processo de identificação.

Em seguida, apresentam-se três formulações matemáticas para verificação do processo de identificação de parâmetros: uma desenvolvida no domínio do tempo, a partir da equação de estado na forma discreta; e duas desenvolvidas no domínio da frequência - uma utilizando o espectro da excitação e da resposta obtida a partir das componentes reais e imaginárias dos sinais, e outra obtida diretamente, utilizando as funções de resposta em frequência.

Finalmente, apresenta-se a formulação matemática para identificação de forças no domínio da frequência, objetivo principal do trabalho, onde entre outros aspectos considera-se a presença de ruído sobre as respostas medidas, visando analisar o seu efeito sobre os métodos de estimação a serem investigados.

2.2 - MODELO FÍSICO E MATEMÁTICO

2.2.1 - Fundamentação Teórica

O modelo a ser utilizado neste trabalho consiste num sistema mecânico de 1 grau de liberdade do tipo massa-mola-amortecedor viscoso, conforme a disposição esquemática da figura (2.2.1.1).

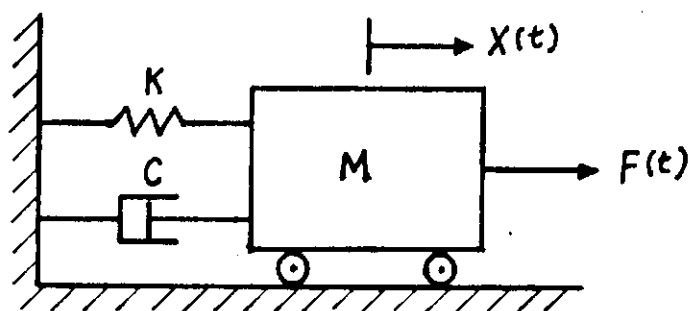


Figura 2.2.1.1 - Sistema mecânico de 1 gdl adotado

Tal sistema simplificado foi escolhido para facilitar a compreensão do comportamento dinâmico de sistemas mais complexos (vários graus de liberdade) e servir de base para compreensão de alguns fenômenos importantes na área de vibrações mecânicas, tais como ressonância, amortecimento e resposta à excitação.

O sistema físico em consideração, é constituído de uma massa M que desliza horizontalmente sobre uma superfície plana polida (sem atrito), sujeita a uma perturbação externa $F(t)$ que pode ser representada por uma fonte de excitação qualquer no tempo. A massa está conectada a uma mola de massa desprezível com constante de rigidez K e um amortecedor do tipo viscoso com constante de amortecimento C .

A partir da mecânica Newtoniana, a equação diferencial que descreve o seu movimento é dada por:

$$M \ddot{X}(t) + C \dot{X}(t) + K X(t) = F(t) \quad (2.2.1.1)$$

A solução da equação (2.2.1.1) geralmente tem duas partes. Se $F(t) = 0$, tem-se a equação diferencial do tipo homogênea, cuja solução corresponde fisicamente a uma "vibração livre amortecida". Com $F(t) \neq 0$, obtém-se a solução particular devido à excitação sem restrição da solução homogênea. Objetivando compreender melhor o papel do amortecimento, serão discutidos sucintamente cada um destes casos. Maiores detalhes são encontrados na literatura [09].

a) Vibração livre amortecida ($F(t) = 0$)

A equação geral do movimento (2.2.1.1) aplicada ao caso de excitação nula, torna-se uma equação diferencial homogênea do tipo:

$$M \ddot{X}(t) + C \dot{X}(t) + K X(t) = 0 \quad (2.2.1.2)$$

A solução geral desta equação é obtida por,

$$X(t) = e^{-z \omega_n t} \left(A_1 e^{\sqrt{(z \omega_n)^2 - (\omega_n)^2} t} + A_2 e^{-\sqrt{(z \omega_n)^2 - (\omega_n)^2} t} \right) \quad (2.2.1.3)$$

onde, $\omega_n = \sqrt{K/M}$ é a frequência natural do sistema em rad/s;

$C_c = 2 M \omega_n$ é o amortecimento crítico dado em N.s/m;

$z = C / C_c$ é o fator de amortecimento viscoso ;

A_1 e A_2 : são constantes determinadas de acordo com as condições iniciais $X(0)$ e $\dot{X}(0)$.

Da equação (2.2.1.3) observa-se que o primeiro termo $e^{-z \omega_n t}$ é simplesmente uma função do tempo exponencialmente declinante. O comportamento dos termos dentro do parêntese depende, entretanto, do valor numérico sob o radical ser positivo, zero, ou negativo.

Caso 1 : $z < 1$ (sistema subamortecido)

Na prática, este é o mais importante caso. A solução geral da equação (2.2.1.3) após algumas manipulações, fica

$$X(t) = A e^{-z \omega_n t} \text{Sen}(\omega_d t + \Phi) \quad (2.2.1.4)$$

onde, $\omega_d = \sqrt{1 - z^2} \omega_n$ é a frequência angular amortecida em rad/s

A e Φ : são constantes determinadas a partir das condições iniciais $X(0)$ e $\dot{X}(0)$.

Caso 2 : $z = 1$ (sistema criticamente amortecido)

Este caso, raramente, é encontrado em sistemas mecânicos. A resposta é aperiódica com solução dada por:

$$X(t) = e^{-\omega_n t} (A_1 + A_2 t) \quad (2.2.1.5)$$

Caso 3 : $z > 1$ (sistema superamortecido)

Este caso também é raro em sistemas mecânicos. A solução geral tem forma:

$$X(t) = A_1 e^{(-z \omega_n t + \sqrt{z^2 - 1} \omega_n t)} + A_2 e^{(-z \omega_n t - \sqrt{z^2 - 1} \omega_n t)} \quad (2.2.1.6)$$

A figura (2.2.1.2) mostra a vibração livre amortecida de um sistema de 1 gdl submetido à condições iniciais $X(0) = X_0$ e $\dot{X}(0) = 0$, com os fatores de amortecimento dados por: $z = 0.1$, $z = 1$, e $z = 3$.

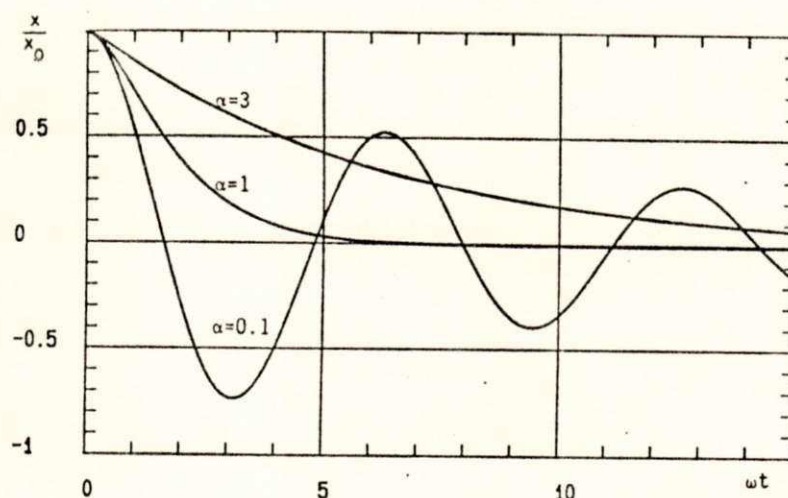


Figura 2.2.1.2 - Movimento livre de um sistema de 1 gdl para diferentes fatores de amortecimento

Nos três tipos de respostas, observa-se que $X(t)$ tende a zero com tempos crescentes, justificando-se assim ignorar a parte transiente da resposta forçada para grandes tempos.

b) Vibração forçada com excitação harmônica

A solução geral da equação (2.2.1.1) é a soma da solução da equação homogênea (2.2.1.2), e uma solução particular de (2.2.1.1). No caso mais frequente de amortecimento subcrítico ($z < 1$), tem-se que:

$$X(t) = A e^{-z \omega_n t} \text{Sen}(\omega_d t + \Phi) + (\text{solução particular}) \quad (2.2.1.7)$$

Freqüentemente, apenas o movimento de estado permanente é de interesse, isto é, o movimento do sistema existente após um tempo suficiente para que o movimento transiente da vibração se torne desprezível.

Um caso interessante de análise é o movimento excitado harmonicamente, onde se pode observar a importância dos parâmetros z e ω_n . Considerando a excitação senoidal dada por,

$$F(t) = F_0 \text{ Sen}(\Omega t) \quad (2.2.1.8)$$

onde, F_0 : é a amplitude da força de excitação em N

Ω : é a frequência de excitação em rad/s.

A equação geral do movimento (2.2.1.1) aplicada ao caso de excitação harmônica, torna-se,

$$M \ddot{X}(t) + C \dot{X}(t) + K X(t) = F_0 \text{ Sen}(\Omega t) \quad (2.2.1.9)$$

A solução de estado permanente tem a forma,

$$X(t) = X \text{ Sen}(\Omega t - \Phi) \quad (2.2.1.10)$$

onde, X : é a amplitude de oscilação em m;

Φ : é a fase do deslocamento, com relação à força de excitação.

Para se ter os valores da amplitude e da fase, substitui-se a equação (2.2.1.10) na equação (2.2.1.9). Lembrando que no movimento harmônico as fases da velocidade e da aceleração estão adiantadas de 90 e 180 graus, respectivamente, os termos da equação diferencial podem ser apresentadas graficamente, como na figura (2.2.1.3).

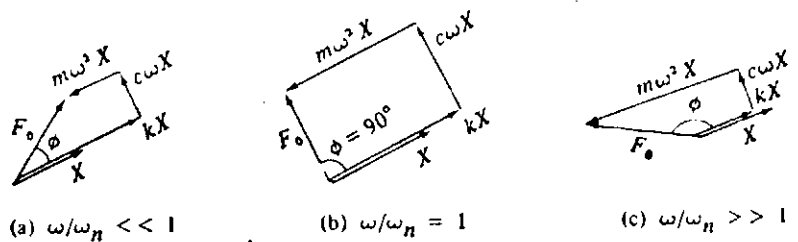


Figura 2.2.1.3 - Diagrama vetorial para vibração forçada harmonicamente com amortecimento

O diagrama da figura (2.2.1.3) permite concluir facilmente que,

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(K - M \Omega^2)^2 + (C \Omega)^2}} \quad (2.2.1.11)$$

e

$$\Phi = \text{Arctg} \frac{C \Omega}{K - M \Omega^2} \quad (2.2.1.12)$$

Expressando as equações (2.2.1.11) e (2.2.1.12) na forma não-dimensional, para permitir uma apresentação gráfica concisa dos resultados, obtém-se,

$$\frac{K X}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\Omega/\omega)^2]^2 + [2z(\Omega/\omega)]^2}} \quad (2.2.1.13)$$

e

$$\text{Tg } \Phi = \frac{2z(\Omega/\omega)}{1 - (\Omega/\omega)^2} \quad (2.2.1.14)$$

As equações (2.2.1.13) e (2.2.1.14) indicam que a amplitude não-dimensional e a fase Φ são funções apenas da razão de frequências (Ω/ω) e do fator de amortecimento z e podem ser representadas graficamente, como indica a figura (2.2.1.4). Essas curvas mostram que o fator de amortecimento tem uma grande influência na amplitude e no ângulo de fase, na zona de frequências próximas à ressonância.

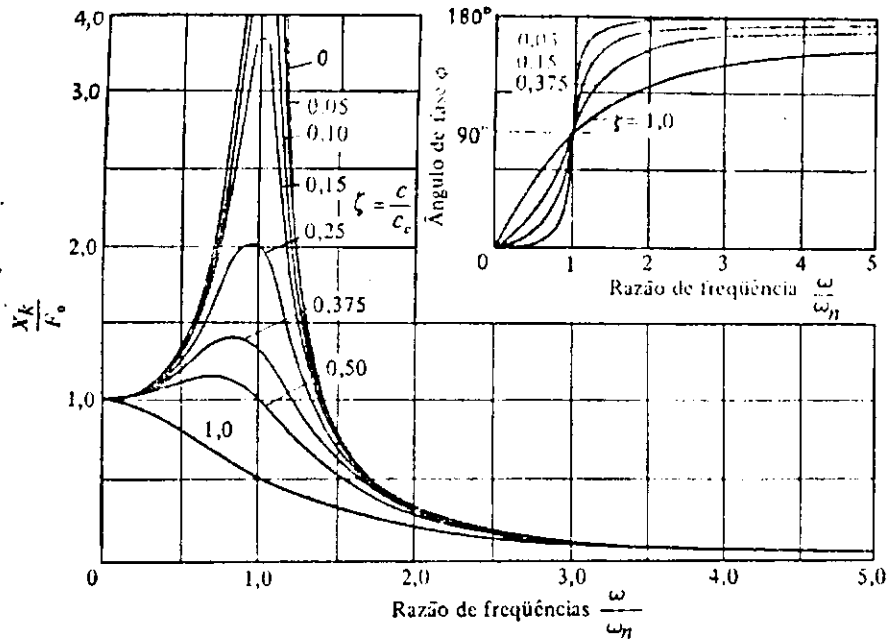


Figura 2.2.1.4 - Resposta do movimento de estado permanente do sistema de 1 gdl submetido a excitação senoidal

c) Vibração forçada com excitação aleatória

Nos itens anteriores, as respostas do sistema dinâmico a excitação eram representáveis por uma função matemática no tempo. No entanto, na prática existem muitos fenômenos que variam de forma aleatória e que dificilmente são possíveis de serem descritos por funções analíticas comuns.

Quando a equação diferencial não pode ser integrada, devido a excitação não ser expressa por funções analíticas simples, recorre-se aos métodos numéricos que são facilmente implementados num computador digital. A integração numérica é um processo pelo qual a equação diferencial de movimento é resolvida progressivamente em incrementos de tempo previamente definidos, a partir de algum tempo inicial t_0 até um tempo final t_f , obtendo-se assim a resposta do sistema na forma discreta. A solução é aproximada mas, dependendo da

escolha do intervalo de tempo de discretização, os resultados se aproximam bastante da solução exata.

Dentre os vários métodos existentes na literatura [21, 22] alguns que são bastante aplicados para resolver as equações do movimento de sistemas mecânicos no domínio do tempo são: Diferenças finitas, Newmark, Wilson, Runge-Kutta, etc. . A escolha do método que melhor se adapta ao processo de simulação digital depende de alguns fatores tais como: escolha do passo de integração, precisão do método, tempo de execução ou processamento, problemas de instabilidade numérica, etc. . Além disso, pode-se citar o efeito das propriedades dinâmicas do sistema, número de graus de liberdade e a natureza dos sinais de excitação a serem utilizados. Vantagens e desvantagens de cada um destes métodos são discutidos na literatura [23] .

2.3 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO NO DOMÍNIO DO TEMPO

2.3.1 - Dedução da equação de estado na forma discreta (tempo)

Considerando o sistema mecânico de um grau de liberdade representado pela equação (2.2.1.1), na forma,

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + K X = F \quad (2.3.1.1)$$

onde a dependência no tempo foi omitida para simplificar a notação.

Este sistema de equações diferenciais de segunda ordem pode ser reduzido a um sistema de equações diferenciais de primeira ordem, isolando-se o primeiro termo,

$$\ddot{X} = - \frac{C}{M} \dot{X} - \frac{K}{M} X + \frac{1}{M} F \quad (2.3.1.2)$$

e fazendo-se as seguintes substituições:

$$X_1 = X \quad \dot{X}_1 = \dot{X} \quad (2.3.1.3)$$

$$X_2 = \dot{X} \quad \dot{X}_2 = \ddot{X} \quad (2.3.1.4)$$

Escrevendo-se em termos das novas variáveis, obtém-se,

$$\dot{X}_1 = X_2 \quad (2.3.1.5)$$

$$\dot{X}_2 = -\frac{C}{M} X_2 - \frac{K}{M} X_1 + \frac{1}{M} F \quad (2.3.1.6)$$

Ou na forma matricial,

$$\begin{Bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} + \frac{1}{M} \begin{Bmatrix} 0 \\ F \end{Bmatrix} \quad (2.3.1.7)$$

Este sistema de equações pode ser representado na forma curta pela equação de estado,

$$\dot{X} = A X + B F \quad (2.3.1.8)$$

onde, X : vetor de estado, solução do sistema de equações diferenciais em termos das variáveis de estado (deslocamento e velocidade);

A : matriz do sistema contendo os coeficientes de rigidez e amortecimento, bem como outros parâmetros de interesse;

F : vetor de entrada contendo as forças de excitação;

B : matriz de distribuição.

Num problema clássico de simulação digital, os valores de A , B , F e as condições iniciais $X(0)$ e $\dot{X}(0)$ são grandezas conhecidas.

A equação (2.3.1.8) pode ser colocada na forma discreta dada por:

$$X(k+1) = (I + A \Delta t) X(k) + \Delta t B F(k) \quad (2.3.1.9)$$

onde Δt : é o intervalo de tempo de discretização;

$X(k)$: é o vetor de estado no instante $t = k$, $k = 1, 2, \dots, N$.

Fazendo as substituições com os valores de A , I , B , e $F(k)$ já conhecidas chega-se a,

$$X(k+1) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \Delta t \\ -\frac{K}{M} \Delta t & -\frac{C}{M} \Delta t \end{bmatrix} X(k) + \begin{Bmatrix} 0 \\ \Delta t \\ M \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ F(k) \end{Bmatrix} \quad (2.3.1.10)$$

Somando $[I] + [A \Delta t]$, mas agora colocando o índice no vetor de estado $X_1(k+1)$, a equação (2.3.1.10) fica,

$$X_1(k+1) = \begin{bmatrix} 1 & \Delta t \\ -\frac{K}{M} \Delta t & 1 - \frac{C}{M} \Delta t \end{bmatrix} X_1(k) + \begin{Bmatrix} 0 \\ \Delta t \\ M \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ F(k) \end{Bmatrix} \quad (2.3.1.11)$$

Para várias observações e fazendo-se a transposta da equação (2.3.1.11), obtém-se

$$\begin{bmatrix} X_1(2) & X_2(2) \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ X_1(k+1) & X_2(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1(1) & X_2(1) & F(1) \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ X_1(k) & X_2(k) & F(k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{K}{M} \Delta t \\ \Delta t & 1 - \frac{C}{M} \Delta t \\ 0 & \frac{1}{M} \Delta t \end{bmatrix} \quad (2.3.1.12)$$

Na forma matricial compacta, tem-se

$$[X^T (k+1)] = [X^T (k)] [\phi] \quad (2.3.1.13)$$

ou de forma mais conveniente,

$$[b] = [A] [\phi] \quad (2.3.1.14)$$

onde, $[b]$: matriz retangular de ordem $N \times 2$, contendo os vetores de deslocamento e velocidade no instante $t = k + 1$;

$[A]$: matriz retangular de ordem $N \times 3$, contendo os vetores de entrada (força de excitação); e saída (resposta em termos de deslocamento e velocidade) no instante $t = k$;

$[\phi]$: matriz retangular de ordem 3×2 , contendo os parâmetros a serem estimados.

Alguns resultados do problema de identificação no domínio do tempo, utilizando a formulação matemática acima desenvolvida, são apresentados em detalhes no capítulo 4, através de simulação digital para obtenção do valor de estado dado pela equação (2.3.1.13).

2.4 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA USANDO O ESPECTRO DA EXCITAÇÃO E DA RESPOSTA

2.4.1 - Dedução da equação no domínio da frequência (1)

Como mostrado anteriormente (item 2.3.1.2), a equação dinâmica do movimento do sistema adotado é dada por,

$$M \ddot{X}(t) + C \dot{X}(t) + K X(t) = F(t) \quad (2.4.1.1)$$

Admitindo que a força de excitação aplicada seja periódica e por ser o sistema linear, os sinais medidos podem ser expandidos em série de Fourier,

$$X(t) = \sum_{n=1}^N (X_n^c \cos n \omega t + X_n^s \sin n \omega t) \quad (2.4.1.2)$$

onde, $n \omega$: frequência angular da força de excitação;

X_n^c : componentes reais do espectro do sinal em frequência;

X_n^s : componentes imaginárias do espectro do sinal no domínio da frequência;

Derivando-se a equação (2.4.1.2) duas vezes, obtém-se

$$\dot{X}(t) = \sum_{n=1}^N (-X_n^c n \omega \sin n \omega t + X_n^s n \omega \cos n \omega t) \quad (2.4.1.3)$$

$$\ddot{X}(t) = \sum_{n=1}^N (-X_n^c n^2 \omega^2 \cos n \omega t - X_n^s n^2 \omega^2 \sin n \omega t) \quad (2.4.1.4)$$

O fato do sinal de excitação ser periódico, permite-nos também, de maneira similar, expandi-lo em série de Fourier, ou seja

$$F(t) = \sum_{n=1}^N (F_n^c \cos n \omega t + F_n^s \sin n \omega t) \quad (2.4.1.5)$$

Substituindo as equações (2.4.1.2) a (2.4.1.5) na equação diferencial (2.4.1.1), e omitindo-se o sinal de somatório obtém-se

$$\begin{aligned}
& M (-X_n^c n^2 \omega^2 \cos n \omega t - X_n^s n^2 \omega^2 \sin n \omega t) + \\
& C (-X_n^c n \omega \sin n \omega t + X_n^s n \omega \cos n \omega t) + \\
& K (X_n^c \cos n \omega t + X_n^s \sin n \omega t) = (F_n^c \cos n \omega t + F_n^s \sin n \omega t) \quad (2.4.1.6)
\end{aligned}$$

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

$$-C X_n^c n \omega \sin n \omega t + K X_n^s \sin n \omega t - F_n^s \sin n \omega t = M X_n^s n^2 \omega^2 \sin n \omega t \quad (2.4.1.7)$$

$$C X_n^s n \omega \cos n \omega t + K X_n^c \cos n \omega t - F_n^c \cos n \omega t = M X_n^c n^2 \omega^2 \cos n \omega t \quad (2.4.1.8)$$

simplificando os termos $\cos n \omega t$ e $\sin n \omega t$, temos

$$C X_n^s n \omega + K X_n^c - F_n^c = M X_n^c n^2 \omega^2 \quad (2.4.1.9)$$

$$-C X_n^c n \omega + K X_n^s - F_n^s = M X_n^s n^2 \omega^2 \quad (2.4.1.10)$$

colocando-se em forma matricial, obtém-se

$$\begin{bmatrix} X_n^s n \omega & X_n^c & -F_n^c \\ -X_n^c n \omega & X_n^s & -F_n^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C \\ K \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M X_n^c n^2 \omega^2 \\ M X_n^s n^2 \omega^2 \end{Bmatrix} \quad (2.4.1.11)$$

com $n = 1, 2, \dots, N$.

As equações (2.4.1.9) e (2.4.1.10) produzem $2N$ equações nas variáveis a serem medidas, ou seja, para N medidas a equação matricial (2.4.1.11) assume a forma,

$$\begin{bmatrix}
 X_1^s \omega & X_1^c & -F_1^c \\
 \vdots & \vdots & \vdots \\
 X_N^s N \omega & X_N^c & -F_N^c \\
 \dots & \dots & \dots \\
 -X_1^c \omega & X_1^s & -F_1^s \\
 \vdots & \vdots & \vdots \\
 -X_N^c N \omega & X_N^s & -F_N^s
 \end{bmatrix}
 \begin{Bmatrix}
 C \\
 K \\
 1
 \end{Bmatrix}
 =
 \begin{Bmatrix}
 M X_1^c \omega^2 \\
 \vdots \\
 M X_N^c N^2 \omega^2 \\
 \dots \\
 M X_1^s \omega^2 \\
 \vdots \\
 M X_N^s N^2 \omega^2
 \end{Bmatrix}
 \quad (2.4.1.12)$$

A equação matricial (2.4.1.12) pode ser colocada na forma curta,

$$[A] \{ \phi \} = \{ b \} \quad (2.4.1.13)$$

onde, $[A]$: matriz retangular de ordem $2N \times 3$, contendo os coeficientes de Euler-Fourier das forças aplicadas e dos deslocamentos na direção X ;

$\{ \phi \}$: vetor de ordem 3×1 , contendo os coeficientes a serem estimados e, portanto, desconhecidos;

$\{ b \}$: vetor de ordem $2N \times 1$, contendo os coeficientes de Euler-Fourier das forças de inércia na direção X .

2.5 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO USANDO AS FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

2.5.1 - Dedução da equação no domínio da frequência (2)

Existe uma relação direta entre a entrada e a saída de um sistema linear. Esta relação, que prevalece também para funções aleatórias, é representada pelo diagrama da figura 2.5.1.1.

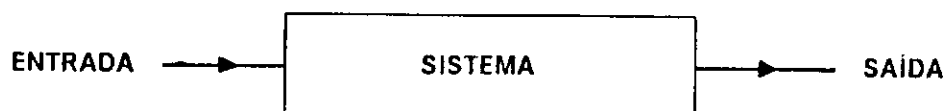


Figura 2.5.1.1 - Diagrama de bloco de um sistema linear

Considerando o sistema mecânico já definido pela equação diferencial,

$$M \ddot{X}(t) + C \dot{X}(t) + K X(t) = F(t) \quad (2.5.1.1)$$

e definindo a função de resposta em frequência como sendo a relação entre a entrada e a saída sob as condições de estado permanente, com a entrada igual a uma função harmônica no tempo com amplitude unitária dada por,

$$F(t) = e^{i\omega t} \quad (2.5.1.2)$$

e a saída do estado permanente dada por,

$$X(t) = H(\omega) e^{i\omega t} \quad (2.5.1.3)$$

derivando no tempo duas vezes, obtém-se

$$\dot{X}(t) = H(\omega) i\omega e^{i\omega t} = i\omega X(t) \quad (2.5.1.4)$$

$$\ddot{X}(t) = H(\omega) i^2 \omega^2 e^{i\omega t} = -\omega^2 X(t) \quad (2.5.1.5)$$

substituindo as equações (2.5.1.3) a (2.5.1.5) em (2.5.1.1) obtém-se

$$-\omega^2 M X + i\omega C X + K X = F \quad (2.5.1.6)$$

ou isolando-se os termos de X, encontra-se a função de resposta em frequência,

$$H(\omega) = \frac{1}{K - M\omega^2 + i\omega C} \quad (2.5.1.7)$$

onde, $i = \sqrt{-1}$.

Decompondo-se os vetores de resposta X e excitação F , que são grandezas complexas, em termos de suas componentes reais e imaginárias na forma

$$X = X^c + iX^s \quad (2.5.1.8)$$

$$F = F^c + iF^s \quad (2.5.1.9)$$

substituindo as equações (2.5.1.8) e (2.5.1.9) na equação (2.5.1.6)

tem-se

$$-\omega^2 M (X^c + iX^s) + i\omega C (X^c + iX^s) + K (X^c + iX^s) = F^c + iF^s \quad (2.5.1.10)$$

Reagrupando os termos do lado esquerdo e direito da equação (2.5.1.10), fica

$$-\omega^2 M X^c - \omega C X^s + K X^c = F^c \quad (2.5.1.11)$$

$$-\omega^2 M X^s + \omega C X^c + K X^s = F^s \quad (2.5.1.12)$$

Em forma matricial,

$$\begin{bmatrix} K - \omega^2 M & -\omega C \\ \omega C & K - \omega^2 M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X^c \\ X^s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F^c \\ F^s \end{Bmatrix} \quad (2.5.1.13)$$

ou na forma compacta,

$$[A_g] \{X\} = \{F\} \quad (2.5.1.14)$$

onde, $[A_g]$: matriz global do sistema de ordem 2×2 , contendo os parâmetros M, K, e C;

$\{ X \}$: vetor solução de ordem 2×1 ;

$\{ F \}$: vetor força de excitação de ordem 2×1 ;

O vetor solução de (2.5.1.14) é obtido diretamente em frequência em termos de suas componentes reais e imaginárias para cada frequência do vetor força de excitação, $\omega = n \omega_o$, sendo ω_o a frequência fundamental. Denominando a matriz de rigidez complexa como sendo,

$$K_c = K - \omega^2 M + i \omega C \quad (2.5.1.15)$$

e observando a equação (2.5.1.7), tem-se a relação:

$$K_c H(\omega) = 1 \quad (2.5.1.16)$$

separando a função de resposta em frequência em componentes reais e imaginárias obtém-se,

$$H = H^c + i H^s \quad (2.5.1.17)$$

onde foi omitida a dependência em relação à frequência para simplificar a notação.

Substituindo a equação (2.5.1.15) e (2.5.1.17) em (2.5.1.16) e levando em consideração os erros presentes nas medidas tem-se,

$$(K - \omega^2 M + i \omega C) (H^c + i H^s) = 1 + R \quad (2.5.1.18)$$

onde,

$$R = R^c + i R^s \quad (2.5.1.19)$$

é o vetor do ruído definido em termos de suas componentes reais e imaginárias.

Desenvolvendo a equação (2.5.1.18) e separando-a em componentes reais e imaginárias tem-se,

$$H^c K - \omega^2 H^c M - \omega H^s C = 1 + R^c \quad (2.5.1.20)$$

$$H^s K - \omega^2 H^s M + \omega H^c C = R^s \quad (2.5.1.21)$$

colocando em forma matricial e lembrando que $\omega = n \omega_o$, tem-se

$$\begin{bmatrix} H^c & -n \omega H^s & -n^2 \omega^2 H^c \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ H^s & n \omega H^c & -n^2 \omega^2 H^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K \\ C \\ M \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 + R^c \\ \dots\dots\dots \\ R^s \end{Bmatrix} \quad (2.5.1.22)$$

Portanto, a equação (2.5.1.22) pode ser dada na forma matricial compacta por,

$$[A] \{ \phi \} = \{ I_m \} \quad (2.5.1.23)$$

onde, $[A]$: matriz retangular $2N \times 3$, contendo as funções de resposta em frequência;

$\{ \phi \}$: vetor de ordem 3×1 , contendo os coeficientes a serem estimados e, portanto, desconhecidos;

$\{ I_m \}$: vetor de ordem $2N \times 1$, contendo os erros presentes nas medidas. Também denominada "matriz de identidade modificada complexa".

2.6 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE FORÇAS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA

2.6.1 - Dedução da equação no domínio da frequência (3)

Quando numa estrutura as respostas medidas são calculadas com um número de pontos igual ao número de pontos de excitação, as forças poderão ser estimadas pela simples inversão matricial [24],

$$\{ F(\omega) \} = [H(\omega)]^{-1} \{ X(\omega) \} \quad (2.6.1.1)$$

Se por outro lado, as respostas medidas são obtidas para um número maior de pontos em frequência, as forças podem ser estimadas por mínimos quadrados na forma [25],

$$\{ F(\omega) \} = \{ [H(\omega)]^T [H(\omega)] \}^{-1} [H(\omega)]^T \{ X(\omega) \} \quad (2.6.1.2)$$

onde T denota a transposta. Uma formulação matemática alternativa proposta por [23] baseada na equação (2.6.1.2) para a identificação de forças, consistiria em:

Primeiramente se estimar os parâmetros do sistema aplicando-se forças de excitação periódica conhecidas obtendo-se as funções de resposta em frequência. A solução por mínimos quadrados na equação (2.6.1.2), para os coeficientes de $\{ \phi \}$ é dado por,

$$\{ \hat{\phi} \}_{MQ} = \{ [A]^T [A] \}^{-1} [A]^T \{ b \} \quad (2.6.1.3)$$

Em seguida, estima-se as forças a partir da equação (2.5.1.13) rearranjada na forma:

$$\{ \hat{F} \}_{MQ} = [B] \{ \hat{\phi} \}_{MQ} \quad (2.6.1.4)$$

onde, a matriz [B] definida na equação (2.6.1.4) é constituída a partir das respostas medidas \hat{X} , e $\{ \hat{\phi} \}_{MQ}$ é o vetor dos parâmetros estimados através da equação (2.6.1.3).

Este mesmo método proposto pode ser também aplicado para o caso do estimador por variáveis instrumentais e estimação sequencial, mudando-se apenas as matrizes [A] e [B] obtidas por estes métodos.

Resultados de simulação digital do problema de identificação de forças são apresentadas com mais detalhes no capítulo 4, onde considera-se o efeito do ruído em cada estimador utilizado.

CAPÍTULO 3

MÉTODOS E TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO UTILIZADOS

3.1 - INTRODUÇÃO

A caracterização de sistemas físicos é uma preocupação antiga do homem que, através de observações experimentais e utilização de equações matemáticas, vem tentando compreender melhor o seu comportamento nos mais diferentes contextos, visando possuir um maior controle sobre os fenômenos e, se possível, fazer previsões.

Uma das áreas da engenharia que tem recebido bastante atenção nos últimos tempos, está relacionada com a "identificação de sistemas", onde existe a preocupação de se escolher equações matemáticas que descrevam adequadamente as relações existentes entre dados de entrada e saída para sistemas físicos reais. Para problemas essencialmente estáticos, as equações algébricas podem ser suficientes, no entanto, para problemas dinâmicos a questão é mais complexa, tornando-se obrigatório que as equações matemáticas tenham uma dependência no tempo.

Em dinâmica de sistemas mecânicos, um dos problemas que normalmente surge é o conhecimento prévio de certos parâmetros tais como rigidez, amortecimento, distribuição de massa, tipo de perturbação externa, etc.. Em dadas situações, é possível por via direta (método dos elementos finitos, matrizes de transferência, etc.) a determinação destes parâmetros. Em outras, é necessário recorrer a técnicas de estimação que, baseadas nos dados de entrada e saída encontra a "equivalência" entre o sistema em teste e o modelo adotado [26]. Portanto, partindo-se do pressuposto que o modelo matemático é conhecido, a identificação é um processo de determinar os parâmetros intrínsecos do sistema.

Existem diversas técnicas de estimação atualmente em uso, porém, no presente trabalho serão investigados os métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação

sequencial por permitirem uma análise no domínio do tempo e da frequência. Estes métodos serão verificados numa simulação digital de modo a permitir tirar conclusões sobre sua validade no processo de identificação, bem como ressaltar suas principais vantagens e desvantagens.

A seguir, é feita uma descrição sucinta das principais propriedades de cada método proposto, visando melhor clarificar alguns aspectos a serem considerados ao longo do trabalho. Maiores detalhes sobre a formulação matemática envolvida nestes métodos são encontrados na literatura [27, 28, 29].

3.2 - MÉTODO DOS MÍNIMOS QUADRADOS (MQ)

3.2.1 - Formulação Matemática

A obtenção da equação necessária à aplicação do método dos mínimos quadrados na estimação de parâmetros de sistemas mecânicos é sempre o resultado da formulação matricial na forma geral,

$$A \phi = b \quad (3.2.1.1)$$

onde, A : matriz retangular cujos elementos são compostos das medidas de entradas e/ou saídas;

ϕ : vetor dos parâmetros a serem estimados;

b : vetor de entrada (excitação).

Nas equações necessárias para análise dos dados, pressupõe-se que em todas as medidas estão presentes erros devido à falta de ajuste dos dados. A origem destes erros pode ser classificada em duas categorias distintas: erros aleatórios e erros de "bias" (sistemáticos). De acordo com Bendat [30], os principais tipos de erros são essencialmente devidos a:

1) ruídos em transdutores (de deslocamento, velocidade, aceleração);

- 2) ruídos introduzidos nos processos computacionais devido à falta de precisão numérica (truncamento);
- 3) ruídos que não são detectados nos pontos de entradas, mas que contribuem na saída passando pelo sistema;
- 4) problemas de não linearidades do sistema entre as entradas e saídas;
- 5) erros devido à baixa resolução em frequência na estimação da densidade espectral, etc.

Estes fatores constituem problemas cruciais no processo de identificação de parâmetros. O conhecimento prévio, se possível, da origem destes e de outros erros que eventualmente possam surgir, pode assegurar uma estimação razoável para os parâmetros do sistema.

Nestas condições, a equação (3.2.1.1) pode ser colocada na forma,

$$A \phi = b + \varepsilon \quad (3.2.1.2)$$

onde, ε é o erro obtido em cada medida efetuada.

Pelo princípio dos mínimos quadrados os parâmetros a serem estimados podem ser obtidos pela "minimização da soma dos quadrados dos erros" para cada medida, em relação aos valores calculados a partir dos parâmetros usados na equação (3.2.1.1).

Assim, a soma dos quadrados dos erros presentes pode ser escrita por,

$$E = \varepsilon^T \varepsilon = (b - A \phi)^T (b - A \phi) \quad (3.2.1.3)$$

Considerando que $b^T A \phi = \phi^T A^T b$ é um escalar, a equação (3.2.1.3) fica,

$$E = b^T b - 2 \phi^T A^T b + \phi^T A^T A \phi \quad (3.2.1.4)$$

Derivando a equação (3.2.1.4) em relação a ϕ de modo a minimizar o erro, isto é, fazendo $\partial E / \partial \phi = 0$, obtemos

$$A^T A \phi = A^T b \quad (3.2.1.5)$$

Dado que o produto $A^T A$ é uma matriz quadrada, podemos pré-multiplicar ambos os membros da equação (3.2.1.5) por $(A^T A)^{-1}$, dando

$$\hat{\phi}_{MQ} = [A^T A]^{-1} A^T b \quad (3.2.1.6)$$

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.

Na verdade, o mais usual é resolver o sistema linear da equação (3.2.1.5) por transformações matriciais de modo a triangularizar $A^T A$ usando métodos de resolução direta como Gauss, Cholesky, etc.. No entanto, a equação (3.2.1.6) pode ser resolvida diretamente, caso o produto matricial seja bem condicionado [22].

3.2.2 - Cálculo da matriz Variância - Covariância

Assumindo que os erros presentes nos valores de entrada são constantes e independentes, tendo média zero e variância constante, a equação da variância no valor de entrada pode ser escrito na forma,

$$\text{Var} [b] = \sigma^2 I \quad (3.2.2.1)$$

onde, σ^2 : é uma medida escalar e

I : é a matriz identidade.

Como não é possível obter o valor real da grandeza σ^2 , para se estimar a variância do erro no vetor de entrada, estabelece-se um valor estimado levando em consideração todas as grandezas medidas para o sistema.

Para se estabelecer a variância dos parâmetros desconhecidos considera-se em primeira instância a estimação por mínimos quadrados dos parâmetros desconhecidos de ϕ , dados pela equação (3.2.1.6). Se as medidas obtidas estão livres de ruído, o valor esperado dos coeficientes pode ser expresso por,

$$E \{ \hat{\phi} \} = E \{ [A^T A]^{-1} A^T b \} \quad (3.2.2.2)$$

Admitindo que os termos da matriz que contém as informações das saídas e entradas sejam constantes, pode-se escrever a equação (3.2.2.2) na forma,

$$E \{ \hat{\phi} \} = [A^T A]^{-1} A^T (\phi A) \quad (3.2.2.3)$$

o que simplificando conduz a,

$$E \{ \hat{\phi} \} = \phi \quad (3.2.2.4)$$

Fisicamente, a equação (3.2.2.4) dá uma indicação de uma estimação exata para os coeficientes identificados, isto é, não há efeito de "bias" nos coeficientes estimados - "estimação consistente" ou "não-biasada". Se as grandezas medidas retratam exatamente os dados do modelo físico real, então certamente ter-se-á uma estimação exata para os parâmetros do sistema. Ao longo do trabalho são feitas simulações para o sistema mecânico adotado diretamente em frequência como verificação da equação acima.

A situação mais realística no cálculo da matriz de variância - covariância dos parâmetros desconhecidos de ϕ é considerar o erro que se comete em cada medida que é processada. Considerando novamente a equação (3.2.1.6) e admitindo que o erro presente em cada medida, possa ser expressa pela equação (3.2.1.2), tem-se

$$\hat{\phi} = [A^T A]^{-1} A^T (\phi A + \varepsilon) \quad (3.2.2.5)$$

Desenvolvendo esta equação de forma conveniente, obtém-se

$$E[\hat{\phi}] = \phi + \bar{A} \varepsilon \quad (3.2.2.6)$$

onde,

$$\bar{A} = [A^T A]^{-1} A^T \quad (3.2.2.7)$$

A covariância do estimador $\hat{\phi}$ pode ser dada por,

$$\text{Cov}[\hat{\phi}] = E\{[\hat{\phi} - E(\hat{\phi})][\hat{\phi} - E(\hat{\phi})]^T\} \quad (3.2.2.8)$$

Substituindo a equação (3.2.2.6) na equação (3.2.2.8) obtém-se,

$$\text{Cov}[\hat{\phi}] = E[(\bar{A} \varepsilon \varepsilon^T) \bar{A}^T] \quad (3.2.2.9)$$

como os termos das matrizes \bar{A} e \bar{A}^T são constantes, então

$$\text{Cov}[\hat{\phi}] = \bar{A} E[\varepsilon \varepsilon^T] \bar{A}^T \quad (3.2.2.10)$$

Definindo o valor esperado do quadrado do erro no vetor de entrada por $\sigma^2 I$, que é uma grandeza escalar, fica

$$\text{Cov}[\hat{\phi}] = \bar{A} \sigma^2 \bar{A}^T \quad (3.2.2.11)$$

Substituindo o valor da matriz A dada pela equação (3.2.2.7) na equação (3.2.2.11), tem-se

$$\text{Cov}[\hat{\phi}] = [A^T A]^{-1} A^T \sigma^2 A [A^T A]^{-1} \quad (3.2.2.12)$$

O valor real de σ^2 é essencialmente desconhecido e deste modo precisa-se fazer uma estimativa desta grandeza.

Para se calcular o valor estimado de σ^2 , parte-se do pressuposto de que o valor médio do erro seja um valor nulo. Portanto a soma dos quadrados do erro pode ser dada por,

$$\hat{\varepsilon}^T \hat{\varepsilon} = (b - A \hat{\phi})^T (b - A \hat{\phi}) \quad (3.2.2.13)$$

Desenvolvendo a equação (3.2.2.13), obtém-se

$$\hat{\varepsilon}^T \hat{\varepsilon} = b^T b - \hat{\phi}^T A^T b \quad (3.2.2.14)$$

Portanto, o valor estimado para σ^2 pode ser obtido por,

$$\hat{\sigma}^2 = (b^T b - \hat{\phi}^T A^T b) / (Nt - Np) \quad (3.2.2.15)$$

onde, Nt : é o número total de medidas;

Np : é o número total de parâmetros estimados em ϕ .

Logo, a covariância dos parâmetros estimados em $\hat{\phi}$ na equação (3.2.2.10) fica,

$$\text{Cov} [\hat{\phi}] = [A^T A]^{-1} \hat{\sigma}^2 \quad (3.2.2.16)$$

Uma observação mais cuidadosa da equação (3.2.2.16) permite explicitar que a variância de cada parâmetro estimado é o simples resultado dos elementos da diagonal principal do produto matricial $[A^T A]^{-1}$ multiplicado pela grandeza estimada $\hat{\sigma}^2$.

As variâncias dos parâmetros estimados fornecem uma indicação de como os dados experimentais se ajustam ao modelo matemático idealizado. Um modelo exato de um sistema físico com dados reais livres de ruído indicariam variância e covariância zero na estimação dos parâmetros.

3.2.3 - Efeito de "bias" no método dos mínimos quadrados

Mostrou-se na explanação anterior, que o estimador por mínimos quadrados dos parâmetros desconhecidos do sistema, quando livre de ruídos, era consistente ou "não-biasado". O problema realmente surge quando aparecem alguns tipos de erros como os já mencionados, em pontos de entrada e/ou saída do sistema.

Os erros de "bias" nos parâmetros estimados podem ser definidos por [30], como

$$\Delta \phi = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (\hat{\phi}_n - \phi) = E \{ \hat{\phi} \} - \phi \quad (3.2.3.1)$$

onde, $\hat{\phi}_n$: valores dos parâmetros estimados

ϕ : valores reais dos parâmetros;

$E \{ \hat{\phi} \}$: valor esperado dos parâmetros para N medidas.

A estimação é consistente se $E \{ \hat{\phi}_n \} = \phi_n$.

A solução da equação (3.2.1.2), com a minimização por mínimos quadrados, fornece

$$\hat{\phi} = [A^T A]^{-1} A^T (\phi A + \varepsilon) \quad (3.2.3.2)$$

Se os valores teóricos dos parâmetros em ϕ são conhecidos, os erros de "bias" podem ser obtidos pela manipulação da equação (3.2.3.1) dando,

$$\Delta \hat{\phi} = E [A^T A]^{-1} A^T (\phi A + \varepsilon) \quad (3.2.3.3)$$

Sendo que a matriz A e o vetor de excitação b neste ponto, estão contaminados com ruído e podem ser decompostos na forma,

$$A = A_L + A_R \quad (3.2.3.4)$$

$$b = b_L + b_R \quad (3.2.3.5)$$

onde, A_L : matriz das medidas livres de ruído ;

A_R : matriz dos ruídos ;

b_L : vetor de excitação livre de ruído ;

b_R : vetor dos ruídos.

Fazendo analogia com a equação, $\varepsilon = b - A \phi$, com substituição das equações (3.2.3.4) e (3.2.3.5) e simplificando obtém-se,

$$\varepsilon = b_R + A_R \phi \quad (3.2.3.6)$$

que substituída na equação (3.2.3.3) conduz a,

$$\Delta \hat{\phi} = E \{ [(A^T A)^{-1} (A_L + A_R)^T (b_R + A_R \phi)] \} \quad (3.2.3.7)$$

A observação cuidadosa da equação acima, indica que os erros de "bias" nunca desaparecem quando o ruído está presente nas entradas e/ou saídas do sistema. O estimador dos mínimos quadrados nestas circunstâncias é "biasado" e os termos A_R^T , b_R e $A_R^T A_R \phi$, por inspeção da equação (3.2.3.7) conterão sempre a soma dos quadrados das componentes do ruído.

3.3 - MÉTODO DAS VARIÁVEIS INSTRUMENTAIS (VI)

3.3.1 - Formulação matemática

A idéia básica do algoritmo para processar a identificação de parâmetros de sistemas mecânicos no domínio da frequência usando o método das variáveis instrumentais foi inicialmente apresentada por Fritzen [31].

Fazendo-se uma pequena revisão teórica das propriedades estatísticas do estimador, sem contudo nos preocupar em apresentar todo o formalismo matemático que existe por trás do

método, primeiro define-se uma matriz " W_{VI} " denotada de matriz das variáveis instrumentais com as seguintes propriedades:

$$(1) \text{ P Lim } \left\{ \frac{1}{L} W_{VI}^T \varepsilon \right\} = 0 \\ L \rightarrow \infty$$

$$(2) \text{ P Lim } \left\{ \frac{1}{L} W_{VI}^T A \right\} \text{ não singular} \\ L \rightarrow \infty$$

onde, P Lim denota o limite de probabilidade, L denota o número de observações e "A" é a matriz das variáveis independentes, saídas e/ou entradas do sistema a ser considerado. As duas propriedades asseguram a consistência da estimação, o que significa

$$\text{P Lim } \left\{ \hat{\phi}_{VI} \right\} = \phi_0$$

Deste modo, quando o número de observações é suficientemente grande, tem-se que,

$$\text{Lim } E \left\{ \hat{\phi}_{VI} \right\} = \phi_0$$

No item anterior vimos que a correlação das variáveis independentes na matriz "A" e o erro " ε " era responsável pelos erros de "bias" definido pela equação (3.2.3.1). Este efeito agora é evitado devido a propriedade (1). Deste modo, a escolha da matriz das variáveis instrumentais " W_{VI} " é feita de forma a não se ter nenhuma correlação com o erro " ε ".

Colocando a equação (3.2.1.2) na forma,

$$\varepsilon = b - A \phi \tag{3.3.1.1}$$

e pré-multiplicando por " W_{VI}^T ", fica,

$$W_{VI}^T \varepsilon = W_{VI}^T b - W_{VI}^T A \phi \tag{3.3.1.2}$$

fazendo uso da propriedade (1) quando o número de observações tende ao infinito, a equação (3.3.1.2) fica,

$$\hat{\phi}_{VI} = [W_{VI}^T A]^{-1} W_{VI}^T b \quad (3.3.1.3)$$

Deste modo, a equação permite identificar os parâmetros desconhecidos de ϕ_{VI} . Neste ponto, pode-se notar, que a equação (3.3.1.3) possui a mesma estrutura da equação (3.2.1.6). A diferença reside na colocação da matriz das variáveis instrumentais " W_{VI}^T " ao invés da matriz " A^T ", e o fato de que o produto matricial $W_{VI}^T A$ não ser mais simétrico.

Um dos problemas cruciais que surge quando se usa o método das variáveis instrumentais, é a própria escolha da matriz " W_{VI} ". Young, sugere a construção da matriz " W_{VI} " considerando que as variáveis independentes medidas estejam livres de ruído [32]. Na prática, infelizmente, este procedimento é pouco realístico, mas pode ser aproximado pelo seguinte procedimento.

Um modelo auxiliar adicional é criado para gerar as variáveis auxiliares independentes como saídas, aqui denotadas por " V_{aux} ". Estas variáveis auxiliares incorporam a matriz " W_{VI} " conforme formos gerando as variáveis " V_{aux} ". A figura (3.3.1.1) mostra que os parâmetros " $\hat{\phi}_{VI}$ " da última estimação são calculados mediante um novo modelo auxiliar com os parâmetros $\hat{\phi}_{VI}$ (aux). Isto significa que, no caso de um ajuste ótimo entre o sistema e o modelo auxiliar, o mesmo produzirá " V_o " livres de ruído. Do ponto de vista estatístico isto significa máxima correlação das variáveis instrumentais "através do modelo auxiliar" com os sinais livres de ruído.

Wong e Polak [33] chamam estas variáveis de "variáveis ótimas", ou seja, $V_{aux} = V_o$ correspondendo às respostas livres de ruído e $W_{VI} = A_o$, matriz das variáveis instrumentais.

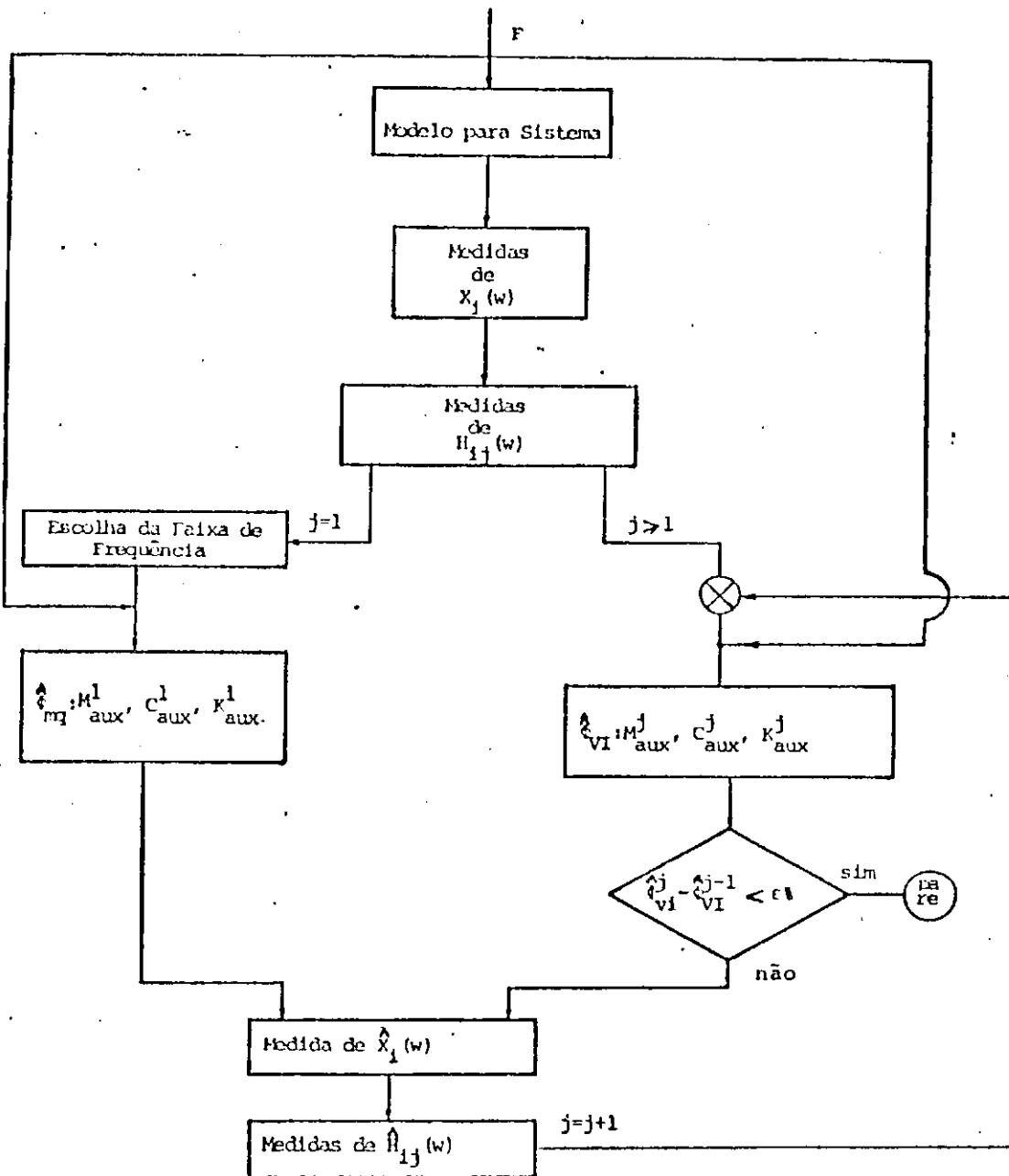


Figura 3.3.1.1 - Diagrama para o processo de identificação usando variáveis instrumentais

3.3.2 - Procedimento para o método das Variáveis Instrumentais

Na prática, o seguinte procedimento iterativo é adotado:

- 1) inicia-se a identificação usando o método dos mínimos quadrados tomando-se o resultado da estimação $\hat{\phi}_{MQ}$ como parâmetros de um modelo auxiliar inicial;

- 2) calcula-se as variáveis instrumentais "Vaux" através do modelo auxiliar;
- 3) gera-se $W_{VI}^T A$ e $W_{VI}^T b$ e estima-se $\hat{\phi}_{VI}$;
- 4) atualiza-se o modelo auxiliar através do modelo identificado fazendo-se $\hat{\phi}_{aux} = \hat{\phi}_{VI}$;
- 5) compara-se os parâmetros $\hat{\phi}_{VI}$ da estimação e aquele do último passo. Se o resultado tende para valores estáveis (convergência) para-se o processo, caso contrário, volta-se para o passo 2.

Deve-se mencionar que uma das vantagens adicionais do método das variáveis instrumentais, é que não existe nenhuma restrição com relação ao modelo (propriedades dinâmicas do sistema), bem como, restrições com relação às propriedades estatísticas do ruído, ou seja, distribuição normal, variância, etc.

3.4 - MÉTODO DA ESTIMAÇÃO SEQUENCIAL (ES)

3.4.1 - Formulação Matemática

O procedimento para estimação sequencial é desenvolvida pela atualização dos parâmetros estimados para cada nova medida que é adicionada. Uma das vantagens deste método é que a inversão matricial pode não ser necessária. Outra vantagem é que a capacidade de memória do computador pode ser grandemente reduzida, quando comparado com o método dos mínimos quadrados e variáveis instrumentais que utilizam todas as medidas para proceder a estimação.

No presente trabalho, são apresentadas duas formulações sequenciais diferentes: o método direto envolvendo matrizes inversas de ordem $p \times p$, onde p é o número de parâmetros a serem estimados, e o método alternativo, mais recomendado por [34], que possibilita a utilização de inversas escalares.

a) Método direto (usando inversão normal)

Se $\hat{\phi}(k-1)$ é o resultado da estimação baseada em $k-1$ medidas, isto é, no tempo t_{k-1} , com os novos dados em t_k pode-se obter a nova estimação de $\hat{\phi}$ pelas equações:

$$\hat{\phi}_{ES}(k) = \hat{\phi}_{ES}(k-1) + P_E(k) A^T(k) [b(k) - A(k) \hat{\phi}_{ES}(k-1)] \quad (3.4.1.1)$$

e,

$$P_E(k) = [P_E^{-1}(k-1) + A^T(k) A(k)]^{-1} \quad (3.4.1.2)$$

onde, $A(k)$: matriz retangular contendo os vetores de excitação e resposta do sistema no tempo $t = k$;

$b(k)$: matriz retangular contendo os vetores de resposta do sistema no tempo $t = k + 1$;

$\hat{\phi}(k)$: vetor dos coeficientes a serem estimados;

$P_E(k)$: matriz covariância dos parâmetros a serem estimados de ordem $p \times p$.

b) Método indireto (usando inversão escalar)

O trabalho de se encontrar a inversa da matriz na equação (3.4.1.2) para cada tempo t , pode ser reduzido, utilizando as seguintes relações matriciais:

$$P_E(k) = P_E(k-1) - P_E(k-1) A^T(k) [1 + A(k) P_E(k-1) A^T(k)]^{-1} A(k) P_E(k) \quad (3.4.1.3)$$

Como $P_E(k)$ é uma matriz de ordem $p \times p$, enquanto que a matriz do lado direito que deve ser invertida é de ordem $m \times m$, esta torna-se uma simples inversão escalar, pois $m = 1$. Como observação adicional, é importante ressaltar que a inversão escalar deve ser recomendada em situações onde o cálculo da matriz inversa apresenta problemas de resolução e precisão, como por exemplo nos casos de sistemas de muitos graus de liberdade. Porém, para o presente caso (sistema de 1 gdl), verificou-se que ambos os métodos apresentam resultados idênticos, preferindo-se então utilizar o método direto devido ao menor número de operações matriciais envolvidas no processo de identificação.

3.4.2 - Procedimento para Estimação Sequencial

O método sequencial aplicado ao sistema mecânico envolve os seguintes passos:

- 1) em $t = 0$, inicializa-se o processo com $P_E(0)$, e $\hat{\phi}(0)$ fazendo-se $k=1$;
- 2) faz-se a leitura dos dados de $A(k)$ e $b(k)$ obtidos da equação de estado do sistema;
- 3) calcula-se a matriz covariância $P_E(k)$ pelas equações (3.4.1.2) ou (3.4.1.3) ;
- 4) calcula-se os coeficientes estimados pela equação (3.4.1.1);
- 5) faz-se $k = k + 1$ e volta ao passo 2.

A figura (3.4.1.1) mostra a seqüência computacional necessária para a aplicação do método sequencial. Para o cálculo do valor inicial de $P_E(0)$, utiliza-se os p primeiros pontos de medidas, como segue:

$$P_E(0) = \left[\sum_{j=1}^p A^T(j) A(j) \right]^{-1} \quad (3.4.2.1)$$

se for utilizado menos que p pontos, a matriz torna-se singular e P_E não pode ser calculada. Os valores iniciais dos coeficientes estimados podem ser assumidos zero, isto é,

$$\hat{\phi}(0) = 0 \quad (3.4.2.2)$$

O processo de estimação continua até que os valores estimados atinjam valores estáveis (convergência).

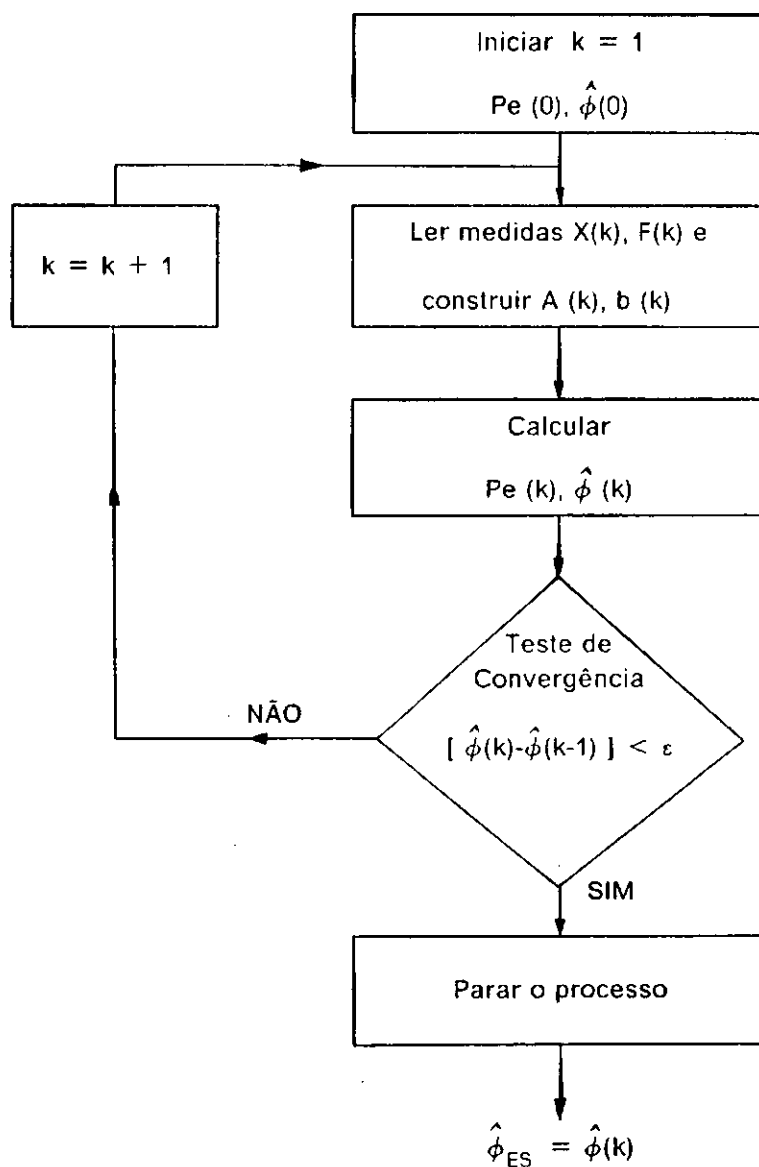


Figura 3.4.1.1 - Sequência computacional para implementação da estimação sequencial (ES)

3.4.3 - Vantagens da estimação sequencial

- 1) O método é geral podendo incluir vários estimadores como mínimos quadrados, máxima verossimilhança, máximo a posteriori, etc.;

- 2) se o problema pode ser formulado de modo a existir apenas uma medida independente para cada tempo t , apenas um escalar é necessário de ser invertido, não importando quantos parâmetros estejam presentes. Neste caso, não há equações simultâneas a serem resolvidas;
- 3) no caso de se introduzir ruído no sistema, é possível se obter boa estimação utilizando a estimacão sequencial em conjunção com o filtro de Kalman para cada grupo de medidas $z(k)$, conforme recomendado por [34];

CAPÍTULO 4

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DIGITAL PARA VERIFICAÇÃO DO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO

4.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo, são apresentados resultados de simulação digital para verificação da formulação matemática desenvolvida para o processo de identificação no domínio do tempo e da frequência aplicado ao sistema mecânico de um grau de liberdade adotado.

Para isto, inicialmente, procura-se simular o sistema no tempo obtendo-se a equação de estado através do método de Runge-Kutta de quarta ordem. A resposta obtida é aplicada ao modelo matemático através da formulação desenvolvida para o processo de identificação no domínio do tempo - usando a formulação discreta, e da frequência - utilizando o espectro da excitação e da resposta. Os métodos de solução para obtenção do vetor dos parâmetros corresponde aos métodos dos mínimos quadrados e estimação sequencial, sendo dada ênfase na escolha do intervalo de tempo de discretização aplicado ao integrador, bem como o número de pontos adotados na discretização dos sinais e sua influência sobre os coeficientes identificados.

Em seguida, procura-se simular o sistema utilizando as funções de resposta em frequência. Para isto, obtém-se o vetor de excitação e resposta diretamente em frequência em termos de suas componentes reais e imaginárias, e aplica-se a formulação desenvolvida em frequência. Os métodos de solução para obtenção do vetor dos parâmetros corresponde aos métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação sequencial, onde considera-se entre outros aspectos o ruído presente nas saídas medidas e o seu efeito sobre cada método investigado.

Finalmente, após a experiência adquirida no processo de identificação de parâmetros do sistema mecânico em consideração, procura-se aplicar a formulação matemática desenvolvida para identificação de perturbações externas no domínio da frequência utilizando as diversas técnicas de estimação. Neste caso, procede-se a simulação digital diretamente em frequência e obtém-se as forças estimadas para cada método de identificação. Algumas conclusões sobre a validade do modelo matemático adotado e sobre o efeito do ruído nas forças estimadas utilizando os três métodos de identificação de forças são analisadas e discutidas.

4.2 - RESULTADOS DO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS NO DOMÍNIO DO TEMPO

4.2.1 - Descrição do processo

As equações necessárias para o processo de identificação do sistema de um grau de liberdade no domínio do tempo, usando-se o mesmo procedimento do Capítulo 2 (item 2.3), podem ser colocadas na forma,

$$[b] = [A] [\phi] \quad (4.2.1.1)$$

com a matriz [b] dada por,

$$[b] = \begin{bmatrix} X_1 (2) & X_2 (2) \\ \vdots & \vdots \\ X_1 (k+1) & X_2 (k+1) \end{bmatrix} \quad N \times 2 \quad (4.2.1.2)$$

contendo os vetores de deslocamento e velocidade no instante de tempo $t = k + 1$,

$$[A] = \begin{bmatrix} X_1(1) & X_2(1) & F_t(1) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ X_1(k) & X_2(k) & F_t(k) \end{bmatrix} \quad N \times 3 \quad (4.2.1.3)$$

contendo os vetores de entrada (excitação) e saída (resposta em termos de deslocamento e velocidade) no instante de tempo $t = k$, $k = 1(1)N$, e $[\phi]$ dado por,

$$[\phi] = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{K}{M}Dt \\ Dt & 1 - \frac{C}{M}Dt \\ 0 & +\frac{1}{M}Dt \end{bmatrix} \quad 3 \times 2 \quad (4.2.1.4)$$

contendo os parâmetros a serem estimados.

Observando-se a matriz dos coeficientes $[\phi]$ verifica-se que é possível, além de estimar os parâmetros de rigidez e amortecimento, identificar também, o intervalo de tempo de discretização e as constantes 0 e 1.

A equação (4.2.1.1) pode ser implementada em computador digital (vide programas MQTEMP e ESTEMP desenvolvidos em Fortran - Apêndices 3.1 e 3.2), e os coeficientes estimados obtidos de,

$$\hat{1} = \hat{\phi}(1,1) \quad \hat{Dt} = \hat{\phi}(2,1) \quad (4.2.1.5)$$

$$\hat{K} = -\hat{\phi}(1,2) \frac{M}{Dt} \quad \hat{C} = [1 - \hat{\phi}(2,2)] \frac{M}{Dt} \quad (4.2.1.6)$$

A figura (4.2.1.1) mostra o diagrama de blocos para o processo de identificação no domínio do tempo usando os estimadores dos mínimos quadrados (MQ) e estimação sequencial (ES).

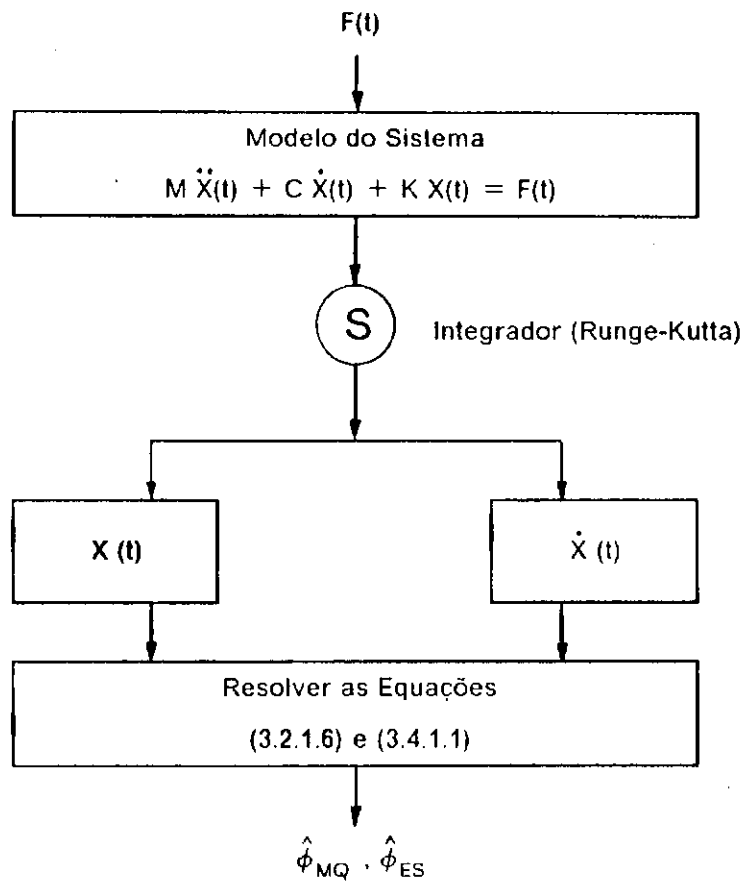


Figura 4.2.1.1 - Diagrama de blocos para o processo de identificação no tempo usando os estimadores MQ e ES

4.2.2 - Resultados de simulação digital para o processo de identificação no tempo

Como primeira verificação da formulação matemática para o processo de identificação de parâmetros no domínio do tempo, considera-se o sistema mecânico representado pela equação,

$$M \ddot{X}(t) + C \dot{X}(t) + K X(t) = F(t) \quad (4.2.2.1)$$

onde os parâmetros de massa, rigidez, amortecimento e amplitude do vetor força de excitação tomados como referência são dados na tabela (4.2.2.1).

Tabela 4.2.2.1 - Valores dos parâmetros adotados para verificação do processo de identificação

Massa M	Rigidez K	Amortec. C	Ampl. Força Fo	Num. Pontos
10 Kg	500 N/m	50 Ns/m	5 N	Nt, Nf

O vetor força de excitação usado como entrada no sistema mecânico adotado, corresponde ao sinal de Schroeder, face às vantagens que este apresenta - conforme já discutidas no Capítulo 1.

Para obtenção da resposta em termos de deslocamento e velocidade, procurou-se utilizar o método de solução numérica de Runge-Kutta de quarta ordem, uma vez que este apresenta grande simplicidade de implementação, é auto-inicializável, e apresenta boa precisão para os fins a que se destina. O passo ou intervalo de tempo de discretização no processo de resolução numérica será aqui denotado por Δt .

Teoricamente, quanto menor o intervalo de tempo de discretização mais próximo da solução exata estará a solução numérica. No entanto, a escolha do passo de integração não é um problema simples. Ela pode depender tanto das propriedades dinâmicas do sistema, como da natureza dos sinais de excitação. Além disso, no processo de resolução numérica via computador digital, geralmente, ocorrem erros de arredondamento e truncamento que podem comprometer sobremaneira os resultados obtidos.

Para simular o sistema descrito pela equação (4.2.1.1), escolheu-se inicialmente como teste, fixar um valor arbitrário para o intervalo de tempo de discretização ($\Delta t = 0.05$ seg) e variar o número de pontos no tempo.

Um outro procedimento consistiria em manter o número de pontos fixo e variar o intervalo de tempo de discretização dos sinais de entrada e saída. Com isto seria possível estabelecer um intervalo de tempo de discretização "ótimo" e obter medidas convenientes dos sinais de deslocamento e velocidade. Este procedimento será discutido mais adiante.

As figuras (4.2.2.1) e (4.2.2.2) mostram, respectivamente, os sinais de excitação no tempo e seu espectro em frequência, gerados via computador digital a partir dos valores tomados como referência na tabela (4.2.1.1), e assumindo-se 128 pontos para a discretização do sinal no tempo.

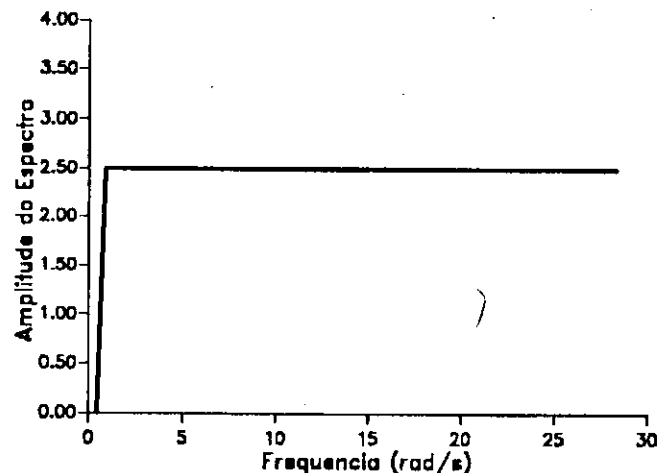
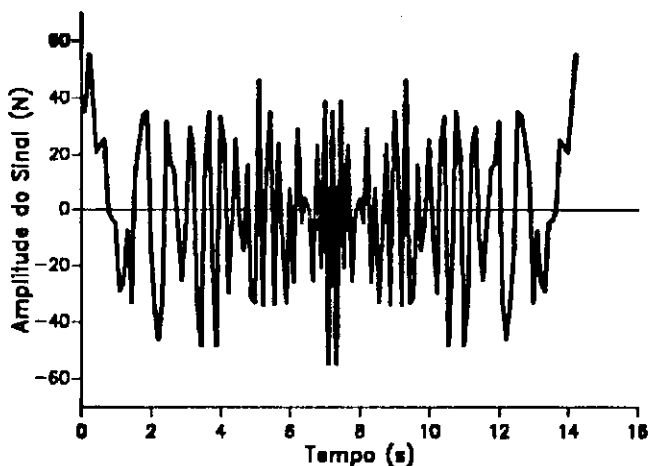


Figura 4.2.2.1 - Sinal de Excitação no Tempo

Figura 4.2.2.2 - Espectro do Sinal de Excitação

As figuras (4.2.2.3) a (4.2.2.6) mostram o comportamento dos parâmetros 1, Δt , K , e C identificados no tempo usando-se os estimadores MQ e ES a partir da equação (4.2.1.1). O número N_e , potência de 2 do número de pontos de discretização no tempo é sempre tomado no eixo horizontal para facilitar a forma gráfica dos resultados.

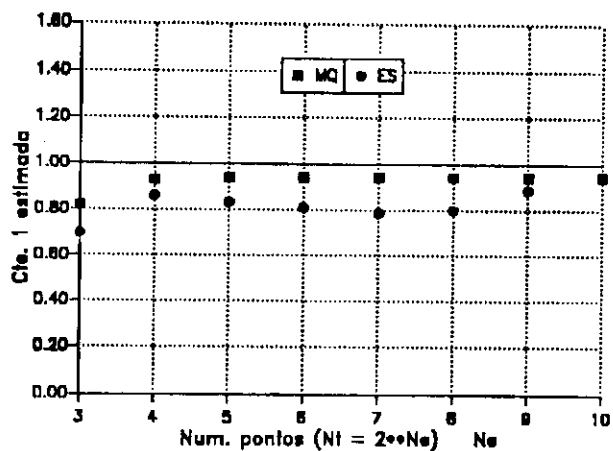


Figura 4.2.2.3 - Constante 1 identificada pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt

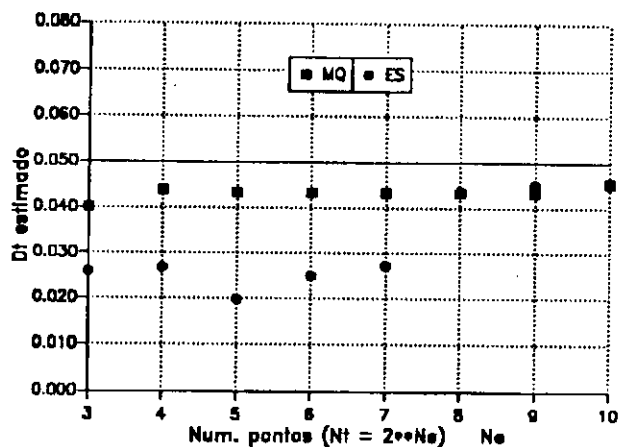


Figura 4.2.2.4 - Intervalo de tempo Dt identificado pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt

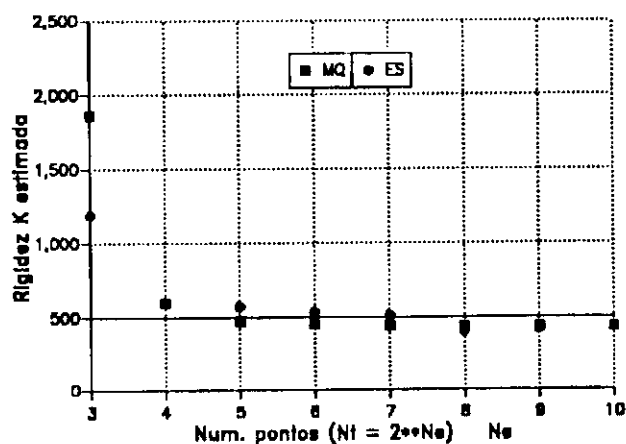


Figura 4.2.2.5 - Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt

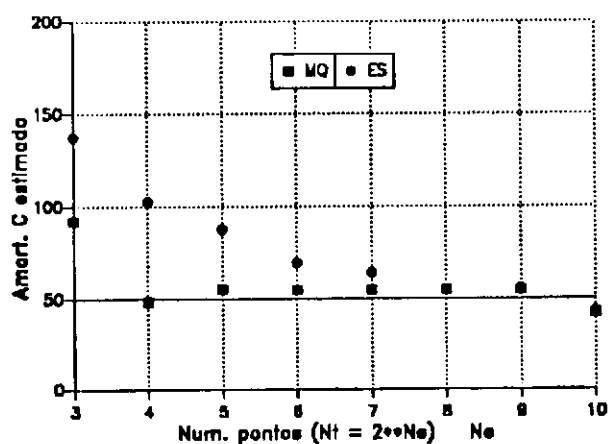


Figura 4.2.2.6 - Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação do número de pontos Nt

Para melhor interpretar os resultados acima obtidos, apresenta-se nas tabelas (4.2.2.2) e (4.2.2.3) os valores dos parâmetros identificados e seus respectivos erros em porcentagem para os dois métodos de estimação utilizados.

Tabela 4.2.2.2 - Parâmetros 1, Dt, K, e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método MQ para Dt fixo e variação de Nt

Num. pios. Np	Cte. 1 est.	Er1 (%)	Dt est. (s)	ErT (%)	Ke (N/m)	ErK (%)	Ce (N.s/m)	ErC (%)
8.0000	0.8207	17.9329	0.0401	19.7606	1.860.687	272.166	92.136	84.272
16.0000	0.8291	7.0942	0.0439	12.2740	596.329	19.266	48.465	3.069
32.0000	0.9395	8.0472	0.0433	13.4140	474.181	5.168	55.113	10.227
64.0000	0.9417	5.8299	0.0433	13.3475	448.810	10.238	54.728	9.452
128.0000	0.9424	5.7619	0.0433	13.3465	440.856	11.829	54.722	9.443
256.0000	0.9427	5.7286	0.0433	13.3477	437.003	12.599	54.721	9.442
512.0000	0.9429	5.7122	0.0433	13.3491	435.101	12.980	54.724	9.449
1,024.0000	0.9436	5.6401	0.0455	9.0630	433.548	13.281	42.417	15.165

Tabela 4.2.2.3 - Parâmetros 1, Dt, K, e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método ES para Dt fixo e variação de Nt

Num. pios. Np	Cte. 1 est.	Er1 (%)	Dt est. (s)	ErT (%)	Ke (N/m)	ErK (%)	Ce (N.s/m)	ErC (%)
8.0000	0.8985	30.1528	0.0259	48.1451	1.190.687	138.137	137.435	174.869
16.0000	0.8601	13.9881	0.0268	46.2884	598.842	19.768	102.738	105.476
32.0000	0.8341	16.5938	0.0197	60.6353	573.462	14.892	87.604	75.208
64.0000	0.8083	19.1654	0.0250	49.9855	531.845	6.369	69.369	38.738
128.0000	0.7877	21.2258	0.0272	45.8204	511.980	2.398	63.943	27.886
256.0000	0.8002	19.9847	0.0437	12.5192	404.521	19.096	55.161	10.321
512.0000	0.8874	11.2591	0.0451	9.8427	420.222	15.955	55.187	10.374
1,024.0000	0.9428	5.7354	0.0451	9.8379	435.048	12.991	43.118	13.784

Fazendo-se inicialmente uma análise das figuras, observa-se que na figura (4.2.2.3) a constante 1 identificada pelos métodos MQ e ES apresenta uma pequena dispersão em torno do valor teórico. No entanto, esta dispersão é distribuída de forma regular, permanecendo praticamente constante para a faixa de número de pontos adotados.

No caso da figura (4.2.2.4), onde identifica-se o intervalo de tempo de discretização, verifica-se uma maior dispersão dos resultados obtidos, principalmente nos valores obtidos pela ES que se apresenta de forma mais clara. Outra observação a ser feita é que, assumindo-se $N_p = 256, 512$ e 1024 pontos, os resultados praticamente coincidem para ambos os métodos de estimação.

Com relação às figuras (4.2.2.5) e (4.2.2.6) verifica-se que estas apresentam comportamentos semelhantes, onde inicialmente apresentam uma grande dispersão em relação aos valores teóricos adotados, mas à medida que aumenta-se o número de pontos esta dispersão diminui e tende a zero para N_t crescente. Ainda assim, observa-se que a constante de rigidez identificada converge mais rapidamente que o amortecimento, principalmente quando este é obtido pela ES, o que demonstra a sua maior sensibilidade no processo de estimação.

A partir das discussões apresentadas e analisando-se também as tabelas (4.2.2.2) e (4.2.2.3) pode-se afirmar que nesta primeira fase, de uma maneira geral, o método dos mínimos quadrados se apresentou mais eficiente que a estimação sequencial, principalmente nos casos do intervalo de tempo e constante de amortecimento identificados. No entanto, observa-se que para número de pontos crescentes esta dispersão diminui em ambos os métodos, ocorrendo praticamente uma convergência nos valores dos parâmetros estimados quando utiliza-se $N_t = 1024$ pontos.

Portanto, pode-se concluir que utilizando-se o critério que fixa o intervalo de tempo e varia o número de pontos de discretização, só foi possível obter bons resultados quando assumiu-se valores de N_t crescentes, o que significa uma restrição tanto na simulação teórica (necessidade de grande capacidade computacional) como em situações experimentais (número

elevado de medidas) podendo limitar bastante a sua aplicação. Uma alternativa para tentar melhorar os resultados da estimação, consiste em se mapear intervalos de tempo de discretização cada vez menores de forma a se obter uma estimação mais consistente.

Seguindo o critério recomendado por Oliveira [23], pode-se fixar o número de pontos de discretização no tempo e variar os valores de N_{pi} , dado por

$$N_{pi} = \frac{\omega_n}{\omega_o} \quad (4.2.2.2)$$

onde, ω_n é a frequência natural de vibração do sistema e ω_o , é frequência fundamental de excitação. Portanto, o intervalo de tempo de discretização é obtido através dos parâmetros intrínsecos do sistema, representados pela equação,

$$Dt = \frac{2 \pi N_{pi}}{Nt \omega_n} \quad (4.2.2.3)$$

Assim, à medida que assume-se valores de N_{pi} decrescentes, obtêm-se intervalos de tempo cada vez menores, permitindo-se chegar a um intervalo de tempo de discretização "ótimo".

Como no item anterior os resultados obtidos da estimação se apresentaram mais regulares a partir de $Nt = 256$ pontos, procura-se fixar esse valor como ponto de partida e variar o intervalo de tempo de discretização a partir da escolha de N_{pi} . As figuras (4.2.2.7) a (4.2.2.10) apresentam, de forma análoga ao caso anterior, o comportamento dos parâmetros 1, Dt , K , e C identificados pelos métodos MQ e ES, onde escolhe-se valores de N_{pi} variando na faixa de 2 a 16. Como observação adicional, os valores teóricos do intervalo de tempo de discretização, calculados conforme a equação (4.2.2.3), são denotados como VT , de modo a permitir uma melhor comparação em relação aos valores estimados obtidos pelos métodos MQ e ES.

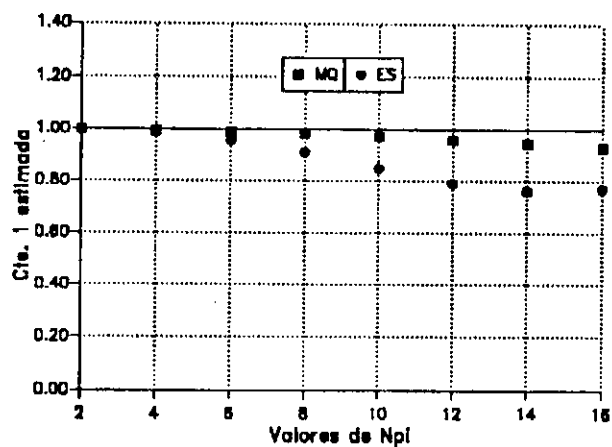


Figura 4.2.2.7 - Constante 1 identificada pelos métodos MQ e ES para número de pontos N_t fixo e variação de N_{pi}

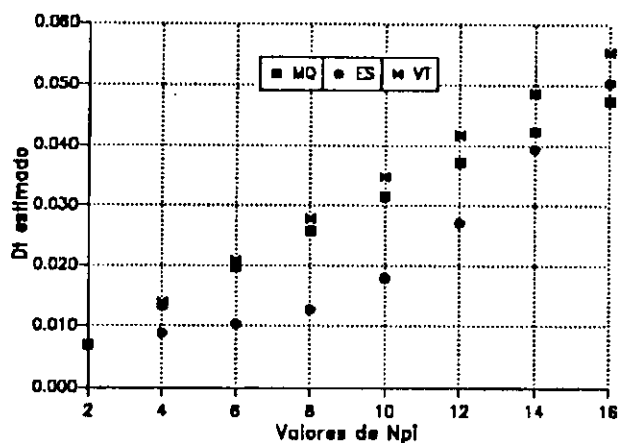


Figura 4.2.2.8 - Intervalo de tempo D_t identificado pelos métodos MQ e ES para N_t fixo e variação de N_{pi}

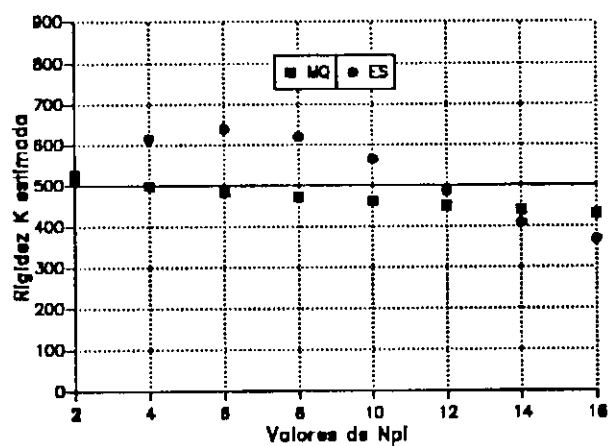


Figura 4.2.2.9 - Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para N_t fixo e variação de N_{pi}

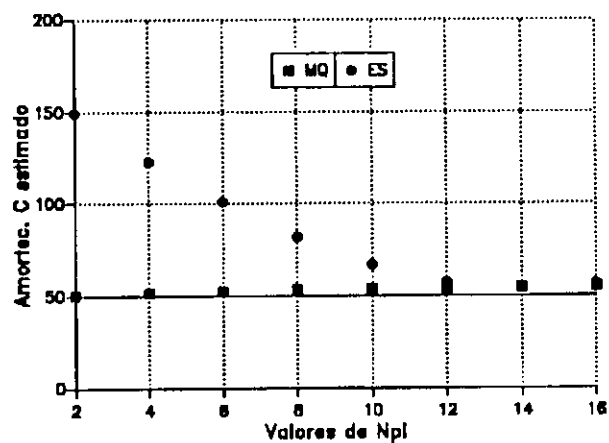


Figura 4.2.2.10 - Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para N_t fixo e variação de N_{pi}

Para melhor interpretar os resultados obtidos, apresenta-se também nas tabelas (4.2.2.4) e (4.2.2.5) os valores dos parâmetros identificados e seus respectivos erros em porcentagem para ambos os métodos de estimação utilizados.

Tabela 4.2.2.4 - Parâmetros l , Dt , K , e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método MQ para Nt fixo e variação de Npi

Valores de Npi	Cte. l est.	Er_l (%)	Dt est. (s)	Er_T (%)	K_e (N/m)	Er_K (%)	C_e (N.s/m)	Er_C (%)
18.0000	0.9302	8.9828	0.0473	14.9027	428.8322	14.2335	55.0610	10.1220
14.0000	0.9457	5.4277	0.0423	12.9547	439.0830	12.1834	54.6294	9.2588
12.0000	0.9595	4.0473	0.0371	11.0248	449.4185	10.1167	54.1418	8.2831
10.0000	0.9715	2.8528	0.0315	9.1168	459.9282	8.0144	53.5968	7.1935
8.0000	0.9815	1.8535	0.0258	7.2310	470.8112	5.8377	52.9935	5.9871
6.0000	0.9894	1.0596	0.0197	5.3759	482.5825	3.4835	52.3303	4.6607
4.0000	0.9952	0.4800	0.0134	3.5537	498.9055	0.8188	51.8086	3.2132
2.0000	0.9988	0.1247	0.0088	1.7403	526.0937	5.2187	50.2813	0.5226

Tabela 4.2.2.5 - Parâmetros l , Dt , K , e C identificados e seus respectivos erros em porcentagem utilizando o método ES para Nt fixo e variação de Npi

Valores de Npi	Cte. l est.	Er_l (%)	Dt est. (s)	Er_T (%)	K_e (N/m)	Er_K (%)	C_e (N.s/m)	Er_C (%)
18.0000	0.7723	22.7893	0.0504	9.2748	367.5874	26.4825	56.3711	12.7422
14.0000	0.7625	23.7502	0.0394	18.8324	408.3161	18.3368	54.5960	9.1919
12.0000	0.7918	20.8219	0.0271	34.9784	484.7854	3.0408	57.1110	14.2220
10.0000	0.8495	15.0536	0.0179	48.5452	584.0422	12.8084	66.5657	33.1315
8.0000	0.9100	8.9957	0.0127	54.0920	618.9091	23.7818	81.7594	83.5188
6.0000	0.9577	4.2325	0.0103	50.3065	638.4475	27.6895	100.8640	101.7281
4.0000	0.9871	1.2898	0.0088	36.3463	614.8820	22.9784	122.9223	145.8448
2.0000	0.9988	0.1398	0.0068	4.3131	507.0373	1.4075	149.3394	198.6780

Observando-se a figura (4.2.2.7), verifica-se que à medida que adota-se valores de N_{pi} decrescentes, isto é, mapea-se intervalos de tempo de discretização menores, melhora-se a estimação para ambos os métodos, com valores tendendo ao valor teórico com N_{pi} assumindo valores entre 2 e 4.

Com relação à figura (4.2.2.8), observa-se uma maior dispersão nos valores identificados do intervalo de tempo de discretização, principalmente quando obtidos pela ES. No entanto, esta dispersão também diminui quando adota-se valores decrescentes de N_{pi} , embora de uma forma mais irregular que no caso da figura anterior.

No caso da figura (4.2.2.9), ocorre uma situação interessante com relação à rigidez identificada pelo método da ES. Adotando-se valores de N_{pi} entre 16 a 12, observa-se uma pequena dispersão com valores estimados abaixo do valor teórico de forma decrescente. Porém, com valores de N_{pi} entre 12 a 6, esta dispersão vai aumentando só que com valores estimados acima do teórico. Finalmente, quando N_{pi} assume valores entre 6 a 2, esta dispersão volta a diminuir e tende a valores estáveis e bastante próximos dos valores teóricos adotados. Já no caso da figura (4.2.2.10), observa-se um comportamento inverso ao que ocorre na figura (4.2.2.9), isto é, à medida que assume-se valores de N_{pi} decrescentes, aumenta-se a dispersão dos resultados obtidos pela ES. Outra observação adicional é que para ambas as figuras, os resultados obtidos pelo método MQ se apresentam bastante estáveis para toda a faixa de valores de N_{pi} . Isto demonstra, mais uma vez, a sensibilidade do coeficiente de amortecimento quando identificado pela estimação sequencial no domínio do tempo.

4.2.3 - Comentários sobre os resultados obtidos

A partir dos resultados e discussões apresentadas até o momento, é possível tecer alguns comentários preliminares sobre o comportamento e a eficiência de cada método investigado no processo de identificação de parâmetros no domínio do tempo.

De uma forma geral, verificou-se nesta primeira fase uma certa vantagem do método dos mínimos quadrados em relação à estimação sequencial que se apresentou, especialmente na estimação das constantes de rigidez e amortecimento, com valores de erros superiores para as mesmas condições de testes realizadas.

Considerando-se que para ambos os métodos de estimação foi utilizada a mesma resposta simulada no tempo, pode-se afirmar que a formulação desenvolvida no tempo aplicada ao método dos mínimos quadrados se mostrou mais eficiente do que na estimação sequencial. Tal fato deve estar ligado ao procedimento adotado por cada método de identificação, isto é, enquanto no método MQ as matrizes do sistema são montadas de uma só vez avaliando todos os pontos para em seguida calcular o vetor dos parâmetros, na ES este vetor é avaliado passo a passo tomando-se apenas dois pontos de discretização consecutivos. Além disso, na ES existe um número bem maior de operações matriciais para cada avaliação, o que sem dúvida compromete os resultados face aos possíveis erros de arredondamento e truncamento acumulados ao longo do processo.

Um procedimento para tentar otimizar a identificação dos parâmetros consistiria em melhorar a resolução em frequência dos sinais de deslocamento e força de excitação no tempo, tomando como base o mesmo número de pontos de discretização já adotado, mas fazendo-se interpolações (lineares, cúbicas, splines, etc.).

A idéia em adotar este procedimento é refinar a solução numérica ponto a ponto e com isto eliminar o efeito de "bias" devido, principalmente, à escolha adequada do intervalo de tempo de discretização e eventualmente erros de "round-off" no processo de resolução.

4.3 - RESULTADOS DO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA USANDO O ESPECTRO DA EXCITAÇÃO E DA RESPOSTA

4.3.1 - Descrição do processo

Seguindo a formulação matemática desenvolvida no Capítulo 2 (item 2.4), as equações necessárias para o processo de identificação do sistema adotado no domínio da frequência usando o espectro da excitação e da resposta, podem ser colocadas na forma,

$$[A] \{ \phi \} = \{ b \} \quad (4.3.1.1)$$

com a matriz $[A]$ dada por,

$$[A] = \begin{bmatrix} X_1^s & 1 \omega & X_1^c & -F_1^c \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ X_N^s & N \omega & X_N^c & -F_N^c \\ \hline -X_1^c & 1 \omega & X_1^s & -F_1^s \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ -X_N^c & N \omega & X_N^s & -F_N^s \end{bmatrix} \quad 2N \times 3 \quad (4.3.1.2)$$

contendo as variáveis independentes definidas em termos de suas componentes reais e imaginárias,

$$\{ \phi \} = \{ C \quad K \quad 1 \}^T \quad 3 \times 1 \quad (4.3.1.3)$$

contendo os parâmetros a serem estimados e o vetor $\{ b \}$ dado por,

$$\{ b \} = \begin{bmatrix} M X_1^c & 1^2 \omega^2 \\ \vdots & \vdots \\ M X_N^c & N^2 \omega^2 \\ \hline M X_1^s & 1^2 \omega^2 \\ \vdots & \vdots \\ M X_N^s & N^2 \omega^2 \end{bmatrix} \quad 2N \times 1 \quad (4.3.1.4)$$

contendo o vetor força de inércia definido em termos de suas componentes reais e imaginária.

A equação (4.3.1.1) pode ser implementada em computador digital, (vide programas MQFREQ e ESFREQ desenvolvidos em Fortran - Apêndices 3.3 e 3.4), e os coeficientes estimados obtidos diretamente de

$$\hat{K} = \hat{\phi} (1,1) \quad \hat{C} = \hat{\phi} (2,1) \quad \hat{1} = \hat{\phi} (3,1) \quad (4.3.1.5)$$

Da equação (4.3.1.5) observa-se que os parâmetros \hat{K} , \hat{C} e $\hat{1}$ podem ser obtidos diretamente e que, neste caso, não é possível estimar o intervalo de tempo de discretização. Assim, optou-se por analisar apenas as constantes de rigidez e amortecimento uma vez que estas se mostraram mais sensíveis no processo de identificação.

A figura 4.3.1.1 mostra o diagrama de blocos para o processo de identificação no domínio da frequência usando o espectro da excitação e da resposta para os métodos dos mínimos quadrados e estimação sequencial.

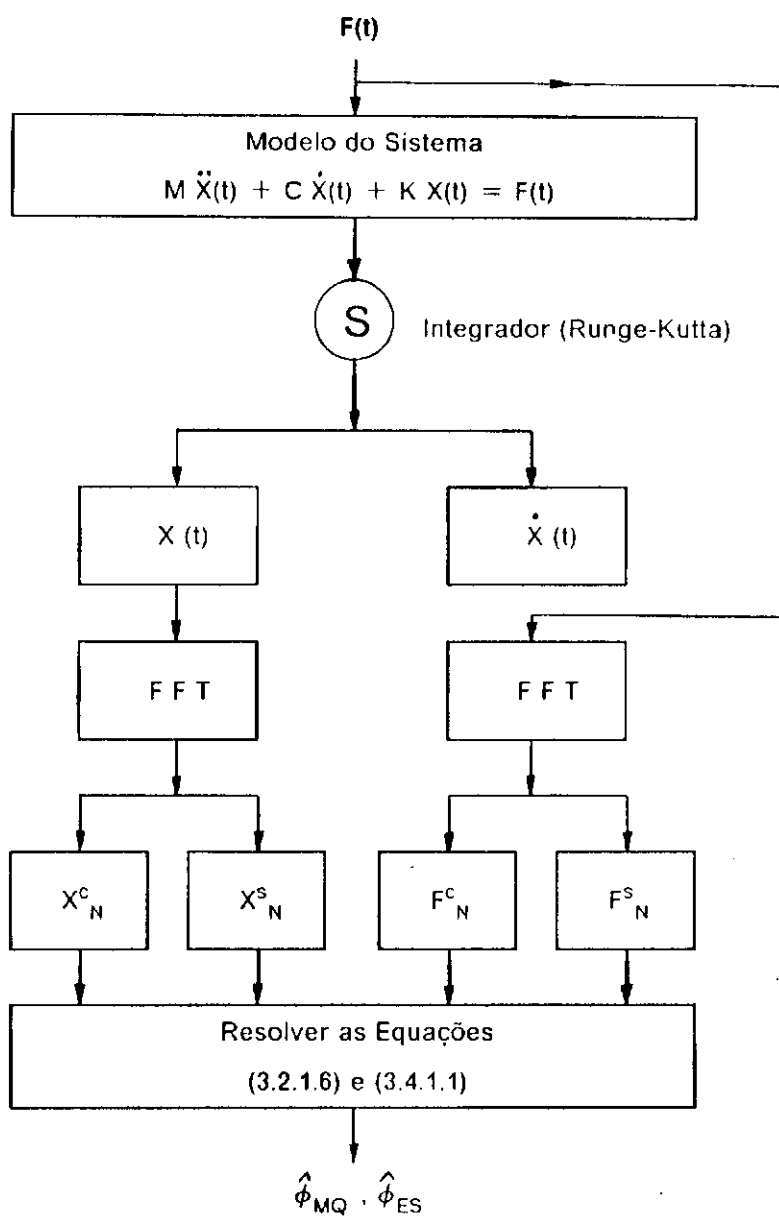


Figura 4.3.1.1 - Diagrama de blocos para o processo de identificação em frequência usando o espectro da excitação e da resposta pelos métodos MQ e ES.

4.3.2 - Resultados de simulação digital para o processo de identificação em frequência usando o espectro da excitação e da resposta.

Visando comparar os resultados obtidos através das formulações desenvolvidas para o processo de identificação no domínio do tempo e da frequência, procura-se seguir nesta fase o mesmo procedimento adotado anteriormente, fixando-se inicialmente o intervalo de tempo de discretização e variando-se o número de pontos em frequência.

As figuras (4.3.2.1) e (4.3.2.2) apresentam os valores dos coeficientes de rigidez e amortecimento identificados em frequência usando os métodos de estimação MQ e ES, a partir dos parâmetros tomados como referência na tabela (4.2.2.1).

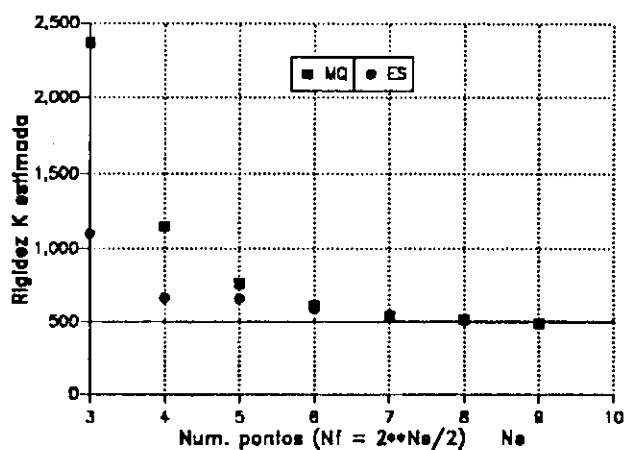


Figura 4.3.2.1 - Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação de Nf

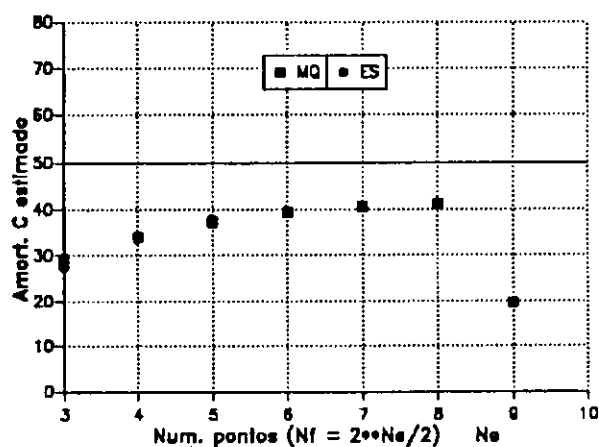


Figura 4.3.2.2 - Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para Dt fixo e variação de Nf

Com o intuito de dar uma visão quantitativa dos valores dos parâmetros identificados em função do número de pontos em frequência, apresenta-se na tabela (4.3.2.1) estes valores com seus respectivos erros em porcentagem para ambos os métodos de estimação utilizados.

Tabela 4.3.2.1 - Rigidez e amortecimento identificados em frequência usando os estimadores MQ e ES para Dt fixo e variação de Nf

método MQ

Num. pontos Nf	K_e (N/m)	ErK (%)	C_e (N.s/m)	ErC (%)
8.000	2.371.212	374.242	29.368	41.288
16.000	1.151.441	130.288	34.072	31.857
32.000	783.455	52.691	37.229	25.542
64.000	609.727	21.945	39.397	21.206
128.000	542.173	8.435	40.581	18.838
256.000	510.721	2.144	41.185	17.811
512.000	485.680	2.868	19.874	60.852

método ES

Num. pontos Nf	K_e (N/m)	ErK (%)	C_e (N.s/m)	ErC (%)
8.000	1.101.438	120.287	27.448	45.104
16.000	662.781	32.556	33.799	32.402
32.000	660.484	32.097	37.878	24.247
64.000	588.225	17.245	39.729	20.542
128.000	534.573	8.915	40.743	18.515
256.000	507.717	1.543	41.285	17.470
512.000	484.177	3.165	19.685	60.630

Observando-se a figura (4.3.2.1), verifica-se que a rigidez identificada pelo método MQ apresenta, inicialmente, uma dispersão maior em torno do valor teórico que na ES. Porém, a partir de $N_f = 64$ pontos em frequência, ocorre uma convergência nos valores obtidos para ambos os métodos de estimação.

Já no caso da figura (4.3.2.2), observa-se uma grande dispersão nos valores do coeficiente de amortecimento identificado em torno do valor teórico. Uma verificação interessante é que, neste caso, houve praticamente uma coincidência nos resultados obtidos para ambos os métodos de estimação. Uma análise mais atenta da tabela (4.3.2.1), permite constatar que os erros calculados para ambos os métodos estão, aproximadamente, na mesma faixa de variação, sendo que na identificação da constante de rigidez o método da ES se mostrou um pouco mais consistente para os mesmos valores de N_{pi} adotados.

Seguindo o outro critério em que fixa-se o número de pontos N_f e varia-se os valores de N_{pi} , as figuras (4.3.2.3) e (4.3.2.4) apresentam o comportamento dos parâmetros de rigidez e amortecimento obtidos pelos métodos dos mínimos quadrados e estimação sequencial.

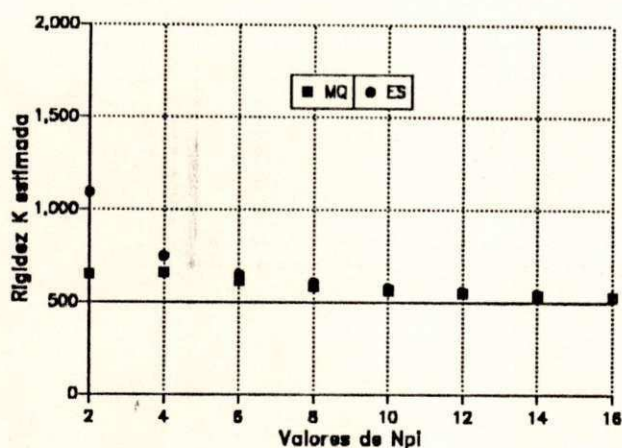


Figura 4.3.2.3 - Rigidez K identificada pelos métodos MQ e ES para N_f fixo e variação de N_{pi}

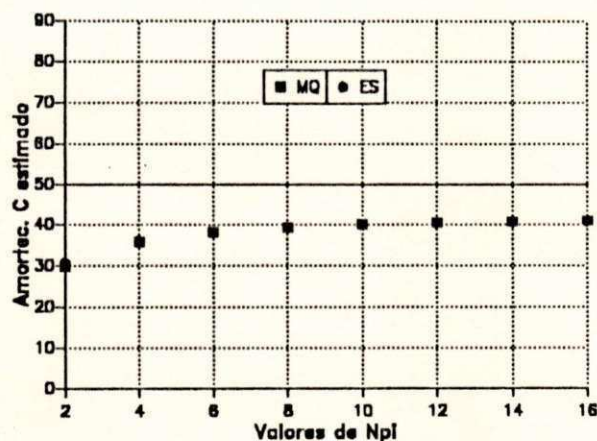


Figura 4.3.2.4 - Amortecimento C identificado pelos métodos MQ e ES para N_f fixo e variação de N_{pi}

Para melhor interpretar os resultados obtidos, apresenta-se também na tabela (4.3.2.2), os valores dos coeficientes identificados com seus respectivos erros em porcentagem para ambos os métodos de estimação utilizados.

Tabela 4.3.2.2 - Rigidez e amortecimento identificados em frequência usando os estimadores MQ e ES para N_f fixo e variação de N_{pi}

método MQ

Valores de Npi	K_e (N/m)	ErK (%)	C_e (N.s/m)	ErC (%)
16.000	527.275	5.455	40.900	18.201
14.000	536.612	7.322	40.685	18.610
12.000	548.139	9.828	40.397	19.205
10.000	563.042	12.608	39.957	20.087
8.000	583.572	16.714	39.267	21.467
6.000	613.855	22.771	38.077	23.847
4.000	857.778	31.558	35.648	28.709
2.000	650.843	30.189	29.779	40.443

método ES

Valores de Npi	K_e (N/m)	ErK (%)	C_e (N.s/m)	ErC (%)
16.000	533.729	6.746	40.739	18.523
14.000	544.561	8.912	40.533	18.934
12.000	558.329	11.666	40.237	19.525
10.000	578.835	15.387	39.805	20.390
8.000	604.297	20.859	39.140	21.719
6.000	650.145	30.029	38.039	23.922
4.000	748.438	48.286	35.814	28.172
2.000	1.093.182	118.632	30.621	38.757

Analisando-se a figura (4.3.2.3) verifica-se que a rigidez identificada pelo método MQ apresenta uma maior dispersão nos resultados obtidos do que na ES principalmente quando N_{pi} assume valores decrescentes. Já no caso da figura (4.3.2.4), observa-se que para ambos os métodos os resultados praticamente coincidem, indicando uma boa coerência entre os métodos MQ e ES.

Da tabela (4.3.2.2) é fácil concluir que, nesta fase, o estimador sequencial se mostrou mais consistente que o método dos mínimos quadrados, principalmente no tocante à identificação da rigidez que apresentou valores de erros inferiores para toda a faixa de N_{pi} adotado.

4.3.3 - Comentários sobre os resultados obtidos

Traçando um comparativo sobre a eficiência de cada método investigado, a partir das formulações desenvolvidas para o processo de identificação com simulação no tempo através do integrador de Runge-Kutta, pode-se afirmar que, o método dos mínimos quadrados se mostrou mais eficiente quando utilizou a formulação no tempo, apresentando resultados bastante satisfatórios. No entanto, quando utilizou-se a formulação em frequência através do espectro da excitação e da resposta, verificou-se que a estimação sequencial também é capaz de produzir boa estimação, apresentando em alguns casos melhores resultados do que no método MQ. Portanto, pode-se concluir que, para ambos os métodos é possível obter resultados de estimação consistentes, bastando para isto obter-se a solução com o mínimo de erros presentes. Isto é possível, escolhendo-se intervalos de tempo de discretização adequados, a partir de um critério previamente estabelecido.

Com relação a validação dos modelos matemáticos utilizados, verificou-se que a formulação usando o espectro da excitação e da resposta apresentou melhores resultados que na formulação usando a equação discreta no tempo. Tal fato deve estar ligado à própria formulação, que está mais sujeita à ocorrência de erros durante o processo de identificação.

4.4 - RESULTADOS DO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS USANDO AS FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

4.4.1 - Descrição do processo

Nos itens precedentes procurou-se abordar o problema de identificação de parâmetros do sistema mecânico a partir de simulação no tempo com o vetor de estado obtido através do integrador de Runge-Kutta. A partir da análise realizada, observou-se que os erros de "bias" responsáveis pela inconsistência de alguns parâmetros identificados, estavam mais intrinsecamente ligados à escolha adequada do passo de integração, tipo de integrador utilizado no processo de resolução numérica, etc., do que na própria formulação matemática para o processo de identificação.

Neste item, procura-se como alternativa para se eliminar ou reduzir os erros de "bias", simular o sistema diretamente em frequência. Com isso, procura-se mostrar que a identificação de parâmetros no domínio da frequência usando-se os métodos dos mínimos quadrados e estimação sequencial é capaz de produzir boa estimação quando as saídas estão livres de ruído. Na presença de ruído a estimação torna-se "biasada" e aumenta na medida em que se aumenta o nível de ruído. Para tentar eliminar ou reduzir os erros de "bias" introduz-se o método das variáveis instrumentais de modo a permitir obter-se uma estimação mais consistente.

A formulação matemática utilizada nesta fase para verificação do processo de identificação em frequência, corresponde àquela desenvolvida no Capítulo 2 (item 2.5), onde se trabalha com as medidas das funções de resposta em frequência.

Pela estrutura matricial dada na equação (2.5.1.13) é possível simular o sistema diretamente em frequência e se obter o vetor resposta em deslocamento livre de ruído. Assim, os erros inerentes aos processos de resolução numérica oriunda do integrador utilizado, erros de estimação no cálculo da Transformada de Fourier Discreta, etc., e seus efeitos nos

coeficientes identificados, estavam de certo modo associados à obtenção dos sinais de deslocamento quando o sistema era simulado no domínio do tempo.

Este problema pode ser agora contornado, simulando o sistema diretamente em frequência, obtendo-se uma estimação consistente, isto é, os erros nos coeficientes identificados assumirem valores tão próximo do zero quanto possível. Neste contexto, pode-se avaliar de forma contundente o ruído sobreposto aos sinais de deslocamento e seu efeito nos coeficientes identificados.

O ruído será sempre considerado sobreposto aos sinais de deslocamento (saídas), pois sendo as saídas geralmente a mais importante podem estar incluído nelas, outras entradas não levadas em conta e não linearidades do sistema, além do fato da presença, por exemplo, do ruído de medição.

A formulação matemática para o processo de identificação, objetivando além de estimar os parâmetros de rigidez e amortecimento, a massa do sistema, faz-se uso da estrutura matricial dada pela equação (2.5.1.23), isto é,

$$[A] \{ \phi \} = \{ I_m \} \quad (4.4.1.1)$$

Comparando a equação (4.4.1.1) termo a termo com a estrutura matricial da equação (2.5.1.22), obtém-se respectivamente para a matriz $[A]$, o vetor dos parâmetros $\{ \phi \}$ e o vetor identidade modificado $\{ I_m \}$,

$$[A] = \begin{bmatrix} H^c & -n \omega_o H^s & -n^2 \omega_o^2 H^c \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ H^s & -n \omega_o H^c & -n^2 \omega_o^2 H^s \end{bmatrix} \quad (4.4.1.2)$$

$$\{ \phi \} = \{ K \quad C \quad M \}^T \quad (4.4.1.3)$$

$$\{ I_m \} = \{ 1 + R^c \quad R^s \}^T \quad (4.4.1.4)$$

onde R^c e R^s são as componentes real e imaginária do ruído em frequência.

Aplicando-se os estimadores dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação sequencial na equação (4.4.1.1), conforme apresentados anteriormente (Capítulo 3), os coeficientes estimados são obtidos diretamente de,

$$\hat{K} = \hat{\phi} (1,1) \quad \hat{C} = \hat{\phi} (2,1) \quad \hat{M} = \hat{\phi} (3,1) \quad (4.4.1.5)$$

A figura (4.4.1.1) mostra o diagrama de blocos para o processo de identificação no domínio da frequência usando as funções de resposta em frequência, podendo ser implementado em computador digital (vide programas MQFRF, ESFRF e VIFRF desenvolvidos em Fortran - Apêndices 3.5, 3.6 e 3.7).

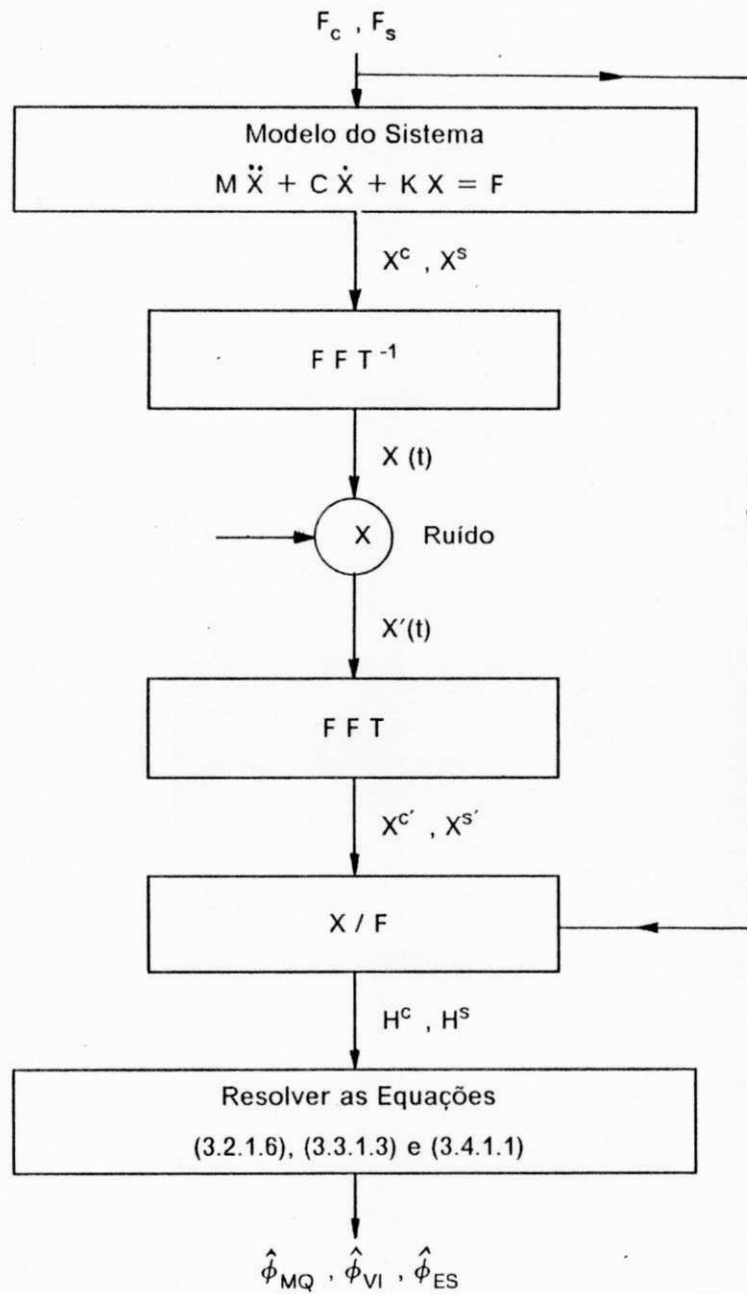


Figura 4.4.1.1 - Diagrama de blocos para o processo de identificação diretamente em frequência pelos os métodos MQ, VI e ES.

4.4.2 - Resultados de simulação digital para o processo de identificação usando funções de resposta em frequência

Para verificar a formulação matemática em frequência dada pela equação (4.4.1.1) adotou-se os mesmos valores tomados como referência na tabela (4.2.2.1) e intervalo de tempo de discretização calculado pela equação (4.2.2.2) onde assume-se $N_{pi} = 16$. Como observação adicional, procurou-se aplicar o mesmo vetor força de excitação apresentado na figura (4.2.2.1), sendo que neste caso, utiliza-se apenas 64 componentes harmônicas para identificar os parâmetros do sistema.

As funções de resposta em frequência foram poluídas com ruído aleatório [15], e a quantificação do nível de ruído dado em termos da porcentagem do valor RMS (raiz média quadrática) dos sinais de deslocamento. As figuras (4.4.2.1) e (4.4.2.2) mostram, respectivamente, o ruído gerado no tempo e seu espectro em frequência.

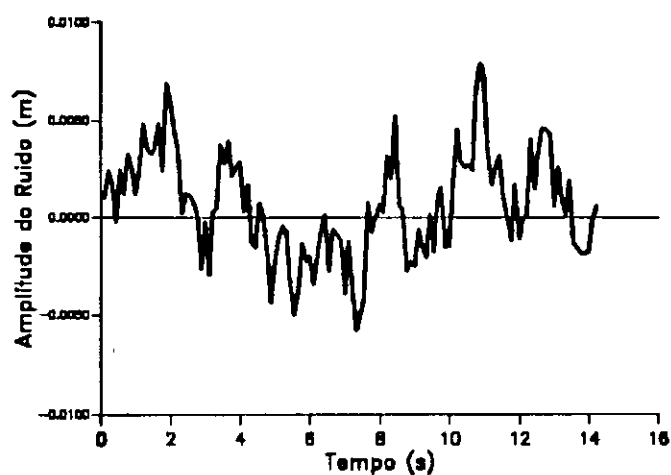


Figura 4.4.2.1 - Ruído Aleatório Simulado

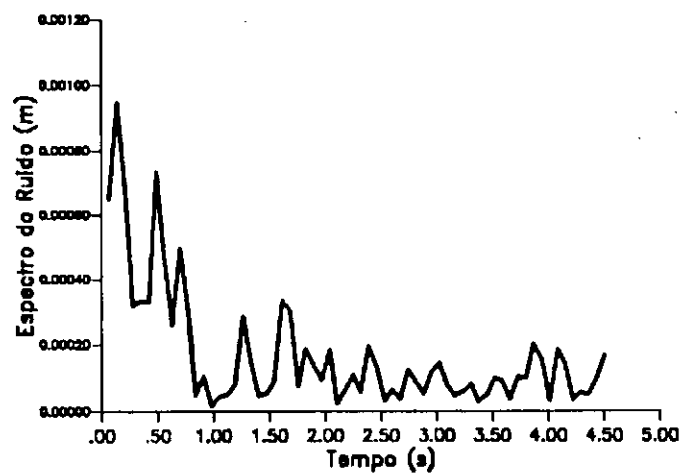


Figura 4.4.2.2 - Espectro do Ruído Simulado

A figura (4.4.2.3) mostra as curvas das funções de resposta em frequência simulada e poluída com 10 % de ruído. Já as figuras (4.4.2.4) a (4.4.2.6) mostram os resultados das curvas

estimadas pelos métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação sequencial, quando sujeitas a estas condições.

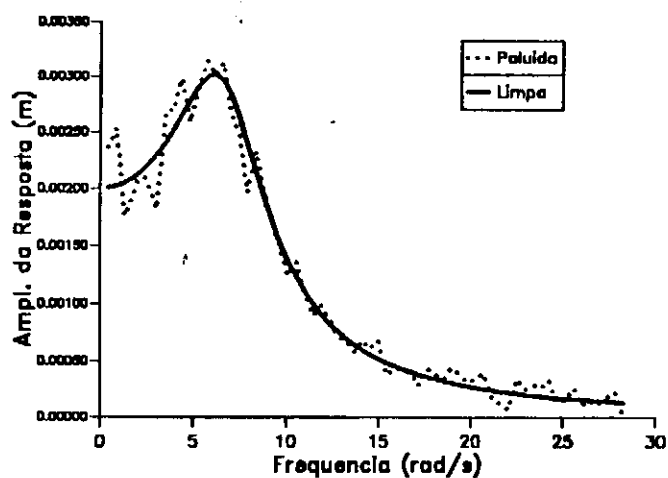


Figura 4.4.2.3 - Função de Resposta em Frequência simulada e poluída com 10 % de ruído

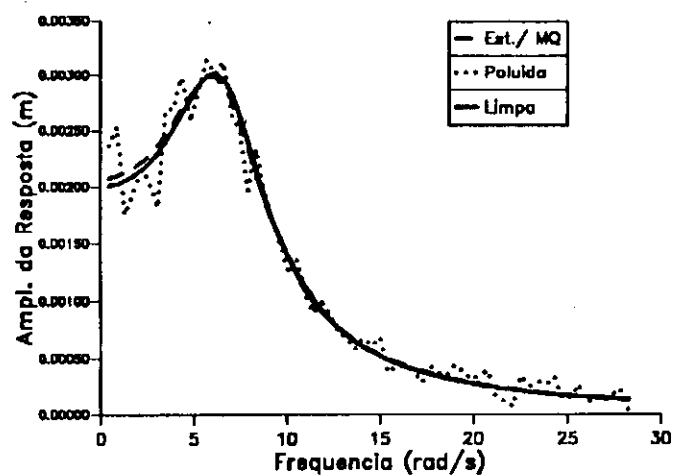


Figura 4.4.2.4 - Função de Resposta em Frequência estimada pelo método dos Mínimos Quadrados

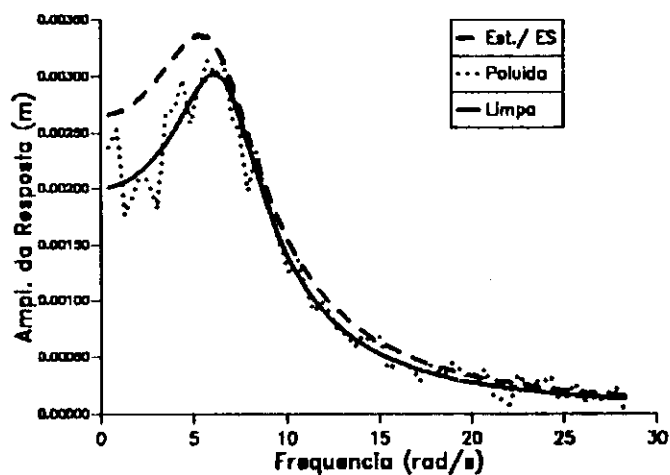


Figura 4.4.2.5 - Função de Resposta em Frequência estimada pelo método da Estimação Sequencial

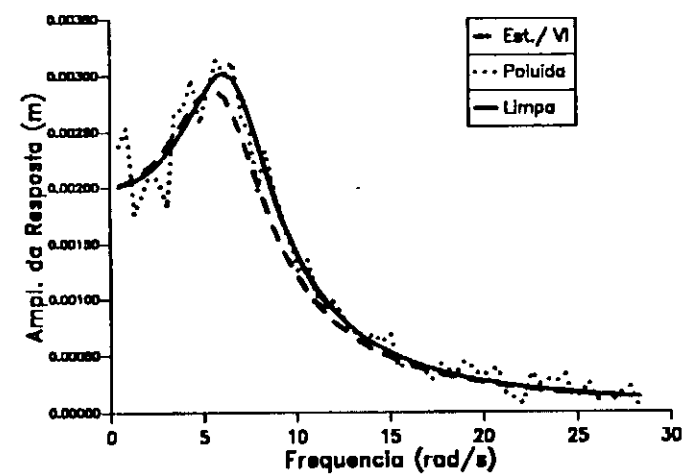


Figura 4.4.2.6 - Função de Resposta em Frequência estimada pelo método das Variáveis Instrumentais

As figuras (4.2.2.7) a (4.2.2.9) mostram a evolução dos erros de "bias" para os coeficientes de rigidez, amortecimento e massa identificados para diferentes níveis de ruído sobrepostos às Funções de Resposta em Frequência. Em todos os resultados obtidos, considerou-se como parâmetros de referência $N_f = 64$, $N_{pi} = 16$ e $N_{corr} = 4$.

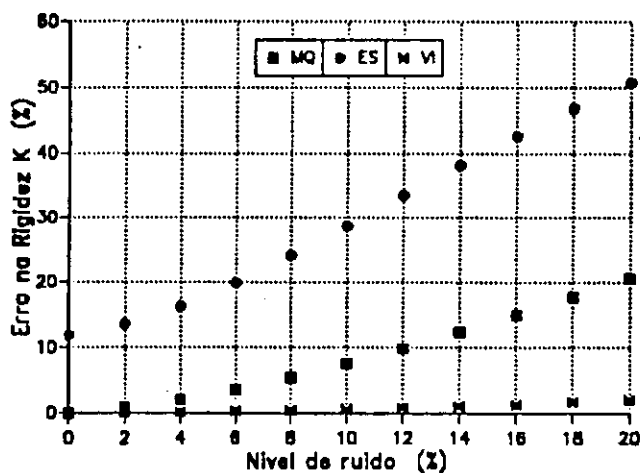


Figura 4.4.2.7 - Erros de "bias" para a rigidez identificada pelos métodos MQ, VI e ES em função do nível de ruído

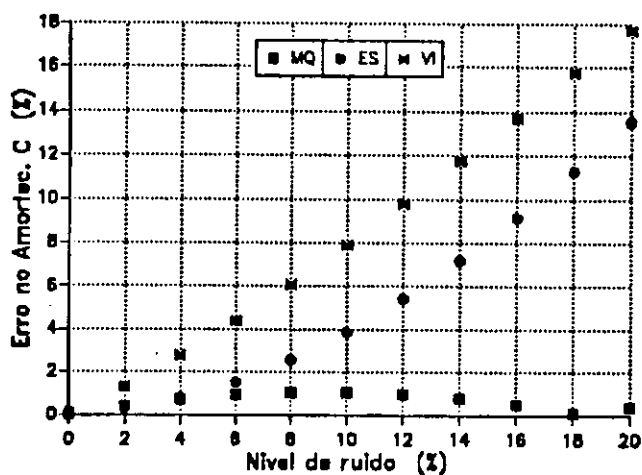


Figura 4.4.2.8 - Erros de "bias" para o amortecimento identificado pelos métodos MQ, VI e ES em função do nível de ruído

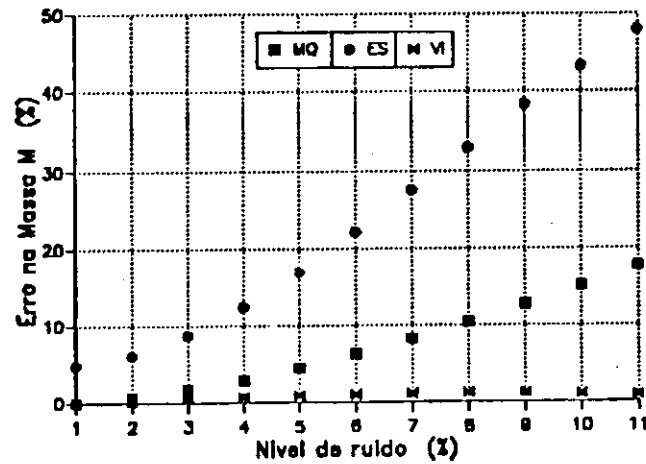


Figura 4.4.2.9 - Erros de "bias" para a massa identificada pelos métodos MQ, VI e ES em função do nível de ruído

A fim de se poder fazer uma análise qualitativa e quantitativa dos valores dos coeficientes identificados para diferentes níveis de ruído, apresenta-se também a tabela (4.4.2.1) com seus respectivos erros em porcentagem.

Tabela 4.4.2.1 - Efeito do nível de ruído (NR) nos coeficientes identificados pelos métodos

NR (X)	(K)	ErK (X)	(K)	ErK (X)	(K)	ErK (X)
	MQ	MQ	ES	ES	VI	VI
0.00	500.00	0.00	440.27	11.95	500.00	0.00
2.00	495.82	0.84	432.03	13.59	499.52	0.10
4.00	489.81	2.04	418.36	16.33	499.02	0.19
6.00	482.12	3.58	400.35	19.93	498.48	0.30
8.00	472.91	5.42	379.28	24.15	497.83	0.43
10.00	462.39	7.52	356.37	28.73	497.04	0.59
12.00	450.75	9.85	332.82	33.44	496.08	0.78
14.00	438.21	12.36	308.48	38.10	494.90	1.02
16.00	424.97	15.01	287.00	42.60	493.48	1.30
18.00	411.22	17.78	265.79	46.84	491.77	1.65
20.00	397.13	20.57	246.07	50.79	489.78	2.05

NR (X)	(C)	ErC (X)	(C)	ErC (X)	(C)	ErC (X)
	MQ	MQ	ES	ES	VI	VI
0.00	50.00	0.00	49.91	0.18	50.00	0.00
2.00	50.21	0.41	49.84	0.31	50.65	1.31
4.00	50.38	0.73	49.82	0.78	51.39	2.77
6.00	50.47	0.84	49.24	1.51	52.19	4.38
8.00	50.52	1.05	48.72	2.55	53.05	6.09
10.00	50.53	1.06	48.07	3.86	53.96	7.91
12.00	50.48	0.96	47.29	5.42	54.90	9.80
14.00	50.39	0.77	46.40	7.19	55.88	11.75
16.00	50.24	0.49	45.42	9.16	56.87	13.73
18.00	50.05	0.16	44.36	11.28	57.88	15.73
20.00	49.81	0.37	43.23	13.54	58.88	17.72

NR (X)	(M)	ErM (X)	(M)	ErM (X)	(M)	ErM (X)
	MQ	MQ	ES	ES	VI	VI
0.00	10.00	0.00	9.52	4.81	10.00	0.00
2.00	9.94	0.65	9.39	6.08	10.02	0.23
4.00	9.84	1.61	9.13	8.71	10.05	0.48
6.00	9.71	2.88	8.75	12.47	10.07	0.68
8.00	9.58	4.43	8.29	17.07	10.09	0.87
10.00	9.38	6.22	7.78	22.19	10.10	1.02
12.00	9.18	8.24	7.24	27.58	10.11	1.13
14.00	8.96	10.43	6.70	33.00	10.12	1.17
16.00	8.72	12.78	6.17	38.28	10.12	1.16
18.00	8.48	15.24	5.67	43.30	10.11	1.08
20.00	8.22	17.80	5.20	48.00	10.09	0.88

Fazendo-se, inicialmente, uma análise das figuras (4.4.2.7) a (4.4.2.9) pode-se notar que os erros de "bias" ou de polarização, assumem valores iguais a zero para todos os coeficientes estimados pelos métodos MQ e VI quando as funções de resposta em frequência foram simuladas sem ruído, o que significa estimação consistente ou não polarizada, isto é, $E[\hat{\phi}_n] = \phi$. No entanto, mesmo quando as saídas medidas estão livres de ruídos, o método ES se apresentou "biasado" - especialmente na identificação dos parâmetros de rigidez e massa, onde os valores de erros assumidos são considerados inconsistentes.

Na presença de ruído, os coeficientes de rigidez e massa identificados pelos métodos MQ e ES apresentam-se "biasados" e aumenta na medida em que se aumenta o nível de ruído. Neste caso, verifica-se também que os erros de "bias" calculados pelo método ES se apresentam sempre superiores aos obtidos pelo método MQ, indicando assim a sua maior sensibilidade ao ruído.

Uma observação de particular importância, se refere ao parâmetro de amortecimento identificado (vide figura 4.4.2.8). Verifica-se que os resultados obtidos pelo método MQ se mostrou menos sensível ao ruído sobreposto às funções de resposta em frequência que no método VI. Esta situação pode ser explicada devido ao fato do ruído sobreposto às saídas medidas, pouco influenciar a região do pico de amplitude máxima do espectro. Observando a figura (4.4.2.3) verifica-se que o ruído só tem influência na região situada mais à esquerda ou mais à direita da faixa de amplitude máxima.

Fazendo-se agora uma análise mais atenta dos resultados obtidos na tabela (4.4.2.1), onde observa-se de forma quantitativa os valores dos coeficientes identificados e seus respectivos erros em porcentagem, pode-se notar que de uma maneira geral, o estimador das VI mostrou-se potencialmente superior aos estimadores MQ e ES, indicando assim que é possível eliminar ou mesmo reduzir os erros de polarização para níveis relativamente consideráveis nas funções de resposta em frequência medidas. Com relação aos métodos dos MQ e ES, observa-se que na presença de ruídos estes se apresentam inconsistentes, principalmente

quando se procede a identificação dos coeficientes de rigidez e massa. No entanto, percebe-se que o método MQ pode ser utilizado para identificar o amortecimento, quando na região de amplitude máxima do espectro, onde as curvas das funções de resposta em frequência não foram sensivelmente afetadas por ruídos.

Outra questão que se coloca, está relacionada com o comportamento do amortecimento identificado pelo método das VI, que neste caso, apresentou uma maior dispersão nos erros obtidos que nos métodos MQ e ES (vide figura 4.4.2.8). Tal fato, provavelmente, deve estar ligado à mudança que ocorre na curva da função de resposta em frequência próxima à região de amplitude máxima (pico de ressonância). Observa-se que nesta região ocorre uma inversão da curva caracterizada por uma inflexão que depende do fator de amortecimento do sistema adotado, isto é, quanto menor for o fator de amortecimento viscoso ($z = C / C_c$) maior será o pico de ressonância, e conseqüentemente, mais brusca será a inversão da curva. Portanto, como o método das VI ajusta as curvas das funções de resposta em frequência para toda a faixa de análise, é possível, que na faixa de amplitude máxima ocorra maior distorção nos valores dos parâmetros a serem identificados por este método.

Como curiosidade sobre o fato discutido acima, procura-se analisar brevemente o efeito destes picos nos coeficientes estimados sobre diversos métodos utilizados. Para isto, mantém-se fixos os mesmos parâmetros de massa, rigidez e amplitude da força de excitação, e variam-se os coeficientes de amortecimento de modo que o fator de amortecimento adimensional assumia valores variando entre $z = 0.1$ e 1.0 . A tabela (4.4.2.2) apresenta os valores dos parâmetros identificados e seus respectivos erros em porcentagem, quando considera-se $N_f = 64$ pontos em frequência, $N_{pi} = 16$, e assume-se 10 % de ruídos sobrepostos às respostas medidas.

Tabela 4.4.2.2 - Efeito do fator de amortecimento z sobre os coeficientes identificados pelos métodos MQ, VI e ES.

Fator z	K_e MQ	ErK (%) MQ	C_e MQ	ErC (%) MQ	M_e MQ	ErM (%) MQ
0.10	477.88	4.42	14.77	4.40	9.64	3.58
0.20	483.02	3.40	29.10	2.87	9.73	2.75
0.30	483.46	3.31	43.32	2.11	9.71	2.91
0.40	482.73	3.45	57.49	1.64	9.66	3.36
0.50	481.65	3.67	71.60	1.25	9.60	3.95
0.60	480.46	3.91	85.63	0.91	9.54	4.62
0.70	479.25	4.15	99.60	0.61	9.47	5.33
0.80	478.03	4.39	113.50	0.32	9.39	6.08
0.90	476.82	4.64	127.36	0.06	9.31	6.86
1.00	475.62	4.88	141.15	0.19	9.23	7.65

Fator z	K_e VI	ErK (%) VI	C_e VI	ErC (%) VI	M_e VI	ErM (%) VI
0.10	503.18	0.64	17.52	23.89	10.12	1.19
0.20	505.73	1.15	31.82	12.49	10.18	1.82
0.30	504.77	0.95	45.46	7.14	10.17	1.70
0.40	500.49	0.10	59.47	5.13	10.07	0.67
0.50	496.96	0.61	73.54	4.00	9.97	0.31
0.60	500.15	0.03	88.17	3.91	10.07	0.71
0.70	504.17	0.96	102.54	3.20	9.95	0.32
0.80	494.06	1.19	116.27	2.77	9.88	1.25
0.90	498.37	0.33	130.87	2.82	10.05	0.51
1.00	494.81	1.04	144.86	2.43	9.92	0.77

Fator z	K_e ES	ErK (%) ES	C_e ES	ErC (%) ES	M_e ES	ErM (%) ES
0.10	314.80	37.04	14.05	0.63	6.32	36.79
0.20	360.14	27.97	27.60	2.40	7.39	26.15
0.30	373.91	25.22	40.96	3.5	7.83	21.74
0.40	377.66	24.47	54.20	4.18	8.06	19.35
0.50	377.18	24.56	67.34	4.77	8.21	17.85
0.60	374.62	25.08	80.40	5.25	8.32	16.83
0.70	370.97	25.81	93.39	5.66	8.39	16.08
0.80	366.75	26.65	106.32	6.02	8.45	15.50
0.90	362.25	27.55	119.21	6.34	8.49	15.05
1.00	357.65	28.47	132.06	6.62	8.53	14.69

Observando-se a tabela (4.4.2.2) verifica-se que, a dispersão dos erros obtidos na identificação dos parâmetros de rigidez e massa se apresentam de maneira uniforme, indicando pouca sensibilidade para a faixa de variação de z . No entanto, pode-se notar que os menores erros de estimação foram obtidos pelos métodos MQ e VI com z assumindo valores próximos de 0.4. Com relação ao amortecimento identificado por estes métodos, verifica-se de forma bastante clara que os erros de estimação diminuem à medida que z aumenta, justificando assim a explicação precedente de que quanto maior a suavidade da curva na região de ressonância

melhor estimacão poderá ser obtida pelos métodos MQ e ES. Portanto, a recomendao feita por [35] de que adotando-se um maior fator de amortecimento no processo de identificao os resultados melhoram  confirmada.

Já com relao ao método sequencial, os resultados da estimacão para os coeficientes de rigidez e massa apresentam também uma pequena reduo nos erros obtidos para o aumento do fator de amortecimento z , o que se caracteriza uma confirmao da melhoria na identificao destes parâmetros. No entanto, os resultados obtidos revelam que em quase todos os parâmetros identificados pelo método da ES, este apresentou maior dispersão nos erros que nos métodos MQ e VI.

4.4.3 - Comentários sobre os resultados obtidos

Fazendo-se, inicialmente, uma análise da formulao matemática aplicada ao sistema mecânico adotado utilizando as funoes de resposta em frequência, pode-se afirmar que, face aos resultados obtidos, esta foi a formulao que melhor se apresentou no processo de identificao de parâmetros, mostrando que  possível retratar fielmente um sistema físico real através da sua simulao digital quando se pretende considerar a presença de ruídos - normalmente presentes nas respostas medidas dos sistemas mecânicos em geral. Além disso, pôde-se comprovar que  possível obter uma estimacão exata dos parâmetros do sistema, através de um modelo matemático que representa o sistema físico em questão, quando as saidas estão livres de ruído.

Com relao aos estimadores utilizados durante o processo de identificao, observou-se que o método dos mínimos quadrados  capaz de produzir boa estimacão quando as saidas medidas estão livres de ruído. No entanto, na presença de ruído este método se apresentou "biasado" - principalmente na estimacão dos coeficientes de rigidez e massa do sistema, que assumiram erros de polarizao crescentes  medida que aumentou-se o nível de ruído. Entretanto, o método MQ apresentou-se bastante razoável na estimacão do

amortecimento, mostrando pouca sensibilidade na região de pico - onde o efeito do ruído é minimizado, e com isso garantindo uma estimação satisfatória.

A estimação usando o método das variáveis instrumentais, ao contrário, se apresentou com bastante regularidade para praticamente todas as situações testadas, reduzindo sensivelmente os valores dos erros de polarização em relação aos outros métodos, indicando que o método VI se apresenta como uma excelente opção para o processo de identificação de parâmetros. Este fato é comprovado, uma vez que bastaram poucas iterações para que a estimação se tornasse consistente, ou mesmo assumisse valores de erros tão pequenos que podem ser considerados satisfatórios para a maioria das aplicações usuais.

Já o método de estimação sequencial não se apresentou tão bem quanto os métodos MQ e VI, apresentando resultados sujeitos a erros de polarização, geralmente superiores para a mesma situação testada pelos outros métodos. É importante ressaltar que, mesmo apresentando resultados com maior dispersão de erros, o método ES se apresenta como uma boa opção quando se utilizou maior número de pontos de discretização, o que significa uma maior resolução no tempo. Além disso, é possível se obter a convergência na estimação sequencial com um número bem menor de iterações.

4.5 - RESULTADOS DO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA UTILIZANDO TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO

4.5.1 - Descrição do processo

Nos itens precedentes procurou-se abordar de forma sistemática as diversas formulações matemáticas desenvolvidas para o processo de identificação de parâmetros, visando atingir um certo amadurecimento no tocante à utilização das diversas técnicas de estimação. Neste contexto, verificou-se que através da formulação desenvolvida usando as funções de resposta em frequência é possível identificar os parâmetros de um sistema mecânico

de forma consistente, mesmo considerando a presença de ruídos nas saídas medidas. Em todos estes casos, entretanto, o sistema era excitado com uma perturbação ou força de excitação conhecida e obtinha-se a resposta do sistema para, em seguida, encontrar-se o vetor dos parâmetros desconhecidos através das diversas técnicas de estimação.

Neste item, procura-se abordar o problema inverso, isto é, partindo-se de uma resposta conhecida através da simulação com parâmetros obtidos pelos diversos estimadores, obtém-se as forças de excitação do sistema. Para isto, utiliza-se a formulação matemática desenvolvida no Capítulo 2 (item 2.6), onde trabalha-se com as funções de resposta em frequência e aplica-se os métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação sequencial a seguir descritos:

a) Método dos Mínimos Quadrados (MQ)

Pela estrutura matricial dada pela equação (2.6.1.2) as forças de excitação podem ser estimadas por mínimos quadrados na forma,

$$\{ F(\omega) \} = \{ [H(\omega)]^T [H(\omega)] \}^{-1} [H(\omega)]^T \{ X(\omega) \} \quad (4.5.1.1)$$

Seguindo a formulação proposta por Oliveira [36], baseada na equação (4.5.1.1), a identificação de forças pode ser obtida por,

$$\{ \hat{F} \}_{MQ} = [B] \{ \hat{\phi} \}_{MQ} \quad (4.5.1.2)$$

onde, a matriz [B] na equação (4.5.1.2) é constituída a partir dos valores das respostas medidas \hat{X} , e $\{ \hat{\phi} \}_{MQ}$ é o vetor dos parâmetros estimados através da equação (3.2.1.6).

b) Método das Variáveis Instrumentais (VI)

Considerando que a matriz das variáveis do modelo auxiliar $\hat{\phi}_{VI}(\text{aux})$ é montada a partir dos parâmetros estimados pelo método dos mínimos quadrados, a identificação de forças pode ser obtida de maneira análoga à equação (4.5.1.2), rearranjada na forma,

$$\{\hat{F}\}_{VI} = [B_v] \{\hat{\phi}\}_{VI} \quad (4.5.1.3)$$

onde, a matriz $[B_v]$ é também constituída a partir das respostas medidas \hat{X} , e $\{\hat{\phi}\}_{VI}$ é o vetor dos parâmetros estimados através da equação (3.3.1.3). Portanto, as forças estimadas serão estabelecidas da equação (4.5.1.3) quando no processo iterativo os valores das forças estimadas convergirem para valores estáveis.

c) Método da Estimação Sequencial (ES)

As forças estimadas utilizando o método ES, proposto neste trabalho, são obtidas de maneira análoga às equações (4.5.1.2) e (4.5.1.3), rearranjada na forma [48],

$$\{\hat{F}\}_{ES} = [B_s] \{\hat{\phi}\}_{ES} \quad (4.5.1.4)$$

onde, a matriz $[B_s]$, análogamente, é constituída a partir das respostas medidas \hat{X} , e $\{\hat{\phi}\}_{ES}$ é o vetor dos parâmetros estimados através da equação (3.4.1.1). Também neste caso, as forças estimadas serão estabelecidas da equação (4.5.1.3) quando no processo iterativo os valores das forças estimadas convergirem para valores estáveis.

A figura (4.5.1.1) mostra o diagrama de blocos para o processo de identificação de forças no domínio da frequência, podendo ser implementado em computador digital (vide programas MQFORC, VIFORC, ESFORC desenvolvidos em Fortran - Apêndices 3.8, 3.9 e 3.10), e as forças estimadas são armazenadas num arquivo de dados de modo a permitir a sua visualização de forma gráfica.

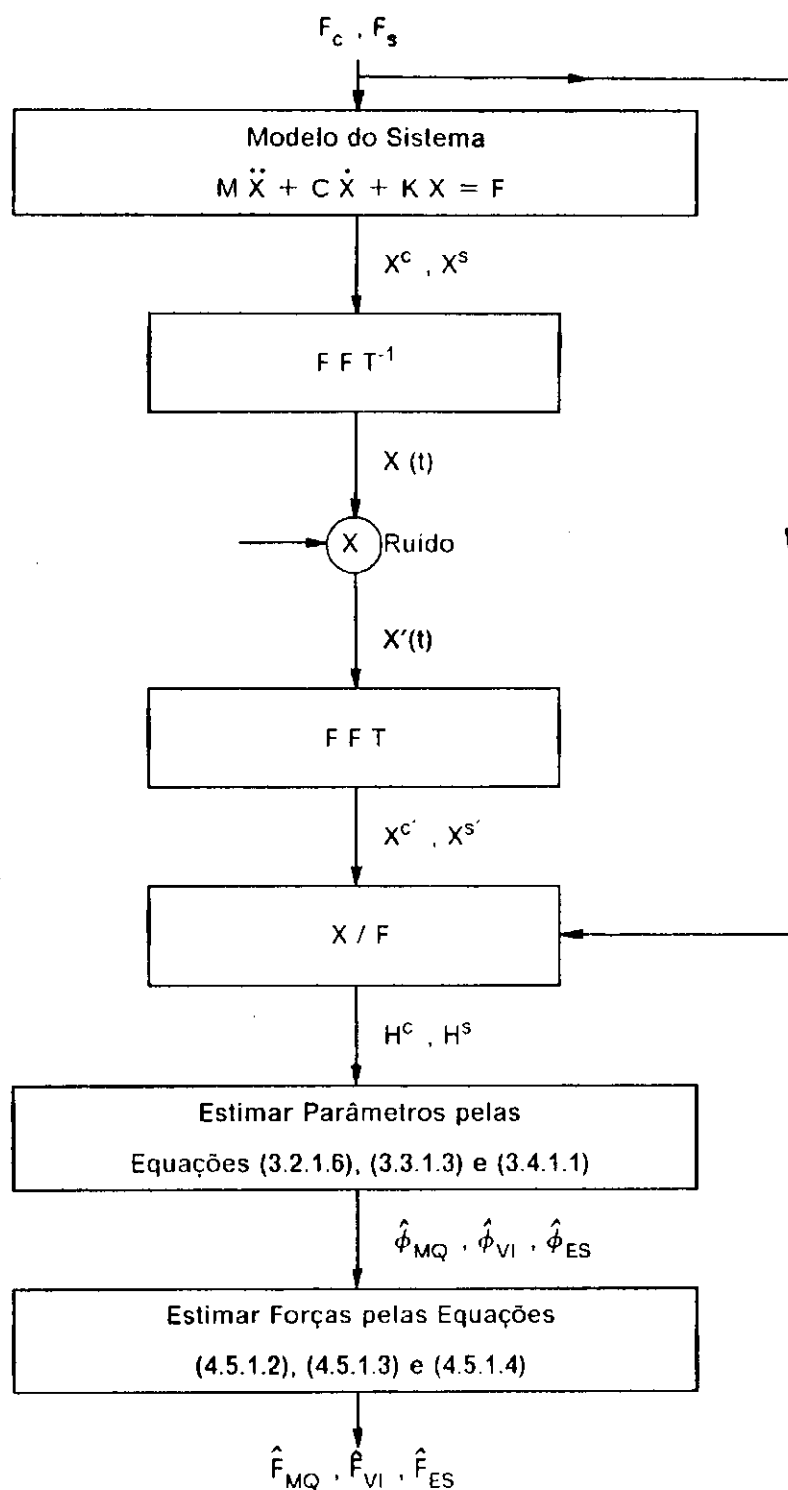


Figura 4.5.1.1 - Diagrama de blocos para o processo de identificação de forças no domínio da frequência utilizando os métodos MQ, VI e ES.

4.5.2 - Resultados de simulação digital para o processo de identificação de forças no domínio da frequência utilizando as funções de resposta em frequência

Considerando-se que o objetivo central do trabalho está concentrado na identificação de perturbações em sistemas mecânicos e que o modelamento matemático adotado utiliza a formulação desenvolvida através das Funções de Resposta em Frequência (FRF), procura-se neste item processar simulações digitais para diferentes situações de modo a obter-se as forças estimadas através das diversas técnicas de estimação. Para isto, procura-se utilizar o mesmo procedimento tomando-se como parâmetros de referência aqueles já apresentados na tabela (4.2.2.1), rearranjada na forma da tabela (4.5.2.1).

Tabela 4.5.2.1 - Valores dos parâmetros adotados para verificação do processo de identificação

Massa M	Rigidez K	Amortec. C	Ampl. Força Fo	Valor de Npi
10 Kg	500 N/m	50 Ns/m	2 N	Nf/2

Para se proceder a simulação digital do sistema, procura-se utilizar o vetor de excitação obtido diretamente em frequência, conforme descrito na figura (4.2.2.2), em termos de suas componentes reais e imaginárias face as vantagens já discutidas anteriormente. Para isto, escolheu-se como teste fixar $N_{pi} = N_f/2$ e variar o número de pontos em frequência ($N_f = 32, 64$ e 128) de modo a se criar várias situações de análise e permitir uma melhor visualização gráfica tanto das curvas das funções de resposta em frequência quanto das forças identificadas pelos diversos estimadores.

As funções de resposta em frequência foram poluídas com ruído aleatório [15], sendo a quantificação do nível de ruído dado em termos da porcentagem do valor RMS dos sinais.

As figuras (4.5.2.1) a (4.5.2.18), apresentam as curvas obtidas de simulação digital das FRF sobreposta ao ruído ($N_r = 5\%$) e das forças identificadas nestas condições utilizando-se os métodos MQ, VI e ES, respectivamente. Como observação adicional, todo o processo de identificação segue as etapas do diagrama mostrado na figura (4.5.1.1).

Resultados da Identificação de Forças pelo método dos Mínimos Quadrados (MQ)

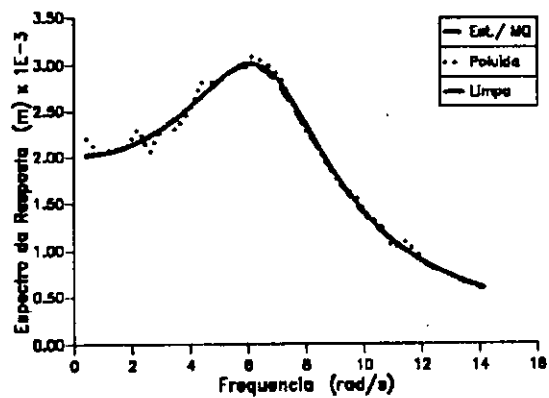


Figura 4.5.2.1 - FRF do sistema estimada pelo método MQ para $N_f = 32$ pontos

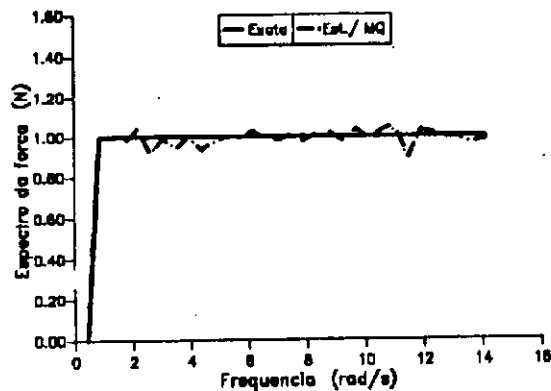


Figura 4.5.2.2 - Espectro da força estimada pelo método MQ para $N_f = 32$ pontos

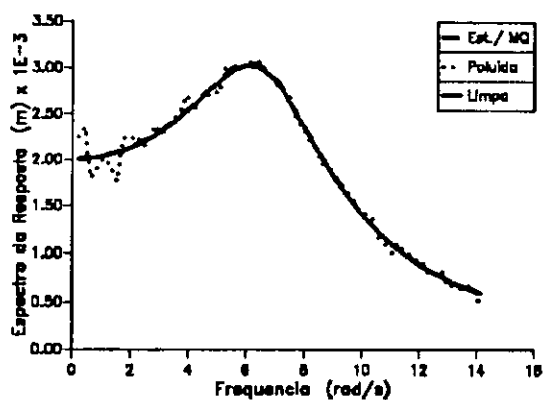


Figura 4.5.2.3 - FRF do sistema estimada pelo método MQ para $N_f = 64$ pontos

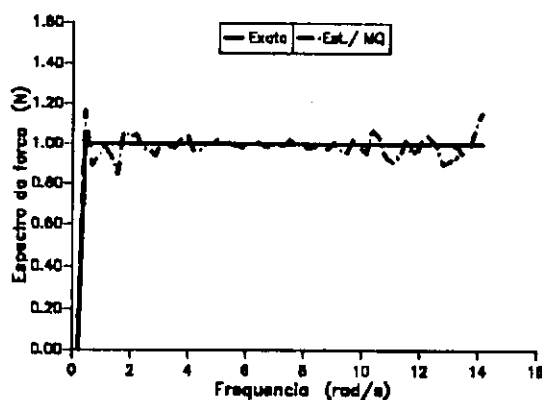


Figura 4.5.2.4 - Espectro da força estimada pelo método MQ para $N_f = 64$ pontos

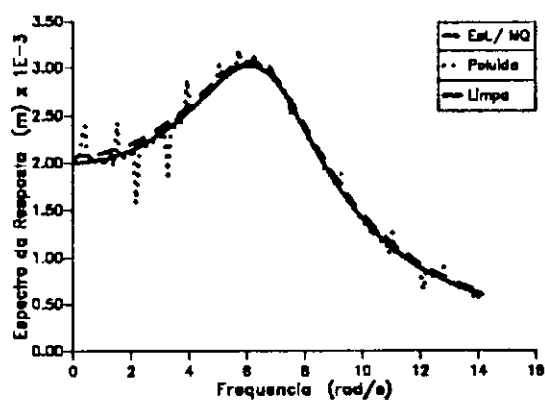


Figura 4.5.2.5 - FRF do sistema estimada pelo método MQ para $N_f = 128$ pontos

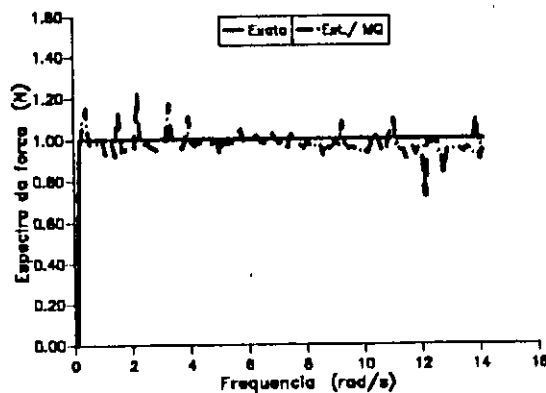


Figura 4.5.2.6 - Espectro da força estimada pelo método MQ para $N_f = 128$ pontos

Resultados da Identificação de Forças pelo método das Variáveis Instrumentais (VI)

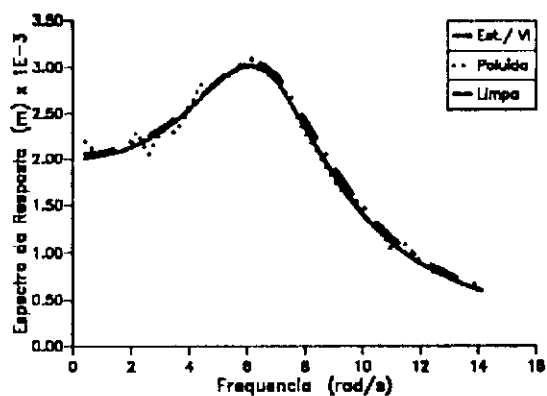


Figura 4.5.2.7 - FRF do sistema estimada pelo método VI para $N_f = 32$ pontos

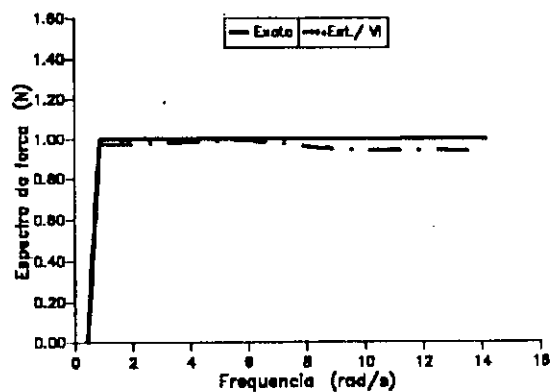


Figura 4.5.2.8 - Espectro da força estimada pelo método VI para $N_f = 32$ pontos

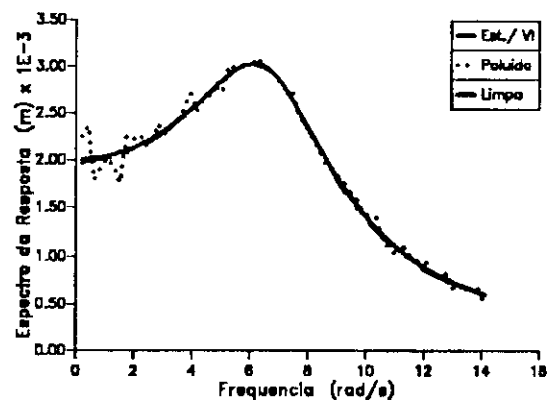


Figura 4.5.2.9 - FRF do sistema estimada pelo método VI para $N_f = 64$ pontos

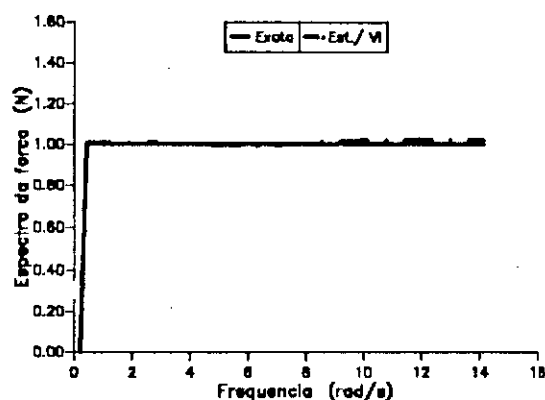


Figura 4.5.2.10 - Espectro da força estimada pelo método VI para $N_f = 64$ pontos

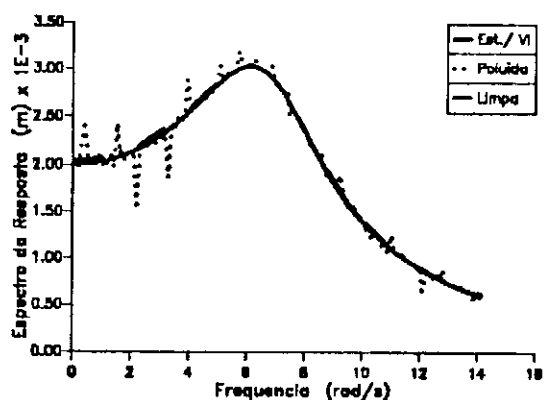


Figura 4.5.2.11 - FRF do sistema estimada pelo método VI para $N_f = 128$ pontos

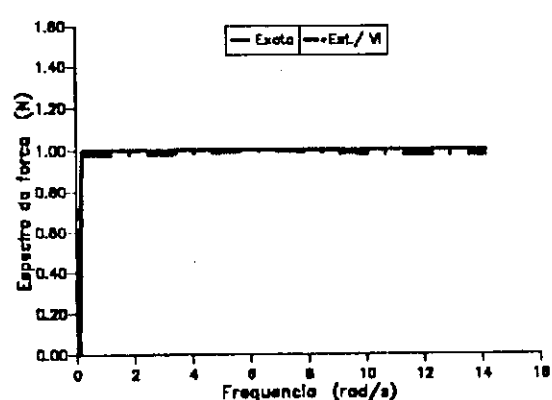


Figura 4.5.2.12 - Espectro da força estimada pelo método VI para $N_f = 128$ pontos

Resultados da Identificação de Forças pelo método da Estimação Sequencial (ES)

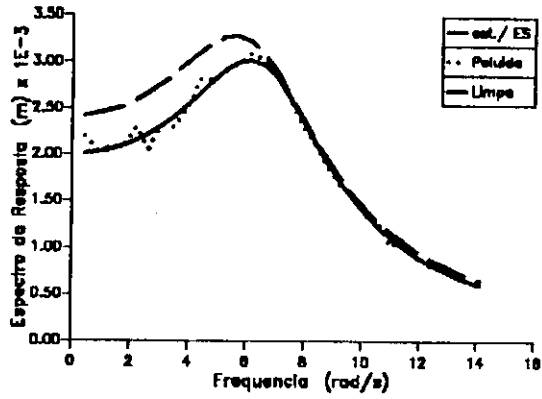


Figura 4.5.2.13 - FRF do sistema estimada pelo método ES para $N_f = 32$ pontos

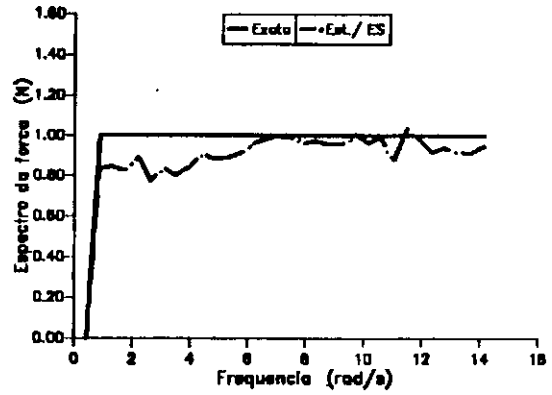


Figura 4.5.2.14 - Espectro da força estimada pelo método ES para $N_f = 32$ pontos

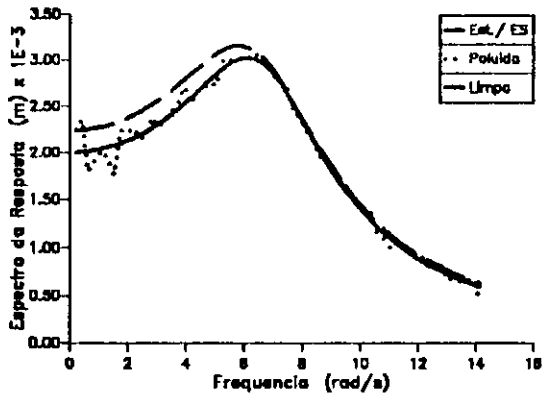


Figura 4.5.2.15 - FRF do sistema estimada pelo método ES para $N_f = 64$ pontos

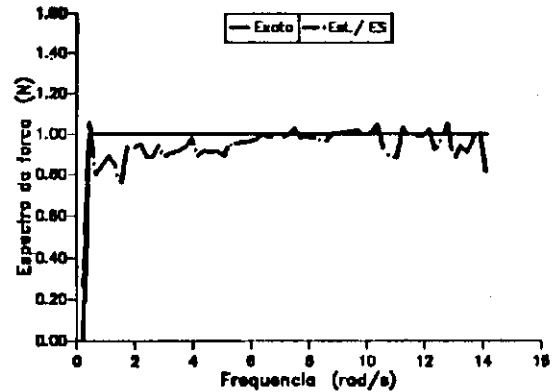


Figura 4.5.2.16 - Espectro da força estimada pelo método ES para $N_f = 64$ pontos

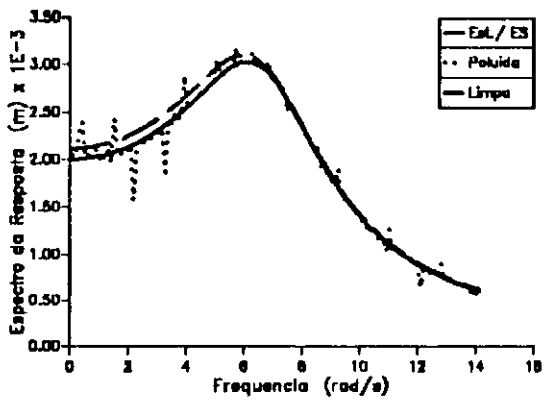


Figura 4.5.2.17 - FRF do sistema estimada pelo método ES para $N_f = 128$ pontos

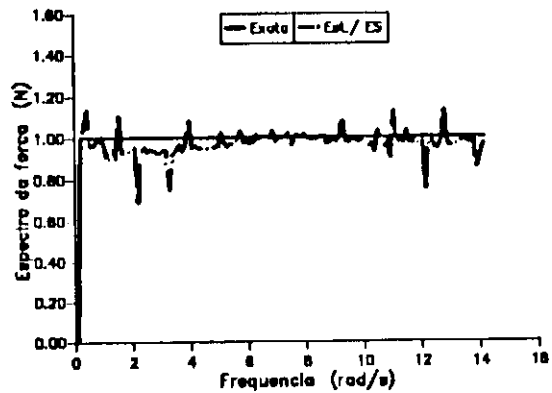


Figura 4.5.2.18 - Espectro da força estimada pelo método ES para $N_f = 128$ pontos

Observa-se das figuras (4.5.2.1), (4.5.2.3) e (4.5.2.5) que as curvas das FRF obtidas pelo método MQ apresentam-se com erros de polarização crescentes à medida que aumenta o número de pontos N_f em relação à FRF simulada sem efeito do ruído. Este fato fica mais evidente verificando-se os espectros das forças identificadas por este método, conforme mostram as figuras (4.5.2.2), (4.5.2.4) e (4.5.2.6), onde fica claro o aumento da dispersão nas curvas estimadas (linha tracejada) - especialmente nas faixas de frequências mais à esquerda e mais à direita dos referidos gráficos, em relação ao espectro simulado obtido pelo sinal sem ruído (linha cheia). A explicação para este fato deve estar ligada à maior influência do ruído nestas regiões, o que torna o estimador MQ "biasado" conforme demonstrado na equação (3.2.3.7).

Já com relação às figuras (4.5.2.7) a (4.5.2.12), ao contrário, as curvas das FRF e espectros das forças identificadas pelo método VI se apresentam de forma bastante consistente, com os valores estimados se aproximando cada vez mais dos valores teóricos (obtidos sem o efeito de ruído) à medida que assume-se valores de N_f crescentes, especialmente na faixa de frequências próxima à região do pico de ressonância. Isto indica que o método VI é capaz de produzir boa estimação mesmo para poucas iterações ($l_t=1$), o que sugere a possibilidade de utilização deste método para obtenção de uma estimação exata.

No caso da análise das figuras (4.5.2.13) a (4.5.2.18), que apresentam as curvas das FRF e espectros das forças identificadas pelo método ES, observa-se que houve uma maior dispersão dos resultados em relação aos métodos MQ e VI. Entretanto, ao contrário do que ocorre com as FRF obtidas pelo método MQ, verifica-se que à medida N_f cresce reduzem-se os erros de polarização, especialmente na faixa de frequências situada na região mais à esquerda do pico de ressonância, indicando um maior ajuste das curvas obtidas. Com relação aos espectros das forças estimadas pelo método ES, observa-se que houve um aumento no nível das dispersões

em relação ao método MQ, porém este apresenta uma distribuição mais regular para a faixa de frequências adotada.

A fim de se poder fazer uma análise qualitativa e quantitativa dos valores dos erros obtidos no processo de identificação de forças no domínio da frequência, aplicado aos diversos estimadores, define-se o erro de estimação das forças ponto a ponto, dado por

$$\Delta F(i) = \frac{(F(i) - \hat{F}(i))}{F(i)} \times 100 \% \quad (4.5.2.1)$$

onde $F(i)$ e $\hat{F}(i)$ representam os valores dos espectros das forças obtida da simulação teórica e estimada, respectivamente, para valores de $i = 1, 2, \dots, N_f$.

As figuras (4.5.2.19) a (4.5.2.21) apresentam os gráficos dos erros obtidos na estimação das forças pelos métodos MQ, VI e ES, a partir dos resultados discutidos anteriormente através das figuras (4.5.2.1) a (4.5.2.18).

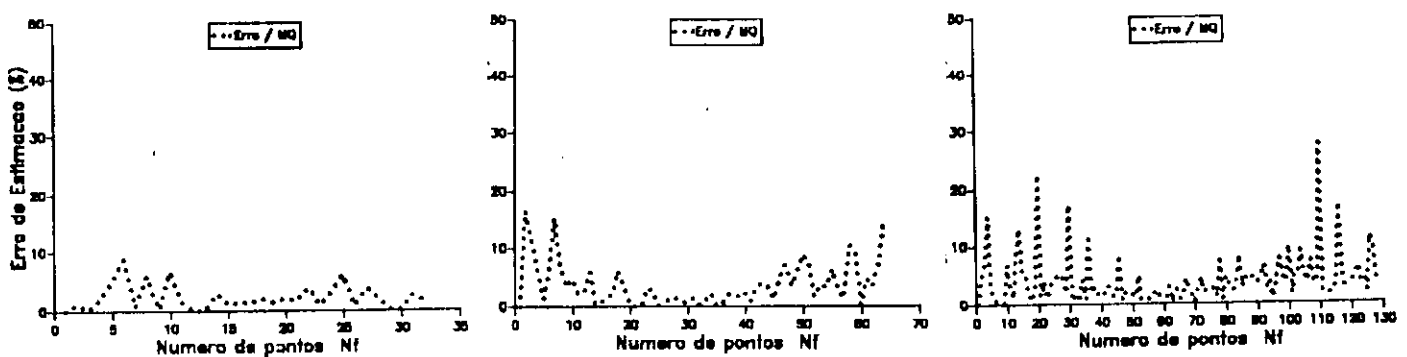


Figura 4.5.2.19 - Erros de estimação nos espectros das forças identificadas pelo método

MQ para valores de $N_f = 32, 64$ e 128 pontos em frequência

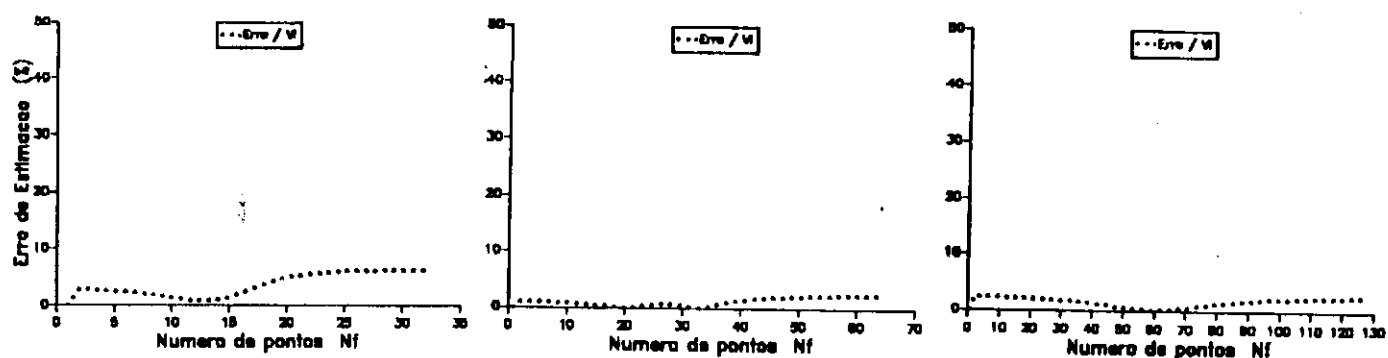


Figura 4.5.2.20 - Erros de estimação nos espectros das forças identificadas pelo método

VI para valores de $N_f = 32, 64$ e 128 pontos em frequência

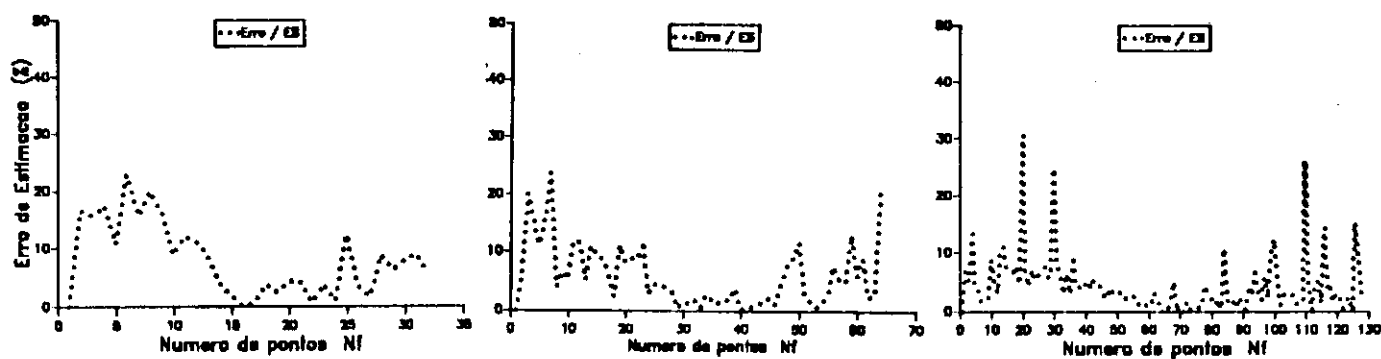


Figura 4.5.2.21 - Erros de estimação nos espectros das forças identificadas pelo método

ES para valores de $N_f = 32, 64$ e 128 pontos em frequência

Dos gráficos apresentados nas figuras (4.5.2.19) e (4.5.2.21) comprovam-se as análises feitas anteriormente de que no método MQ, à medida que aumenta-se o número de pontos em frequência N_f aumentam-se os níveis de erros na estimação, obtendo-se picos de cerca de 8 % quando tomados $N_f = 32$ pontos para valores de cerca de 28 % quando $N_f = 128$ pontos (variação de 20 %).

Já no método ES observa-se uma variação menor, isto é, obtêm-se picos de cerca de 22 % quando toma-se $N_f = 32$ pontos para valores de cerca de 32 % quando $N_f = 128$ pontos (variação de 10 %). Além disso, verifica-se também no método ES uma melhor distribuição destes picos ao longo de toda a faixa de frequência adotada, indicando uma maior regularidade

do método quando assume-se valores de N_f crescentes, o que sugere uma estimação mais confiável que no método MQ.

Com relação ao gráfico da figura (4.5.2.20) que representa os valores dos erros obtidos na estimação pelo método VI, verifica-se de forma contundente a sua eficiência em relação aos métodos MQ e ES, apresentando dispersões da ordem de apenas 3 % e com uma regularidade que garante uma estimação razoável das forças ou perturbações simuladas teoricamente. Uma observação mais atenta permite concluir que na faixa de frequências próxima à região do pico de ressonância obtêm-se os melhores resultados com erros praticamente nulos para as diversas situações analisadas, indicando assim uma estimação consistente.

4.5.3 - Comentários sobre os resultados obtidos

Fazendo-se uma breve análise dos resultados obtidos no processo de identificação de forças no domínio da frequência, quando considera-se o efeito do ruído presente nas respostas medidas, pode-se de certa forma concluir que os estimadores MQ e ES se apresentaram polarizados - especialmente nas regiões onde as curvas das FRF simuladas apresentaram maior dispersão em relação a resposta limpa obtida sem o efeito do ruído. Este fato indica que, possivelmente, numa situação física os valores das forças ou perturbações identificadas por estes métodos podem não corresponder aos valores que realmente interagem sobre a estrutura. No entanto, estes métodos podem ser recomendados para situações em que o efeito do ruído é considerado desprezível, o que garantiria uma estimação mais consistente.

Com relação ao método VI, ao contrário, este se mostrou bastante eficiente no processo de identificação de forças para todas as situações testadas, apresentando resultados satisfatórios mesmo para poucas iterações. Portanto, acredita-se que este método deve ser recomendado para se proceder a estimação de perturbações ou forças de excitação existentes nas estruturas de sistemas físicos reais, onde normalmente deseja-se reduzir ou eliminar o efeito do ruído presente nas medidas.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Procurou-se ao longo deste trabalho desenvolver diversas formulações matemáticas no domínio do tempo e da frequência com o objetivo de identificar parâmetros de sistemas mecânicos, sendo dada ênfase na identificação de perturbações externas em sistemas mecânicos de um grau de liberdade do tipo massa-mola-amortecedor viscoso, utilizando os métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimação sequencial.

Para isto, foram processadas simulações digitais para a obtenção dos sinais de excitação e resposta no tempo e em frequência, utilizando alguns algoritmos numéricos como o método de Runge Kutta de quarta ordem e a Transformada Rápida de Fourier, além da implementação de diversos programas específicos para resolução das equações matemáticas formuladas pelos diversos métodos propostos. Durante estas simulações digitais, alguns aspectos relevantes foram investigados como o critério de escolha do intervalo de tempo de discretização dos sinais, número de pontos utilizados no processo de identificação, efeito do ruído nas respostas medidas, etc., visando-se obter uma estimação mais consistente.

Fazendo-se uma análise sobre a eficiência dos estimadores utilizados pode-se concluir que, a partir dos resultados obtidos neste trabalho, os métodos dos mínimos quadrados e estimação sequencial se mostraram fortemente polarizados na identificação de forças, apresentando erros de estimação em alguns casos, inaceitáveis para as condições testadas - onde considera-se a presença de ruídos nas saídas medidas. No entanto, estes métodos podem ser aplicados para identificar parâmetros em situações onde as saídas que se deseja medir estejam livres de ruído.

Já o estimador das variáveis instrumentais, ao contrário, mostrou-se conceitualmente superior em relação aos métodos MQ e ES, conseguindo validar o modelo matemático utilizado,

e garantindo uma estimaco consistente mesmo para as situaes onde o nível de ruído   considerável. Por estas razes, é de se esperar que este método seja também bastante eficiente na identificao experimental de parâmetros, onde normalmente existe a presena de ruído nas medidas.

Com relao às diversas formulaes matemáticas desenvolvidas para o processo de identificao de sistemas mecânicos, verificou-se que de uma maneira geral, as formulaes desenvolvidas no domínio da frequência se mostraram mais eficientes que as desenvolvidas no domínio do tempo, devendo-se ressaltar que a formulao que utiliza as funes de resposta em frequência foi a que melhor se apresentou para todo o processo de identificao. As formulaes desenvolvidas no tempo, geralmente se apresentaram mais sensíveis aos erros, dependendo fortemente das respostas obtidas pelo integrador numérico de Runge-Kutta - que normalmente está sujeito a erros de arredondamento e truncamento, precisão numérica do algoritmo, passo de integrao, etc., fatores estes agravantes em todo processo de identificao.

Portanto, face às investigaes apresentadas, pode-se pensar que dentre as principais contribuies que este trabalho apresenta, a possibilidade de se utilizar o método de identificao de foras no domínio da frequência utilizando-se os métodos dos mínimos quadrados, variáveis instrumentais e estimaco sequencial foi de real significância para o referido estudo. Além disso, deve-se ressaltar também o desenvolvimento e implementao de todo o processo de identificao no terminal gráfico IBM (4381) através da execuo de diversos programas computacionais utilizando a linguagem FORTRAN (vide listagem dos programas e subrotinas - Apêndices 3 e 4), de modo a permitir aos pesquisadores desta área o suporte básico necessário para o desenvolvimento de futuros trabalhos.

Como sugestes para possíveis trabalhos a serem desenvolvidos nesta linha de pesquisa, considera-se importante uma investigao mais aprofundada sobre a possibilidade de utilizao da estimaco sequencial em conjuno com outras técnicas de estimaco como as técnicas de filtragem para reduzir ou mesmo eliminar a presena de ruídos nas medidas. Outro

aspecto que considera-se relevante se refere á escolha do integrador numérico para a obtenção das respostas em termos de deslocamento e velocidade. Sugere-se a utilização do método de Runge-Kutta com precisão numérica mais elevada, ou mesmo a utilização de outros métodos que permitam uma melhor convergência da resposta no tempo.

Com relação ao método de identificação de forças proposto neste trabalho, considera-se como bastante oportuno e inovativo, necessitando porém de um maior aprofundamento - especialmente na identificação experimental onde sugere-se testar as diversas técnicas de estimação aplicadas a uma estrutura física real, de modo a se tirar conclusões mais concretas das potencialidades do referido método. Sugere-se também comparar os resultados obtidos através da identificação experimental com outras técnicas atualmente existentes como por exemplo o método dos elementos finitos.

Uma observação que deve ser ressaltada está relacionada com a escolha da faixa de frequência a ser adotada no processo de identificação. Segundo o teorema da Amostragem, para que não haja distorção do sinal na discretização é necessário que a frequência de amostragem seja maior ou igual a duas vezes a maior frequência contida no sinal. Neste caso, é possível reconstituir o sinal contínuo ou analógico a partir do mesmo sinal discretizado, usando a Interpolação de Shannón.

Caso o sinal possua componente de frequência maior do que a metade da frequência de amostragem, ocorrerá uma distorção que pode ser vista como um rebatimento do espectro ("aliasing"). Para que este efeito possa ser contornado, é necessário utilizar filtros passa-baixa ou filtro anti-aliasing.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 01 - Almeida, M.T., "Vibrações Mecânicas para Engenheiros", São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 1987.
- 02 - Nascimento, L.P. e Weber, H.I., "Aspectos Dinâmicos de Máquinas Hidroelétricas com Turbina Hidráulica tipo Kaplan", X COBEM, pp. 249-252, 1989.
- 03 - Mabie, H.H. e Ocvirk, F.W., "Dinâmica das Máquinas", Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1980.
- 04 - Rao, J.S., "Rotor Dynamics", New York, Halsted Press Book, John Wiley & Sons, 1983.
- 05 - Bishop, R.E.D., "On the Use of Balancing Machines for Flexible Rotors", Journal of Engineering for Industry, pp. 561-576, 1972.
- 06 - Parkinson, A.G., "Balancing of Flexible Shafts Rotating in Machine Flexible Bearings", Journal Mechanical Engineering Science, pp. 430-438, 1973.
- 07 - Tonnesen, J., "Futher Experiments on Balancing of a High-Speed Flexible Rotor", Journal of Engineering for Industry, pp. 431-440, 1974.
- 08 - Nepomuceno, L.X., "Técnicas de Manutenção Preditiva", São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 1989.
- 09 - Meirovitch, L., "Element of Vibration Analysis", New York, McGraw-hill Book Company, Serie International Student, 1975.
- 10 - Dana, S.S. e Weber, H.I., "A Study on the Modeling of an Elastically Mounted Vertical Rotor", Carson City, Symp. on Instability on Rotating Machinery, 1985.
- 11 - Donaldson, R., "Hydraulic-Turbine Runner Vibrations", Trans. ASME, N°5, 1956.
- 12 - Pavanelo, R., "Estudo do Comportamento Dinâmico de Hidrogeradores", UNICAMP, Tese de Mestrado, 1985.

- 13 - Mirshawka, V., "Manutenção Preditiva caminho para zero defeitos", São Paulo, Makron Books do Brasil Editora Ltda., 1991.
- 14 - Box, G.E.P. and Muller, M.E., "A Note on the Generation of Random Normal Deviates", Ann. Math. Statistical, pp. 610-611, 1958.
- 15 - Chaharbaghi, K. and Davies, B.L., "Numerical Evaluations of Multi-Stream Pseudo-Random Number Generation", Appl. Math. Modeling, pp. 219-228, 1987.
- 16 - Schroeder, M.R., "Synthesis of Low-Peak Factor Signals and Binary Sequences Low Auto-Correlation", IEEE, Transactions on information and Theory, pp. 85-89, 1970.
- 17 - Oliveira, N.V. e Arruda, J.R.F., "Identificação das Características de Rigidez e Amortecimento de Mancal Hidrodinâmico", IX COBEM, pp. 709-711, 1987.
- 18 - Arruda, J.R.F., "Análise de Sinais em Software", CNPq, Relatório de Atividades, 1980.
- 19 - Oppenheim, A.V. and Willsky, A.S., "Signal and Systems", Prentice-Hall Signal Processing Series, U.S.A., 1983.
- 20 - Lange, F.H., "Correlation Techniques", Life Technology Press, 1967.
- 21 - Boyce, W.E. e Dprima, R.C., "Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno", Rio de Janeiro, Editora Guanabara, 1988.
- 22 - Hornbeck, R.W., "Numericals Methods", New York, Quantum Publishers, 1975.
- 23 - Oliveira, N.V., "Identificação de Parâmetros de Sistemas Mecânicos com Aplicação a Mancais", UNICAMP, Tese de Doutorado, 1988.
- 24 - Simonian, S.S., "Inverse Problem in Structural Dynamics", Part I: Theory, Part II: Aplication, Vol. 17, 357-386, 1981.
- 25 - Hillary, B. and Ewins, D.J., "The Use of Strain Gauges in Force Determination and Frequency Response Measurements", International Modal Analysis Conference, pp. 627-634, 1984.
- 26 - Eykoff, P., "System Identification Parameter and State Estimate", John Willey and Sons, 10th ASME, 1985.

- 27 - Arnold, C.R. and Narendra, K., "The Identification and Classification of Systems", Technical Report, Cambridge, Craft Laboratory, Harvard University, 1975.
- 28 - Ljung, L., "System Identification Theory for the User", New Jersey, Prentice-Hall, 1987.
- 29 - Beck, J.V. and Arnold, K.J., "Parameter Estimation in Engineering and Science", New York, John Wiley and Sons, 1977.
- 30 - Bendat, J.S. and Piersol, A.G., "Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis", A. Wiley, Interscience Publication, 19 .
- 31 - Fritzen, C.P., "Identification of Mass, Damping and Stiffness Matrices of Mechanical Systems", Cincinnati, 10thASME, Conference on Mechanical Vibration and Noise, 1985.
- 32 - Young, P.C., "An Instrumental Variable Method for Real-Time Identification of a Noise", Automatic, pp. 271-287, 1970.
- 33 - Wong, K.Y. and Polak, E., "Identification of Linear Discrete Time System Using the Instrumental Variable Methods", IEEE, Transaction on Automatic Control, pp. 707-718, 1967.
- 34 - Sahinkaya, M.N. and Burrows, C.R., "Kalman Filters Applied to time-domain estimation of linearized oil-film coefficients", I Mech E, pp. 109-118, 1984.
- 35 - Wang, J.H., "Mechanical Parameter Identification with Special Considerations of Noise Effects", Journal of Sound and Vibration, pp. 151-167, 1988.
- 36 - Oliveira, N.V., "Identificacion Experimental de Fuerzas Bajo Condiciones Controladas En El Dominio de la Frecuencia", Second Pan American Congress of Applied Mechanics, Chile, 1991.
- 37 - Papoulis, A., "Signal Analysis", New York, McGraw-Hill, Serie International Student, 1977.
- 38 - Oppenheim, A.V. and Schafer, R.W., "Digital Signal Processing", Prentice-Hall, 1975.
- 39 - Cooley, J.W. and Tukey, J.W., "An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series", Math. Computation, Vol. 19, pp. 297-301, 1965.
- 40 - Bendat, J.S. and Pierson, A.G., "Random Data", Wiley-Interscience, 1971.
- 41 - Barroso, L.C., "Cálculo Numérico com Aplicações", São Paulo, Editora Harbra Ltda., 1987.

- 42 - Thomson, T.W., "Teoria da Vibração com Aplicações", Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1978.
- 43 - Marple, S.L., "Digital Spectral Analysis with Applications", New Jersey, Prentice-Hall, 1987.
- 44 - Zaveri, K., "Modal Analysis of Large Structures - Multiple Exciter Systems", Bruel and Kjaer.
- 45 - Hehl, M.E., "Linguagem de Programação Estruturada: FORTRAN 77", São Paulo, McGraw-Hill, 1987.
- 46 - Cereda, R.L.D., "Introdução ao FORTRAN 77 para Microcomputadores", São Paulo, McGraw-Hill, 1987.
- 47 - Grilo, M.C.A., "Programação Estruturada com FORTRAN e WATFIV", Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1985.
- 48 - Silva, A.A. e 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, Vol I, pp. 196-202, 1992.

APÊNDICE 1

**FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O CÁLCULO DA TRANSFORMADA DE FOURIER
DISCRETA E ALGORITMO PARA CÁLCULO DA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER**

APÊNDICE 1

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O CÁLCULO DA TRANSFORMADA DE FOURIER DISCRETA E ALGORITMO PARA CÁLCULO DA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER

1.1 - SÉRIES E TRANSFORMADAS DE FOURIER

Seja $f(t)$ um sinal periódico no tempo, com período T e admitamos que $f(t)$ satisfaça as seguintes condições:

- i) possua valor médio finito no intervalo $[0, T]$;
- ii) seja contínuo nesse intervalo ou, se apresentar descontinuidades, sejam estas finitas;
- iii) possua número finito de máximos e mínimos no intervalo $[0, T]$

Se $f(t)$ atende as condições acima, ditas condições de Dirichlet, então esta pode ser decomposta em uma série trigonométrica de sinais senoidais e cossenoidais em frequência na forma,

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^N [a_n \cos n \omega_0 t + b_n \text{sen } n \omega_0 t] \quad (1.1.1)$$

onde os coeficientes a_0 , a_n e b_n são definidos de tal modo que a representação corresponde exatamente a $f(t)$ para $N \rightarrow \infty$. A frequência fundamental ω_0 é dada por,

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} \quad (1.1.2)$$

e os coeficientes de Fourier são calculados segundo as expressões a seguir:

$$a_0 = 1/T \int_{t_0}^{t_0+T} f(t) dt \quad (1.1.3)$$

$$a_n = 2/T \int_{t_0}^{t_0+T} f(t) \cos n \omega_0 t dt \quad (1.1.4)$$

$$a_n = 2/T \int_{t_0}^{t_0+T} f(t) \sin n \omega_0 t dt \quad (1.1.5)$$

O termo a_0 é o valor médio ou o nível d.c. do sinal $f(t)$ no intervalo $[t_0, t_0+T]$.

Portanto, uma série trigonométrica de Fourier é a expansão de uma função periódica $f(t)$ em uma soma de senos e cossenos, cujas amplitudes são finitas e suas frequências são múltiplas da frequência fundamental ω_0 [23].

Contudo, essa técnica de análise poderá ser aplicada a sinais não periódicos, mediante o uso das integrais de Fourier. Deste modo, para todo sinal não periódico de energia finita, a sua transformada pode ser calculada por meio de transformações lineares da forma,

$$f(t) = 1/2\pi \int_{-\infty}^{\infty} f(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (1.1.6)$$

$$f(\omega) = 1/2\pi \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (1.1.7)$$

As equações (1.1.6) e (1.1.7) são conhecidas como par de transformadas de Fourier e permitem a transferência de uma função no domínio do tempo para o domínio da frequência e vice-versa, o que simplifica os cálculos e análise das funções.

A série e transformada de Fourier são definições essencialmente matemáticas. Do ponto de vista prático, não pode-se integrar um sinal durante um intervalo de tempo infinito. Assim, o procedimento usual, é se fazer uma estimação da transformada de Fourier, na forma,

$$f(\omega, t) = 1/T \int_0^T f(t) e^{j\omega t} dt \quad (1.1.8)$$

Daí, o mesmo procedimento é tomado para sinais periódicos ou transitórios.

1.2 - TRANSFORMADA DE FOURIER DISCRETA (TFD)

No item anterior, a análise de sinais no domínio do tempo e da frequência estava restrita a análise de sinais contínuos. Na aplicação em problemas reais, onde se trabalha com computador digital, é necessário discretizar estes sinais. Desta forma, é preciso estabelecer relações entre os sinais discretos e contínuos, bem como relações entre suas transformadas.

A partir de um sinal contínuo $f(t)$, pode-se obter um sinal discreto $f(n)$, assumindo valores do intervalo de tempo de discretização constante Dt na forma,

$$f(n) = F(t = nDt), \quad n = 0, N-1 \quad (1.2.1)$$

A transformada de Fourier contínua do sinal discreto (1.2.1) pode ser dada por,

$$X(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} f(n) e^{-j2\pi f nDt} \quad (1.2.2)$$

Pode-se mostrar que a transformada de Fourier de um sinal discreto $f(n)$ em (1.2.2) é periódica [37], ou seja,

$$X(f + k f_a) = X(f), \quad k = 1, 2, \dots \quad (1.2.3)$$

sendo f_a a frequência de amostragem, dada por

$$f_a = \frac{1}{Dt} \quad (1.2.4)$$

Após algumas transformações e considerando (1.2.4) pode-se mostrar que a transformada inversa de (1.2.2) é dada por,

$$f(n) = 1/f_a \int_{-f_a/2}^{f_a/2} X(f) e^{i 2\pi f n Dt} \quad (1.2.5)$$

A equação (1.2.5) podendo ser interpretada como sendo os coeficientes de Euler-Fourier da expansão em série de (1.2.2).

Para que não haja distorção do sinal na discretização, é necessário que a frequência de amostragem f_a seja maior ou igual a duas vezes a maior frequência contida no sinal. No caso em que o sinal contiver componente de frequência maior do que a metade da frequência de amostragem, ocorrerá uma distorção do sinal ("aliasing") sendo necessário utilizar filtros para que este efeito possa ser contornado.

A avaliação numérica da transformada de Fourier discreta definida pela equação (1.2.2) é inadequada para a obtenção de um espectro, pois, para tal propósito seriam necessários um número infinito de valores amostrados de $f(t)$.

Seguindo a notação de Oppenheim [38], dado um sinal discreto $x(n)$, $n = 0, N-1$ a TFD finita tem por expressão

$$X(k) = 1/N \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-i 2\pi k n / N}, \quad k = 0, N-1 \quad (1.2.6)$$

$x(n)$ pode ser reconstituído a partir de $x(k)$ pela TFD inversa,

$$x(n) = \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{j2\pi kn/N}, \quad n = 0, N-1 \quad (1.2.7)$$

1.3 - ALGORITMO DA TRANSFORMADA DE FOURIER RÁPIDA (FFT)

Para o cálculo eficiente da transformada de Fourier discreta (TFD), existem vários algoritmos conhecidos como transformada de Fourier Rápida ("Fast Fourier Transform", FFT) inicialmente propostos e formulados por Cooley e Tukey [39], tendo como objetivo diminuir o tempo do cálculo de (1.2.6).

O cálculo de (1.2.6) implica na execução de N^2 multiplicações complexas. O algoritmo FFT permite chegar ao mesmo resultado com $N \log_2 N$. Partindo a série $\{x_n\}$ em duas:

$$\begin{aligned} \{x_n\}, \quad n = 0, N-1 & \qquad \{y_n\} / y_n = x_{2n} & \qquad n = 0, N/2 - 1 \\ & \qquad \{z_n\} / z_n = x_{2n+1} \end{aligned}$$

pode-se chegar a :

$$\begin{aligned} X(k) &= 1/2 \{ Y(k) + W_N^k Z(k) \} \\ X(k+N/2) &= 1/2 \{ Y(k) - W_N^k Z(k) \} \end{aligned} \quad k = 0, N/2 - 1 \quad (1.3.1)$$

onde, $W_N = e^{-j2\pi/N}$

$Y(k)$ e $Z(k)$ são as TFDs em $N/2$ pontos de $y(n)$ e $z(n)$, respectivamente. Esta operação pode ser representada esquematicamente como mostra a figura 1.3.1, também chamada "borboleta" [18].

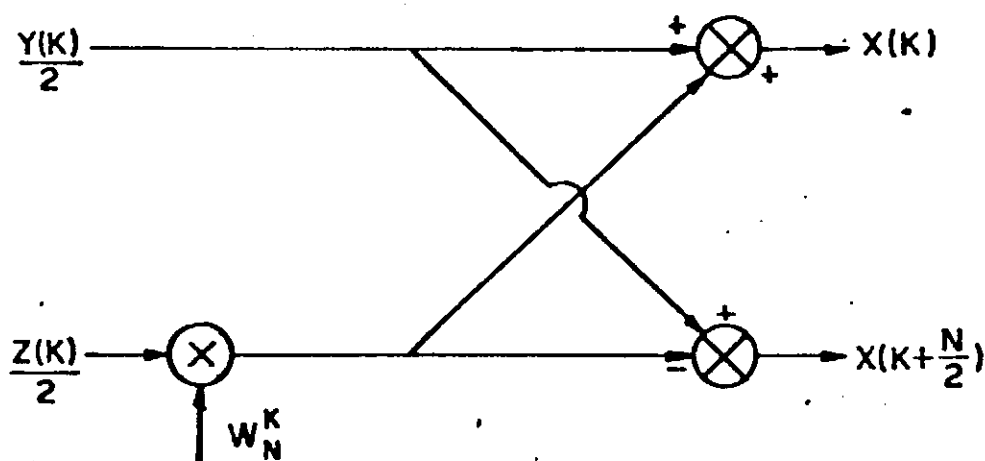


Figura 1.3.1 - Representação esquemática da FFT

Partindo sucessivamente (decimação) a série $\{x_n\}$ até chegar a séries de um só ponto ($N = 2^M$) e sabendo-se que a TFD de uma série de um só ponto é ela própria, basta recombinar com (1.3.1) os valores dos pontos no tempo rearranjados para obter a TFD de $\{x_n\}$. Este é o algoritmo básico para o cálculo da TFD com decimação no tempo.

Considerando que neste trabalho utiliza-se apenas séries temporais reais e como para estas, o espectro é simétrico em relação à origem e periódico com período igual à frequência de amostragem, só interessam os primeiros $N/2 + 2$ pontos em frequência pois os demais são redundantes [40]

Isto leva a trabalhar-se com um vetor $X(k)$ de $N/2 + 2$ pontos a valores complexos, ocupando uma memória de $(N + 2)$ palavras. porém a série temporal tem N pontos. A solução é dar uma representação complexa:

$$\{\alpha_r\} = X_{2r} + X_{2r+1}, \quad r = 0, N/2-1, \quad i = \sqrt{-1} \quad (1.3.2)$$

Portanto, a TFD de série real $\{x_n\}$ pode ser obtida da TFD da série complexa $\{\alpha_r\}$

A (k), $k = 0, N/2-1$:

$$X(k) = 1/2 \{ 1/2 [A(k) + A(N/2-k)] - i/2 [A(k) - A(N/2-1-k)] W_N^k \} \quad (1.3.3)$$

No Apêndice 4 apresenta-se a listagem em FORTRAN da sub-rotina FFTDI, que utiliza o algoritmo FFT baseado na equação (1.3.1). Como observação adicional, nesta sub-rotina é possível obter a TFD direta e inversa bastando para isso proceder a mudança da variável INV = 0 ou 1, respectivamente.

APÊNDICE 2**FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO MÉTODO DE RUNGE-KUTTA
DE QUARTA ORDEM E ALGORITMO UTILIZADO**

APÊNDICE 2

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO MÉTODO DE RUNGE-KUTTA DE QUARTA ORDEM E ALGORITMO UTILIZADO

2.1 - IMPORTÂNCIA DOS MÉTODOS NUMÉRICOS

Considerando-se a equação diferencial de primeira ordem, dada por

$$y' = f(x, y) \quad (2.1.1)$$

com condição inicial,

$$y(x_0) = y_0 \quad (2.1.2)$$

onde supõe-se que $f(x, y)$ possui solução única, satisfazendo a condição inicial (2.1.2) no intervalo de interesse.

Em alguns casos, $f(x, y)$ é tão simples que a equação (2.1.1) pode ser integrada diretamente. Entretanto, em problemas científicos e de engenharia é natural utilizar procedimentos numéricos para a obtenção de uma solução aproximada do referido problema. Entende-se como procedimento numérico para a solução do problema de valor inicial (pvi) dado pelas equações (2.1.1) e (2.1.2) o método que permite construir valores aproximados $y_0, y_1, \dots, y_n, \dots$ da solução $y = \phi(x)$ nos pontos $x_0 < x_1 < \dots < x_n < \dots$ conforme [21], representado na figura (2.1.1).

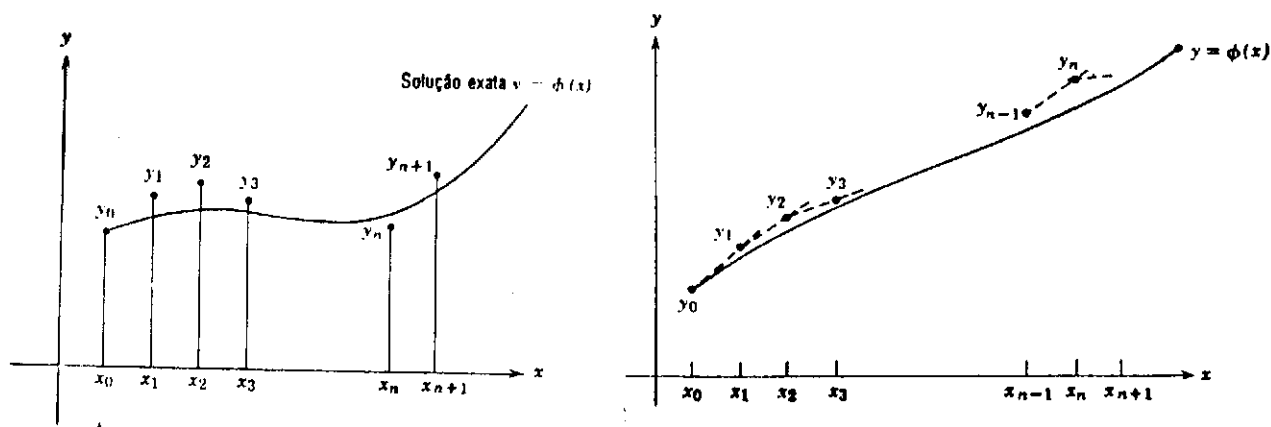


Figura 2.1.1 - Representação do processo de solução numérica (a) solução exata (b) solução aproximada

Com o advento dos computadores digitais de alta velocidade, o uso de métodos numéricos para solucionar problemas de valor inicial se tornou comum. Por outro lado, nem todas as questões sobre a solução de equações diferenciais podem ser resolvidas pelo uso de métodos numéricos. Por exemplo, pode ser difícil responder a perguntas tais como de que modo uma solução depende de y_0 ou de outros parâmetros no problema. Tais questões seriam consideravelmente mais simples se se conhecesse a sua solução analítica.

Além disso, os métodos numéricos dão origem a questões sérias em si mesmas. Em primeiro lugar, há a questão da convergência. Isto é, à medida que o espaçamento entre os pontos $x_0, x_1, \dots, x_n, \dots$ tende a zero, os valores da solução numérica $y_0, y_1, \dots, y_n, \dots$ tendem aos valores de solução exata? Há também a questão da estimação dos erros cometidos no cálculo dos valores $y_0, y_1, \dots, y_n, \dots$. Estes erros se originam de duas maneiras: primeiro, a fórmula usada no método numérico é apenas aproximada, o que causa um "erro de fórmula", ou "erro de truncamento", ou "erro de discretização"; segundo, é possível carregar somente um número limitado de dígitos em qualquer computação, o que causa um "erro de arredondamento". Problemas como estes, podem causar sérias dificuldades na análise numérica e deveriam ser estudados com mais cuidado para se evitar interpretações errôneas [21, 22].

2.2 - MÉTODO DE RUNGE-KUTTA DE QUARTA ORDEM

Considerando que as fórmulas de Taylor desenvolvidas para ordens superiores a três tornam-se não manipuláveis, devido à necessidade de cálculo das derivadas parciais de f , Carl Runge (1856-1927) e M. W. Kutta (1867-1944) desenvolveram fórmulas "equivalentes" às fórmulas de séries de Taylor com a vantagem de não envolverem as derivadas parciais da função f [41].

A fórmula de Runge-Kutta clássica é equivalente a uma fórmula de Taylor de cinco termos:

$$y_{n+1} = y_n + h y'_n + \frac{h^2}{2!} y''_n + \frac{h^3}{3!} y'''_n + \frac{h^4}{4!} y''''_n \quad (2.2.1)$$

onde, h é o passo ou intervalo entre os pontos $x_0, x_1, \dots, x_n, \dots$ e os números y'_n, y''_n, y'''_n e y''''_n são obtidos derivando-se sucessivamente a equação (2.1.1) e então avaliando em (x_n, y_n) .

A fórmula de Runge-Kutta de quarta ordem "equivalente" a equação (2.2.1) envolve uma média ponderada de valores de $f(x, y)$ tomados em pontos diferentes do intervalo $x_n \leq x \leq x_{n+1}$. Ela é dada por:

$$y_{n+1} = y_n + h / 6 (K_{n1} + 2 K_{n2} + 2 K_{n3} + K_{n4}) \quad (2.2.2)$$

onde,

$$K_{n1} = f(x_n, y_n) \quad (2.2.3a)$$

$$K_{n2} = f(x_n + h/2, y_n + h/2 K_{n1}) \quad (2.2.3b)$$

$$K_{n3} = f(x_n + h/2, y_n + h/2 K_{n2}) \quad (2.2.3c)$$

$$K_{n4} = f(x_n + h, y_n + h K_{n3}) \quad (2.2.3d)$$

Pode-se interpretar a soma $(K_{n1} + 2 K_{n2} + 2 K_{n3} + K_{n4}) / 6$ como sendo um coeficiente angular médio. No caso, K_{n1} é o coeficiente angular no extremo esquerdo do

intervalo, K_{n2} e K_{n3} são coeficientes angulares no ponto médio e, finalmente, K_{n4} é o coeficiente angular no extremo direito do intervalo.

Analisando as equações (2.2.1) e (2.2.2), pode-se demonstrar em princípio, que estas diferem por termos que são proporcionais a h^5 , o que significa que o erro de fórmula local da equação (2.2.2) é proporcional a h^5 e que, para um intervalo finito, o erro de fórmula acumulado é, no máximo, igual a uma constante vezes h^4 . Por outro lado, deve-se lembrar que a fórmula de Runge-Kutta, Equações (2.2.2) e (2.2.3), é muito precisa (reduzindo o passo à metade, reduz-se o erro de fórmula local por um fator de 1/32) e que não é necessário calcular nenhuma derivada parcial de f . Ademais, os cálculos descritos são rotineiros num computador de alta velocidade e podem ser feitos em segundos para qualquer função, exceto para aquelas extremamente complicadas e longas.

2.3 - ALGORITMO DE RUNGE-KUTTA UTILIZADO

Assumindo-se um sistema genérico de um grau de liberdade, descrito por uma equação diferencial de segunda ordem do tipo [42]:

$$\ddot{x} = f(\dot{x}, \ddot{x}, t) \quad (2.3.1)$$

onde x , \dot{x} e \ddot{x} representam os vetores de deslocamento, velocidade e aceleração, respectivamente, e "t" o tempo decorrido em segundos.

Para proposta de computação, a equação (2.3.1) pode ser expressa como duas equações simultâneas de primeira ordem:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= y \\ \dot{y} &= f(x, y, t) \end{aligned} \quad (2.3.2)$$

Dadas as condições iniciais x_0 e y_0 para $t = 0$, a equação (2.3.2) é resolvida para se encontrar o incremento "dx" e "dy" para cada intervalo de tempo "dt". As fórmulas de recorrência são:

$$\begin{aligned} t_{i+1} &= t_i + dt \\ x_{i+1} &= x_i + dx \\ y_{i+1} &= y_i + dy \end{aligned} \quad (2.3.3)$$

Considerando a equação geral do movimento de um sistema mecânico de um grau de liberdade, do tipo massa-mola-amortecedor viscoso, esta pode ser representada por:

$$M \ddot{x}(t) + C \dot{x}(t) + K x(t) = f(t) \quad (2.3.4)$$

onde M , C e K são as constantes de massa, amortecimento e rigidez do sistema, respectivamente, e $f(t)$ é a força de excitação externa.

Encontrando o valor isolado de $\ddot{x}(t)$,

$$\ddot{x}(t) = -\frac{C}{M} \dot{x}(t) - \frac{K}{M} x(t) + \frac{1}{M} f(t) \quad (2.3.5)$$

e fazendo-se $\ddot{x}(t) = \dot{y}(t)$, obtém-se:

$$\dot{y}(t) = \left[-\frac{C}{M} y(t) - \frac{K}{M} x(t) + \frac{1}{M} f(t) \right] \quad (2.3.6)$$

Aplicando o método de Runge-Kutta de quarta ordem, obtém-se

$$\begin{aligned} dx &= (K_{n1} + 2 K_{n2} + 2 K_{n3} + K_{n4}) / 6 \\ dy &= (L_{n1} + 2 L_{n2} + 2 L_{n3} + L_{n4}) / 6 \end{aligned} \quad (2.3.7)$$

Daí, obtém-se o algoritmo:

$$K_{n1} = (y) Dt \quad L_{n1} = \left[-\frac{C}{M} y - \frac{K}{M} x + \frac{1}{M} f \right] Dt \quad (2.3.8a)$$

$$K_{n2} = (y + L_{n1}/2) Dt \quad L_{n2} = \left[-\frac{C}{M} (y + L_{n1}/2) - \frac{K}{M} (x + K_{n1}/2) + \frac{1}{M} f \right] Dt \quad (2.3.8b)$$

$$K_{n3} = (y + L_{n2}/2) Dt \quad L_{n3} = \left[-\frac{C}{M} (y + L_{n2}/2) - \frac{K}{M} (x + K_{n2}/2) + \frac{1}{M} f \right] Dt \quad (2.3.8c)$$

$$K_{n4} = (y + L_{n3}) Dt \quad L_{n4} = \left[-\frac{C}{M} (y + L_{n3}) - \frac{K}{M} (x + K_{n3}) + \frac{1}{M} f \right] Dt \quad (2.3.8d)$$

onde nas variáveis x , y e f , foi omitida a dependência no tempo, por questões de simplificação da notação.

No Apêndice 4 apresenta-se a listagem em FORTRAN da sub-rotina KUTTA, que utiliza o algoritmo baseado nas equações (2.3.7) e (2.3.8), obtendo-se como resultado os vetores de resposta em deslocamento $x(t)$ e velocidade $\dot{x}(t)$ para o sistema mecânico adotado.

APÊNDICE 3

**LISTAGEM EM FORTRAN DOS PROGRAMAS PRINCIPAIS
UTILIZADOS NO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO**


```

INTEGER NP,NPI,IPM,INT3,INT4,K,KINT,IT
REAL MX,CX,KX,FO,WN,W0,Z,CC,WF,DT
REAL UE,ER1,TE,ERT,ZE,KE,ERK,CE,ERC
REAL YRX(1034),YRY(1034),SRX(1034),PES(3,2)

```

```

C
C ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====
C
  IT = 1
5  PRINT *, 'DESEJA FIXAR QUE PARAMETROS..... (NP=1 / DT=2) '
  READ *, OP
  IF (OP .EQ. 1) THEN
  PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS..... NP = '
  READ *, NP
  PRINT *, 'VALOR DE..... NPI = '
  READ *, NPI
  GOTO 10
  END IF
  PRINT *, 'INTERVALO DE TEMPO..... DT = '
  READ *, DT
  PRINT *, 'POTENCIA DE 2 DE NP..... NE = '
  READ *, NE
  NP = 2**NE
10  MX = 10.
  CX = 50.
  KX = 500.
  FO = 5.
  INT4 = 1
  INT3 = 2*(INT4-1)
C
  CALL NATV (NP,OP,W0,WN,DT,NPI,FO,MX,CX,KX,INT3,SRX,YRX,YRY)
C
  CALL MQTEMP (NP,SRX,YRX,YRY,PES)
C
  UE = PES(1,1)
  TE = PES(2,1)
  KE = -PES(1,2)*MX/DT
  CE = (1-PES(2,2))*MX/DT
  ER1= (ABS(1.-UE))/1.*100
  ERT= (ABS(DT-TE))/DT*100
  ERK= (ABS(KX-KE))/KX*100
  ERC= (ABS(CX-CE))/CX*100
C
  CC = 2*MX*WN
  Z = CX/CC
  PI = 3.141592653
C
  IF (IT .GT. 1) GOTO 80
  WRITE(4,72)
72  FORMAT( '===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOTADO =====
  -=====', /)
  WRITE(4,74) MX,KX,CX,WN,Z
74  FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA..... MX =',F10.4,' KG ',
  - /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ..... KX =',F10.4,' N/M ',
  - /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO..... CX =',F10.4,' N.S/M ',
  - /,5X,'FREQUENCIA NATURAL..... WN =',F10.4,' RAD/S ',
  - /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO..... Z =',F10.4,/)

```

```

WRITE(4,76)
76  FORMAT('===== RESULTADOS DE ESTIMACAO / MQ (FREQ) =====
      -=====',/,
      - 'NF - NPI / NE - DT / KX EST. / ERK ( ) / CX EST. / ER
      - ( ( ) ',
      - / , '=====')
30  IF (OP .EQ. 0) THEN
    WRITE(4,82) NP/2,NE-1,KE,ERK,CE,ERC
82  FORMAT(2X,I4,5X,I3,5X,F9.4,5X,F9.4,5X,F9.4,5X,F9.4)
    ELSE
    WRITE(4,83) NPI,DT,KE,ERK,CE,ERC
83  FORMAT(2X,I4,5X,F8.4,5X,F8.4,4X,F8.4,4X,F8.4,5X,F8.4)
    END IF

```

```

C
C      IT = IT + 1
C      NE = NE + 1
C      IF (NE .LE. 10) GOTO 5
C      NPI = NPI - 2
C      IF (NPI .GE. 1) GOTO 10
C
C      PRINT *
C      PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
C      READ *, OP
C      IF (OP .EQ. 1) GOTO 5
C
C      STOP
C      END

```

3 . 2 - P R O G R A M A M Q F R E Q

O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DOS PARAMETROS DO SISTEMA MECANICO DE 1GDL (MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOZO) NO DOMINIO DA FREQUENCIA USANDO O ESPECTRO DA EXCITACAO E DA RESPOSTA UTILIZANDO O METODO DOS MINIMOS QUADRADOS.

PROGRAMADOR ANTONIO ALMEIDA SILVA (EM, 20 / 05 / 1991)
 AREA PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS 11

```

INTEGER NP,NPI,OP,NDM,IT,INT3,INT4,K,KONT,NPT,NC,INV
REAL MX,CX,KX,FC,WN,WD,Z,WF,DT,YMIN,YMAX,P(7,1000)
REAL UE,ER1,KE,ERK,CE,ERC,XR(1034),XI(1034),P4(3,1)
REAL YRX(1034),YFY(1034),SRX(1034),AMP(1034)
REAL FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034),PES(3,1)

```

===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====

```

5  IT = 1
   PRINT *, 'DESEJA FIXAR QUE PARAMETROS..... (NP=1 / DT=2) '

```



```

READ *, OP
  IF (OP .EQ. 1) THEN
PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS..... NP = '
READ *, NP
PRINT *, 'VALOR DE..... NPI = '
READ *, NPI
  GOTD 10
  END IF
PRINT *, 'INTERVALO DE TEMPO..... DT = '
READ *, DT
PRINT *, 'POTENCIA DE 2 DE NP..... NE = '
READ *, NE
  NP = 2**NE
10  MX = 10.
   CX = 50.
   KX = 500.
   FO = 5.
   INT4 = 1
   INT3 = 2** (INT4-1)
C
  CALL NATV (NP, OP, WO, WN, DT, NPI, FO, MX, CX, KX, INT3, SRX, YRX, YRY)
C
C ===== SINAL DE EXCITACAO EM FREQUENCIA =====
  DO 20 I=1, NP
    XR(I) = SPX(I)
    XI(I) = 0.0
20  CONTINUE
   INV = 0
  CALL FFTDI (NP, INV, XR, XI)
   DO 30 I=1, NP
     FC(I) = XP(I)
     FS(I) = XI(I)
30  CONTINUE
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA EXATA =====
  P4(1,1) = KX
  P4(2,1) = CX
  P4(3,1) = MX
  CALL RESPO (NP, WO, P4, FC, FS, XC, XS)
  NC = 3
  YMIN = 0.0
  YMAX = 0.0
  XMIN = 0.0
  XMAX = 0.0
  DO 40 I=1, NP/2
    P(1, I) = I*WO
    P(2, I) = SQRT(XC(I)**2 + XS(I)**2)
40  CONTINUE
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA ESTIMADA =====
  DO 50 I=1, NP
    XR(I) = YPX(I)
    XI(I) = 0.0
50  CONTINUE
   INV = 0
  CALL FFTDI (NP, INV, XR, XI)
  DO 50 I=1, NP

```

```

        XC(I) = XB(I)
        XS(I) = XT(I)
60    CONTINUE
C
CALL MQFREQ (NP, MX, WN, FC, FS, XC, XS, PES)
C
        CE = PES(1,1)
        KE = PES(2,1)
        UE = PES(3,1)
        ERC= (ABS(CX - CE)) / CX*100
        ERK= (ABS(KX - KE)) / KX*100
        ER1= (ABS(1. - UE)) / 1.*100
        PRINT *
        PRINT *, 'CX ESTIMADO =', CE
        PRINT *, 'KX ESTIMADO =', KE
        PRINT *, '1 ESTIMADO =', UE
C
        P4(1,1) = KE
        P4(2,1) = CE
        P4(3,1) = MX
CALL RESPD (NP, WN, P4, FC, FS, XC, XS)
        DO 70 I=1, NP/2
            P(3, I) = SQRT(XC(I)**2 + XS(I)**2)
70    CONTINUE
CALL PLOTER (NC, NP/2, P, XMIN, XMAX, YMIN, YMAX, 'NO      ')
C
        CC = 2*MX*WN
        Z  = CX / CC
        PI = 3.141592653
        WF = NP*WN/(2*PI)
C
        IF (IT .GT. 1) GOTO 80
        WRITE(4,72)
72    FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOTADO =====
-=====', /)
        WRITE(4,74) MX, KX, CX, WN, Z
74    FORMAT(5X, 'MASSA DO SISTEMA..... MX =', F10.4, ' KG      ',
-      /, 5X, 'CONSTANTE DE RIGIDEZ..... KX =', F10.4, ' N/M      ',
-      /, 5X, 'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO..... CX =', F10.4, ' N.S/M      ',
-      /, 5X, 'FREQUENCIA NATURAL..... WN =', F10.4, ' RAD/S      ',
-      /, 5X, 'FATOR DE AMORTECIMENTO..... Z =', F10.4, /)
        WRITE(4,76)
76    FORMAT('===== RESULTADOS DE ESTIMACAO / MQ (FREQ) =====
-=====', /,
- ' NF - NPI / NE - DT / KX EST. / ERK ( ) / CX EST. / ERC
- ( )      ',
-      /, '=====')
C
80    IF (JP .EQ. 0) THEN
        WRITE(4,82) NP/2, NE-1, KE, ERK, CE, ERC
82    FORMAT(2X, I4, 5X, I3, 5X, F9.4, 5X, F9.4, 5X, F9.4, 5X, F9.4)
        ELSE
        WRITE(4,83) NPI, DT, KE, ERK, CE, ERC
83    FORMAT(2X, I4, 5X, F8.4, 5X, F8.4, 4X, F8.4, 4X, F8.4, 5X, F8.4)
        END IF

```

```

C      IT = IT + 1
C      NE = NE + 1
C      IF (NE .LE. 10) GOTO 5
C      NPI = NPI - 2
C      IF (NPI .GE. 1) GOTO 10
C
C      PRINT *
C      PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
C      READ *, DP
C      IF (DP .EQ. 1) GOTO 5
C
C 100 STOP
C      END
C
C =====
C      3 . 3 - P R O G R A M A   E S T E M P
C
C =====
C      O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICAÇÃO DE PARAMETROS DE
C      SISTEMAS MECANICOS DE 1GDL DO TIPO (MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOZO)
C      NO DOMINIO DO TEMPO, USANDO A ESTIMAÇÃO SEQUENCIAL.
C
C      OBS   O VETOR DE ESTADO, EM TERMOS DE DESLOCAMENTO E VELOCIDADE,
C            É OBTIDO ATRAVÉS DO INTEGRADOR DE RUNGE-KUTTA DE QUARTA ORDEM.
C            O M TODO SEQUENCIAL UTILIZA A INVERSÃO NORMAL.
C
C =====
C      PROGRAMADOR   ANTONIO ALMEIDA SILVA   ( EM, 05 / 11 / 1991 )
C      AREA          PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS III.
C
C =====
C
C      INTEGER NP,NPI,N,IDM,INT3,INT4,K,KONT,INV,NC,IT
C      REAL UE,ER1,TE,ERT,ZE,KE,ERK,CE,ERC,ME,ERM
C      REAL MX,CX,KX,FD,WN,WQ,WF,DT,YMIN,YMAX,P(7,1034)
C      REAL FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034),PES(3,2)
C      REAL YRX(1034),YRY(1034),SRX(1034),AMP(1034),XR(1034),XJ(1034)
C
C ===== DADOS INICIAIS =====
C
C      IT = 1
5  PRINT *, 'DESEJA FIXAR QUE PARAMETROS..... (NP=1 / DT=2) '
C      READ *, DP
C      IF (DP .EQ. 1) THEN
C      PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS..... NP = '
C      READ *, NP
C      PRINT *, 'VALOR DE..... NPI = '
C      READ *, NPI
C      GOTO 10
C      END IF
C      PRINT *, 'INTERVALO DE TEMPO..... DT = '
C      READ *, DT
C      PRINT *, 'POTENCIA DE 2 DE NP..... NE = '

```

```

READ *, NE
NP = 2**NE
10  MX = 10.
    CX = 50.
    KX = 500.
    FD = 5.
    INT4 = 1
    INT3 = 2**((INT4-1)
C
CALL NATV (NP,OP,WO,WN,DT,NPI,FD,MX,CX,KX,INT3,SPX,YPX,YRY)
C
CALL ESTEMP (NP,SPX,YRX,YRY,PES)
C
    UE = PES(1,1)
    TE = PES(2,1)
    KE = -PES(1,2)*MX/DT
    CE = (1-PES(2,2))*MX/DT
    ER1= (ABS(1.-UE))/1.*100
    ERT= (ABS(DT-TE))/DT*100
    ERK= (ABS(KX-KE))/KX*100
    ERC= (ABS(CX-CE))/CX*100
C
    CC = 2*MX*WN
    Z  = CX/CC
    PI = 3.141592653
C
    IF (IT .GT. 1) GOTO 80
    WRITE(4,72)
72  FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOPTADO =====
-----',/)
    WRITE(4,74) MX,KX,CX,WN,Z
74  FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA..... MX =',F10.4,' KG ',
-       /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ..... KX =',F10.4,' N/M ',
-       /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO..... CX =',F10.4,' N.S/M ',
-       /,5X,'FREQUENCIA NATURAL..... WN =',F10.4,' RAD/S ',
-       /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO..... Z =',F10.4,/)
    WRITE(4,76)
76  FORMAT('===== RESULTADOS DE ESTIMACAO / MQ (REQ) =====
-----',/,
-' NF - NPI / NE - DT / KX EST. / ERK ( ) / CX EST. / ER1
- ( ) ',
-       /,'=====
-----')
80  IF (OP .EQ. 0) THEN
    WRITE(4,82) NP/2,NE-1,KE,ERK,CE,ERC
82  FORMAT(2X,14,5X,13,5X,F9.4,5X,F9.4,5X,F9.4,5X,F9.4)
    ELSE
    WRITE(4,83) NPI,DT,KE,ERK,CE,ERC
83  FORMAT(2X,14,5X,F8.4,5X,F8.4,4X,F8.4,4X,F8.4,5X,F8.4)
    END IF
C
    IT = IT + 1
C
    NE = NE + 1
C
    IF (NE .LE. 10) GOTO 5
C
    NPI = NPI - 2

```

```

C      IF (NPI .GE. 1) GOTO 10
C
C      PRINT *
C      PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
C      READ *, OP
C
C      IF (OP .EQ. 1) GOTO 5
C
C      STOP
C      END
C
C =====
C
C          3 . 4 - P R O G R A M A   E S F R E Q
C
C =====
C
C O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DOS PARAMETROS
C DO SISTEMA MECANICO DE 1GDL ( MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOZO ) NO
C DOMINIO DA FREQUENCIA UTILIZANDO O M TODO DA ESTIMACAO SEQUENCIAL
C
C OBS   O VETOR DE ESTADO   OBTIDO PELO M TODO DE RUNGE-KUTTA.
C
C =====
C
C PROGRAMADOR      ANTONIO ALMEIDA SILVA      ( EM, 10 / 04 / 1992 )
C AREA             PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS 31
C
C =====
C
C      INTEGER NP, NPI, OP, IDM, IT, INT3, INT4, K, KUNT, NPT, NC, INV
C      REAL MX, CX, KX, FO, WN, WD, Z, WF, DT, YMIN, YMAX, P(7,1000)
C      REAL UE, ER1, KE, ERK, CE, ERC, XR(1034), X1(1034), P4(3,1)
C      REAL YRX(1034), YRY(1034), SRX(1034), AMP(1034)
C      REAL FC(1034), FS(1034), XC(1034), XS(1034), PES(3,1)
C
C ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====
C
C      IT = 1
C 5      PRINT *, 'DESEJA FIXAR QUE PARAMETROS..... (NP=1 / DT=2) '
C      READ *, OP
C      IF (OP .EQ. 1) THEN
C      PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS..... NP = '
C      READ *, NP
C      PRINT *, 'VALOR DE..... NP1 = '
C      READ *, NPI
C      GOTO 10
C      END IF
C      PRINT *, 'INTERVALO DE TEMPO..... DT = '
C      READ *, DT
C      PRINT *, 'POTENCIA DE 2 DE NP..... NE = '
C      READ *, NE
C      NP = 2**NE
C 10     MX = 10.
C         CX = 50.
C         KX = 500.
C         FO = 5.

```

```

      INT4 = 1
      INT3 = 2*(INT4-1)
C
      CALL NATV (NP,DP,WD,WN,DT,NPI,FD,MX,CX,KX,INT3,SPX,YPX,YRY)
C ===== SINAL DE EXCITACAO EM FREQUENCIA =====
      DO 20 I=1,NP
          XR(I) = SPX(I)
          XI(I) = 0.0
20      CONTINUE
          INV = 0
          CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
          DO 30 I=1,NP
              FC(I) = XR(I)
              FS(I) = XI(I)
30      CONTINUE
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA EXATA =====
          P4(1,1) = KX
          P4(2,1) = CX
          P4(3,1) = MX
          CALL RESPO (NP,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
          NC = 3
          YMIN = 0.0
          YMAX = 0.0
          XMIN = 0.0
          XMAX = 0.0
          DO 40 I=1,NP/2
              P(1,I) = I*WD
              P(2,I) = SQRT(XC(I)**2 + XS(I)**2)
40      CONTINUE
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA ESTIMADA =====
          DO 50 I=1,NP
              XR(I) = YRX(I)
              XI(I) = 0.0
50      CONTINUE
          INV = 0
          CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
          DO 60 I=1,NP
              XC(I) = XR(I)
              XS(I) = XI(I)
60      CONTINUE
C
          CALL ESFREQ (NP,MX,WD,FC,FS,XC,XS,PES)
C
          CE = PES(1,1)
          KE = PES(2,1)
          UE = PES(3,1)
          ERC = (ABS(CX - CE)) / CX*100
          ERK = (ABS(KX - KE)) / KX*100
          ER1 = (ABS(1. - UE)) / 1.*100
          PRINT *
          PRINT *, 'CX ESTIMADO =',CE
          PRINT *, 'KX ESTIMADO =',KE
          PRINT *, '1 ESTIMADO =',UE
C
          P4(1,1) = KE

```

```

P4(2,1) = CE
P4(3,1) = MX
CALL RESPO (NP,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
DU 70 I=1,NP/2
    P(3,I) = SQRT(XC(I)**2 + XS(I)**2)
70 CONTINUE
CALL PLOTER (NC,NP/2,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'NO ' )
C
    CC = 2*MX*WN
    Z = CX / CC
    PI = 3.141592653
C    WF = NP*WD/(2*PI)
    IF (IT .GT. 1) GOTO 80
WRITE(4,72)
72 FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOTADO =====
-=====','/)
WRITE(4,74) MX,KX,CX,WN,Z
74 FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA..... MX =',F10.4,' KG ',
- /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ..... KX =',F10.4,' N/M ',
- /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO..... CX =',F10.4,' N.S/M ',
- /,5X,'FREQUENCIA NATURAL..... WN =',F10.4,' RAD/S ',
- /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO..... Z =',F10.4,/)
WRITE(4,76)
76 FORMAT('===== RESULTADOS DE ESTIMACAO / MQ (FREQ) =====
-=====','/,
-' NF - NPI / NE - DT / KX EST. / ERK (() / CX EST. / ER
- (() ',
- /,'=====')
80 IF (OP .EQ. 0) THEN
WRITE(4,82) NP/2,NE-1,KE,ERK,CE,ERC
82 FORMAT(2X,14,5X,13,5X,F9.4,5X,F9.4,5X,F9.4,5X,F9.4)
ELSE
WRITE(4,83) NPI,DT,KE,ERK,CE,ERC
83 FORMAT(2X,14,5X,F8.4,5X,F8.4,4X,F8.4,4X,F8.4,5X,F8.4)
END IF
C
IT = IT + 1
C NE = NE + 1
C IF (NE .LE. 10) GOTO 5
C NPI = NPI - 2
C IF (NPI .GE. 1) GOTO 10
C
PRINT *
PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
READ *, OP
IF (OP .EQ. 1) GOTO 5
C
100 STOP
END
C
C =====
C
C 3 . 5 - P R O G R A M A M Q F R F Q
C
C =====

```



```

C
C O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DE PARAMETROS DE
C SISTEMAS MECANICOS DE IGDL DO TIPO (MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOSO)
C NO DOMINIO DA FREQUENCIA, USANDO AS FUNCOES DE RESPOSTA EM FREQUEN-
C CIA PELO METODO DOS MINIMOS QUADRADOS.

```

```

C
C =====
C PROGRAMADOR      ANTONIO ALMEIDA SILVA      ( EM, 15 / 10 / 1991 )
C AREA             PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS III.
C
C =====

```

```

C
C INTEGER NP,NPI,N,PORT,NCOPR,INV,NC,IT
C REAL MX,CX,KX,FO,W0,WN,DT,XRMS,AMPX
C REAL ME,ERM,CE,ERC,KE,ERK,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX
C REAL Z,CC,AMP(1034),XR(1034),XI(1034),XT(1034)
C REAL FT(1034),FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034)
C REAL X4(1034,3),P4(3,1),F2(1034,1),A(1034,3),P(7,1034)

```

```

C ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====

```

```

C IT = 1
C PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..... NF = '
C READ *, N
C NP = 2*N
C PORT = 10
10 PRINT *, 'QUAL O NUMERO DE PERIODOS..... NPI = '
C READ *, NPI
C MX = 10.
C CX = 50.
C KX = 500.
C FO = 5.
C PRINT *, 'NIVEL DE RUIDO ( ) ..... PORT = '
C READ *, PORT
C NCOPR = 4

```

```

C ===== CALCULO DO INTERVALO DE TEMPO =====

```

```

C WN = SQRT(KX / MX)
C W0 = WN / NPI
C PI = 3.141592653
C DT = 2*PI / (NP*W0)
C CC = 2*MX*WN
C Z = CX / CC

```

```

C ===== SINAL DE EXCITACAO (TEMPO / FREQUENCIA) =====

```

```

C CALL PSEUDO (NP,FO,W0,DT,FT)
C DO 20 I=1,NP
C   XR(I) = FT(I)
C   XI(I) = 0.
20 CONTINUE
C INV = 0
C CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
C DO 30 I=1,NP
C   FC(I) = XR(I)
C   FS(I) = XI(I)
C   AMP(I) = SQRT(FC(I)**2 + FS(I)**2)
30 CONTINUE

```



```

WRITE(2,33)
33  FORMAT(5X,'***** SINAL DE EXCITACAO NO TEMPO *****
-    ,/,5X,' I / TEMPO (SEG) / EXCITACAO (N) ',/)
WRITE(2,35) (I,I*DT,FT(I),I=1,NP)
35  FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
WRITE(3,37)
37  FORMAT(5X,'***** EXCITACAO EM FREQUENCIA *****
-    ,/,5X,' J / FREQ. (HZ) / AMPLITUDE (M) ',/)
WRITE(3,39) (J,J*WD/(2*PI),AMP(J),J=1,NP/2)
39  FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
C  ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA LIMPA =====
P4(1,1) = KX
P4(2,1) = CX
P4(3,1) = MX
CALL RESPO (NP,IT,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
DO 40 K=1,N
  P(1,K) = K*WD
  P(2,K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
40  CONTINUE
C  ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA SUJA =====
CALL RESUJA (NP,PORT,NCORR,WD,DT,XC,XS)
DO 50 K=1,N
  P(3,K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
50  CONTINUE
C  ===== ESTIMA PARAMETROS (MINIMOS QUADRADOS) =====
CALL ESTIMO (NP,WD,FC,FS,XC,XS,P4)
KE = P4(1,1)
CE = P4(2,1)
ME = P4(3,1)
ERK= (ABS(KX - KE)) / KX*100
ERC= (ABS(CX - CE)) / CX*100
ERM= (ABS(MX - ME)) / MX*100
C  ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA ESTIMADA =====
CALL RESPO (NP,IT,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
DO 60 K=1,N
  P(4,K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
60  CONTINUE
NC = 4
XMIN = 0.0
XMAX = 0.0
YMIN = 0.0
YMAX = 0.0
CALL PLOTER (NC,N,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'ND ')
C
IF (IT .GT. 1) GOTO 70
WRITE(4,52)
52  FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOPTADO =====',/
WRITE(4,54) MX,KX,CX,WN,PORT,N,NPI,DT
54  FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA.....MX =',F10.4,' KG ',
-    ,/,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ.....KX =',F10.4,' N/M ',
-    ,/,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO.....CX =',F10.4,' N.S/M ',
-    ,/,5X,'FREQUENCIA NATURAL.....WN =',F10.4,' RAD/S ',
-    ,/,5X,'PORCENTAGEM DE RUÍDO.....PORT =',I3,' (%) ',
-    ,/,5X,'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..NF =',I4,
-    ,/,5X,'NUMERO DE PERIODOS.....NPI =',I4,

```

```

-      /,5X,'INTERVALO DE TEMPO.....DT =',F10.4,' SEG ',/)
WRITE(4,56)
56  FORMAT('===== RESULTADOS DE ESTIMACAO / MQ (FREQ) =====',/
- ' PORT (( ) / KX      / ERK (( ) / CX      / EPC (( ) / MX
- ERM (( ) ',/,
- '=====
-=====',/)
70  WRITE(4,72) PORT,KE,ERK,CE,EPC,ME,ERM
72  FORMAT(1X,13,4X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,/)
IT = IT + 1
C   PORT = PORT + 2
C   IF (PORT .LE. 20) GOTO 10
C   CX = CX + 10.
PRINT *
PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
READ *,OP
IF (OP .EQ. 1) GOTO 10
C
STOP
END
C
=====
C
C           3 . 6 - P R O G R A M A   E S F R F Q
C
=====
C
C  O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DE PARAMETROS DE
C  SISTEMAS MECANICOS DE 1GDL DO TIPO (MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOSSO)
C  NO DOMINIO DA FREQUENCIA, USANDO AS FUNCOES DE RESPOSTA EM FREQUEN-
C  CIA PELO MTODO DOS MINIMOS QUADRADOS.
C
=====
C
C  PROGRAMADOR      ANTONIO ALMEIDA SILVA      ( EM, 15 / 10 / 1991 )
C  AREA              PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS II.
C
=====
C
C  INTEGER NP,NPI,N,PORT,NCORR,INV,NC,IT
C  REAL MX,CX,KX,FO,W0,WN,DT,XRMS,AMPX
C  REAL ME,ERM,CE,ERC,KE,ERK,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX
C  REAL Z,CC,AMP(1034),XP(1034),XI(1034),XT(1034)
C  REAL FT(1034),FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034)
C  REAL X4(1034,3),P4(3,1),F2(1034,1),A(1034,3),P(7,1034)
C
C  ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====
C
C   IT = 1
C   PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..... NF = '
C   READ *, N
C   NP = 2*N
C   PORT = 10
10  PRINT *, 'QUAL O NUMERO DE PERIODOS..... NPI = '
C   READ *, NPI
C   MX = 10.
C   CX = 50.

```

```

      KX = 500.
      FO = 5.
      PRINT *, 'NIVEL DE RUIDO ( ) ..... PORT = '
      READ *, PORT
      NCOBR = 4
C ===== CALCULO DO INTERVALO DE TEMPO =====
      WN = SQRT(KX / MX)
      WO = WN / NPI
      PI = 3.141592653
      DT = 2*PI / (NP*WO)
      CC = 2*MX*WN
      Z = CX / CC
C ===== SINAL DE EXCITACAO (TEMPO / FREQUENCIA) =====
      CALL PSEUDO (NP,FO,WO,DT,FT)
      DO 20 I=1,NP
        XR(I) = FT(I)
        XI(I) = 0.
20    CONTINUE
      INV = 0
      CALL FFTD1 (NP,INV,XR,XI)
      DO 30 I=1,NP
        FC(I) = XR(I)
        FS(I) = XI(I)
        AMP(I) = SQRT(FC(I)**2 + FS(I)**2)
30    CONTINUE
      WRITE(2,33)
33    FORMAT(5X, '***** SINAL DE EXCITACAO NO TEMPO *****'
-      ,/,5X, ' I / TEMPO (SEG) / EXCITACAO (N) ',/)
      WRITE(2,35) (I,I*DT,FT(I),I=1,NP)
35    FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
      WRITE(3,37)
37    FORMAT(5X, '***** EXCITACAO EM FREQUENCIA *****'
-      ,/,5X, ' J / FREQ. (HZ) / AMPLITUDE (M) ',/)
      WRITE(3,39) (J,J*WO/(2*PI),AMP(J),J=1,NP/2)
39    FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA LIMPA =====
      P4(1,1) = KX
      P4(2,1) = CX
      P4(3,1) = MX
      CALL RESPO (NP,IT,WO,P4,FC,FS,XC,XS)
      DO 40 K=1,N
        P(1,K) = K*WO
        P(2,K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
40    CONTINUE
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA SUJA =====
      CALL RESUJA (NP,PORT,NCOBR,WO,DT,XC,XS)
      DO 50 K=1,N
        P(3,K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
50    CONTINUE
C ===== ESTIMA PARAMETROS (MINIMOS QUADRADOS) =====
      CALL ESFREQ (NP,WO,FC,FS,XC,XS,P4)
C
      KE = P4(1,1)
      CE = P4(2,1)
      ME = P4(3,1)

```

```

ERK= (ABS(KX - KE)) / KX*100
ERC= (ABS(CX - CE)) / CX*100
ERM= (ABS(MX - ME)) / MX*100
C ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA ESTIMADA =====
CALL RESPO (NP,IT,WO,P4,FC,FS,XC,XS)
DO 60 K=1,N
  P(4,K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
60 CONTINUE
  NC = 4
  XMIN = 0.0
  XMAX = 0.0
  YMIN = 0.0
  YMAX = 0.0
CALL PLOTTER (NC,N,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'NO ')
C
  IF (IT .GT. 1) GOTO 70
WRITE(4,52)
52 FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOPTADO =====',/
WRITE(4,54) MX,KX,CX,WN,PORT,N,NPI,DT
54 FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA.....MX =',F10.4,' KG ',/
- /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ.....KX =',F10.4,' N/M ',/
- /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO.....CX =',F10.4,' N.S/M ',/
- /,5X,'FREQUENCIA NATURAL.....WN =',F10.4,' RAD/S ',/
- /,5X,'PORCENTAGEM DE PUIDO.....PORT =',I3,' ( ) ',/
- /,5X,'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..NF =',I4,/
- /,5X,'NUMERO DE PERIODES.....NPI =',I4,/
- /,5X,'INTERVALO DE TEMPO.....DT =',F10.4,' SEG ',/)
WRITE(4,56)
56 FORMAT('===== RESULTADOS DE ESTIMACAO / ES (FREQ) =====',/
-' PORT ( ) / KX / ERK ( ) / CX / ERC ( ) / MX
- ERM ( ) ',/
- '=====
- =====',/)
70 WRITE(4,72) PORT,KE,ERK,CE,ERC,ME,ERM
72 FORMAT(1X,I3,4X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,/)
C
  IT = IT + 1
C  PORT = PORT + 2
C  IF (PORT .LE. 20) GOTO 10
C  CX = CX + 10.
C  PRINT *
PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
READ *,OP
  IF (OP .EQ. 1) GOTO 10
C
  STUP
  END
C
C =====
C
C 3 . 7 - P R O G R A M A V I F R F Q
C
C =====
C
C O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DE PARAMETROS DE
C SISTEMAS MECANICOS DE 1GDL DO TIPO (MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOZO)

```

C NJ DOMINIO DA FREQUENCIA, USANDO AS FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUEN-
 C CIA USANDO O M TODO DAS VARIÁVEIS INSTRUMENTAIS.

C =====

C PROGRAMADOR ANTONIO ALMEIDA SILVA (EM, 05 / 10 / 1991)
 C AREA PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS 37.

C =====

INTEGER IT, NP, NPI, NPT, NC, N, PORT, NCURR, INV, ITR
 REAL MX, CX, KX, FO, WN, WD, CC, Z, DT, XRMS, AMPX, YMAX, YMIN, P(7, 522)
 REAL ERM(20), ERC(20), ERK(20), AMP(522), F2(522, 1)
 REAL VT(522), VC(522), VS(522), XR(522), XI(522)
 REAL FT(522), FC(522), FS(522), XT(522), XC(522), XS(522)
 REAL X1(2, 2), X2(2, 2), X3(2, 1), F1(2, 1), P4(3, 1), A(522, 3)
 REAL X4(522, 3), X5(3, 522), X6(3, 3), X7(3, 3), X8(3, 3), X9(3, 1)
 EPS = 1.E-6

C ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====

PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..... NF ='
 READ *, N

NP = 2*N
 PORT = 10

5 PRINT *, 'NUMERO DE PERIODOS NO TEMPO..... NPI ='

READ *, NPI
 MX = 10.
 CX = 50.
 KX = 500.
 FO = 5.

PRINT *, 'NIVEL DE RUÍDO (() PORT ='
 READ *, PORT

NCURR = 4
 ITR = 3

C ===== CALCULO DE ALGUNS PARAMETROS =====

WN = SQRT(KX / MX)
 WD = WN / NPI
 PI = 3.141592653
 DT = 2*PI / (NP*WD)
 CC = 2*MX*WN
 Z = CX / CC

C ===== MATRIZ DOS PARAMETROS DO SISTEMA =====

P4(1, 1) = KX
 P4(2, 1) = CX
 P4(3, 1) = MX

C ===== SINAL DE EXCITACAO (TEMPO / FREQUENCIA) =====

CALL PSEUDO (NP, WD, DT, FO, FT)

DO 10 I=1, NP
 XR(I) = FT(I)
 XI(I) = 0.

10 CONTINUE
 INV = 0

CALL FFTDI (NP, XR, XI, INV)

DO 20 I=1, NP
 FC(I) = XR(I)
 FS(I) = XI(I)
 AMP(I) = SQRT(FC(I)**2 + FS(I)**2)

```

20 CONTINUE
C
WRITE(2,23)
23 FORMAT(5X,'***** EXCITACAO (TEMPO / FREQ.) *****'
-  ',/ ,5X,' I / TEMPO (SEG) / EXCITACAO (N) ',/)
WRITE(2,25) (I, I*DT, FT(I)+1), I=1, NP)
25 FORMAT(5X, I3, 5X, 1PE10.3, 5X, 1PE10.3)
WRITE(2,27)
27 FORMAT(5X,' J / FREQ. (RAD/S) / AMPLITUDE (N) ',/)
WRITE(2,30) (J, J*WD, AMP(J+1)), J=1, NP/2)
30 FORMAT(5X, I3, 5X, 1PE10.3, 5X, 1PE10.3)
C ===== CALCULA RESPOSTA EM FREQUENCIA =====
IT = 0
CALL RESPOX (NP, IT, WD, P4, FC, FS, XC, XS)
DO 40 K=1, N
P(1, K) = K*WD
P(2, K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
40 CONTINUE
CALL RESUJA (NP, PORT, NCORR, DT, WD, XC, XS)
DO 50 K=1, N
P(3, K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
50 CONTINUE
CALL MONTAB (X4, F2, XC, XS, WD, FC, FS, MX, N, IT)
C
DO 70 I=1, 2*N
DO 60 J=1, 3
A(I, J) = X4(I, J)
60 CONTINUE
70 CONTINUE
C ===== ESTIMA PARAMETROS (MINIMOS QUADRADOS) =====
CALL ESTIMA (X4, A, F2, P4, N, IT)
C
GOTO 20)
C ===== ESTIMA PARAMETROS (VAR. INSTRUMENTAIS) =====
100 IT = IT + 1
CALL RESPOX (NP, IT, WD, P4, FC, FS, XC, XS)
IF (IT .EQ. 1) THEN
DO 110 K=1, N
P(4, K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
110 CONTINUE
END IF
IF (IT .EQ. 2) THEN
DO 120 K=1, N
P(5, K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
120 CONTINUE
END IF
IF (IT .EQ. 3) THEN
DO 130 K=1, N
P(6, K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
130 CONTINUE
END IF
IF (IT .EQ. 4) THEN
DO 140 K=1, N
P(7, K) = SQRT(XC(K)**2 + XS(K)**2)
140 CONTINUE

```



```

      END IF
      CALL MONTAB (A,F2,XC,XS,WD,FC,FS,MX,N,IT)
      CALL ESTIMA (X4,A,F2,P4,N,IT)
C  ===== RESULTADOS DA ESTIMACAO =====
200  NC = 6
      XMIN = 0.0
      XMAX = 0.0
      YMIN = 0.0
      YMAX = 0.0
      IF (IT .GT. 4) GOTO 220
      CALL PLOTER (NC,N,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'NO      ')
220  PRINT *, ' NUMERO DE ITERACOES IT = ',IT
      PRINT *
      ERK(IT) = (ABS(KX - P4(1,1))) / KX*100
      ERC(IT) = (ABS(CX - P4(2,1))) / CX*100
      ERM(IT) = (ABS(MX - P4(3,1))) / MX*100
C
      IF (IT .GT. 0) GOTO 21
      WRITE(4,12)
12  FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADPTAD =====
-----',/)
      WRITE(4,14) MX,KX,CX,WN,Z,NP,NPI,DT
14  FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA.....MX =',F10.4,' KG      ',
- /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ.....KX =',F10.4,' N/M      ',
- /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO.....CX =',F10.4,' N.S/M  ',
- /,5X,'FREQUENCIA NATURAL.....WN =',F10.4,' RAD/S  ',
- /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO.....Z =',F10.4,' - ',
- /,5X,'NUMERO DE PONTOS NO TEMPO.....NP =',I4,
- /,5X,'NUMERO DE PERIODOS NO TEMPO....NPI =',I4,
- /,5X,'INTERVALO DE TEMPO.....DT =',F10.4,' (SEG)',/)
      WRITE(4,16)
16  FORMAT('===== TABELA DE RESULTADOS - ESTIMACAO / V1 =====
-----',/,
-' PORT (() / KX      / ERK (() / CX      / ERC (() / MX      /
- ERM (() ',/,
-'=====
-----')
21  WRITE(4,22) PORT,P4(1,1),ERK(IT),P4(2,1),ERC(IT),P4(3,1),ERM(IT)
22  FORMAT(2X,I2,4X,F8.4,4X,F8.4,4X,F8.4,4X,F8.4,3X,F8.4,3X,F8.4,/)
C
      IF (IT .LT. ITR) GOTO 100
C
      PORT = PORT + 2
C
      IF (PORT .LE. 20) GOTO 5
      PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR ..... (SIM=1 / NAO=0) '
      READ *,OP
      IF (OP .EQ. 1) GOTO 5
C
      STOP
      END
C
=====
C
      3 . 8 - P R O G R A M A M Q F O R C
C
=====

```

```

C
C O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DE FORÇAS DE SIG
C TEMAS MECANICOS DE 1GDL DO TIPO ( MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOZO )
C NO DOMINIO DA FREQUENCIA, UTILIZANDO O METODO DOS MINIMOS QUADRADOS
C
C =====
C
C PROGRAMADOR      ANTONIO ALMEIDA SILVA      ( EM, 03 / 01 / 1992 )(***)
C AREA             PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS II.
C
C =====
C      INTEGER DP,NP,NPI,N,PORT,NCORR,INV,NC,IT
C      REAL  MX,CX,KX,FO,W0,WN,DT,XRMS,AMPX,Z,CC
C      REAL  ME,FRM,CF,ERC,KE,ERK,YMIN,YMAX,P(7,522)
C      REAL  AMP(522),XR(522),XI(522),XT(522)
C      REAL  X4(522,3),P4(3,1),F2(522,1),A(522,3)
C      REAL  FT(522),FC(522),FS(522),XC(522),XS(522)
C
C ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====
C      PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..... NP = '
C      READ *, N
C      IT = 1
C      NP = 2*N
C      PORT = 10
C 5      PRINT *, 'QUAL O NUMERO DE PERIODOS..... NPI = '
C      READ *, NPI
C      MX = 10.
C      CX = 50.
C      KX = 500.
C      FO = 2.
C      PRINT *, 'QUAL O NIVEL DE RUIDO (()..... PORT = '
C      READ *, PORT
C      PRINT *, 'NCORR = '
C      READ *, NCORR
C      NCORR = 3
C
C ===== CALCULO DO INTERVALO DE TEMPO =====
C      WN = SQRT(KX / MX)
C      W0 = WN / NPI
C      PI = 3.141592653
C      DT = 2*PI / (NP*W0)
C      CC = 2*MX*WN
C      Z = CX / CC
C
C ===== EXCITACAO (TEMPO / FREQUENCIA - LIMPA) =====
C      CALL PSEUDO (NP,FO,W0,DT,FT)
C      DO 10 I=1,NP
C          XR(I) = FT(I)
C          XI(I) = 0.
C 10      CONTINUE
C      INV = 0
C      CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
C      DO 20 I=1,NP
C          FC(I) = XR(I)
C          FS(I) = XI(I)
C 20      CONTINUE
C      DO 30 K=1,N

```



```

      P(1,K) = K*WD
      P(2,K) = SQRT(FC(K)**2 + FS(K)**2)
30  CONTINUE
C   ===== RESPOSTA EM FREQUENCIA (LIMPA/SUJA) =====
      P4(1,1) = KX
      P4(2,1) = CX
      P4(3,1) = MX
      CALL RESPU (NP,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
      CALL RESUJA (NP,PORT,NCORR,WD,DT,XC,XS)
C   CALL FORCAS (NP,WD,XC,XS,P4,FC,FS)
C   DO 40 K=1,N
C       P(3,K) = SQRT(FC(K)**2 + FS(K)**2)
C40  CONTINUE
C   ===== ESTIMA PARAMETROS / MINIMOS QUADRADOS =====
      CALL ESTIMQ (NP,WD,FC,FS,XC,XS,P4)
      KE = P4(1,1)
      CE = P4(2,1)
      ME = P4(3,1)
      ERK = (ABS(KX - KE)) / KX*100
      ERC = (ABS(CX - CE)) / CX*100
      ERM = (ABS(MX - ME)) / MX*100
C   ===== ESTIMA FORCAS / MINIMOS QUADRADOS =====
      CALL FORCAS (NP,WD,XC,XS,P4,FC,FS)
      DO 50 K=1,N
          P(3,K) = SQRT(FC(K)**2 + FS(K)**2)
50  CONTINUE
      NC = 2
      XMIN = 0.0
      XMAX = 0.0
      YMIN = 0.0
      YMAX = 0.0
      CALL PLOTER (NC,N,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'NO      ')
C
      IF (IT .GT. 1) GOTO 90
      WRITE(4,52)
52  FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOPTADO ==
-----',/)
      WRITE(4,54) MX,KX,CX,WN,Z,NP,NPI,DT
54  FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA.....MX =',F10.4,' KG      ',
-       /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ.....KX =',F10.4,' N/M      ',
-       /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO.....CX =',F10.4,' N.S/M      ',
-       /,5X,'FREQUENCIA NATURAL.....WN =',F10.4,' RAD/S      ',
-       /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO.....Z =',F10.4,' -      ',
-       /,5X,'NUMERO DE PONTOS NO TEMPO.....NP =',I4,
-       /,5X,'NUMERO DE PERIODOS NO TEMPO....NPI =',I4,
-       /,5X,'INTERVALO DE TEMPO.....DT =',F10.4,' (SEG)',/)
      WRITE(4,56)
56  FORMAT('===== TABELA DE RESULTADOS - ESTIMACAO / MINIMO
- QUADRADOS =====',/,
- 'RUÍDO (() / KX EST. / ERK (() / CX EST. / ERC (() / MX E
- T. / ERM (() ',
- /, '=====
-----',/)
90  WRITE(4,22) PORT,KE,ERK,CE,EPC,ME,ERM
22  FORMAT(2X,13,3X,F9.4,3X,F9.4,3X,F9.4,3X,F9.4,3X,F9.4,3X,F9.4)

```

```

C  --,/,'-----
C  -----')
C
C      IT = IT + 1
C      PRINT *, 'NIVEL DE RUJDOS (())...... PDPT = ', PDPT
C      PDRT = PDRT + 2
C      PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
C      READ *, OP
C      IF (OP .EQ. 1) GOTO 5
C
C      STOP
C      END
C
C  =====
C
C      3 . 9 - P R O G R A M A   V I F O R C
C
C  =====
C
C  O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DE FORÇAS DE
C  SISTEMAS MECANICOS DE IGDL DO TIPO (MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOSSO)
C  NO DOMINIO DA FREQUENCIA, UTILIZANDO O METODO DAS VARIAVEIS
C  INSTRUMENTAIS
C
C  =====
C
C  PROGRAMADOR   ANTONIO ALMEIDA SILVA   ( EM, 03 / 01 / 1992 )(***)
C  AREA          PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS II.
C
C  =====
C
C      INTEGER OP, NP, NPI, N, NC, PORT, NCOFF, INV, IT
C      REAL MX, CX, KX, FO, WN, WD, CC, Z, DT, XRMS, AMPX, YMAX, YMIN
C      REAL FT(522), FC(522), FS(522), XT(522), XC(522), XS(522)
C      REAL XR(522), XI(522), A(522,3), X4(522,3), P4(3,1), P(7,522)
C      REAL ME, FRM, CE, EPC, KE, ERK, AMP(522), F2(522,1), FCF(522), FSE(522)
C
C  ===== DADOS INICIAIS DO PROBLEMA =====
C
C      PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..... NF = '
C      READ *, N
C      PRINT *, 'QUAL O NUMERO DE PERIODOS TEMPO..... NPI = '
C      READ *, NPI
C      NP = 2*N
C      IT = 0
C
C      PORT= 10
C
C      5  MX = 10.
C      CX = 50.
C      KX = 500.
C      FO = 2.0
C      PRINT *, 'QUAL O NIVEL DE RUJDO (())...... PDPT = '
C      READ *, PDPT
C
C      PRINT *, 'NCOFF = '
C      READ *, NCOFF
C      NCOFF = 8
C
C  ===== CALCULO DE ALGUNS PARAMETROS =====
C
C      WN = SQRT(KX/MX)
C      WD = WN/NPI

```

```

PI = 3.141592653
DT = 2*PI/(NP*W0)
CC = 2*MX*WN
Z = CX/CC
C ===== SINAL DE EXCITACAO (TEMPO / FREQUENCIA) =====
CALL PSEUDO (NP,FO,W0,DT,FT)
DO 20 I=1,NP
  XR(I) = FT(I)
  XI(I) = 0.
20 CONTINUE
  INV = 0
  CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
  DO 30 I=1,NP
    FC(I) = XP(I)
    FS(I) = XI(I)
    AMP(I) = SQRT(FC(I)**2 + FS(I)**2)
30 CONTINUE
  WRITE(3,63) IT
63 FORMAT(5X,'***** FORCA LIMPA IT =',I2,' *****'
-   ',/5X,' J / FREQ.(RAD/S) / AMPLITUDE (N) ',/)
  WRITE(3,65) (J,J*W0,AMP(J),J=1,N)
65 FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
C
  DO 40 K=1,N
    P(1,K) = K*W0
    P(2,K) = SQRT(FC(K)**2 + FS(K)**2)
40 CONTINUE
C ===== CALCULA RESPOSTA EM FREQUENCIA =====
  P4(1,1) = KX
  P4(2,1) = CX
  P4(3,1) = MX
  CALL RESPOX (NP,IT,W0,P4,FC,FS,XC,XS)
  CALL RESUJA (NP,PORT,NCORR,DT,W0,XC,XS)
  CALL MONTAB (X4,F2,XC,XS,W0,FC,FS,N)
  DO 60 I=1,2*N
    DO 50 J=1,3
      A(I,J) = X4(I,J)
50 CONTINUE
60 CONTINUE
C ===== ESTIMA PARAMETROS / FORCAS =====
  CALL ESTIMA (X4,A,F2,P4,N)
  CALL FORCAS (NP,IT,W0,XC,XS,P4,FCE,FSE)
  DO 70 K=1,N
    P(3,K) = SQRT(FCE(K)**2 + FSE(K)**2)
70 CONTINUE
  PRINT *, ' NUMERO DE ITERACOES IT =',IT
  PRINT *
  GOTO 200
C ===== ESTIMA PARAMETROS (VAR. INSTRUMENTAIS) =====
100 IT = IT + 1
  CALL RESPOX (NP,IT,W0,P4,FC,FS,XC,XS)
  CALL MONTAB (A,F2,XC,XS,W0,FC,FS,N)
  CALL ESTIMA (X4,A,F2,P4,N)
  CALL FORCAS (NP,IT,W0,XC,XS,P4,FCE,FSE)
  IF (IT .EQ. 1) THEN

```

```

      D2 110 K=1,N
      P(4,K) = SQRT(FCE(K)**2 + FSE(K)**2)
110   CONTINUE
      END IF
      IF (IT .EQ. 2) THEN
      D3 120 K=1,N
      P(5,K) = SQRT(FCE(K)**2 + FSE(K)**2)
120   CONTINUE
      END IF
      IF (IT .EQ. 3) THEN
      D3 130 K=1,NP
      P(6,K) = SQRT(FCE(K)**2 + FSE(K)**2)
130   CONTINUE
      END IF
      IF (IT .EQ. 4) THEN
      D3 140 K=1,N
      P(7,K) = SQRT(FCE(K)**2 + FSE(K)**2)
140   CONTINUE
      END IF
C   ===== RESULTADOS DA ESTIMACAO =====
200   NC = 6
      XMIN = 0.0
      XMAX = 0.0
      YMIN = 0.0
      YMAX = 0.0
C   CALL PLOTER (NC,N,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'NO      ')
      KE = P4(1,1)
      CE = P4(2,1)
      ME = P4(3,1)
      ERK = (ABS(KX - KE)) / KX*100
      ERC = (ABS(CX - CE)) / CX*100
      ERM = (ABS(MX - ME)) / MX*100
C
      IF (IT .GT. 0) GOTO 21
      WRITE(4,12)
12   FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOTADO =====
-----',/)
      WRITE(4,14) MX,KX,CX,WN,Z,NP,NPI,PORT,DT
14   FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA.....MX =',F10.4,' KG      ',
- /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ.....KX =',F10.4,' N/M      ',
- /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO.....CX =',F10.4,' N.S/M  ',
- /,5X,'FREQUENCIA NATURAL.....WN =',F10.4,' RAD/S  ',
- /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO.....Z =',F10.4,'      -  ',
- /,5X,'NUMERO DE PUNTOS NO TEMPO.....NP =',14,
- /,5X,'NUMERO DE PERIODOS .....NPI =',14,
- /,5X,'PORCENTAGEM DE RUIDO.....PORT =',14,' ( )  ',
- /,5X,'INTERVALO DE TEMPO.....DT =',F10.4,' (SEG)',/)
      WRITE(4,16)
16   FORMAT('===== TABELA DE RESULTADOS - ESTIMACAO / VARIAVEIS
-----',/)
- ' IT / KXE / ERK ( ) / CXE / ERC ( ) / MXE /
- ERM ( )',
- /, '=====
-----',/)
21   WRITE(4,22) IT,KE,ERK,CF,ERC,ME,ERM

```

```

22  FORMAT(2X,I3,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4,2X,F8.4)
C
C   IF (IT .LT. 3) GOTO 100
C   PORT = PORT + 2
C   PRINT *, 'NIVEL DE RUÍDO (())..... PORT = ', PORT
C   IT = 0
C   PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
C   READ *, DP
C   IF (DP .EQ. 1) GOTO 5
C
C   STOP
C   END
C
C   =====
C
C   3 . 1 0 - P R O G R A M A   E S F O R C
C
C   =====
C
C   O PROGRAMA TEM COMO OBJETIVO FAZER A IDENTIFICACAO DE FORÇAS DE SIS
C   TEMAS MECANICOS DE 1GDL DO TIPO ( MASSA-MOLA-AMORTECEDOR VISCOZO )
C   NO DOMINIO DA FREQUENCIA, UTILIZANDO A ESTIMACAO SEQUENCIAL
C
C   =====
C
C   PROGRAMADOR      ANTONIO ALMEIDA SILVA      ( EM, 03 / 01 / 1992 ) (***)
C   AREA              PROJETO MECANICO / UFPB / CCT / DEM / CAMPUS II.
C
C   =====
C
C   INTEGER DP, NP, NP1, N, NC, PORT, N CORR, INV, IT
C   REAL MX, CX, KX, FO, WN, WO, CC, Z, DT, XPMS, AMPX, CE, EFC, KE, ERK, ME, ERM
C   REAL FC(1034), FS(1034), FCE(1034), FSE(1034), P4(3,1)
C   REAL XR(1034), XI(1034), XC(1034), XS(1034), P(7,1034)
C   REAL YRX(1034), YFY(1034), SRX(1034), PES(3,1), AMP(1034)
C
C   =====  DADOS INICIAIS DO PROBLEMA  =====
C   PRINT *, 'NUMERO DE PUNTOS EM FREQUENCIA..... NP = '
C   READ *, N
C   PRINT *, 'QUAL O NUMERO DE PERIODOS TEMPO..... NP1 = '
C   READ *, NP1
C   IT = 0
C   NP = 2*N
C   PORT = 5
C   5  MX = 10.
C      CX = 50.
C      KX = 500.
C      FO = 2.
C   PRINT *, 'QUAL O NIVEL DE RUÍDO (())..... PORT = '
C   READ *, PORT
C   PRINT *, 'N CORR = '
C   READ *, N CORR
C   N CORR = 3
C   =====  CALCULO DE ALGUNS PARAMETROS  =====
C   WN = SQRT(KX/MX)
C   WO = WN/NP1

```

```

PI = 3.141592653
DT = 2*PI/(NP*WO)
CC = 2*MX*WN
Z = CX/CC
C ===== GERAR VETOR DE EXCITACAO (TEMPO/FREQ) =====
CALL PSEUDO (NP,FO,WO,DT,SRX)
  DO 20 J=1,NP
    XR(I) = SRX(I)
    XI(I) = 0.
20  CONTINUE
    INV = 0
    CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
    DO 30 I=1,NP
      FC(I) = XR(I)
      FS(I) = XI(I)
      AMP(I) = SQRT(FC(I)**2 + FS(I)**2)
30  CONTINUE
    DO 40 K=1,N
      P(1,K) = K*WO
      P(2,K) = SQRT(FC(K)**2 + FS(K)**2)
40  CONTINUE
C
  WRITE(3,63)
63  FORMAT(5X,'***** FORCA LIMPA (PORT=',I2,'( ) *****'
-    ,/,5X,' J / FREQ.(RAD/S) / AMPLITUDE (N) ',/)
  WRITE(3,65) (J,J*WO,AMP(J),J=1,N)
65  FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
C ===== OBTER RESPSTA (FREQUENCIA / TEMPO) =====
  P4(1,1) = KX
  P4(2,1) = CX
  P4(3,1) = MX
  CALL RESPO (N,IT,WO,P4,FC,FS,XC,XS)
  CALL RESUJA (NP,PORT,NCORP,DT,WO,XC,XS)
C ===== RESULTADOS DA ESTIMACAO SEQUENCIAL =====
CALL ESFREQ (NP,WO,FC,FS,XC,XS,P4)
  KE = P4(1,1)
  CE = P4(2,1)
  ME = P4(3,1)
  ERK = (ABS(KX - KE)) / KX*100
  ERC = (ABS(CX - CE)) / CX*100
  ERM = (ABS(MX - ME)) / MX*100
C
CALL RESPO (N,IT,WO,P4,FC,FS,XC,XS)
C
CALL FORCAS (NP,PORT,WO,XC,XS,P4,FCE,FSE)
  DO 70 K=1,N
    P(3,K) = SQRT(FCE(K)**2 + FSE(K)**2)
70  CONTINUE
    NC = 3
    XMIN = 0.0
    XMAX = 0.0
    YMIN = 0.0
    YMAX = 0.0
    CALL PLOTER (NC,N,P,XMIN,XMAX,YMIN,YMAX,'NO ')
C
  PRINT *, ' NUMERO DE ITERACOES IT =',IT

```

```

IF (IT .GT. 0) GOTO 25
WRITE(4,12)
12  FORMAT('===== PARAMETROS DO SISTEMA ADOPTADO =====
-----',/)
WRITE(4,14) MX,KX,CX,WN,Z,NP,NPI
14  FORMAT(5X,'MASSA DO SISTEMA.....MX =',F10.4,' KG ',
- /,5X,'CONSTANTE DE RIGIDEZ.....KX =',F10.4,' N/M ',
- /,5X,'CONSTANTE DE AMORTECIMENTO.....CX =',F10.4,' N.S/M ',
- /,5X,'FREQUENCIA NATURAL.....WN =',F10.4,' RAD/S ',
- /,5X,'FATOR DE AMORTECIMENTO.....Z =',F10.4,' - ',
- /,5X,'NUMERO DE PONTOS NO TEMPO.....NP =',14,
- /,5X,'NUMERO DE PERIODOS NO TEMPO....NPI =',14,/)
WRITE(4,16)
16  FORMAT('===== TABELA DE RESULTADOS / ESTIMACAO SEQUENCIAL
-----',/,
-'PORT ( ) / KXE / ERK ( ) / CXE / ERC ( ) / MXE /
-'ERM ( ) ',
- /, '=====
-----',/)
25  WRITE(4,22) PORT,KE,ERK,CE,ERC,ME,ERM
22  FORMAT(2X,13,3X,F8.4,3X,F8.4,3X,F8.4,3X,F8.4,3X,F8.4,3X,F8.4)
C
PRINT *, ' NIVEL DE RUIDOS ( ) PORT =',PORT
IT = IT + 1
C
PORT = PORT + 2
PRINT *, 'DESEJA CONTINUAR..... (SIM = 1 / NAO = 0) '
READ *,OP
IF (OP .EQ. 1) GOTO 5
C
STOP
END
*****          FIM DA LISTAGEM ALMEIDA          - APEND3 FORTRAN B1

```

APÊNDICE 4

**LISTAGEM EM FORTRAN DAS SUB-ROTINAS UTILIZADAS
NO PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO**


```

*      *      *      *      *      *      *      *
* *      *      * *      *      *      *      *
* *      *      * *      *      *      *      *
**** *      *      *      *      *      *      *
* *      *      *      *      *      *      *
* *      *      *      *      *      *      *
* *      **** *      *      **** *      *      *

```

```

*****
          ESTA LISTAGEM PERTENCE A ALMEIDA
          FOI IMPRESSA PELA MAQUINA ALMEIDA
*****
          EM 07/01/92 17 46 C9 *****

```

```

C=====
C
C
C          A P E N D I C E 4
C
C          L I S T A G E M   D A S   S U B R O T I N A S
C
C=====

```

- C 01) SUB NATV (NP, OP, WO, WN, DT, NP1, FO, MX, CX, KX, INT3, SRX, YEX, YRY)
- C 02) SUB PSEUDT (N1, WO, DT1, FO, SPX, INT1, STX)
- C 03) SUB FUNC (MX, CX, KX, STX, YSV, X, K, F)
- C 04) SUB KUTTA (MAXSTP, IDM, H, TF, TF, KUNT, K, MX, CX, KX, STX, YNT, Y)
- C 05) SUB MQTEMP (NP, SRX, YPX, YPY, PES)
- C 06) SUB MQFREQ (NP, MX, WO, FC, FS, XC, XS, PES)
- C 07) SUB ESTEMP (NP, SRX, YRX, YPY, PES)
- C 08) SUB ESFREQ1 (NP, MX, WO, FC, FS, XC, XS, PES)
- C 09) SUB PSEUDC (NP, FO, WO, DT, FT)
- C 10) SUB RESPI (NP, IT, WO, P4, FC, FS, XC, XS)
- C 11) SUB RESUJA (NP, PORT, NCONF, WO, DT, XC, XS)
- C 12) SUB ESTIMO (NP, WO, FC, FS, XC, XS, P4)
- C 13) SUB ESFREQ2 (NP, WO, FC, FS, XC, XS, PES)
- C 14) SUB RESPOX (NP, IT, WO, P4, FC, FS, XC, XS)
- C 15) SUB MONTAB (X4, F2, XC, XS, WO, FC, FS, MX, N, IT)
- C 16) SUB ESTIHA (X4, A, F2, P4, N, IT)
- C 17) SUB FORCAS (NP, PORT, WO, XC, XS, P4, FCF, FSE)
- C 18) SUB FFTDI (NP, INV, XR, XI)
- C 19) SUB RUDDOS (NP, NCORR, PORT, XRMS, WO, DT, VC, VS)
- C 20) SUB CRSEED

```

C=====
C
C          SUBROUTINE NATV (NP, OP, WO, WN, DT, NP1, FO, MX, CX, KX, INT3, SRX, YPX, YPY)
C
C          INTEGER NP, N1, OP, IDM, INT, INT3, INT4, MAXSTP, K, KUNT
C          REAL MX, CX, KX, FO, WO, WN, DT, TP, TF, H, DT1, DTK, DMX, VMX, EPS
C          REAL YNT(2), Y(2, 1034), YSV(2), F(2), KK(4, 2)
C          REAL YD1, YD2, YEX(1034), YRY(1034), SRX(1034), STX(1034)
C
C          YNT(1) = 0
C          YNT(2) = 0

```

```

      TH = 0.
      PI = 2.141592653
      WN = SQRT(KK/AX)
      IF (PP .EQ. 1) THEN
        WD = WN/NP1
        DT = 2*PI/(NP*WD)
      ELSE
        WD = 2*PI/(IP*DT)
      END IF
      PRINT *, 'NUMERO DE PONTOS EM FREQUENCIA..... NF = ', NP/2
      TF = NP*DT
      EPS = 1.E-12
      KONT = 1
      INT = 1
      IDM = 2
      HI = NP*INT3
      DTI = DT/INT3
      CALL PSEUDO (NP,WD,FD,DT,SRX,STX)
      MAXSTP = NP*INT*INT3
      DTK = (TF-TH)/MAXSTP
      H = DTK
      H1 = H*INT*INT3
20      K = 0
      CALL KUTTA (MAXSTP, IDM, H, TH, TF, KONT, K, MX, CX, KX, STX, YNT, Y)
      DT = H1
      DMX = 0
      VMX = 0
      DO 50 I=1, MAXSTP+1
        YRX(I) = Y(1, I)
        YRY(I) = Y(2, I)
        DMX = MAX(ABS(Y(1, I)), DMX)
        VMX = MAX(ABS(Y(2, I)), VMX)
50      CONTINUE
      YNT(1) = Y(1, MAXSTP+1)
      YNT(2) = Y(2, MAXSTP+1)
C      PRINT *, ' YNT(1) = ', YNT(1), ' YNT(2) = ', YNT(2)
      IF (KONT .GT. 1000) THEN
        GOTO 60
      END IF
      KONT = KONT + 1
      IF (ABS(Y(1,1)-Y(1, MAXSTP+1))/DMX .GT. EPS .AND. ABS(Y(2,1)-
-Y(2, MAXSTP+1))/VMX .GT. EPS) THEN
        GOTO 20
      END IF
      PRINT *, 'ITERACOES / REGIME KUTTA..... KONT = ', KONT
50      J = 1
      DO 70 I=1, MAXSTP+1, INT*INT3
        YRX(J) = YRX(I)
        YRY(J) = YRY(I)
        STX(J) = STX(I)
        J = J + 1
70      CONTINUE
C      RETURN
      END

```

```

C=====
C
SUBROUTINE PSEUDT (N1,WD,DT),FD,SRX,INT,STX)
C
INTEGER N1,I1,I2,INT,INT2
REAL WD,DT1,FD,A,SX,SRX(1034),STX(1034)
C
DO 30 K=1,N1
  SRX(K) = 0
  DO 10 I=1,N1/2-1
    A = I**2 / FLOAT(N1)
5    IF (A .GE. 2) THEN
      A = A - 2
      GOTO 5
    END IF
    IF (A .LT. 1) THEN
      A = 0.
    END IF
    IF (A .GE. 1) THEN
      A = 1.
    END IF
    SX = (1 - 2*A)*FD
    SRX(K) = SRX(K) + SX*CD(S(I)*WD*(K-1)*DT)
10  CONTINUE
30  CONTINUE
C
I2 = 1
K = 0
INT2 = INT*2
STX(1) = SRX(1)
DO 70 J=2,N1*INT2
  K = K + 1
  IF (K .GT. 1) THEN
    GOTO 60
  END IF
  IF (I2 .EQ. 0) THEN
    GOTO 50
  END IF
  I1 = I2
  I2 = I2 + 1
  GOTO 60
50  I1 = I2
  I2 = 1
60  STX(J) = (SRX(I2) - SRX(I1))*K / INT2 + SRX(I1)
  IF (K .LT. INT2) THEN
    GOTO 70
  END IF
  K = 0
70  CONTINUE
  STX(J) = SRX(I2)
C
RETURN
END
C=====
C

```

```

SUBROUTINE FUNC (MX,CX,KX,STX,YSV,X,K,F)
C
  INTEGER K
  REAL MX,KX,CX,X,STX(1034),F(2),YSV(2)
C
  K = K + 1
  F(1) = + YSV(2)
  F(2) = - CX*YSV(2)/MX - KX*YSV(1)/MX + STX(K)/MX
C
  RETURN
  END
C=====
C
SUBROUTINE KUTTA (MAXSTP,IDM,H,TD,TF,KONT,K,MX,CX,KX,STX,YNT,Y)
C
  INTEGER IDM,N,MAXSTP,KONT,K
  REAL MX,CX,KX,DTK,X,H,HH,XSV,FPS,B
  REAL YNT(2),YSV(2),Y(2,1034),F(2),STX(1034),KK(4,2)
C
  X = 0.
  B = MAXSTP*H
  H = DTK
  HH = H / 2
  N = 1
  DO 10 I=1, IDM
    YSV(I) = YNT(I)
    Y(I,1) = YNT(I)
10  CONTINUE
15  XSV = X
  DO 50 L=1,4
    IF (L .EQ. 3) THEN
      K = K - 1
    END IF
    CALL FUNC (MX,CX,KX,STX,YSV,X,K,F)
    DO 20 I=1, IDM
      KK(L,I) = H*F(I)
20  CONTINUE
      GOTO (25,25,35,50),L
25  X = XSV + HH
    DO 30 I=1, IDM
      YSV(I) = Y(I,N) + KK(L,I)*0.5
30  CONTINUE
      GOTO 50
35  X = XSV + H
    DO 40 I=1, IDM
      YSV(I) = Y(I,N) + KK(L,I)
40  CONTINUE
50  CONTINUE
C
  K = K - 1
  NP = N + 1
  DO 60 I=1, IDM
    Y(I,NP) = Y(I,N) + (KK(1,I) + 2*(KK(2,I)+KK(3,I)) + KK(4,I))/6
60  CONTINUE
  N = NP

```

```

IF (N .GT. MAXSTP .OR. X .GT. (B-EPS)) THEN
  GOTO 80
END IF
DO 70 I=1, IDM
  YSV(I) = Y(I, NP)
70 CONTINUE
GOTO 15
C
C80 WRITE(3,75)
C75 FORMAT(3X, '===== RESPONSA NO TEMPO (KUTTA) ====='
C - ,/,3X, ' 1 / TEMPO (S) / DESLOC. (M) ',/)
C WRITE(3,77) (I, I*DT, Y(I, I), I=1, MAXSTP+1)
C77 FORMAT(3X, I3, 3X, 1PE10.3, 3X, 1PE10.3)
C
80 RETURN
END
C=====
C
SUBROUTINE MQTEMP (NP, SRX, YPX, YRY, PES)
C
INTEGER NP
REAL SRX(1034), YRX(1034), YRY(1034)
REAL A1(1034,2), A2(1034,3), A3(3,2), A4(3,1034)
REAL A5(3,3), A6(3,3), A7(3,2), TEST(3,3), PES(3,2)
C
C ===== MONTA AS MATRIZES (A1) E (A2) =====
DO 20 I=1, NP
  IK = I
  A1(IK,1) = YRX(I+1)
  A1(IK,2) = YRY(I+1)
  A2(IK,1) = YRX(I)
  A2(IK,2) = YRY(I)
  A2(IK,3) = SRX(I)
20 CONTINUE
C ===== CALCULA A TRANSPOSTA (A4) = (A2)T =====
DO 40 I=1, NP
  DO 30 J=1, 3
    A4(J,I) = A2(I,J)
30 CONTINUE
40 CONTINUE
C ===== CALCULA O PRODUTO (A5) = (A4)*(A2) =====
DO 70 I=1, 3
  DO 60 J=1, 3
    A5(I,J) = 0
    DO 50 K=1, NP
      A5(I,J) = A5(I,J) + A4(I,K)*A2(K,J)
50 CONTINUE
60 CONTINUE
70 CONTINUE
C ===== CALCULA (A6) = INV(A5) =====
D1 = A5(1,1)*A5(2,2)*A5(3,3)
D2 = A5(1,2)*A5(1,3)*A5(2,3)
D3 = A5(1,1)*A5(2,3)**2+A5(2,2)*A5(1,3)**2+A5(3,3)*A5(1,2)**2
DET = (D1 + 2*D2 - D3)
IF (DET .EQ. 0) THEN

```

```

PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL   MATRIZ SINGULAR   '
END IF
A6(1,1) = (A5(2,2)*A5(3,3) - A5(2,3)**2) / DET
A6(1,2) = (A5(1,3)*A5(2,3) - A5(1,2)*A5(3,3)) / DET
A6(1,3) = (A5(1,2)*A5(2,3) - A5(1,3)*A5(2,2)) / DET
A6(2,1) = A6(1,2)
A6(2,2) = (A5(1,1)*A5(3,3) - A5(1,3)**2) / DET
A6(2,3) = (A5(1,2)*A5(1,3) - A5(1,1)*A5(2,3)) / DET
A6(3,1) = A6(1,3)
A6(3,2) = A6(2,3)
A6(3,3) = (A5(1,1)*A5(2,2) - A5(1,2)**2) / DET
C ===== CALCULA (A7) = (A4)*(A1) =====
DO 100 I=1,3
  DO 90 J=1,2
    A7(I,J) = 0
    DO 80 K=1,NP
      A7(I,J) = A7(I,J) + A4(I,K)*A1(K,J)
80    CONTINUE
90    CONTINUE
100   CONTINUE
C ===== MATRIZ DOS PARAMETROS (A3) = (A6)*(A7) =====
DO 130 I=1,3
  DO 120 J=1,2
    A3(I,J) = 0
    DO 110 K=1,3
      A3(I,J) = A3(I,J) + A6(I,K)*A7(K,J)
    PES(I,J) = A3(I,J)
110   CONTINUE
120   CONTINUE
130   CONTINUE
C
RETURN
END
C=====
C
SUBROUTINE MQFREQ (NP,MX,WD,FC,FS,XC,XS,PES)
C
INTEGER NP
REAL MX,D1,D2,D3,DET
REAL WD,W(1034),X4(1034,3),F2(1034,1),PES(3,1)
REAL FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034)
REAL X5(3,1034),X6(3,3),X7(3,3),X8(3,3),X9(3,1)
C
N = NP/2
C ===== MONTA MATRIZES (X4) E (F2) =====
DO 20 I=1,N
  W(I) = I*WD
  X4(I,1) = - XS(I)*W(I)
  X4(I,2) = + XC(I)
  X4(I,3) = - FC(I)
  X4(I+N,1) = + XC(I)*W(I)
  X4(I+N,2) = + XS(I)
  X4(I+N,3) = - FS(I)
  F2(I,1) = + MX*XC(I)*W(I)**2
  F2(I+N,1) = + MX*XS(I)*W(I)**2

```

```

20  CONTINUE
C  ===== CALCULA (X5) = TRANSP(X4) =====
   DO 40 I=1,NP
     DO 30 J=1,3
       X5(J,I) = X4(I,J)
30  CONTINUE
40  CONTINUE
C  ===== CALCULA (X6) = (X5)*(X4) =====
   DO 70 I=1,3
     DO 60 J=1,3
       X6(I,J) = 0
       DO 50 K=1,NP
         X6(I,J) = X6(I,J) + X5(I,K)*X4(K,J)
50  CONTINUE
60  CONTINUE
70  CONTINUE
C  ===== CALCULA (X7) = INV(X6) =====
   D1 = X6(1,1)*X6(2,2)*X6(3,3)
   D2 = X6(1,2)*X6(1,3)*X6(2,3)
   D3 = X6(1,1)*X6(2,3)**2+X6(2,2)*X6(1,3)**2+X6(3,3)*X6(1,2)**2
   DET = (D1 + 2*D2 - D3)
   IF (DET .EQ. 0) THEN
     PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL  MATRIZ SINGULAR '
     GOTO 150
   END IF
   X7(1,1) = (X6(2,2)*X6(3,3) - X6(2,3)**2) / DET
   X7(1,2) = (X6(1,3)*X6(2,3) - X6(1,2)*X6(3,3)) / DET
   X7(1,3) = (X6(1,2)*X6(2,3) - X6(1,3)*X6(2,2)) / DET
   X7(2,1) = X7(1,2)
   X7(2,2) = (X6(1,1)*X6(3,3) - X6(1,3)**2) / DET
   X7(2,3) = (X6(1,2)*X6(1,3) - X6(1,1)*X6(2,3)) / DET
   X7(3,1) = X7(1,3)
   X7(3,2) = X7(2,3)
   X7(3,3) = (X6(1,1)*X6(2,2) - X6(1,2)**2) / DET
C  ===== CALCULA (X8) = (X6)*(X7) =====
   DO 100 I=1,3
     DO 90 J=1,3
       X8(I,J) = 0
       DO 80 K=1,3
         X8(I,J) = X8(I,J) + X6(I,K)*X7(K,J)
80  CONTINUE
90  CONTINUE
100 CONTINUE
C  ===== CALCULA (X9) = (X5)*(F2) =====
   DO 120 I=1,3
     J = 1
     X9(I,J) = 0
     DO 110 K=1,NP
       X9(I,J) = X9(I,J) + X5(I,K)*F2(K,J)
110  CONTINUE
120 CONTINUE
C  ===== CALCULA (PES) = (X7)*(X9) =====
   DO 140 I=1,3
     PES(I,1) = 0
     DO 130 K=1,3

```



```

      PES(1,1) = PES(1,1) + X7(1,K)*X9(K,1)
130  CONTINUE
140  CONTINUE
C
150  RETURN
    END
C=====
C
      SUBROUTINE ESTEMP (NP,SRX,YRX,YRY,PES)
C
      INTEGER NP
      REAL D1,D2,D3,DET,SRX(1034),YRX(1034),YRY(1034)
      REAL W(1,3),WT(3,1),WTW(3,3),X0(3,3),X1(1,3),X2(1,2),X3(3,1)
      REAL X4(3,1),X5(1,1),X6(3,1),X7(1,2),X8(1,2),X9(3,2),PE(3,3)
      REAL X10(1,3),X11(3,3),TEST(3,3),VAUX(2,1034),PES(3,2)
C
      EPS = 1.E-5
      K = 0
C ===== VALOR INICIAL DOS PARAMETROS = PES(0) = 0 (3*2) =====
      DO 20 I=1,3
        DO 10 J=1,2
          PES(I,J) = 0.0
          VAUX(1,K) = PES(1,2)
          VAUX(2,K) = PES(2,2)
10      CONTINUE
20      CONTINUE
C ===== VALOR INICIAL DA COVARIANCIA = PE(0) (3*3) =====
C
C          3
      PE(0) = INV( SOMA( WT(J)*W(J) ) VALOR INICIAL PE(K-1)
C          J=1
C =====
C
      DO 40 M=1,3
        DO 30 N=1,3
          X0(M,N) = 0.0
30      CONTINUE
40      CONTINUE
      DO 80 J=1,3
        W(1,1) = YRX(J)
        W(1,2) = YRY(J)
        W(1,3) = SRX(J)
        DO 50 I=1,3
          WT(I,1) = W(1,I)
50      CONTINUE
        DO 70 M=1,3
          DO 60 N=1,3
            X0(M,N) = X0(M,N) + WT(M,1)*W(1,N)
60      CONTINUE
70      CONTINUE
80      CONTINUE
C ===== COVARIANCIA INICIAL = PE = INV(X0) (3*3) =====
      D1 = X0(1,1)*X0(2,2)*X0(3,3)
      D2 = X0(1,2)*X0(1,3)*X0(2,3)
      D3 = X0(1,1)*X0(2,3)**2+X0(2,2)*X0(1,3)**2+X0(3,3)*X0(1,2)**2
      DET = (D1 + 2*D2 - D3)
      IF (DET .EQ. 0) THEN

```



```

PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL   MATRIZ SINGULAR   '
END IF
PE(1,1) = (X0(2,2)*X0(3,3) - X0(2,3)**2) / DET
PE(1,2) = (X0(1,3)*X0(2,3) - X0(1,2)*X0(3,3)) / DET
PE(1,3) = (X0(1,2)*X0(2,3) - X0(1,3)*X0(2,2)) / DET
PE(2,1) = PE(1,2)
PE(2,2) = (X0(1,1)*X0(3,3) - X0(1,3)**2) / DET
PE(2,3) = (X0(1,2)*X0(1,3) - X0(1,1)*X0(2,3)) / DET
PE(3,1) = PE(1,3)
PE(3,2) = PE(2,3)
PE(3,3) = (X0(1,1)*X0(2,2) - X0(1,2)**2) / DET
C
DO 75 I=1,3
  DO 65 J=1,3
    TEST(I,J) = 0
    DO 55 L=1,3
      TEST(I,J) = TEST(I,J) + PE(I,L)*X0(L,J)
55    CONTINUE
65    CONTINUE
75    CONTINUE
C
C   WRITE(2,57)
C57  FORMAT(5X, '*****          MATRIZ COV (0) 3*3          *****', /
C   WRITE(2,67) (PE(I,1),PE(I,2),PE(I,3),I=1,3)
C67  FORMAT(3(6X,1PE10.3), /)
C   WRITE(2,77)
C77  FORMAT(/,5X, '*****          TESTE DA INVERSAO          *****', /
C   WRITE(2,87) (TEST(I,1),TEST(I,2),TEST(I,3),I=1,3)
C87  FORMAT(3(6X,1PE10.3), /)
C
C   ===== MONTAR AS MATRIZES W(K) E C(K) =====
C
C   X1 = W(K) = ( YRX(K) YRY(K) FX(K) ) VETOR DE ESTADO EM (K) (1,3)
C   X2 = C(K) = ( YRX(K+1) YRY(K+1) ) VETOR DE ESTADO EM (K+1) (1,2)
C
C   =====
90  K = K + 1
    X1(1,1) = YRX(K)
    X1(1,2) = YRY(K)
    X1(1,3) = SPX(K)
    X2(1,1) = YRX(K+1)
    X2(1,2) = YRY(K+1)
C   ===== ESTIMACAO DA MATRIZ GANHO X6 (3*1) =====
C
C   PE(K)*WT(K) = PE(K-1)*WT(K) * ( W(K)*PE(K-1)*WT(K) + 1 )
C   X6          X4          X5
C
C   ===== CALCULA WT(K) = X3 = TRANSP(X1) (3*1) =====
DO 100 J=1,3
  X3(1,1) = X1(1,1)
100 CONTINUE
C   ===== CALCULA PE(K-1)*WT(K) = X4 = PE*X3 (3*1) =====
DO 120 I=1,3
  X4(1,1) = 0.0
DO 110 L=1,3

```

```

      X4(I,1) = X4(I,1) + PE(I,L)*X3(L,1)
110  CONTINUE
120  CONTINUE
C   == CALCULA (W(K)*PE(K-1)*WT(K)+1) = X5 = X1*X4 + 1 (ESCALAR) ==
      X5(1,1) = 0.0
      DO 130 L=1,3
          X5(1,1) = X5(1,1) + X1(1,L)*X4(L,1)
130  CONTINUE
          X5(1,1) = X5(1,1) + 1.0
C   PRINT *, ' X5 (ESCALAR) =', X5
C   ===== CALCULA P(K)*WT(K) = X6 = X4/X5 (3*1) =====
      DO 140 I=1,3
          X6(1,1) = (1.0 / X5(1,1))*X4(I,1)
140  CONTINUE
C   ===== ESTIMACAO DOS COEFICIENTES (SLSE) =====
C
C       PES(K) = PES(K-1) + PE(K)*WT(K)* ( C(K) - W(K)*PES(K-1) )
C                               X6                X8
C
C   ===== CALCULA W(K)*PES(K-1) = X7 = X1*PES (1*2) =====
      DO 160 J=1,2
          X7(1,J) = 0.0
          DO 150 L=1,3
              X7(1,J) = X7(1,J) + X1(1,L)*PES(L,J)
150  CONTINUE
160  CONTINUE
C   ===== CALCULA ( C(K)-W(K)*PES(K-1) ) = X8 = X2-X7 (1*2) =====
      DO 180 J=1,2
          X8(1,J) = X2(1,J) - X7(1,J)
180  CONTINUE
C   ===== CALCULA PRODUTO (X6*X8) = X9 = X6*X8 (3*2) =====
      DO 200 I=1,3
          DO 190 J=1,2
              X9(1,J) = X6(1,1)*X8(1,J)
190  CONTINUE
200  CONTINUE
C   ===== ESTIMA PES(K) = ( PES(K-1) + X9 ) (3*2) =====
      DO 240 I=1,3
          DO 220 J=1,2
              PES(I,J) = PES(I,J) + X9(I,J)
              VAUX(1,K) = PES(1,2)
              VAUX(2,K) = PES(2,2)
220  CONTINUE
240  CONTINUE
C   ===== CALCULAR A COVARIANCIA EM (K) = PE(K) =====
C
C       PE(K) = PE(K-1) - PE(K)*WT(K) * ( PE(K-1)*WT(K) )
C                               X6                X10
C
C   ===== CALCULA X10(K) = X10 = TRANSP(X4) (1*3) =====
      DO 250 J=1,3
          X10(1,J) = X4(J,1)
250  CONTINUE
C   ===== CALCULA PRODUTO (X6*X10) = X11 = X6*X10 (3*3) =====
      DO 280 I=1,3

```

```

      DO 260 J=1,3
        X11(I,J) = X6(J,1)*X10(1,J)
260   CONTINUE
280   CONTINUE
C     ===== ESTIMA PE(K) = PE(K-1) - X11 (3*3) =====
      DO 320 I=1,3
        DO 310 J=1,3
          PE(I,J) = PE(I,J) - X11(I,J)
310   CONTINUE
320   CONTINUE
C     ===== TESTE DE CONVERGENCIA =====
C
C     IF ( ABS(VAUX(1,K)-VAUX(1,K-1)) .GT. EPS .AND.
C     -   ABS(VAUX(2,K)-VAUX(2,K-1)) .GT. EPS ) THEN
C       GOTD 90
C     END IF
C     IF (K .LT. NP) GOTD 90
400   PRINT *, 'ULTIMA ITERACAO / ESTIMACAO SEQUENCIAL.... K =', K
C
      RETURN
      END
C     =====
C
      SUBROUTINE ESFREI (NP,MX,WD,FC,FS,XC,XS,PES)
C
      INTEGER NP,NF
      REAL WD,WF(1034),FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034)
      REAL MX,D1,D2,D3,DET,W(2,3),WT(3,2),WTW(3,3)
      REAL X1(2,3),X2(2,1),X3(3,2),PEI(3,3)
      REAL TEST(3,3),PE(3,3),PES(3,1),VAUX(2,1034)
      REAL X4(3,3),X5(3,3),X6(3,2),X7(2,1),X8(2,1),X9(3,1)
C
      NF = NP/2
      EPS = 1.E-6
      K = 0
C     ***** VALOR INICIAL DOS PARAMETROS = PES(K-1) = 0 (3*1) *****
      DO 10 I=1,3
        PES(I,1) = 0
        VAUX(1,K) = PES(1,1)
        VAUX(2,K) = PES(2,1)
10    CONTINUE
C     ***** CALCULO DE INV(PE) = PEI(K-1) (3*3) *****
C
C           PEI(K-1) = ( SOMA( WT(J)*W(J) )          VALOR INICIAL EM (0)
C                     J=1
C     *****
      DO 30 M=1,3
        DO 20 N=1,3
          PEI(M,N) = 0
20    CONTINUE
30    CONTINUE
      DO 90 J=1,3
        WF(J) = W1*J
        W(1,1) = - XS(J)*WF(J)
        W(1,2) = + XC(J)

```

```

      W(1,3) = - FC(J)
      W(2,1) = + XC(J)*WF(J)
      W(2,2) = + XS(J)
      W(2,3) = - FS(J)
      DO 50 M=1,3
        DO 40 N=1,2
          WT(M,N) = W(N,M)
40      CONTINUE
50      CONTINUE
      DO 80 M=1,3
        DO 70 N=1,3
          DO 60 L=1,2
            PEI(M,N) = PEI(M,N) + WT(M,L)*W(L,N)
60      CONTINUE
70      CONTINUE
80      CONTINUE
90      CONTINUE
C      ***** MONTAR AS MATRIZES W(K) E C(K) *****
C
C      X1 = W(K) = 
$$\begin{array}{ccc} \text{XC} & - \text{W*XS} & - \text{FC} \\ \text{XS} & + \text{W*XC} & - \text{FS} \end{array}$$
 MATRIZ A EM (K) (2N,3)
C
C      X2 = C(K) = 
$$\begin{array}{c} \text{T} \\ \text{MX*XC*(N*W0)**2} \\ \text{MX*XS*(N*W0)**2} \end{array}$$
 MATRIZ B EM (K) (2N,1)
C
C      *****
100     K = K + 1
        WF(K) = W0*K
        X1(1,1) = - XS(K)*WF(K)
        X1(1,2) = + XC(K)
        X1(1,3) = - FC(K)
        X1(2,1) = + XC(K)*WF(K)
        X1(2,2) = + XS(K)
        X1(2,3) = - FS(K)
        X2(1,1) = + MX*XC(K)*WF(K)**2
        X2(2,1) = + MX*XS(K)*WF(K)**2
C      ***** CALCULAR A COVARIANCIA EM (K) = PE(K) *****
C      PE(K) = INV( PEI(K-1) + WT(K)*W(K) ) MATRIZ DE ORDEM (3,3)
C
C      ***** CALCULA ( WT(K) ) = X3 = TRANSP(X1) (3*2) *****
      DO 120 I=1,3
        DO 110 J=1,2
          X3(I,J) = X1(J,I)
110     CONTINUE
120     CONTINUE
C      ***** CALCULA ( WT(K)*W(K) ) = X4 = X3*X1 (3*3) *****
      DO 150 I=1,3
        DO 140 J=1,3
          X4(I,J) = 0
          DO 130 L=1,2
            X4(I,J) = X4(I,J) + X3(I,L)*X1(L,J)

```

```

130     CONTINUE
140     CONTINUE
150     CONTINUE
C     ***** CALCULA PEI(K) = PEI = PEI + X4 (3*3) *****
      DO 170 I=1,3
        DO 160 J=1,3
          X5(I,J) = PEI(I,J) + X4(I,J)
          PEI(I,J) = X5(I,J)
160     CONTINUE
170     CONTINUE
C     ***** CALCULO DA INVERSA = PE = INV(X5) (3*3) *****
      D1 = X5(1,1)*X5(2,2)*X5(3,3)
      D2 = X5(1,2)*X5(1,3)*X5(2,3)
      D3 = X5(1,1)*X5(2,3)**2+X5(2,2)*X5(1,3)**2+X5(3,3)*X5(1,2)**2
      DET= (D1 + 2*D2 - D3)
C     PRINT *, 'DET = ',DET
      IF (DET .EQ. 0) THEN
        PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL   MATRIZ SINGULAR   '
      END IF
      PE(1,1) = (X5(2,2)*X5(3,3) - X5(2,3)**2) / DET
      PE(1,2) = (X5(1,3)*X5(2,3) - X5(1,2)*X5(3,3)) / DET
      PE(1,3) = (X5(1,2)*X5(2,3) - X5(1,3)*X5(2,2)) / DET
      PE(2,1) = PE(1,2)
      PE(2,2) = (X5(1,1)*X5(3,3) - X5(1,3)**2) / DET
      PE(2,3) = (X5(1,2)*X5(1,3) - X5(1,1)*X5(2,3)) / DET
      PE(3,1) = PE(1,3)
      PE(3,2) = PE(2,3)
      PE(3,3) = (X5(1,1)*X5(2,2) - X5(1,2)**2) / DET
C
      DO 155 I=1,3
        DO 145 J=1,3
          TEST(I,J) = 0
          DO 135 L=1,3
            TEST(I,J) = TEST(I,J) + PE(I,L)*PEI(L,J)
135     CONTINUE
145     CONTINUE
155     CONTINUE
C
C     WRITE(2,55)
C55    FORMAT('***** TESTE DA INVERSAO *****',/)
C     WRITE(2,157) (TEST(I,1),TEST(I,2),TEST(I,3),I=1,3)
C157   FORMAT(6X,1PE10.3,6X,1PE10.3,6X,1PE10.3,/)
C
C     ***** ESTIMACAO DOS COEFICIENTES (SLSE) *****
C
C     PES(K) = PES(K-1) + PE(K)*WT(K) * (C(K) - W(K)*PES(K-1))
C           --- X6 ---           ----- X8 -----
C
C     ***** CALCULA ( PE(K)*WT(K) ) = X6 = PE*X3 (3*2) *****
      DO 200 I=1,3
        DO 190 J=1,2
          X6(I,J) = 0
          DO 180 L=1,3
            X6(I,J) = X6(I,J) + PE(I,L)*X3(L,J)
180     CONTINUE

```

```

190 CONTINUE
200 CONTINUE
C ***** CALCULA ( W(K)*PES(K-1) ) = X7 = X1*PES (2*1) *****
DO 220 I=1,2
  X7(I,1) = 0
  DO 210 L=1,3
    X7(I,1) = X7(I,1) + X1(I,L)*PES(L,1)
210 CONTINUE
220 CONTINUE
C ***** CALCULA ( C(K)-W(K)*PES(K-1) ) = X8 = X2-X7 (2*1) *****
DO 230 I=1,2
  X8(I,1) = X2(I,1) - X7(I,1)
230 CONTINUE
C ***** CALCULA PRODUTO ( X6*X8 ) = X9 = X6*X8 (3*1) *****
DO 250 I=1,3
  X9(I,1) = 0
  DO 240 L=1,2
    X9(I,1) = X9(I,1) + X6(I,L)*X8(L,1)
240 CONTINUE
250 CONTINUE
C ***** ESTIMA PES(K) = ( PES(K-1) + X9 ) (3*1) *****
DO 260 I=1,3
  PES(I,1) = PES(I,1) + X9(I,1)
  VAUX(1,K) = PES(1,1)
  VAUX(2,K) = PES(2,1)
260 CONTINUE
C
C ===== TESTE DE CONVERGENCIA =====
C IF ( ABS(VAUX(1,K)-VAUX(1,K-1)) .GE. EPS .AND.
C - ABS(VAUX(2,K)-VAUX(2,K-1)) .GE. EPS ) THEN
C   GOTO 100
C   ENDIF
C   PRINT *
C   PRINT *, ' VAUX(1, ',K, ') = ', VAUX(1,K)
C   PRINT *, ' VAUX(1, ',K-1, ') = ', VAUX(1,K-1)
C   IF (K .LE. NF) GOTO 100
400 PRINT *, 'ULTIMA ITERACAO / ESTIMACAO SEQUENCIAL... K = ',K
C
C   RETURN
C   END
C =====
C
C SUBROUTINE PSEUDO (NP,FO,WO,DT,FT)
C
C   INTEGER NP
C   REAL FO,WO,DT,A,SX,FT(1034)
C
C   DO 40 K=1,NP
C     FT(K) = 0
C     DO 30 I=1,NP/2-1
C       A = I**2/FLD(NT(NP))
C       IF (A .GE. 2) THEN
C         A = A - 2
C         GOTO 20
C       END IF

```

```

      IF (A .LT. 1) THEN
        A = 0
      END IF
      IF (A .GE. 1) THEN
        A = 1
      END IF
      SX = (1 - 2*A)*F0
      FT(K) = FT(K) + SX*COS(I*WD*(K-1)*DT)
30    CONTINUE
40    CONTINUE
C
      RETURN
      END
C=====
C
      SUBROUTINE RESPO (NP,IT,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
C
      INTEGER NP,IT
      REAL WD,DET,W(1034)
      REAL X1(2,2),X2(2,2),X3(2,1),F1(2,1),P4(3,1)
      REAL FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034),AMP(1034)
C
      PI = 3.141592653
      DO 20 L=1,NP
        W(L) = L*WD
        X1(1,1) = + P4(1,1) - P4(3,1)*W(L)**2
        X1(1,2) = - P4(2,1)*W(L)
        X1(2,1) = + P4(2,1)*W(L)
        X1(2,2) = + P4(1,1) - P4(3,1)*W(L)**2
        F1(1,1) = + FC(L)
        F1(2,1) = + FS(L)
C ===== CALCULO DA INVERSA (X2) = INV(X1) =====
        DET = X1(1,1)*X1(2,2) - X1(1,2)*X1(2,1)
        IF (DET .EQ. 0) THEN
          PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL   MATRIZ SINGULAR   '
          GOTO 50
        END IF
        X2(1,1) = + X1(2,2) / DET
        X2(1,2) = - X1(1,2) / DET
        X2(2,1) = - X1(2,1) / DET
        X2(2,2) = + X1(1,1) / DET
C ===== CALCULO DO PRODUTO (X3) = (X2)*(F1) =====
        X3(1,1) = X2(1,1)*F1(1,1) + X2(1,2)*F1(2,1)
        X3(2,1) = X2(2,1)*F1(1,1) + X2(2,2)*F1(2,1)
C ===== COMPONENTES DA RESPOSTA EM FREQUENCIA =====
        XC(L) = (X3(1,1)*F1(1,1)+X3(2,1)*F1(2,1))/(F1(1,1)**2+F1(2,1)**2)
        XS(L) = (X3(2,1)*F1(1,1)-X3(1,1)*F1(2,1))/(F1(1,1)**2+F1(2,1)**2)
C
        XC(L) = X3(1,1)
        XS(L) = X3(2,1)
        AMP(L) = SQRT(XC(L)**2 + XS(L)**2)
20    CONTINUE
C
      WRITE(3,25) IT
25    FORMAT(5X,'***** RESPOSTA EM FREQUENCIA  IT=',I2,' *****
- ,/,5X,' J / FREQ. (RAD/S) / AMPLITUDE (M) ',/)

```



```

WRITE(3,27) (J,J*WO,AMP(J),J=1,NP/2)
27  FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
C
50  RETURN
    END
C
=====
C
SUBROUTINE RESUJA (NP,PORT,NCORR,WO,DT,XC,XS)
C
INTEGER NP,PORT,NCORR,INV
REAL WO,DT,SOM,XRMS,XR(1034),XI(1034)
REAL VC(1034),VS(1034),XC(1034),XS(1034),XT(1034),AMP(1034)
C
PI = 3.141592653
DO 10 I=1,NP
  XR(I) = XC(I)
  XI(I) = XS(I)
10  CONTINUE
  INV = 1
  CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
  DO 20 I=1,NP
    XT(I) = XI(I)
20  CONTINUE
  SOM = 0
  DO 30 I=1,NP
    SOM = SOM + XT(I)**2
30  CONTINUE
  XRMS = SQRT(SOM / NP)
C
CALL RUIDOS (NP,NCORR,PORT,XRMS,WO,DT,VC,VS)
C
DO 40 I=1,NP
  XC(I) = XC(I) + VC(I)
  XS(I) = XS(I) + VS(I)
  AMP(I) = SQRT(XC(I)**2 + XS(I)**2)
40  CONTINUE
C
WRITE(2,43)
C43  FORMAT(5X,'***** RESPOSTA NO TEMPO LIMPA *****')
C    - ,/,5X,' I / TEMPO (SEG) / RESPOSTA (M) ',/)
C    WRITE(2,45) (I,I*DT,XT(I),I=1,NP)
C45  FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
    WRITE(3,47)
47  FORMAT(5X,'***** RESPOSTA EM FREQUENCIA SUJA *****')
C    - ,/,5X,' I / FREQ. (RAD/S) / AMPLITUDE (M) ',/)
    WRITE(3,49) (J,J*WO,AMP(J),J=1,NP/2)
49  FORMAT(5X,I3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
C
RETURN
    END
C
=====
C
SUBROUTINE ESTIMQ (NP,WO,FC,FS,XC,XS,P4)
C
INTEGER NP

```



```

REAL D1,D2,D3,DET
REAL W0,W(1034),X4(1034,3),F2(1034,1),P4(3,1)
REAL FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034),PES(3,1)
REAL X5(3,1034),X6(3,3),X7(3,3),X8(3,3),X9(3,1)
C ===== MONTA MATRIZ (X4) =====
DO 20 KI=1,NP/4-1
  G = 1 + (KI-1)*2
  W(KI) = W0*KI
  X4(G,1) = + XC(KI)
  X4(G,2) = - XS(KI)*W(KI)
  X4(G,3) = - XC(KI)*W(KI)**2
  X4(G+1,1) = + XS(KI)
  X4(G+1,2) = + XC(KI)*W(KI)
  X4(G+1,3) = - XS(KI)*W(KI)**2
  F2(G,1) = 1
  F2(G+1,1) = 0
20 CONTINUE
C ===== CALCULA (X5) = TRANSP(A) =====
DO 40 I=1,NP
  DO 30 J=1,3
    X5(J,I) = X4(I,J)
30 CONTINUE
40 CONTINUE
C ===== CALCULA (X6) = (X5)*(X4) =====
DO 70 I=1,3
  DO 60 J=1,3
    X6(I,J) = 0
    DO 50 K=1,NP
      X6(I,J) = X6(I,J) + X5(I,K)*X4(K,J)
50 CONTINUE
60 CONTINUE
70 CONTINUE
C ===== CALCULA (X7) = INV(X6) =====
D1 = X6(1,1)*X6(2,2)*X6(3,3)
D2 = X6(1,2)*X6(1,3)*X6(2,3)
D3 = X6(1,1)*X6(2,3)**2+X6(2,2)*X6(1,3)**2+X6(3,3)*X6(1,2)**2
DET = (D1 + 2*D2 - D3)
IF (DET .EQ. 0) THEN
  PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL  MATRIZ SINGULAR '
  GOTD 150
END IF
X7(1,1) = (X6(2,2)*X6(3,3) - X6(2,3)**2) / DET
X7(1,2) = (X6(1,3)*X6(2,3) - X6(1,2)*X6(3,3)) / DET
X7(1,3) = (X6(1,2)*X6(2,3) - X6(1,3)*X6(2,2)) / DET
X7(2,1) = X7(1,2)
X7(2,2) = (X6(1,1)*X6(3,3) - X6(1,3)**2) / DET
X7(2,3) = (X6(1,2)*X6(1,3) - X6(1,1)*X6(2,3)) / DET
X7(3,1) = X7(1,3)
X7(3,2) = X7(2,3)
X7(3,3) = (X6(1,1)*X6(2,2) - X6(1,2)**2) / DET
C ===== CALCULA (X8) = (X6)*(X7) =====
DO 100 I=1,3
  DO 90 J=1,3
    X8(I,J) = 0
    DO 80 K=1,3

```

```

      X8(I,J) = X3(I,J) + X6(I,K)*X7(K,J)
80      CONTINUE
90      CONTINUE
100     CONTINUE
C      ===== CALCULA (X9) = (X5)*(F2) =====
      DO 120 J=1,3
        J = 1
        X9(I,J) = 0
        DO 110 K=1,NP
          X9(I,J) = X9(I,J) + X5(I,K)*F2(K,J)
110     CONTINUE
120     CONTINUE
C      ===== CALCULA (P4) = (X7)*(X9) =====
      DO 140 I=1,3
        J = 1
        P4(I,J) = 0
        DO 130 K=1,3
          P4(I,J) = P4(I,J) + X7(I,K)*X9(K,J)
130     CONTINUE
140     CONTINUE
C
150     RETURN
      END
C=====
C
      SUBROUTINE ESFREQ (NP,WD,FC,FS,XC,XS,PES)
C
      INTEGER NP,NF
      REAL WD,WF(1034),FC(1034),FS(1034),XC(1034),XS(1034)
      REAL MX,D1,D2,D3,DET,W(2,3),WT(3,2),WTW(3,3)
      REAL X1(2,3),X2(2,1),X3(3,2),PE1(3,3)
      REAL TEST(3,3),PE(3,3),PES(3,1),VAUX(2,1034)
      REAL X4(3,3),X5(3,3),X6(3,2),X7(2,1),X8(2,1),X9(3,1)
C      =====
      NF = NP/2
      EPS = 1.E-6
      K = 0
C      ===== VALOR INICIAL DOS PARAMETROS = PES(K-1) = 0 (3*1) =====
      DO 10 I=1,3
        PES(I,1) = 0
        VAUX(1,K) = PES(1,1)
        VAUX(2,K) = PES(2,1)
10     CONTINUE
C      ===== CALCULO DE INV(PE) = PEI(K-1) (3*3) =====
C
C          3
C      PEI(K-1) = ( SOMA( WT(J)*W(J) )          VALOR INICIAL EM (0)
C                  J=1
C      =====
      DO 30 M=1,3
        DO 20 N=1,3
          PEI(M,N) = 0
20     CONTINUE
30     CONTINUE
      DO 90 J=1,3
        WF(J) = WO*J

```

```

W(1,1) = + XC(J)
W(1,2) = - XS(J)*WF(J)
W(1,3) = - XC(J)*WF(J)**2
W(2,1) = + XS(J)
W(2,2) = + XC(J)*WF(J)
W(2,3) = - XS(J)*WF(J)**2
DO 50 M=1,3
  DO 40 N=1,2
    WT(M,N) = W(N,M)
40  CONTINUE
50  CONTINUE
  DO 80 M=1,3
    DO 70 N=1,3
      DO 60 L=1,2
        PEI(M,N) = PEI(M,N) + WT(M,L)*W(L,N)
60  CONTINUE
70  CONTINUE
80  CONTINUE
90  CONTINUE
C  ===== MONTAR AS MATRIZES W(K) E C(K) =====
C
C
C  X1 = W(K) = 
$$\begin{array}{ccc} \text{XC} & - \text{W XS} & - \text{W**2 XC} \\ \text{XS} & + \text{W XC} & - \text{W**2 XS} \end{array}$$
 MATRIZ A EM (K) (2N,
C
C
C
C
C
C  X2 = C(K) = 
$$\begin{array}{c} \text{FC} \\ \text{FS} \end{array}$$
 MATRIZ B EM (K) (2N,1)
C
C
C  =====
100 K = K + 1
    WF(K) = WD*K
    X1(1,1) = + XC(K)
    X1(1,2) = - XS(K)*WF(K)
    X1(1,3) = - XC(K)*WF(K)**2
    X1(2,1) = + XS(K)
    X1(2,2) = + XC(K)*WF(K)
    X1(2,3) = - XS(K)*WF(K)**2
    X2(1,1) = + 1.0
    X2(2,1) = + 0.
C  ===== CALCULAR A COVARIANCIA EM (K) = PE(K) =====
C
C  PE(K) = INV( PEI(K-1) + WT(K)*W(K) ) MATRIZ DE ORDEM (3,3)
C
C  ===== CALCULA ( WT(K) ) = X3 = TRANSP(X1) (3*2) =====
  DO 120 I=1,3
    DO 110 J=1,2
      X3(I,J) = X1(J,1)
110  CONTINUE
120  CONTINUE
C  ===== CALCULA ( WT(K)*W(K) ) = X4 = X3*X1 (3*3) =====
  DO 150 J=1,3
    DO 140 I=1,3
      X4(I,J) = 0

```

```

      DO 130 L=1,2
        X4(I,J) = X4(I,J) + X3(I,L)*X1(L,J)
130   CONTINUE
140   CONTINUE
150   CONTINUE
C     ===== CALCULA PEI(K) = PEI = PEI + X4 (3*3) =====
      DO 170 I=1,3
        DO 160 J=1,3
          X5(I,J) = PEI(I,J) + X4(I,J)
          PEI(I,J) = X5(I,J)
160   CONTINUE
170   CONTINUE
C     ===== CALCULO DA INVERSA = PE = INV(X5) (3*3) =====
      D1 = X5(1,1)*X5(2,2)*X5(3,3)
      D2 = X5(1,2)*X5(1,3)*X5(2,3)
      D3 = X5(1,1)*X5(2,3)**2+X5(2,2)*X5(1,3)**2+X5(3,3)*X5(1,2)**2
      DET= (D1 + 2*D2 - D3)
C     PRINT *, 'DET = ', DET
      IF (DET .EQ. 0) THEN
        PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL  MATRIZ SINGULAR '
      END IF
      PE(1,1) = (X5(2,2)*X5(3,3) - X5(2,3)**2) / DET
      PE(1,2) = (X5(1,3)*X5(2,3) - X5(1,2)*X5(3,3)) / DET
      PE(1,3) = (X5(1,2)*X5(2,3) - X5(1,3)*X5(2,2)) / DET
      PE(2,1) = PE(1,2)
      PE(2,2) = (X5(1,1)*X5(3,3) - X5(1,3)**2) / DET
      PE(2,3) = (X5(1,2)*X5(1,3) - X5(1,1)*X5(2,3)) / DET
      PE(3,1) = PE(1,3)
      PE(3,2) = PE(2,3)
      PE(3,3) = (X5(1,1)*X5(2,2) - X5(1,2)**2) / DET
C
      DO 155 I=1,3
        DO 145 J=1,3
          TEST(I,J) = 0
          DO 135 L=1,3
            TEST(I,J) = TEST(I,J) + PE(I,L)*PEI(L,J)
135   CONTINUE
145   CONTINUE
155   CONTINUE
C
C     WRITE(2,55)
C55  FORMAT('***** TESTE DA INVERSAO *****',/)
C     WRITE(2,157) (TEST(I,1),TEST(I,2),TEST(I,3),I=1,3)
C157  FORMAT(6X,1PE10.3,6X,1PE10.3,6X,1PE10.3,/)
C
C     ===== ESTIMACAO DOS COEFICIENTES (SLSE) =====
C
C     PES(K) = PES(K-1) + PE(K)*WT(K) * ( C(K) - W(K)*PES(K-1) )
C           --- X6 ---          ----- X8 -----
C
C     ===== CALCULA ( PE(K)*WT(K) ) = X6 = PE*X3 (3*2) =====
      DO 200 I=1,3
        DO 190 J=1,2
          X6(I,J) = 0
          DO 180 L=1,3

```

```

      X6(I,J) = X6(I,J) + PE(I,L)*X3(L,J)
180  CONTINUE
190  CONTINUE
200  CONTINUE
C  ===== CALCULA ( W(K)*PES(K-1) ) = X7 = X1*PES (2*1) =====
      DO 220 I=1,2
        X7(I,1) = 0
        DO 210 L=1,3
          X7(I,1) = X7(I,1) + X1(I,L)*PES(L,1)
210  CONTINUE
220  CONTINUE
C  ===== CALCULA ( C(K)-W(K)*PES(K-1) ) = X8 = X2-X7 (2*1) =====
      DO 230 I=1,2
        X8(I,1) = X2(I,1) - X7(I,1)
230  CONTINUE
C  ===== CALCULA PRODUTO ( X6*X8 ) = X9 = X6*X8 (3*1) =====
      DO 250 I=1,3
        X9(I,1) = 0
        DO 240 L=1,2
          X9(I,1) = X9(I,1) + X6(I,L)*X8(L,1)
240  CONTINUE
250  CONTINUE
C  ===== ESTIMA PES(K) = ( PES(K-1) + X9 ) (3*1) =====
      DO 260 I=1,3
        PES(I,1) = PES(I,1) + X9(I,1)
        VAUX(1,K) = PES(1,1)
        VAUX(2,K) = PES(2,1)
260  CONTINUE
C
C  ===== TESTE DE CONVERGENCIA =====
C  IF ( ABS(VAUX(1,K)-VAUX(1,K-1)) .GE. EPS .AND.
C  - ABS(VAUX(2,K)-VAUX(2,K-1)) .GE. EPS ) THEN
C    GOTD 100
C  ENDIF
C  PRINT *
C  PRINT *, ' VAUX(1, ',K, ') = ', VAUX(1,K)
C  PRINT *, ' VAUX(1, ',K-1, ') = ', VAUX(1,K-1)
C  IF (K .LE. NF) GOTD 100
400 PRINT *, 'ULTIMA ITERACAO / ESTIMACAO SEQUENCIAL... K = ',K
C
      RETURN
      END
C=====
C
      SUBROUTINE RESPOX (NP,IT,WD,P4,FC,FS,XC,XS)
C
      INTEGER NP,IT
      REAL WD,DET,W(522),XR(522),X1(522)
      REAL X1(2,2),X2(2,2),X3(2,1),F1(2,1),P4(3,1)
      REAL FC(522),FS(522),XC(522),XS(522),AMP(522)
C
C  =====
      DO 20 L=1,NP
        W(L) = L*WD
        X1(1,1) = + P4(1,1) - P4(3,1)*W(L)**2

```

```

X1(1,2) = - P4(2,1)*W(L)
X1(2,1) = + P4(2,1)*W(L)
X1(2,2) = + P4(1,1) - P4(3,1)*W(L)**2
F1(1,1) = + FC(L)
F1(2,1) = + FS(L)
C ===== CALCULO DA INVERSA (X2) = INV(X1) =====
DET = X1(1,1)*X1(2,2) - X1(1,2)*X1(2,1)
IF (DET .EQ. 0) THEN
  PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL   MATRIZ SINGULAR   '
  END IF
X2(1,1) = + X1(2,2) / DET
X2(1,2) = - X1(1,2) / DET
X2(2,1) = - X1(2,1) / DET
X2(2,2) = + X1(1,1) / DET
C ===== CALCULO DO PRODUTO (X3) = (X2)*(F1) =====
X3(1,1) = X2(1,1)*F1(1,1) + X2(1,2)*F1(2,1)
X3(2,1) = X2(2,1)*F1(1,1) + X2(2,2)*F1(2,1)
C ===== COMPONENTES DA RESPOSTA EM FREQUENCIA =====
XC(L) = (X3(1,1)*F1(1,1) + X3(2,1)*F1(2,1)) / (F1(1,1)**2 + F1(2,1)**2)
XS(L) = (X3(2,1)*F1(1,1) - X3(1,1)*F1(2,1)) / (F1(1,1)**2 + F1(2,1)**2)
C
XC(L) = X3(1,1)
C
XS(L) = X3(2,1)
AMP(L) = SQRT(XC(L)**2 + XS(L)**2)
20 CONTINUE
C
WRITE(3,25) JT
25 FORMAT(5X, '***** RESPOSTA EM FREQUENCIA (IT =', J2, ') *****'
- , /, 5X, ' J /  FREQ. (RAD/S) /  AMPLITUDE (M) ', /)
WRITE(3,27) (J, J*WD, AMP(J+1), J=1, NP/2)
27 FORMAT(5X, I3, 5X, 1PE10.3, 5X, 1PE10.3)
C
RETURN
END
C=====
C
SUBROUTINE MONTAB (X4, F2, XC, XS, WD, FC, FS, MX, N, IT)
C
INTEGER N, IT
REAL MX, WD, W(522), X4(522,3), F2(522,1)
REAL FC(522), FS(522), XC(522), XS(522)
C ===== MONTA MATRIZ (X4) =====
DO 20 I=1, N/2-1
  G = 1 + (I-1)*2
  W(I) = WD*I
  X4(G,1) = + XC(I)
  X4(G,2) = - XS(I)*W(I)
  X4(G,3) = - XC(I)*W(I)**2
  X4(G+1,1) = + XS(I)
  X4(G+1,2) = + XC(I)*W(I)
  X4(G+1,3) = - XS(I)*W(I)**2
  F2(G,1) = 1
  F2(G+1,1) = 0
20 CONTINUE
C
RETURN

```

```

END
C=====
C
SUBROUTINE ESTIMA (X4,A,F2,P4,N,IT)
C
INTEGER IT,N
REAL D1,D2,D3,DET,P4(3,1),F2(522,1),A(522,3)
REAL X4(522,3),X5(3,522),X6(3,3),X7(3,3),X8(3,3),X9(3,1)
C===== CALCULA (X5) = TRANSP(A) =====
DO 40 I=1,3*N
DO 30 J=1,3
X5(J,I) = A(I,J)
30 CONTINUE
40 CONTINUE
C===== CALCULA (X6) = (X5)*(X4) =====
DO 70 I=1,3
DO 60 J=1,3
X6(I,J) = 0
DO 50 K=1,2*N
X6(I,J) = X6(I,J) + X5(I,K)*X4(K,J)
50 CONTINUE
60 CONTINUE
70 CONTINUE
C===== CALCULA (X7) = INV(X6) =====
D1 = X6(1,1)*X6(2,2)*X6(3,3)
D2 = X6(1,2)*X6(1,3)*X6(2,3)
D3 = X6(1,1)*X6(2,3)**2+X6(2,2)*X6(1,3)**2+X6(3,3)*X6(1,2)**2
DET = (D1 + 2*D2 - D3)
IF (DET .EQ. 0) THEN
PRINT *, ' CALCULO IMPOSSIVEL MATRIZ SINGULAR '
END IF
X7(1,1) = (X6(2,2)*X6(3,3) - X6(2,3)**2) / DET
X7(1,2) = (X6(1,3)*X6(2,3) - X6(1,2)*X6(3,3)) / DET
X7(1,3) = (X6(1,2)*X6(2,3) - X6(1,3)*X6(2,2)) / DET
X7(2,1) = X7(1,2)
X7(2,2) = (X6(1,1)*X6(3,3) - X6(1,3)**2) / DET
X7(2,3) = (X6(1,2)*X6(1,3) - X6(1,1)*X6(2,3)) / DET
X7(3,1) = X7(1,3)
X7(3,2) = X7(2,3)
X7(3,3) = (X6(1,1)*X6(2,2) - X6(1,2)**2) / DET
C===== CALCULA (X8) = (X6)*(X7) =====
DO 100 I=1,3
DO 90 J=1,3
X8(I,J) = 0
DO 80 K=1,3
X8(I,J) = X8(I,J) + X6(I,K)*X7(K,J)
80 CONTINUE
90 CONTINUE
100 CONTINUE
C===== CALCULA (X9) = (X5)*(F2) =====
DO 120 I=1,3
J = 1
X9(I,J) = 0
DO 110 K=1,2*N
X9(I,J) = X9(I,J) + X5(I,K)*F2(K,J)

```



```

110 CONTINUE
120 CONTINUE
C ===== CALCULA (P4) = (X7)*(X9) =====
  DO 140 I=1,3
    J = 1
    P4(I,J) = 0
    DO 130 K=1,3
      P4(I,J) = P4(I,J) + X7(I,K)*X9(K,J)
130 CONTINUE
140 CONTINUE
C
  RETURN
  END
C =====
C
SUBROUTINE RUTDOS (NP,NCORR,PORT,XRMS,WD,DT,VC,VS)
C
  INTEGER NP,NCORR,PORT,INV
  REAL AMPX,XRMS,WD,DT,SOM,SUM,MED,VAR,RMS
  REAL VT(1034),VC(1034),VS(1034),XR(1034),XI(1034),AMP(1034)
C
  PI = 3.141592653
  CALL CRSEED
C
  DO 20 I=1,NP/2
    X1 = TSDN1()
    X2 = TSDN2()
    VT(2*I-1) = X1
    VT(2*I) = X2
20 CONTINUE
C
  DO 40 J=1,NP
    DO 30 J1=J,NCORR+J-1
      JJ = J1
      IF (JJ .GT. NP) THEN
        JJ = JJ - NP
      END IF
      VT(J) = VT(J) + VT(J1)
30 CONTINUE
40 CONTINUE
C
  PRINT *, 'XRMS=',XRMS, ' PORT=',PORT
  AMPX = XRMS*PORT / 100
  PRINT *, 'AMPX=',AMPX
  DO 50 I=1,NP
    VT(I) = AMPX*VT(I)
    XR(I) = VT(I)
    XI(I) = 0.
50 CONTINUE
  INV = 0
  CALL FFTDI (NP,INV,XR,XI)
  DO 60 I=1,NP
    VC(I) = XR(I)
    VS(I) = XI(I)
    AMP(I) = SQRT(VC(I)**2 + VS(I)**2)

```



```

60 CONTINUE =====
SOM = 0
DO 70 J=1,NP
SOM = SOM + VT(J)
CONTINUE
MED = SOM / (NP)
=====
CALCULO DA VARIANCIA DO RUIDO
=====
VAR = 0
DO 80 J=1,NP
VAR = VAR + (VT(J) - MED)**2
CONTINUE
=====
CALCULO DO VALOR RMS DO RUIDO
=====
SOM = 0
DO 90 J=1,NP
SOM = SOM + VT(J)**2
CONTINUE
RMS = SQR(SOM / NP)
=====
WRITE (2,91)
FORMAT (5X, '***** RUIDO GERADO NO TEMPO *****',/)
' /,5X, ' / TEMPO (SEG) / RUIDO
WRITE (2,93) (I,1*DT,VT(I),I=1,NP)
FORMAT (5X,3,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
WRITE (3,95)
FORMAT (5X, '***** RUIDO GERADO EM FREQUENCIA *****',/)
' /,5X, ' / FREQ.(RAD/S) / ESPECTRO (,/)
WRITE (3,97) (J,J*WD,AMP(J),J=1,NP/2)
FORMAT (5X,13,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)
WRITE (3,99) MED,VAR,RMS
FORMAT (5X, '***** PROPRIEDADES DO RUIDO *****',/)
' /,5X, ' MEDIA / VARIANCIA / VALOR RMS
RETURN
=====
SUBROUTINE FFT01 (NP,INV,XR,XI)
INTEGER NP,INV
REAL XR(1034),XI(1034),UR(15),UI(15)
REAL WR,M1,ZF,ZI,Z
LOGICAL FIRST
DATA FIRST /.TRUE./

T = 1
IF (.NOT. FIRST) GO TO 120
UR(1) = 0.0
UI(1) = 1.0
DO 110 I=2,15
UR(I) = SQR(1.0 + UR(I-1))/2.0
UI(I) = UI(I-1) / (2.0*UR(I))
FIRST = .FALSE.
120 IF (NP.GT.0 .AND. NP.LE.1024) GO TO 130

```

```

      INV = -1
      RETURN
130   NO = 1
      II = 0
140   NO = NO + NO
      II = II + 1
      IF (NO .LT. NP) GO TO 140
      I1 = NO / 2
      I3 = 1
      IO = II
      DO 260 I4=1,II
        DO 250 K=1,II
          WR = 1.0
          WI = 0.0
          KK = K - 1
          DO 230 I=1,I0
            IF (KK .EQ. 0) GOTO 240
            IF (MOD(KK,2) .EQ. 0) GOTO 230
            JO = IO - I
            WS = WR*UR(JO) - WI*UI(JO)
            WI = WR*UI(JO) + WI*UR(JO)
            WR = WS
230    KK = KK / 2
240    IF (INV .EQ. 0) WI = - WI
          L = K
          DO 250 J=1,I3
            L1 = L + II
            ZR = XR(L) + XR(L1)
            ZI = XI(L) + XI(L1)
            Z = WR*(XR(L)-XR(L1)) - WI*(XI(L)-XI(L1))
            XI(L1) = WR*(XI(L)-XI(L1)) + WI*(XR(L)-XR(L1))
            XR(L1) = Z
            XR(L) = ZR
            XI(L) = ZI
250    L = L1 + I1
          IO = IO - 1
          I3 = I3 + I3
260    I1 = I1 / 2
          UM = 1.0
          IF (INV .EQ. 0) UM = 1.0 / FLOAT(NO)
          DO 320 J=1,NO
            K = 0
            J1 = J - 1
            DO 310 I=1,II
              K = 2*K + MOD(J1,2)
310    J1 = J1 / 2
            K = K + 1
            IF (K .LT. J) GOTO 320
            ZR = XR(J)
            ZI = XI(J)
            XR(J) = XR(K)*UM
            XI(J) = XI(K)*UM
            XR(K) = ZR*UM
            XI(K) = ZI*UM
320  CONTINUE

```

```

C      RETURN
      END
C=====
C
C      SUBROUTINE CRSEED
C
C      DOUBLE PRECISION SEEDN
      INTEGER*4 ISEED(6)
      COMMON/SEEDS/ISEED
C
C      ISEED(1) = 1973272912
      SEEDN = ISEED(1)
C
C      DO 10 I=2,6
          SEEDN = DMOD(266.DO*SEEDN,2147483647.DO)
          SEEDN = DMOD(377.DO*SEEDN,2147483647.DO)
          SEEDN = DMOD(467.DO*SEEDN,2147483647.DO)
          ISEED(I) = INT(SEEDN)
          PRINT *, 'ISEED(I) =', ISEED(I)
10  CONTINUE
C
C      RETURN
      END
C=====
C
C      FUNCTION RANDOM(I)
C
C      INTEGER*4 ISEED(6)
      INTEGER*4 I15HI
      INTEGER*4 I2E15
      INTEGER*4 I2E16
      INTEGER*4 I31HI
      INTEGER*4 IOVFLO
      INTEGER*4 IPRIME
      INTEGER*4 LOWPRD
      INTEGER*4 LP15HI
      INTEGER*4 MULTI
      COMMON/SEEDS/ISEED
C
C      MULTI   = 16907
      IPRIME   = 2147483647
      I2E15    = 32768
      I2E16    = 65536
      I15HI    = ISEED(1)/I2E16
      LOWPRD   = (ISEED(1)-I15HI*I2E16)*MULTI
      LP15HI   = LOWPRD/I2E16
      I31HI    = I15HI*MULTI+LP15HI
      IOVFLO   = I31HI/I2E15
      ISEED(1) = ((LOWPRD - LP15HI*I2E16) - IPRIME) +
      -         ((I31HI - IOVFLO*I2E15)*I2E16) + IOVFLO
      IF (ISEED(1) .LT. 0) THEN
          ISEED(1) = ISEED(1) + IPRIME
      END IF
      RANDOM = REAL(ISEED(1)) / REAL(IPRIME)

```



```
PRINT *, 'RND = ', RANDOM
```

```
RETURN  
END
```

```
FUNCTION TSDN()  
DPI = 6.28318530717953  
X1 = RANDOM(1)  
X2 = RANDOM(1)  
TSDN = SQRT(-2.*ALOG(X1))*SIN(DPI*X2)  
RETURN  
END
```

```
FUNCTION TSQN()  
DPI = 6.28318530717958  
X1 = RANDOM(2)  
X2 = RANDOM(2)  
TSQN = SQRT(-2.*ALOG(X1))*COS(DPI*X2)  
RETURN  
END
```

```
FUNCTION TRDN()  
DPI = 6.28318530717958  
X1 = RANDOM(3)  
X2 = RANDOM(3)  
TRDN = SQRT(-2.*ALOG(X1))*SIN(DPI*X2)  
RETURN  
END
```

```
FUNCTION TRQN()  
DPI = 6.28318530717958  
X1 = RANDOM(4)  
X2 = RANDOM(4)  
TRQN = SQRT(-2.*ALOG(X1))*COS(DPI*X2)  
RETURN  
END
```

```
FUNCTION TISDN()  
DPI = 6.28318530717958  
X1 = RANDOM(5)  
X2 = RANDOM(5)  
TISDN = SQRT(-2.*ALOG(X1))*COS(DPI*X2)  
RETURN  
END
```

```
FUNCTION TISQN()  
DPI = 6.28318530717958  
X1 = RANDOM(6)  
X2 = RANDOM(6)  
TISQN = SQRT(-2.*ALOG(X1))*COS(DPI*X2)  
RETURN  
END
```

```
-----  
SUBROUTINE FORCAS (NP, PORT, W0, XC, XS, P4, FCE, FSE)
```

INTEGER NP,PORT
REAL WQ,W(1034),FCE(1034),FSE(1034),XC(1034),XS(1034)
REAL P4(3,1),XF(2,1),BG(2,2),FMQ(2,1),AMP(1034)

C
C
C

MONTA A MATRIZ (B)

DO 60 L=1,NP
W(L) = L*WQ

BG(1,1) = + P4(1,1) - P4(3,1)*W(L)**2

BG(1,2) = - P4(2,1)*W(L)

BG(2,1) = + P4(2,1)*W(L)

BG(2,2) = + P4(1,1) - P4(3,1)*W(L)**2

XF(1,1) = XC(L)

XF(2,1) = XS(L)

DO 40 I=1,2

J = 1

FMQ(I,J) = 0

DO 30 K=1,2

FMQ(I,J) = FMQ(I,J) + BG(I,K)*XF(K,J)

CONTINUE

30

CONTINUE

40

FCE(L) = FMQ(1,1)

FSE(L) = FMQ(2,1)

AMP(L) = -SORT(FCE(L)**2 + FSE(L)**2)

CONTINUE

60

CONTINUE

C

WRITE(3,63) PORT

FORMAT(5X,'***** FORCA ESTIMADA (PORT =',12,') *****')

63

FORMAT(5X,' / FREQ.(RAD/S) / AMPLITUDE (N) ',/)

WRITE(3,65) (J,J*WQ,AMP(J),J=1,NP/2)

FORMAT(5X,13,5X,1PE10.3,5X,1PE10.3)

65

RETURN

C

END

FIM DA LISTAGEM ALMEIDA

- APEND4 FORTRAN B1