

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DETECÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DO
PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS DE VIBRAÇÕES

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERDIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA

LUIZ GONZAGA MARTINS

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
MARÇO - 1985

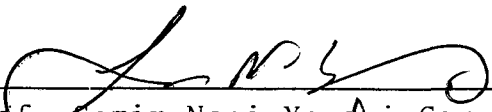
DETECÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS
DO PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS DE VIBRAÇÕES

LUIZ GONZAGA MARTINS

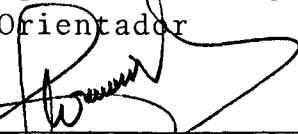
ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

"MESTRE EM ENGENHARIA"

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

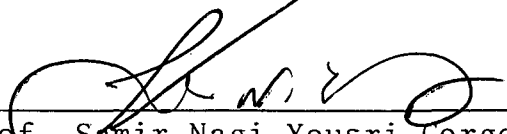


Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.
Orientador

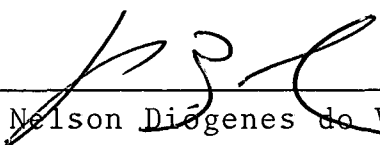


Prof. Raimundo Clovis Maliska, Ph.D.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA



Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.
Presidente



Prof. Nelson Diógenes do Valle, Dr.-Ing.
Membro



Prof. Roberto Müller Heidrich, M.Sc.
Membro

A Meus Pais

José Germano e Olívia

A G R A D E C I M E N T O S

Ao CNPq pelo apoio financeiro, à SKF do Brasil pelo fornecimento de rolamentos;

Ao Prof. Samir Nagi Yousri Gerges pela orientação e atenção dispensadas durante a realização dos trabalhos;

À UFSC, seus professores e funcionários, por terem tornado possível a realização do trabalho;

Aos colegas Ednardo Bezerra, Rogério Sangó*i*, Antônio Bastos, Nicodemus Lima, Elias Teodoro, Marcus Antônio e Leo Levitan pelo espírito de companheirismo;

A Renato Barbieri e Roberto pela execução das figuras;

Ao companheiro Kazunori pelo trabalho de datilografia;

A Gustavo Charmillot e Francis pelo auxílio na correção;

Ao Prof. Renan Brazzalle pela boa vontade com que realizou o trabalho de fotografia;

Ao amigo Marco Antônio Struve pelas valiosas discussões e comentários;

Aos amigos Fauzi e Margarida Mansur pelo apoio que representaram.

A Deus.

S U M Á R I O

	Pág.
1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - Preliminares	01
1.2 - Monitoramento de Vibrações em Rolamentos	03
1.3 - Objetivos	07
1.4 - Referências	08
 2 - MODELO MATEMÁTICO	
2.1 - Introdução	11
2.2 - Método da Análise Espectral	11
2.2.1 - Modelo Simplificado	12
2.2.2 - Frequências Relacionadas aos Defeitos	17
2.3 - Método da Curtose	22
2.3.1 - Curtose da Assinatura de um Rolamento Perfeito	23
2.3.2 - Curtose da Assinatura de um Rolamento com um Defeito Localizado	25
2.3.3 - Análise da Diminuição na Curtose Provocada por Defeitos em Rolamento	27
2.4 - Conclusões	30
 3 - PREPARAÇÃO DO SISTEMA DE TESTES	
3.1 - Montagem	34

3.2 - Sistema de Medição	35
3.3 - Programas	35
3.4 - Medições Preliminares	36
3.4.1 - Verificação dos Programas	36
3.4.2 - Verificação do Sistema em uma Medição Real	37
3.5 - Conclusões	38
4 - PARÂMETROS DE MEDIÇÃO E ERROS	
4.1 - Definições Preliminares	40
4.2 - Escolha dos Parâmetros de Medição	41
4.2.1 - Parâmetros Para a Análise no Domínio do Tempo	41
4.2.2 - Parâmetros Para a Análise Espectral	44
5 - MEDIÇÕES E ANÁLISE DOS RESULTADOS	
5.1 - Introdução	47
5.2 - Medição dos Parâmetros K , K_1 , K_2 e rms	47
5.2.1 - Verificação da Variação de K , K_1 e rms com a Rotação	48
5.2.2 - Comparação com a Teoria	53
5.3 - Aplicação do Método da Análise Espectral e Determinação do Histograma do Sinal	56
5.4 - Discussão	73

5.4.1 - Verificação da Variação dos Parâmetros com a Rotação	73
5.4.2 - Crescimento Lateral do Defeito	75
5.4.3 - Verificação do Modelo Teórico	76
5.4.4 - Método da Análise Espectral e Histograma	79
5.5 - Conclusões	80
 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES	
6.1 - Introdução	84
6.2 - Conclusões Gerais	84
6.3 - Sugestões	86
 APÊNDICE A - DEDUÇÃO DE ALGUMAS EXPRESSÕES UTILIZADAS NO TEXTO	
A.1 - Determinação da Variância e da Curtose da Assinatura do Defeito	88
A.2 - Determinação do Quarto Momento da Soma de Suas Variáveis	92
A.3 - Curtose de uma Função Senoidal	93
 APÊNDICE B - MANUAL DE UTILIZAÇÃO DOS PROGRAMAS	
B.1 - Introdução	95
B.2 - Kurtosis Program	95
B.3 - ACS Program	100

B.4 - Histogram Program	102
B.5 - Mensagens dos Buffers 01 e 02	104

ANEXO 1 - FOTOGRAFIAS DO SISTEMA DE MEDIÇÃO E BANCO DE TESTES	A.1
--	-----

ANEXO 2 - TRABALHO PUBLICADO NA CONFERÊNCIA INTERNACIONAL DE MONITORAMENTO DE MÁQUINAS - 1984 - UK. RESUMO ...	A.6
---	-----

ANEXO 3 - TRABALHO PUBLICADO NO CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA - 1983. RESUMO	A.8
---	-----

S I M B O L O G I A

α	Amortecimento modal $[s^{-1}]$
A	Amplitude máxima do sinal [V]
B_e	Banda de resolução de análise (Δf) [Hz]
β	Ângulo de contato
γ	Cosseno do ângulo de contato dividido pelo diâmetro primitivo e multiplicado pelo diâmetro da esfera.
d	Diâmetro das esferas [mm]
$\delta(t)$	Função impulso unitário (Delta de Dirac)
ϵ_b	Erro tendencioso
ϵ_r	Erro aleatório
e	Base do logarítmo natural
f_b	Frequência de rotação das esferas $[s^{-1}]$
f_e	Frequência de passagem das esferas pela pista externa $[s^{-1}]$
f_{eg}	f_e relativa à gaiola $[s^{-1}]$
f_i	Frequência de passagem das esferas pela pista interna $[s^{-1}]$
f_{ig}	f_i relativa à gaiola $[s^{-1}]$
f_g	Frequência de rotação da gaiola $[s^{-1}]$
$f_{m\acute{a}x}$	Frequência máxima contida no sinal $[s^{-1}]$
f_r	Frequência de rotação do eixo $[s^{-1}]$
f_{re}	Frequência de rotação do anel externo $[s^{-1}]$
f_{ri}	frequência de rotação do anel interno $[s^{-1}]$

f_u	Frequência de Nyquist $[s^{-1}]$
$G(f)$	Densidade espectral de potência $[V^2/Hz]$
$\hat{G}(f)$	Estimador de $G(f)$ $[V]$
$g(t)$	Sinal do rolamento novo
j	raiz quadrada de -1
K	Curtose
K_1	Curtose multiplicada por rms^2 e dividido por V_g
K_2	Curtose multiplicada pelo valor rms $[V]$
μ^4	Quarto momento estatístico
N	Número de pontos usados para digitalizar o sinal
n	Rotação em RPM ou número de amostras
$p(x)$	Distribuição de probabilidade de x
$p''(x)$	Derivada segunda de $p(x)$
P	Diâmetro primitivo $[mm]$
rms	valor raiz média quadrática $[V]$
RPM	Rotação por minuto $[min^{-1}]$
σ	Desvio padrão
σ_0^2	Valor médio quadrático do sinal do rolamento novo $[V^2]$
T	Comprimento de análise do sinal $[s]$
T_i	Intervalo entre os pulsos gerados pelo defeito i $[s]$
T_k	Intervalo entre os pulsos gerados pelo defeito $[s]$
T'_k	Intervalo entre os pulsos gerados pelo defeito multiplicado por três $[s]$

$U(t)$	Função degrau unitário
$v(t)$	Assinatura de vários defeitos localizados, modificada pela resposta da estrutura [V]
V_x	Variância da assinatura do defeito [V ²]
V_g	Variância do sinal do rolamento novo [V ²]
$x(t)$	Assinatura de um defeito localizado [V ²]
ω	Frequência angular [rad/s]

R E S U M O

Os métodos de avaliação das condições de operação de máquinas através de monitoramento de vibrações tem desempenhado um importante papel na melhoria do desempenho e disponibilidade do equipamento, além de reduzir os custos de manutenção.

Os rolamentos são elementos indispensáveis na maioria das máquinas. Além disso, nos métodos de manutenção convencionais é grande o desperdício de elementos que são substituídos estando ainda em bom estado, porquanto os rolamentos têm uma expectativa de vida tão dispersa que o intervalo entre manutenções deve ser menor que sua vida média, afim de evitar ou diminuir a possibilidade de falha catastrófica.

Pelas razões acima, tem sido relatado que os maiores benefícios da instalação de sistema de monitoramento são conseguidos quando aplicados a rolamentos. A Técnica da Análise Espectral e a da Curtose para o monitoramento e diagnóstico de falhas em rolamentos são as mais ostensivamente relatadas.

Neste trabalho é apresentado um modelo teórico para a variação do Coeficiente de Curtose com a rotação, além de um modelo simplificado para o espectro de um rolamento com defeito. Também é mostrada a determinação das expressões teóricas para a obtenção das frequências geradas pela rotação.

As expressões teóricas para o Coeficiente de Curtose foram comparadas com resultados experimentais. Apesar da simplicidade do modelo teórico, através dele puderam-se prever limitações na Técnica da Curtose as quais foram confirmadas pelos resultados experimentais. Dois novos parâmetros que consistem de uma modificação da Curtose foram propostos para melhorar a eficiência da Técnica da Curtose.

Finalmente, foi feita uma aplicação simples da Técnica da Análise Espectral.

A B S T R A C T

The methods for assessing machinery operating conditions by means of vibration monitoring and analysis have played an important role in improving equipment performance and availability and in reducing maintenance costs.

Bearings are indispensable elements in most machines. Moreover, conventional methods of bearing maintenance induces a considerable waste owing to the replacement of still good elements inasmuch as bearing have such a scattered life expectancy that the interval between maintenances has to be chosen shorter than their midlife to avoid or diminish the chance of catastrophic failures.

For the reasons above, the benefits of the installation of condition monitoring systems for detection of bearing faults are reported as the greatest ones. The Spectral Analysis and Kurtosis are the most widely reported techniques in bearing fault monitoring and diagnosis.

In this work a mathematical model for the variation of the Kurtosis coefficient with rotational speed in addition to a simplified model for the spectrum of a defective bearing has been presented. The determination of the expressions for the rotation generated frequencies has been also showed.

The theoretical expression for the Kurtosis coefficient has been compared to experimental results. In spite of the theoretical model artlessness, it has been able to forecast limitations of the Kurtosis Technique. These limitations have been confirmed by experimental results. Furthermore, two new modified Kurtosis parameters have been proposed to improve the effectiveness of the Kurtosis Technique.

Finally a simple application of the Spectral Analysis Technique has been carried out.

C A P I T U L O I

INTRODUÇÃO

1.1 - PRELIMINARES

O estabelecimento de critérios gerais de avaliação das condições de operação de máquinas, baseados em vibrações, remonta a 1939 [1.01]. Basicamente, tais critérios tentam nos dizer se os níveis de vibrações medidos numa máquina são bons, regulares, permissíveis e não permissíveis. Entretanto há muitas limitações na aplicação de tais critérios gerais [1.01], o que tem motivado pesquisas na área, dada sua importância.

Com o desenvolvimento de processadores digitais de alta velocidade e algoritmos tais como a Transformada de Fourier Rápida (TFR), tem sido possível o desenvolvimento e aplicação de técnicas poderosas na manutenção preventiva e/ou preditiva, baseadas em processamento e análise de sinais de vibrações e ruído. Tais técnicas estão dentro do que se chama monitoramento de máquinas e permitem que se saiba quais sejam as condições de operação das máquinas sem que seja necessário pará-las para vistoria.

Pelos métodos convencionais, o intervalo de vistoria deve ser fixado como bem menor que o tempo médio de falha. Outras vezes, quando há grande necessidade de se proteger o maquinário ou evitar risco para o pessoal operacional, determina-se um intervalo no qual se espera que apenas 2% das máquinas falhará [1.02].

Qualquer dos critérios acima implica tempo e dinheiro perdidos em muitas máquinas que não necessitam manutenção, ainda com o risco de introdução de falha humana [1.02, 1.03, 1.04].

Além disso, este carácter estatístico dos intervalos de manutenção deixa sempre a chance de falhas catastróficas. Com as informações providas por um bom sistema de monitoramento torna-se possível a previsão de falhas, o que permite que o pessoal de manutenção seja preparado com antecedência, além de permitir uma drástica redução no capital empatado em peças de reposição, já que a previsão de falha permite que se saiba da necessidade de certa peça com grande antecedência [1.02, 1.05].

A eliminação de falhas catastróficas e do tempo perdido em manutenção desnecessária, a diminuição do número de máquinas em manutenção e de peças de reposição são fatores que justificam o fato já comprovado da rápida recuperação do capital empregado em equipamentos de monitoramento e análise [1.02, 1.05]. A título de exemplo [1.02], o Departamento de Indústria Britânica publicou em 1975 os benefícios de se introduzirem sistemas de monitoramento nas indústrias Britânicas. Corrigindo os valores a 1978, se apenas 2000 fábricas adotassem tais sistemas, haveria uma economia anual de £ 180 milhões contra um custo operacional e de investimento de £ 30 milhões [1.02].

Um plano de manutenção preventiva usando técnicas de vibrações pode ter vários níveis de complexidade dependendo dos fatores [1.06] abaixo:

- tipo de máquina, velocidades de rotação, massas em movimento;

- valor da máquina;
- importância da máquina para a produção;
- número de máquinas e sua posição geográfica;
- organização do serviço de manutenção;
- riscos pessoais em caso de acidente.

Em função de tais fatores um dos métodos abaixo pode ser preferível:

- inspeção periódica dos níveis de vibração;
- registro permanente do nível de vibração;
- monitoramento automático das vibrações com um nível de alarme e outro de parada;
- análise das vibrações.

O último dos métodos acima permite descobrir qual elemento que falhou ou que está para falhar, o que facilita mais ainda a manutenção.

1.2 - MONITORAMENTO DE VIBRAÇÕES EM ROLAMENTOS

Os rolamentos são os elementos que têm recebido tratamento especial neste campo da manutenção devido a serem os mais comuns e terem uma grande tolerância de vida com variância também significativa [1.05]. Se se trabalha a favor da segurança, grande número de rolamentos serão substituídos ainda em bom estado [1.07]; caso contrário, o abuso de tolerância de vida pode redundar em falhas catastróficas [1.05]. O monitoramento elimina abusos e exageros, representando vantagens significativas em termos de econo-

mia e segurança.

Pesquisas já foram realizadas, algumas das quais culminaram com a construção de equipamentos portáteis especiais para a verificação do estado dos rolamentos em operação. A seguir são apresentadas algumas das principais características de alguns dos métodos.

O método da análise espectral baseia-se no fato de que falhas como tensão de contacto excessiva, desalinhamento, imperfeições no material, contaminação, descarga elétrica entre os elementos rolantes e pistas, etc..., se manifestam como um defeito nas pistas, elementos rolantes ou gaiola, defeitos estes que produzem vibrações em frequências características [1.08,1.09,1.17]. Deste modo, de posse de um analisador de frequências, pode-se detectar um ou mais defeitos, acompanhar seu desenvolvimento e prever o término da vida do rolamento, bastando para isso fazer a análise em frequência do sinal de vibrações medido sobre ele.

Braun e Datner [1.10] afirmam que em sistema com muitas ressonâncias a resposta em frequências pode dominar o espectro, obscurecendo as informações que se pretendem obter. Nestes casos, os autores acima propõem um método que consiste na composição do sinal com apenas as componentes periódicas, obtendo grande rejeição de ruído.

Osuagwu & Thomas [1.19] apresentam um método de interpretação dos espectros nos casos em que não é possível observar a presença dos picos nas frequências relacionadas aos defeitos. Estes autores atribuem este fato a fenômenos de intermodulação e/ou presença de instabilidade quasi-periódica no sinal. Convém notar que eles não consideram o efeito de deslissamento entre as pistas

e os corpos rolantes para explicar o deslocamento dos picos do seu valor calculado pelas expressões convencionais apresentadas no item 2.2.2.

É sabido que o nível de vibrações sobre um rolamento é função de variáveis como velocidade de rotação, carga e posição de medida. Dependendo da montagem, a variação pode ser de $\pm 50\%$ e 65% para as medidas RMS e pico respectivamente [1.05]. Como estes parâmetros nem sempre são os mesmos no momento das inspeções, surge um problema de interpretação. Dyer e Stewart [1.04, 1.05], apresentam o quarto momento estatístico, curtose K, como um parâmetro altamente sensível a falhas incipientes. Além disso, para as várias condições testadas em um rolamento perfeito $K = 3 \pm 8\%$. Afirmando que este parâmetro é o primeiro a variar quando um defeito se apresenta e a extensão do defeito pode ser estimada determinando-se K para o sinal filtrado em várias faixas de frequência.

Quando os corpos rolantes passam sobre um defeito, são gerados pulsos de choque de banda larga. Botó [1.07] apresenta um método baseado na detecção destes pulsos, filtradas as frequências abaixo de 10 KHz. Trata-se do método SPM (Shock Pulses Measurements) que tem a vantagem de não sofrer as influências das ressonâncias da estrutura que normalmente estão abaixo de 10 KHz.

Ao aplicar o método acima a rolamentos de bombas sujeitas a cavitação e turbulência, Engja et alii [1.03] verificaram que estas condições de operação introduzem sinais de alta frequência que mascaram a medida dos pulsos.

A partir disso, desenvolveram um método que consiste em se

demodular os pulsos de alta frequência, fazendo em seguida a análise espectral. Dessa forma foram resolvidos ao mesmo tempo os problemas causados pelas ressonâncias e das vibrações causadas por cavitação ou turbulência.

Teruo Igarashi [1.11] propõe um método para a detecção de um defeito nas pistas e previsão do seu tamanho, baseado no tempo que um dos corpos rolantes leva para ultrapassá-lo.

Martin [1.09] afirma ter obtido bons resultados analisando a variação das amplitudes de vibrações nas frequências de ressonância das esferas e anéis. Este método apresentou-se eficiente nas situações em que o ruído de fundo é muito intenso na faixa das frequências características referidas anteriormente, como no caso de motores a jato [1.12].

Cabe ainda citar alguns trabalhos teóricos que procuram estabelecer modelos matemáticos para os sinais gerados pelos defeitos [1.13, 1.14, 1.15]. Em particular, o trabalho de White [1.13] simula várias situações diferentes, mostrando as variações no espectro e na curtose em cada caso. É interessante notar que ele verifica a variação da curtose com a taxa de repetição dos pulsos gerados pelos defeitos, chegando a conclusões que confirmam resultados teóricos anteriores obtidos pelo autor [1.16].

Finalmente, Stewart [1.05] garante, em trabalho posterior a 1980, que a aplicação conjunta do método da Curtose e de uma técnica baseada na demodulação do sinal, antes de se determinar sua densidade espectral de potência, provê um método poderoso a baixo custo, representando na época o limite da tecnologia na área. Considera no mesmo trabalho os casos especiais em que o ruído de fun

do é crítico, introduzindo na rotina um método de cancelamento de ruído, descrito detalhadamente por Chatuverdi & Thomas [1.18]. Entretanto, afirma que, como parece acontecer sempre, um pequeno aumento na habilidade do método pode requerer esforço computacional desproporcionalmente maior.

1.3 - OBJETIVOS

A partir do estudo da bibliografia disponível pôde-se verificar que as informações sobre o Método da Análise Estatística ou Método da Curtose para a detecção de defeitos em rolamentos eram um tanto suscintas, enquanto que o Método da Análise Espectral pareceu estar mais amplamente difundido. Devido a isso, este trabalho procurará modelar matematicamente o sinal gerado por um rolamento em uma montagem simples e, a partir do modelo, fazer um estudo do Método da Curtose, mostrando suas limitações e sugerindo alternativas para os casos em que o método não é eficiente. Em seguida, resultados experimentais serão mostrados para corroborar as afirmações que o modelo matemático permitiu serem feitas. Quanto ao Método da Análise Espectral, será feito o modelo matemático do espectro do sinal de um rolamento com defeito e será mostrada uma aplicação do método em um caso simples.

1.4 - REFERÊNCIAS

- [1.01] MONK, R. G. Vibration Monitoring Reduces Maintenance Costs. Acoustic Technology Limited. Manchester, 1980.
- [1.02] BRUEL & KJAER. The application of Vibration Measurement and Analysis in Machine Maintenance. Publicação BA 7007-12. Outubro, 1982.
- [1.03] ENGJA, H.; RASMUSSEM, M.; LIPPE, J. Vibration Analysis Use for Detection of Roller Bearing Failures. Norwegian Maritime Research, n° 3. pp. 25-33, Trondheim. Norway, 1977.
- [1.04] DYER, D. & STEWART, R. M. Detection of Rolling Element Bearing Damage By Statistical Vibration Analysis. Journal of Mech. Design. April, 1978, vol 100/229.
- [1.05] STEWART, R, M. Application of Signal Processing Techniques to Machinery Health Monitoring. Southampton University, 1980.
- [1.06] HANS, D. M. Eléments pour le choix d'une Méthode Préventive de Maintenance Grâce à la Surveillance des Vibrations. Mécanique, Matériaux, Electricité. 1979, 339-341.
- [1.07] BOTÖ, P. A. Detection of Bearing Damage By Shock Pulses Measurement. Ball Bearing Journal 167.
- [1.08] TAYLOR, J. I. Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis. Journal of Mechanical Design, April 1980. Vol 102/119.

- [1.09] MARTIN, L. R. Detection of Ball Bearing Malfunctions. Instruments and Control Systems, Dec. 1970.
- [1.10] BRAUN, S. & DATNER, B. Analysis of Roller/Ball Bearing Vibration. Journal of Mech. Design. Jan/1979, Vol 101/119.
- [1.11] IGARASHI, T & HAMADA, H. Studies on the Vibration and Sound Defective Rolling Bearing (First Report). Bulletin JSME, vol. 25, n° 204, Jun/1982.
- [1.12] BALDERSTON, H. L. The Detection of Incipient Failure in Bearings. Material Evaluation 27, 121/128, 1969.
- [1.13] WHITE, M. F. Simulation and Analysis of Machinery Fault Signals. Journal of Sound and Vibration (1984) 93(1), 95-116.
- [1.14] MEYER, L. D.; AHLGREN F. F.; WEICHBRODT, B. An Analytic Model for Ball Bearing Vibration to Predict Vibration Response to Distributed Defects. Journal of Mech. Design, April/1980, vol. 102/205.
- [1.15] McFADDEN, P. D. & SMITH, J. D. The Vibration Produced by a Single Point Defect on the Inner or Outer Race or Rolling Elements of a Bearing under Radial or Axial Load. Cambridge University Engineering Department, Mechanics Division Technical Report, CUED/C - Mech/TR 34 (1983).
- [1.16] MARTINS, L. G. & GERGES, S. N. Y. Comparison Between Signal Analyses for Detecting Incipient Bearing Damage. International Conference on Condition Monitoring 1984, University College of Swansea, Swansea, UK.

- [1.17] RUFFINI, A. J. Bearing Noise. Machine Design, May 9, 1963, 232-235.
- [1.18] CHATURVEDI, G. K. & THOMAS, D. W. Bearing Fault Detection Using Adaptive Noise Cancelling. Transactions of the ASME. 280-289/Vol. 104, April 1982.
- [1.19] OSUAGWU, C. C. & THOMAS, D. W. Effect of Inter-Modulation and Quasi-Periodic Instability in the Diagnosis of Rolling Element Incipient Defect. Transactions of the ASME. 296-302/Vol. 104, April 1982.

C A P Í T U L O I I

MODELO MATEMÁTICO

2.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão feitas considerações teóricas acerca do método da Análise Espectral e do Método da Curtose para detecção de defeitos em rolamentos. Será utilizado um modelo simplificado para as vibrações geradas por um defeito localizado, sugerido por Braun & Datner [2.01]. Na análise do Método da Curtose serão feitas algumas extrapolações para o caso em que o defeito deixa de ser localizado, tornando-se distribuído em uma certa área da superfície dos elementos do rolamento. Nestes casos, o modelo teórico desenvolvido prevê a possibilidade do método falhar, o que levou a que fosse sugerido um novo parâmetro para a detecção do defeito.

2.2 - MÉTODO DA ANÁLISE ESPECTRAL

O espectro do sinal de vibrações de um rolamento com defeito deverá apresentar picos em uma ou mais das seguintes frequências [2.04], e também em alguns harmônicos associados a estas:

f_r - frequência de rotação do eixo

f_g - frequência de rotação da gaiola

f_i - frequência de passagem das esferas pela pista interna

f_e - frequência de passagem das esferas pela pista externa

f_b - frequência de rotação (spin) das esferas

As equações para o cálculo de tais frequências estão desenvolvidas no item 2.2.2. No próximo ítem será visto um modelo simplificado para a avaliação das características das vibrações produzidas por defeitos localizados.

2.2.1 - MODELO SIMPLIFICADO

Quando um defeito entra em contato com outra superfície, é gerado um pulso de curta duração que, como é sabido da teoria das vibrações, pode excitar muitas ressonâncias do sistema. Neste modelo, entretanto, supõe-se que apenas o modo com frequência ω_0 é significativo. Tal suposição não é absurda, conforme pode ser observado na figura 2.2, que mostra o pico dominante na frequência de 1250 Hz para um sinal medido na montagem experimental usada. Outra simplificação é feita quando se supõe que os pulsos são gerados em intervalos regulares, T_k . Assim, a resposta do sistema ao impacto devido ao defeito k , pode ser modelada como mostrado na fig. 2.1 e é dada pela expressão abaixo [2.01]:

$$x_k(t) = \sum_{\ell=0}^{\infty} g_k(t - \ell T_k) U(t - \ell T_k) \quad (2.1)$$

onde: $g_k(t) = A_k e^{-\alpha_0 t} \text{sen } \omega_0 t$; $T_k = 1/f_k$

$$U(t) = \begin{cases} 0 & \text{para } t < 0 \\ 1 & \text{para } t \geq 0 \end{cases} ;$$

Nas expressões acima, α_0 é o amortecimento da estrutura para o modo com frequência ω_0 e f_k é a frequência característica do defeito, referida no item anterior.

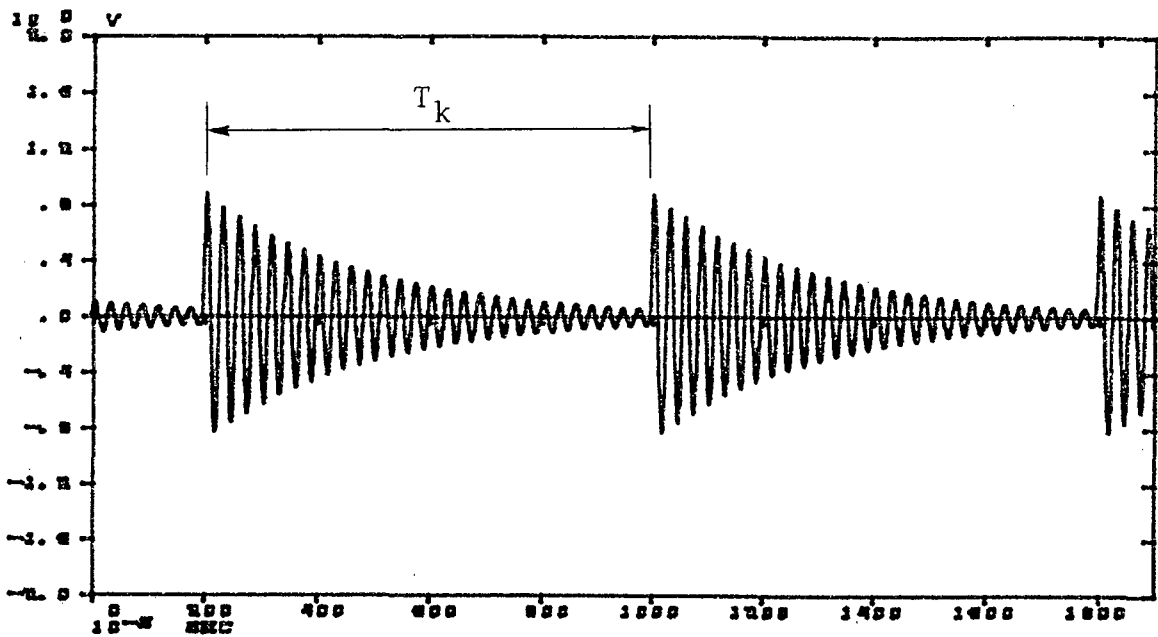


Fig. 2.1 - Representação da equação (2.1), deslocada no tempo.

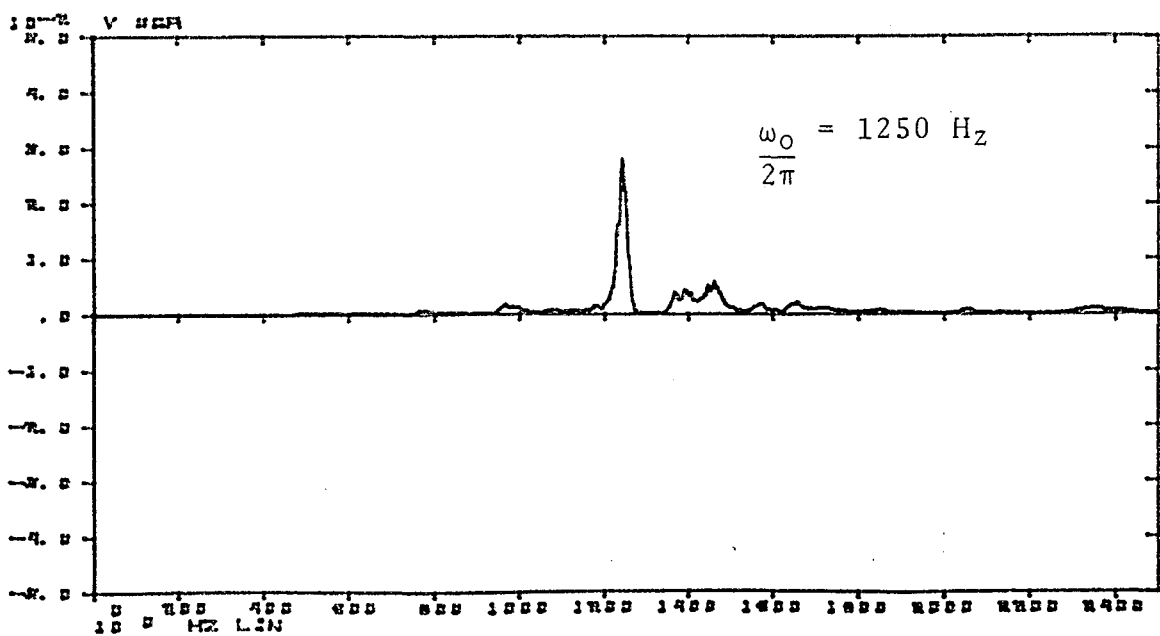


Fig. 2.2 - Pico dominante na frequência de 1250 Hz.

O sinal característico de cada defeito (Signature) é modificado pela resposta impulsiva da estrutura de modo que, para m defeitos, o sinal medido, $v(t)$, é dado por [2.01]:

$$v(t) = \left\{ \sum_{k=1}^m \sum_{\ell=1}^{\infty} A_k e^{-\alpha_0(t - \ell T_k)} \text{sen}[\omega_0(t - \ell T_k)] U(t - \ell T_k) \right\} * h(t) \quad \dots (2.2)$$

onde $h(t)$ é a resposta impulsiva do caminho de transmissão entre o ponto de geração dos pulsos e o ponto de medida. O símbolo * significa produto de convolução [2.02; 2.11].

O sinal medido em um rolamento com defeitos é a soma do sinal descrito pela equação (2.2) com um sinal aleatório de banda larga, gerado pelo contato das superfícies em boas condições. Assim, o sinal temporal (time history) medido é bastante complexo, tornando difícil que se tirem conclusões úteis acerca do estado do rolamento. Este problema pode ser resolvido fazendo-se a análise em frequência do sinal através da transformada de Fourier, F , definida como [2.02]:

$$F[f(t)] = F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (2.3)$$

F é um operador linear que muda a expressão entre os colchetes do domínio do tempo para o domínio da frequência. Em geral, $F(\omega)$ é uma função complexa da frequência. Um gráfico do módulo de $F(\omega)$ em função da frequência é chamado de espectro de

frequência do sinal. No espectro, torna-se fácil saber qual é o conteúdo de frequências do sinal e, eventualmente, pode-se identificar a presença de uma das frequências indicativas de defeito.

O sinal descrito pela equação (2.1) é periódico conforme se pode ver na figura 2.1. A transformada de Fourier de uma função periódica consiste de uma sequência de picos equidistantes no domínio da frequência, separados por um intervalo igual à frequência fundamental [2.02]. Pode-se mostrar que a transformada de Fourier de $x_k(t)$, $X_k(\omega)$, é dada por [2.01]:

$$X_k(\omega) = 2\pi \sum_{n=0}^{\infty} X_{kn}(\omega) \delta(\omega - n\omega_k) \quad (2.4)$$

onde δ é a função impulso unitário, também chamada delta de Dirac [2.02],

$$\omega_k = 2\pi/T_k,$$

X_{kn} é o coeficiente da série exponencial de Fourier, dado por:

$$X_{kn} = \frac{1}{T_k} \int_{-T_k/2}^{T_k/2} g_k(t) e^{-jn\omega t} dt \quad (2.5)$$

Na equação (2.5), j é a unidade imaginária igual a $\sqrt{-1}$.

O teorema da convolução no tempo [2.02] diz que, se $X(\omega)$ é a transformada de Fourier de $x(t)$ e $H(\omega)$ a transformada de Fourier de $h(t)$, respectivamente, é válida a seguinte relação:

$$\mathcal{F} [x(t) * h(t)] = X(\omega) H(\omega) \quad (2.6)$$

Aplicando-se o teorema da convolução no tempo para a equação (2.2), tem-se:

$$V(\omega) = \left[2\pi \sum_{k=1}^m \sum_{n=0}^{\infty} X_{kn}(\omega) \delta(\omega - n\omega_k) \right] H(\omega) \quad (2.7)$$

Devido à linearidade do operador \mathcal{F} , pode-se somar à equação (2.07) a Transformada de Fourier do ruído aleatório de banda larga, $R(\omega)$, e será obtida a T. F. do sinal medido em um rolamento com m defeitos, $V_{\text{med}}(\omega)$, ou seja:

$$V_{\text{med}}(\omega) = \left[2\pi \sum_{k=0}^m \sum_{n=0}^{\infty} X_{kn}(\omega) \delta(\omega - n\omega_k) \right] H(\omega) + R(\omega) \quad (2.8)$$

O módulo da equação (2.8) representa um modelo matemático simplificado para o espectro do sinal de vibrações de um rolamento com m defeitos localizados. Na equação (2.8), tomou-se o somatório a partir de $k=0$ para incluir o caso $m=0$, ou seja, o rolamento está em boas condições, $A_k=0$, $X_{kn}=0$, restando apenas $R(\omega)$. Conforme se pode ver, além da contribuição do ruído, o espectro deverá apresentar picos discretos nas frequências relacionadas aos defeitos e nos seus harmônicos. As amplitudes destes picos dependem da resposta em frequência do caminho de transmissão, $H(\omega)$, e dos coeficientes $X_{kn}(\omega)$. O método da análise espectral baseia-se no fato de que X_{kn} é proporcional à amplitude A_k de $x_k(t)$, que está diretamente relacionada com a profundidade do defeito [2.03]. Assim, quando um defeito evolui, a amplitude do pico na frequência a ele relacionada deverá aumentar.

A influência de $H(\omega)$ pode ser a de amplificar alguns picos e atenuar outros. Por isso, o método baseia-se no conhecimento do espectro do rolamento novo em cada montagem particular, para comparação com os espectros obtidos em medições periódicas. No próximo item serão desenvolvidas as equações para o cálculo das frequências relacionadas aos defeitos.

2.2.2 - FREQUÊNCIAS RELACIONADAS AOS DEFEITOS

Para as deduções que se seguem são necessárias as seguintes suposições:

- i) Os corpos rolantes rolam sobre as pistas sem deslizar.
- ii) A carga aplicada é suficientemente grande e/ou as velocidades suficientemente pequenas, de modo que o contato entre as superfícies é sempre assegurado.

As expressões são válidas tanto para rolamentos de esferas como para rolamentos de rolos. Os índices "i" referem-se ao anel interno, "e" ao anel externo, "b" aos corpos rolantes e "g" à gaiola.

A figura 2.3 mostra esquematicamente um rolamento em que o anel interno gira no sentido anti-horário e o anel externo no sentido horário. Devido à suposição i), a velocidade do ponto de contato é igual na esfera e na pista. Assim, v_i e v_e são também velocidades de pontos na esfera. A velocidade do centro da esfera, v_c , que é a mesma velocidade da gaiola, v_g , pode ser

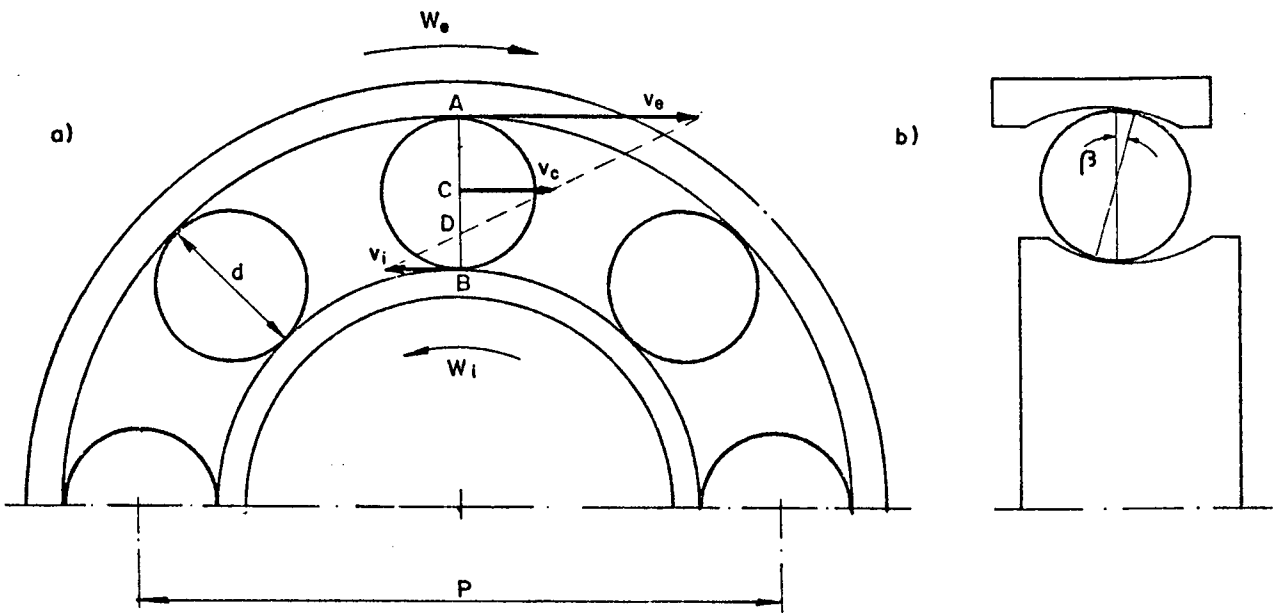


Fig. 2.3 - Esquema para a dedução das frequências relacionadas aos defeitos.

determinada graficamente pelo método dos centros instantâneos de rotação [2.10], conforme mostrado na fig. 2.3. Por semelhança de triângulos,

$$\overline{CD} = \frac{\overline{AD} + \overline{DB}}{2} - \overline{DB} = \frac{\overline{AD} - \overline{DB}}{2}$$

e

$$\frac{v_i}{\overline{DB}} = \frac{v_e}{\overline{AD}} = \frac{v_c}{\overline{CD}}$$

Das relações acima, tem-se:

$$v_i = \frac{2 \overline{DB} v_c}{\overline{AD} - \overline{DB}} \quad e \quad v_e = \frac{2 \overline{AD} v_c}{\overline{AD} - \overline{DB}}$$

$$\therefore v_c = \frac{v_e + v_i}{2} = v_g \quad (2.9)$$

Da relação entre a velocidade angular e a velocidade linear de um ponto, observando-se a figura 2.3 b), vê-se que a velocidade do ponto de contato entre a esfera e as pistas, v_i e v_e , são dadas por:

$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i (P - d \cos \beta) = \frac{1}{2} \omega_i P (1 - \gamma) \quad (2.10)$$

$$e \quad v_e = \frac{1}{2} \omega_e P (1 + \gamma) \quad (2.11)$$

onde $\gamma = \frac{d \cos \beta}{P}$, e

β é o ângulo de contato.

Fazendo-se $\omega = 2\pi n/60$, n em RPM, vem:

$$v_i = \frac{2\pi P n_i}{120} (1 - \gamma)$$

$$v_e = \frac{2\pi P n_e}{120} (1 + \gamma)$$

Da equação (2.9);

$$v_g = \frac{\pi P}{120} [n_i (1 - \gamma) + n_e (1 + \gamma)] \quad (2.12)$$

Como $v_g = \omega_g P/2 = \pi P n_g/60$, vem:

$$n_g = \frac{1}{2} [n_i (1 - \gamma) + n_e (1 + \gamma)] \quad (2.13)$$

Fazendo-se $f = n/60$, tem-se, após a simplificação:

$$f_g = \frac{1}{2} \left[f_{ri}(1 - \gamma) + f_{re}(1 + \gamma) \right] \quad (2.14)$$

onde f_{ri} e f_{re} são as frequências de rotação das pistas interna e externa, respectivamente.

As frequências de passagem das esferas por um ponto nas pistas interna ou externa, f_i e f_e , respectivamente, são obtidas multiplicando-se a frequência de rotação da gaiola relativa à respectiva pista pelo número de esferas, N . Assim, tomando-se f_{ig} e f_{eg} como as frequências relativas, tem-se:

$$f_i = Nf_{ig} = N(f_{ri} - f_g) \quad (2.15)$$

$$e \quad f_e = Nf_{eg} = N(f_{re} - f_g) \quad (2.16)$$

Substituindo-se f_g segundo a equação (2.14),

$$f_i = \frac{N}{2}(f_{ri} - f_{re})(1 + \gamma) \quad (2.17)$$

$$e \quad f_e = \frac{N}{2}(f_{re} - f_{ri})(1 - \gamma) \quad (2.18)$$

A frequência de rotação das esferas pode ser obtida da velocidade relativa entre a gaiola e a pista interna. Quando a gaiola gira, relativamente à pista, de um ângulo $\Delta\theta_g$, o ponto de contato da esfera com a pista interna se desloca de um arco dado

por:

$$\frac{P}{2}(1 - \gamma) \Delta\theta_g = \frac{P}{2}(1 - \gamma) \omega_{gi} \Delta t \quad (2.19)$$

Dividindo-se este arco pelo raio da esfera $d/2$, tem-se:

$$\Delta\theta_b = \frac{P}{d}(1 - \gamma) \omega_{gi} \Delta t$$

$$\therefore \omega_b = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\theta_b}{\Delta t} = \frac{P}{d}(1 - \gamma) \omega_{gi}$$

$$\text{ou } n_b = \frac{P}{d}(1 - \gamma) n_{gi} \quad (2.20)$$

Por definição, $n_{gi} = n_g - n_i$, donde substituindo-se n_g por seu valor dado em (2.13);

$$n_b = \frac{P}{d}(1 - \gamma) \frac{1}{2} \left[(n_e - n_i)(1 + \gamma) \right] \quad (2.21)$$

$$\therefore n_b = \frac{P}{2d} \left[(n_e - n_i)(1 - \gamma^2) \right] \quad (2.22)$$

$$\text{ou } f_b = \frac{P}{2d} \left[(f_{re} - f_{ri})(1 - \gamma^2) \right] \quad (2.23)$$

Um defeito numa esfera choca-se, a cada volta, uma vez em cada pista. Portanto, a frequência relacionada a este defeito será duas vezes a frequência de rotação da esfera.

A tabela 2.1 resume as frequências relacionadas

aos defeitos deduzidas acima. Os valores obtidos estão de acordo com o que tem sido relatado por muitos pesquisadores [2.04; 2.05; 2.06]. As frequências f_{ri} e f_{re} são obtidas dividindo-se por 60 a rotação dos anéis interno e externo, respectivamente.

Defeito	Frequência Relacionada ao Defeito
Anel Interno	$f_i = \frac{N}{2} (f_{ri} - f_{re})(1 + \gamma)$
Anel Externo	$f_e = \frac{N}{2} (f_{re} - f_{ri})(1 - \gamma)$
Gaiola	$f_g = \frac{1}{2} [f_{ri}(1 - \gamma) + f_{re}(1 + \gamma)]$
Esfera	$2f_b = \frac{P}{d} [(f_{re} - f_{ri})(1 - \gamma^2)]$

Tabela 2.1 - Frequências relacionadas aos defeitos.

2.3 - MÉTODO DA CURTOSE

O quarto momento estatístico central, μ^4 , de um sinal $x(t)$ é definido como [2.09]:

$$\mu^4 = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \bar{x}]^4 p(x) dx \quad (2.24)$$

onde \bar{x} é o valor médio de $x(t)$, e

$p(x)$ a sua distribuição de probabilidade.

Na prática nem sempre é fácil se determinar $p(x)$. Usa-se então a definição abaixo que é equivalente [2.08]:

$$\mu^4 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \bar{x}]^4 dt \quad (2.25)$$

onde T é a duração do sinal.

Se μ^4 for dividido por σ^4 , onde σ é o desvio padrão de $x(t)$, obtém-se a curtose de $x(t)$, designada por K . Assim,

$$K = \frac{\mu^4}{\sigma^4} \quad (2.26)$$

$$\therefore K = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\sigma^4} \int_0^T [x(t) - \bar{x}]^4 dt \quad (2.27)$$

2.3.1 - CURTOSE DA ASSINATURA DE UM ROLAMENTO PERFEITO

É sabido que, num rolamento sem defeito, as vibrações geradas pelo rolar das esferas sobre as pistas é de natureza aleatória [2.07]. Além disso, a distribuição de probabilidade

des de um sinal aleatório tende à gaussiana quando a sua duração é suficientemente grande [2.08]. Estes fatos serão utilizados para confirmar um resultado prático importante.

A distribuição gaussiana ou normal é definida por [2.08]:

$$p(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left[\frac{x - \bar{x}}{\sigma} \right]^2} \quad (2.28)$$

Então, para um sinal aleatório $g(t)$, a equação (2.24) fica:

$$\mu_g^4 = \frac{\sigma^4}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} y^4 e^{-\frac{y^2}{2}} dy \quad (2.29)$$

onde $y(t) = \frac{g(t) - \bar{g}}{\sigma}$

Integrando-se duas vezes por partes a equação (2.29), tem-se:

$$\mu_g^4 = 3\sigma^4 \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{y^2}{2}} dy = \frac{3\sigma^4}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{g - \bar{g}}{\sigma} \right)^2} dg \quad \dots (2.30)$$

$$\therefore K_g = \frac{\mu_g^4}{\sigma^4} = \frac{3}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{g - \bar{g}}{\sigma} \right)^2} dg = 3, \quad (2.31)$$

pois o fator que multiplica 3 na equação (2.31) é a área total sob a distribuição normal.

2.3.2 - CURTOSE DA ASSINATURA DE UM ROLAMENTO COM UM DEFEITO LOCALIZADO

Se $H(\omega)$ fosse igual a 1 dentro da faixa de frequências de interesse, o sinal $y(t)$, medido em um rolamento com um defeito localizado teria a mesma forma da soma do sinal $x_k(t)$ definido na equação (2.1) com o sinal aleatório gerado pelo contato das superfícies sem defeito, $g(t)$. O quarto momento da soma de duas variáveis é dado no apêndice A por:

$$\mu_{x+g}^4 = \mu_y^4 = \mu_x^4 + \mu_g^4 + 6V_x V_g \quad (2.32)$$

onde μ^4 representa o quarto momento,

V representa a variância, e

$x=x_k$ por simplicidade de notação.

Considerando-se que, no caso de duas variáveis independentes, a variância da soma é a soma das variâncias, da equação (2.26), vem:

$$K_y = \frac{\mu_y^4}{V_y^2} = \frac{\mu_x^4 + \mu_g^4 + 6V_x V_g}{(V_x + V_g)^2} \quad (2.33)$$

Levando-se em conta a equação (2.26), e o fato de que $K_g = 3,0$, conforme visto na secção 2.3.1, tem-se:

$$K_y = \frac{K_x V_x^2 + 6V_x V_g + 3V_g^2}{(V_x + V_g)^2} \quad (2.34)$$

Após algumas transformações,

$$K_y = 3 + \frac{K_x - 3}{(1 + V_g/V_x)^2} \quad (2.35)$$

Observando-se a equação (2.35) vê-se que, $K_x < 3 \rightarrow K_y < 3$. Em palavras, se um defeito tiver uma assinatura $x(t)$ tal que sua curtose seja menor que 3,0 (três), este defeito provocará uma diminuição no valor da curtose medida, exatamente ao contrário do que se tem relatado até o momento. No item seguinte será visto que, sob determinadas condições, o fato acima pode acontecer na prática.

No apêndice A estão demonstradas as seguintes expressões:

$$K_x \approx \frac{3 \alpha T_k}{2} \quad (2.36)$$

$$V_x \approx \frac{A^2 \omega^2}{4 \alpha T_k (\alpha^2 + \omega^2)} \quad (2.37)$$

Como α e ω são constantes próprias da estrutura e T_k é constante para uma mesma rotação, vê-se que, se a rotação não variar, K_x é constante e V_x depende apenas da amplitude do pulso gerado pelo defeito. V_g também não varia para as mesmas condições de operação. Dessa forma, as seguintes conclusões podem ser tiradas da equação (2.35):

a) Se o defeito localizado fica mais profundo, a am

plitude A cresce, aumentando V_x . No limite,
 $K_y \rightarrow K_x = 1,5 \alpha T_k$.

b) Se, ao contrário, a amplitude $A \rightarrow 0$ (defeito inexistente) $K_y \rightarrow 3,0$.

A tabela 2.2 mostra os valores de Curtose do sinal simulado obtidos através de um programa de computador que usa a definição dada na equação (2.25) e valores obtidos com as equações (2.35) e (2.37). A figura 2.4 mostra o sinal simulado e o sinal medido em um rolamento com um defeito localizado.

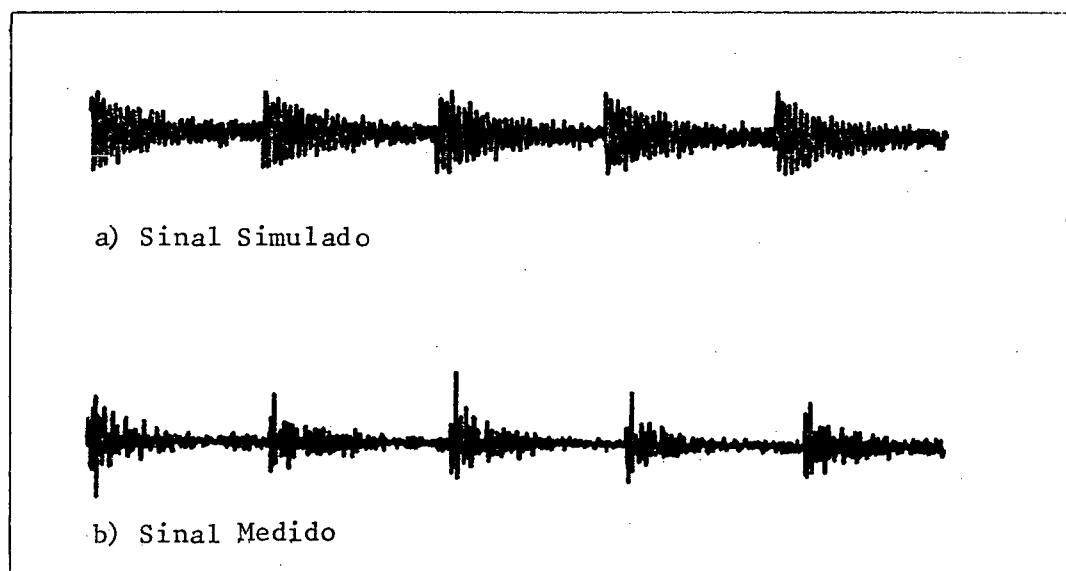


Fig. 2.4 - Comparação entre o sinal simulado e o sinal Medido.

2.3.3 - ANÁLISE DA DIMINUIÇÃO NA CURTOSE PROVOCADA POR DEFEITO EM ROLAMENTOS

Viu-se anteriormente que se $K_x < 3$ a curtose do sinal medido será menor do que 3,0. Pela equação (2.36), a condi

ção acima não se verifica para $1,5\alpha T_k \geq 3$. Neste caso,

$$\frac{1}{T_k} \leq \frac{\alpha}{2}$$

Mas $1/T_k$ é a frequência relativa ao defeito, vista anteriormente. Assim, para que um defeito localizado não provoque diminuição no valor da curtose é necessário que

$$f_k \leq \frac{\alpha}{2} \quad (2.38)$$

Como f_k depende diretamente da rotação (ver tabela 2.1), pode-se prever que, acima de um certo número de rpm, um defeito poderá fazer diminuir o valor de K . Este resultado é bastante interessante considerando-se que tem sido relatado que um rolamento com defeito deverá apresentar valor de curtose maior que o mesmo rolamento sem defeito [2.09].

Efeito análogo acontece no caso em que o defeito tenha se desenvolvido numa das pistas a ponto de suas irregularidades produzirem mais de um pulso a cada vez que a esfera passar sobre ele. Isto provocará uma redução no intervalo entre os pulsos T_k , de modo que este não mais terá uma relação bem definida com f_k , que depende apenas da rotação. Este fato poderá fazer com que o método falhe mesmo que a rotação esteja abaixo do limite da do pela equação (2.38).

Observando-se a equação (2.37) vê-se que a variação aumenta quando A cresce ou T_k diminui. Se o defeito aumenta, uma das três hipóteses pode se verificar:

- T permanece constante e a amplitude A aumenta;
- A permanece constante e T_k diminui;
- A aumenta e T_k diminui.

Em qualquer caso, a variância aumenta, teoricamente. Na prática, entretanto, verifica-se que é necessário que o defeito cresça uma certa quantidade para que a variância (ou sua raiz quadrada que é aproximadamente igual ao valor rms) cresça [2.07]. Ao contrário, a curtose é grandemente sensível a um defeito incipiente [2.07; 2.09]. Estas considerações sugerem que, ao se multiplicar a curtose pela variância, obter-se-á um parâmetro K_1 sensível a um defeito incipiente e que apresenta a vantagem adicional de ser sempre crescente com o aumento do defeito. Tal parâmetro pode ser adimensionalizado dividindo-se a variância do sinal do rolamento com defeito pela variância do sinal do rolamento novo, σ_0^2 . Assim, fazendo $K_y = K$ daqui pra frente,

$$K_1 = \frac{K \sigma^2}{\sigma_0^2} \quad (2.39)$$

Um outro parâmetro que também será testado mais tarde é obtido multiplicando-se K pelo valor rms do sinal medido, ou seja:

$$K_2 = K \cdot \text{rms} \quad (2.40)$$

Para uma melhor visualização da variação dos parâmetros dados pelas equações (2.35), (2.39) e (2.40), foram traçados gráficos para alguns valores de A e α_0 , para $\omega_0 = 7850$ rad/s, que é o valor medido para a frequência dominante do sistema de me

dição, e estão mostrados nas figuras 5.6, 5.7 e 5.8. Por simplicidade, α_0 está representado por α nas figuras.

2.4 - CONCLUSÕES

No início deste capítulo foram deduzidas as expressões que dão as frequências que identificarão um defeito pelo método da análise espectral. A frequência de identificação, no caso de um único defeito localizado (não distribuído), deverá ser menor que $\alpha/2$ para que o defeito seja detectado pelo método da curtose. Caso contrário, a assinatura do defeito terá um valor de curtose inferior a 3,0, o que resultará numa curtose medida inferior ao valor que tinha quando o rolamento estava perfeito. No caso de haver mais de um defeito, sob determinadas condições, pode-se produzir efeito análogo, ainda que a rotação esteja abaixo da limitação imposta. Esta diminuição no valor de curtose, sob determinadas condições, devido à presença de defeito, contraria o que se pensava até o momento em termos da utilização do método da curtose na detecção de falhas em rolamentos. Um valor pequeno de curtose medido (próximo de 3,0) que levaria a concluir que o rolamento estava em boas condições, pode ser devido à extensão do defeito, exatamente ao contrário do esperado. Devido a este problema o autor sugeriu dois novos parâmetros que aumentassem a confiabilidade do método da curtose.

α	T_k	K											
		$A/4$		$A/2$		A		2A		4A		8A	
		T	S	T	S	T	S	T	S	T	S	T	S
700	0,0082	3,02	3,00	3,19	3,18	4,26	4,30	6,50	6,56	8,03	8,09	8,57	8,62
	0,0136	3,01	2,99	3,16	3,15	4,38	4,51	8,35	8,57	12,30	12,66	13,98	14,28
	0,0041	3,00	3,00	2,90	2,82	2,69	2,67	2,54	2,55	2,49	2,49	2,46	2,46
350	0,0082	3,02	2,97	3,12	3,13	3,63	3,60	4,14	4,11	4,37	4,34	4,44	4,42
	0,0136	3,02	2,98	3,19	3,17	4,15	4,20	5,87	5,97	6,92	7,00	7,29	7,30

Tabela 2.2 - Comparação dos valores de Curtose de um sinal simulado (S) com vários valores de A, α e T_k com valores teóricos (T) dados pela expressão 2.35. $A = 1,3879$; $V_g = 0,0964$, $\omega = 22000$ rad/s.

2.5 - REFERÊNCIAS

- [2.01] BRAUN, S. & DATNER, B. Analysis of Roller/Ball Bearing Malfunctions, Journal of Mech. Design, Jan/1979, vol.101/118.
- [2.02] MEIROVITCH, L. Analitical Methods in Vibrations, The Mc-Millan Company, New York, 1967.
- [2.03] BOTÛ, P. A. Detection of Bearing Damage by Shock Pulse Measurement, Ball Bearing Journal 167, pp. 1-7.
- [2.04] TAYLOR, J. I. Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis, Journal of Mech. Design, April/1980, vol. 102/199.
- [2.05] RUFFINI, A. J. Bearing Noise, Machine Design, May 9, 1963. 232-235.
- [2.06] McLAIN, D. & HARTMAN, D. L. New Instrumentation, Techniques Accuretely Predict Bearing Life, Pulp and Paper, Feb. 1981.
- [2.07] MARTINS, L. G. & GERGES, S. N. Y. Comparison Between Signal Analyses for Detecting Incipient Bearing Damage, International Conference on Condition Monitoring, 1984, University College of Swansea, Swansea - UK.
- [2.08] BENDAT, J. S. & PIERSOL, A. G. Measurements and Analysis of Random Data, John Wiley and Sons, 1966.

- [2.09] DYER, D. & STEWART, R. M. Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis, Journal of Mech. April 1978, vol. 100/229-235.
- [2.10] PAUL, B. Kinematics and Dynamics of Planar Machinery. Prentice-Hall, Inc. New Jersey.
- [2.12] GERGES, S. N. Y. Processamento e Análise Digital de Sinais Aleatórios - UFSC - 1982. Apostila para o Curso de Pós-Graduação em Engenharia.

C A P Í T U L O I I I

PREPARAÇÃO DO SISTEMA DE TESTES

3.1 - MONTAGEM

Os testes foram feitos numa montagem constituída de um eixo sobre dois mancais, cada um com um rolamento de carga radial com uma carreira de esferas (SKF - 6305Z), acoplado a um motor-gerador de corrente contínua com possibilidade de se variar a rotação. Para acionar o motor foram utilizados um variador de voltagem variável, uma ponte retificadora para alimentação da armadura, e uma fonte de corrente contínua HP - 6266B, para alimentar o campo. O esquema de ligação do motor pode ser visto na figura 3.2.

Além do que foi dito acima, os rolamentos usados têm as seguintes especificações:

diâmetro primitivo, $P = 43,5$ mm

diâmetro externo, $D = 62$ mm

diâmetro interno, $d_i = 25$ mm

diâmetro das esferas, $d = 11,5$ mm

largura de face, $l = 17$ mm

número de esferas, $n = 7$

ângulo de contato = 0°

Uma base de concreto pesando cerca de 150 Kg foi construída

para a fixação dos mancais e do motor. Na figura 3.1 pode-se ver toda a montagem do sistema de medição. A seguir, foram determinados os modos de vibração e amortecimento modal do eixo através do sistema de análise modal HP-5451C. Foi feito também o mapeamento do nível de vibrações da montagem em funcionamento com rolamentos novos. Os resultados destas medições encontram-se na figura 3.3 e na tabela 3.1. O objetivo desta etapa foi qualificar o sistema de testes de modo a tornar mais fáceis as conclusões após a interpretação dos dados posteriormente obtidos.

3.2 - SISTEMA DE MEDIÇÃO

Para a realização dos testes foi utilizado um sistema de medição com os seguintes instrumentos:

acelerômetro B & K - 4366

amplificador condicionador de sinal B & K - 2626

amplificador de medição B & K - 2607

calibrador de acelerômetros B & K - 4291

gerador de sinal B & K - 1057

osciloscópio LEEPUC - MOD. 705

analisador de Fourier HP-5451C

plotadora HP-7210A

3.3 - PROGRAMAS

O apêndice B traz as listagens dos programas desenvolvidos para a realização dos trabalhos, tais sejam:

KURTOSIS PROGRAM, que calcula a curtose de um sinal disponível na entrada do analisador HP-5451C;

ACS PROGRAM, (Average Calibrated Spectrum Program) que calcula o espectro de um sinal;

HISTOGRAM PROGRAM, que determina o histograma do sinal, normalizando-o para área unitária.

Informações sobre a utilização dos programas referidos acima podem ser encontradas no apêndice B.

3.4 - MEDIÇÕES PRELIMINARES

3.4.1 - VERIFICAÇÃO DOS PROGRAMAS

Para testar o programa KURTOSIS foram utilizados dois sinais cujos valores de curtose, K , são conhecidos, tais sejam, um sinal aleatório e um senoidal. O primeiro tem $K = 3,0$ (ver item 2.3.1) e o segundo tem $K = 1,5$, conforme pode ser verificado pelo procedimento do Apêndice A. Para um comprimento de sinal (ver Cap. IV) da mesma ordem de grandeza do sinal que se pretende medir no futuro, o erro foi de cerca de $1/100$, o que é muito menor do que a variação que se espera numa medição real.

O programa ACS foi testado determinando-se o espectro do sinal gerado pelo calibrador de acelerômetros, usando-se o programa e pelo procedimento passo a passo, obtendo-se o mesmo resultado.

3.4.2 - VERIFICAÇÃO DO SISTEMA DE TESTE EM UMA MEDIÇÃO REAL

Para se checar o sistema foram colocados dois rolamentos novos nos mancais. Nesta etapa desejava-se verificar se o sinal medido sobre os rolamentos tinha curtose igual a 3,0, conforme previa a teoria. Primeiramente obteve-se $K = 3,6$, o que era bem mais do que se esperava. Tentou-se isolar a base de possíveis vibrações espúrias oriundas do piso, colocando-a sobre suportes resilientes. Isto fez com que a curtose caísse para 2,5. Analisando-se o sinal de vibrações, observou-se que, devido aos suportes flexíveis, a base oscilava com grandes amplitudes em baixa frequência. A diminuição no valor da curtose acima é previsível pela teoria desenvolvida no capítulo II. O sinal captado pelo acelerômetro é a soma do sinal do rolamento cuja curtose está próxima de 3,0, com o sinal aproximadamente harmônico gerado pela oscilação da base, cuja curtose está próxima de 1,5 (ver Apêndice A). Chamando-se o sinal do rolamento de $g(t)$ e o sinal da base de $x(t)$ e usando-se a equação (2.35) com o que foi dito acima, pode-se ver que, se $x(t)$ tiver amplitude suficiente, a curtose do sinal medido deverá ser menor do que 3,0.

Notou-se ainda uma grande sensibilidade da curtose a fatores como lubrificação e aperto dos parafusos nos mancais. Por isso resolveu-se usar um torquímetro para que os resultados tivessem repetitividade.

Finalmente, os melhores resultados foram obtidos quando se isolou o motor da base e se utilizou um acoplamento flexível, para impedir que as vibrações do eixo do motor se transmitissem para o eixo de teste, porque verificou-se que os rolamentos do motor não estavam em muito boas condições e seu sinal estava interferindo no que se estava medindo, aumentando o valor da curtose.

3.5 - CONCLUSÕES

Duas conclusões importantes podem ser tiradas desta etapa. Em primeiro lugar, quando uma máquina está sujeita a vibrações de baixa frequência e grande amplitude, a curtosse do sinal medido sobre um rolamento tenderá a ser menor do que o esperado. Segundo, um rolamento próximo, em piores condições, pode influenciar o sinal no ponto onde se está medindo, fazendo com que os valores sejam mais altos do que os esperados.

MODE	NAT. FREQ. (HZ)	DAMP. FACT. (%)	DAMP. COEFF. (RAD/SEC)
1	478.5083	44.4512	1491.9514
2	654.2888	7.3992	305.0170
3	745.4413	2.0931	98.0565
4	806.3802	2.3736	120.2961
5	961.9991	5.5821	337.9324
6	1090.1987	8.5098	585.0404
7	1250.7363	3.2154	252.8181
8	1421.0081	1.9074	170.3281
9	1490.3879	1.6708	156.4823
10	1608.1160	1.6085	162.5476
11	1688.2170	2.3128	245.3930
12	1801.0208	2.2714	257.1043
13	1809.9080	2.6277	298.9244
14	1905.0779	.8586	102.7816
15	1998.3462	.8568	107.5789

Tabela 3.1 - Frequências naturais e amortecimento.

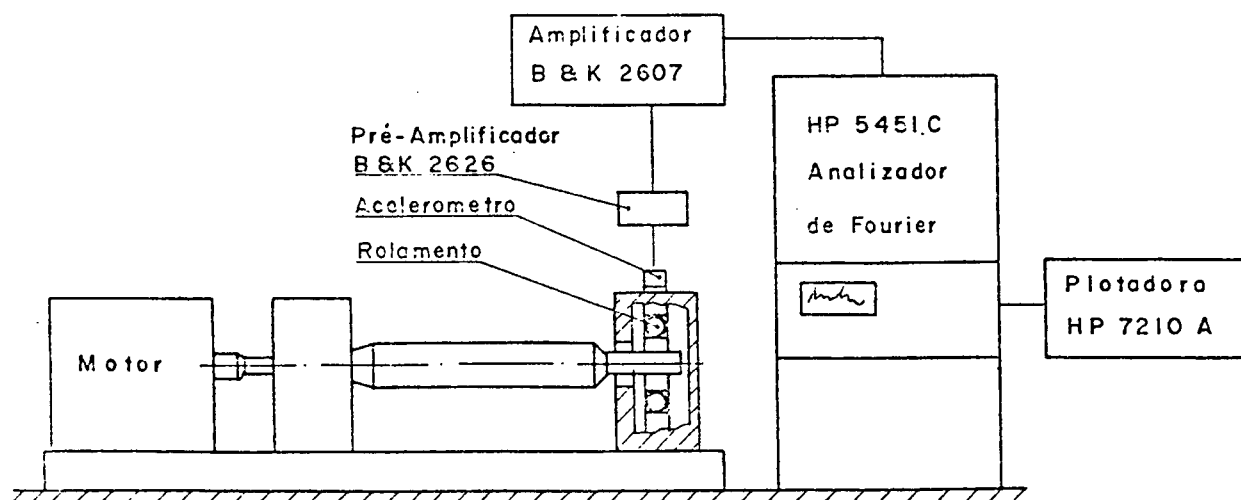


Fig. 3.1 - Montagem experimental

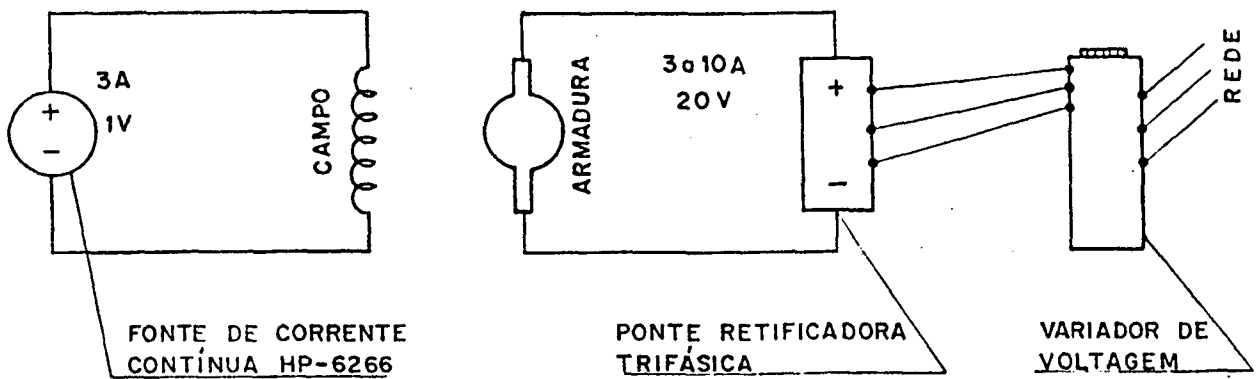


Fig. 3.2 - Esquema de ligação do motor

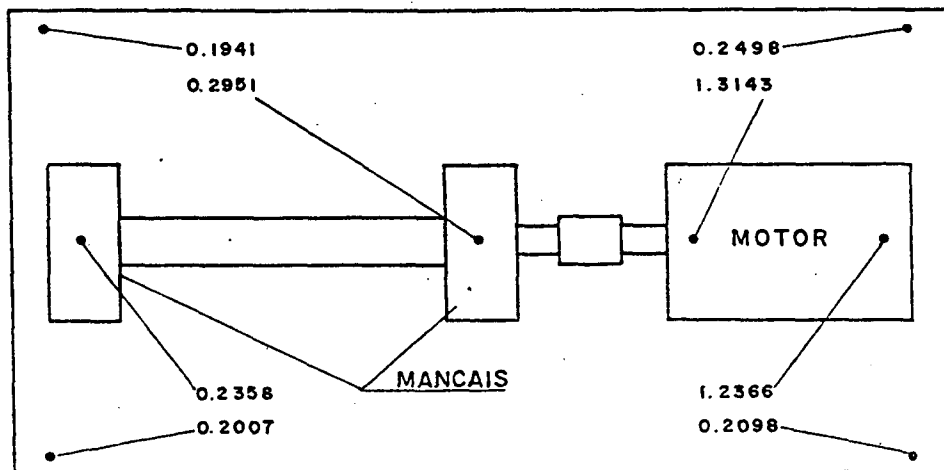


Fig. 3.3 - Mapeamento do nível de vibrações rms do sistema de medição a 1300 RPM, com rolamentos novos, em m/s^2 . Vista superior do banco de testes.

C A P Í T U L O I V

PARÂMETROS DE MEDIÇÃO E ERROS

4.1 - DEFINIÇÕES PRELIMINARES

Quando se trabalha com processamento digital de sinais, devem ser tomados alguns cuidados para se evitar que o processo de digitalização adultere as informações contidas no sinal. O dobramento do espectro é um problema que acontece devido ao erro de identificação (aliasing error). Para que isto seja evitado [4.01], o número de pontos N que deve ser usado na digitalização de uma amostra do sinal com T segundos e com componente de frequência mais alta, $f_{\text{máx}}$ [Hz], deve satisfazer à seguinte relação [4.01]:

$$N \geq 2 f_{\text{máx}} T \quad (4.1)$$

O procedimento usual é escolher $f_{\text{máx}}$ no analisador igual ao dobro da frequência mais alta em que se está interessado, passando-se o sinal por um filtro passa-baixa cuja frequência de corte superior $f_u = 1/2 f_{\text{máx}}$. Desta maneira se assegura que não existem componentes com amplitude significativa acima da frequência $f_{\text{máx}}$, evitando-se o erro de identificação.

A resolução em frequência é um outro parâmetro importante e é dada por:

$$\Delta f = B_e = \frac{1}{T} \quad (4.2)$$

4.2 - ESCOLHA DOS PARÂMETROS DE MEDIÇÃO

Neste item serão escolhidos os parâmetros de medição e, quando for o caso, será feita uma análise da ordem de grandeza do erro cometido nas avaliações.

4.2.1 - PARÂMETROS PARA A ANÁLISE NO DOMÍNIO DO TEMPO

No domínio do tempo foram feitos os seguintes tipos de análise: determinação do histograma do sinal, avaliação do valor rms, da curtose e dos novos parâmetros sugeridos no capítulo II, K_1 e K_2 . O sinal medido foi a aceleração, tomada com um acelerômetro piezo-elétrico de 30 gramas, B & K - 4366. Como os pulsos gerados pelo defeito são de alta frequência [4.02], resolveu-se fazer a análise com $f_{\text{máx}} = 25000$ Hz, para $N = 1024$ pontos, à exceção da determinação do histograma, por motivos que serão vistos a seguir.

Dois tipos de erros estão presentes na avaliação do histograma ou distribuição de probabilidades das amplitudes de um sinal $x(t)$: O erro tendencioso, $\epsilon_b[p(x)]$, e o erro aleatório, $\epsilon_r[p(x)]$ que são dados pelas seguintes expressões [4.01]:

$$\epsilon_b[p(x)] = \frac{[\Delta x]^2 p''(x)}{24 p(x)} \quad (4.3)$$

$$\varepsilon_r [p(x)] = \frac{1}{\sqrt{n \Delta x p(x)}} \quad (4.4)$$

onde $p''(x)$ é a segunda derivada de $p(x)$ com relação a x ;

$p(x)$ é a distribuição das amplitudes de $x(t)$;

n é o número de amostras; e

Δx é o incremento nas amplitudes de $x(t)$.

O incremento Δx é a menor diferença entre duas amplitudes para que elas sejam, com toda a certeza, tratadas como diferentes.

No caso do sinal que se pretende medir, $p(x)$ tende a ser gaussiana com média nula. Levando-se a equação (2.28) na equação (4.3) pode-se ver que:

$$\varepsilon_b [p(x)] = \frac{[\Delta x]^2}{24 \sigma^2} \left[\left(\frac{x - \mu}{\sigma} \right)^2 - 1 \right] \quad (4.5)$$

Observando-se as equações (4.4) e (4.5) vê-se que é preciso diminuir Δx para diminuir $\varepsilon_b [p(x)]$. Entretanto, isto fará com que $\varepsilon_r [p(x)]$ aumente. Como se pode ver na tabela 4.1, o erro mais crítico é justamente o aleatório, ε_r . Assim, é conveniente fazer Δx tão grande quanto possível, para se obter o menor erro. Isto equivale a utilizar o menor número de pontos disponível para a discretização da faixa de amplitudes que se tem.

Para as medições foram usados 64 pontos, o mínimo do analisador HP-5451C. A maior faixa de amplitudes aceita pelo anali

sador acima é 16 Volts (- 8 V a + 8 V). Deve-se trabalhar com a maior faixa para que Δx seja o maior possível, já que Δx é obtido dividindo se a faixa pelo número de pontos. Assim, $\Delta x = 16/64 = 0,25$.

A tabela 4.1 mostra alguns valores do erro para $n = 4000$ e $\Delta x = 0,25$. Vê-se que o erro aumenta muito quando $x(t)$ se aproxima dos extremos. Entretanto, na região central onde estão as maiores probabilidades de ocorrer $x(t)$, o erro é satisfatório, desde que o desvio padrão não seja grande, pois $p(x)$ na equação (4.4) é inversamente proporcional a este último (ver equação (2.28)). Para ser coerente com a análise da curtose, a distribuição estatística será determinada para $f_{\text{máx}} = 25$ KHz.

	x	p(x)	$\epsilon_b [p(x)]$	$\epsilon_r [p(x)]$
$\sigma = 0,5$	0,0	0,80000	0,00260	0,03540
	0,5	0,48000	0,00000	0,04546
	1,0	0,11000	0,00781	0,09620
	1,5	0,00886	0,02083	0,33590
$\sigma = 1,0$	0,0	0,40000	0,00260	0,05000
	1,0	0,24000	0,00000	0,06420
	2,0	0,05000	0,00781	0,13590
	3,0	0,00444	0,02083	0,47460
$\sigma = 2,0$	0,0	0,20000	0,00066	0,07070
	2,0	0,12000	0,00000	0,09080
	4,0	0,00270	0,00195	0,19220
	6,0	0,00222	0,00521	0,67120

Tabela 4.1 - Valores do erro aleatório e do erro tendencioso do histograma para alguns valores do desvio padrão do sinal.

4.2.2 - PARÂMETROS PARA A ANÁLISE ESPECTRAL

Uma variação de 3 dB no pico correspondente a frequência relacionada a um defeito é considerada significativa [4.03]. Por isso, o erro na avaliação dos espectros deve ser bem menor do que 3 dB. Bendat & Piersol [4.01] fornecem expressões para o cálculo do erro tendencioso, $\epsilon_b[\hat{G}(f)]$, e para o erro aleatório, $\epsilon_r[\hat{G}(f)]$, conforme abaixo:

$$\epsilon_b[\hat{G}(f)] = -\frac{1}{3} \left(\frac{B_e}{B_r} \right)^2 \quad (4.6)$$

$$\epsilon_r[\hat{G}(f)] = \frac{1}{\sqrt{n}} \quad (4.7)$$

onde n é o número de amostras;

B_r é a banda de meia potência do fator de ganho [4.01];

$\hat{G}(f)$ é o estimador de $G(f)$, a densidade espectral de potência;

B_e é a banda de resolução.

Em geral, a banda de resolução da análise é muito menor que B_r para os analisadores modernos, como o que se está trabalhando. Assim, o erro tendencioso pode ser desprezado [4.01]. Escolhendo-se $n = 100$, tem-se o seguinte erro aleatório:

$$\epsilon_r[\hat{G}(f)] = \frac{1}{\sqrt{100}} = 0,1$$

Para ϵ_r pequeno ($< 0,2$) e ϵ_b desprezível, exis

te uma probabilidade de 95% de que $G(f)$ satisfaça à relação [4.01]:

$$(1 - 2 \epsilon_r) \hat{G}(f) \leq G(f) \leq (1 + \epsilon_r) \hat{G}(f) \quad (4.8)$$

$$\text{Assim, } 0,8 \hat{G}(f) \leq G(f) \leq 1,2 G(f)$$

$$\text{ou } 10 \log [0,8 \hat{G}(f)] \leq 10 \log G(f) \leq 10 \log [1,2 G(f)]$$

$$\therefore \hat{G}(f) [\text{dB}] - 0,97 \text{ dB} \leq G(f) [\text{dB}] \leq \hat{G}(f) [\text{dB}] + 0,79 \text{ dB}$$

o que equivale a dizer que $\hat{G}(f)$ contém um erro de cerca de 1,0 dB, para mais ou para menos, com 95% de probabilidades.

A análise espectral será feita apenas para baixas frequências, para mostrar como aparece o defeito no espectro. Assim, será usada $f_{\text{máx}} = 500 \text{ Hz}$ para 4096 pontos de discretização do sinal, o que equivale a uma resolução de cerca de 0,25 Hz.

4.4 - REFERÊNCIAS

- [4.01] BENDAT, J. S. & PIERSOL, A. G. Measurements and Analysis of Randon Data, John Wiley and Sons, 1966.
- [4.02] BRAUN, S. & DATNER, B. Analysis of Roller/Ball Bearing Malfunctions, Journal of Mech. Design, Jan/1979, vol. 101/118.
- [4.03] TAYLOR, J. I. Identification of Bearing Detects by Spectral Analysis, Journal of Mech. Design, April/1980, vol. 102/199.

C A P Í T U L O V

MEDIÇÕES E ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os experimentos realizados e resultados obtidos, com o objetivo de verificar a habilidade do Método da Curtose na detecção de defeitos em rolamentos, e também checar as conclusões tiradas a partir do modelo matemático apresentado no capítulo II. Foram feitas medições em rolamentos novos e nos mesmos rolamentos após a introdução de defeitos na pista externa. A pista externa foi escolhida porque, estando ela estacionária na montagem de testes, os pulsos gerados pelos defeitos têm melhor repetitividade, como suposto no modelo matemático. Será feita também uma aplicação simples do método da Análise Espectral. Os defeitos foram introduzidos com um lápis elétrico e os parâmetros de medição usados são definidos no capítulo IV.

5.2 - MEDIÇÃO DOS PARÂMETROS K , K_1 , K_2 E RMS

Os parâmetros K_1 e K_2 são relacionados com a curtose K , conforme definidos no capítulo II. Devido às conclusões chegadas a partir do modelo matemático, surgiu a idéia de se tentar estes outros parâmetros que aumentassem a confiabilidade do Método da Curtose.

Os parâmetros foram medidos no sistema de medição mostrado

na figura 3.1. O sinal após captado pelo acelerômetro passava pelos estágios de amplificação e era alimentado no analisador HP-5451C. A calibração foi feita usando-se o calibrador de acelerômetro a fim de se determinarem os fatores pelos quais o sinal seria multiplicado pelo processador, de modo que 1 volt equivalesse a 1 m/s^2 (ver exemplos no item B.1 do apêndice B). O programa "KURTOSIS PROGRAM", referido no capítulo III, foi usado para as medições. Para informações acerca de como usar este programa, pode-se consultar o apêndice B.

5.2.1 - VERIFICAÇÃO DA VARIAÇÃO DE K E K_1 E RMS COM A ROTAÇÃO

Segundo Dyer & Stewart [5.01], a curtose K é praticamente independente da rotação. Entretanto, segundo o modelo matemático desenvolvido no capítulo II, para rotações altas um rolamento com defeito pode apresentar valores de K similares aos de um rolamento bom. Para se checar a validade desta conclusão teórica, foram feitas medições em um rolamento novo para várias rotações. Em seguida, introduziu-se no mesmo rolamento um defeito na pista externa e se fizeram novas medições. Os resultados obtidos estão mostrados nas tabelas 5.1 e 5.2, além de plotados nas figuras 5.1 e 5.2. O rolamento a que se refere esse experimento será identificado como rolamento A, já que foram usados só rolamento SKF 6305 Z.

O experimento acima foi repetido com outro rolamento (B) só que, em vez de um, foram introduzidos dois defeitos na pista externa, de tal modo que T_k , o intervalo entre os pulsos gerados pelos defeitos, ficasse reduzido à metade, produzindo-se o

efeito de se dobrar a rotação. As tabelas 5.3 e 5.4 mostram os resultados, que estão também nas figuras 5.3 e 5.4.

Os valores de K , K_1 e rms obtidos correspondem à média de 10 estimativas. São fornecidos nas tabelas os desvios padrões das estimativas. Cada estimativa foi obtida fazendo-se a média dos valores encontrados em 10 amostras do sinal discretizado com 1024 pontos, para $f_{\text{máx}} = 25$ KHz, o programa descrito no item B.2 do Apêndice B faz tudo isto automaticamente.

RPM	150	320	440	600	900	1200	1700	2100	2400	2600
σ_o	0,05	0,08	0,12	0,15	0,23	0,31	0,41	0,59	0,52	0,76
K	3,03	3,05	3,14	3,25	3,03	3,05	3,12	3,36	3,13	3,07
σ_K	0,14	0,08	0,33	0,17	0,15	0,14	0,09	0,15	0,08	0,15
K_1	2,83	5,29	2,49	3,66	2,53	2,27	2,69	2,27	3,09	2,27
σ_{K_1}	0,76	0,54	0,59	0,72	0,31	0,24	0,45	0,35	0,26	0,57
rms	0,04	0,11	0,10	0,15	0,21	0,26	0,38	0,45	0,51	0,65
σ_{rms}	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,03	0,06	0,02	0,06

Tabela 5.1 - K , K_1 e rms em função da rotação, para o rolamento A novo.

RPM	150	300	600	900	1200	1700	2100	2600
σ_o	0,05	0,08	0,15	0,23	0,31	0,41	0,59	0,76
K	3,15	3,38	4,34	4,67	5,55	6,17	4,94	4,43
σ_K	0,18	0,21	0,60	0,76	0,66	0,92	0,94	0,56
K_1	2,55	4,65	9,73	7,20	10,60	14,98	8,21	7,50
σ_{K_1}	0,57	1,53	4,54	1,65	1,69	1,78	3,98	2,50
rms	0,04	0,30	0,16	0,23	0,32	0,50	0,82	0,96
σ_{rms}	0,00	0,02	0,02	0,01	0,01	0,07	0,06	0,09

Tabela 5.2 - K, K_1 e rms em função da rotação, para o rolamento A, após ser introduzido um defeito na pista externa.

RPM	150	300	600	900	1200	1700	2100	2600
σ_o	0,05	0,08	0,15	0,23	0,31	0,41	0,59	0,76
K	3,23	3,19	3,31	3,29	3,23	3,18	3,24	3,15
σ_K	0,14	0,12	0,16	0,18	0,09	0,04	0,18	0,13
K_1	2,09	1,53	2,04	1,50	0,94	1,30	1,34	1,07
σ_{K_1}	0,38	0,07	0,30	0,11	0,44	0,11	0,13	0,03
rms	0,04	0,06	0,11	0,16	0,16	0,26	0,38	0,67
σ_{rms}	0,00	0,00	0,01	0,00	0,02	0,01	0,01	0,01

Tabela 5.3 - K, K_1 e rms em função da rotação, para o rolamento B novo.

RPM	150	300	600	900	1200	1700	2100	2600	4000
σ_o	0,04	0,06	0,11	0,16	0,16	0,26	0,38	0,67	—
K	3,54	5,60	9,90	11,87	13,87	15,35	13,26	11,02	5,13
σ_K	0,31	0,55	0,97	1,39	1,74	1,22	1,10	1,00	0,59
K_1	2,53	9,09	29,28	50,58	87,09	130,45	84,34	—	—
σ_{K_1}	0,57	1,89	2,33	12,27	14,56	12,25	8,09	—	—
rms	0,03	0,07	0,19	0,31	0,41	0,77	0,96	1,21	1,26
σ_{rms}	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,04	0,01	0,09	0,03

Tabela 5.4 - K, K_1 e rms em função da rotação, para o rolamento B, após serem introduzidos dois defeitos na pista externa.

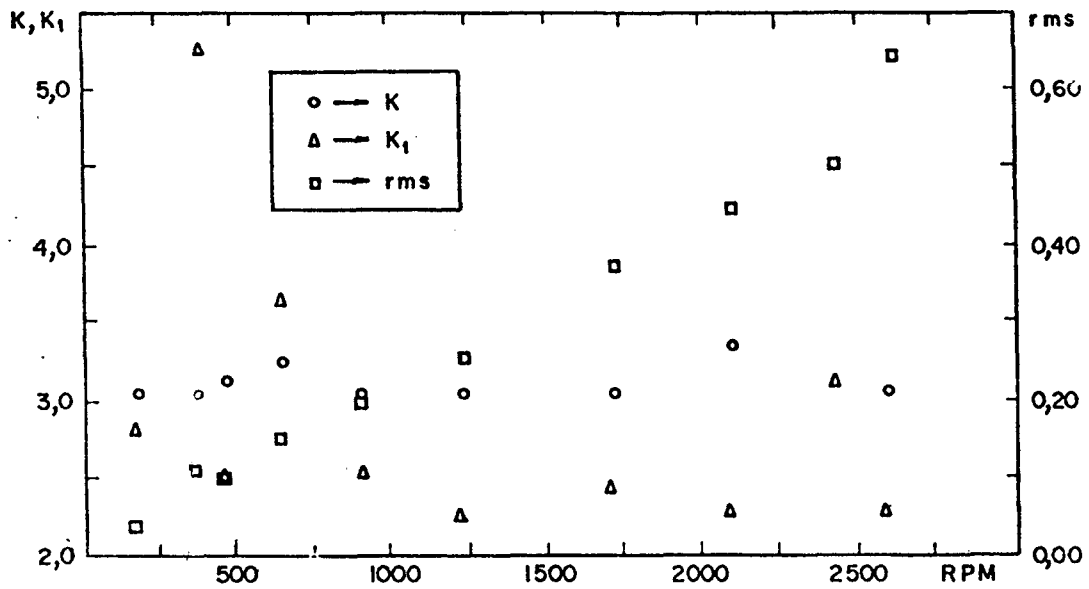


Fig. 5.1 - Variação dos parâmetros com a rotação, para o rolamento A novo.

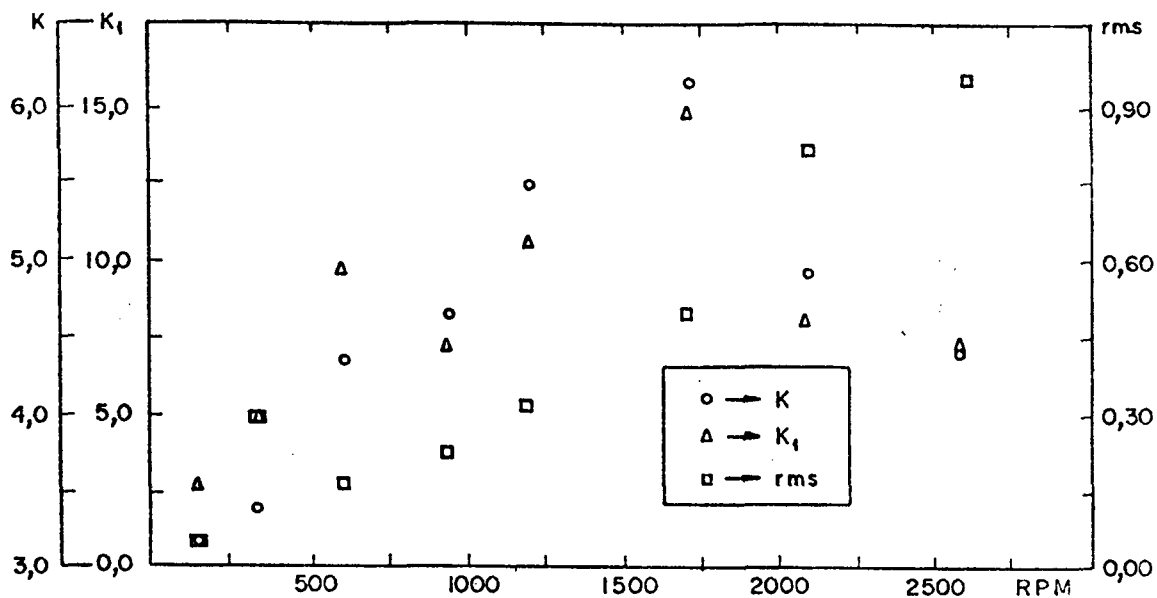


Fig. 5.2 - Variação dos parâmetros com a rotação, para o rolamento A, após ser introduzido um defeito na pista externa.

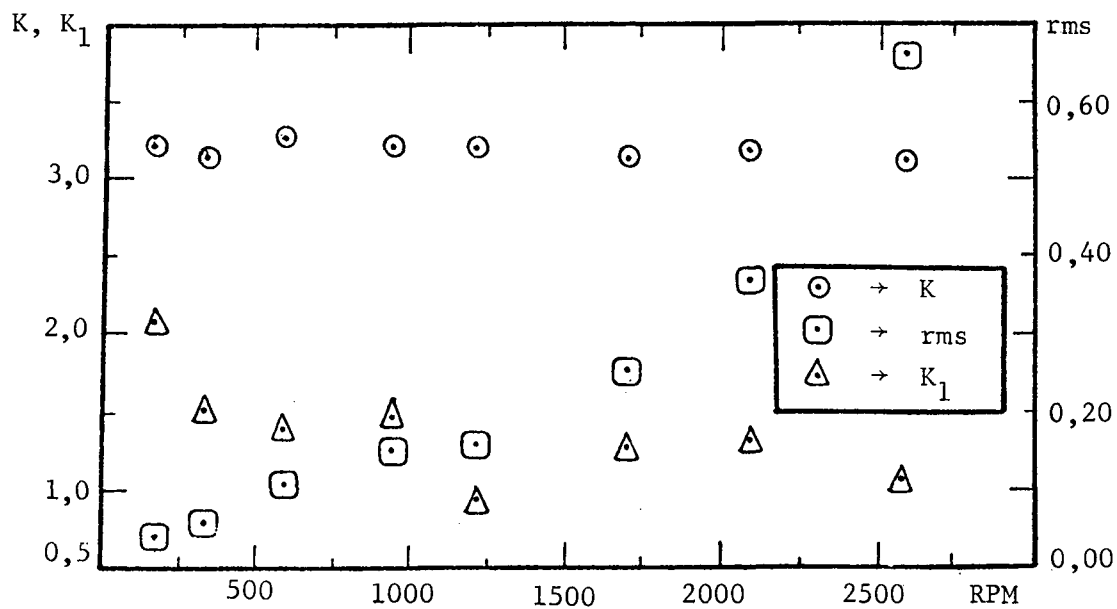


Fig. 5.3 - Variação dos parâmetros com a rotação, para o rolamento B novo.

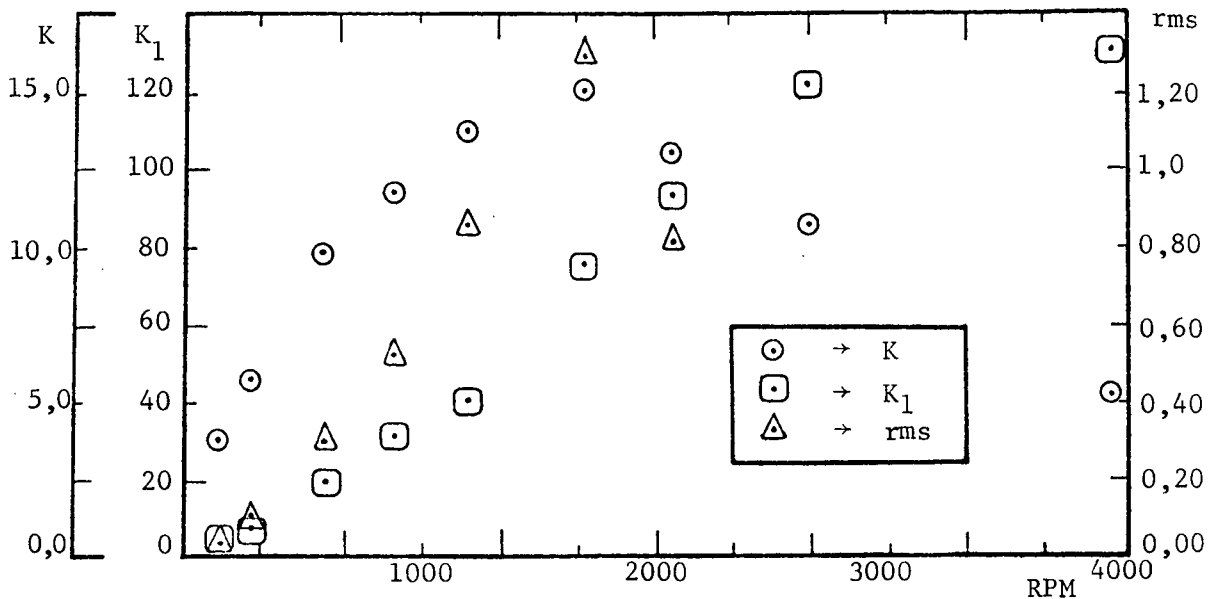


Fig. 5.4 - Variação dos parâmetros com a rotação, para o rolamento B, após introduzidos dois defeitos na pista externa.

5.2.2 - COMPARAÇÃO COM A TEORIA

A tabela 2.2 mostra que o modelo teórico desenvolvido se adapta bem aos resultados obtidos com um sinal simulado. Aqui, as equações (2.35), (2.36) e (2.37) serão utilizadas para se traçarem as curvas teóricas do sistema de testes, a fim de se comparar com resultados experimentais.

Para tanto, foi necessário que se medissem os parâmetros ω , α , A , T_k e V_g do sistema, o que foi feito da seguinte maneira:

- ω , a frequência angular do modo dominante foi obtida do espectro do sistema, mostrado na fig.2.2.
- α , o amortecimento da estrutura foi determinado pelo método do decremento logarítmico [5.02], u-

sando-se um sinal medido em um rolamento com defeito, como o da figura 5.5;

- a amplitude A e o intervalo entre os pulsos T_k , foram obtidos do sinal medido durante os experimentos;
- a variância do sinal do rolamento novo, V_g , é o quadrado do valor rms do sinal obtido antes de se introduzir o defeito. Esta aproximação é válida porque a média do sinal é praticamente nula [5.03].

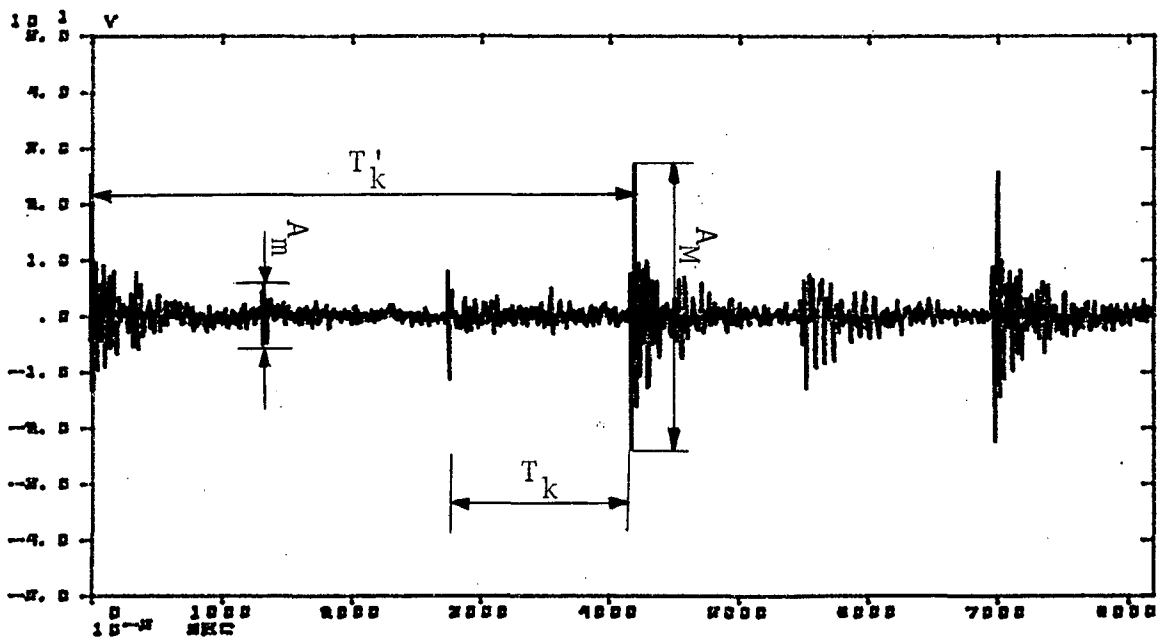


Figura 5.5 - Sinal do rolamento com 1 defeito na pista externa.

Na medição dos parâmetros A e α observou-se uma grande dispersão nos valores obtidos. Além disso, quando um, dois ou mais pulsos intermediários falham, o valor de T_k pode ser 2, 3 ou mais vezes o previsto, principalmente nas altas rotações. Isto se deve ao fato de que, quando a esfera passa em alta velocidade sobre o defeito, ela salta levando consigo a gaiola e as ou

tras esferas, diminuindo a pressão de contato entre as próximas esferas e o defeito.

Pelas razões acima expostas, para se ter uma idéia do comportamento dos parâmetros K , K_1 e K_2 foi necessário determiná-los para valores grandes, pequenos e intermediários de A e α e para T_k e $T'_k = 3T_k$. As tabelas 5.5 a 5.9 mostram os resultados obtidos. Foram feitos gráficos mostrando algumas curvas teóricas com os dados das tabelas acima, conforme se vê nas figuras de 5.6 a 5.9.

A amplitude maior A_M e a menor A_m foram obtidas com base no intervalo de 95,45 % da distribuição normal (já que a média segue a distribuição gaussiana), ou seja:

$$p\left[A_m \leq \bar{A} \leq A_M\right] = 95,45 \%$$

Isto equivale a dizer que $A_M = \bar{A} + 2\sigma$ e $A_m = \bar{A} - 2\sigma$, onde σ é o desvio padrão das medidas [5.03]. Os valores de A_m , \bar{A} e A_M são mostrados na tabela 5.5. O mesmo foi feito com relação a $\alpha_2 = 245$, $\bar{\alpha} = 179,5$ e $\alpha_1 = 114$, ou seja:

$$p\left[\alpha_1 \leq \bar{\alpha} \leq \alpha_2\right] = 95,45 \%$$

Passando à verificação do modelo teórico propriamente dito, foram feitos dois experimentos: um para apenas 1 defeito, variando-se a rotação; e outro para uma rotação constante de 1000 RPM variando-se o número de defeitos adjacentes, de modo a

simular o crescimento lateral do defeito de uma maneira que se pudesse medir o intervalo entre os pulsos, T_k . Isto foi feito colocando-se nove marcas do lado externo do rolamento, dividindo a distância entre duas esferas em 8 partes iguais. A seguir, colocou-se o primeiro defeito na pista, na direção da primeira marca. Após a medição, o segundo defeito foi introduzido na quinta marca. Após a segunda medição, foram colocados os terceiro e quarto defeitos na terceira e sétima marca, e feita a terceira medição. A quarta medição foi feita após serem introduzidos os quinto, sexto, sétimo e oitavo defeitos na direção das segunda, quarta, sexta e oitava marcas. Os resultados experimentais estão nas tabelas 5.10 e 5.11, e são mostrados nas figuras 5.10 e 5.11. Nas figuras 5.12 a 5.17 são mostrados os resultados experimentais juntamente com a faixa de valores teóricos mais próximos.

5.3 - APLICAÇÃO DO MÉTODO DA ANÁLISE ESPECTRAL E DETERMINAÇÃO DO HISTOGRAMA DO SINAL

O objetivo deste item é mostrar uma aplicação simples do método da análise espectral na identificação de um defeito na pista interna do rolamento, além de observar a mudança que o defeito provoca no Histograma do sinal. Foram feitas medições em um rolamento novo e após a introdução de um defeito na pista interna. O defeito consiste de um risco feito com o lápis elétrico, com cerca de 0,2 mm de largura. As medições foram feitas a 1725 RPM e foram utilizados os programas cujo manual de utilização e listagens encontram-se no apêndice B. Os parâmetros de medição e análise do erro podem ser obtidos no capítulo IV. Os resultados destas medições estão mostrados nas figuras de 5.18 a 5.23.

RPM	T_k	V_g	A_m	$K(\alpha_1, A_m)$	$K(\alpha_2, A_m)$	\bar{A}	$K(\alpha_1, \bar{A})$	$k(\alpha_2, \bar{A})$	A_M	$K(\alpha_1, A_M)$	$K(\alpha_2, A_M)$
150	0,1320	0,0022	0,0750	3,03	3,02	0,4610	10,42	11,31	0,847	16,95	26,32
300	0,0660	0,0071	0,1493	3,07	3,04	0,7611	7,42	9,53	1,323	9,68	16,66
600	0,0310	0,0216	0,1188	3,00	3,00	2,7222	5,12	10,08	5,326	5,25	11,01
900	0,0266	0,0541	1,6430	4,00	5,92	5,6666	4,49	9,22	9,690	4,53	9,58
1200	0,0180	0,0940	3,7487	3,07	5,89	9,7875	3,09	6,49	15,826	3,08	6,57
1700	0,0120	0,0169	—	2,05	4,38	13,0000	2,05	4,38	—	2,05	4,38
2100	0,0100	0,3494	—	1,71	3,65	13,0000	1,71	3,65	—	1,71	3,65
2600	0,0080	0,5837	—	1,36	2,94	18,0000	1,36	2,94	—	1,36	2,94
4000	0,0062	—	—	1,06	2,29	18,0000	1,06	2,29	—	1,06	2,29

Tabela 5.5 - Valores teóricos de K em função da variação de T_k , α , V_g e A . $A_m = \bar{A} - 2\sigma$; $A_M = \bar{A} + 2\sigma$;

$$\alpha_1 = 114; \alpha_2 = 245; \omega = 7853.$$

RPM	T_k	V_g	rms	$K_1(\alpha_1, A_m)$	$K_1(\alpha_2, A_m)$	$K_1(\alpha_1, \bar{A})$	$K_1(\alpha_2, \bar{A})$	$K_1(\alpha_1, A_M)$	$K_1(\alpha_2, A_M)$
150	0,1320	0,0022	0,07	6,75	6,73	23,21	25,19	37,75	58,62
300	0,0660	0,0071	0,14	8,47	8,39	20,48	26,30	26,72	45,99
600	0,0310	0,0216	0,46	29,39	29,38	50,15	98,75	51,43	107,86
900	0,0266	0,0541	0,79	46,14	68,29	51,80	106,36	49,37	110,52
1200	0,0180	0,0940	1,65	88,92	170,59	88,92	187,97	89,20	190,29
1700	0,0120	0,1690	2,77	93,07	198,86	93,07	198,86	93,07	198,86
2100	0,0100	0,3494	3,46	58,59	125,06	58,59	125,06	58,59	125,06
2600	0,0080	0,5837	4,42	45,52	98,40	45,52	98,40	45,52	98,40
4000	0,0062	—	6,17	—	—	—	—	—	—

Tabela 5.6 a - Valores teóricos de $K_1 = K \cdot \text{rms}^2 / V_g$; A_m , \bar{A} e A_M conforme tabela 5.5; $\alpha_1 = 114$, $\alpha_2 = 245$.

RPM	T_k	V_g	rms	$K_2(\alpha_1, A_m)$	$K_2(\alpha_2, A_m)$	$K_2(\alpha_1, \bar{A})$	$k_2(\alpha_2, \bar{A})$	$K_2(\alpha_1, A_M)$	$K_2(\alpha_2, A_M)$
150	0,1320	0,0022	0,07	0,21	0,21	0,72	0,79	1,19	1,84
300	0,0660	0,0071	0,14	0,43	0,43	1,03	1,33	1,36	2,33
600	0,0310	0,0216	0,46	1,38	1,38	2,36	4,64	2,42	5,06
900	0,0266	0,0541	0,79	3,16	4,68	3,54	7,28	3,38	7,57
1200	0,0180	0,0940	1,65	5,07	9,72	5,07	10,71	5,08	10,84
1700	0,0120	0,1690	2,77	5,68	12,13	5,68	12,13	5,68	12,13
2100	0,0100	0,3494	3,46	5,92	12,63	5,92	12,63	5,92	12,63
2600	0,0080	0,5837	4,42	6,01	12,99	6,01	12,99	6,01	12,99
4000	0,0062	—	6,17	6,54	14,13	6,54	14,13	6,54	14,13

Tabela 5.6 b - Valores teóricos de $K_2 = K \cdot \text{rms}$; A_m , \bar{A} e A_M conforme tabela 5.5; $\alpha_1 = 114$, $\alpha_2 = 245$.

RPM	T_k	V_g	rms	$K(T_k, A_m)$	$K(T_k, \bar{A})$	$K_1(T_k, A_m)$	$K_1(T_k, \bar{A})$	$K_2(T_k, A_m)$	$K_2(T_k, \bar{A})$
150	0,1320	0,0022	0,07	3,02	11,64	6,73	25,93	0,21	0,81
300	0,0660	0,0071	0,14	3,05	5,21	8,41	14,38	0,43	0,73
600	0,0310	0,0216	0,46	4,60	7,48	45,06	73,28	2,12	3,44
900	0,0266	0,0541	0,79	5,16	6,91	59,53	79,71	4,08	5,46
1200	0,0180	0,0940	1,65	4,56	4,80	132,07	139,02	7,52	7,92
1700	0,0120	0,1690	2,77	3,21	3,23	145,74	146,65	8,89	8,94
2100	0,0100	0,3494	3,46	2,75	2,75	94,22	94,22	9,52	9,52
2600	0,0080	0,5837	4,42	2,26	2,26	75,64	75,64	9,98	9,98
4000	0,0062	—	5,44	1,84	1,84	—	—	11,35	11,35

Tabela 5.7 a - Valores teóricos de K , K_1 e K_2 , para T_k e $\bar{\alpha} = 179,5$; A_m e \bar{A} conforme tabela 5.5.

RPM	T'_k	V_g	rms	$K(T'_k, A_m)$	$K(T'_k, \bar{A})$	$K_1(T'_k, A_m)$	$K_1(T'_k, \bar{A})$	$K_2(T'_k, A_m)$	$K_2(T'_k, \bar{A})$
150	0,3960	0,0022	0,07	3,01	9,66	6,70	21,52	0,21	0,68
300	0,1980	0,0071	0,14	3,02	9,68	8,34	26,72	0,42	1,36
600	0,0930	0,0216	0,46	3,00	18,44	29,39	180,64	1,38	8,48
900	0,0798	0,0541	0,79	7,00	18,37	68,59	179,96	3,22	8,45
1200	0,0540	0,0940	1,65	10,27	13,71	297,45	397,05	16,95	22,62
1700	0,0360	0,1690	2,77	7,84	9,35	355,94	424,51	21,72	25,90
2100	0,0300	0,3494	3,46	6,00	7,65	205,58	262,11	20,76	26,47
2600	0,0240	0,5837	4,42	5,38	6,26	180,07	209,52	23,78	27,67
4000	0,0187	---	5,44	4,44	4,93	---	---	27,39	30,42

Tabela 5.7b - Valores teóricos de K , K_1 e K_2 , para T'_k e $\bar{\alpha} = 179,5$; A_m e \bar{A} conforme tabela 5.5.

RPM	T'_k	V_g	rms	$K(T'_k, A_m)$	$K(T'_k, \bar{A})$	$K_1(T'_k, A_m)$	$K_1(T'_k, \bar{A})$	$K_2(T'_k, A_m)$	$K_2(T'_k, \bar{A})$
150	0,3960	0,0022	0,07	3,01	8,65	6,70	19,26	0,21	0,61
300	0,1980	0,0071	0,14	3,01	8,64	8,31	23,85	0,42	1,21
600	0,0930	0,0216	0,46	3,00	22,45	29,39	219,93	1,38	10,33
900	0,0798	0,0541	0,79	6,99	23,55	115,24	271,69	7,89	18,60
1200	0,0540	0,0940	1,65	12,18	18,22	352,77	527,70	20,10	30,06
1700	0,0360	0,1690	2,77	9,66	12,54	438,58	569,34	26,76	34,74
2100	0,0300	0,3494	3,46	7,03	10,13	240,87	347,09	24,32	35,05
2600	0,0240	0,5837	4,42	6,55	8,55	219,22	286,17	28,95	57,79
4000	0,0187	—	6,17	5,44	6,60	—	—	33,56	40,72

Tabela 5.8 - Valores teóricos de K , K_1 e K_2 para $\alpha = 245$; A_m e \bar{A} segundo tabela 5.5.

α	Nº de Defeitos	V_g	rms	T_k	$K(T_k)$	$K_1(T_k)$	$K_2(T_k)$	T'_k	$K(T'_k)$	$K_1(T'_k)$	$K_2(T'_k)$
179,5	0	0,04	0,20	—	3,00	3,00	0,60	—	3,00	3,00	0,60
	1	0,04	1,62	0,0200	5,28	346,42	8,55	0,0600	14,51	952,00	23,51
	2	0,04	2,60	0,0100	2,70	456,30	7,02	0,0300	6,34	1071,46	16,48
	4	0,04	3,63	0,0062	1,70	560,02	6,17	0,0187	4,96	1633,94	18,00
	8	0,04	5,50	0,0031	0,85	642,81	4,68	0,0094	2,53	1913,31	13,92
245	0	0,04	0,20	—	3,00	3,00	0,60	—	3,00	3,00	0,60
	1	0,04	1,62	0,0200	7,09	465,17	11,49	0,0600	18,91	1240,69	30,63
	2	0,04	2,60	0,0100	3,65	616,32	9,49	0,0300	10,32	1744,08	26,83
	4	0,04	3,63	0,0062	2,30	757,67	8,35	0,0187	6,67	2197,25	24,21
	8	0,04	5,50	0,0031	1,15	869,69	6,33	0,0094	3,43	2593,94	18,87

Tabela 5.9 - Valores teóricos de K , K_1 e K_2 para 0, 1, 2, 4 e 8 defeitos; $A = \bar{A} = 5,00$.

Parâmetros \ Nº de defeitos	0	1	2	4	8	8	8
	K	3,07	6,46	5,41	3,82	3,47	2,89
σ_K	0,12	0,54	0,39	0,24	0,34	0,04	0,15
K_1	3,32	502,83	1015,11	1304,08	2754,94	3666,96	4685,69
σ_{K_1}	0,68	76,25	260,54	171,87	579,07	700,77	329,08
K_2	0,63	10,54	14,14	13,86	19,08	20,24	23,41
σ_{K_2}	0,05	1,24	2,10	1,14	2,43	1,81	1,25
rms	0,20	1,62	2,60	3,63	5,50	6,99	7,55
σ_{rms}	0,01	0,08	0,32	0,26	0,67	0,63	0,28
RPM	1000	1000	1000	1000	1000	1200	1400

Tabela 5.10 - K, K_1 , K_2 e rms em função do número de defeitos para 1000 rpm.

RPM	150	300	600	900	1200	1700	2100	2600	4000
σ_o^2	0,0022	0,0071	0,0216	0,0541	0,0940	0,1690	0,3494	0,5837	—
K	4,2200	5,3400	6,9000	8,2600	11,680	11,110	10,13	8,6100	6,1700
σ_K	0,7800	1,1300	1,3600	1,0000	1,240	1,380	0,85	0,6800	0,25
K_1	15,660	26,340	119,58	119,63	379,25	570,77	367,00	289,51	366,69
σ_{K_1}	4,530	15,200	43,33	26,73	50,59	57,25	55,15	28,26	22,52
K_2	0,310	0,740	3,25	6,56	19,35	30,81	34,98	37,98	41,45
σ_{K_2}	0,000	0,270	1,00	1,28	2,56	1,95	4,10	2,83	1,71
rms	0,070	0,140	0,46	0,79	1,65	2,77	3,46	4,42	6,17
σ_{rms}	0,00	0,02	0,06	0,07	0,08	0,16	0,30	0,27	0,19

Tabela 5.11 - K, K_1 , K_2 e rms em função da rotação para um rolamento com um defeito na pista externa.

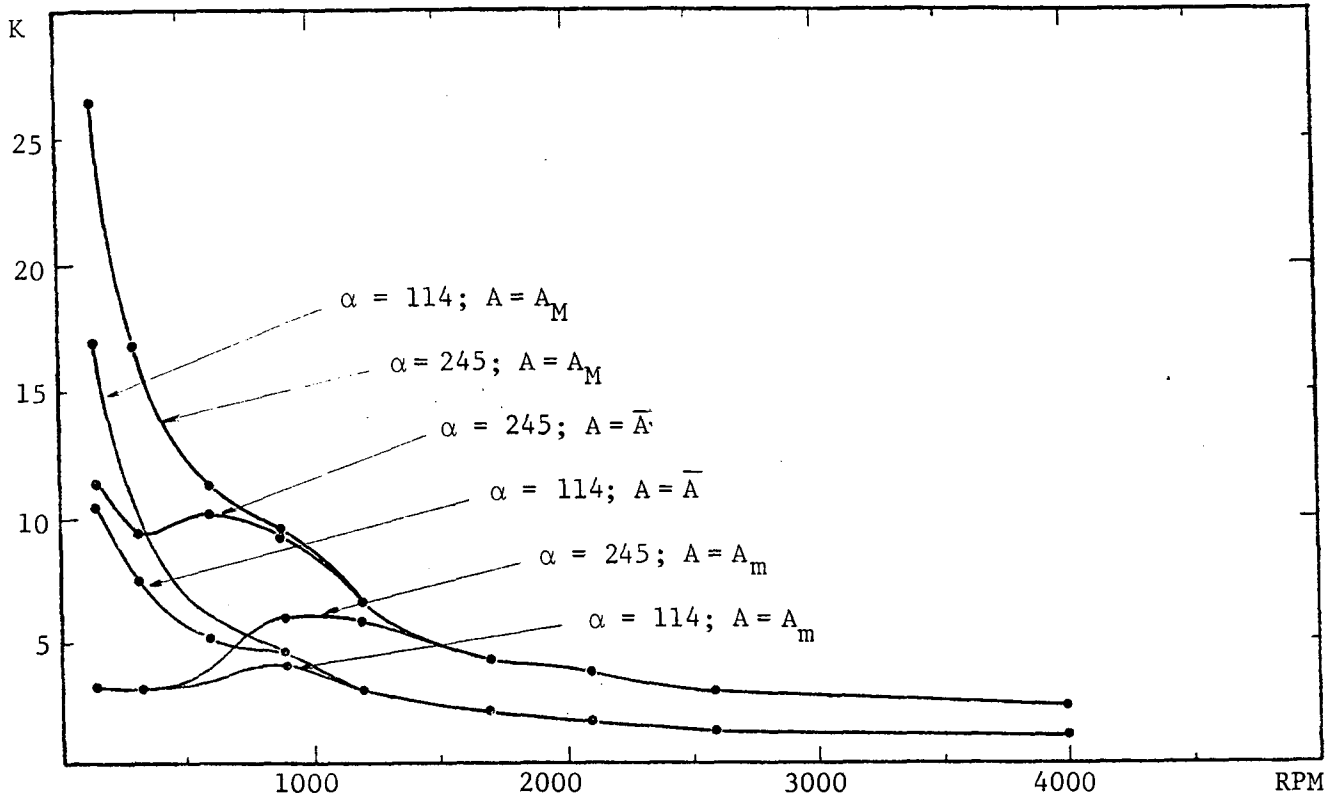


Fig. 5.6 - Curvas teóricas para K em função da rotação, para $\alpha = 114$ e $\alpha = 245$, para A_m , \bar{A} e A_M referidos na tabela 5.6, $\omega = 7853$

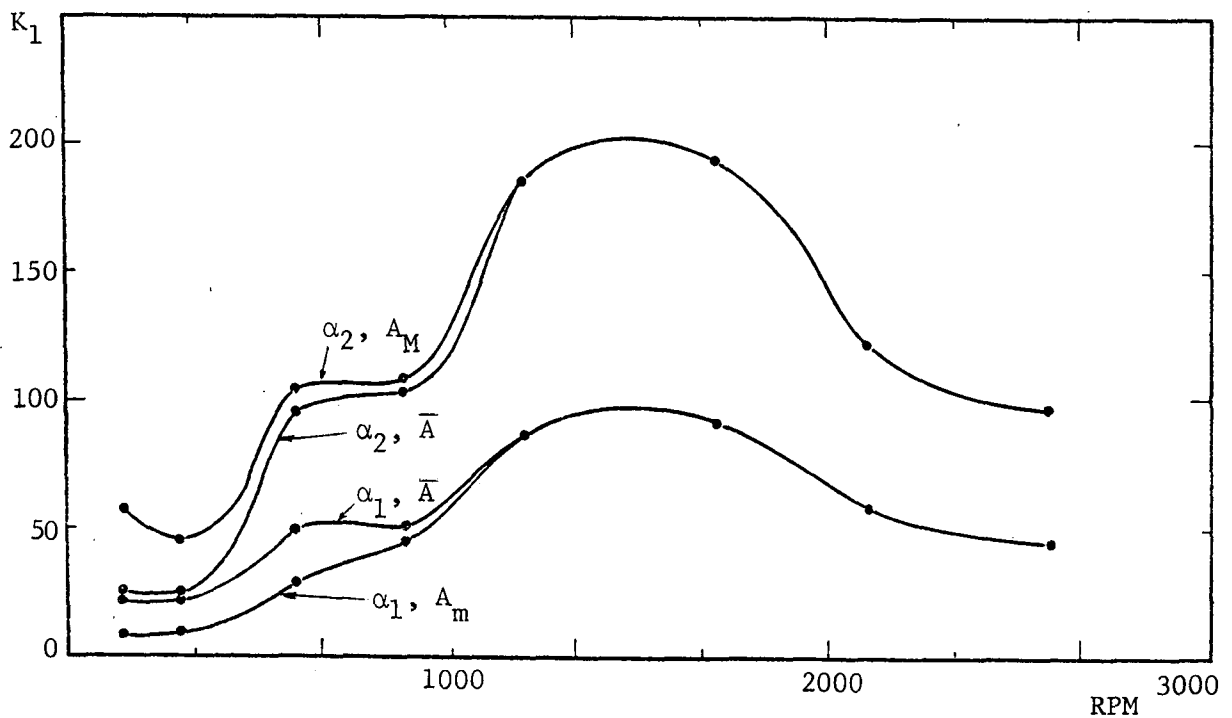


Fig. 5.7 - Curvas teóricas de K_1 em função da rotação; $\alpha_1 = 114$, $\alpha_2 = 245$; \bar{A} , A_M , A_m da tabela 5.6, $\omega = 7853$

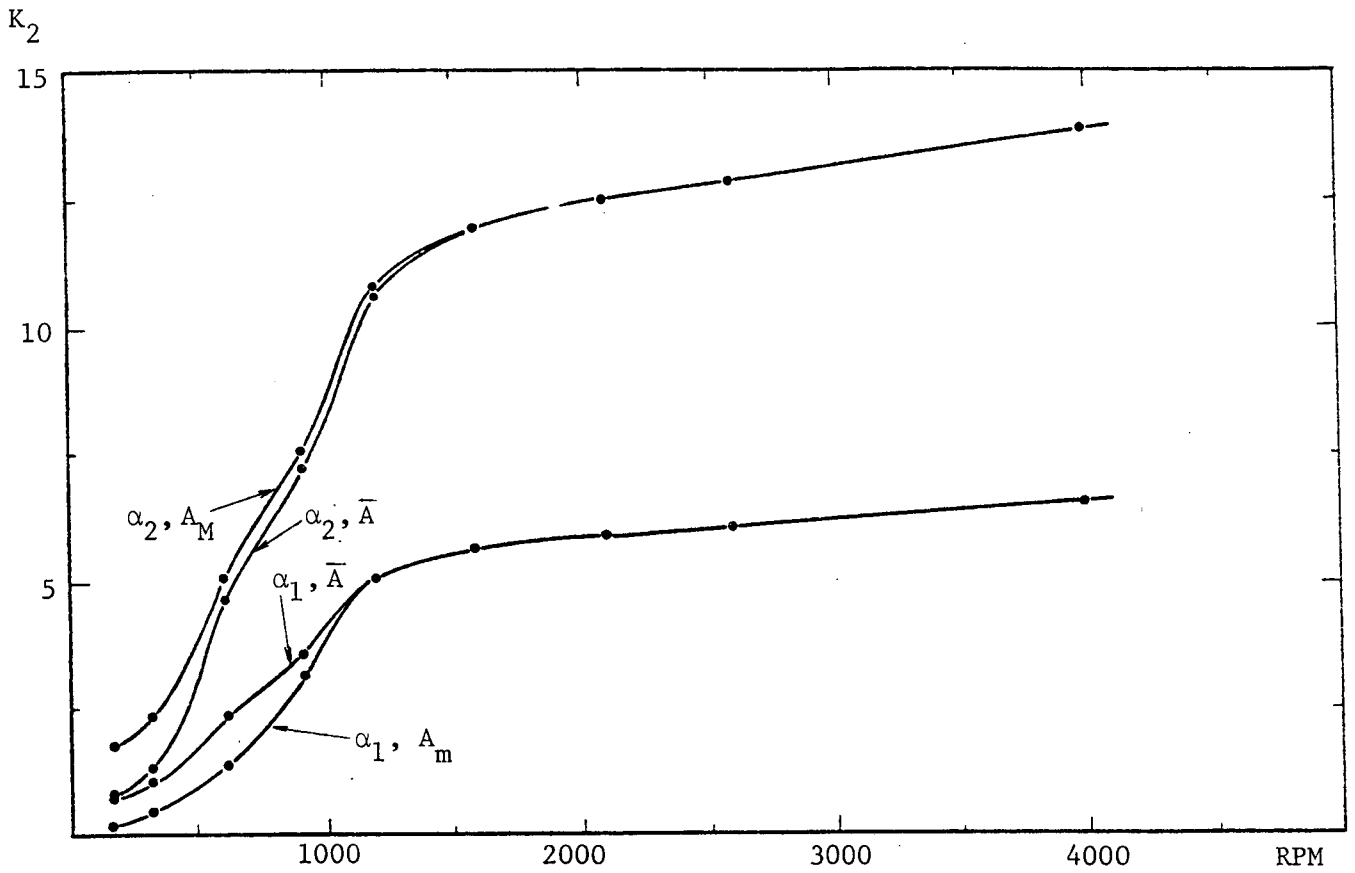


Fig. 5.8 - Curvas teóricas de K_2 em função da rotação; $\alpha_1 = 114$; $\alpha_2 = 245$; \bar{A}, A_m e A_M da tabela 5.5, $\omega = 7853$.

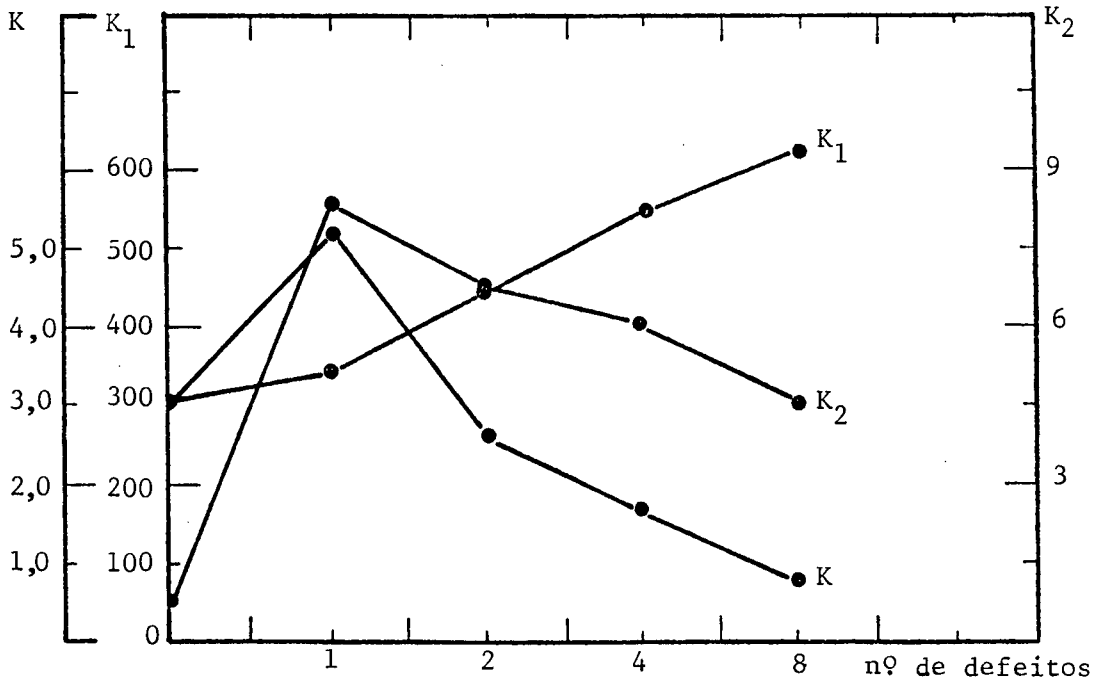


Fig. 5.9 - Curvas teóricas de K, K_1 e K_2 em função do número de defeitos, para 1000 RPM; $A = \bar{A} = 5$; $\alpha = \bar{\alpha} = 179,5$, $\omega = 7853$.

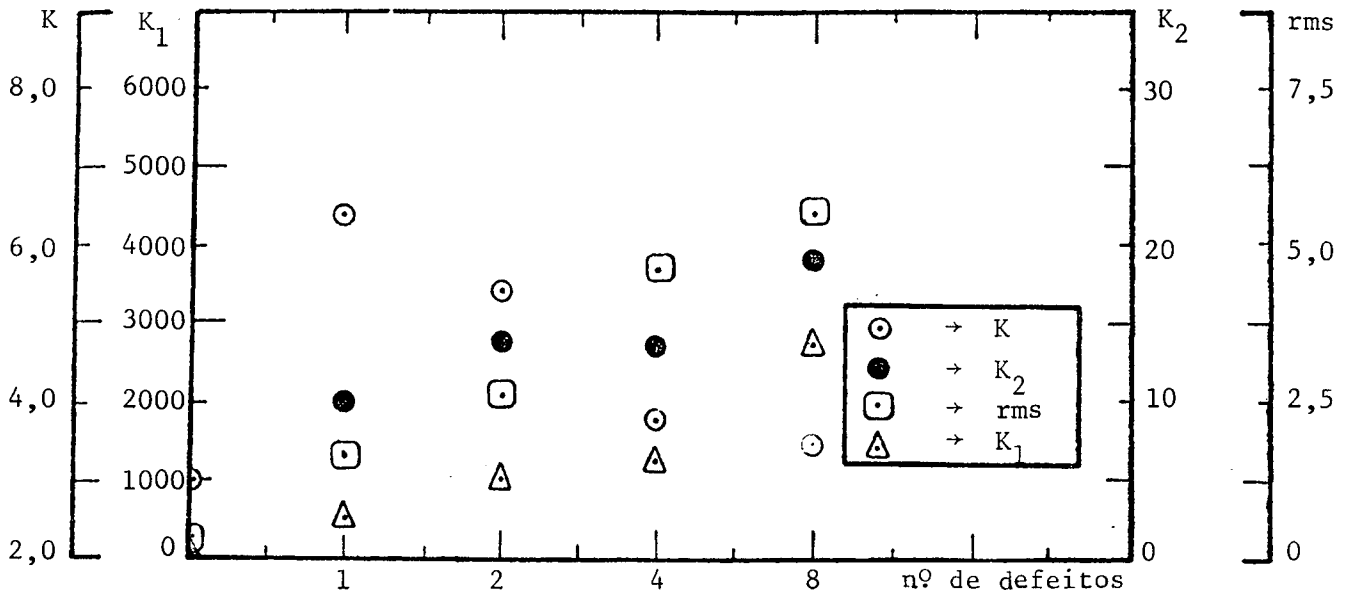


Fig. 5.10 - Variação dos parâmetros com o número de defeitos, para 1000 RPM e BLOCK SIZE 512.

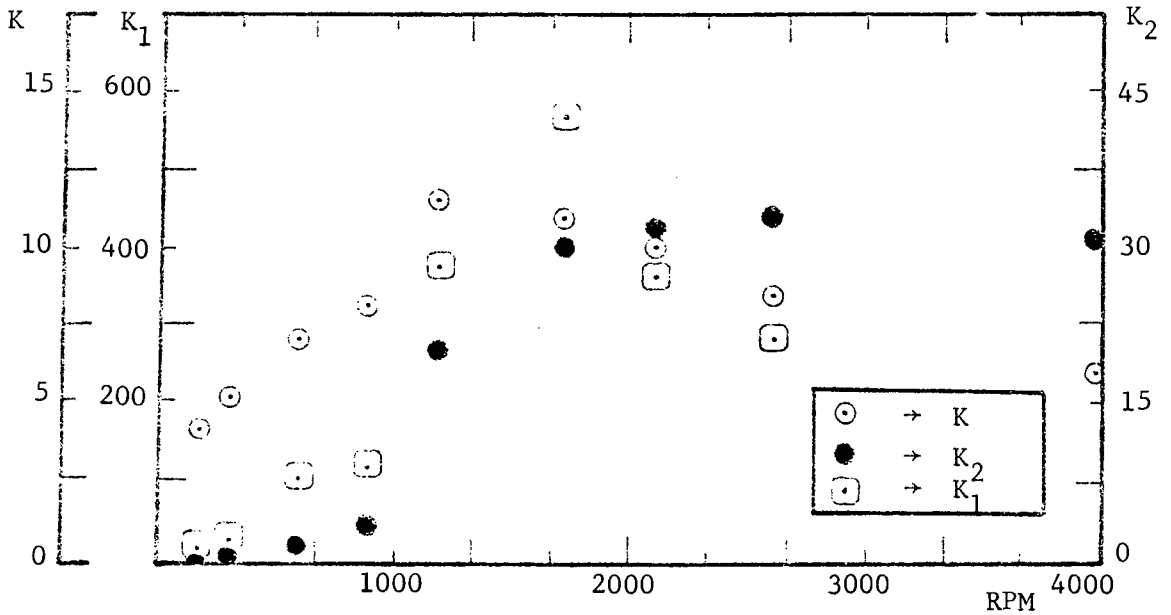


Fig. 5.11 - Variação dos parâmetros K, K₁ e K₂ com a rotação

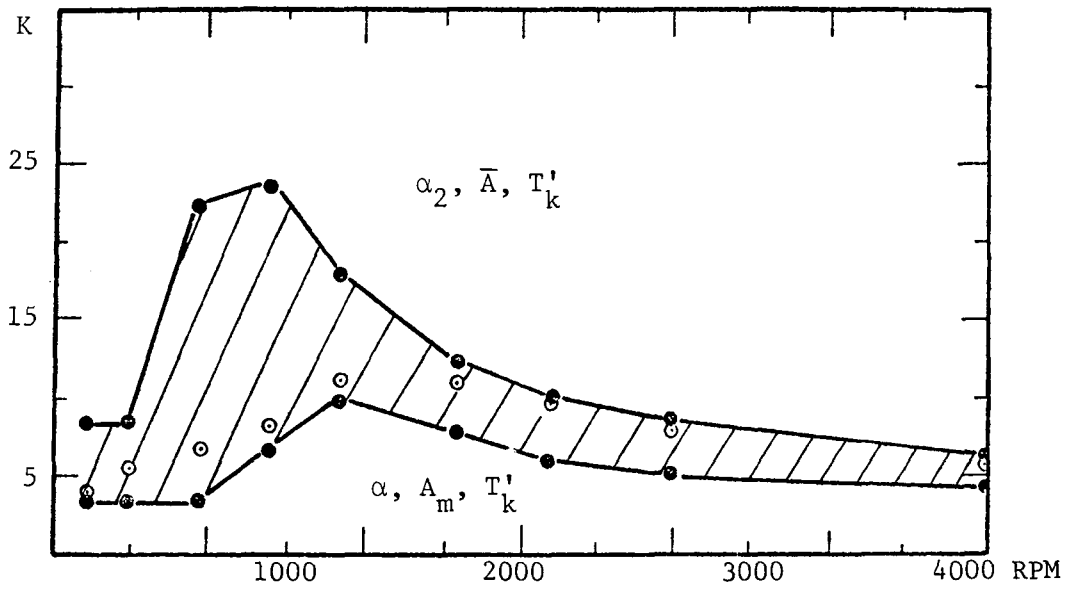


Fig. 5.12 - Faixa teórica que mais se assemelha à curva experimental de K. $\alpha_2 = 245$; $\alpha = 179,5$; \bar{A} e A_m segundo tabela 5.5.

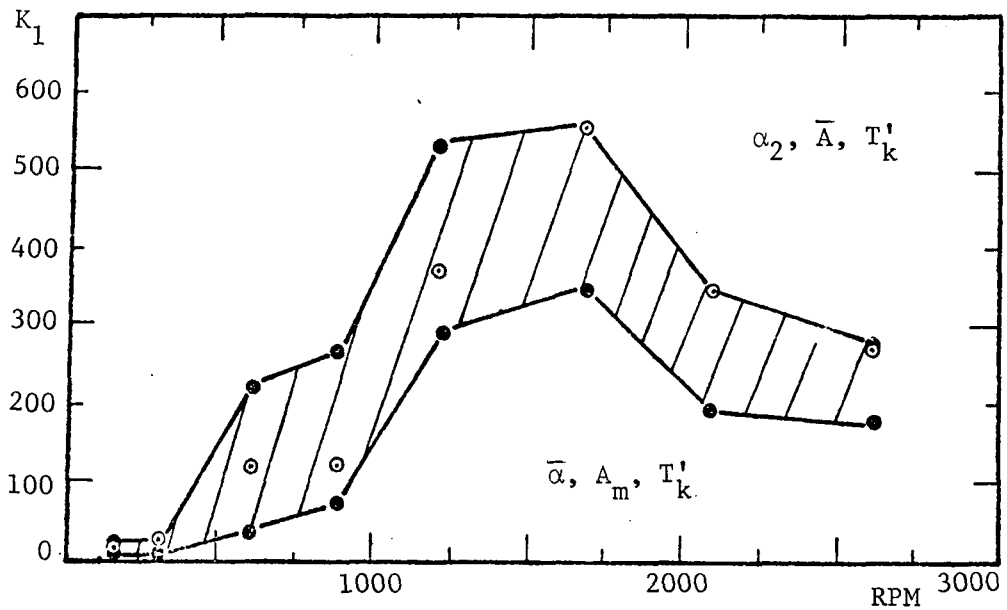


Fig. 5.13 - Faixa teórica que mais se assemelha a curva experimental de K_1 . $\alpha_2 = 245$; $\bar{\alpha} = 179,5$; $T'_k = 3T_k$, \bar{A} e A_m segundo a tabela 5.5.

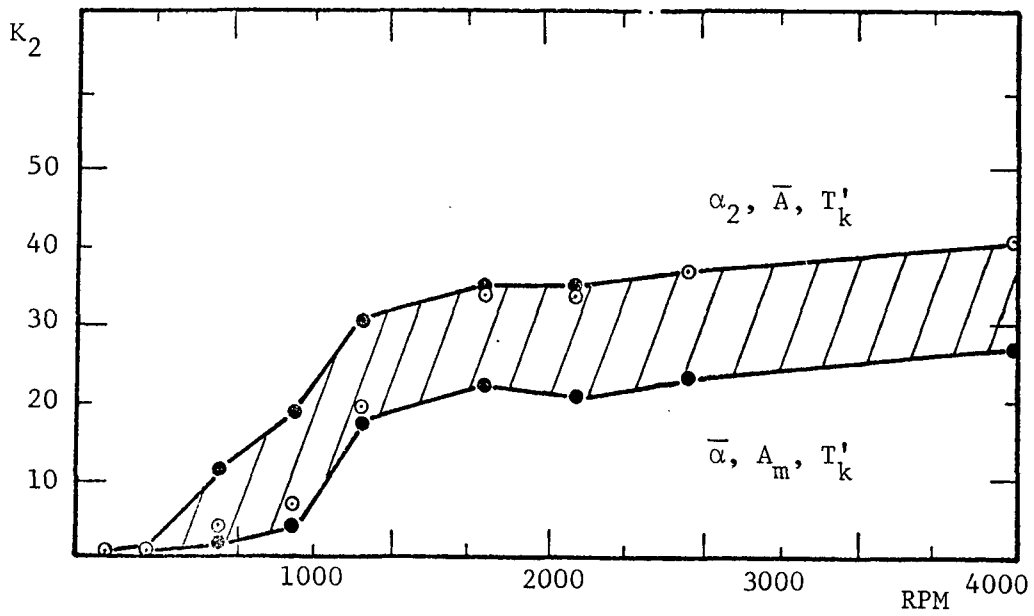


Fig. 5.14 - Faixa teórica que mais se assemelha à curva experimental de K_2 .

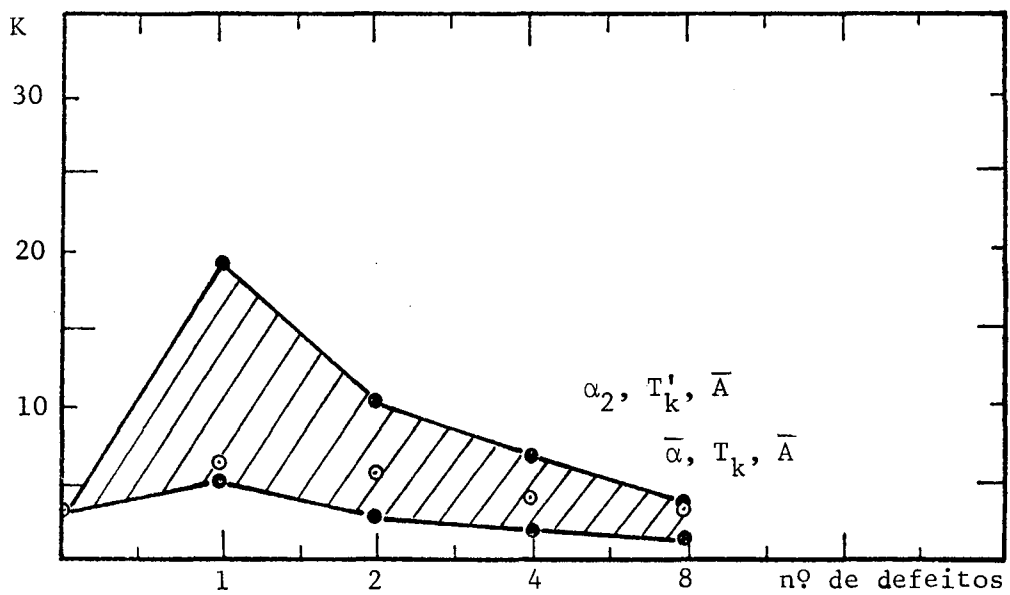


Fig. 5.15 - Faixa teórica que mais se assemelha à variação experimental de K com o número de defeitos.

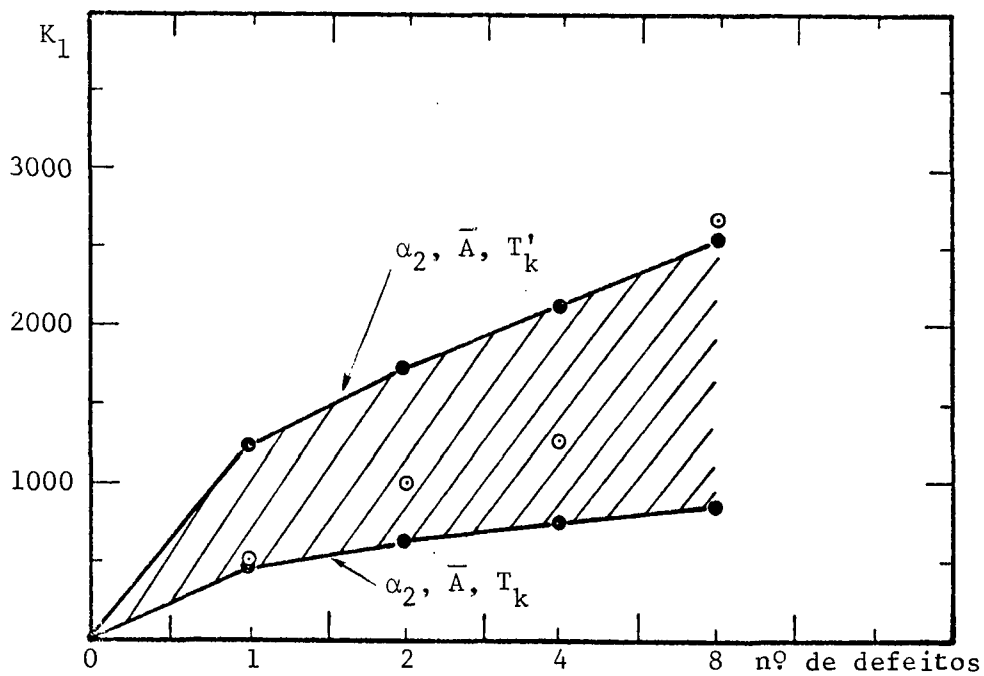


Fig. 5.16 - Faixa teórica e variação experimental de K_1 com o número de defeitos para 1000 RPM.
 $\bar{A} = 5$

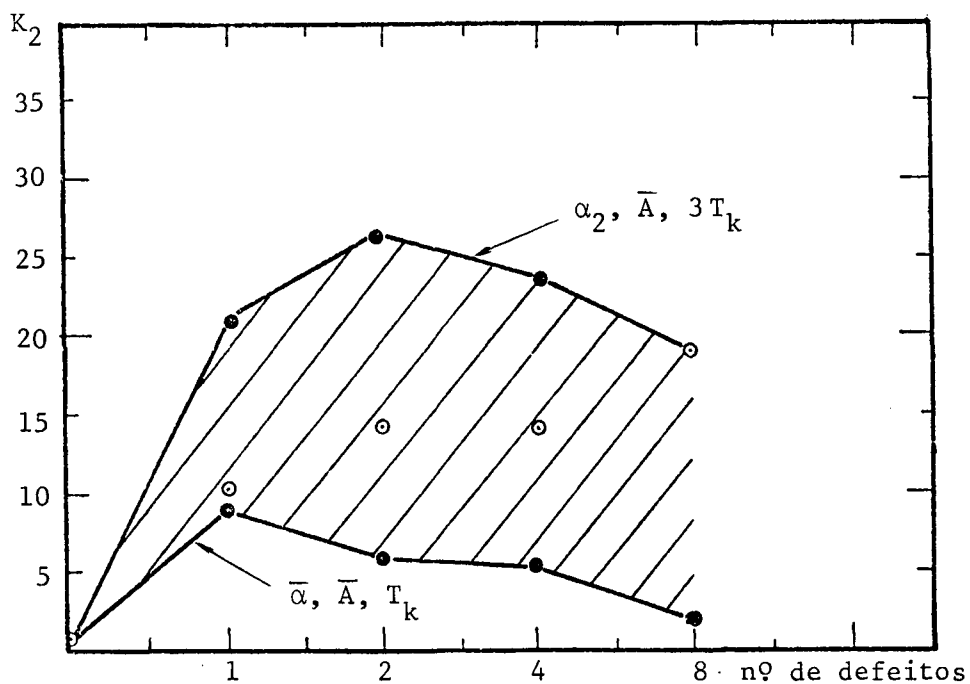
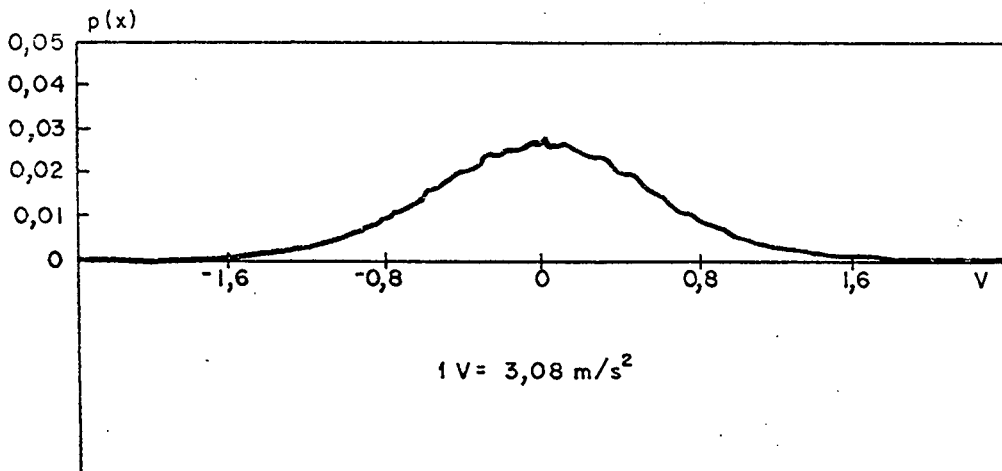
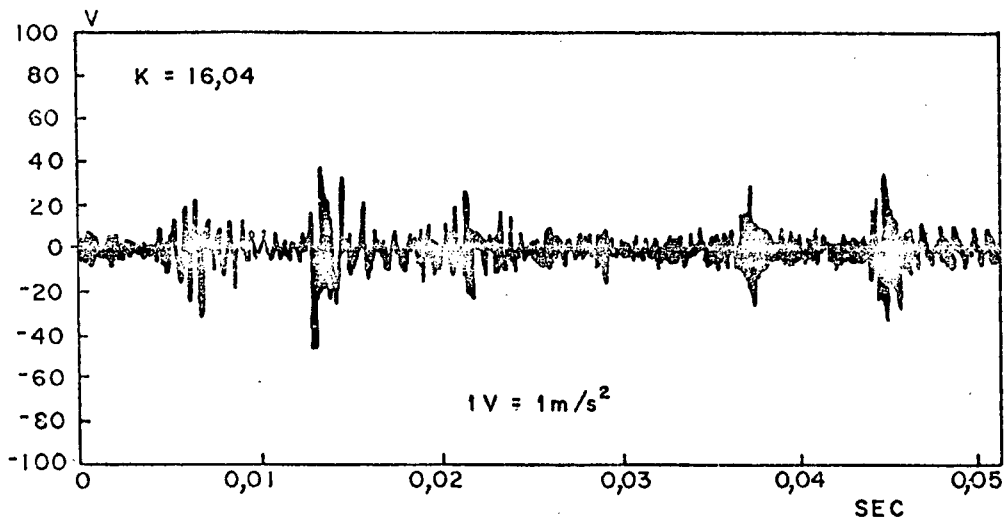
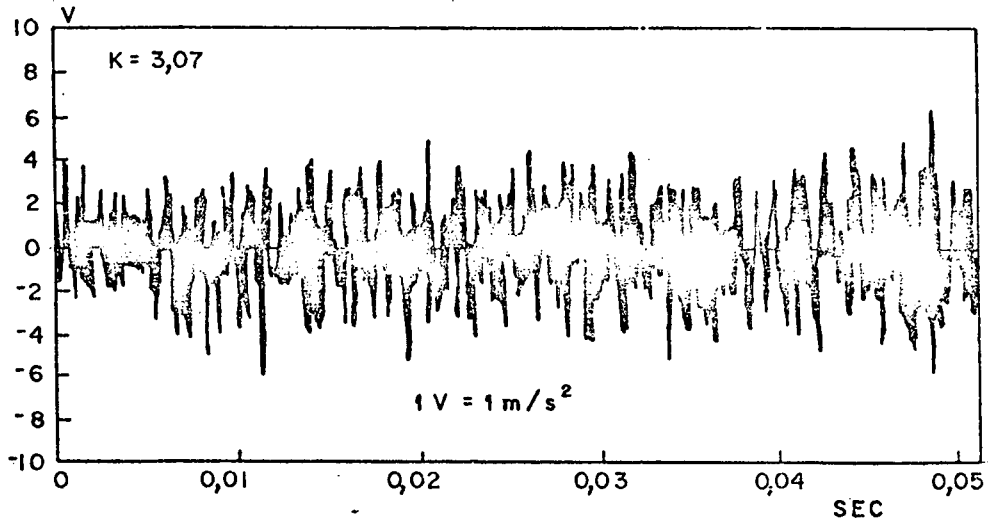


Fig. 5.17 - Faixa teórica que engloba a variação experimental de K_2 com o número de defeitos para 1000 RPM. $\bar{A} = 5$



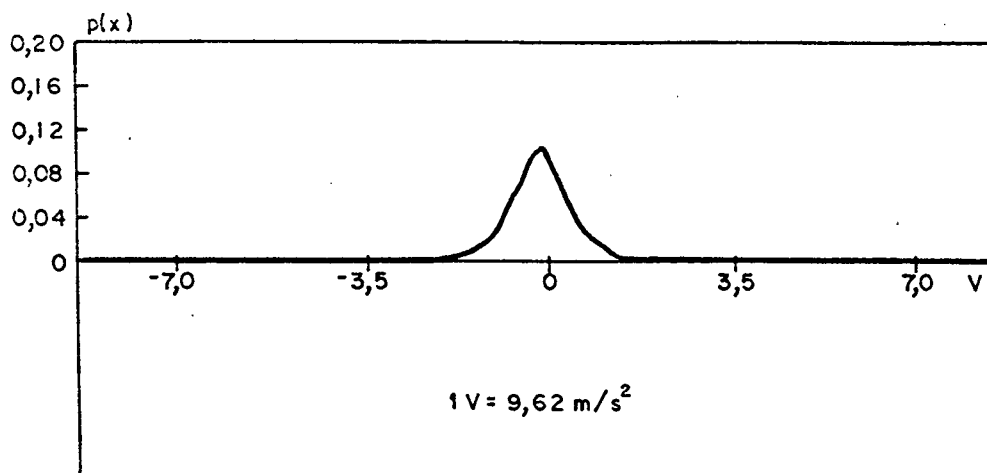


Fig. 5.21 - Histograma do rolamento com um defeito na pista interna.

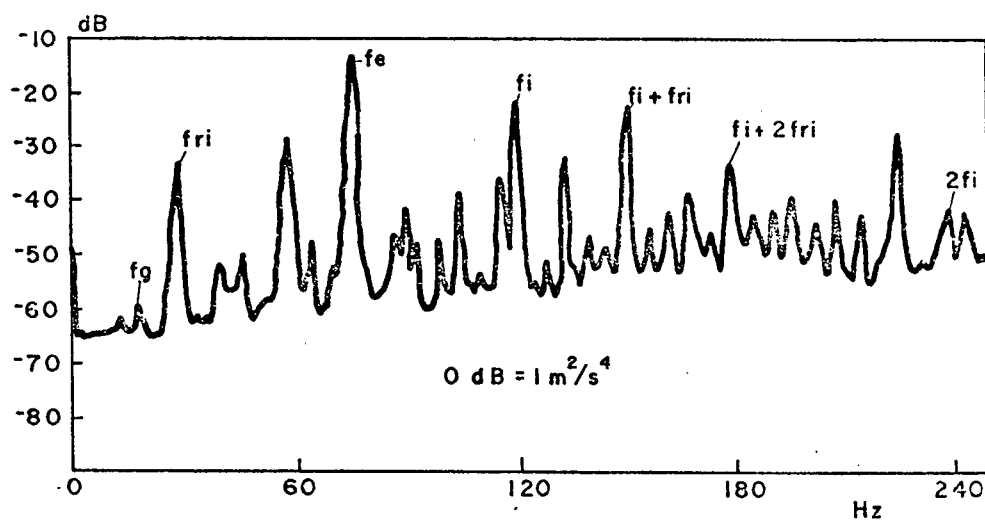


Fig. 5.22 - Espectro do rolamento novo.

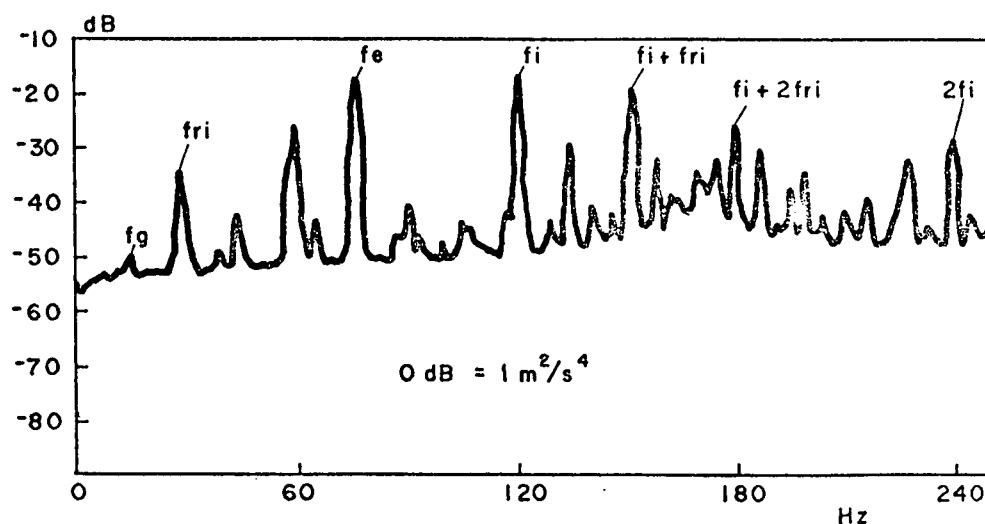


Fig. 5.23 - Espectro do rolamento com um defeito na pista interna.

5.4 - DISCUSSÃO

5.4.1 - VERIFICAÇÃO DA VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS COM A ROTAÇÃO

A figura 5.1 com os resultados dos testes com o rolamento A novo, revela ou comprova alguns fatos interessantes. Primeiramente, K realmente se mantém bem próximo de 3 (três) para todas as rotações, o que não acontece com K_1 , que varia bastante, de uma maneira irregular. Isto é devido ao desvio padrão relativamente grande que diminui a confiança de os valores verdadeiros estarem próximos dos resultados mostrados. Esta variação grande é explicada pelo fato de K_1 depender do valor médio quadrático que é um tanto instável (ver ponto em 440 RPM). Então, é razoável afirmar-se que se o defeito for muito pequeno de modo a não variar o valor rms, mas provocar uma variação sensível em K , conforme estudo anterior [5.04], o parâmetro K_1 não o detectará, pois a variação verificada nele estará plenamente dentro da faixa de 95,45% de probabilidades ($\bar{x} - 2\sigma \leq x \leq \bar{x} + 2\sigma$) para um rolamento novo. Em segundo lugar, há uma tendência para K apresentar valores um pouco maiores em determinadas rotações (ver 600 e 2100 RPM), fato que pode ser confirmado na figura 5.3. Não é difícil explicar este fato se se observar que a equação (2.35) depende de α . É possível que estas rotações coincidam com as frequências de modos que tenham um amortecimento tal que faça a equação (2.35) passar por um máximo.

Com relação à figura 5.2, os resultados mostram claramente que K cresce até certa rotação e depois decresce, conforme prevê a equação (2.35), mostrada na figura 5.6. Este fato tam

bém pode ser comprovado na figura 5.4. Quanto a K_1 , parece não se verificar a tendência crescente que se esperava (o ponto correspondente a 2700 RPM não foi obtido porque houve um equívoco na informação de V_g solicitada pelo computador, equívoco este só verificado no momento da análise dos resultados).

Entretanto, tal suposição é confirmada pelas figuras 5.4 e 5.11, onde K_1 também apresenta uma tendência a crescer e depois decrescer com a rotação. Nesta figura o valor da K_1 para 4000 não foi determinado. Na figura 5.3 nota-se que K_1 tem valor bastante diferente daquele da figura 5.1, apesar de que em ambos os casos o rolamento é novo. Isto se deve ao fato de que K_1 depende do valor médio quadrático do sinal do rolamento novo, V_g . No caso do rolamento B foi usado o mesmo V_g obtido para o rolamento A. Como V_g é bastante sensível, uma pequena variação pode provocar a diferença notada. Isto não chega a ser problema porque K_1 cresce muito quando aparece o defeito, não fazendo diferença, valores em torno de 3,0 ou 1,5 para o rolamento novo.

Quanto à tabela 5.4, o fato de se introduzirem dois defeitos em vez de um, deveria fazer com que os valores de K fossem inferiores aos da tabela 5.2, já que K é bastante dependente de T_k , o intervalos entre os pulsos, que ficou reduzido à metade. Tal fato não se verificou devido a não ter-se preocupado em se colocar dois defeitos o mais parecido possível. Nos experimentos posteriores procurou-se fazer o defeito dando-se apenas um risco de aproximadamente 0,2 mm na pista com o lápis elétrico, o que facilitou a repetição de defeitos mais parecidos uns com os outros.

5.4.2 - CRESCIMENTO LATERAL DO DEFEITO

No final do capítulo II foi dito que se o defeito se propagasse lateralmente a ponto de serem gerados mais de um pulso quando as esferas passassem sobre ele, o valor da curtose poderia diminuir devido à diminuição do intervalo entre os pulsos. Na tabela 5.10 e figura 5.10 pode-se confirmar a conclusão teórica acima. A faixa de 95,45% de probabilidade para o valor de K do rolamento com zero e oito defeitos pode ser calculada dos valores médios de K e desvios padrões dados na tabela 5.10. Para zero defeito $2,83 \leq K \leq 3,31$. Tal faixa está completamente compreendida pela faixa de oito defeitos, $2,79 \leq K \leq 8,73$. Portanto, pelo valor de K não se pode dizer que o rolamento com oito defeitos está em piores condições do que o novo. A propósito, convém dizer que o ruído produzido pelo rolamento com oito defeitos era ouvido em todo o edifício do Laboratório de Vibrações e Acústica, enquanto que o rolamento novo era completamente silencioso.

Ainda quanto à figura 5.10, pode-se dizer que os parâmetros K_1 e K_2 foram crescentes com o número de defeitos, o que mostra uma vantagem patente sobre K , nesta situação. Em geral, K_2 apresentou-se com variação maior do que K_1 , o que mostra uma característica ainda mais favorável. Isto leva a crer que K_2 seja um parâmetro mais apropriado do que K_1 , já que este último apresenta o grave inconveniente de exigir o conhecimento do valor médio quadrático do sinal do rolamento novo. Além do mais, K_2 apresenta desvios padrões percentualmente menores que K_1 , o que aumenta sua confiabilidade.

Na tabela 5.5 constam ainda duas colunas para oito defeitos a 1200 e 1400 RPM. Nestes casos, os valores de K_1 e K_2

continuaram a crescer enquanto que K diminuiu ainda mais, desta vez para valores típicos de um rolamento novo.

5.4.3 - VERIFICAÇÃO DO MODELO TEÓRICO

Todo modelo tem suas limitações. As do apresentado no capítulo II tornaram-se evidentes após os experimentos realizados. Esperava-se que determinados os V_g , A , T_k , α e ω , seria possível prever com boa precisão o valor de K . Não obstante, parâmetros como α , T_k e A são determinados estatisticamente, e com pouca confiança. Por este motivo, valores como 2,0 ou 5,0, por exemplo, estariam perfeitamente dentro da faixa possível para K em 4000 RPM. Além disso, os valores experimentais têm desvio padrão um tanto alto em alguns casos (ver tabela 5.10 e 5.11), o que dificulta mais ainda a comparação com a teoria.

Nas figuras 5.6, 5.7 e 5.8 são mostradas algumas curvas teóricas de K , K_1 e K_2 , respectivamente, em função da rotação. Nestas figuras pode-se observar que A , a amplitude dos pulsos é parâmetro determinante nas baixas rotações enquanto que nas altas rotações, perde quase completamente o significado. O contrário acontece com α (ou αT_k , conforme se verá posteriormente), que é determinante nas altas rotações e secundário nas baixas, mormente para pequenas amplitudes. Verifica-se ainda que o único parâmetro que é sempre crescente com a rotação é K_2 . Quando se pensou em K_1 , julgava-se que a influência da variação de V_g com a rotação seria pequena. Entretanto, o aumento de V_g e a diminuição de K fazem com que K_1 também decresça, acima de uma certa rotação. Estas tendências teóricas se confirmaram experimentalmente, confor

me se pode ver nas figuras 5.12, 5.13 e 5.14. Já na figura 5.9, vê-se que, teoricamente, é K_1 que é sempre crescente com o número de defeitos. Isto é verdade, conforme se vê na figura 5.16. Entretanto, a figura 5.17 mostra que também K_2 se comportou de maneira sempre crescente nos experimentos realizados. O motivo será visto um pouco mais adiante.

Voltando à figura 5.12 é interessante notar que a curva para α_2 , \bar{A} e T'_k praticamente coincide com os valores experimentais de K acima de 1700 RPM. Abaixo de 1700 RPM é a curva para $\bar{\alpha}$, A_m e T'_k que fica mais próxima. Este fato pode ser explicado da seguinte maneira. Os parâmetros α e T_k podem ser considerados um só parâmetro αT quando ω é grande em comparação com α , como é o caso para o sistema em estudo (ver equação (2.37)). Assim a curva para $\bar{\alpha}$, A_m , T'_k , para efeitos práticos é a mesma curva para α_2 , A_m , $0,73 T'_k$, onde $0,73$ é a razão $\bar{\alpha}/\alpha_2$. Assim, as duas diferem-se praticamente por causa da amplitude, já que T'_k ou $0,73 K'$ não faz muita diferença em baixas rotações. Então, pergunta-se o que fez com que a amplitude baixasse para próximo da mínima medida nas baixas rotações? Uma possível explicação é que, quando a rotação é muito baixa, aumenta a chance de se pegarem amostras do sinal que não contêm nenhum pico, já que o tempo de amostragem pode ficar menor que o intervalo entre os pulsos.

A tendência da curva experimental acompanhar a curva teórica para \bar{A} nas altas rotações e para A_m nas baixas, também é observável para K_2 na figura 5.14. Para K_1 , na figura 5.13, este fato não é claro nas baixas rotações possivelmente devido à dispersão dos resultados experimentais para este parâmetro (ver tabela 5.11).

Quanto aos resultados para o crescimento lateral do defeito pode-se dizer o seguinte. Nas figuras 5.15 e 6.16 vê-se que os resultados experimentais para K e K_1 têm tendência semelhante às curvas teóricas. No caso de K_2 , nota-se que a tendência dos resultados acompanha a das curvas teóricas de zero a quatro defeitos, o que não se verifica para oito defeitos. Isto se deve ao fato de que, conforme se pode ver pelas tabelas 5.9 e 5.7a, T_k para oito defeitos (a 1000 rpm) é a metade de T_k para um defeito a 4000 rpm, o que equivale a dizer que 8 defeitos a 1000 rpm corresponde a 1 defeito a 8000 rpm. Como o efeito multiplicador de T_k já referido anteriormente é tanto maior quanto maior a rotação, é natural que para 8 defeitos K_2 tenha um valor maior, portanto $K_2 = 1,5 \alpha T_k \cdot \text{rms}$.

Ainda, com relação às figuras 5.12 a 5.17, cabe observar que K_2 apresenta-se sempre crescente com a rotação e com o aumento do número de defeitos, enquanto que K_1 é sempre crescente somente com o número de defeitos. O parâmetro K é decrescente em ambos os casos nas altas rotações.

No item 2.3.2 falou-se na limitação da aplicação do método da curtose a rotações tais que $\alpha T_k > 2$, caso contrário o defeito faria diminuir o valor da curtose. Para o sistema em questão, com $\alpha = 245$, a rotação estaria limitada acerca de 2600 RPM ($T_k = 0,008$, conforme tabela 5.5). Esta rotação limite teórica pode estar bem abaixo, considerando que $\alpha = 245 = \bar{\alpha} + 2 \sigma$, conforme visto anteriormente. Experimentalmente, entretanto, devido à tendência de T_k assumir valores maiores do que os esperados, a rotação limite deve estar em torno de 6000 RPM para 1 defeito ou 1200 RPM para 8 defeitos (ver tabela 5.10 e 5.11).

De um modo geral, conquanto as incertezas na avaliação dos parâmetros usados nas expressões teóricas tenham prejudicado a comparação de resultados, pode-se dizer que o modelo teórico descreve razoavelmente o comportamento dos parâmetros K , K_1 e K_2 . Não obstante as limitações verificadas, o modelo teve seu principal mérito no fato de que foi a partir dele que surgiram as dúvidas quanto à aplicação do método da curtose, o que motivou que fossem feitos experimentos afim de que fossem confirmadas ou refutadas as suspeitas. Além disso, pôde-se pensar em parâmetros alternativos que, conforme visto, se usados em conjunto com K , aumentam a confiabilidade do método.

5.4.4 - MÉTODO DA ANÁLISE ESPECTRAL E HISTOGRAMA

As figuras 5.18 e 5.19 mostram o sinal temporal ou assinatura do rolamento, antes e depois da introdução do defeito na pista interna. Na figura 5.19 observa-se que os pulsos gerados quando as esferas passam sobre o defeito são bem maiores do que a média do sinal. A presença destes pulsos de grande amplitude pode ser notada no histograma da figura 5.21. A curva não é mais afilada nas extremidades quanto a da figura 5.20. Nesta última, nas regiões de grandes amplitudes (extremidades), a curva é praticamente nula, ou seja, não existem grandes amplitudes no sinal, praticamente.

Usando-se a equação (2.17) com os dados do rolamento fornecidos no início do capítulo III, considerando-se que $f_{re} = 0$ pois, a pista externa é fixa, pode-se calcular a frequência de passagem das esferas pela pista interna, f_i :

$$\begin{aligned}
 f_i &= \frac{N}{2}(f_{ri} - f_{re})(1 + \gamma) = \frac{N}{2} f_{ri} \left(1 + \frac{d}{P} \cos \beta\right) \\
 &= \frac{7}{2} \cdot \frac{1725}{60} \left(1 + \frac{11,5}{43,5} \cos 0^\circ\right) = 127,23 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Esta frequência aparece em 120 Hz devido ao deslizamento que ocorre entre as esferas e a pista, o que não é considerado na equação (2.17).

As frequências f_g e f_e foram calculadas pelas expressões (2.14) e (2.18), respectivamente, valendo $f_g = 18,18$ Hz e $f_e = 74,02$ Hz. A frequência de rotação da pista interna, f_{ri} , é dada por $f_{ri} = N/60 = 1725/60 = 28,75$ Hz. Os picos correspondentes a estas frequências estão indicados nas figuras 5.22 e 5.23. Nestas figuras pode-se ver claramente que o crescimento do pico em frequência relacionada ao defeito deu-se apenas em f_i , $f_i + f_{ri}$, $f_i + 2f_{ri}$ e $2f_i$, todas relacionadas à pista interna, no qual foi introduzido o defeito. Em particular, os picos em f_i e $2f_i$ cresceram cerca de 5 e 12 dB, respectivamente.

5.5 - CONCLUSÕES

As seguintes conclusões podem ser tiradas deste capítulo:

1 - A curtose K, do sinal medido sobre um rolamento em bom estado apresenta valores abaixo de 3,5 para todas as rotações (ver figuras 5.1 e 5.3).

2 - A introdução de um defeito localizado na pista externa do rolamento faz K crescer, desde que a rotação seja menor que um

certo limite, o qual depende da geometria do rolamento e das características da montagem (ressonâncias, amortecimento). Teoricamente, este limite estaria em torno de 2600 RPM para o sistema usado, podendo se estender um pouco mais devido à tendência de K apresentar valores maiores que os teóricos nas altas rotações.

3 - Dentro da faixa de validade, que para a montagem de testes utilizada iria até por volta de 4000 RPM, K é mais eficiente do que K_1 e K_2 para detectar um defeito incipiente, devido à sua pequena variância, o que permite que seja percebido com segurança qualquer pequeno aumento em seu valor.

4 - O parâmetro K é decrescente com o aumento do número de defeitos justapostos, enquanto K_1 e K_2 são crescentes, ainda que, teoricamente K_2 seja decrescente. Portanto, um valor baixo de K não é suficiente para assegurar o bom estado do rolamento, porque a medição de K_1 ou K_2 pode revelar um defeito em estágio avançado.

5 - O parâmetro K_2 foi o único que se apresentou sempre crescente com a rotação.

6 - Para uma mesma rotação, após a introdução do defeito, K_1 e K_2 apresentaram valores bem maiores que antes, o que não é verdadeiro para K em todas as rotações. Assim K_1 e K_2 são parâmetros mais fortes para indicar a condição do rolamento, desde que o defeito não seja muito pequeno (ver conclusão 3).

7 - Os parâmetros K e K_2 , se usados concomitantemente e dentro da faixa de validade de K , são seguros para a detecção de de

feitos e previsão de falhas, porquanto o primeiro tem grande habilidade em detectar um defeito incipiente e o segundo em acompanhar seu desenvolvimento. Fora da faixa de validade de K , deve-se usar K_1 ou K_2 mas, como dito anteriormente, estes parâmetros não são hábeis em detectar defeitos ainda muito pequenos.

8 - As frequências relacionadas aos defeitos, bem como alguns de seus harmônicos aparecem claramente no espectro do sinal do rolamento. O crescimento dos picos relacionados aos defeitos, além de mostrar sua presença, revela sua localização.

9 - No Histograma do sinal de um rolamento com defeito a proporção das grandes amplitudes em relação às pequenas é maior do que em um rolamento novo. Isto sugere que a integral do histograma, a partir de certa amplitude para cima, pode ser um parâmetro indicador de defeitos em rolamentos.

5.6 - REFERÊNCIAS

- [5.01] DYER, D. & STEWART, R.M. Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis, Journal of Mech. Design, April 1978, vol. 100/229.
- [5.02] BERANEK, L.L. Noise and Vibration Control, Mc Graw - Hill book Company, USA, 1971.
- [5.03] BOWKER, A.H. & LIEBERMAN, G.J. Engineering Statistics. Second ed., Prentice e Hall, Inc.. New Jersey, 1972.
- [5.04] MARTINS, L.G. & GERGES, S.N.Y. Comparison Between Signal Analyses for Detecting Incipient Bearing Damage, International Conference on Condition Monitoring, 1984, University College of Swansea, Swansea, UK.

C A P Í T U L O V I

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões gerais do trabalho e sugestões para estudos posteriores. No final dos capítulos II, III e V são apresentadas conclusões particulares daqueles capítulos.

6.2 - CONCLUSÕES GERAIS

No ponto de vista do autor, as conclusões gerais deste trabalho são as seguintes:

1 - A Curtose do sinal medido sobre um rolamento provê um método eficiente para a detecção de um defeito incipiente, desde que a rotação esteja dentro de certo limite que, possivelmente, estaria em torno de 5000 RPM para o tipo de rolamento e montagem em questão (ver capítulo III).

2 - Para rotações superiores ao limite referido acima (que depende da geometria do rolamento e de cada montagem particular) a presença de um certo defeito pode abaixar o valor da curtose do sinal, em vez de aumentá-lo, ao contrário do que prevê o Método da Curtose (K).

3 - Mesmo para rotações mais baixas, se o defeito se propa

ga lateralmente, o valor da curtose pode descer para dentro da faixa de valores esperados para um rolamento em bom estado, o que representa uma limitação do método.

4 - O parâmetro K_2 , definido no final do capítulo II deve ser usado concomitantemente com a curtose K para melhorar a eficácia do método, pois, se K é seguro para detectar um defeito incipiente mas tem limite de aplicação a rotações não muito altas, K_2 , embora não adequado para detectar um defeito incipiente (ver conclusão 6 do capítulo V) parece não ter esta limitação, pelo menos até onde se pode extrapolar pelas experimentações feitas (ver tabela 5.11 onde K_2 é crescente até 4000 RPM).

5 - Os parâmetros K , K_1 e K_2 não são absolutos para informar o estado do rolamento, devido à sua dependência de fatores inerentes ao sistema em que foram medidos, como amortecimento, frequência dominante, rotação e carga; eles só têm valor se comparados com seus valores de referência, medidos quando o rolamento está em bom estado e nas mesmas condições de operação.

6 - O modelo teórico apresentado, a despeito das limitações inerentes a qualquer idealização, mostrou-se razoavelmente adequado para prever o comportamento dos parâmetros K , K_1 e K_2 (ver figuras 5.12 e 5.17).

7 - Além de mostrar sua localização, o Método da Análise Espectral é eficiente na detecção de defeitos em rolamentos numa montagem simples; apesar de ser mais difícil de se interpretar e requerer equipamentos mais sofisticados, o espectro pode ser usado não só para detecção de defeitos em rolamentos, como para a máquina em geral (engrenagens, desalinhamento, desbalanceamento), assum

tos estes que fugiram ao escopo deste trabalho.

6.3 - SUGESTÕES

O autor, com base em suas observações feitas no decorrer do trabalho deixa as seguintes sugestões para pesquisas posteriores:

1 - Analisar a variação dos parâmetros até rotações mais altas, variando também a carga, profundidade do defeito, além do comprimento das amostras do sinal que serão analisados. A importância dos três primeiros parâmetros acima é óbvia. Com relação ao quarto parâmetro, embora não de maneira conclusiva, o autor observou que, principalmente nas baixas rotações, o comprimento de análise do sinal (BLOCK SIZE) é importante.

2 - Estudar detalhadamente o Método da Análise Espectral, fazendo inclusive a variação de parâmetros como rotação, carga, tamanho do defeito, defeito localizado e distribuído.

3 - Verificar experimentalmente os métodos da Curtose e da Análise Espectral em sistemas com alto nível de ruído de fundo, implementando rotinas de rejeição de ruído como o princípio de cancelamento de ruído [6.01].

6.4 - REFERÊNCIAS

- [6.01] WIDROW, B. et alii. Adaptive Noise Cancelling: Principles and Applications. Proceeding of IEEE, December 1975.

A P Ê N D I C E A

DEDUÇÃO DE ALGUMAS EXPRESSÕES UTILIZADAS NO TEXTO

Neste apêndice serão apresentadas algumas deduções que se fizeram necessárias e que foram julgadas um tanto tediosas para fazerem parte do corpo do trabalho.

A.1 - DETERMINAÇÃO DA VARIÂNCIA E DA CURTOSE DA ASSINATURA DO DEFEITO

A equação (2.1) nos fornece:

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^{\infty} g_i(t - jT_i) U(t - jT_i)$$

A variância do sinal, após eliminado o índice i , desnecessário para esta dedução, é dada por:

$$V_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \bar{x}]^2 dt \quad (\text{A.1})$$

onde \bar{x} é a média do sinal. Duas simplificações podem ser feitas: supor que a média do sinal é nula, o que é razoável, conforme se pode observar na figura 2.1; e integrar apenas sobre um pe

ríodo, já que o sinal é periódico, e a integral da equação (A.1) para n períodos é n vezes maior que para um período, mas estará dividida por um T n vezes maior. Assim, com $g(t)$ dado após a equação (2.1),

$$V_x = \frac{A^2}{T} \int_0^T e^{-2\alpha t} \sin \omega t dt \quad (\text{A.2})$$

De uma tabela de integrais tira-se:

$$\int e^{at} \sin^n bt dt = \frac{e^{at} \sin^{n-1} bt}{a^2 + n^2 b^2} (a \sin bt - nb \cos bt) + \frac{n(n-1)b^2}{a^2 + n^2 b^2} \int e^{at} \sin^{n-2} bt dt \quad (\text{A.3})$$

Levando-se a equação (A.2) na (A.3) com $a = -2\alpha$, tem-se:

$$\begin{aligned} V_x &= \frac{A^2}{T} \left[\frac{e^{-2\alpha t} \sin \omega t}{4\alpha^2 + 4\omega^2} (-2\alpha \sin \omega t - 2\omega \cos \omega t) \Big|_0^T + \frac{2\omega^2 e^{-2\alpha t}}{-2\alpha(4\alpha^2 + 4\omega^2)} \Big|_0^T \right] \\ &= \frac{A^2}{T} \left[\frac{e^{-2\alpha T} \sin \omega T}{4(\alpha^2 + \omega^2)} (-2\alpha \sin \omega T - 2\omega \cos \omega T) + \frac{2\omega^2 e^{-2\alpha T}}{-8\alpha(\alpha^2 + \omega^2)} - \left(0 + \frac{2\omega^2}{-8\alpha(\alpha^2 + \omega^2)} \right) \right] \\ &\dots\dots (\text{A.4}) \end{aligned}$$

Para αT não muito pequeno, o único termo que não perde o significado na equação (A.4) é o último. Assim,

$$V_x \approx \frac{A^2 \omega^2}{4\alpha T(\alpha^2 + \omega^2)} \quad (\text{A.5})$$

A propósito da simplificação acima, a tabela 2.1 mostra resultados razoavelmente precisos que usam V_x calculados desta forma com αT valendo até 1,4.

O quarto momento, a exemplo da variância, pode ser escrito como:

$$\mu_x^4 = \frac{A^4}{T} \int_0^T e^{-4\alpha t} \text{sen}^4 \omega t \, dt \quad (\text{A.6})$$

Usando-se novamente a equação (A.3), vem:

$$\begin{aligned} \mu_x^4 = \frac{A^4}{T} & \left[\frac{e^{-4\alpha t} \text{sen}^2 \omega t}{16\alpha^2 + 16\omega^2} (-4\alpha \text{sen} \omega t - 4\omega \cos \omega t) \Big|_0^T + \right. \\ & \left. + \frac{4.3 \omega^2}{16\alpha^2 + 16\omega^2} \int_0^T e^{-4\alpha t} \text{sen}^2 \omega t \, dt \right] \quad (\text{A.7}) \end{aligned}$$

Pelo mesmo motivo que na equação (A.4), o primeiro termo na (4.3) pode ser desprezado. Assim,

$$\mu_x^4 \approx \frac{3 A^4 \omega^2}{4T(\alpha^2 + \omega^2)} \int_0^T e^{-4\alpha t} \text{sen}^2 \omega t \, dt \quad (\text{A.8})$$

A integral acima pode ser novamente resolvida usando-se a equação (A.3):

$$\mu_X^4 \approx \frac{3 A^4 \omega^2}{4T(\alpha^2 + \omega^2)} \left[\frac{e^{-4\alpha t} \operatorname{sen} \omega t}{16\alpha^2 + 4\omega^2} (-4\alpha \operatorname{sen} \omega t - 2\omega \cos \omega t) \right] \begin{matrix} T \\ 0 \end{matrix} + \frac{2 \omega^2}{16\alpha^2 + 4\omega^2} \frac{e^{-4\alpha t}}{-4\alpha} \begin{matrix} T \\ 0 \end{matrix} \quad \dots\dots (A.9)$$

Novamente, o primeiro termo dentro dos colchetes acima pode ser desconsiderado. Então,

$$\mu_X^4 \approx \frac{3 A^4 \omega^4}{32\alpha T (\alpha^2 + \omega^2) (4\alpha^2 + \omega^2)} \quad (A.10)$$

Da equação (2.26),

$$K_X = \frac{\mu_X^4}{y_X} \approx \frac{3 A^4 \omega^4}{32\alpha T (\alpha^2 + \omega^2) (4\alpha^2 + \omega^2)} \cdot \frac{16\alpha^2 T^2 (\alpha^2 + \omega^2)^2}{A^4 \omega^4} \quad (A.11)$$

$$K_X \approx \frac{3}{2} \alpha T \cdot \frac{\alpha^2 + \omega^2}{4\alpha^2 + \omega^2} \quad (A.12)$$

Em geral, $\omega \gg \alpha$, podendo-se dizer que:

$$K \approx 1,5 \alpha T \quad (A.13)$$

A.2 - DETERMINAÇÃO DO QUARTO MOMENTO DA SOMA DE SUAS VARIÁVEIS

Quarto momento central de uma variável X é dado por:

$$\begin{aligned} \mu_X^4 &= E[X - E(X)]^4 = E\left[X^4 - 4X^3 E(X) + 6X^2 [E(X)]^2 - \right. \\ &\quad \left. - 4X [E(X)]^3 + [E(X)]^4\right] = \\ &= E(X^4) - 4E(X^3) E(X) + 6E[X^2] [E(X)]^2 - 4E(X) [E(X)]^3 + [E(X)]^4 \end{aligned}$$

$$\therefore \mu_X^4 = E(X^4) - 4E(X^3) E(X) + 6E(X^2) [E(X)]^2 - 3[E(X)]^2 \quad (\text{A.14})$$

Deseja-se determinar o quarto momento de $X = Y + Z$, ou seja:

$$\begin{aligned} E[X - E(X)]^4 &= [(Y + Z)^4 - 4E(Y + Z)^3 E(Y + Z) + 6E(Y + Z)^2 [E(Y + Z)]^2 - \\ &\quad - 3[E(Y + Z)]^4 = \\ &= E(Y^4 + 4Y^3Z + 6Y^2Z^2 + 4YZ^3 + Z^4) - 4E(Y^3 + 3Y^2Z + 3YZ^2 + Z^3) \cdot \\ &\quad \cdot E(Y + Z) + 6E(Y^2 + 2ZY + Z^2) [E(Y + Z)]^2 - 3[E(Y + Z)]^4 = \\ &= E(Y^4) + 4E(Y^3) E(Z) + 6E(Y^2) E(Z^2) + 4E(Y) E(Z^3) + E(Z^4) - \\ &\quad - 4E(Y^3) E(Y) - 12E(Y^2) E(Z) E(Y) - 12E(Y) E(Z^2) E(Y) - \\ &\quad - 4E(Z^3) E(Y) - 4E(Y^3) E(Z) - 12E(Y^2) E(Z) E(Z) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - 12E(Y) E(Z^2) E(Z) - 4E(Z^3) E(Z) + 6E(Y^2) [E(Y)]^2 + \\
& + 12E(Z) [E(Y)]^3 + 6E(Z^2) [E(Y)]^2 + 6 \times 2 E(Y^2) E(Z) E(Y) + \\
& + 12 \times 2 [E(Z) E(Y)]^2 + 6 \times 2 E(Z^2) E(Z) E(Y) + 6E(Y^2) [E(Z)]^2 + \\
& + 12 [E(Z)]^3 E(Y) + 6E(Z^2) [E(Z)]^2 - 3[E(Y)]^4 - \\
& - 12 [E(Y)]^3 E(Z) - 18 [E(X) E(Z)]^2 - 12E(Y) [E(Z)]^3 - \\
& - 3 [E(Z)]^4
\end{aligned}$$

Agrupando-se os termos convenientemente, efetuando-se e utilizando-se a equação (A.14), tem-se:

$$\begin{aligned}
\mu_X^4 &= E[X - E(X)]^4 = E[Y - E(Y)]^4 + 6E(Z^2) \{E(Y^2) - [E(Y)]^2\} + 6 [E(Z)]^2 \cdot \\
& \cdot \{[E(Y)]^2 - E(Y^2)\}
\end{aligned}$$

$$= \mu_Y^4 + \mu_Z^4 + 6\{E(Y^2) - [E(Y)]^2\} \{E(Z^2) - [E(Z)]^2\}$$

$$\therefore \mu_X^4 = \mu_Y^4 + \mu_Z^4 + 6V_Y V_Z \quad (\text{A.15})$$

A.3 - CURTOSE DE UMA FUNÇÃO SENOIDAL

$$K = \frac{1}{T\sigma^4} \int_0^T f^4(t) dt = \frac{\omega}{2\pi} \cdot \frac{1}{\sigma^4} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} A^4 \text{sen}^4 \omega t dt =$$

$$= \frac{\omega A^4}{2\pi \left(\frac{A\sqrt{2}}{2}\right)^4} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \text{sen}^4 \omega t \, dt = \frac{4\omega}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \text{sen}^4 \omega t \, dt = 4 I \quad (\text{A.16})$$

$$\begin{aligned} \text{sen}^4 \omega t &= \text{sen}^2 \omega t \cdot \text{sen}^2 \omega t = \left(\frac{1 - \cos 2\omega t}{2}\right)^2 = \frac{1}{4} - \frac{\cos 2\omega t}{2} + \\ &+ \frac{\cos^2 2\omega t}{4} = \frac{1}{4} - \frac{\cos 2\omega t}{4} + \frac{1}{8} + \frac{\cos 4\omega t}{8} \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned} \therefore 4 I &= \frac{4\omega}{2\pi} \cdot \frac{3t}{8} \Bigg|_0^{\frac{2\pi}{\omega}} - \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\omega}{2\omega} \text{sen} 2\omega t \Bigg|_0^{\frac{2\pi}{\omega}} + \\ &+ \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\omega}{2} \cdot \frac{\text{sen} 4\omega t}{4\omega} \Bigg|_0^{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot \frac{3\pi}{\omega} - 0 + 0 = 1,5 \end{aligned}$$

A P Ê N D I C E B

MANUAL DE UTILIZAÇÃO DOS PROGRAMAS

B.1 - INTRODUÇÃO

Neste apêndice serão apresentados os programas que foram e laborados para a realização do trabalho. Antes de cada programa, serão dadas as orientações necessárias para que sejam utilizados. Supõe-se que antes da utilização dos programas, o sinal que se pretende medir esteja disponível na entrada do canal A do analisador HP 5451-C, já ajustado para o nível de "overload" e frequência máxima. Os filtros serão adequadamente ligados pelos programas. Foram colocados textos que orientam o operador pela tela do terminal. Estes programas estão gravados em áreas desprotegidas, e mesma em que ficam os programas TRANSFER FUNCTION e POWER SPECTRUM, nos STACKS 73, 74, 75, 77, 78 e 83. As mensagens estão gravadas nos BUFFERS 01 e 02.

B.2 - KURTOSIS PROGRAM

O comando de acesso a este programa é JUMP 14 SPACE 73 ENTER. O número de média que o programa aceita é o número de blocos disponíveis menos dois. Quando o programa pedir para alterar o BLOCK SIZE ou o número de médias, se a decisão for para alterar o número de médias, o operador deverá pressionar CONTINUE antes de fazê-lo. A calibração é feita automaticamente, contanto que

o operador forneça os fatores corretamente. Com o processador HP 5451-C são multiplicada ou divide blocos por números inteiros, é necessário que se determinem antes três números que, multiplicados os dois primeiros e divididos pelo terceiro, forneçam o valor pelo qual os blocos devem ser multiplicados para que fiquem calibrados. Por exemplo, se 1 (uma) unidade de engenharia (m/s^2 , N, m/s,m) vale 0.98121 volts, deve-se esquecer o quinto algarismo significativo, pois o maior número aceito é 32767 e os valores A, B e C pedidos pelo computador serão: $A = 1$, $B = 10000$, $C = 9812$. Se 1 (uma) unidade vale 0.00541V, podem-se usar os cinco algarismos significativos e $A = 10$, $B = 10000$, $C = 541$.

Este programa calcula 10 vezes o número de médias pedido e apresenta a média, desvio padrão e variância dos resultados. Além da curtose K do sinal, o programa calcula também os parâmetros K_1 e K_2 definidos no final do capítulo II, além do valor rms.

Abaixo seguem os quatro trechos do programa.

ENTRADA DO PROGRAMA E DEFINIÇÃO DE VARIÁVEIS

1	L	-73			
5	L	14			
9	Y-	0	0		
15	Y	5838	2		
20	Y W	19	1		
26	Y W	6	1		
32	Y W	10	1		
38	Y R	2014			
43	L	13			
47	L	25			
51	Y W	5	1		
57	Y R	3			
62	Y -	12	3D		
68	L	3			
72	Y	100	0	-1	
78	Y -	9	10		
84	Y -	10	10		
90	Y :	2000	1		
96	Y IF	0	0	3	0

104 J	5	83		
109 Y -	0	1001		
115 Y IF	0	1001	1	0
123 J	2	83		
128 J	4	75		
133 Y -	0	1		
139 Y -	3	12D		
145 .				

SUBROTINA DE AQUISIÇÃO DE SINAL

1 L	-83			
5 L	2			
9 Y -	0	1		
15 Y	5838	2		
20 Y W	6	1		
26 Y W	6	1		
32 Y W	6	1		
38 Y W	7	1		
44 Y W	6	1		
50 Y W	6	1		
56 Y W	18	1		
62 Y W	6	1		
68 Y R	53	55		
74 L	1			
78 Y BS	1			
83 Y A-	51	1D		
89 Y -	4	28672		
95 Y :	2025	4D	1D	
102 Y A-	2025	2025D	2	
109 Y IF	3	2025D	14	-1
117 Y	5838	1		
122 Y W	6	1		
128 Y W	8	1		
134 Y W	9	1		
140 Y W	6	1		
146 Y W	6	1		
152 Y	5838	55		
157 Y W	30	1		
163 D				
166 Y	5838	2		
171 Y W	5	1		
177 Y R	3			
182 Y -	0	0		
188 Y IF	0	0	-20	0
196 Y	5838	2		
201 Y W	6	1		
207 Y W	6	1		
213 Y W	24	1		
219 Y W	6	1		
225 L	5			
229 Y -	2	0		
235 L	3			

239	C L	2D		
243	RA	2D		
247	Y	5	2D	-1
253	*	2D	53D	
258	*	2D	54D	
263	:	2D	55D	
268	Y A+	2	2D	
274	#	3	3D	0
280	<			
283	.			

CÁLCULO DOS PARÂMETROS

1	L	-75		
5	L	1		
9	J	5	83	
14	L	4		
18	Y -	7	1	
24	Y -	2009	0	
30	Y -	2011	0	
36	Y -	2003	0	
42	Y -	2001	0	
48	Y A+	5	2D	
54	Y A+	6	5D	
60	L	16		
64	Y -	5	3D	
70	Y A+	6	5D	
76	X>	5D		
80	\$			
83	X>	6D		
87	:	6D	1D	
92	Y A-	99	1D	
98	-	6D	99D	
103	CL	6D	1	99D
109	\$	6D		
113	Y X<	2002	6D	0
120	Y A+	2001	2001D	2002D
127	X<	5D		
131	A-	6D		
135	*			
138	\$			
141	Y X<	2005	0	99D
148	Y :	2006	2005D	99D
155	Y *-	2004	2006D	2000D
162	Y A+	2003	2003D	2004D
169	X<	5D		
173	A-	6D		
177	*			
180	*			
183	\$			
186	Y A-	5.1	1D	
192	Y X<	2005	0	51D
199	Y :	2007	2005D	1D
206	Y *-	2010	2006D	2
213	Y :	2008	2007D	2010D

220	Y *	2012	2008D	2006D		
227	Y :	2012	2012D	2014D		
234	X <	7D				
238	Y A+	7	7D			
244	Y A+	2008	2008D	2009D		
251	Y A+	2011	2011D	2012D		
258	Y -	2009	2008D			
264	#	16	3D	0		
270	Y A+	10	10D	2		
277	Y :	2008	2008D	3D		
284	Y :	2011	2011D	3D		
291	Y :	2010	2003D	3D		
298	Y *	2001	2008D	2010D		
305	Y -	2009	2001D			
311	Y	1830	2008	10D	2	0
319	Y	1830	2011	10D	2	1
327	Y	1830	2010	10D	2	2
335	Y	1830	2009	10D	2	3
343	Y P	2008	2011			
349	#	1	9D	0		
355	Y -	20	20			
361	Y -	0	0			
367	L	55				
371	Y	1829	2000	12	9D	0D
379	J	20	74			
384	Y A+	20	20D			
390	Y A+	0	0D			
396	#	55	4	0		
402	<					
405.						

CÁLCULO DA MÉDIA, VARIÂNCIA E DESVIO PADRÃO

1	L	-74				
5	L	5				
9	Y -	50	0			
15	Y	5838	2			
20	Y W	6	1			
26	Y W	1	1			
32	Y W	6	1			
38	Y W	2	1			
44	Y W	6	1			
50	Y R	3				
55	Y W	3	1			
61	J	21				
65	L	20				
69	Y -	50	1			
75	Y -	3	9D			
81	L	21				
85	Y -	6	2000			
91	Y A-	4	3D			
97	Y A+	7	6D	4D		
104	Y IF	50	1	1	0	

112	Y	R	2000	7D		
118	L		200			
122	Y	-	2901	0		
128	Y	-	2900	0		
134	L		300			
138	Y	A+	2900	2900D	-6D	
145	Y	A+	6	6D		
151	#		300	3D	0	
157	Y	:	2900	2900D	3D	
164	Y	-	6	2000		
170	L		400			
174	Y	A-	2902	-6D	2900D	
181	Y	-	2050	2902D		
187	Y	*	2050	2050D	2050D	
194	Y	A+	2901	2901D	2050D	
201	Y	A+	6	6D		
207	#		400	3D	0	
213	Y	:	2901	2901D	4D	
220	Y	-	2909	5	-1	
227	Y	-	2909	5	-1	
234	Y	*-	2902	2901D	2909D	
241	Y		5838	2		
246	Y	IF	50	0	3	0
254	Y	W	6	1		
260	Y	W	6	1		
266	Y	W	20D	1		
272	Y	W	6	1		
278	Y	W	6	1		
284	Y	W	4	1		
290	Y	W	6	1		
296	Y	W	6	1		
302	Y	IF	50	0	1	0
310	Y	-	3	9D		
316	Y	IF	3	1	2	2
324	Y	-	2901	0		
330	Y	-	2902	0		
336	Y	/L	2900	2902		
342	Y	IF	50	0	1	0
350	<					
353	L		100			
357	.					

B.3 - ACS PROGRAM

O programa ACS determina o espectro calibrado e mostra o resultado com as amplitudes em decibéis na tela do osciloscópio e no terminal, que deverá estar preparado para traçar gráficos (ver pág. 2.4 do manual de operação do HP-5451C).

Para se determinarem os fatores de calibração, dá-se o comando de acesso (JUMP 3 SPACE 77 ENTER), tendo o sinal do calibrador disponível na entrada do canal A do analisador. Quando o programa solicitar os fatores de calibração, entra-se com 1 SPACE 1 SPACE 1 ENTER. Como se conhece a saída do calibrador, lê-se o pico do sinal que está no bloco 1, calculando-se a seguir a quantos volts quadrados equivale a unidade quadrada. Não se deve usar um número de médias muito grande na calibração devido à tendência do sinal diminuir a amplitude com o tempo, já que o calibrador funciona a pilha. Uma vez determinados, os fatores podem ser usados para se obter o espectro que se deseja (ver item anterior para exemplo de determinação dos fatores).

O programa ACS pré-processa o sinal para que ele tenha média próxima de zero, com o objetivo de diminuir a componente DC que aumenta o erro de computação. Além disso, o espectro final é multiplicado pelo fator de correção de Janela Hanning. Como nos demais programas, caso seja detectada uma saturação no sinal, aquela amostra é automaticamente ignorada, não influenciando no resultado final.

ACS PROGRAM

1 L	-77		
5 L	3		
9 Y	100	0	-2
15 Y	5838	2	
20 L	4		
24 Y W	8	1	
30 Y W	6	1	
36 Y W	7	1	
42 Y W	6	1	
48 Y W	18	1	
54 Y W	6	1	

60	Y R	3	5	
66	Y W	6	1	
72	Y W	5	1	
78	Y R	1		
83	L	1		
87	CL	1		
91	CL	0		
95	CL	2		
99	Y BS	7		
104	Y A-	6	7D	
110	L	2		
114	RA	0	1	
119	Y	5		
123	X>	6		
127	CL	5	1	6D
133	\$			
136	Y X<	2000	0	6D
143	Y :	2000	2000D	7D
150	Y X>	2000	5	0
157	\$	5		
161	X<	6		
165	A-	5		
169	H1			
172	F			
175	SP	0		
179	#	2	1D	0
185	X<	1		
189	*	0	16	
194	:	0	3	
199	*	0	3D	
204	*	0	4D	
209	:	0	5D	
214	X>	1		
218	TL			
221	Y	5838	55	
226	Y W	30	1	
232	Y	5838	2	
237	Y -	2	1D	
243	Y /L	2	5	
249	.			

B.4 - HISTOGRAM PROGRAM

O comando de acesso a este programa é JUMP 1 SPACE 78 ENTER. A calibração da escala de amplitudes (horizontal) é dada pela posição da chave de OVERLOAD no conversor analógico/digital. Por exemplo, se esta chave estiver na posição 8 volts, significa que a escala horizontal vai de -8 a + 8 Volts. Para se obter as uni

dades de engenharia correspondentes deve-se fazer a calibração da cadeia de medição mediante o uso do calibrador adequado. O histograma obtido é normalizado para área unitária.

HISTOGRAM PROGRAM

1	L	-78		
5	L	1		
9	Y	100	0	-2
15	L	5		
19	Y	5838	2	
24	Y W	25	1	
30	Y W	6	1	
36	L	3		
40	Y W	5	1	
46	Y R	1		
51	L	4		
55	CL	3		
59	L	2		
63	CL	2		
67	RA			
70	Y	5		
74	RH	2		
78	X<	2		
82	A+	3		
86	X>	3		
90	#	2	1D	0
96	:	3	1D	
101	X<	3		
105	*	0	32767	
110	L	6		
114	X>	1		
118	Y BS	98		
123	Y A-	99	98D	
129	\$	1		
133	-	1	99D	
138	CL	1	1	99D
144	\$	1		
148	:	1		
152	Y	5838	55	
157	Y W	30	1	
163	Y	5838	2	
168	.			

B.5 - MENSAGENS DOS BUFFERS 01 e 02

Estas mensagens constam dos BUFFERS de textos 01 e 02 do sistema HP-5451C. Caso uma das que são chamadas pelo programa se ja apagada, o programa não poderá ser executado.

A secção VI do Manual de Operação do HP-5451C, especialmente na página 6.6, explica como se pode introduzir ou substituir mensagens no BUFFER n_1 . Para se ler o BUFFER n_1 basta comandar USER PROG 5803 SPACE n_1 ENTER seguido de LIST ENTER e, no final RESTART. Deve-se tomar o cuidado de certificar-se de que se comandou RESTART antes de comandos CLEAR pois poderá apagar todas as mensagens do BUFFER. O comando nos programas que chama a mensagem n_1 do BUFFER n_2 são: Y 5838 n_2 seguido de Y W n_1 1, ou simplesmente Y W n_1 1 quando o BUFFER n_2 for o último que foi lido (o comando Y 5838 n_2 lê o BUFFER n_2).

MENSAGENS DO BUFFER 01

```

01
CALIBRATION VALUE IS THE SAME
/*
03
/*
02
ENTER DESIRED NUMBER OF AVERAGES
/*
06
/*
07
                                KURTOSIS = 2008D
/*
08
DIMINISH BLOCK SIZE OR NUMBER OF AVERAGES
/*
09
PRESS CONTINUE WHEN READY
/*

```

```
04          VARIANCE = 2901D          STANDARD DEVIATION = 2902D
```

```
/*
19 KURTOSIS PROGRAM
/*
```

MENSAGENS DO BUFFER 02

```
02
ENTER N
/*
06

/*
03
ENTER THE VALUES FROM KEYBOARD SEPARATED BY 'SPACE'. '.'='END'
/*
04
MEAN VALUE = 2900D  VARIANCE = 2901D  SATANDARD DEVIATION = 2902D
/*
01
PROGRAM FOR MEAN AND VARIANCE OF N<26 VALUES
/*
20
DATA RELATED TO KURTOSIS ' K '
/*
19
KURTOSIS PROGRAM
/*
18
ENTER A,B,C. DATA BLOCKS WILL BE MULTIPLIED BY A X B / C
/*
05
ENTER DESIRED NUMBER OF AVERAGES
/*
07
CALIBRATION :
/*
10
ENTER THE CALIBRATED VARIANCE OF THE PERFECT BEARING SIGNAL
/*
09
THIS PROGRAM CALCULATES THE MEAN SQUARE VALUE OF THE DATA
/*
11
MEAN SQUARE VALUE = 2002D          RMS = 2003D
/*
21
DATA RELATED TO K'=K*VARIANCE/VARIANCE OF THE PERFECT BEARING SIGNAL
/*
```

22

DATA RELATED TO RMS

/*

23

DATA RELATED TO K*RMS

/*

24

K

K*RMS

RMS

K'

/*

08

AVERAGE CALIBRATED SPECTRUM (ACS) PROGRAM

/*

25

HISTOGRAM PROGRAM

/*

A N E X O 1

FOTOGRAFIAS DO SISTEMA A DE MEDIÇÃO E

BANCO DE TESTES

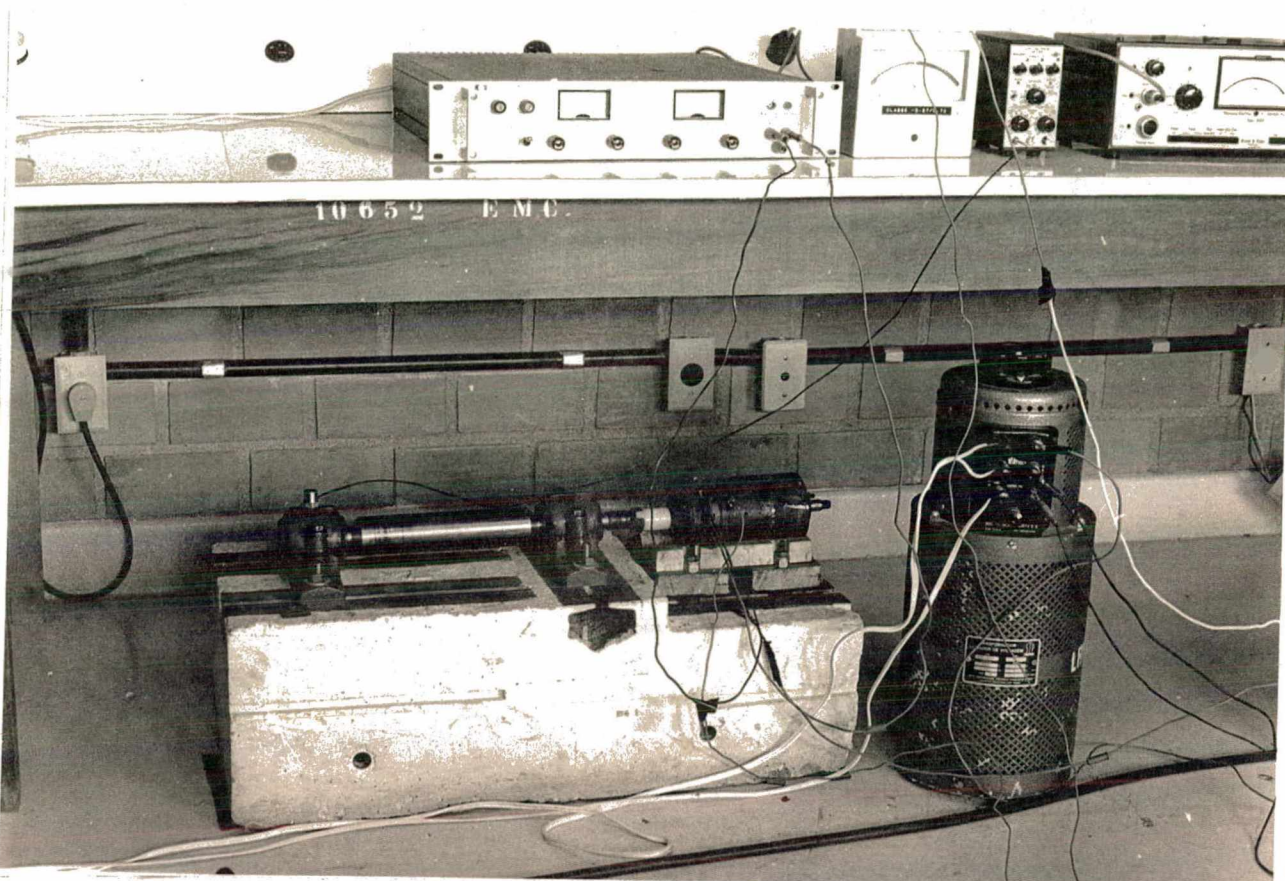


Fig. A.1 - Banco de testes com variador de voltagem.

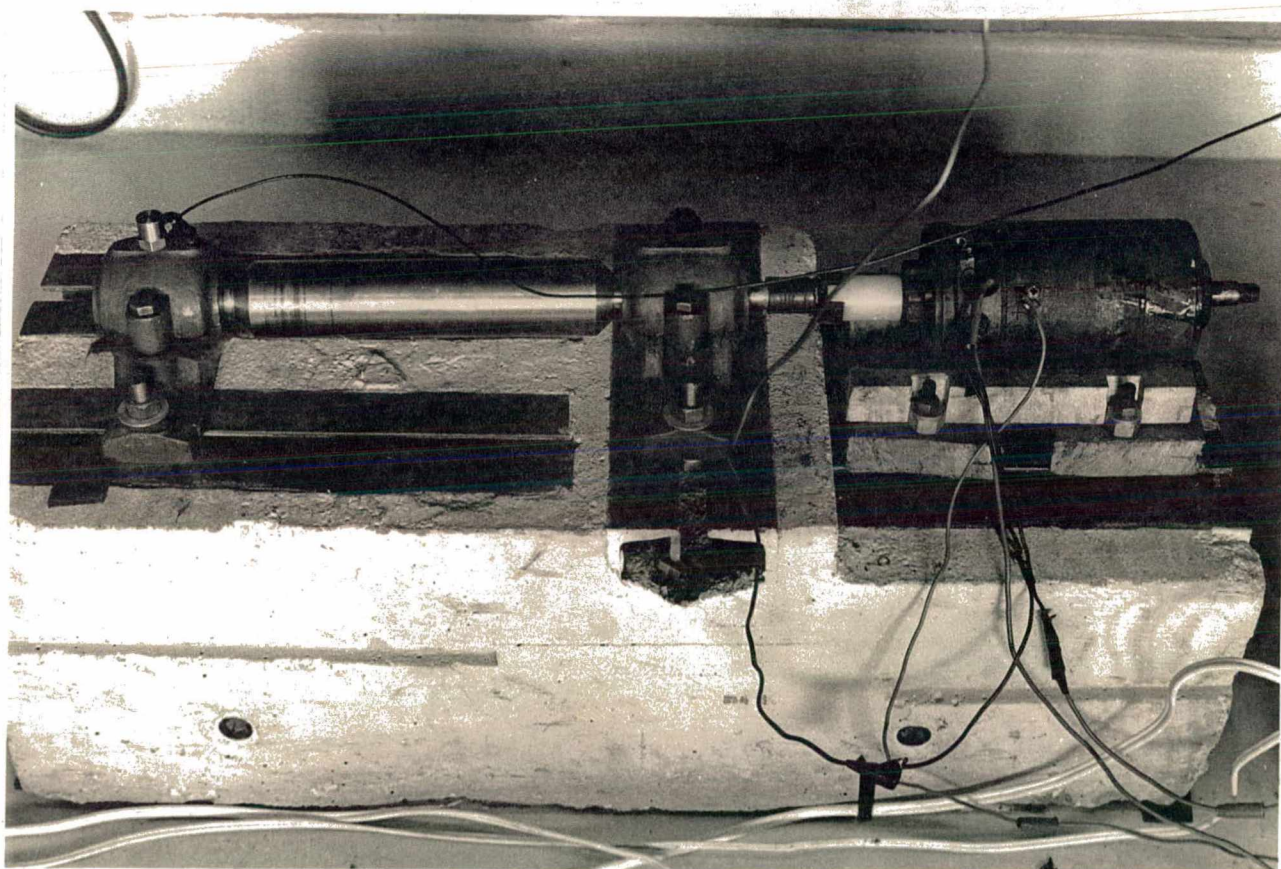


Fig. A.2 - Banco de testes.

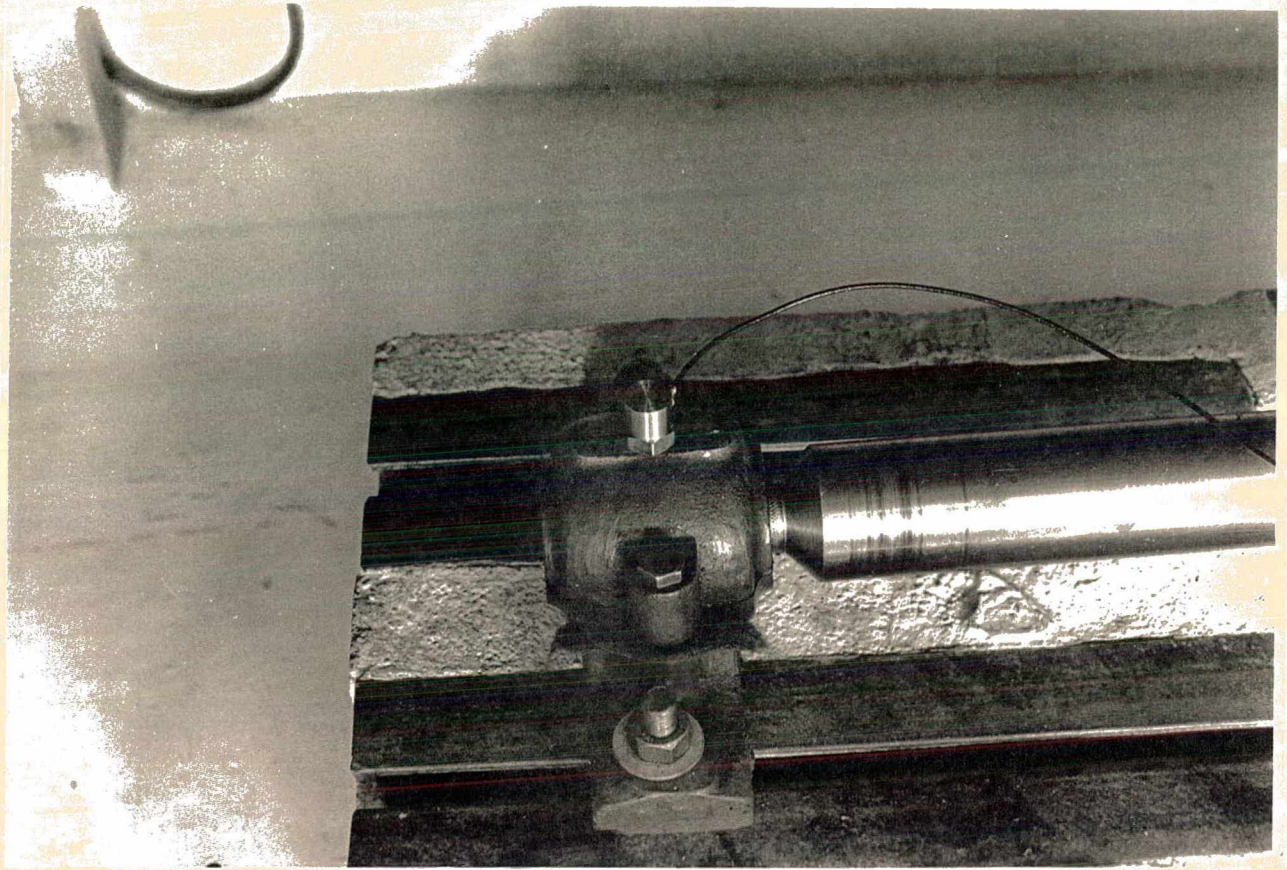


Fig. A.3 - Detalhe do acelerômetro sobre o mancal.

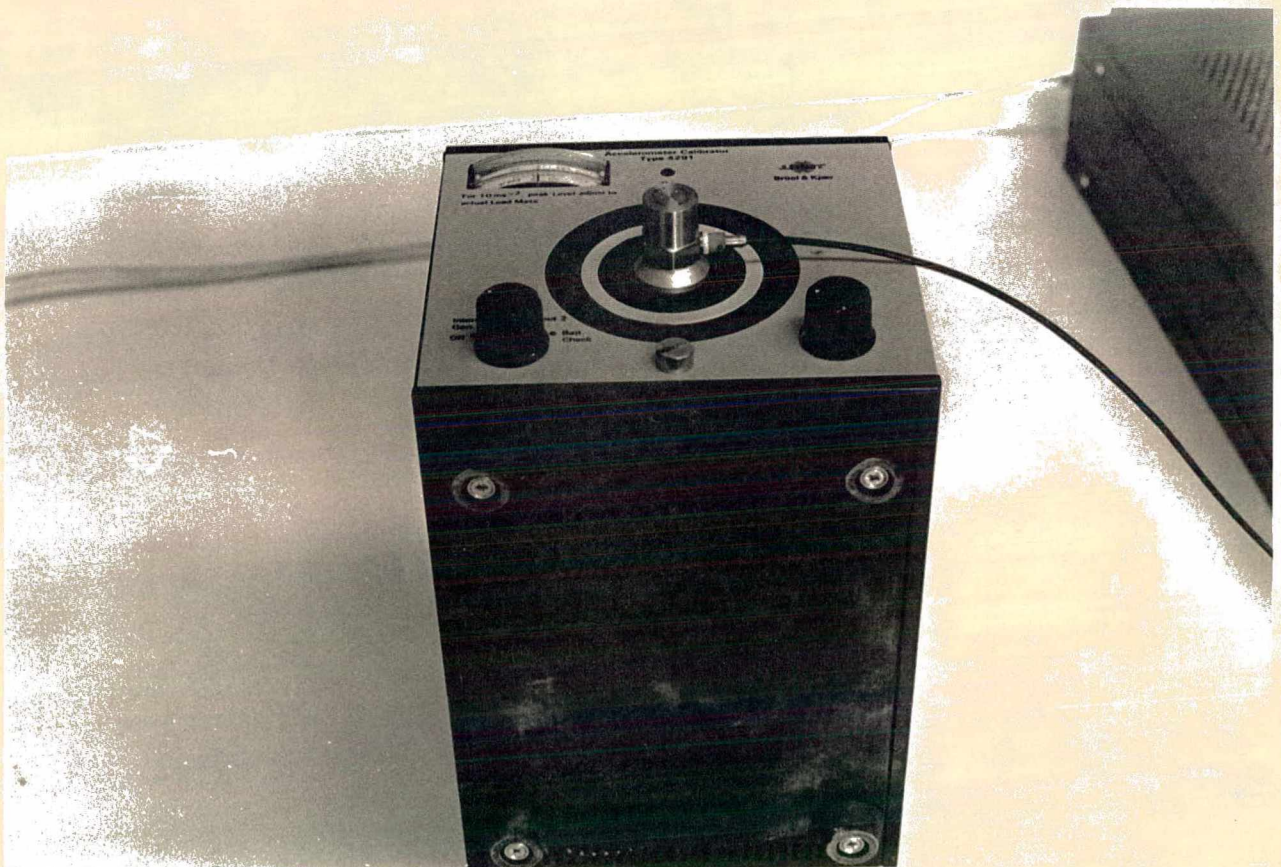


Fig. A.4 - Calibrador de acelerômetro.

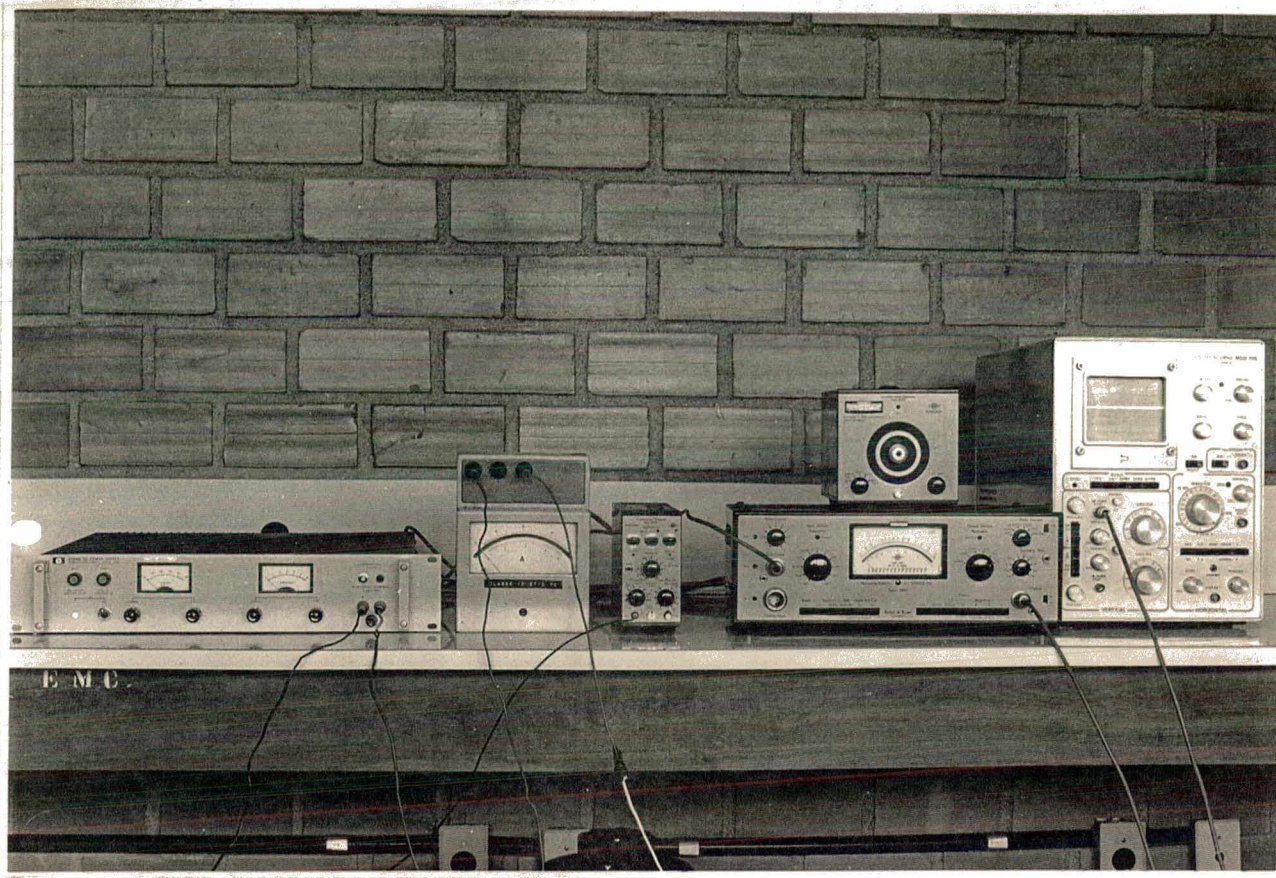


Fig. A.5 - Vista parcial do Sistema de Medição.

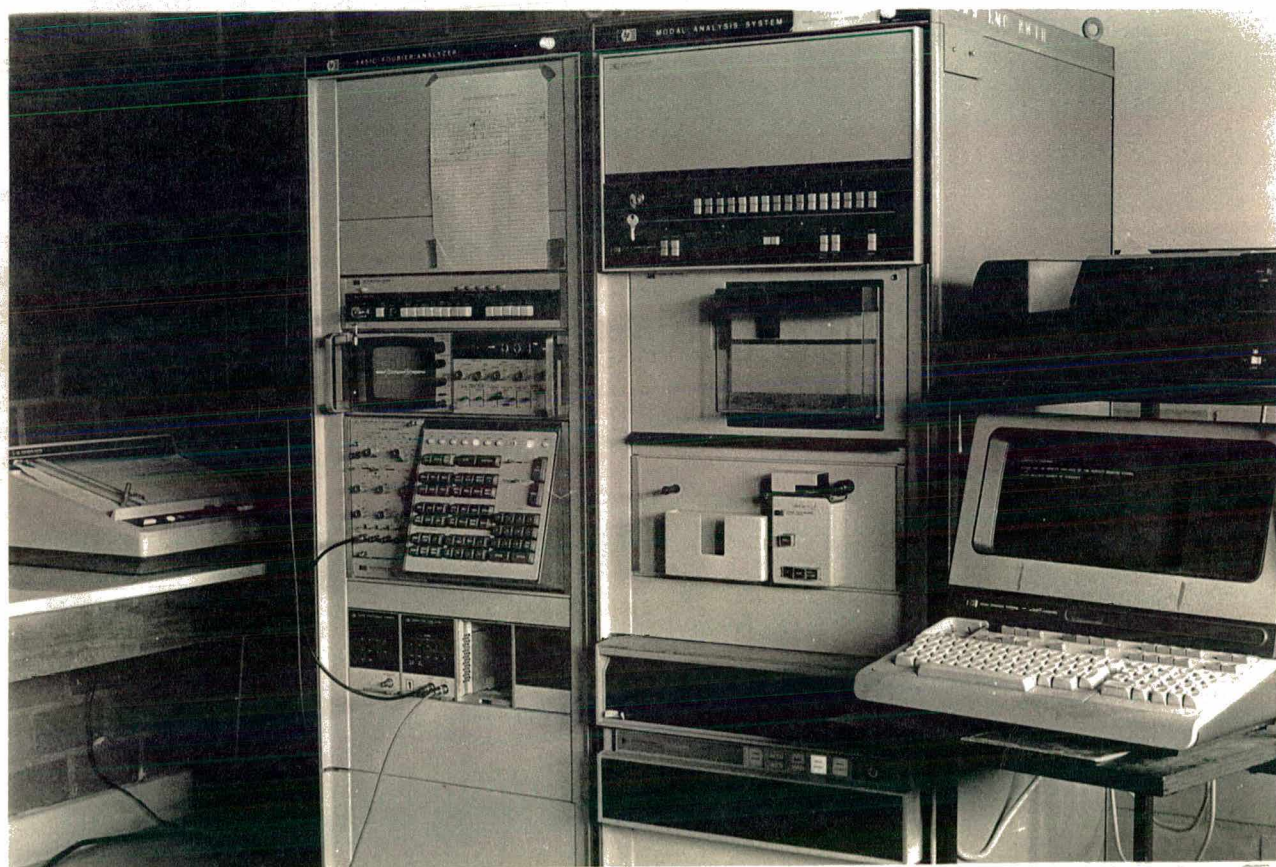


Fig. A.6 - Sistema HP-5451C.

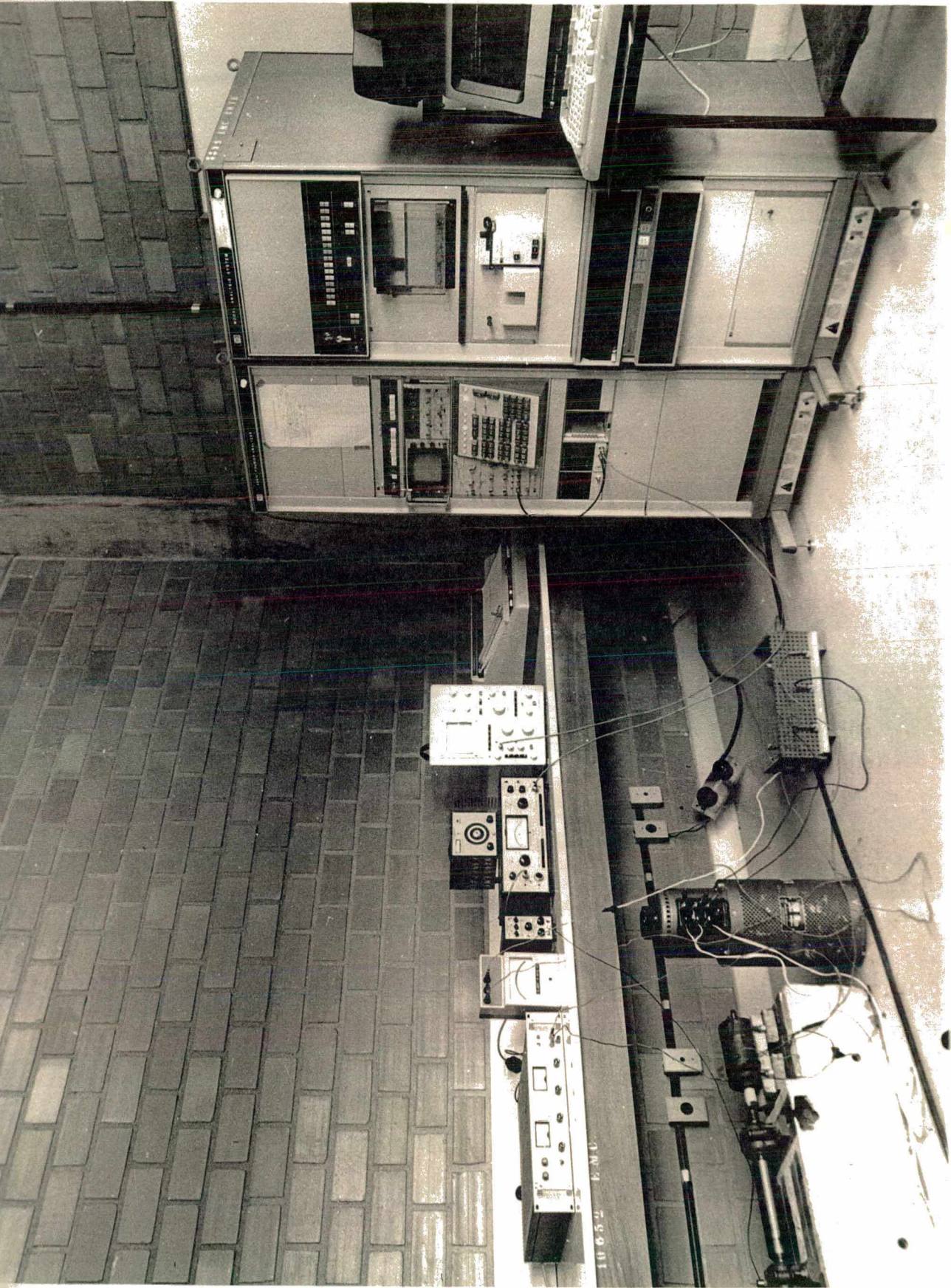


Fig. A.7 - Vista Geral do Sistema de Medição.

A N E X O 2

TRABALHO PUBLICADO NA CONFERÊNCIA INTERNACIONAL
DE MONITORAMENTO DE MÁQUINAS - 1984-UK. RESUMO

ANEXO 2

CONDITION MONITORING '84**International Conference on Condition Monitoring****10 - 13 APRIL 1984****venue****UNIVERSITY COLLEGE OF SWANSEA
SWANSEA, U.K.**TITLE OF COMPARISON BETWEEN SIGNAL ANALYSES FOR DETECTING
INCIPIENT BEARING DAMAGE

Author's Name Here

Luiz G. Martins (i)
Author's Appointment Here

M.Sc. Student

Samir N.Y.Gerges (i)

Professor

FIRST HEADING HERE
SUMMARY

Star Failure alarm for bearing is based on the detection of an initial localized defect and the development of such a fault to an unacceptable level. The processing and analysis of the vibration signals is a valuable diagnostic tool for such problem. In this paper, results are presented which have been obtained from a simple two-ball-bearings, shaft and motor assembly. The vibration signal of a new bearing is monitored, then a defect is introduced artificially and the measured signals are compared with that of the new bearing. Results obtained show the advantages of some types of signal processing in relation to others. Analysis in the time domain, in frequency domain, statistical distribution and Kurtosis have been carried out.



(i) UFSC - Dept? of Mechanical Engineering

Cx. P. 476, Florianópolis, SC, Brazil

A N E X O 3

TRABALHO PUBLICADO NO CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA - 1983 - RESUMO.

ANEXO 3

ANAIS	COBEM 83		PROCEEDINGS
	VII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA		
	UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983		
TRABALHO PAPER	Nº	P.P.	UFU

TÍTULO DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS POR MONITORAMENTO

(TITLE)

E ANÁLISE DE VIBRAÇÕES - PARTE I

NOME(S) DO(A) AUTOR(E) DE AFILIACÃO

NOME Luiz G. Martins Aluno de mestrado

Samir N. Y. Gerges - professor titular

UFSC, Depto de Engenharia Mecânica

Grupo de Vibrações e Acústica

Caixa Postal 476, Trindade

88.000 - Florianópolis - SC

SUMÁRIO

Este trabalho apresenta alguns aspectos da manutenção de rolamentos por monitoramento e análise de sinais de vibrações. São mostrados resultados obtidos para um rolamento de esferas em uma montagem simples. Verificou-se a variação do nível RMS e PICO das vibrações bem como no seu espectro de frequências, ao se introduzir um desgaste no anel interno. Mediu-se a modificação na distribuição estatística das amplitudes da vibração para este mesmo defeito.

SUMMARY

This paper presents some aspects of bearing maintenance by means of vibration monitoring and digital analysis. Results are presented for a ball bearing in a simple assembly. The variation of the peak and RMS levels, the changes in the frequency spectrum as well as in the statistical distribution of the vibration amplitudes when a defect is introduced in the inner raceway were measured.