

ABCM

COBEM VI

A

COBEM 83

ABCM

COBEM 83

ANAIS

VII Congresso Brasileiro
de Engenharia Mecânica

Volume A

Uberlândia MG
Dezembro 1983



VII

VOLUME C

COBEM

CONGRESSO
BRASILEIRO DE
ENGENHARIA
MECÂNICA

13 a 16 de dezembro de 1983
Uberlândia - MG



Universidade
Federal de
Uberlândia



**ANAIS DO
VII CONGRESSO BRASILEIRO
DE ENGENHARIA MECÂNICA**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

UBERLÂNDIA - MINAS GERAIS

13 - 16 de dezembro de 1983

COBEM 83

VOLUME C

AMORTECEDORES E ACÚSTICA

CONTROLE E AUTOMAÇÃO

PROJETO DE MÁQUINAS E COMPONENTES

USINAGEM E CONFORMAÇÃO DE MATERIAIS

COMPORTAMENTO DINÂMICO E ANÁLISE DE SISTEMAS MECÂNICOS

OTIMIZAÇÃO

VIBRAÇÕES

ÍNDICE - VOLUME C

AMORTECEDORES E ACÚSTICA

SESSÃO C-I

C-1	Estudo analítico e experimental do amortecedor stockbridge, <i>A.R.E. Oliveira, A.P. Ripper Neto(CEPEL/RJ)</i>	1
C-2	Uso de materiais granulares para amortecimento estrutural, <i>A. Lenzi(UFSC)</i>	11
C-3	Avaliação da qualidade acústica e identificação das fontes de ruído de um condicionador de ar de fabricação nacional, <i>H.N. Bez(ETPSC), S.N.Y. Gerges(UFSC)</i>	19
C-4	Desenvolvimento de um medidor digital de intensidade acústica, <i>E.B. Andrade, S.N.Y. Gerges(UFSC)</i>	29
C-5	Acoplamento acústico de fontes finitas em um recinto fechado, <i>M.A.N. Araújo, S.N.Y. Gerges(UFSC)</i>	39
C-6	Medição das características acústicas de alto-falantes, via técnica digital, em salas normais, <i>S.N.Y. Gerges, R.R. Brazzalle(UFSC)</i>	49
C-7	Sensibilidade da resposta em frequência de um radiador acústico bass-reflex, à alguns parâmetros de projeto, <i>J.C. Fernandes(Fundação Educacional de Baurú)</i>	59

CONTROLE E AUTOMAÇÃO

SESSÃO C-II

C-8	Análise dinâmica de um sistema com bifurcação de potência e controle de velocidade, <i>J.M. Rosário, D.E. Zampieri, H.I. Weber, A.G.B. Palhares(UNICAMP)</i>	69
C-9	Análise de desempenho de um motor-gerador homopolar acoplado a um armazenador cinético de energia, <i>J.E. Tardivo, D.E. Zampieri, J.M. Rosário(UNICAMP)</i>	79

IV

C-10	Solução analítica para os problemas da ordem e inversão geométrica na síntese de mecanismos articulados, <i>J.C. Zanini, U. Wondracek(CT/UFSC)</i>	91
C-11	Solução mecânica para a construção de um apalpador tridimensional, <i>C.A. Schneider, U. Wondracek(LABMETRO/UFSC)</i>	103
C-12	Ensaio geométricos de máquinas ferramenta - uma metodologia automatizada, <i>A.D. Silva(Faculdade Enga. de Joinville), C.A. Schneider(UFSC)</i>	113
C-13	Desempenho de um veículo elétrico a bateria com transmissão automática, <i>J. Szajner, M.S. Miskulin, K.Stavropoulou(UNICAMP)</i>	123
C-14	Design and development of a new electrically controlled intravenous drip mechanism(FOM-82), <i>I.E. Owolabi, A.O. Fapojuwo, A.M. Ahmed(University of Ilorin - NIGERIA)</i>	135

PROJETO DE MÁQUINAS E COMPONENTES

SESSÃO C-III

C-15	Projeto e desenvolvimento de um sismômetro, <i>P. Yshimine(UNESP), M.Pinotti Jr.(USP-São Carlos), J.A.B. Gomez(USP/SP)</i>	143
C-16	Tendências no desenvolvimento de pistões para motores de combustão interna, <i>J.A.T. Cullen, E.H. Matsuô, D. Mahrus(Metal Leve S.A./SP)</i>	151
C-17	Desenvolvimento de um compensador flexível para mancais aerostáticos, <i>B.M. Purquêrio(USP-São Carlos)</i>	161
C-18	Um equipamento mecânico para a produção de tijolos de solo-cimento, <i>A.G.F. Fernandes, V.J. Oliva(Faculdade Engenharia Guaratinguetá-UNESP/SP)</i>	171
C-19	Projeto e construção de um dispositivo de ensaio de fadiga de próteses valvares, <i>E.A. Misawa, K. Nakiri(HC.FMUSP/SP), O. Maizna Neto(USP/SP)</i>	181

C-20	Micro-torquímetro dinâmico, P.M. Cunha, A.S.C. Sobrinho(PUC/RJ)	191
C-21	Análise de um mancal aerostático axial anular alimentado por ranhura, J.M.C. Santos(FEIS/UNESP-Ilha Solteira/SP); R.T. Ruffino(EESC-USP/SP)	201
C-22	A model for the bolted flanged joint, D.H. Cascales, C. Militello(INGAR-Argentina)	211

USINAGEM E CONFORMAÇÃO DE MATERIAIS

SESSÃO C-IV

C-23	Variação dos desvios geométricos e de rugosidade superficial em função do desvio dimensional em operações de torneamento, O.L. Agostinho, A.J.V. Porto(EESC-USP/SP)	223
C-24	Usinagem de metais - tratamento estatístico na determinação dos parâmetros da fórmula expandida de Taylor e condições econômicas de corte, N.G.M. Mesquita(UFPE); A.C. Ferreira(UFSC); O. Armetroff(University Aachen, West Germany)	233
C-25	Usinabilidade de ligas hipoeutéticas e eutética Al-Cu com estruturas refinadas química e mecânica, S.L. Urtiga Filho(CRESM-UFRN); F.A. Lima, N.L. Cupini(PEC/UNICAMP)	245
C-26	O projeto dos elementos na usinagem eletroerosiva, J.T.N. Medeiros(UFRN); J. Lirani(EESC-USP/SP)	257
C-27	A influência do sistema de lavagem sobre a usinagem de metais por eletroerosão(UEE), J.T.N. Medeiros(UFRN); J. Lirani(EESC-USP)	267
C-28	Análise técnico-econômica de máquinas comandadas numericamente e máquinas convencionais para fabricação de um grupo de peças, G.J.V. Rados(ITA); A.C. Ferreira(UFSC)	277
C-29	Friction effect of the cold extrusion process of steel, M.A. Abdul(University of Lagos-Lagos/NIGERIA)	289

**COMPORTAMENTO DINÂMICO E ANÁLISE
DE SISTEMAS MECÂNICOS**
SESSÃO C-V

C-30	Sobre perdas estacionárias em transmissões hidrostáticas, <i>E. Mesquita Neto, H.I. Weber(UNICAMP)</i>	303
C-31	Método de simulação de mancais hidrodinâmicos, <i>D.P. Ferraz(UFPF); N.Baek(UFSC)</i>	313
C-32	Vehicle body modal analysis using structural dynamic performance data, <i>A.O. Oluremi(University of Lagos-Lagos/NIGERIA)</i>	323
C-33	Experiments in rotordynamic, <i>A.Eiber (Inst. B.f.Mech.Univ. Stuttgart, F.R.G.-West Germany); H.I. Weber (UNICAMP)</i>	333
C-34	Identificação de sistemas mecânicos por médias quadráticas, <i>H.I. Weber (UNICAMP)</i>	341
C-35	Estudo de localização de fontes de ruído e vibrações em compressores herméticos, <i>R.Sangoi, A.Lenzi(UFSC)</i>	351
C-36	On the vibrations of almost diagonalizable linear gyroscopic systems, <i>P. Hagedorn(Institut für Mechanik, TH Darmstad/West Germany)</i>	361

OTIMIZAÇÃO
SESSÃO C-VI

C-37	Síntese de mecanismos através da teoria de otimização, <i>J.C. Zanini (CT/UFSC); N.S. Soeiro(UFPA)</i>	373
C-38	Projeto e simulação de corte de engrenagens cilíndricas com auxílio do computador, <i>R.C.M. Grillo(Equipamentos CLARK Ltda.-Valinhos/SP); R. Pederiva, P. Sollero(GEPROM-UNICAMP)</i>	383

C-39	Ferramentas vibratórias para corte do solo - comentários gerais e uma nova proposta -, <i>V. Steffen Júnior, F.P. Lépore Neto</i> (Univ. Federal de Uberlândia)	393
C-40	Simulação do desempenho de um veículo automotor em ciclo operacional típico, <i>O.M. Silvaros</i> (EPUSP); <i>B.G.A.G. Laton, V.S. Boeira</i> (PROMEC-Projetos Mecânicos S/C Ltda.)	405
C-41	Sistema computacional para micro/minicomputadores: ferramenta para PCP da pequena/média indústria mecânica, <i>H. Rosenfeld, J. Lirani</i> (FEUC-USP/SP)	415
C-42	Influência de várias formas de seção transversal sobre rigidez estática de uma viga engastada em balanço, <i>C. Cruz</i> (Univ. Federal de Uberlândia); <i>R.T. Ruffino</i> (FEUC-USP/SP)	425
C-43	Modification of eigenfrequency spectra of elastomechanical systems, <i>C.P. Fritzen, R. Nordmann, D. Weber</i> (University of Kaiserslautern - West Germany)	437

VIBRAÇÕES

SESSÃO C-VII

C-44	Balanceamento de rotores através de medidas de rotação, <i>W.R.A. Oliveira, J.L. Seieszko</i> (COPPE-UFRJ)	451
C-45	Deteção de falhas em rolamentos por monitoramento e análise de vibrações - parte I, <i>I.G. Martins, S.N.Y. Gerges</i> (UFSC)	461
C-46	Estudo da redução da potência e da força de arraste num implemento agrícola vibratório, <i>F.P. Lépore Neto, V. Steffen Júnior</i> (Univ. Federal de Uberlândia)	471
C-47	Avaliação da qualidade de redutores pela análise de vibrações, <i>J.R.F. Arruda, J.M. Rosário</i> (UNICAMP)	481
C-48	Influência da rigidez dos dentes nas frequências naturais torcionais de um sistema engrenado, <i>M.T. Almeida</i> (EFEI)	491

VIII

C-49	Vibração torcional de uma turbina híbrida Darrieus-Filippino, <i>D.P. Sadhu, V.C.S. Ferreira, G.C. Ocácia, A. Tanagna(UFRGS)</i>	501
C-50	Estima de espectros em séries temporais, <i>K. Hirata(IPT/SP)</i>	511
C-51	Seismic response of vertical shaft pump including sloshing effects of water, <i>T. Shimogo(Keio University, Kōlūk-Ku, Yokohama-JAPAN)</i>	523



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-1

P.P. 1 - 10

UFU

ESTUDO ANALÍTICO E EXPERIMENTAL DO AMORTECEDOR STOCKBRIDGE

AGAMENON R. E. OLIVEIRA

Pesquisador
CEPELL - Centro de Pesquisas de Energia Elétrica
21941 Rio de Janeiro, Brasil

ARTHUR PALMEIRA RIPPER NETO

Pesquisador
CEPELL - Centro de Pesquisas de Energia Elétrica
21941 Rio de Janeiro, RJ

SUMÁRIO

Um método aproximado é sugerido para a determinação das tensões dinâmicas máximas no cabo mensageiro de amortecedores stockbridge. As tensões são estimadas a partir das deflexões elásticas na extremidade do cabo, obtidas experimentalmente e através de um modelo matemático linear com dois graus de liberdade.

SUMMARY

An approximate method is suggested for the determination of the maximum dynamic stresses in the messenger cable of stockbridge dampers. The stresses are estimated from the elastic deflection at the end of the cable obtained experimentally and through a linear two degree-of-freedom mathematical model.

1. Introdução

O amortecedor stockbridge é um dos mais antigos dispositivos usados nas linhas de transmissão para controlar as vibrações eólicas. Desde sua invenção, em 1925, por G.H. Stockbridge, ele vem sofrendo modificações e desenvolvimentos e, atualmente, podemos encontrá-lo em várias versões comerciais.

Conforme pode ser visto na Figura 1, a dissipação de energia introduzida pelo vento, se faz através do atrito interno no cabo mensageiro, produzido por seu movimento de flexão, durante as oscilações.

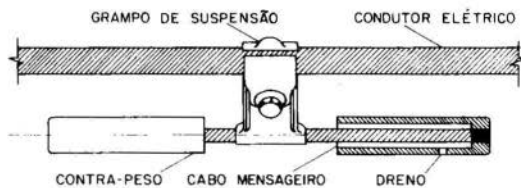


Figura 1 - Amortecedor stockbridge instalado no condutor

A eficiência desses amortecedores é medida através de ensaios de laboratório, onde são levantadas curvas características para a resposta em frequência ou energia absorvida por ciclo. Durante os ensaios é muito frequente o rompimento do cabo mensageiro, devido a tensões muito elevadas que são desenvolvidas nas frequências de ressonância.

A maioria dos trabalhos publicados [1], [2], [3], estuda a interação entre o amortecedor e a linha de transmissão, onde a determinação da força total exercida pelo amortecedor sobre a linha e as condições de sua instalação são os objetivos principais.

O presente trabalho tenta correlacionar as tensões máximas no cabo mensageiro com o deslocamento no grampo de suspensão, na tentativa de estabelecer as condições adequadas para os ensaios de laboratório. Isto foi feito, através

de um método aproximado para o cálculo das tensões no cabo, partindo da solução analítica de um modelo matemático para o amortecedor. Para testar a capacidade preditiva do modelo, foram ensaiados dois amortecedores distintos, e os resultados previstos pelo modelo, comparados com os experimentais.

2. Modelo Matemático

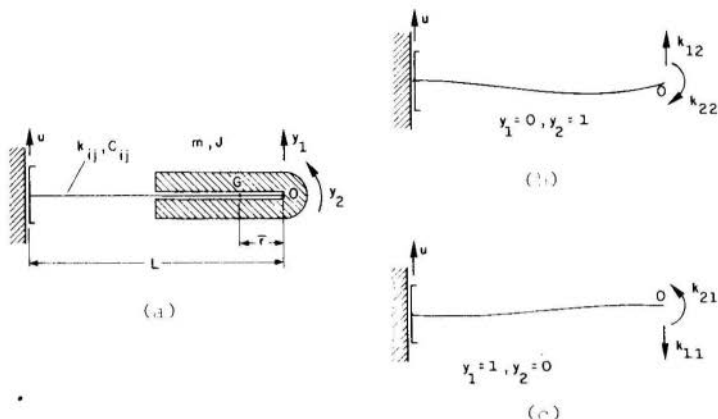


Figura 2 - Diagrama de corpo livre de um amortecedor simétrico

A Figura 2(a) mostra o diagrama de um amortecedor simétrico com o cabo perfeitamente elástico e uniforme, sem massa, mas com amortecimento.

Chamamos de m a massa de cada contra-peso, J o momento de inércia de m em relação ao eixo normal, passando por O (ponto de engastamento do cabo), L o comprimento do cabo, r a distância entre o centro de gravidade G e o ponto O , e EI a rigidez flexional do cabo.

As coordenadas adotadas são y_1 , deslocamento vertical de O , y_2 , deslocamento angular do contra-peso e u deslocamento vertical do grampo de suspensão.

Fazendo o balanço das forças e dos momentos sobre o contra-peso, com o auxílio da Figura 2(b) e 2(c), onde as for-

ças e momentos unitários são os coeficientes de influência de rigidez, as equações de movimento se escrevem:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 - \dot{u} \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + [k] \begin{Bmatrix} y_1 - u \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

onde:

$$\begin{aligned} m_{11} &= m ; & m_{12} &= m_{21} = -m\bar{r} ; & m_{22} &= J \\ k_{11} &= 4k ; & k_{12} &= k_{21} = -2kL ; & k_{22} &= 4/3 kL^2 \end{aligned} \quad (1.a)$$

$$k = 3 EI/L^3$$

Vários estudos experimentais com cabos [4], [5], têm demonstrado, que as forças de amortecimento estão associadas às forças elásticas, guardando o mesmo tipo de relação, quer os deslocamentos sejam lineares ou angulares. Essas investigações mostraram que é possível estabelecer a seguinte relação entre os elementos da matriz de amortecimento e de rigidez:

$$c_{ij} = \frac{\mu}{\Omega} k_{ij} \quad (1.b)$$

onde $\mu = \delta/\pi$, sendo δ o decremento logarítmico do amortecedor e Ω a frequência de vibração forçada.

3. Freqüências Naturais

Para vibrações livres do amortecedor ($u = 0$), desprezando-se o amortecimento, o modelo (1) fornece a seguinte equação característica do sistema, desde que adotemos soluções harmônicas para os deslocamentos y_1 e y_2 :

$$\det ([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (2)$$

da qual obtemos a expressão para as freqüências naturais do sistema:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[-A \mp \sqrt{A^2 - 4B} \right] \quad (3)$$

onde:

$$A = [k_{12} m_{21} + k_{21} m_{12} - (k_{11} m_{22} + k_{22} m_{11})] / \det[M]$$

$$B = \det [k] / \det [M] \quad (3.a)$$

k_{ij} , m_{rs} são dados por (1.a)

4. Vibrações Forçadas

Para vibrações forçadas do sistema, com frequência de excitação Ω , admitimos soluções harmônicas para os deslocamentos y_1 , y_2 e u , na seguinte forma:

$$y_1 = Y_1 \cos(\Omega t - \phi_1); \quad y_2 = Y_2 \cos(\Omega t - \phi_2)$$

$$u = U \cos \Omega t \quad (4)$$

O deslocamento u no grampo de suspensão é tomado como referência para os ângulos de fase ϕ_1 e ϕ_2 dos deslocamentos y_1 e y_2 .

Substituindo (4) e suas derivadas em relação ao tempo, no modelo (1), e usando a relação (1.b), obtemos o seguinte sistema de equações:

$$[A] \{X\} = \{B\} \quad (5)$$

onde:

$$a_{11} = k_{11} - m_{11}\Omega^2; \quad a_{12} = \mu k_{11} \quad ; \quad a_{13} = k_{12} - m_{12}\Omega^2; \quad a_{14} = \mu k_{12}$$

$$a_{21} = -a_{12} \quad ; \quad a_{22} = a_{11} \quad ; \quad a_{23} = -a_{14} \quad ; \quad a_{24} = a_{13}$$

$$a_{31} = k_{21} - m_{21}\Omega^2; \quad a_{32} = \mu k_{21} \quad ; \quad a_{33} = k_{22} - m_{22}\Omega^2; \quad a_{34} = \mu k_{22}$$

$$a_{41} = -a_{32} \quad ; \quad a_{42} = a_{31} \quad ; \quad a_{43} = -a_{34} \quad ; \quad a_{44} = a_{33}$$

$$X_1 = Y_1 \cos \phi_1 \quad ; \quad X_2 = Y_1 \sin \phi_1 \quad ; \quad X_3 = Y_2 \cos \phi_2 \quad ; \quad X_4 = Y_2 \sin \phi_2$$

$$b_1 = k_{11}U \quad ; \quad b_2 = -\mu k_{11}U \quad ; \quad b_3 = k_{21}U \quad ; \quad b_4 = -\mu k_{21}U$$

Resolvendo (5), obtemos as seguintes expressões para as amplitudes dos deslocamentos y_1 e y_2 e seus respectivos ângulos de fase, em relação ao deslocamento u do grampo:

$$\begin{aligned} Y_1 &= \sqrt{X_1^2 + X_2^2}; \quad \text{tg}\phi_1 = X_2/X_1 \\ Y_2 &= \sqrt{X_3^2 + X_4^2}; \quad \text{tg}\phi_2 = X_4/X_3 \end{aligned} \quad (6)$$

5. Tensões Máximas no Cabo Mensageiro

Se usarmos um sistema de coordenadas x - y , com origem no grampo de suspensão, a Figura 2 sugere que a equação da linha elástica do cabo mensageiro é um polinômio da forma:

$$y(x) = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D \quad (7)$$

e deve satisfazer as seguintes condições de contorno:

$$\begin{aligned} y(0) &= u; \quad y'(0) = 0 \\ y(L) &= Y_1; \quad y'(L) = Y_2 \end{aligned} \quad (7.a)$$

A tensão fletora dinâmica no cabo será então:

$$\sigma(x) = E \frac{d_f}{2} y'' \quad (8)$$

onde E é o módulo de elasticidade do fio, d_f o diâmetro do fio do cabo mensageiro, u e y os deslocamentos no grampo e no cabo, respectivamente.

Diferenciando (7) em relação a x , usando (7.a) e substituindo em (8), obtemos a expressão geral para as tensões ao longo do comprimento do cabo.

$$\sigma(x) = \frac{E d_f}{L} \left[3 \left(1 - \frac{2x}{L} \right) \left(\frac{y_1 - u}{L} \right) + \left(\frac{3x}{L} - 1 \right) y_2 \right] \quad (9)$$

Nas frequências de ressonância, os deslocamentos y_1 e y_2 estão defasados de $\pi/2$ em relação ao deslocamento do grampo. Portanto, num ciclo de vibração, a tensão fletora máxima

ocorrerá quando o grampo passar pela posição de equilíbrio ($u=0$) e o contra-peso estiver com deflexão máxima ($y_1 = Y_1$; $y_2 = Y_2$). Para estas condições obtemos a partir de (9):

$$\begin{aligned}\sigma_{\max}(0) &= \frac{E d_f}{L} \left[\frac{3 Y_1}{L} - Y_2 \right] \\ \sigma_{\max}(L) &= \frac{E d_f}{L} \left[-\frac{3 Y_1}{L} + 2 Y_2 \right]\end{aligned}\quad (10)$$

As equações (10) fornecem um método aproximado para a determinação das tensões dinâmicas máximas no cabo mensageiro, desde que as amplitudes dos deslocamentos y_1 e y_2 sejam conhecidas.

6. Experimentação

Os amortecedores foram ensaiados num sistema eletrodinâmico que mantém constante, por realimentação, a amplitude de deslocamento U do grampo de suspensão. Os sinais do acelerômetro A, preso à mesa vibratória, e de um transdutor de força localizado entre a mesa vibratória e o grampo do amortecedor, são comparados continuamente para determinação das frequências de ressonância do sistema, que ocorrem quando o ângulo de fase entre eles é $\pi/2$.

Os acelerômetros 1 e 2 fornecem as acelerações \ddot{X}_1 e \ddot{X}_2 nas extremidades do contra-peso, das quais são obtidos os deslocamentos linear (Y_1) e angular (Y_2), como se segue:

$$Y_1 = \frac{3,51 \times 10^3}{f^2} [b/a \ddot{X}_1 + (1 - b/a) \ddot{X}_2] \quad [\text{mm}]$$

$$Y_2 = \frac{3,51 \times 10^3}{af^2} [\ddot{X}_1 - \ddot{X}_2] \quad [\text{rd}]$$

onde, a é a distância entre os acelerômetros 1 e 2, b a distância entre o ponto O (Fig. 2(a)) e o acelerômetro 2, \ddot{X}_1 , \ddot{X}_2 a leitura em volts dos acelerômetros 1 e 2, $f = \Omega/2\pi$.

O decremento logarítmico do sistema foi medido através da curva de decaimento dos sinais dos acelerômetros 1 e 2, gravados num osciloscópio de memória. Para vibrações livres a excitação na extremidade do acelerômetro 1 fornece δ_1 (1º modo), enquanto que o sinal do acelerômetro 2 fornece δ_2 (2º modo).

A Figura 3 mostra o esquema da instrumentação usada. A fotografia a seguir mostra detalhes do sistema de medida.

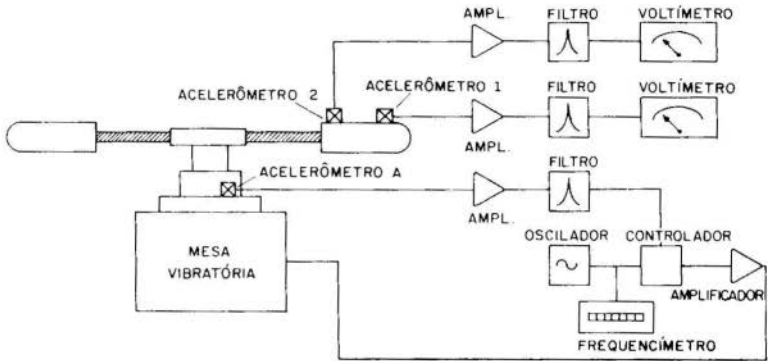
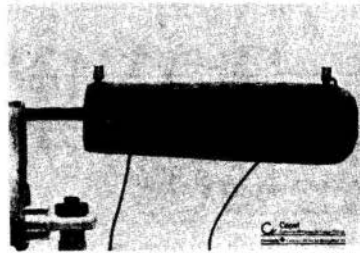


Figura 3 - Esquema da instrumentação



Detalhe do sistema de medida do contra-peso

7. Resultados

Na Tabela 1 vemos os valores dos parâmetros característicos dos dois amortecedores ensaiados e suas respectivas frequências naturais, calculadas e medidas.

AMORTECEDOR	[kg]	[Nm ²]	[Nm ²]	[m]	[m]	[m]	[m]	[Hz]	
	m	J	EI	L	\bar{r}	d_f	μ	FREQÜÊNCIAS. NATURAIS	
								MEDIDA	CALCULADA
I	2,4	0,03	28	0,183	0,03	3,08	0,06	$f_1 = 9,5$ $f_2 = 24,5$	$f_1 = 9,1$ $f_2 = 25,8$
II	1,94	0,015	4,1	0,140	0,009	2,55	0,04	$f_1 = 6,4$ $f_2 = 18,3$	$f_1 = 5,6$ $f_2 = 19,1$

TABELA 1

As Figuras 4(a) e 4(b) mostram as tensões dinâmicas no ponto de engastamento do cabo com o contra-peso.

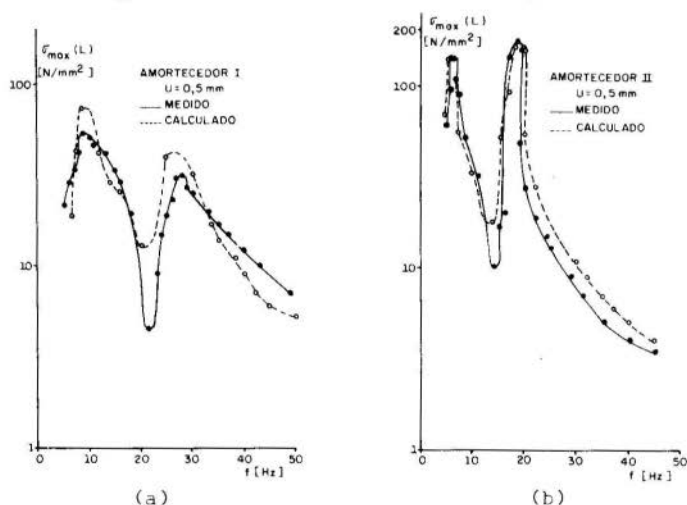


Figura 4 - Tensões dinâmicas máximas no cabo mensageiro

8. Comentários e Conclusão

Os resultados obtidos para os dois amortecedores ensaiados, demonstram que existe uma boa correlação entre o modelo matemático e a experimentação. Com o método apresentado, é possível prever com razoável grau de aproximação as tensões dinâmicas no cabo mensageiro e dessa maneira estabelecer uma amplitude máxima de deslocamento do grampo de suspensão, além da qual o amortecedor corre o risco de romper por fadiga durante os ensaios.

As discrepâncias entre os resultados teóricos e experimentais são atribuídas aos seguintes fatores:

- a) dificuldade de uma correta estimativa de certos parâmetros, principalmente a rigidez flexional do cabo;
- b) variações do parâmetro de amortecimento μ com a frequência. No modelo foi usado o valor médio entre μ_1 (1º modo) e μ_2 (2º modo);
- c) pequenos efeitos de não-linearidade observados durante os ensaios, que se refletem em variações das frequências naturais quando o deslocamento U do grampo varia.

9. Referências

- [1] R. Claren and G. Diana, "Mathematical analysis of transmission line vibration". IEEE, Transaction on Power Apparatus and Systems, 88, p. 1741-71, 1969.
- [2] M.S. Dhotarad et alii, "Transmission line vibrations", Journal of Sound and Vibration, 60 (2), p. 217-37, 1978.
- [3] P.Hagedorn, "On the computation of damped wind-excited vibrations of overhead transmission lines", Journal of Sound and Vibration, 33 (3), p. 753-71, 1982.
- [4] S. Durvasula, "Vibration of a uniform cantilever beam carrying a concentrated mass and moment of inertia at the tip, Report No. AE 1335, Indian Institute of Science, Bangalore, 1965.
- [5] H. Wagner et alii, "Dynamics of stockbridge dampers", Journal of Sound and Vibration, 30 (2), p. 207-20, 1973.

ANAIS

PROCEEDINGS

**COBEM 83**VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº C-2

P.P. 11 - 18



UFU

USO DE MATERIAIS GRANULARES PARA AMORTECIMENTO ESTRUTURAL

ARCANJO LENZI

Deptº de Engenharia Mecânica, UFSC

Caixa Postal 476, Trindade

CEP 88.000 - Florianópolis (SC)

SUMÁRIO

O ruído irradiado por máquinas tende a concentrar-se na faixa de 500 a 3000 Hz. Nesta região, o amortecimento estrutural, como parâmetro de controle do ruído na fonte, deve ser máximo. Uma técnica recente, com algumas vantagens sobre as convencionais, consiste no uso de materiais granulares em cavidades das estruturas de máquinas. Este trabalho descreve experimentos básicos para determinação dos parâmetros mais importantes relacionados com o mecanismo de dissipação de energia e seus efeitos. Fatores de perda máximos chegam a 0.2 e ocorrem quando a cavidade acomoda um quarto de comprimento de onda longitudinal no material granular.

SUMMARY

Noise radiation from machines is mainly concentrated in the frequency range 500 to 3000 Hz. Structural damping, as a parameter for noise control at the source, must therefore be maximum in this region. A recent technique, which has some advantages with regard to conventional ones, consists in filling the cavities of machine structures with sand. This work describes basic experiments for the determination of the main parameters related to the mechanism of energy dissipation, as well as their relative effects. Loss factors as high as 0.2 have been measured. The maximum damping occurs when the cavity accommodates one quarter of the longitudinal wavelength in the granular material.

1. Introdução

Como resultado de medições de amortecimento de estruturas de máquinas conduzidas pelo autor, considere-se que valores típicos do fator de perda apresentam um nítido decréscimo com a frequência, variando de 5×10^{-2} em 300 Hz 10^{-2} em 5000 Hz. O fator de perda, η_s , representa a fração energia dissipada por radiano de oscilação em relação à máxima energia vibratória da estrutura.

Richards [1] demonstrou que uma combinação de parâmetros, tais como eficiência de irradiação (σ_{rad}), força impulsiva aplicada à estrutura, a impedância puntual e o amortecimento estrutural fazem com que a energia sonora irradiada seja concentrada principalmente na faixa de 500 a 5000 Hz. O amortecimento é, portanto, um parâmetro importante na redução do ruído de máquinas.

Técnicas de amortecimento, como o uso de materiais viscoelásticos, otimização de juntas (secas ou com insertos) visando máxima dissipação de energia, e a fixação de neutralizadores dinâmicos, são comumente encontradas na prática [2]. Porém, as limitações destas técnicas quando aplicadas a estruturas pesadas de máquinas, operando nas mais diversas faixas de temperatura, e possuindo um elevado número de ressonâncias, fizeram com que fossem realizados estudos para a determinação da capacidade de dissipação de energia vibratória em materiais granulares colocados nas cavidades das estruturas de máquinas.

Wolf [3] descreve experimentos básicos para determinação do amortecimento de vigas I (15 cm \times 10 cm \times 3 m de comprimento) com 06 (seis) caixas metálicas cheias de areia seca e fixadas à viga. Fatores de perda variavam de 0.05 a 0.1. Sua variação com a amplitude foi também detectada por Kuhl e Kaiser [4], em seus experimentos com barras curtas de concreto e de alumínio, cheias de areia.

Nota-se, através da escassa literatura referente ao assunto, grandes incertezas em relação aos exatos mecanismos de dissipação de energia e parâmetros relacionados.

Neste contexto, este trabalho descreve estudos experimentais com o objetivo de determinar os parâmetros importantes e seus efeitos relativos sobre o amortecimento.

2. Descrição do Experimento

Testes foram conduzidos em tubos industriais com as seguintes dimensões de seção transversal: 50 mm x 50 mm, 75 mm x 50 mm, 50 mm x 25 mm e um circular com diâmetro de 37.5 mm. Todos possuíam espessura de 3 mm. O comprimento foi deliberadamente escolhido 1.5 m, já que as primeiras frequências de ressonâncias iniciam em torno de 100 Hz.

O método empregado para medição do amortecimento foi o da medição da potência de entrada, já que materiais granulares podem proporcionar grande amortecimento estrutural, além de variarem com a amplitude.

A medição consistiu em medir força (F_{rms}) aplicada por um excitador eletrodinâmico e velocidade (V_{rms}) em uma das extremidades livres do tubo. A diferença de fase ϕ , foi também medida com o uso de um fasímetro. A potência transmitida ao tubo é calculada por:

$$W_{ent} = F_{rms} \times V_{rms} \times \cos \phi \quad (1)$$

A resposta dos tubos (velocidade, V) foi medida com um acelerômetro em vários pontos separados um do outro de uma distância equivalente a um terço do comprimento da onda de flexão no tubo.

O fator de perda, η_s , é determinado pela expressão:

$$\eta_s = \frac{W_{ent}}{2\pi f M \langle \bar{V}^2 \rangle} \quad (2)$$

onde f é a frequência, M é a massa total do tubo (incluindo a areia) e $\langle \bar{V}^2 \rangle$ é o quadrado da velocidade (média temporal e espacial).

O excitador era alimentado com um sinal harmônico de frequência coincidente com as frequências dos tubos.

3. Resultados e Discussão

Devido a variação do amortecimento com a amplitude, medições foram realizadas para vários níveis de vibrações e cada ponto mostrado nos gráficos representa um valor médio.

a) Efeito do Tamanho de Grão

Quatro tipos de areia com diferentes tamanhos de grãos foram utilizados. Os resultados, conforme mostrados na figura 1, indicam pequena variação do amortecimento, exceto na frequência de 10 KHz, onde uma diferença máxima de 5 dB é observada. Isto sugere algum tipo de compensação, apesar do número de contatos por unidade de volume ser menor para grãos maiores. Forças normais e tangenciais nos contatos devem ser aumentadas, quando da passagem de ondas de tensão. Estudos teóricos [5] referentes ao amortecimento de materiais constituídos de grãos esféricos confirmam a não influência do diâmetro, conforme o observado experimentalmente.

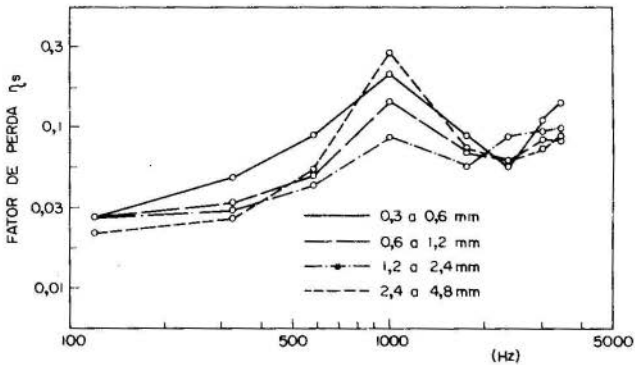


Fig. 1. Fatores de perda de um tubo vertical (50 mm x 50 mm x 1.5 m) com areia de vários tamanhos de grão.

b) Efeito da Dimensão da Cavidade

A primeira observação das curvas de amortecimento é a já familiar região de máximo amortecimento (figura 2). Observa-se também que vibrações excitadas na direção da maior dimensão da seção da cavidade provoca uma mudança da região de máximo amortecimento para frequências mais baixas e vice-versa. Esta observação experimental de que dimensão de cavidade e frequência de máximo amortecimento são inversamente proporcionais indica a formação de ressonâncias na areia, causadas pela presença de ondas elásticas.

Resultados de medições de velocidade de ondas longitudinais conduzidas pelo autor indicam valores oscilando em torno de 200 m/s. Conclui-se que na frequência de máximo amortecimento a cavidade acomoda 1/4 do comprimento de onda no material granular.

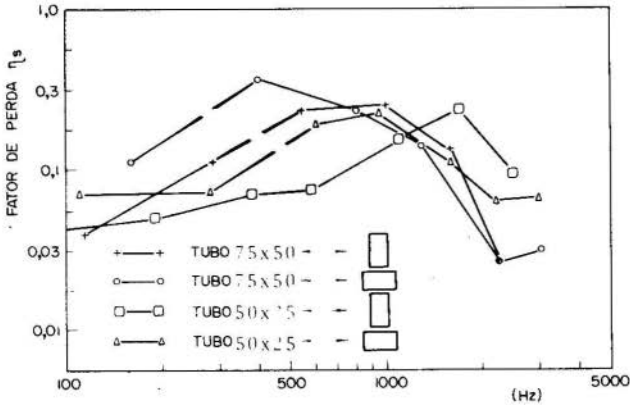


Fig. 2. Comparação de fatores de perda para tubos de seção retangular com diferentes direções de excitação. Tubos suspensos longitudinalmente. Areia usada: 0.6 a 1.2 mm.

c) Efeito da Forma da Cavidade

Resultados de amortecimentos com tubos de seções circulares e quadradas estão mostrados na figura 3. Estas seções são consideradas duas condições extremas com relação à forma de cavidade. Observa-se boa concordância dos resultados, tanto em níveis de amortecimento como em frequências onde o máximo amortecimento ocorre. Nota-se que a forma da cavidade não é importante, sendo o parâmetro principal a dimensão típica interna.

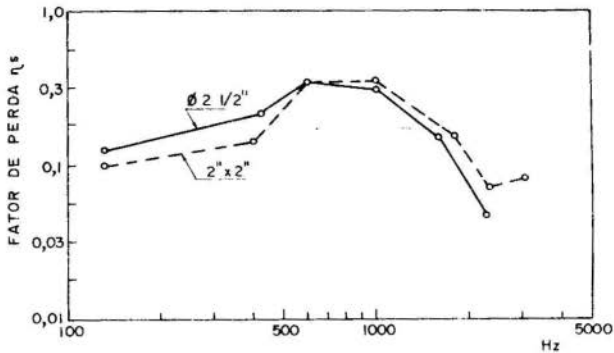


Fig. 3. Comparação de fatores de perda de tubos de diferentes formas de seção transversal. Tubos suspensos horizontalmente. Areia usada: 0.6 a 1.2 mm.

d) Efeito da Pressão

Pressão estática restringe os movimentos relativos entre grãos, proporcionando menor amortecimento. Este parâmetro foi estudado comparando os resultados para vigas em posições horizontais e verticais (figura 4). A pressão externa causada pela gravidade, embora variando de um fator de aproximadamente 20, não alterou acentuadamente o amortecimento. Observa-se um acréscimo de 3 a 4 dB em baixas frequências em tubos horizontais, bem como um leve decréscimo na velocidade de ondas longitudinais com decréscimo na pressão.

e) Efeito de "Bombeamento" de Ar nos Interstícios

Um dos tubos foi especialmente vedado para formação de vácuo interno (3 cm Hg absoluto), de forma a evitar o bombeamento, de uma região para outra, do ar entre os interstícios. Variações máximas no amortecimento foram de 1.5 dB, o que sugere ser insignificante a dissipação no ar, comparada ao atrito entre grãos.

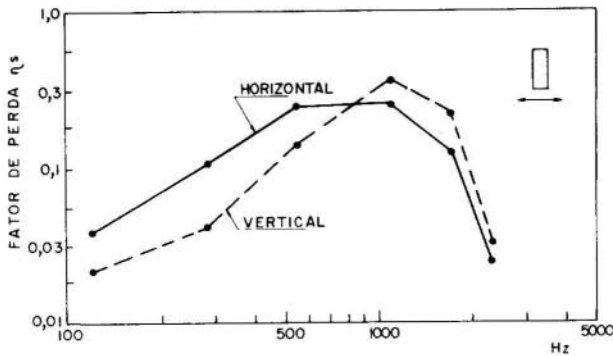


Fig. 4. Comparação de fatores de perda de tubos posicionados vertical e horizontalmente. Tubo: 75 mm x 50 mm. Areia usada: 0.6 a 1.2 mm.

f) Amplitude de Vibração

Observou-se experimentalmente a dependência do amortecimento com a amplitude nas baixas frequências (abaixo de 500 Hz), enquanto que apresenta um comportamento linear acima desta frequência. Este duplo mecanismo de amortecimento pode ser explicado em termos de amplitudes dos deslocamentos relativos entre grãos. Em baixas frequências, que proporcionam grandes amplitudes de vibrações, o deslizamento relativo entre grãos ocorre na maioria dos contatos. Mesmo que o deslizamento seja parcial (isto é, ocorre deslizamento entre grãos em apenas uma região da área de contato). O fator de perda é proporcional à amplitude de vibração, sendo a energia quase que totalmente dissipada nos contatos. Nas altas frequências, os deslocamentos relativos entre grãos pode ser da ordem de 100 Å (comparável ao tamanho de moléculas), tornando a energia dissipada nas áreas de contato insignificantes, se comparada à dissipada internamente nos grãos, o que explica o mecanismo linear observado nessa região de frequência.

4. Conclusões

O amortecimento de componentes de estruturas de máquinas pode ser aumentado por este novo método, isto é, o de preencher suas cavidades com materiais granulares, tais como areia. Na inviabilidade deste procedimento, caixas metálicas contendo estes materiais podem ser fixadas à estrutura. A frequência de máxima dissipação de energia pode ser ajustada escolhendo uma dimensão interna apropriada para as cavidades. A obtenção de fatores de perda da ordem de 0.1 são facilmente obtidos.

REFERÊNCIAS

- [1] Richards, E. J., "On the Prediction of Impact Noise. Part III: Energy Accountancy in Industrial Machines", J. Sound and Vibration, Vol. 76(2) (1981), pp. 187-232.
- [2] Richards, E. J. e Lenzi, A., "On the Prediction of Impact Noise. Part VII: The Structural Damping of Machinery", trabalho submetido à publicação no J. Sound and Vibration (1983).
- [3] Wolf, N. D., "Results of Loss Factor Measurements on Concrete Beams using a Viscoelastic or Sand Damping System", ASD-TDR-62-717, Wright-Patterson AFB, Ohio-USA.
- [4] Kuhl, W. e Kaiser, H., "Absorption of Structure-Borne Sound in Building Materials with and without Sand-Filled Cavities", Acustica, Vol. 2 (1952), pp. 179-188.
- [5] Mindlin, R. D. e Deresiewicz, H., "Elastic Spheres in Contact under Varying Oblique Forces", Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, September (1953), pp. 327-344.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº C-5

P.P. 19 - 28



UFU

AValiação DA QUALIDADE ACÚSTICA E IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE
RUÍDO DE UM CONDICIONADOR DE AR DE FABRICAÇÃO NACIONAL

Humberto Nocetti Bez

Professor da ETFS

Samir N. Yousri Gerges

Professor Titular

UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica

88.000, Florianópolis, SC, Brasil.

SUMÁRIO

Este trabalho tem a finalidade de avaliar a qualidade acústica de um aparelho de ar condicionado de fabricação nacional. Anteriormente foi preparada uma câmara reverberante da UFSC e qualificado de acordo com as normas ISO 3741 [1,2] e a potência sonora do aparelho foi medida.

O nível de pressão sonora do aparelho foi medido em uma sala de uso comum e foi comparado com as curvas NR (curvas de mesma intensidade audível) com a finalidade de se definir o nível de conforto.

Uma análise de coerência foi realizada através de técnicas digitais, usando-se o analisador de Fourier (HP 5451C), para se identificar a contribuição para o ruído total emitido de fontes, tais como: compressor, ventiladores, motor elétrico e fluxo aerodinâmico.

SUMMARY

The objective of this paper is to present the acoustic quality of a Brazilian made air conditioning system. The sound power radiated was measured in the UFSC reverberation room which was qualified according to ISO 3741 standard [1,2]. The comfort level was defined using the noise rating curves (NR) by measuring the sound pressure level in a normal room. Digital coherence analysis was also carried out using the Fourier HP 5451 C to identify the contribution of each noise source such as the compressor, the electric motor, the ventilators and the air flow.

1. Introdução

A grande variação de temperatura no clima obriga o uso de condicionadores de ar por milhões de pessoas em casa, no trabalho, em hotéis, em hospitais, a fim de melhorar a qualidade de vida. Isto resultou em um grande número de modelos de diferentes tipos que tendem a ser compactos no seu tamanho e com alta eficiência térmica, com conseqüente alto nível de ruído.

A análise do ruído emitido consiste em avaliar a qualidade acústica do condicionador de ar através da medida da potência sonora, analisar o nível de conforto através das curvas NR e identificar as principais fontes de ruído através da função de coerência.

2. Medida da Potência Sonora Irrradiada pelo Condicionador de Ar

O nível de potência sonora irradiado pelo condicionador de ar foi medido em bandas de 1/1 de oitava nas frequências centrais de 125 até 8000Hz, de acordo com as especificações da norma ISO 374 [1]. O aparelho foi colocado dentro da câmara reverberante, qualificada [2], e não na parede, que é a sua posição de funcionamento de uso comum, porque se quer medir a quantidade total da potência sonora que é entregue pelo mesmo ao meio ambiente.

Dois métodos de medições foram usados: um foi o método direto em que a potência sonora é determinado através da seguinte equação [3]

$$LW = LP - 10 \log_{10} \frac{T}{T_0} + 10 \log_{10} \frac{V}{V_0} + 10 \log_{10} \left(1 + \frac{S \cdot \lambda}{8V} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{B}{1000} \right) - 14 \text{ dB}$$

onde LW é o nível de potência sonora (dB)

LP é o nível de pressão sonora (dB)

T é o tempo de reverberação (S)

T₀ valor de referência = 1 Log

V é o volume da câmara reverberante (m³)

V₀ valor de referência = 1 m³

S é a área total lateral da câmara (m²)

λ é o comprimento de onda da frequência central da banda (m)

B é a pressão atmosférica (milibares)

O outro método foi o método de comparação, em que usou-se como fonte sonora de referência B K 4205. Neste método, para cada banda de 1/1 de oitava, mede-se o nível de pressão sonora emitido pelo condicionador

de ar. A fonte de referência é ligada e o nível de potência sonora do gerador é aumentado até que o nível de pressão sonora lido seja 3-dB acima do nível obtido para o aparelho. O nível de potência sonora do condicionador de ar é então igual ao nível de potência sonora lido na escala do gerador da fonte 4205 [4].

As medições foram feitas em seis diferentes faixas de funcionamento do aparelho:

- 1) ventilação alta
- 2) ventilação baixa
- 3) refrigeração alta máxima
- 4) refrigeração baixa máxima
- 5) aquecimento alto máximo
- 6) aquecimento baixo máximo

Os valores determinados dos níveis de potência sonora para a ventilação, refrigeração e aquecimento estão mostrados nas figuras 1, 2 e 3, respectivamente.

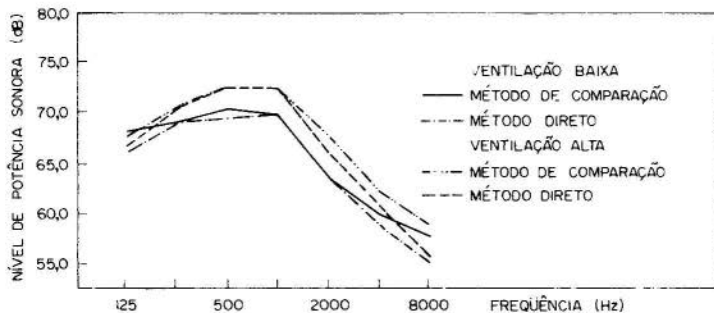


Fig. 1. Nível de potência sonora (NPS) versus freqüência na ventilação.

Observa-se que o nível de potência sonora é aproximadamente o mesmo para as três situações diferentes de funcionamento, tanto no método direto como no método de comparação, não ocorrendo uma diferença maior

do que 3 dB para toda a faixa de frequência.

Nota-se também que a potência sonora é mais alta para as médias frequências. Conclui-se então que a maior parcela de ruído irradiado é devida aos ventiladores, que tem a finalidade de promover a passagem de ar através do aparelho de ar condicionado. Este ruído fica mais acentuado devido ao ruído aerodinâmico do fluxo de ar, pois dentro do aparelho tem-se cantos vivos, restrições na sua trajetória, etc.

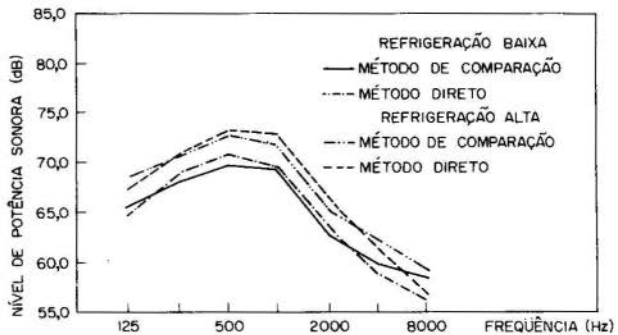


Fig. 2. Nível de potência sonora (NPS) versus frequência na refrigeração.

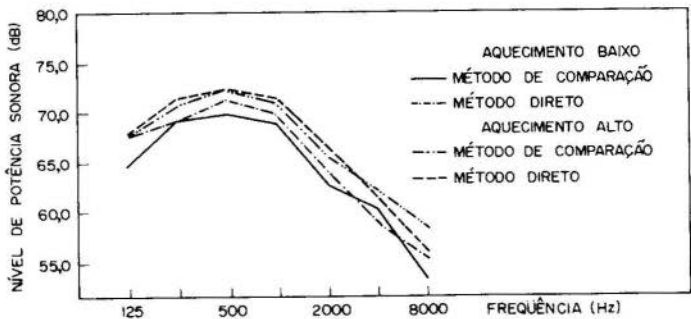


Fig. 3. Nível de potência sonora versus frequência no aquecimento

3 - Avaliação do Nível de Conforto Através de Curvas NR

Uma maneira de avaliar os efeitos subjetivos do ruído sobre o homem consiste no uso de curvas de mesma intensidade audível (loudness). Designa-se intensidade audível a sensação sonora que possibilita ao ouvinte avaliar a grandeza de intensidade sobre uma escala de baixo até alto [5,6], isto é, permite ao ouvinte considerar os níveis de ruído de igual intensidade para as várias frequências.

As medidas do nível de pressão sonora são feitas em bandas de 1/1 da oitava e o espectro medido é comparado com as curvas da mesma intensidade audível, a fim de serem identificadas as bandas mais influentes e também o grau de intensidade de um determinado ruído.

O aparelho de ar condicionado foi colocado dentro de uma sala, com as características normais de uma sala de trabalho qualquer. Esta sala, construída com tijolos à vista, possui cortinas, carpete, armário embutido e três escrivaninhas. As dimensões da mesma são: 3,5m de largura, 4m de comprimento e 3,5 de altura.

Foram feitas medidas dos níveis de pressão sonora em 3 posições diferentes, para cada posição foram feitas medidas para as situações abaixo:

- a) ruído de fundo
- b) aquecimento alto máximo
- c) refrigeração alta máxima
- d) ventilação alta.

Os resultados obtidos para a posição 1 estão mostrados na figura 4.

Observa-se que o ruído está dentro de uma faixa que proporciona um desconforto para as bandas de 250 a 8000Hz. Esta faixa de frequência abrange a maior parte de energia emitida e corresponde à faixa de maior percepção da audição humana. Nota-se também que não há grandes diferenças entre as três situações de funcionamento. Com relação ao ruído de fundo, verifica-se que está dentro de uma faixa confortável para todas as frequências de análise.

Os resultados obtidos para as posições 2 e 3 são semelhantes aos resultados obtidos na posição 1, diferindo de valores muito pequenos.

Se fizermos uma análise para as condições aceitáveis de trabalho com a mínima interferência na fala, verifica-se que existe uma interferência pequena do ruído causado pelo aparelho de ar condicionado nesta sala.

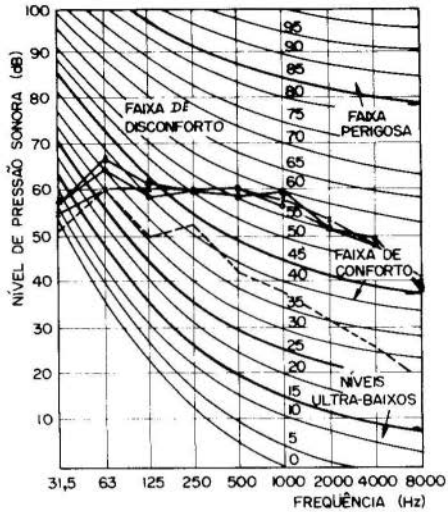


Fig. 4. Curvas NR para a posição I do microfone.

Se considerarmos a sala como um ambiente de trabalho em um laboratório a conversação será mais afetada pelo ruído emitido e se considerarmos a sala como um escritório particular, a conversação será interferida pelo ruído de fundo, e esta interferência fica mais acentuada quando o aparelho de ar condicionado está ligado.

4 - Identificação das Fontes de Ruído

A função de coerência permite avaliar a contribuição de diferentes componentes de um sistema na saída do mesmo, isto é, permite verificar se as medidas feitas entre dois pontos são correlacionadas. Além disso, a função de coerência é normalizada para todas as frequências de tal maneira que assume valores entre 0 e 1, e isto faz com que se removam os ganhos dos transdutores e a influência do caminho de transmissão da medida.

Existem vários tipos de funções de coerência [7]. Quando várias fontes não são correlacionadas umas com as outras usa-se a coerência ordinária.

Quando as várias fontes são correlacionadas umas com as outras, usa-se a coerência parcial e a coerência múltipla. Na coerência parcial, é verificada a correlação entre uma entrada e a saída sem levar em consideração o efeito das outras entradas e na coerência múltipla é feita a correlação entre todas as entradas e a saída.

Neste trabalho será feita uma análise rápida e geral através da coerência ordinária, para verificar o quanto da energia sonora emitida é devido as vibrações de certos componentes do aparelho de ar condicionado, tais como: compressor, ventilador, motor elétrico, etc.

A medida da função de coerência é feita através de um coeficiente chamado de coeficiente de coerência, que para a coerência ordinária é dado por [8];

$$\gamma^2 = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_x(f) \cdot G_y(f)}$$

onde $G_x(f)$ é a potência espectral medido no transdutor na entrada $x(t)$

$G_y(f)$ é a potência espectral medido no transdutor na saída $y(t)$

$G_{xy}(f)$ é a potência espectral cruzada entre $x(t)$ e $y(t)$.

A análise dos sinais foi feita usando um analisador digital de Fourier (HP 5451C) entre o ruído total emitido e a aceleração em duas posições diferentes com o aparelho do ar condicionado instalado na parede da sala. Uma posição foi sobre o compressor e a outra sobre o motor dos ventiladores, por serem as duas fontes principais de vibrações.

O valor do coeficiente de coerência entre o ruído medido no microfone e as vibrações medidas sobre o compressor para o aquecimento alto máximo está mostrado na figura 5.

Verifica-se que existem vários componentes do espectro de ruído que podem ser originados pela vibrações do compressor. Dois deles são mais correlacionados e ocorrem em 24 e 307 Hz e dois menos correlacionados que ocorrem em 687 e 2 596 Hz, e o restante apresentam um coeficiente menor do que 0,4, significando que existem outras fontes de ruído em tais frequências.

O valor do coeficiente de coerência entre o ruído e as vibrações sobre o motor elétrico está mostrado na figura 6. Existem somente dois picos que apresentam uma alta coerência, um em 24Hz e o outro em 55 Hz.

Os valores dos coeficientes para a ventilação alta estão mostrados nas figuras 7 e 8.

Observa-se que a análise entre o ruído e as vibrações medidas no compressor apresenta somente um único componente em 24 Hz, que é altamente correlacionado.

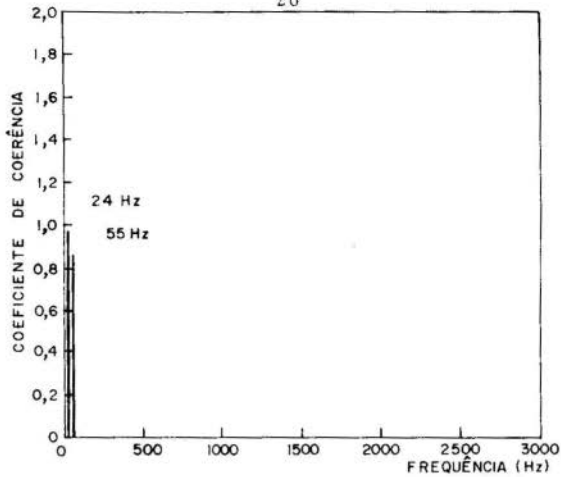


Fig. 5. Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante o aquecimento alto máximo

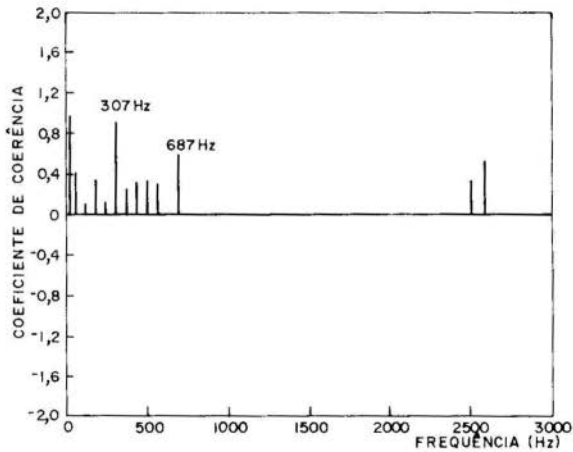


Fig. 6. Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante o aquecimento alto máximo

A análise entre o ruído e as vibrações do motor elétrico mostra um pico altamente correlacionado em 24Hz e o segundo menos correlacionado

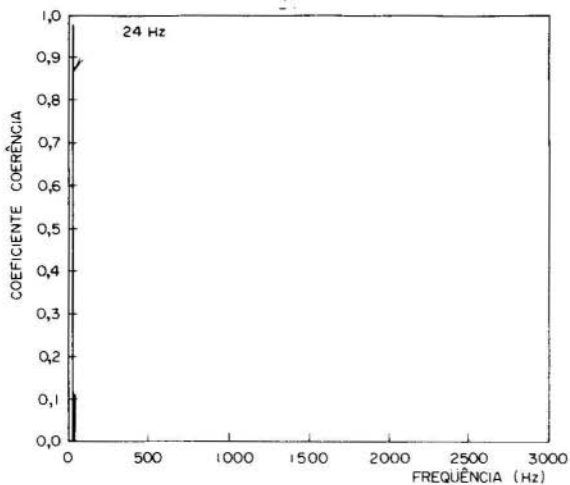


Fig. 7. Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante a ventilação alta.

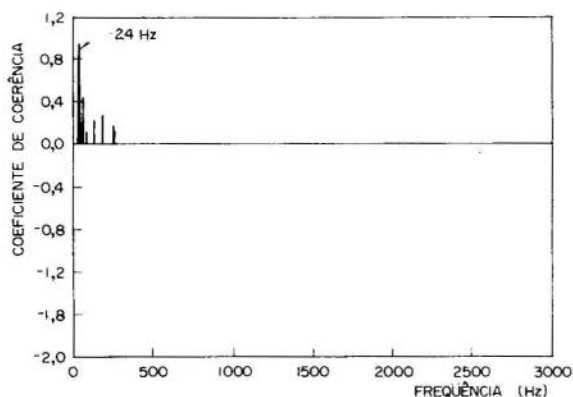


Fig. 8. Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante a ventilação alta em 56Hz é originado pelo motor elétrico (pois o compressor está desligado).

Analisando os quatro gráficos do coeficiente de coerência conclui-se que o pico que aparece em torno de 55Hz é gerado pelo motor elétrico e pelo compressor.

5 - Conclusão

A análise feita mostra que o ruído emitido pelo compressor e pelo motor elétrico dos ventiladores é de baixa frequência, sem afetar muito o ouvido humano. A maior parte do ruído de alta e média frequências é devido a turbulências que ocorrem no fluxo de ar do passar no interior do aparelho de ar condicionado, e este ruído, com estas frequências, é que pode causar um certo incômodo nas atividades das pessoas como foi mostrado através das curvas NR.

AGRADECIMENTO

Ao CNPq, FINEP e BID pelo apoio financeiro, também ao Governo da República Federal Alemã (Convênio UFSC - Universidade Achen) fornecido o Analisador de Forier HP 5451 C.

REFERÊNCIAS

- [1] ISO 3741, "Acoustic Determination of Sound Power Levels of Noise Source - Precision Methods For Broad - Band Sources in Reverberation Rooms", (1975)
- [2] Bez, Humberto N. e Gerges, Samir N.Y., "Qualificação da Câmara Acústica da UFSC para Medidas de Potências Sonora" COBEM (1981) pp 63 - 72.
- [3] Gerges, Samir N. Y., "Acústica Aplicada", um curso intensivo, São Paulo, de 6 a 10 de Junho de 1983, Bruel & Kjaer do Brasil.
- [4] Brüel e Kjaer, "Sound Power Source Type 4205", Instrumentation Manual, March (1978).
- [5] Cyril, M. arris, "Handbook of Noise Control" Mc Graw-Hill Book Company, (1979).
- [6] Martins, P. da Silva, "Acústico de Edifícios" Informação Técnica da Edifícios e Laboratório Nacional de Engenharia Cívil, Lisboa, Portugal, (1978).
- [7] Bendat, J.S and Pierson A.G., "Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis of Correlation and Spectral Analysis", John Wiley and Sons, (1980).
- [8] Gerges, Samir N.Y., "Processamento e Análise de Sinais Aleatórios" UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica, (1981).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



UFU

TRABALHO

PAPER

Nº C-4

P.P. 29 - 38

DESENVOLVIMENTO DE UM MEDIDOR DIGITAL DE INTENSIDADE ACÚSTICA

EDUARDO BEZERRA DE ANDRADE

SAMIR N. Y. GERGES, Prof. Titular

UFSC, Depto. de Engenharia Mecânica

Grupo de Vibrações e Acústica

Caixa Postal 470, Trindade

88.000 - Florianópolis (SC)

SUMÁRIO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um medidor digital de intensidade acústica com aplicação. É feita uma revisão matemática da medição da intensidade acústica com análise de erros. No desenvolvimento do medidor, utilizando análise em frequência dos sinais de dois microfones idênticos proximalmente separados, foi medida a resposta de fase entre os canais de instrumentação, bem como uma verificação do método com ondas planas. Como aplicação, foi medido, em uma sala normal, a potência sonora de uma fonte calibrada.

SUMMARY

The development of a digital acoustic intensity meter with application is presented in this paper. A mathematical revision for intensity measurements and error analysis are presented, two identical close microphones were used. The phase response and the acoustic intensity of plane waves were measured and was compared with the exact value. As an application, the acoustic power radiated by a calibrated sound source was measured in a normal room.

1. Introdução

Por definição, o vetor intensidade acústica ou vetor fluxo de energia \vec{I} é uma quantidade que caracteriza o fluxo de potência acústica a uma dada posição. Assim, a potência acústica W passando através de uma superfície S é, por definição:

$$W = \iint_S \vec{I} \cdot d\vec{S} \quad (1)$$

A intensidade acústica instantânea, numa direção r qualquer, é o produto entre a pressão sonora e a velocidade da partícula nessa direção. Desta maneira:

$$\vec{I}_r = p \cdot \vec{U}_r \quad (2)$$

A estimativa da intensidade acústica $\hat{I}_r(t)$, na direção r , é a média temporal da intensidade instantânea. Então:

$$\hat{I}_r(t) = \overline{p(t) \cdot U_r(t)} \quad (3)$$

onde a barra significa média temporal.

Uma das propriedades da intensidade acústica é a distinção que ela faz entre o campo sonoro ativo e o reativo. No campo reativo, a velocidade da partícula está defasada $\pi/2$ em relação à pressão acústica. Por isto, um instrumento apropriado para medir a intensidade acústica responde apenas com a parte ativa, ignorando a parte reativa do campo sonoro.

Um exemplo de um campo sonoro puramente ativo é visto na propagação de ondas planas num campo livre, onde o módulo da intensidade acústica é dado por [1]:

$$|\vec{I}| = \overline{p^2(t)} / \rho c \quad (4)$$

2. Medição da Intensidade Acústica

A equação (3) sugere um método para medição da intensidade acústica. A pressão acústica é determinada, facilmente, utilizando-se microfones, ao passo que a determinação da velocidade da partícula é tarefa muito difícil, sendo necessário o uso de técnicas sofisticadas. A bibliografia é farta

sobre este assunto, por exemplo [2,3]

Um outro método utilizando os sinais de dois microfones idênticos é mais acessível devido a sua fácil calibração. É, portanto, baseado na seguinte relação entre as pressões acústicas captadas por dois microfones próximos e a velocidade da partícula [1]:

$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial t} = - \frac{\partial P}{\partial r} \quad (5)$$

A velocidade da partícula é determinada diretamente da equação (5), que após substituição na (3) fornece a estimativa da intensidade acústica no domínio do tempo:

$$\hat{I}_r(t) = - \frac{1}{\rho} P(t) \cdot \int \frac{\partial P(t)}{\partial r} \cdot dt \quad (6)$$

A medição da intensidade acústica é feita baseada na equação (6), com algumas aproximações, tomando-se os sinais de pressão de dois microfones idênticos, proximamente separados. Um arranjo utilizando dois microfones é mostrado na figura 1.

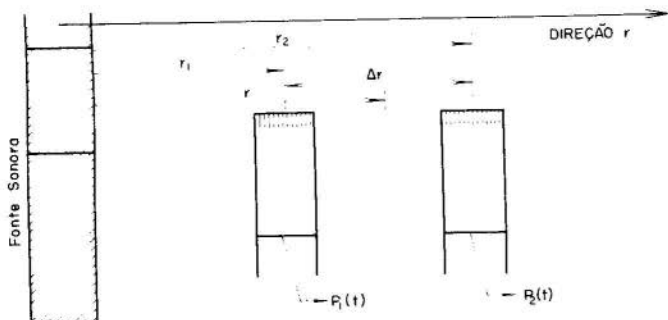


Fig. 1. Arranjo dos microfones para medição da intensidade acústica.

Na prática, a medição da intensidade acústica é feita determinando-se a pressão e o gradiente de pressão sonora, em um ponto médio entre os dois microfones, sobre uma linha que una os seus centros, paralela à direção de propagação da intensidade acústica.

As aproximações feitas são:

$$P(t) = \frac{1}{2} [P_1(t) + P_2(t)] \quad (7)$$

$$\frac{\partial P(t)}{\partial r} = \frac{P_2(t) - P_1(t)}{\Delta r} \quad (8)$$

Substituindo (7) e (8) em (6), tem-se:

$$\bar{I}_r(t) = - \frac{1}{2\rho\Delta r} [P_1(t) + P_2(t)] \int [P_2(t) - P_1(t)] dt \quad (9)$$

Um medidor de intensidade acústica no tempo real pode ser construído baseado na equação (9), como, por exemplo, o medidor de intensidade acústica da Brüel & Kjaer tipo 3360.

Um outro método é baseado na densidade espectral cruzada dos sinais de pressão de dois microfones proximamente separados. Este método, também conhecido como método indireto, é baseado na análise em frequência dos sinais dos dois microfones.

Fahy [4] e Chung e Pope [5,7] derivaram, separadamente, a formulação em sua forma mais geral. Neste método, a medição é feita no domínio da frequência, aplicando-se as mesmas aproximações para o método direto. O espectro de intensidade acústica é dado por

$$I_r(f) = - \frac{[G_{AB}]_{\text{imag}}}{\rho\omega\Delta r} \quad (10)$$

onde G_{AB} representa a densidade espectral cruzada dos sinais dos dois microfones. Este espectro é determinado por meio de um analisador digital de frequência com dois canais.

3. Análise de Erros

O medidor de intensidade acústica aqui apresentado baseia-se na densidade espectral cruzada (método indireto).

Na prática, todas as medições feitas no campo acústico estão sujeitas a erros tais como: presença de ruído indesejável, insuficiente tempo de integração e calibração imprecisa. Na estimativa da intensidade acústica com a técnica dos dois microfones, outras fontes de erro estão presentes.

Uma fonte de erro é devido a diferença de fase entre os dois canais de instrumentação. Os procedimentos utilizados nos laboratórios tais como: calibração eficiente, monitoramento do sinal e casamento preciso entre os componentes tornam-se impraticáveis em medições rotineiras.

Na prática, o uso da equação (10) é muito sensível à diferença de fase entre os dois canais de medição. Chung [5] desenvolveu um circuito comutador de canais, que consiste em alternar os canais de medição, ou seja, intercambiar as ligações dos mesmos. Com isso, ele determinou uma função de transferência que corrige a diferença de fase entre os dois canais de instrumentação.

O principal erro sistemático é devido as aproximações feitas para a determinação da pressão e do gradiente de pressão. Ver equações (7) e (8). Estas aproximações conduzem a erros na estimativa da intensidade sonora. Estes erros foram estudados recentemente para fontes padrões.

A análise de erro é feita determinando-se a intensidade exata para as fontes padrões e a estimada pela equação (10). O nível de erro na estimativa da intensidade acústica é dado por:

$$L_{\epsilon} = 10 \log \frac{I_{\text{estimado}}}{I_{\text{exato}}} \quad (11)$$

Thompson e Tree [6] e Elliott [8] estudaram os valores de erro em fontes padrões, tais como: ondas planas, monopole, dipole e quadropole lateral. Para estes tipos de fontes, o nível de erro é determinado em função do espaçamento entre os microfones Δr , a distância entre a fonte e o ponto de medição r , e o número de ondas $k = \omega/c$. Para um nível

de erro de $\pm 1,5$ dB, foram determinadas as seguintes faixas ótimas:

$$0,1 \leq \alpha \leq 1,3$$

$$0 \leq \beta \leq 0,5$$

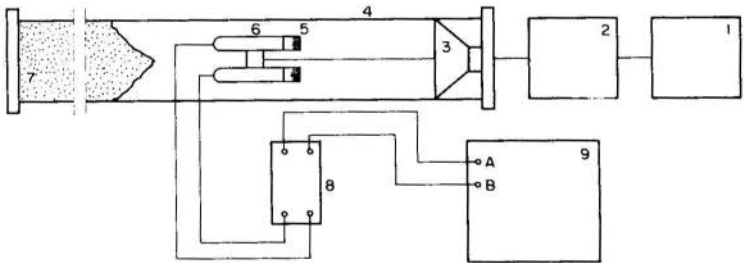
onde $\alpha = k \cdot \Delta r$ e $\beta = \Delta r / r$.

Para uma fonte pistão, Samir Çerges [9] analisou o nível de erro ao longo do seu eixo simétrico. Na análise de erro na estimativa da intensidade acústica, produzida por uma fonte pistão com raio a , em seu eixo simétrico, além dos fatores estudados anteriormente, há ainda de se considerar o tamanho da fonte. Para um nível de erro de $\pm 1,5$ dB, concluiu que $a/r > 2$.

4. Desenvolvimento do Medidor de Intensidade Acústica

O primeiro passo executado foi a medição da resposta de fase entre os dois canais de instrumentação.

Foi montado o seguinte esquema de experimentação (ver figura 2):



1. Gerador Seno-Alcatorário B&K 1027
2. Amplificador de Potência B&K 2706
3. Fonte de Ruído (alto-falante)
4. Tubo de Ondas Planas
5. Microfone 1/2" (dois) B&K 4165
6. Pré-Amplificador de Microfone (dois) B&K 2619
7. Terminação Anecônica
8. 02 Canais "Microphone Power Supply" B&K 2807
9. HP 5451C - Analisador Digital de Fourier

Fig. 2. Esquema de montagem dos equipamentos para a medição da resposta de fase.

A resposta de fase é determinada pela análise do espectro cruzado entre os sinais de pressão dos dois canais.

A fonte de ruído (alto-falante) foi excitada com ruído branco na faixa de 2 Hz até 2 KHz, pois a frequência de corte do tubo é $f = 2090$ Hz. Pode-se garantir que somente ondas planas são formadas para todas as frequências contidas na faixa de excitação.

A figura 3 mostra que a resposta de fase entre os dois canais de instrumentação é de zero grau ($\pm 1^\circ$) na faixa de frequências 100 Hz até 1000 Hz.

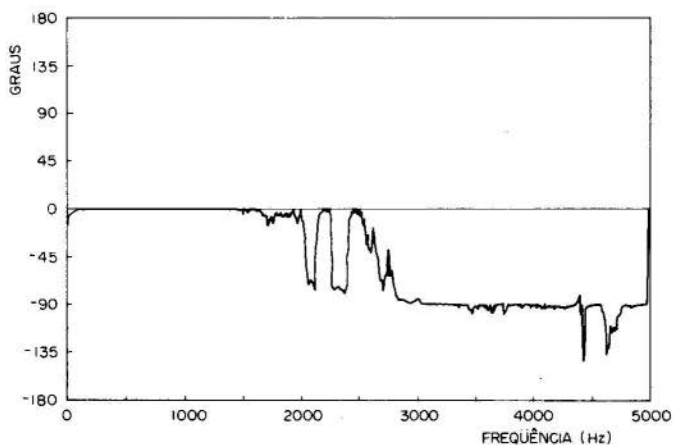


Fig. 3. Resposta de fase entre os dois canais de instrumentação.

O segundo item a ser analisado foi a verificação do medidor de intensidade acústica. O mesmo esquema de instrumentação para a medição da resposta de fase foi utilizado, porém a orientação dos microfones foi mudada. Os microfones ficaram na direção perpendicular a da propagação de ondas planas, tal qual na figura 1, criando, assim, um gradiente de pressão.

A verificação foi feita determinando-se os espectros de intensidade sonora através das equações (4) e (10).

As figuras 4 e 5 ilustram a intensidade acústica exata.

equação (4) e a intensidade acústica medida usando o medi-
dor, respectivamente. Uma comparação qualitativa entre essas
figuras mostra que a intensidade acústica medida pelo medi-
dor é igual à intensidade exata calculada através da equação
(4).

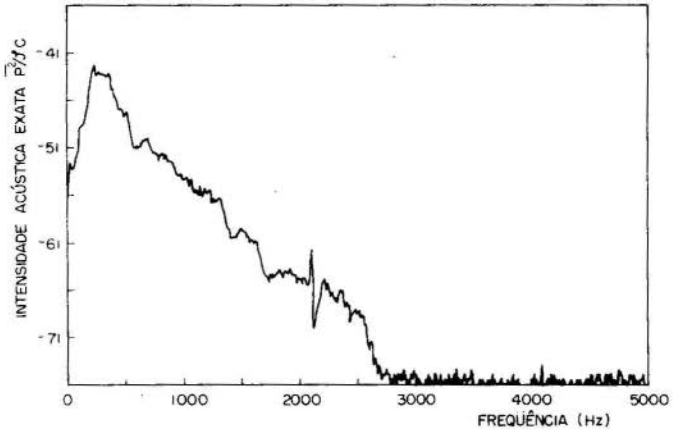


Fig. 4. Intensidade acústica exata $\overline{p^2(t)}/\rho c$.

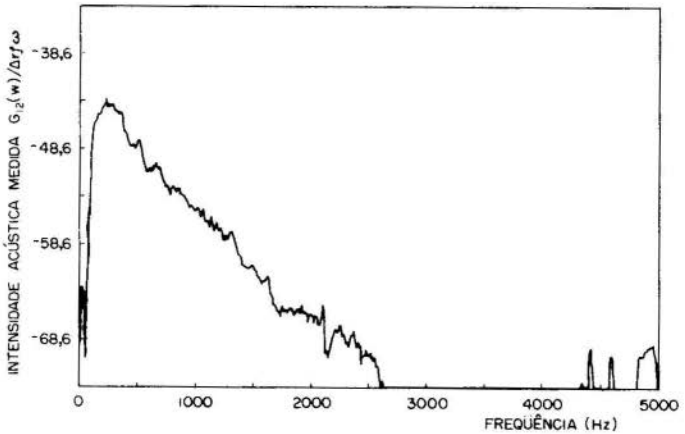


Fig. 5. Intensidade acústica medida usando
o medidor desenvolvido.

5. Medição de Potência Sonora

Nesta medição, foram utilizados dois microfones de 1/2" tipo B & K 4165 separados de 16 mm. A fonte de potência sonora B & K tipo 4205 foi calibrada após o que, na frequência central de 1 KHz, com banda de 1/1 oitava, foi medida a sua potência radiada. A figura 6 mostra a comparação entre os valores medidos e os valores fornecidos pelo fabricante.

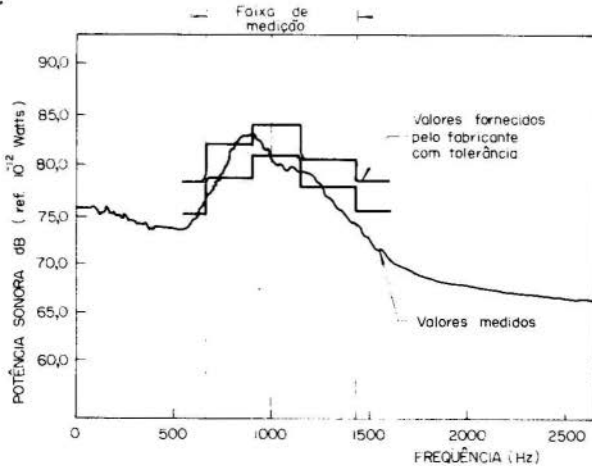


Fig. 6. Potência Sonora Medida e Fornecida pelo Fabricante

6. Conclusão

Um medidor de intensidade acústica foi desenvolvido baseado na técnica da densidade espectral cruzada dos sinais de dois microfones idênticos. Foi medido e verificado que a defasagem entre os dois canais da instrumentação utilizada é de zero grau ($\pm 0,1$). A medição de intensidade acústica de ondas planas, em tubo, também foi verificada com os valores exatos calculados pela teoria de ondas planas. Finalmente a medição da potência sonora de uma fonte calibrada foi verificada com os valores fornecidos pelo fabricante. Portanto, os resultados obtidos foram bastante satisfatórios dentro da faixa de frequência de validade do medidor.

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq, FINEP, BID e CNEN pelo suporte financeiro, ao Governo da República Federal da Alemanha por ter fornecido o Computador Digital HP 5451C e ao Eng^o Marco Antônio de Araújo pela sua colaboração neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] Samir N. Y. Gerges, "Acústica Aplicada", Curso Intensivo, São Paulo, de 06 a 10 de Junho de 1983, Brüel & Kjaer do Brasil.
- [2] Baker, S., "An Acoustic Intensity Meter", J. Acoust. Soc. Am. vol. 13 (1941), pp. 124-136.
- [3] Schults T. ., "Acoustic Wattmeter". J. Acoust. Soc. Am., vol. 28 (1956), pp. 693-699.
- [4] Frank J. Fahy, "Measurement of Acoustic Intensity using the Cross-Spectral Density of Two Microphone Signals", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 62 (1977), pp. 1057-1059.
- [5] Chung J. Y., "Cross-Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity without Error Caused by Instrument Phase Mismatch", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 64 (1978), pp. 1613-1616.
- [6] Thompson J. K. and Tree D. R., "Finite Difference Approximation Errors in Acoustic Intensity Measurement", J. Sound and Vibration. Vol. 75 (1981), pp. 229-238.
- [7] Chung J. Y. and Pope J., "Practical Measurement of Acoustic Intensity - Two Microphone Cross-Spectral Method", Inter-Noise (1978), pp. 893-900.
- [8] Elliott S. J., "Errors in Acoustic Intensity Measurement", J. Sound and Vibration, Vol. 78 (1981), pp. 439-445.
- [9] Samir N. Y. Gerges, "Inherent Error in Acoustic Intensity Measurements for Piston-Type Source", Inter - Noise (1983) Edinburgh, Grã-Bretanha.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº C-5

P.P. 39 - 48



UFU

ACOPLAMENTO ACÚSTICO DE FONTES FINITAS EM UM RECINTO FECHADO

MARCO A. N. DE ARAÚJO

SAMIR N. Y. GERGES, Professor Titular

Deptº de Engenharia Mecânica, UFSC
Caixa Postal 476, Trindade
CEP 88.000 - Florianópolis (SC)

SUMÁRIO

Este trabalho apresenta um método para se determinar a potência acústica emitida por fontes sonoras de dimensões finitas, a partir da teoria já desenvolvida para fontes pontuais simples (monopolos). Para isso, foi utilizada uma fórmula matemática que considera a fonte sonora como sendo composta por um conjunto de monopolos acústicos em fase e de igual eficácia. A teoria foi aplicada para um pistão retangular localizado no chão de uma câmara reverberante retangular, o que pode simular uma máquina de dimensões consideráveis.

SUMMARY

This work presents a method for determination of the acoustic power emitted by finite sources. The mathematical formulation is based on finite distribution of a set of monopoles of equal strength, which are pulsating in-phase. The theory was applied to a rectangular piston located on the floor of a rectangular reverberation chamber, which can simulate a large machine.

1. Introdução

A maioria dos trabalhos teóricos realizados sobre medição de potência acústica em câmaras reverberantes se limitam à teoria de fontes sonoras pontuais (fontes de dimensões bastante reduzidas, se comparadas com o comprimento de onda acústica), das quais a mais difundida e estudada é o monopolo acústico [1,2,3,4].

Entretanto, os resultados obtidos, de uma maneira geral, deixam a desejar, se pensarmos em fontes sonoras de dimensões consideráveis, o que ocorre na prática.

Neste trabalho, é apresentada uma teoria que objetiva, fundamentalmente, estudar a potência acústica emitida por fontes sonoras de dimensões finitas, medida em câmaras reverberantes retangulares, a partir da teoria desenvolvida para fontes pontuais.

O problema se limita, basicamente, a estudar o acoplamento entre a fonte sonora e os modos acústicos da câmara e, para isso, a fonte sonora em questão é considerada como sendo formada por um conjunto de monopolos, em fase, distribuídos uniformemente sobre sua superfície finita.

O problema foi estudado na faixa de frequências onde a densidade modal é elevada, levando-se em conta que o volume da fonte não altera os valores das frequências de ressonância da sala vazia.

2. Potência Acústica Emitida por uma Fonte Sonora Medida numa Sala Retangular de Paredes Quase Rígidas

A potência acústica emitida por uma fonte sonora, de densidade de distribuição $q(x,y,z,t)$ (m^3/s), medida em uma sala retangular, pode ser calculada a partir da energia sonora que chega às paredes da sala [3,5,6], isso já em regime permanente, e o resultado obtido é dado pela equação:

$$w(x_0, y_0, z_0) = \frac{\rho_0 c k^2 \beta}{8V^2} \times \left\{ \frac{S \left[\frac{1}{\Lambda_n} \int_V q(x,y,z) p_n(x,y,z) dV \right]^2}{(k^2 - k_n^2)^2 + (2k_n \frac{\beta}{c})^2} \right\} \quad (1)$$

onde $w(x_0, y_0, z_0)$ é a potência acústica emitida pela fonte sonora, localizada em (x_0, y_0, z_0) ;

$q(x, y, z)$ é a densidade de distribuição espacial da fonte sonora

$$q(x, y, z, t) = q(x, y, z) e^{j\omega t} \quad (2)$$

ω é a frequência angular de oscilação da fonte sonora; $p_n(x, y, z)$ são as soluções da equação de onda, também conhecidas como auto-funções ou funções características.

Para as condições de contorno especificadas para o caso de paredes rígidas,

$$p_n(x, y, z) = \cos(k_x x) \cos(k_y y) \cos(k_z z) \quad (3)$$

onde k_x , k_y e k_z são os números de onda nas direções x , y e z , respectivamente, ou mais comumente, os auto-valores do problema.

$$k_x = \frac{n_x \pi}{L_x} ; \quad k_y = \frac{n_y \pi}{L_y} ; \quad k_z = \frac{n_z \pi}{L_z} \quad (4)$$

k_n são os números de onda associados às frequências naturais ou de ressonância da sala.

$$k_n^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \quad (5)$$

S é a área total da sala ($S = 2(L_x L_y + L_y L_z + L_z L_x)$) (m^2);

V é o volume da sala ($V = L_x L_y L_z$) (m^3);

L_x , L_y e L_z são as dimensões da sala;

n é um trio de números inteiros ($n_x, n_y, n_z = 0, 1, 2, \dots$)

$$\left. \begin{aligned} \Lambda_n &= 1/(\epsilon_{n_x} \epsilon_{n_y} \epsilon_{n_z}) \\ \epsilon_0 &= 1, \quad \epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3 = \dots = 2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ρ_0 é a densidade do meio (kg/m^3),

k é o número de onda ($k = \omega/c$),

c é a velocidade do som no meio (m/s),

B é a admitância normal das paredes [5,6].

Se a fonte sonora for um monopolo localizado na posição (x_0, y_0, z_0) , podemos representar sua função densidade de distribuição por:

$$q(x, y, z) = Q_0 \delta(x-x_0) \delta(y-y_0) \delta(z-z_0) \quad (7)$$

onde Q_0 é a eficácia da fonte (m^3/s),

$\delta(x-x_0)$ é a função delta de Dirac aplicada em x_0 .

O problema se resume em se encontrar o resultado da integração do numerador de (1), o qual será chamado de termo de acoplamento.

$$\begin{aligned} \frac{1}{\Lambda_n} \int_V q(x, y, z) p_n(x, y, z) dV = \\ \frac{1}{\Lambda_n} \int_V Q_0 \delta(x-x_0) \delta(y-y_0) \delta(z-z_0) p_n(x, y, z) dV \end{aligned} \quad (8)$$

Sabe-se de [7] que:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\Lambda_n} \int_V Q_0 \delta(x-x_0) \delta(y-y_0) \delta(z-z_0) p_n(x, y, z) dV = \\ \frac{Q_0 p_n(x_0, y_0, z_0)}{\Lambda_n} \end{aligned} \quad (9)$$

E a potência acústica emitida por um monopolo localizada em (x_0, y_0, z_0) é dada por:

$$w(x_0, y_0, z_0) = \frac{\rho_0 c k^2 \beta}{8V^2} \sum_n \left[\frac{S \frac{Q_0^2 p_n^2(x_0, y_0, z_0)}{\Lambda_n^2}}{(k^2 - k_n^2)^2 + (2k_n \frac{\beta}{c})^2} \right] \quad (10)$$

Quando o monopolo se encontra em um dos cantos da sala $(0, 0, 0)$, a potência acústica é dada por:

$$w(x_0, y_0, z_0) = \frac{\rho_0 c k^2 \beta}{8V^2} \sum_n \left[\frac{S \frac{Q_0^2}{\Lambda_n^2}}{(k^2 - k_n^2)^2 + (2k_n \frac{\beta}{c})^2} \right] \quad (11)$$

Calculando-se o valor médio espacial da potência acústica emitida pelo monopolo, efetuando-se a média sobre:

(a) uma aresta da sala ($y = 0, z = 0$)

$$\langle w \rangle_x = w_c / 2 \quad (12)$$

(b) o chão da sala ($z = 0$)

$$\langle w \rangle_{xy} = w_c / 4 \quad (13)$$

(c) todo o volume da sala

$$\langle w \rangle_V = w_c / 8 \quad (14)$$

Waterhouse [9] encontrou as mesmas relações, com a diferença que os planos refletores que formavam o canto, a aresta e a própria parede eram de extensão infinita. As expressões (12), (13) e (14) validam os resultados de [9] para o caso de recintos fechados, que é o caso de salas retangulares.

3. Fontes Sonoras Finitas: Distribuição de Monopolos sobre a Superfície da Fonte

Imaginando uma fonte sonora com uma função densidade de distribuição dada por:

$$q(r) = Q \sum_m \delta(r - r_m) = Q \left[\delta(r - r_1) + \dots + \delta(r - r_m) \right] \quad (15)$$

onde r_1, \dots, r_m são as posições dos m monopolos que compõem a fonte sonora.

O termo de acoplamento pode, então, ser escrito:

$$\frac{1}{\lambda_n} \int_V q(r) p_n(r) dV = \frac{Q}{\lambda_n} [p_n(r_1) + \dots + p_n(r_m)] \quad (16)$$

ou, ainda, se o somatório for transformado em uma integração sobre a superfície da fonte,

$$\frac{1}{\lambda_n} \int_V q(r) p_n(r) dV = \frac{Q}{\lambda_n} \frac{1}{S_F} \int_{S_F} p_n(r) dS \quad (17)$$

onde, S_F é a área da superfície da fonte finita.

4. Pistão Retangular de Lados "a" e "b" com Centro Localizado em $(x_0, y_0, 0)$

Resolvida a integração na equação (17) para o caso de um pistão retangular de lados "a" e "b", com seu centro localizado em $(x_0, y_0, 0)$ (ver figura 1), a potência acústica média espacial calculada para cada posição do pistão sobre a parede x-y (chão da sala) é dada por:

$$\begin{aligned} \langle w_p \rangle_{xy} = & \frac{\rho_0 c k^2 \beta}{8V^2} \sum_n \left\{ \frac{16S Q_0^2 / \lambda_n^2}{(k^2 - k_n^2)^2 + (2k_n \frac{\beta}{c})^2} \times \right. \\ & \left[\frac{\text{sen}^2(k_x a/2) \text{sen}^2(k_y b/2)}{L_x L_y (ab)^2 k_x^2 k_y^2} \right] \times \\ & \left[\frac{L_x - a}{2} - \frac{\text{sen}(k_x a)}{2k_x} \right] \times \\ & \left. \left[\frac{L_y - b}{2} - \frac{\text{sen}(k_y b)}{2k_y} \right] \right\} \quad (18) \end{aligned}$$

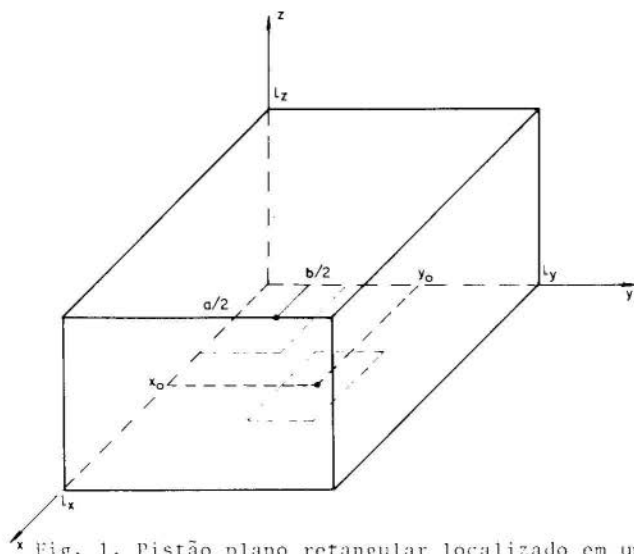


Fig. 1. Pistão plano retangular localizado em uma sala retangular de dimensões L_x , L_y e L_z :
 (i) no canto da sala $(a/2, b/2, 0)$
 (ii) na posição genérica $(x_o, y_o, 0)$

Como caso particular deste item, a expressão para a potência acústica emitida pelo pistão localizado no canto da sala $(a/2, b/2, 0)$ é dada por:

$$w_p(a/2, b/2, 0) = \frac{\rho_0 c k^2 \beta}{8V^2} \sum_n \left\{ \frac{S \frac{Q_0^2}{A_n^2}}{(k^2 - k_n^2)^2 + (2k_n \frac{\beta}{c})^2} \times \frac{\sin^2(k_x a) \sin^2(k_y b)}{k_x^2 k_y^2 (ab)^2} \right\} \quad (19)$$

Se "a" e "b" tenderem a zero, isto é. o pistão tendendo a um monopolo, a razão entre a potência acústica emitida média sobre todo o chão e a potência acústica emitida pelo pistão no canto da sala (figura 1) é igual à razão obtida para um monopolo nas mesmas condições, ou seja:

$$\langle w_p \rangle_{xy} = w_p(a/2, b/2, 0) / 4 \quad (20)$$

$$\begin{matrix} a \rightarrow 0 & a \rightarrow 0 \\ b \rightarrow 0 & b \rightarrow 0 \end{matrix}$$

onde w_p é a potência acústica emitida pelo pistão retangular cujo centro se encontra na posição $(x_0, y_0, 0)$.

5. Conclusões

O método de representação de uma fonte de ruído, com características pulsantes, por um conjunto de monopolos em fase e iguais, se apresenta satisfatoriamente. As comparações realizadas entre as expressões da potência acústica emitida por monopolos e as obtidas para um pistão retangular, quando suas dimensões tendem a valores bem pequenos, fundamentam essa conclusão.

Uma outra conclusão interessante é que as expressões encontradas por Waterhouse em [9] são válidas, não somente para paredes infinitas na sua extensão, mas também para monopolos situados frente aos contornos finitos de uma sala retangular.

Uma máquina ruidosa, dependendo de suas características de radiação sonora e volume, pode ser representada por um conjunto de monopolos (pistão retangular, por exemplo) colocados sobre o chão da sala. E como para o monopolo, [4, 10, 11, 12], quando for medida a potência acústica emitida o seu valor médio espacial deve ser calculado sobre toda a superfície em que se encontra a fonte, pois deste modo os resultados provavelmente se aproximarão mais do valor de campo livre.

AGRADECIMENTOS

Ao Sr. Josemar Maso pelo serviço de datilografia.

REFERÊNCIAS

- [1] G. C. Maling, Jr., "Calculation of the Acoustic Power Radiated by a Monopole in a Reverberation Chamber", J. of the Acoust. Soc. of America, Vol. 42 (1967), pp. 859-865.
- [2] Waterhouse, Richard V., "Estimation of Monopole Power Radiated in a Reverberation Chamber", J. of the Acoust. Soc. of America, Vol. 64(5) (1978), pp. 1443-1446.
- [3] Bodlund, K., "A Normal Mode Analysis of the Sound Power Injection in Reverberation Chambers at Low Frequencies and the Effects of some Response Averaging Methods", J. of Sound and Vibration, Vol. 55(4) (1977), pp. 563-590.
- [4] Gerges, S. N. e Araújo, M. A. N. de, "Acoustic Power Contribution due to Source Near the Reverberation Chamber Boundaries", The 1980 International Conference on Noise Control Engineering, Miami, USA.
- [5] Morse, P. M., Vibration and Sound, McGraw-Hill, 2a. edição (1948).
- [6] Jacobsen, F., Sound Power Determination in Reverberation Rooms - A Normal Mode Analysis, Report No. 26, Acoustical Laboratory of Technical University Denmark, (1979).
- [7] Stakgold, I., Boundary Value Problems of Mathematical Physics, Vol. I, McMillan, London, (1972).
- [8] Gerges, S. N. and Fahy, F. J., "An Analysis of the Acoustic Power Radiated by a Point Dipole Source into a Rectangular Reverberation Chamber", J. of Sound and Vibration, Vol. 25 (1972), pp. 39-50.
- [9] Waterhouse, R. V., "Output of a Sound Source in a Reverberation Chamber and other Reflecting Environments", J. of the Acoust. Soc. of America, Vol. 30(1) (1958), pp. 04-13.
- [10] Marco A. N. de Araújo e Samir N. Y. Gerges, "Contribuição para a Potência Acústica devido a Posição da Fonte em Câmaras Reverberantes: um estudo experimental"

COBEM 81, No. C-6, pp. 53-62.

- [11] Marco A. N. de Araújo e Samir N. Y. Gerges, "Sound Power Contribution for Sources Near the Reverberation Chamber Boundaries", J. of Sound and Vibration, Vol. 92(1) (1984).
- [12] Samir N. Y. Gerges, "The Variance of Acoustic Power Radiated with Position for Higher Order Sound Sources in a Reverberation Chamber", J. of Sound and Vibration, Vol. 72 (1980), pp. 119-122.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-6

P.P. 49 - 58

UFU

MEDIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS ACÓSTICAS DE ALTO-FALANTES, VIA TÉCNICA DIGITAL, EM SALAS NORMAIS

SAMIR N. YOUSRI GERGES

Professor Titular

RENAN ROBERTO BRAZALLE

Professor Assistente

UFSC, Dept^o de Engenharia Mecânica

Cx.P. 476, Trindade, Florianópolis-SC

SUMÁRIO

Neste trabalho, é utilizado um analisador digital FFT, para obter a função resposta em frequência de um alto-falante numa sala normal; em baixas frequências através da resposta de campo próximo e em frequências altas via medição direta de resposta ao impulso. Esta técnica mostrou ser superior ao método clássico, que utiliza uma câmara anecóica, uma vez que é menos dispendiosa e mais rápida. A função resposta em frequência, a resposta de fase e a diretividade podem ser utilizados no desenvolvimento de alto-falantes e no projeto de caixas acústicas.

SUMMARY

In this paper, an FFT digital analyzer is used to obtain the frequency response function of a loudspeaker in normal room, both at low frequency via near field response and at high frequencies via direct measurements of the impulse response. This technique is shown to be superior to the classical anechoic room method, since it is cheaper and consumes less time. The measured frequency response function, phase and directivity can be used in the development of loudspeaker and loudspeaker boxes design.

1. Introdução

A função resposta em frequência ainda é considerada como o principal meio de avaliação do desempenho de alto-falantes. O método clássico para medir a função resposta em frequência de alto-falantes necessita de um ambiente acústico, tipo campo livre, como por exemplo uma sala anecônica. O custo para executar o revestimento de uma sala anecônica com material absorvente aproxima-se de US\$ 500.000,00. Com o desenvolvimento de sistemas digitais de medição e análise menos dispendiosos, é possível utilizar a técnica de pulso para a obtenção da resposta em frequência diretamente do alto-falante numa sala normal [1,2,3]. A frequência limite inferior da técnica de pulso depende do tamanho da sala e da distância entre o microfone e o alto-falante. Assim, foi utilizada outra técnica, neste trabalho, para a faixa das baixas frequências [4,5], que consiste na amostragem da pressão acústica com um microfone bem próximo do diafragma do alto-falante.

A técnica é adequada para os fabricantes de alto-falantes e caixas acústicas nacionais, uma vez que ainda não existe uma câmara anecônica qualificada no Brasil.

2. O Método da Resposta ao Impulso

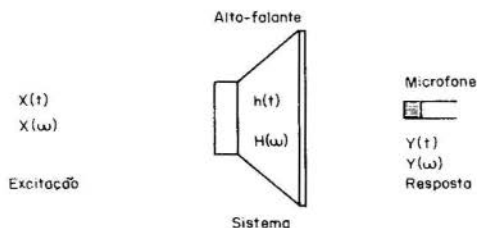


Fig. 1. Excitação/resposta no tempo e frequência.

A resposta no domínio do tempo $y(t)$ de um sistema linear invariante no tempo (figura 1) é relacionada à excitação impulsiva $x(t)$ pela seguinte relação [6]:

$$y(t) = x(t) * h(t)$$

onde $h(t)$ é a resposta ao impulso e (*) significa convolução.

A transformada de Fourier da equação anterior resulta:

$$Y(\omega) = X(\omega) H(\omega)$$

onde $Y(\omega)$ é a transformada de Fourier de $y(t)$,

$X(\omega)$ é a transformada de Fourier de $x(t)$,

$H(\omega)$ é a transformada de Fourier de $h(t)$, e representa a função resposta em frequência do sistema.

Se $X(\omega)$ é plana na faixa de frequência de interesse, a resposta $Y(\omega)$ representa a função resposta em frequência do sistema $H(\omega)$.

A função resposta em frequência do alto-falante foi, primeiramente, medida num tubo com uma terminação anecônica, para que se pudesse, posteriormente, comparar com a medida realizada numa sala normal. Foi utilizado um tubo com terminação anecônica porque não existe uma sala anecônica bem qualificada disponível para verificar as medições feitas numa sala normal. O tubo tem um diâmetro de 10 cm, o que limita a frequência de corte em, aproximadamente, 2 KHz (ver figura 2), a terminação anecônica foi feita com 2,6 m de espuma de poliuretano.

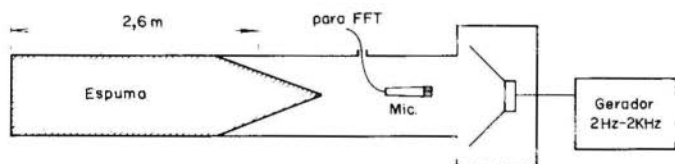


Fig. 2. Medição da resposta em frequência no tubo com terminação anecônica.

As medidas dos espectros de excitação e da resposta são mostrados nas figuras 3 e 4a, respectivamente. A resposta de baixas frequências mostrada na figura 4b é utilizada, posteriormente, para verificar as medidas de campo próximo, relatadas na seção 3.

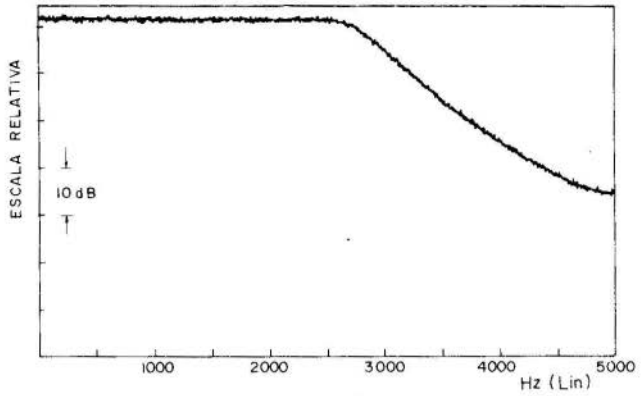


Fig. 3. Espectro de excitação no tubo.

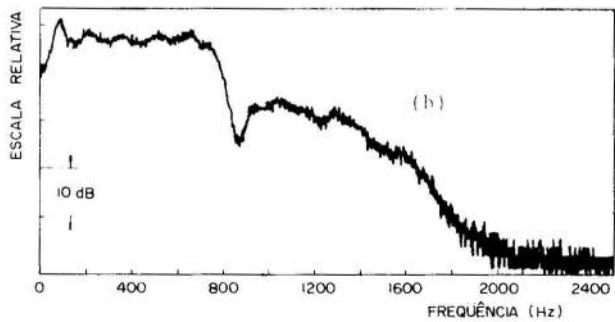
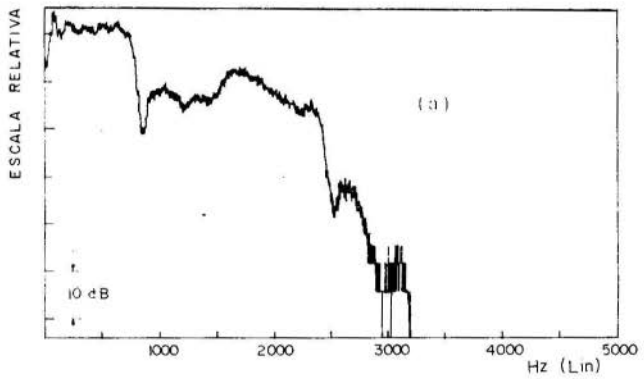


Fig. 4. Função de resposta medida no tubo para (a) 0 - 2,5 KHz e (b) 0 - 1,25 KHz.

O alto-falante foi retirado do tubo e testado pela técnica de pulso. Para isto, utilizou um pulso retangular de 150 μ s de duração (ver figura 5), o qual tem um espectro plana até, aproximadamente, 2,5 KHz (ver figura 6).

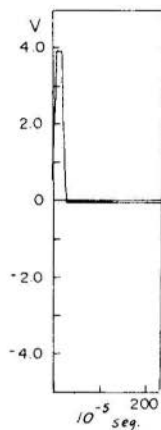


Fig. 5. O pulso.

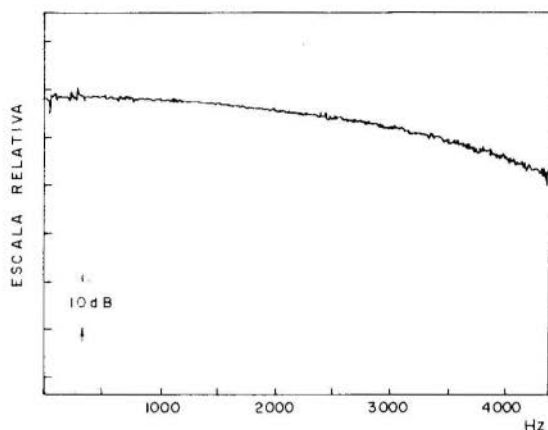


Fig. 6. O espectro de pulso.

O analisador de Fourier tipo 5451C, da Hewlett-Packard, foi utilizado com uma frequência máxima de 5 KHz e com filtro passa-baixas regulado em 2,5 KHz para eliminar o erro de "aliasing". As medidas foram realizadas na sala do analisador de Fourier, que tem $(4,44 \times 4,70 \times 5,55)$ m³, e foram utilizados 1024 pontos de digitalização, o que resultou numa duração de 0,1024 segundos para cada amostra da resposta.

A figura 7 mostra a resposta temporal do alto-falante antes da execução da média. A figura 8 apresenta a resposta temporal do alto-falante após a execução da média de 100 amostras, deslocada para a esquerda para compensar o intervalo de tempo de chegada do pulso ao microfone, e zerada a partir de certo intervalo de tempo para eliminar o ruído de fundo e os sinais refletidos.

As funções resposta em frequência e resposta de fase do alto-falante (figuras 9a e 9b) foram obtidas através da Transformada de Fourier do sinal mostrado na figura 8.

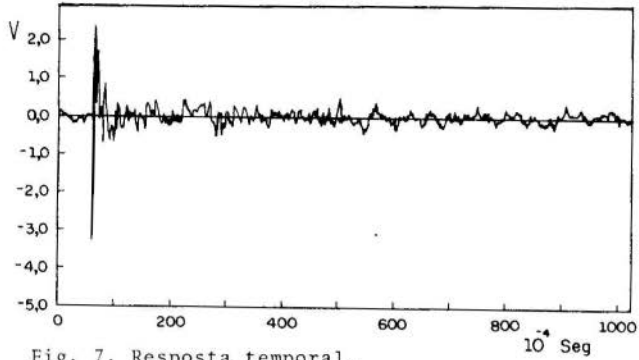
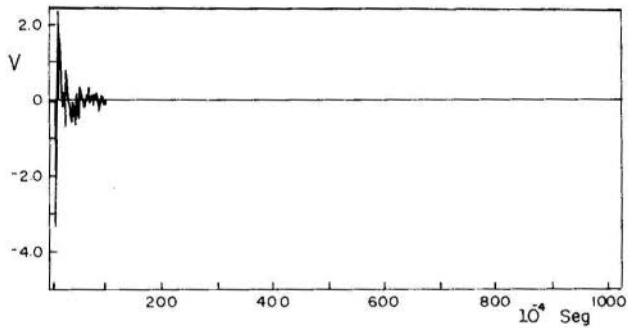
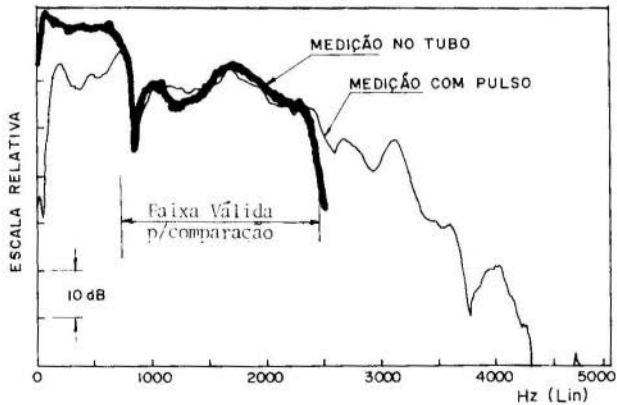


Fig. 7. Resposta temporal.

Fig. 8. Resposta temporal com 100 médias,
deslocada e zerada.Fig. 9a. Função resposta em frequência medida através
do pulso e comparada com a figura 4a.

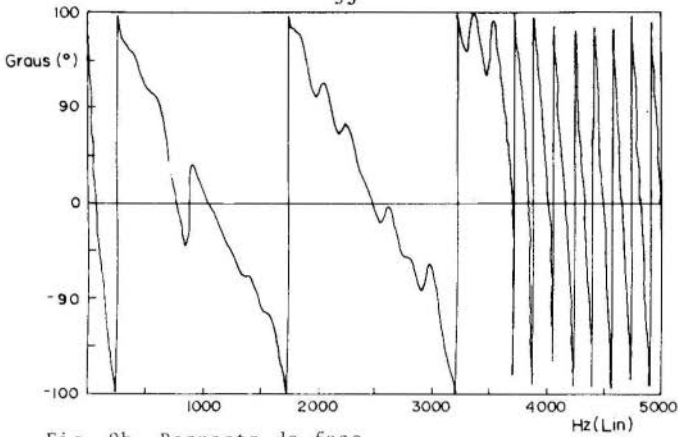


Fig. 9b. Resposta de fase.

A comparação entre as medidas realizadas no tubo com terminação anecóica e as obtidas pela técnica de pulso mostraram boa concordância na faixa de frequências 750 Hz até 2,5 KHz (ver figura 9a), onde a frequência limite superior é imposta pela frequência de corte do tubo (≈ 2 KHz) e a frequência limite inferior é imposta pelo tamanho da sala e pela distância entre o microfone e o alto-falante (55 cm).

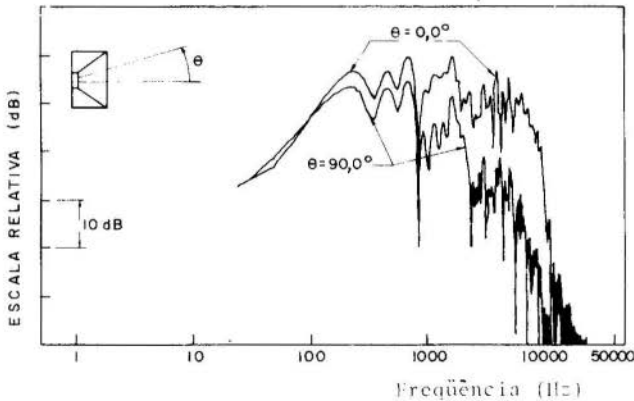


Fig. 10a. Função resposta em frequência para ângulos de 0° e 90° de diretividade.

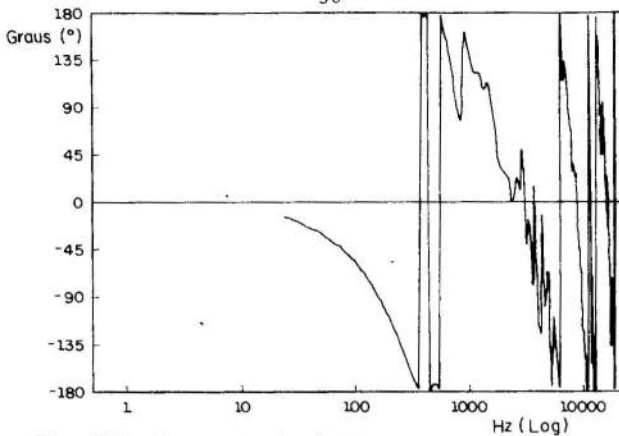


Fig. 10b. Resposta de fase.

Assim, é apresentada outra técnica na seção seguinte, que utiliza a pressão acústica de campo próximo para a medição da resposta do alto-falante em baixas frequências.

As funções resposta em frequência e resposta de fase do mesmo alto-falante também foram medidas com um pulso de duração 20 μ s para ângulos de 0° e 90° de diretividade (ver figuras 10a e 10b).

3. Técnica de Campo Próximo para Medidas em Baixas Frequências

As medidas em baixas frequências necessitam do uso de sala grande. Keele [4] e Small [5] descrevem uma técnica para medidas válidas em baixas frequências, que consiste na amostragem da pressão acústica perto do diafragma do alto-falante. Utilizando esta técnica, o microfone foi colocado a 5 mm do diafragma do alto-falante e aplicada uma excitação contínua, tipo ruído branco, na banda de frequências 2 Hz a 2 KHz. O sinal de resposta do microfone foi processado pelo analisador de Fourier HP 5451C, com uma frequência máxima de 2,5 KHz e com o filtro "anti-aliasing" regulado para a frequência de corte de 2,5 KHz. O número de médias utilizado foi 100 e os resultados são mostrados na figura 11.

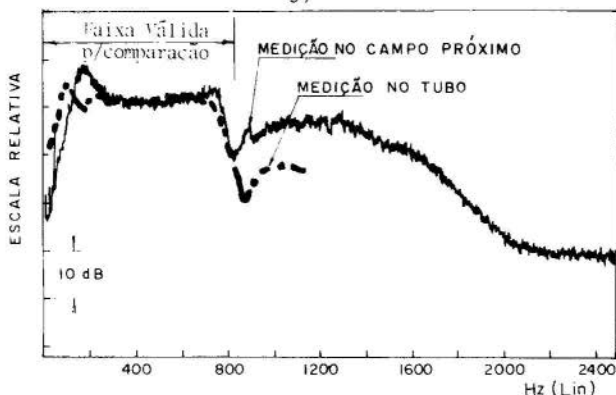


Fig. 11. Função resposta em frequência medida no campo próximo e através da técnica do pulso.

Estes resultados concordam com os obtidos no método do tubo com terminação anecóica na faixa 100 Hz a 700 Hz. Abaixo de 100 Hz é esperado que a resposta do alto-falante decresça, uma vez que, este tem apenas 10 cm de diâmetro (figura 11).

O alto-falante utilizado neste trabalho pertence ao aparelho de onda estacionária, tipo 4002 da Brüel & Kjaer, o qual tem um orifício no seu centro. Este alto-falante mostra uma queda brusca na curva de resposta em frequência em, aproximadamente, 800 Hz (ver figura 4a). As medidas obtidas pela excitação impulsiva mostram uma queda menos brusca do que a obtida pela medida no tubo anecóico. Isto pode ser devido a terminação anecóica imperfeita, e também à formação de ondas estacionárias entre o alto-falante e a superfície de espuma, as quais ocorrem em frequências correspondentes à coincidência desta distância e um múltiplo das metades dos comprimentos de ondas. Foram realizadas medidas com outros alto-falantes, os quais confirmam que os resultados do tubo anecóico produzem uma atenuação similar à obtida anteriormente.

4. Conclusões

Este trabalho descreve um método rápido e barato para a medida das funções resposta em frequência, resposta de fase e diretividade de alto-falantes em salas normais, e é bem apropriado para os fabricantes de alto-falantes nacionais e também para otimização do projeto de caixas acústicas.

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq, FINEP e BID pelo suporte financeiro, e também ao Governo da República Federal da Alemanha por ter fornecido o computador digital Analisador de Fourier HP 5451C.

REFERÊNCIAS

- [1] Nitta, T. and Tanak M., "Free-Field Measurements for a Loudspeaker System in a Normal Room using Digital Signal Processing Techniques", IEEE, International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing, Oklahoma, (1978), pp. 828-831.
- [2] Fincham, L. R., "Production Testing of Loudspeakers using Digital Techniques", J. of Audio. Eng. Soc., Vol. 27 (1979), pp. 970-974.
- [3] Berman, J. M. and Fincham, L. R., "The Application of Digital Techniques to the Measurement of Loudspeakers", J. of Audio. Eng. Soc., Vol. 25 (1977), pp. 370-384.
- [4] Keele, D. B., "Low-Frequency Loudspeaker Assessment by Near-field Sound Pressure Measurements", J. of Audio. Eng. Soc., Vol. 22 (1974), pp. 154-162.
- [5] Small, R. H., "Simplified Loudspeaker Measurements at Low Frequencies", J. of Audio. Eng. Soc., Vol. 20 (1972), pp. 28-33.
- [6] Samir N. Y. Gerges, "Processamento e Análise de Sinais Aleatórios", Universidade Federal de Santa Catarina, Apostila do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (1981).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



UFU

TRABALHO

PAPER

Nº C-7

P.P. 59 - 68

SENSIBILIDADE DA RESPOSTA EM FREQUÊNCIA DE UM RADIADOR
ACÚSTICO BASS-REFLEX, A ALGUNS PARÂMETROS DE PROJETO

JOÃO CANDIDO FERNANDES (M.SC. ENGº)

Prof. Assistente do Deptº de Eng. Mecânica
FUNDAÇÃO EDUCACIONAL DE BAURU
17.100, BAURU, SP., BRASIL

SUMÁRIO

No estudo de um radiador do tipo BASS REFLEX, nota-se, claramente a sua grande sensibilidade à alguns parâmetros, principalmente na reprodução de sons de baixa frequência. Isto ocorre, pela proximidade dos sons produzidos e as ressonâncias do sistema.

Através da simulação em computador, estuda-se a sensibilidade da resposta em frequência de um radiador, variando-se os seus principais parâmetros do projeto.

SUMMARY

In the study of the BASS-REFLEX loudspeakers systems, it is clear their sensibility for some parameters, mainly in the low frequency sound reproductions. This occurs, on account of the proximity of reprocod sounds and the system resonances.

Through a computer simulation, one studies the sensibility of frequency response of the loudspeakers systems, by changing their main parameters of design.

1 - INTRODUÇÃO

O presente estudo complementa o trabalho apresentado no COBEM 81, sob o título "RADIADORES ACÚSTICOS DO TIPO BASS-REFLEX". Portanto, para um melhor entendimento do aqui exposto, seria importante conhecer aquele trabalho [2].

Um radiador acústico inversor de fase ou BASS-RELEX, - transforma energia elétrica em ondas de pressão sonora usando o princípio do ressonador de Helmholtz (Figura 1.A). Sua grande vantagem é a utilização como potência sonora útil, a radiação da face posterior do diafragma do alto-falante: a caixa inverte a fase desta pressão e produz a sua adição no campo acústico anterior ao alto-falante, através do duto. Isto faz com que haja um sensível aumento do rendimento do sistema em relação a outros tipos de caixas.

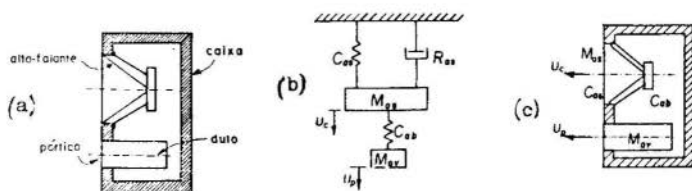


Fig. 1 - Radiador inversor de fase e seu modelo.

Através da figura 1 (C) nota-se claramente que, além da ressonância ao alto-falante causada pela massa M_{as} e a compliância C_{as} , existe um segundo sistema vibratório formado pela massa do ar no duto M_{av} e a elasticidade do ar no interior da caixa C_{ab} . Quando a massa de ar M_{av} oscilar, haverá radiação de som para o exterior da caixa (U_p) adicionado à radiação direta do alto-falante (U_c).

2. EQUACIONAMENTO

O circuito equivalente de um radiador BASS REFLEX é mostrado na figura 2. Nesta figura, todas as impedâncias elétricas e mecânicas foram transformadas em acústicas. As indutâncias representam massas acústicas; as resistências, resistên-

cias acústicas e as capacitâncias, elasticidades acústicas. O índice "s" indica alto-falante; "b", caixa; e "v" pórico.

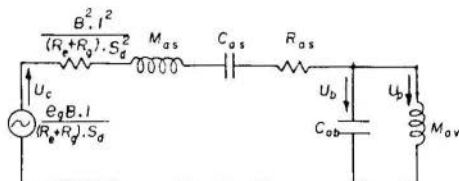


Fig. 2 Circuito acústico simplificado de um alto-falante instalado numa caixa para inversora de fase.

O rendimento do sistema pode ser dado por:

$$\eta = \frac{W_0}{W_i} = \frac{|U_c - U_p|^2 \cdot R_{ar1} \cdot (R_g + R_e)^2}{e_g^2 \cdot R_e} \quad (1)$$

onde:

U_c e U_p = volumes de ar deslocados

R_g = resistência de saída da fonte elétrica geradora

R_c = resistência elétrica do fio da bobina do alto-falante

e_g = tensão de saída da fonte geradora

R_{ar} = resistência de radiação [3].

$$R_{ar} = \rho_0 \cdot \omega^2 / 2\pi c \quad (2)$$

onde:

ρ_0 = densidade do ar

ω = frequência em radianos/seg.

c = velocidade do som no ar

Analisando o circuito da figura 2 e introduzindo o uso do operador diferencial $D: \frac{d}{dt}$ tem-se:

$$\eta = \left(\frac{\rho_0}{2\pi c} \right) \cdot \left(\frac{S_d^2 \cdot l^2 \cdot B^2}{R_e \cdot M_{ms}^2} \right) \cdot [E(D)]^2 \quad (3)$$

onde:

$$E(D) = \frac{1}{1 + \frac{1}{D \cdot Q_t \cdot T_s} + \frac{1}{D^2} \cdot \left[\frac{1}{T_b^2} + \frac{1}{T_s^2} + \frac{C_{as}}{C_{ab} \cdot T_s^2} \right] + \frac{1}{D^3 \cdot T_b^2 \cdot T_s \cdot Q_t} + \frac{1}{D^4 \cdot T_b^2 \cdot T_s^2}} \quad (4)$$

onde:

$$\omega_s^2 = \frac{1}{T_s^2} = \frac{1}{C_{ms} \cdot M_{ms}} = \frac{1}{C_{as} \cdot M_{as}} \quad (5)$$

$$\omega_b^2 = \frac{1}{T_b^2} = \frac{1}{M_{av} \cdot C_{ab}} \quad (6)$$

$$Q_t = \frac{1}{\omega_s \cdot C_{as} \cdot R_{at}} = \frac{1}{R_{at}} \sqrt{\frac{M_{as}}{C_{as}}} \quad (7)$$

ω_s = frequência de ressonância do alto-falante.

T_s = período de oscilação do alto-falante na frequência de ressonância.

ω_b = frequência na qual há ressonância entre a massa acústica do pórtilco e a elasticidade do ar no interior da caixa.

T_b = período de oscilação do ar no interior da caixa em ω_b .

Q_t = fator de mérito do alto-falante.

A equação (4) representa uma função filtro passa-altos de 4º ordem, tendo portanto abaixo de sua frequência de corte uma resposta que tende a uma assintota como atenuação de 24 dB/oitava.

De uma forma geral os filtros passa altos podem ser escritos:

$$E(D) = \frac{1}{1 + \frac{A_1}{D \cdot T_0} + \frac{A_2}{D^2 \cdot T_0^2} + \frac{A_3}{D^3 \cdot T_0^3} + \frac{1}{D^4 \cdot T_0^4}} \quad (8)$$

onde:

$$T_0 = \frac{1}{\omega_0} = \text{período da frequência de corte do filtro.}$$

Pode-se, portanto, ajustar a equação da caixa a diversos filtros conhecidos, como: filtro de Butterworth de 4º ordem, Butterworth de 5º ordem, Chebyshev de 4º ordem, etc, obtendo-se várias características de respostas em frequência.

3 - SENSIBILIDADE DA RESPOSTA À ALGUNS PARÂMETROS

Para que se torne mais compreensível este item foram selecionados 4 ajustes:

- ajuste nº 5 - Butterworth de 4º ordem (B4)
- ajuste nº 1 - Butterworth de 3º ordem (QB3)
- ajuste nº 8 - Chebyshev de 4º ordem (C4)
- ajuste nº 9 - Chebyshev de 4º ordem (C4)

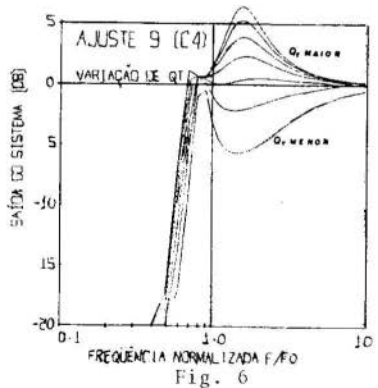
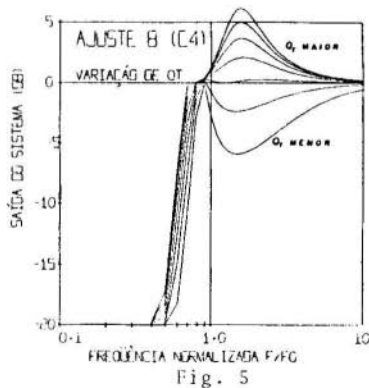
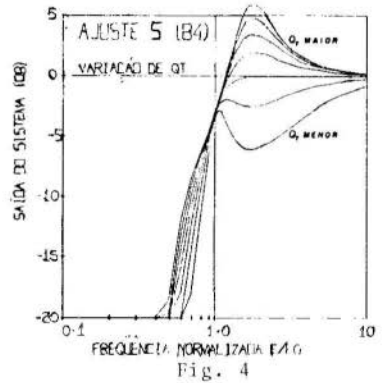
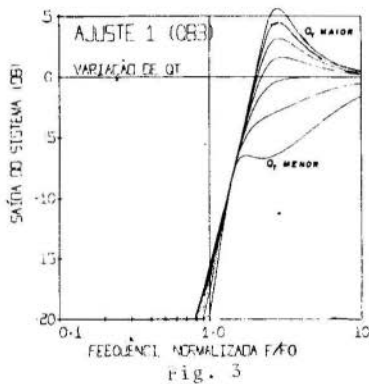
Para cada ajuste foram variados os parâmetros:

- Q_t - fator de mérito do alto-falante.
- Produto B.l - produto do campo magnético do alto-falante e o comprimento do fio da bobina móvel do alto-falante.
- F_b - frequência de ressonância da caixa.

A variação dos parâmetros foi de 0,5, 0,75, 1,0, 1,25, 1,5, 1,75 e 2,0 vezes o valor correto do ajuste, ao mesmo tempo em que se mantiveram constantes os valores dos outros parâmetros, independentes do primeiro.

3.1 - VARIAÇÃO DE Q_t

Numa caixa acústica, só é possível modificar-se o valor de Q_t , se for mudado o projeto do alto-falante. Valores de Q_t altos (maiores que 1) refletem alto-falantes de má qualidade: valores de Q_t pequenos (menores que 0,6) refletem alto-falantes de boa qualidade. As figuras 3, 4, 5 e 6 mostram a variação da resposta em frequência para os ajustes nº 1 (QB3), nº 5 (B4), nº 8 (C4) e nº 9 (C4). Para o ajuste B4 nota-se que foi mantida a frequência de corte, enquanto que de um modo geral, um aumento de Q_t (diminuição do amortecimento) da maior liberdade na vibração do sistema, principalmente nas frequências de ressonância.



5.2 - VARIACÃO DA FREQUÊNCIA DE RESSONÂNCIA DA CAIXA

No radiador BASS REFLEX, a caixa trabalha exatamente como um ressonador de Helmholtz, e sua frequência de ressonância, portanto, depende de seu volume e do tipo de pòrtico adotado. Os efeitos da variação de f_b , nos ajustes nº 1 (QB3), 5 (B4), 8 (C4) e 9 (C4) são mostrados nas figuras 7, 8, 9 e 10. Nota-se, facilmente, que os ajustes tem grande sensibilidade à variação de f_b . O ajuste nº 1 (QB3) é o menos sensível com aumento de 0.5 dB na resposta, enquanto os demais aumentam 10 dB.

Para todos os ajustes, um aumento de f_b causa um pico na resposta.

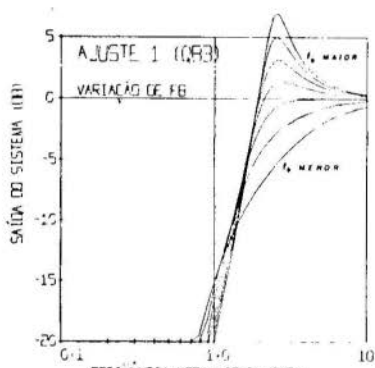


Fig. 7

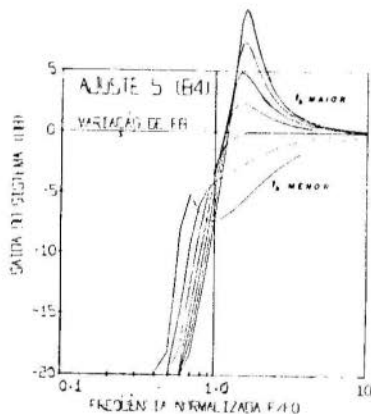


Fig. 8

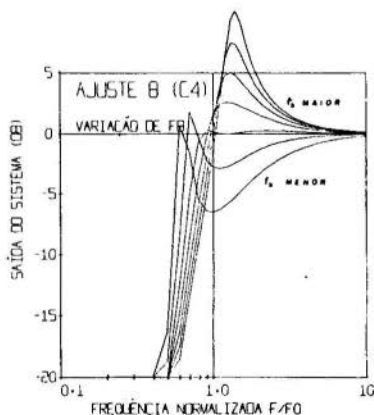


Fig. 9

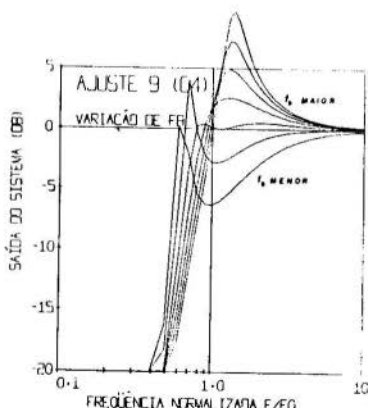


Fig. 10

3.3 - VARIAÇÃO DO PRODUTO B.1 (densidade do fluxo magnético e comprimento do fio da bobina móvel do alto-falante)

A variável de maior importância na construção de um alto-falante é o produto B.1. Este produto é responsável pela transformação de toda a potência elétrica, em mecânica e acústica. A qualidade de um alto-falante, bem como seu preço, estão diretamente ligados ao valor de B.1.

Os efeitos da variação de B.1 nos ajustes escolhidos estão mostrados nas figuras 11, 12, 13 e 14. Nota-se, que o uso de um alto-falante de qualidade inferior (menor B.1) causa um pico na resposta. Na simulação em computador, os picos alcançaram os valores de 12 dB.

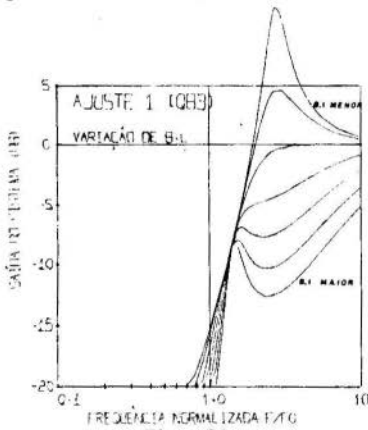


Fig. 11

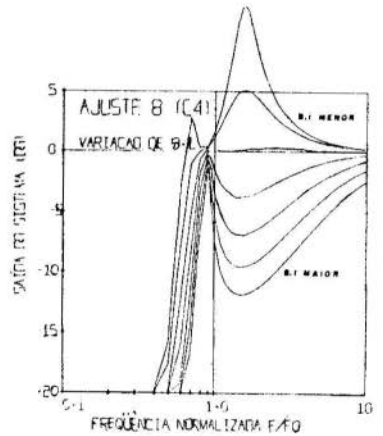
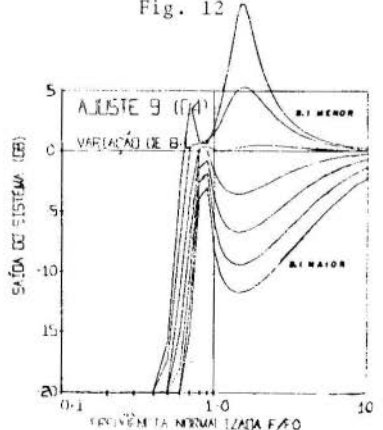
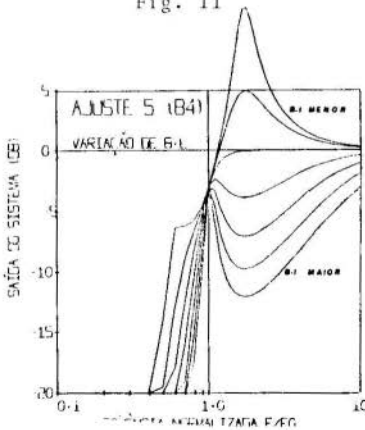


Fig. 12



4 - ENSAIOS

Para realização dos ensaios foram confeccionados mais de uma dezena de radiadores, todos eles projetados de acordo com as referências [1] e [2], e ensaiados em uma câmara amortecida. Devido ao limitado espaço serão expostos apenas os resultados do radiador projetado com o ajuste QB5.

No projeto do radiador havia como imposição o seu volume, que deveria ser de apenas 50 litros. Projetada a caixa obteve-se os seguintes resultados: frequência de corte do radiador $f_3 = 69$ Hz; frequência de ressonância da caixa $f_b = 61$ Hz e $QT = 0.52$. Com esses dados teríamos um radiador com resposta plana, semelhante a 5ª curva (de baixo para cima) da figura 5.

Porém, o alto-falante a ser usado na radiador tem $QT = 0.45$, ou seja, 1.4 vezes maior que o valor projetado. Isto faz com que apareça um pico de 5,0 dB na resposta, como na 5ª curva (de baixo para cima) da figura 5, e f_3 diminua para 61 Hz. O ensaio com esse radiador está mostrado na figura 15.

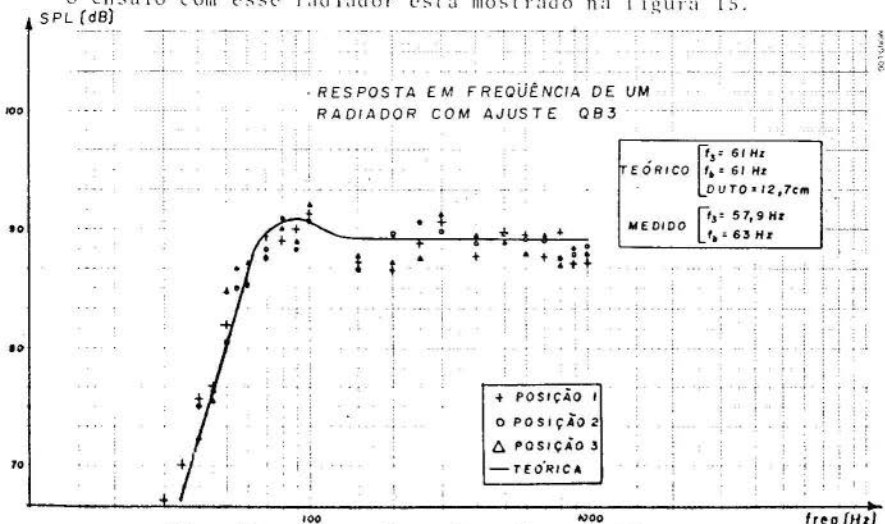


Fig. 15 - Resposta em freq.de um radiador QB3

Objetivando-se a redução desse pico, pode-se alterar a frequência de ressonância da caixa f_b ; nota-se na figura 7 que, uma diminuição de f_b causa um amortecimento na resposta, e pra

ticamente, uma anulação no pico. Optou-se pela diminuição de fb para 0,75 do valor inicial, através do aumento do comprimento do duto. O ensaio com esse radiador corrigido está mostrado na figura 16.

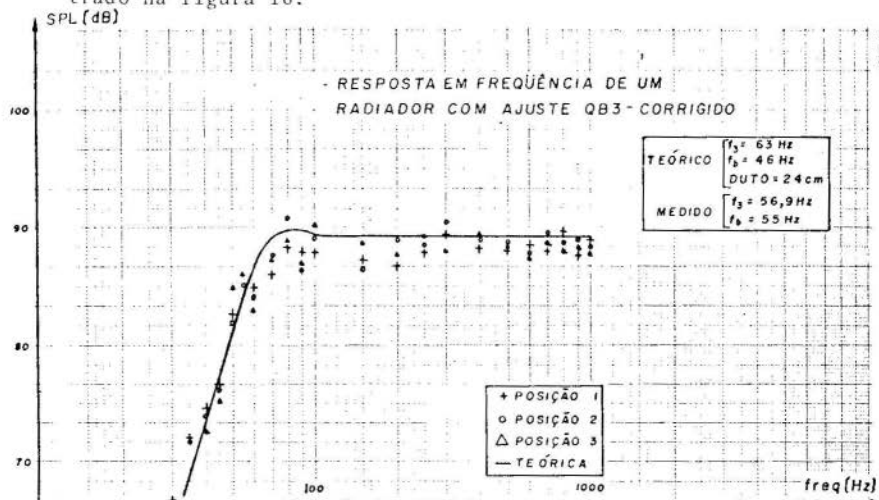


Fig. 16 - Resposta em freq. de um radiador QB3 - corrigido

5 - CONCLUSÃO

O modelo matemático proposto neste trabalho oferece grande precisão no projeto de radiadores. O estudo da sensibilidade, aqui proposto, dá ao projetista, total liberdade na fixação dos parâmetros de projeto, tendo sempre a visão do comportamento da curva de resposta de frequência.

Cabe lembrar, que no Brasil, não se tem conhecimento da utilização de métodos matemáticos no projeto de caixas acústicas comerciais. Nota-se, portanto, a importância deste trabalho, principalmente por possibilitar um projeto com rendimento otimizado e ampla flexibilidade na escolha da resposta em frequência.

REFERÊNCIAS

- (1) Fernandes, J.C. - "Radiadores Acústicos Inversores de Fase" Tese de Mestrado - USP São Carlos - 1 982.
- (2) Fernandes, J.C. - "Radiadores Acústicos do Tipo Bass-Reflex" COBEM 81 - Rio de Janeiro.
- (3) Beranek, L.L. - "Acústica" - 2a. edição - HASA Buenos Aires.
- (4) Thiele, A.N. - "Loudspeakers in Vented Boxes" partes I e II J. Audio Eng. Soc. - vol. 19 - 1 971.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-8

P.P. 69 - 78

UFU

ANÁLISE DINÂMICA DE UM SISTEMA COM BIFURCAÇÃO DE POTÊNCIA E CONTROLE DE VELOCIDADE

João Maurício Rosário, Eng^o

Douglas Eduardo Campieri, Dr. Ing.

Hans Ingo Weber, Dr. Ing.

Laboratório de Projeto Mecânico

Depto. de Engenharia Mecânica - UNICAMP

Álvaro Geraldo Badan Palhares, Dr. Eng.

Depto. de Engenharia Elétrica - UNICAMP

SUMÁRIO

Para a utilização de caixas de engrenagens planetárias como bifurcadores de potência torna-se necessária a utilização de um controle de velocidades com realimentação de estado. Neste trabalho analisa-se não só as instabilidades introduzidas pelo controle como também se estabelece uma rotina de cálculo baseada na generalização da técnica de matriz de transferência para determinação das frequências naturais do sistema.

SUMMARY

In order to use a planetary transmission system with power bifurcation it is necessary to control the output velocity of the system using a state feed back. In this work the system unstability generated by the control is analysed and an algorithm for finding the natural frequencies on the system based on a generalization of the transfer matrix technique is proposed.

1. Introdução

A utilização de volantes como armazenadores mecânicos de energia em veículos híbridos (eletromecânicos), exige o emprego de variadores de velocidade que permitam uma manipulação adequada do fluxo de potência das fontes de energia (no caso volante e motores elétricos). Normalmente é realizada uma bifurcação de potência, utilizando-se, em geral, uma caixa de engrenagens planetárias de três eixos, como é mostrado na Figura 1.

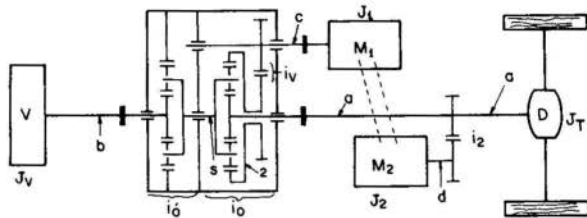


Figura 1 : Esquema típico de um sistema de transmissão por engrenagens planetárias em um veículo híbrido.

O problema fundamental deste sistema é que as velocidades angulares de cada elemento do redutor devem ser mantidas dentro de faixas pré-estabelecidas para que o rendimento do mesmo seja máximo [1]. O acionamento elétrico do sistema é feito por motores c.c., de excitação independente mantendo-se fixa a corrente de campo, tornando conveniente o controle na armadura através de um recortador.

No caso de se controlar a velocidade dos motores por modulação em largura de pulso (MLP), podem surgir regiões de instabilidade causadas por oscilações sub-harmônicas, sem dúvida indesejáveis, pois ocorrem com amplitudes de ondulação elevada. Tratando-se de um sistema de acionamento com um volante em alta rotação, estas instabilidades podem causar danos ao sistema.

A transmissão como mostrada na Figura 1 é de análise complexa, já que há a possibilidade do fluxo de energia ocorrer em dois sentidos quando controlado através dos dois motores. Um dos motores, aqui denominado principal, aciona a carga (no veículo, o eixo traseiro) e também o volante quando requisitado; outro motor, auxiliar, tem por função man

$$M_c = J \dot{\omega}_b(t), \quad (1)$$

onde $J = -\frac{(i_o' \eta_o' w_1^i - 1)}{(i_o \eta_o w_1 - 1)} \cdot i_o \cdot i_v \frac{\eta_o w_1}{\eta_{TS}} \cdot I_v$, representa a inércia equivalente do sistema.

As equações eletromecânicas do processo [5] são:

$$V_a(t) = R_a I_a(t) + L_a \frac{dI_a(t)}{dt} + K_b \omega_b(t), \quad (2)$$

$$M_c = K_T I_a(t) = J \dot{\omega}_b(t), \quad (3)$$

sendo:

- $I_a(t)$: corrente de armadura,
- $V_a(t)$: tensão nos terminais da armadura,
- V_o : tensão nominal do motor,
- R_a : resistência da armadura,
- L_a : indutância da armadura,
- K_T, K_b : constantes eletromecânicas.

As equações (2) e (3) na forma adimensional são:

$$\dot{z}(\theta) = -\lambda_2 w(\theta), \quad (4)$$

$$\dot{w}(\theta) = -\lambda_2 w(\theta) - \lambda_1 w(\theta) + \lambda_2 u(\theta) \quad (5)$$

onde $\theta = \frac{t}{T} - (N-1)$ é uma variável adimensional, $0 \leq \theta < 1$, sendo T o período de amostragem e $N = 0, 1, 2, \dots$ a ordem do período adimensional considerado na análise. Representa-se $\dot{z} = d_z/d_\theta$.

As variáveis adimensionais de estado (z, w) e controle (u) [3] são:

$$z(\theta) = \frac{J R_a^2}{K_T L_a V_o} \omega_b(\theta); \quad w(\theta) = \frac{R_a}{V_o} I_a(\theta) \quad \text{e} \quad u(\theta) = \frac{V_a(\theta)}{V_o} \quad (6)$$

Chama-se de polos do motor às expressões:

$$\lambda_1 = \frac{k_b k_T}{R_a J} \quad \text{e} \quad \lambda_2 = \frac{R_a}{L_a} T \quad (7)$$

Definindo-se o vetor de estado do sistema $x(\theta)$ como:

ter a rotação do volante dentro de uma faixa adequada de operação.

Neste trabalho são assumidas algumas condições de operação que possibilitam obter um modelo equivalente simplificado, no qual se determinam as instabilidades locais inerentes ao controle e ao sistema. A análise das instabilidades locais introduzidas pelo controle é feita com auxílio de um computador digital, estudando-se a recorrência não linear e implícita associada ao modelo e a função de comutação obtida da modulação por amostragem natural. Por outro lado as instabilidades do sistema mecânico como um todo, serão determinadas utilizando-se a técnica de matriz de transferência, que apresenta a vantagem de discretizar o sistema, expresso através de seu vetor de estado.

2. Modelo Matemático

Baseando-se nas expressões de torque (M) e rotação (ω) entre dois eixos de um planetário [2], obtêm-se as relações fundamentais que regem o sistema mostrado na Figura 1. Tais relações estão sumarizadas na Tabela 1.

Eixo	Rotação	Torque
a	ω_a	M_a
b	ω_b	$M_b = M_a \frac{(i_o \eta_o^{w_i-1})}{(i_o' \eta_o' i-1)}$
c	$\omega_c = \frac{i}{i_o' + i_o} \omega_b - \omega_a$	$M_c = -M_a i_o i_v \frac{\eta_o^{w_i}}{\eta_{rs}}$
d	$\omega_d = \frac{\omega_a}{i_2}$	M_d
e	ω_e	$M_e = M_a + M_d$

Tabela 1 : Relações fundamentais entre torque-rotação do modelo.

Como é mostrado em [1] o sistema só apresentará um rendimento máximo caso a caixa de transmissão permaneça dentro de uma faixa de operação pré-estabelecida. Basta portanto que o controle do motor auxiliar garanta a operação do volante na sua faixa de rendimento ótimo.

A expressão de torque M_c , desprezando-se efeitos de atrito pode ser expressa como:

$$x(\theta) = \begin{bmatrix} x_1(\theta) \\ x_2(\theta) \end{bmatrix} = \frac{1}{\lambda_2} \begin{bmatrix} z(\theta) \\ w(\theta) \end{bmatrix} \quad (8)$$

obtem-se a dinâmica do sistema dada por sua equação de estado e por sua equação de medição, expressas respectivamente por:

$$\dot{x}(\theta) = A x(\theta) + b u(\theta), \quad 0 \leq \theta < 1 \quad (9a)$$

$$y(\theta) = c x(\theta), \quad (9b)$$

onde

$$A = \begin{bmatrix} 0 & \lambda_2 \\ -\lambda_1 & -\lambda_2 \end{bmatrix}; \quad b = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}; \quad c = [1 \quad 0] \quad (10)$$

A variável de controle $u(\theta)$ é dada por:

$$u(\theta) = \begin{cases} 1 & \text{para } 0 \leq \theta < \theta_N \\ 0 & \text{para } \theta_N \leq \theta < 1 \end{cases} \quad (11)$$

onde θ_N é a largura adimensional do n-ésimo pulso positivo de tensão do motor.

A Figura 2 esquematiza o sistema de controle do processo em malha com realimentação de estado e controle proporcional expresso pela equação (9):

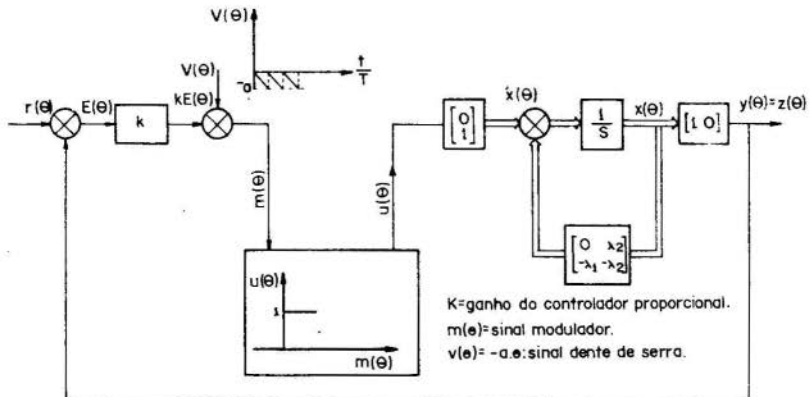


Figura 2 : Diagrama de blocos do controlador proporcional e o processo controlado com MLP por amostragem natural.

Conforme se vê na Figura 2 o sinal de erro normalizado $E(\theta)$, para o sistema com realimentação de velocidade será

$$E(\theta) = r - z(\theta) \quad (12)$$

sendo r o sinal de referência definido em função das condições otimizadas de operação.

A função de comutação no instante θ_N será:

$$G(x_N, \theta_N) = m(\theta) |_{\theta=\theta_N} = k E(\theta_N) - a \cdot \theta_N \quad (13)$$

3. Equação de recorrência e análise de estabilidade

A partir da solução da equação de estado expressa em (9), obtém-se a equação recorrente não linear e implícita:

$$x_{N+1} = T(\lambda) x_N + H(\theta_N) \quad (14)$$

onde

$$T(\lambda) = \phi(1-\theta_N) \phi(\theta_N) = \phi(1); \quad (15a)$$

$$H(\theta_N) = \phi(1-\theta_N) J(\theta_N); \quad (15b)$$

$$J(\theta_N) = \int_0^{\theta_N} \phi(\theta_N - T) b dT \quad (15c)$$

Denominando-se ponto de equilíbrio x_p , a situação em que:

$$x_p = x_{N+1} = x_N \quad (16)$$

A equação (16) estabelece uma situação de regime permanente periódico. Nestas condições $\theta_N = \theta_p$ e $G(x_p, \theta_p) = 0$; portanto da equação (14):

$$[I - T(\lambda)] x_p = H(\theta_p) \quad (17)$$

Substituindo-se na função de comutação, tem-se:

$$G(x_p, \theta_p) = \frac{k}{a} \{ r - c [\phi(\theta_p) x_p + J(\theta_p)] \} - \theta_p = 0 \quad (18)$$

Através da equação (18), obtém-se o lugar geométrico dos pontos de equilíbrio, que formam uma família de curvas $k \times \lambda$, parametrizadas em

\hat{e}_p . Para a análise da estabilidade local, lineariza-se a equação (14) considerando pequenas perturbações em torno do ponto duplo [4], que é uma recorrência linear autônoma de 2a. ordem. Esta expressão pode ser obtida por uma aproximação da expansão em série de Taylor, cuja equação característica fornece o domínio de estabilidade dos pontos duplos. Assim;

$$\delta x_{N+1} = A_r \delta x_N \quad (19)$$

onde

$$A_r = \phi(1) + G_{\hat{e}_p}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial H_1(u_N)}{\partial v_N} \Big|_{\hat{e}_p} \\ \frac{\partial H_2(u_N)}{\partial v_N} \Big|_{\hat{e}_p} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{\partial G}{\partial x_1} \Big|_{\hat{e}_p} & \frac{\partial G}{\partial x_2} \Big|_{\hat{e}_p} \end{bmatrix} \quad (20)$$

A condição de estabilidade local exige que as raízes da equação característica sejam menores que um em módulo, definindo, então, as fronteiras da região de estabilidade como:

$$\begin{aligned} T_2 &< 1 ; \\ T_2 - T_1 + 1 &> 0 ; \\ T_2 + T_1 + 1 &> 0 ; \end{aligned} \quad (21)$$

onde $T_2 = \det(A_r)$ e $T_1 = \text{Tr}(A_r)$

As desigualdades expressas em (21) permitem determinar as regiões de estabilidade nos pontos de equilíbrio obtidos pela equação (20), chegando-se ao resultado apresentado na Figura 3.

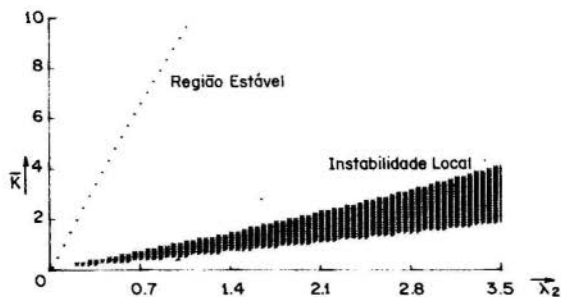


Figura 3 : Região de estabilidade do sistema.

4. Análise dinâmica do sistema

A análise dinâmica do sistema será feita utilizando-se a técnica de matriz de transferência [6]; que possibilita discretizar o sistema em vários nós e em matrizes associadas aos vetores de estado de cada nó.

A situação a ser analisada é aquela em que está havendo armazenamento de energia no volante, isto é, o fluxo de potência é no sentido motor-auxiliar-volante. A Figura 4(a) mostra um esquema simplificado do sistema em estudo.

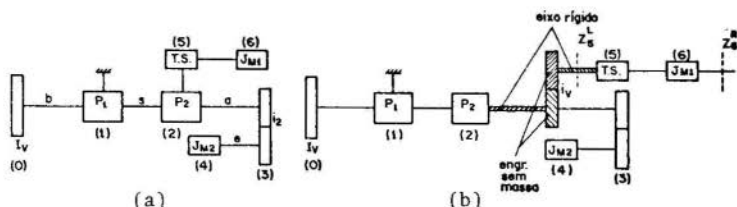


Figura 4: (a) Esquema simplificado do sistema mecânico.

(b) Sistema substituído para aplicação da técnica de matriz de transferência.

Na Figura 4(a) é escolhido o ramo 01234 como sistema principal e 56 como sistema bifurcado. É mais conveniente representar o sistema como mostrado na Figura 4(b), onde engrenagens sem massa (hachuradas) são utilizadas para representar a bifurcação de potência. Os sub-escritos L e R representam respectivamente o lado esquerdo e direito.

As variáveis de estado são o deslocamento angular ϕ e o torque M representando o vetor de estado $\{\hat{z}\}_n$ num dado ponto n . A relação entre \hat{z}_6^R e $\hat{z}_5^L = \{\phi \ 0\}_5^T$ tem a forma:

$$\begin{bmatrix} \phi \\ M \end{bmatrix}_6^R = \begin{bmatrix} U \\ S \end{bmatrix} [\phi]_5 \quad (22)$$

Levando-se em consideração a transmissão de torque no ponto de bifurcação, e a relação de transmissão i_v entre as engrenagens, chega-se a:

$$M_2^R = M_2^M + S \cdot U^{-1} \cdot i_v \phi_2 \quad (23)$$

$$\dot{\hat{z}}_3 = \dot{i}_V \hat{z}_2 \quad (24)$$

A matriz ponto associada \bar{e} é obtida reunindo-se as expressões (22) e (24):

$$\begin{Bmatrix} \phi \\ M \end{Bmatrix}_R = [B] \cdot \begin{Bmatrix} \phi \\ M \end{Bmatrix}_M \quad (25)$$

com

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{1}{i_V} & 0 \\ SU^{-1} & 1 \end{bmatrix} \quad (26)$$

Assim, o sistema pode ser reduzido a vários nós, associado a seus vetores de estado, conforme a Figura 5:

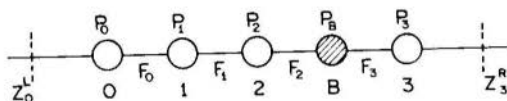


Figura 5 : Esquema dos estados e matrizes associadas do sistema reduzido.

A relação entre $\{\hat{z}_0\}^L$ e $\{\hat{z}_3\}^R$ será então:

$$\{\hat{z}_0\}^L = P_0 F_0 P_1 F_1 P_2 F_2 P_B F_3 P_3 \{\hat{z}_3\}^R \quad (27)$$

onde as matrizes P_1 , F_1 são respectivamente as matrizes de ponto e campo associadas ao modelo [6]. A determinação das frequências naturais do sistema é feita através da condição de contorno $M_3^R = 0$.

Para os valores numéricos abaixo sumarizados, obtêm-se as frequências naturais do sistema conforme a Figura 6.

$$P_1 \begin{cases} I_1 = 1.2 \times 10^{-8} \\ I_2 = 1.5 \times 10^{-6} \end{cases} \quad P_2 \begin{cases} I_1 = 3.2 \times 10^{-5} \\ I_2 = 7.8 \times 10^{-5} \\ I_3 = 1.5 \times 10^{-6} \end{cases} \quad \begin{cases} JM_1 = 10^{-8} \\ JM_2 = 10^{-8} \\ JV = 6.3 \times 10^{-4} \end{cases}$$

$$\begin{array}{llll} i_0 = -2.56 & i_V = -1 & k_S = 3.4 \times 10^6 & k_C = 6 \times 10^6 \\ i_0' = 5.18 & i_1 = -1 & k_D = 2 \times 10^6 & k_C = 2.0 \times 10^6 \\ & & k_a = 10^6 & \end{array}$$

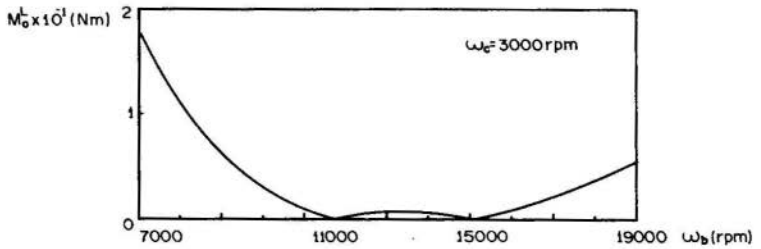


Figura 6 : Determinação das frequências naturais do sistema.

5. Conclusões

Através de um programa computacional foi possível determinar não só as regiões instáveis introduzidas pelo controlador, bem como as frequências naturais do sistema, permitindo que o mesmo atue dentro de faixas ótimas pré-estabelecidas. Mais ainda pretende-se com base neste estudo teórico desenvolver um modelo em escala reduzida que possibilite uma comparação com os resultados apresentados neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] Rosário, J.M.; Weber, H.I. - "Medição de Rendimentos em Caixa de Engrenagens Planetárias". VI COBEM, Vol. C., pg. 249-258, 1981.
- [2] Souza Lima, C. - "Trens de Engrenagens Planetários: Análise, Síntese e Aplicação em Veículo Híbrido" - Tese de Mestrado, UNICAMP, 1980.
- [3] Palhares, A.G.B.; Rosário, J.M.; Zampieri, D.E. - "Determinação das Regiões Instáveis de um Sistema de Transmissão com Engrenagens Planetárias Controladas por MLP". IV CBA, Vol. 2, pg 414-421, 1982.
- [4] Palhares, A.G.B. - "Controle por Realimentação de Estado e Modulação em Largura de Pulso de um Servoposicionador Eletrohidráulico: Análise das Oscilações Instáveis". Tese de Doutorado, UNICAMP-1980.
- [5] Electro-Craft Corporation - "DC Motors - Speed Controls - Servo Systems". Pergamon-Press, 1972.
- [6] Pestel, E.C.; Leckie, F.A. - "Matriz Methods in Elastomechanics". Mc Graw-Hill Book Co., Inc., 1963.


COBEM 83

 VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
 ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983


 TRABALHO
 PAPER

Nº C-9

P.P. 79 - 89

UFU

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM MOTOR-GERADOR HOMOPOLAR
 ACOPLADO A UM ARMAZENADOR CINÉTICO DE ENERGIA

José Egílio Tardivo

Douglas Eduardo Zampieri

João Maurício Rosário

Laboratório de Projeto Mecânico

Departamento de Engenharia Mecânica - UNICAMP

SUMÁRIO

Geradores homopolares são máquinas elétricas que podem operar em altas rotações por não possuírem escovas e poderem ser fabricados com rotor sólido feito de material metálico altamente resistente. Desta forma são muito adequados ao acionamento de volantes de inércia. Nesta configuração podem ser utilizados como niveladores de potência consumida de uma rede elétrica. Neste trabalho, levanta-se as características dinâmicas e curvas de perdas de um sistema motor-gerador volante.

SUMMARY

Homopolar inductor machines are electrical machines that may run at high velocities. They do not need brushes and the rotor can be made of resistant metallic material. For this reason they are very adequate for the use with energy storage flywheels. The sealed system electric machine-flywheel can be used for leveling out the power demand on the electric line. The loss curves of a system constituted by motor-generator-flywheel is obtained.

1. Introdução

Uma das grandes limitações do uso de cataventos como fonte alternativa de energia é o caráter aleatório e intermitente do fluxo de entrada. Mais ainda, devido a se ter picos de energia o rendimento do sistema como um todo é baixo quando se leva em conta a capacidade nominal do banco de baterias associado [1].

Com a utilização de um volante, para armazenamento de energia, é possível nivelar-se a demanda de potência da fonte, resultando um nível médio mais homogêneo para ser armazenado em um banco de baterias bem menor que os usualmente utilizados, permitindo assim, a operação nas condições de máxima eficiência.

Uma concepção avançada seria a utilização de um volante diretamente acoplado a um motor-gerador, que funcionaria como motor quando houvesse armazenamento de energia no volante, e como gerador quando esta energia armazenada no volante sofresse alteração. Tal fluxo de potência seria sincronizado por um inversor comandado por um controle, que manteria o sistema dentro de uma faixa de operação otimizada.

A partir dessas considerações torna-se conveniente escolher uma máquina elétrica que opera ora como motor, ora como gerador, acoplada em um mesmo eixo com um volante armazenador de energia. Isto permite com uma vedação adequada, a obtenção de uma unidade selada com vácuo em seu interior, reduzindo as perdas aerodinâmicas. O rendimento do sistema será, então, bem mais elevado por se eliminar aquela que provavelmente seja a maior fonte de perdas. Mais ainda é justificado, também o emprego de mancais magnéticos ou outros mancais de baixo atrito, já que se está nos limites das perdas mecânicas do sistema.

Um problema surge nesta concepção: como a este motor-gerador está acoplado um volante, necessita-se de altas rotações, o que inviabiliza um rotor de estrutura composta por um enrolamento. A solução encontrada é a utilização de rotores maciços, utilizados em máquinas elétricas denominadas homopolares.

O nome homopolar vem do fato do fluxo magnético formado se constituir de um polo em cada extremidade do eixo do rotor, sendo que estas extremidades possuem as mesmas bobinas. O princípio de funcionamento é que sua relutância é diferente em certas direções, fazendo com que o fluxo magnético tenha uma direção preferencial.

Uma concepção de um ciclo completo do sistema, desde a captação da energia eólica até seu armazenamento é mostrado na Figura 1.

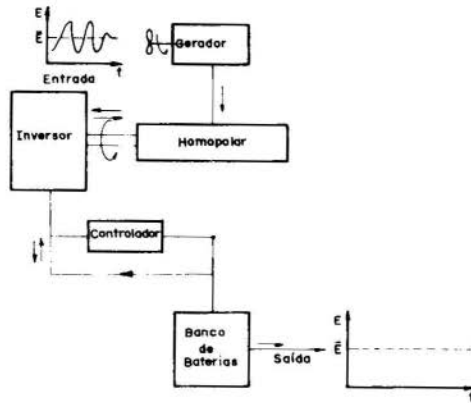


Figura 1: Ciclo completo de captação da energia eólica utilizando um sistema homopolar.

Neste trabalho um primeiro protótipo de um motor-gerador homopolar acoplado a um volante é analisado, e suas características eletromecânicas de funcionamento são levantadas, permitindo encontrar sua curva de demanda.

2. Características do protótipo

O conjunto motor-gerador homopolar-volante foi construído (Figura 2), a partir de um projeto já existente no CTA, e suas principais características estão resumidos na tabela 1.

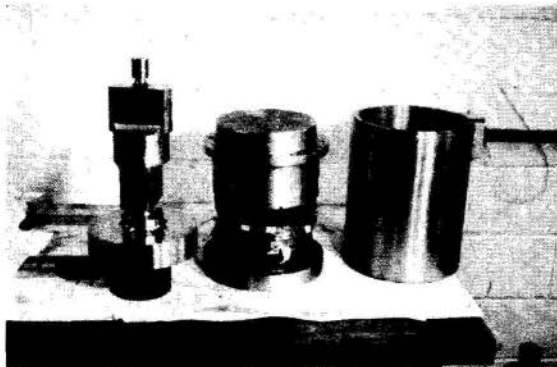


Figura 2: Motor-gerador homopolar acoplado a um volante.

CARACTERÍSTICA DA OPERAÇÃO	
Potência.....	3kW
Tensão DC.....	24 V
Rotação máxima.....	12000rpm
Inércia equivalente.....	0,248 kgm ²
CARACTERÍSTICA DO ENROLAMENTO	
Tipo.....	trifásico imbricado
Nº de ranhuras.....	36
Nº pares de polos.....	2
Passo relativo.....	7/9
Ranhuras por polo.....	3

Tabela 1: Características do protótipo.

A seqüência de testes proposta para o protótipo é em função da sua operação como gerador e motor. Assim sendo, serão mostrados tais testes para cada operação independente.

2.1. Máquina homopolar operando como gerador

A bancada utilizada nos testes consiste basicamente de um motor de corrente contínua com velocidade controlada, um conjunto retificador e um banco de resistências conforme mostra a Figura 3.

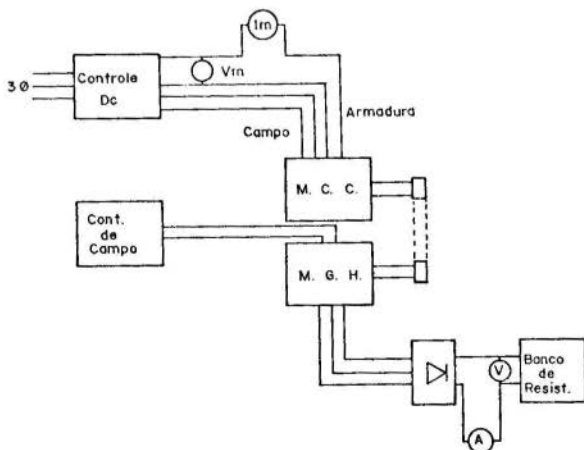


Figura 3: Esquema de ligação do sistema homopolar funcionando como gerador.

Tal bancada permite o levantamento das curvas características de um gerador, mostrada na Figura 4.

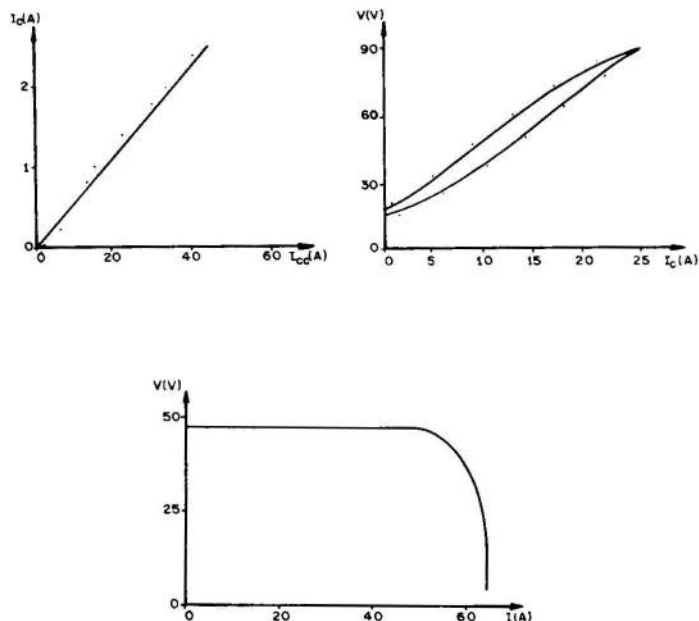


Figura 4: Curvas características do gerador:

- 4a) Curva de magnetização (tensão de armadura versus corrente de campo)
- 4b) Curva corrente de curto circuito versus corrente de campo.
- 4c) Curva característica do gerador (tensão versus corrente).

Outro resultado importante obtido foi a forma de onda gerada, tanto em vazio como em carga. Tais resultados e seus respectivos espectros são mostrados na Figura 5.

Pode-se notar que a forma de onda gerada sem carga resultou uma senoide com poucas harmônicas, enquanto que com o gerador em carga a onda se distorce bastante apresentando componentes harmônicas. Isto se expli-

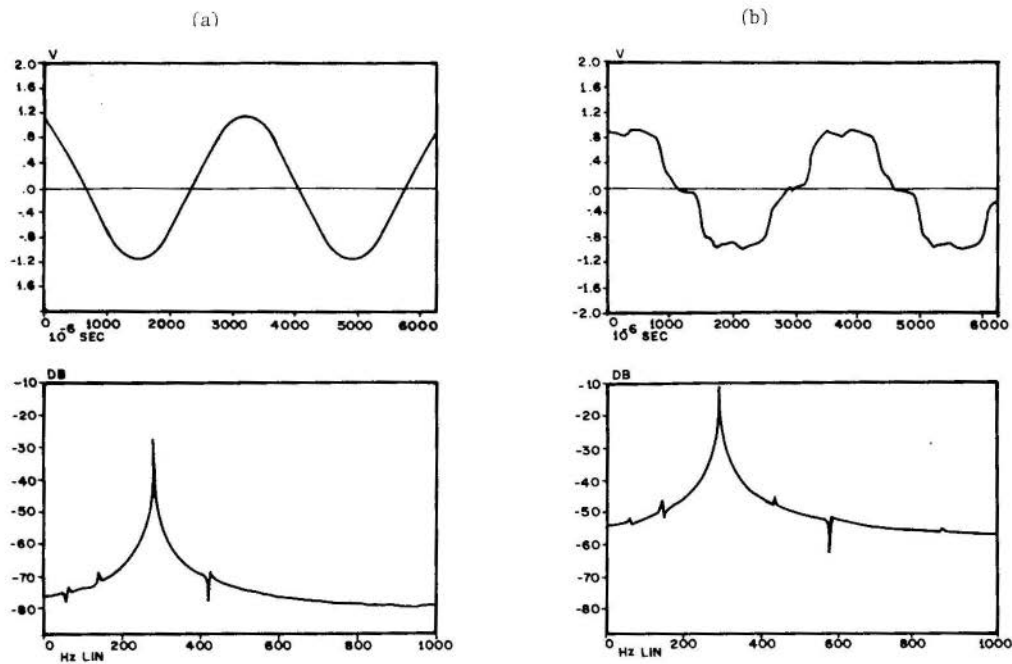


Figura 5: Forma de onda gerada e respectivo espectro.

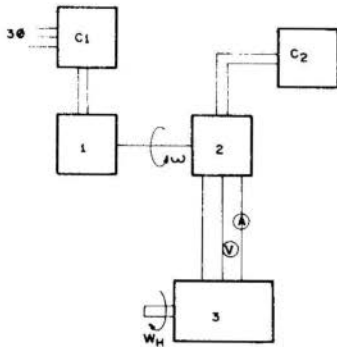
5(a): Gerador em vazio.

5(b): Gerador com carga.

ca pelo fato da máquina ter como característica de projeto o torque em função de ângulo formado entre a força magneto-motriz do estator com a do rotor (vide Apêndice).

2.2. Máquina homopolar operando como motor

Para o teste do protótipo operando como motor necessita-se de um gerador acoplado a um motor de cc, conforme esquema na Figura 6.



1. motor de corrente contínua.
 2. gerador trifásico.
 3. motor homopolar
- C₁. controle de velocidade do motor de corrente contínua.
C₂. controle de tensão do gerador.
A. amperímetro.
V. voltímetro.

Figura 6: Esquema de ligação do sistema homopolar funcionando como motor.

Enquanto que do ponto de vista eletrotécnico necessita-se modelar o motor, para cálculo de suas indutâncias e resistências (vide Apêndice), os testes realizados permitem obter a curva de velocidade em função do tempo, cujo resultado é apresentado na Figura 7.

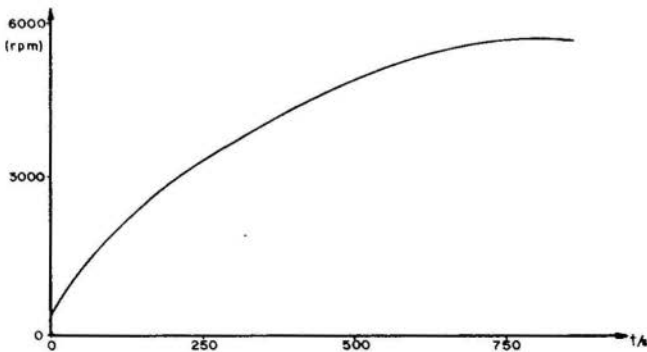


Figura 7: Curva velocidade versus tempo.

3. Testes de performance da máquina homopolar

Os testes de performance constituem uma série de testes e medições de modo a se levantar o comportamento do sistema durante seu funcionamento. Os estudos a seguir se referem ao levantamento da curva de perdas e comportamento dinâmico.

3.1. Curva de perdas

Para se obter a curva de perdas do sistema procede-se do seguinte modo: o sistema é acionado como motor atingindo uma dada rotação. A seguir registra-se sua curva de desaceleração como mostra a Figura 8.

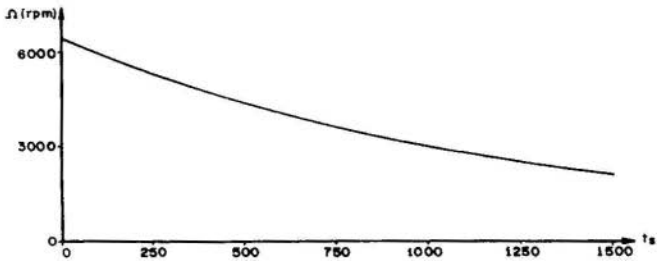


Figura 8: Curva de desaceleração do sistema.

3.2. Análise dinâmica

Foram efetuados testes de nível de vibração para a máquina homopolar, dentro da faixa de operação da mesma. O esquema da bancada e respectivos resultados encontram-se nas Figuras 9 e 10.

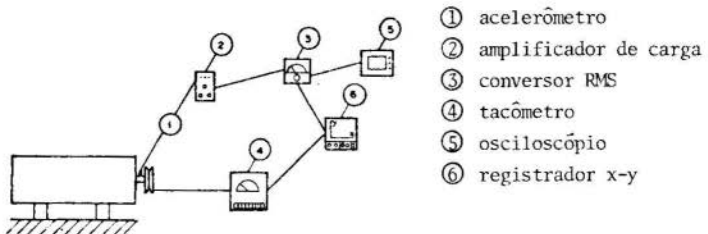


Figura 9: Esquema de montagem.

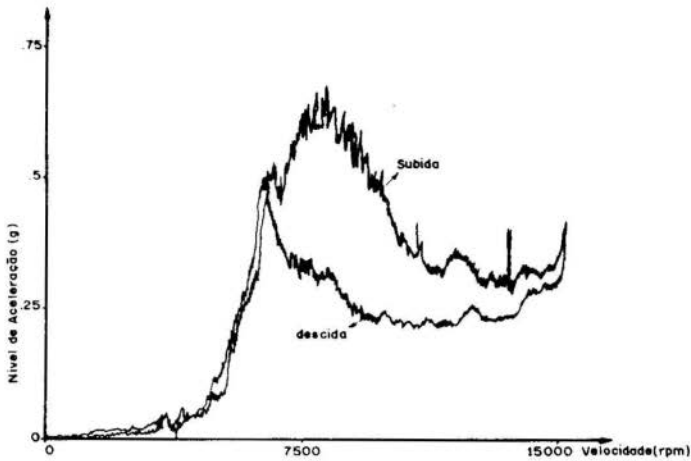


Figura 10: Nível de aceleração em g versus velocidade de rotação.

Os resultados encontrados permite afirmar que o comportamento dinâmico é bastante satisfatório, uma vez que o nível RMS de aceleração, é inferior a 1g, dentro das normas pré-estabelecidas.

4. Conclusões

Os resultados obtidos são bastante promissores, pois em se tratando de um primeiro protótipo, obtém-se um comportamento efetivo da máquina homopolar como gerador bastante bom. Já como motor, apesar das falhas apresentadas (baixo torque de partida, escorregamento), o estudo feito permite afirmar que uma otimização é viável.

AGRADECIMENTOS

Ao FIPEC - Banco do Brasil S/A, pelo apoio e incentivo dado ao "Projeto de Armazenamento Mecânico de Energia em Ultravolantes", realizado no GEPROM.

Ao CTA pela cessão do projeto da máquina homopolar.

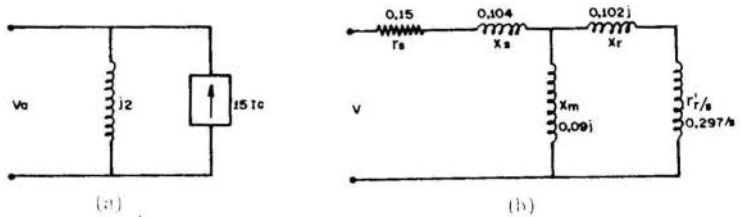
BIBLIOGRAFIA

- [1] Weber, H.I., et alii, "Desenvolvimento de Componentes para Unidades de Armazenamento de Energia por Ultravolantes" - Relatório Técnico Final - UNICAMP/FIPEC, Setembro 1982.

- [2] Holmes, R.; "The Characteristics of Mechanical Engineering Systems", Pergamon Press, 1977.
- [3] Boffi, L.W., Sobral Jr, M.; Dangelo, J.C.; "Conversão Eletromecânica de Energia", Editora Edgard Blucher Ltda., 1977.
- [4] Kostenko, M.P.; Piotrovski, L.M.; "Máquinas Elétricas I", Editora Mir Moscú, 1975.

APÊNDICE: MODELO MATEMÁTICO

A partir das curvas características mostradas na Figura 4, chega-se após manipulação matemática [3] aos modelos de gerador e motor apresentados na Figura A.1.



r_r : Resist. do estator.

x_s : indutância do estator

r'_r : Resist. do rotor refletida no estator.

x_r : indut. do rotor refletida no estator.

s : escorregamento

x_m : indut. de magnetização.

Figura A.1.: (a) modelo da máquina homopolar como gerador.

(b) modelo da máquina homopolar como motor.

Através de [3] podemos chegar também às expressões de torque do sistema operando como gerador:

$$T_g = \frac{N}{2} \cdot \frac{3}{\Omega} \cdot I_f V_a \cdot \text{sen}(\beta_{oe}) \quad (\text{A.1})$$

sendo:

N - nº de pares de polo.

Ω - rotação síncrona.

I_f - corrente de fase.

V_a - tensão de fase.

β_{oe} - ângulo entre a força magneto-motriz do estator com a do rotor.

A partir de (A.1) torna-se possível verificar a influência de β_{oe}

no torque, como é mostrado na Figura A.2.

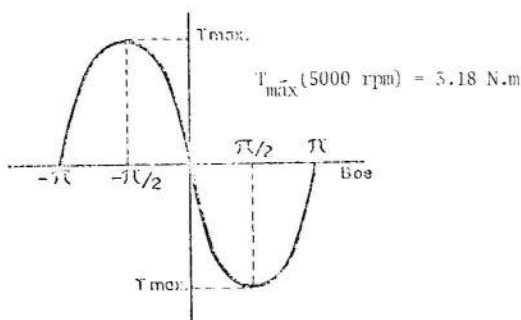


Figura A.2.: Variação de torque com o ângulo θ_{oc} .

Analogamente, obtém-se a equação de torque da máquina homopolar operando agora como motor:

$$T_m = \frac{N}{\Omega} \frac{V^2}{|z|^2 \frac{r}{r} + 2R + \frac{r}{s}}$$

onde

s - constante proporcional ao escorregamento,

$$z = R + jX,$$

$$k_{XS} = \frac{X_m}{X_m + X_s}$$

$$R = r_s \cdot k_{XS}^2$$

chega-se a curva de torque versus rotação do motor como mostra a Figura A.5. Desprezando-se o escorregamento ($s=1$), a partir dos dados da Figura A.1.(b).

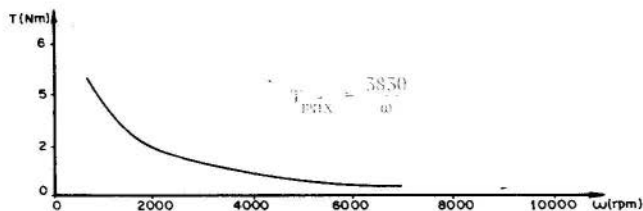


Figura A.3: Torque do motor versus rotação.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº

C-10

P.P. 91 - 101

UFU

SOLUÇÃO ANALÍTICA PARA OS PROBLEMAS DA ORDEM E INVERSÃO GEOMÉTRICA NA SÍNTESE DE MECANISMOS ARTICULADOS

José Carlos Zanini

Prof. Titular - Deptº Engº Mecânica
CT/UFSC - Florianópolis - SC - Brasil

Udo Wondracek

Engº Mecânico - Deptº Engº Mecânica
CT/UFSC - Florianópolis - SC - Brasil

SUMÁRIO

A solução analítica para os problemas de ordem e inversão geométrica na síntese de mecanismos articulados é apresentada, tendo como base a teoria das Posições Multiplamente Separadas para quatro posições do plano móvel. Este novo procedimento substitui os métodos gráficos até então utilizados, proporcionando uma maior precisão e rapidez na solução dos problemas de síntese. Um exemplo de aplicação do novo método é apresentado.

SUMMARY

An analytical approach for the order and branch problems in linkage synthesis is presented based on the Multiply Separated Positions Theory for four design positions of the moving plane. This new procedure is a substitute to the geometric methods still used, with the advantage of better precision and speed in the solution of linkage problems. A practical example is given to illustrate the application of the proposed method.

1. Introdução

A teoria de Burmester, aplicada na síntese de mecanismos articulados para quatro posições finitamente separadas (4PFS) do plano móvel, envolve a construção de uma curva de pontos de centro (ou de círculo) |1|, a partir da definição de quatro posições do plano acoplador, que são os parâmetros iniciais de projeto. Utilizar-se-á, neste trabalho, o conceito de curva de pontos de círculo, tendo em vista a sua melhor flexibilidade no tratamento dos problemas da síntese.

Os pivôs móveis, que constituem qualquer mecanismo gerado pela síntese, são pontos que pertencem à curva de pontos de círculo. A técnica de Burmester, no entanto, não garante que os pontos escolhidos, irão resultar em soluções desejáveis.

Um problema que surge é quando a barra acopladora do mecanismo resultante se desloca através das posições de projeto em uma ordem não adequada, quando a manivela gira em um sentido constante |2|.

Um outro aspecto inconveniente é quando o mecanismo gerado precisa ser desconectado e remontado para que alcance alguma(s) das posições de projeto; é o problema de inversão geométrica |3|.

A solução destes dois problemas reside, em grande parte, na localização e estudo de pontos característicos pertencentes à curva. Estes pontos, devido às suas origens, definem propriedades específicas e peculiares que serão úteis na determinação de segmentos da curva, cujos pontos de círculo não possuem estes problemas e poderão ser escolhidos como pivôs móveis.

Neste trabalho será focalizado o desenvolvimento da síntese, de forma analítica, a partir de uma concepção algébrica da curva e dos pontos característicos, assunto este que foi abordado em um artigo submetido ao VI IFToMM Congress on Theory of Machines and Mechanisms". Todos os procedimentos relativos ao tratamento analítico da síntese estão a disposição em meio processável, facilitando sobremaneira a sua utilização.

2. A Curva Cúbica

Algebricamente, a curva de pontos de círculo é uma equação cúbica a duas variáveis da forma

$$A(x^2 + y^2)x + B(x^2 + y^2)y + Cx^2 + Dy^2 + Exy + Fx + Gy + H = 0 \quad (1)$$

onde A, B, C, D, E, F, G e H são os seus coeficientes e são dependentes da localização dos planos de projeto.

Os polos imagem P_{ij} , os pontos Q_{ij} , T_{ij} e U_{ij} são os pontos característicos que estão localizados sobre a curva cúbica de pontos de círculo (figura 1) e definem certos limites de segmentos da curva que serão a solução para o caso da ordem ou da inversão geométrica.

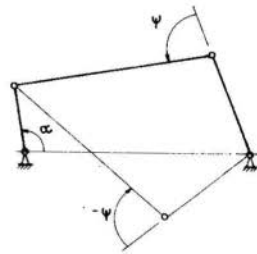
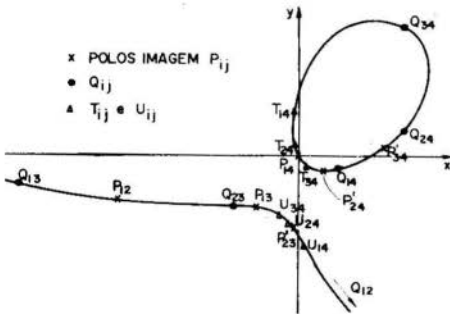


Fig. 1. A curva de pontos de círculo com seus pontos característicos

Fig. 2. Duas formas de montagem de um mecanismo

3. O Problema da Inversão Geométrica

O problema da inversão geométrica está intimamente ligado com a possibilidade de montagem, de um mecanismo articulado de quatro barras, em dois arranjos diferentes, quando o ângulo de um dos pares cinemáticos permanece constante [2], (figura 2). Estas duas configurações de um mecanismo, ou inversão geométrica, estão relacionadas com o comportamento do deslocamento angular do plano acoplador em relação à contra-manivela, que, na curva de pontos de círculo, é caracterizado por segmentos determinados pelos pontos Q_{ij} , T_{ij} e U_{ij} .

A solução deste problema é dividida em duas etapas consecutivas. A primeira determina todos os pontos de círculo que, escolhidos para integrem o mecanismo como pivô móvel da contra-manivela, garantirão solução ao problema. A segun-

da etapa consiste em determinar as regiões onde deverá ser escolhido o segundo pivô móvel. Estas regiões são delimitadas pelas "retas de Filemon" [4], em função do ponto de círculo escolhido na primeira etapa.

Os pontos de círculo T_{ij} e U_{ij} são aqueles em que o deslocamento angular ψ_{ij} da barra acopladora relativo à contra-manivela, da posição i à posição j , é de 180° .

Os pontos da curva com problemas de inversão geométrica, são aqueles em que o ângulo ψ_{ij} , onde i e j são as posições extremas, é maior que 180° .

Assim, a primeira etapa de solução do problema de inversão, restringe-se em determinar os segmentos da curva limitados pelos pontos T_{ij} e/ou U_{ij} , onde as posições extremas do acoplador em relação à contra-manivela formam um ângulo menor que 180° . Os índices destes pontos T_{ij} e U_{ij} devem ser sequenciais quanto à ordem de rotação da barra acopladora em relação à contra-manivela, que é verificada pelos pontos Q_{ij} .

Os pontos T_{ij} ou U_{ij} que possuem índices não sequenciais, estão sobre um segmento onde ψ_{ij} das posições extremas é maior que 180° [6].

Após este procedimento, escolhe-se adequadamente o primeiro ponto de círculo que irá integrar o mecanismo como o pi

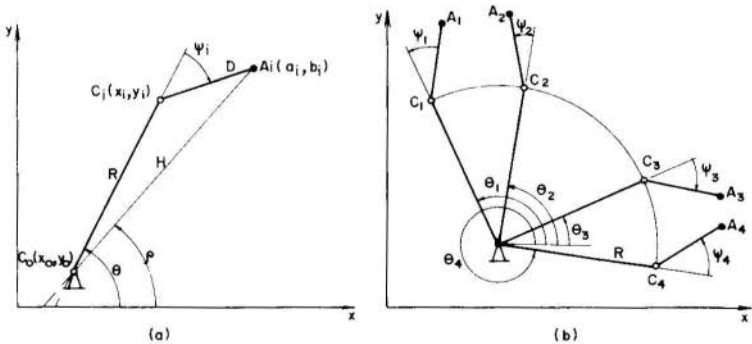


Fig. 3. Localização da contra-manivela R em relação ao sistema de coordenadas referencial, (a) em uma posição genérica "i", e, (b) nas quatro posições de projeto.

vô móvel da contra-manivela.

A figura 3a mostra a contra-manivela R determinada, em uma das quatro posições de projeto. A barra D,

$$D = \sqrt{(a_i - x_i)^2 + (b_i - y_i)^2}, \quad (2)$$

onde $A_i(a_i, b_i)$ é o parâmetro linear da localização do plano acoplador na posição i , caracteriza o próprio plano acoplador, cuja posição angular relativa à contra-manivela é indicada pelo ângulo

$$\psi_i = \rho - \arccos \frac{D^2 + R^2 - H^2}{2DR} \quad (3)$$

onde

$$H = \sqrt{(x_0 - a_i)^2 + (y_0 - b_i)^2}$$

O parâmetro angular da posição da contra-manivela, relativo ao sistema de coordenadas referencial, é dado pelo ângulo θ determinado por

$$\theta = \arccos \frac{x_i - x_0}{R}, \quad y_i > y_0 \quad (4)$$

$$\theta = 2\pi - \arccos \frac{x_i - x_0}{R}, \quad y_i < y_0$$

Da mesma maneira é determinado ρ , o ângulo formado pelo lado H do triângulo ΔCAO_C , relativo ao sistema de coordenadas referencial:

$$\rho = \arccos \frac{a_i - x_0}{H}, \quad b_i > y_0$$

$$\rho = 2\pi - \arccos \frac{a_i - x_0}{H}, \quad b_i < y_0 \quad (5)$$

Na figura 3b, a contra-manivela R é representada relativamente a cada posição de projeto do plano acoplador, e é indicada pelo ângulo ψ_i . Determinando-se o menor e o maior valor de ψ , pode-se conhecer o ângulo compreendido entre as retas de Filemon, representando a rotação máxima da barra acopladora em relação a contra-manivela.

A inclinação das retas de Filemon em relação ao sistema de coordenadas referencial, será dado por

$$a_l = \operatorname{tg} [\theta_i + (\psi_{\text{menor}} - \psi_i)]$$

$$a_m = \operatorname{tg} [\theta_i + (\psi_{\text{maior}} - \psi_i)]$$

(6)

onde o índice i corresponde à posição do plano acoplador utilizado como referência na determinação da curva de pontos de círculo.

As retas de Filemon interceptam-se no ponto $C_i(x_i, y_i)$ e os seus coeficientes lineares são

$$b_l = y_i - a_l x_i$$

$$b_m = y_i - a_m x_i$$

As retas de Filemon dividem o plano em duas regiões, referidas por U e V na figura 4. Pontos de círculo, na determinação do segundo pivô móvel, escolhidos na região V, implicarão em uma mudança de sinal do ângulo ψ_i , resultando no problema da inversão geométrica

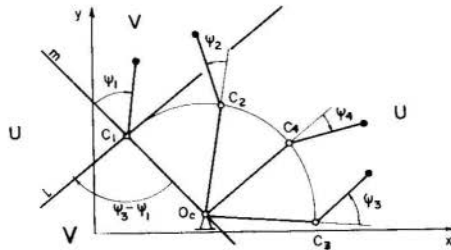


Fig. 4. Construção das retas de Filemon que dividem o plano nas regiões U e V.

Quando o acoplador assume as quatro posições de projeto, é de interesse que isto aconteça de um mesmo lado do buçim, o que é satisfeito somente quando o segundo pivô móvel é escolhido na região U.

4. O Problema de Ordem

A solução do problema da ordem se resume em locar o pivô móvel da manivela, ou seja, o segundo ponto de círculo, em segmentos da curva de pontos de círculo onde a ordem de sequência do plano acoplador seja aquela desejada pelo projetista.

A curva de pontos de círculo está dividida em segmentos onde a "ordem do plano acoplador" é constante, e, os pontos que delimitam estes segmentos são os polos imagem P'_{ij} , que correspondem aos pontos Q_{ij} da curva de pontos de centro. Estes pontos, quando escolhidos como pivôs móveis das manivelas, correspondem a um deslocamento angular ϕ_{ij} nulo da manivela, quando o mecanismo se movimenta da posição "i" para a posição "j" [3], [5]. Isto pode ser visto nitidamente na figura 5, onde estão representados todos os ângulos ϕ_{ij} ($i, j = 1, 2, 3, 4$ - não repetidos) para cada ponto de círculo localizado sobre a curva. Existem, portanto, duas situações em que cada ϕ_{ij} se torna nulo; quando o pivô móvel for o próprio polo imagem P'_{ij} ou quando for o ponto de Ball.

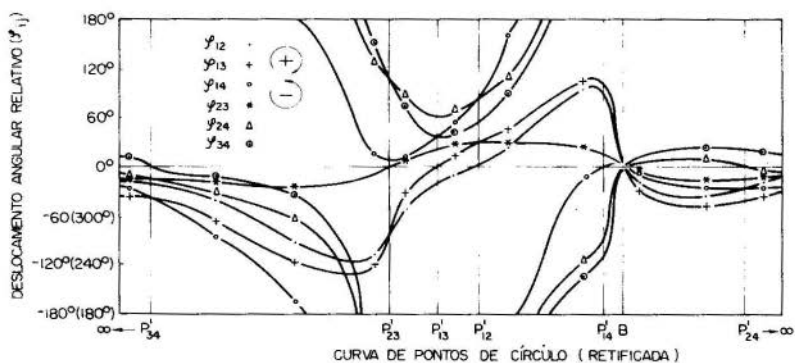


Fig. 5. Deslocamentos angulares relativos ϕ_{ij} para os pontos de círculo situados sobre a curva cúbica.

Ainda pelo gráfico da figura 5, pode-se verificar que a ordem do plano acoplador é constante em cada segmento limitado pelos polos imagem, e que ela só é alterada quando um polo imagem é transposto, pois, neste instante, o ϕ_{ij} muda de sinal e a "ordem do plano acoplador" sofre uma mudança correspondente à troca das posições representadas pelos índices

i e j.

O segmento conveniente para obter-se a ordem, como ponto de partida, é o que se estende ao infinito. Escolhendo-se um ponto de círculo sobre este segmento, o mecanismo resultante terá uma "manivela" de comprimento infinito, cujo deslocamento angular será igual ao da barra acopladora, ambos em relação à base. Nestas condições, a ordem do plano a coplador é estabelecida pelas inclinações dos quatro planos definidos inicialmente pelo projetista [3], como mostra a figura 6. No caso em que a curva de pontos de círculo se apresenta dividida em dois ramos, este procedimento será válido para o ramo aberto. A ordem em um segmento do ramo fechado poderá ser conhecida através da determinação de um dos círculos de polos imagem [6].

5. Exemplo

Em uma máquina de costura, deseja-se substituir o mecanismo tradicional de came-seguidor oscilante por um mecanismo articulado, com o objetivo de se obter um melhor desempenho no sistema.

O olhal da barra que alimenta a linha, deve passar pelos pontos S_1 , S_2 , S_3 e S_4 enquanto que a manivela gira da

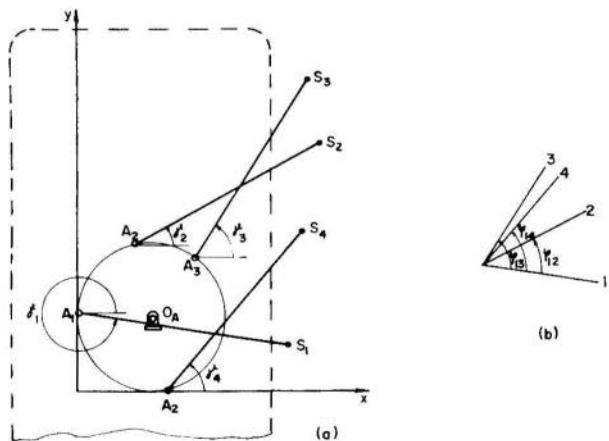


Fig. 6. Projeção dos quatro planos móveis, (a) no sistema de coordenadas referencial; (b) em posições angulares

gura 7a. Os segmentos da curva, cujo ângulo de rotação máximo da barra acopladora em relação à contra-manivela que resultaram em ψ_{ij} menor que 180° , estão indicados por uma linha contínua.

A determinação da contra-manivela é feita a partir da escolha de um pivô móvel C_1 sobre o segmento contínuo da curva, levando em consideração as demais restrições do problema.

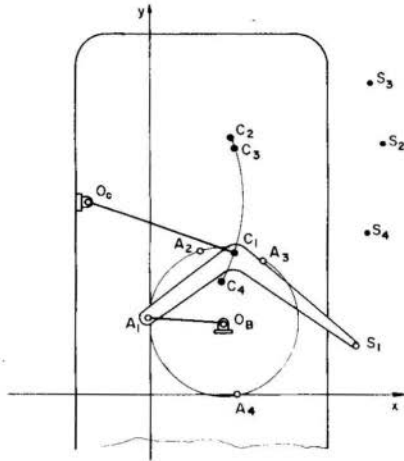


Fig. 8. Mecanismo articulado resultante da síntese analítica

Escolhido o primeiro ponto de círculo, são calculados o ponto de centro correspondente e as retas de Filemom, de acordo com as posições extremas da barra acopladora relativa à contra-manivela, resultando as regiões U e V (fig. 7b). O pivô móvel da manivela é, então, escolhido na região U, sobre um segmento da curva onde a ordem da barra acopladora é a desejada. Neste exemplo particular escolheu-se o ponto A_1 em função das características do próprio problema. O mecanismo resultante da síntese analítica está representado na figura 8.

6. Conclusão

A abordagem analítica do problema de quatro posições finitamente separadas do plano móvel, representa um considerável auxílio à síntese de mecanismos articulados. Os problemas que até então eram resolvidos de forma gráfica, são agora facilitados por esta nova ferramenta que proporciona soluções bem mais precisas e num tempo bastante reduzido.

Ao projetista cabe especificar alguns poucos parâmetros, e a obtenção da curva de pontos de círculo, dos pontos característicos P_{ij} , Q_{ij} , T_{ij} , U_{ij} e os segmentos solução do problema é o resultado da aplicação do modelo analítico desenvolvido.

O exemplo prático apresentado mostra de forma clara a notencialidade do método exposto.

REFERÊNCIAS

- [1] Hartenberg, R.S., Denavit I., Kinematics synthesis of linkages. Mac Graw-Hill Book Company, 1964.
- [2] Waldron, K.J., "Elimination of the branch problem in graphical burmester mechanism synthesis for four finctely separated positions". Journal of Engineering for Industry, trans. ASME, Series B, Vol.98 (1976) N°1, pp 176-182.
- [3] Waldron, K.J., "The order problem of Burmester linkage synthesis", Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, series B, Vol.97 (1975), pp. 1405-1406.
- [4] Filemom, E., "In addition to the burmester theory" Proc. of Third World Cong. for Theory of Machines and Mechanisms, D(1971), 63-78.
- [5] Filemom, E., "Useful ranges of centerpoint curves for design of crank-and-rocker linkages", Mechanism and Machine Theory, Vol.7 (1972), pp.47-53.
- [6] Waldron, K.J., "Improved solutions of the branch and order problems of burmester linkage synthesis", Mechanism and Machine Theory, Vol 13 (1978), pp199-207.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



UFU

TRABALHO
PAPER

Nº C-11

P.P. 103 - 112

SOLUÇÃO MECÂNICA PARA A CONSTRUÇÃO DE UM APALPADOR TRIDIRECIONAL

CARLOS ALBERTO SCHNEIDER, Dr. Ing.
Prof. Titular - Deptº Eng. Mecânica
LABMETRO/UFSC - Florianópolis - SC

UDO WONDRAČEK, Eng. Mecânico
LABMETRO/UFSC - Florianópolis - SC

SUMÁRIO

Em contribuição à tecnologia de medição de coordenadas foi desenvolvido um apalpador tridirecional que permite identificar com elevada precisão a posição de um ponto da peça, em relação a um sistema de coordenadas. É apresentada uma solução mecânica, destacando-se o perfil de exigências metro-lógicas e operacionais bem como alguns resultados de comportamento obtidos, tanto de um elemento modular como do conjunto.

SUMMARY

As a contribution for the coordinate measuring technology, a three-dimensional probe, that is able to determine with great precision the position of a part related to a coordinate system, was developed. A mechanical solution, specially thinking over the metrological and operational requirements, and some behaviour results of a modular and complete system are presented.

Apalpador Tridirecional para Medição de Coordenadas - Solução Mecânica

1. Introdução

O controle dimensional pela medição de coordenadas é idéia antiga. Ela tornou-se viável industrialmente quando passou-se a dispor de mini-computadores, operando em ambiente industrial, que assumiram a aquisição automática de coordenadas e o complexo processamento [1]. Subseqüentemente, a operação crítica passou a ser a localização espacial do ponto de medição na peça com a devida precisão e rapidez. Localizadores rígidos apresentam limitações nos dois aspectos. Universalidade e rapidez são alcançadas por apalpadores eletrônicos articulados, que identificam os pontos de medição gerando um sinal após contato com a peça, garantindo uma repetibilidade apropriada às medições geométricas [2]. A medição de peças de, praticamente, qualquer geometria tridimensional, pode ser realizada com as máquinas de medição tridirecionais [3] e, mais recentemente, na própria máquina ferramenta [4]. Para realizar medição de coordenadas em máquinas ferramentas com comando numérico, com vistas a racionalizar o processo de fabricação, elevar sua precisão de usinagem e efetuar diretamente o controle de qualidade, o LABMETRO desenvolveu um apalpador tridirecional (3D) [5], cuja solução mecânica será aqui descrita.

2. Exigências operacionais e metroológicas

Um primeiro passo no desenvolvimento de um apalpador 3D é o estudo das suas características operacionais e metroológicas. São fixados certos parâmetros que devem ser observados no decorrer do projeto mecânico, descritos a seguir.

Utilização - o apalpador 3D deverá ser construído de tal forma que possibilite a sua utilização em máquinas ferramentas com comando numérico, operando adequadamente tanto na troca automática de ferramentas (fig. 1), como em ambientes com variações de temperatura, vibrações, umidade e impurezas.

Força de medição - para o estabelecimento de um contato efetivo entre a ponta do apalpador e a peça, é necessária uma força de medição. Por outro lado, esta força provoca deformações elásticas nas superfícies em contato e deflexões nos componentes mecânicos do apalpador. Em vista disto, é conveniente que esta força seja pequena e sempre de mesmo valor no instante da medição. Convém que a força de medição seja de 0,1 a 1,5 N, visando a utilização em máquinas ferramentas com CN.

Deslocamento - foi estabelecido que o sistema mecânico deverá assegurar um curso de no mínimo ± 5 mm em cada direção de deslocamento em relação ao ponto zero. Desses 5 mm, de 0,1

de 1,0 mm são necessários para a operação de medição, sendo que o restante do percurso é previsto por questão de segurança.

Precisão - considerando que a tolerância de usinagem de peças em máquinas ferramentas de porte médio é de $\pm 0,20$ a $\pm 0,05$ mm, o Sistema de Medição de Coordenadas no Processo (SMPC) deverá apresentar, em consequência, uma precisão de $\pm 0,04$ a $\pm 0,01$ mm. Na sua cadeia de medição surgem influências de erro dos movimentos da máquina, dos medidores de deslocamento, do localizador, da temperatura, etc. Os apalpadores, porém, são os elementos mais críticos e deverão apresentar erros globais de $\pm 0,020$ a $\pm 0,005$ mm.

Resolução - deverá ser melhor ou, pelo menos, igual à resolução do sistema de medição de coordenadas da máquina. Atualmente, as máquinas ferramentas, em geral, possuem resolução de 0,01 mm, podendo em casos especiais atingir 0,001 mm.

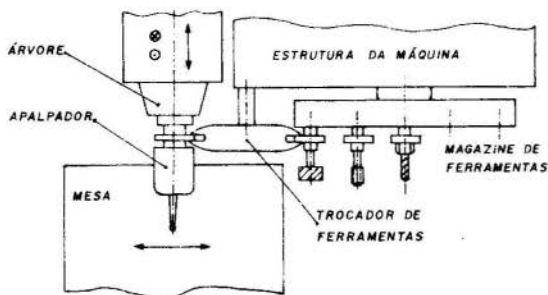


Fig. 1. Sistema de medição de coordenadas no processo

3. Solução Mecânica

3.1 Considerações Gerais

Com o objetivo de permitir ao sensor (haste do apalpador) movimentos em quaisquer direções, é possível decompor este deslocamento em três direções coordenadas. O ponto de partida para esta solução mecânica foi estudar as formas básicas para a obtenção de pequenos movimentos relativos unidirecionais, conforme os esquemas da figura 2 [6]. Em função de algumas características vantajosas, como isenção de atrito, proporcionalidade entre força e deslocamento, e movimen

tos bem caracterizados, foi optada como solução mecânica, quanto ao princípio de funcionamento, guia de molas laminares paralelas.

Os critérios considerados para o dimensionamento do apalpador 3D, utilizando molas laminares, além daqueles já descritos no item 2, foram os seguintes:

- operação em qualquer posição;
- minimização de dimensões, para permitir um alojamento adequado do apalpador no magazine da máquina ferramenta e um fácil acesso à peça a ser medida;

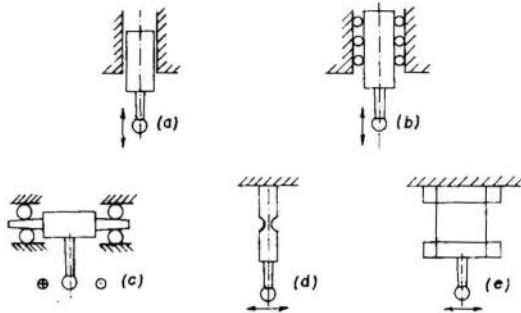


Fig. 2. Sistemas de guias para apalpadores

a) bucha deslizante; b) guia axial com esferas; c) guia transversal com esferas; d) mola de flexão; e) molas laminares paralelas.

- adequação do apalpador quanto ao número de coordenadas da máquina ferramenta (ou máquina de medir), onde será utilizado, a partir de um sistema modular que poderá ser arranjado também em um apalpador 2D e/ou 1D;
- simplicidade construtiva.

3.2 Guia de Molas Paralelas

Os elementos de projeto de uma guia unidirecional de molas paralelas (figura 3) consistem, basicamente, do dimensionamento das molas quanto ao seu comprimento, largura e espessura. Estas dimensões deverão relacionar-se de tal forma que satisfaçam à equação de deformação f no campo elástico

$$f = \frac{F \cdot L^3}{2E b e^3}, \quad (1)$$

onde F é a força de medição; E , o módulo de elasticidade; L , o comprimento da mola entre engastes; b , a largura da mola; e , a sua espessura.

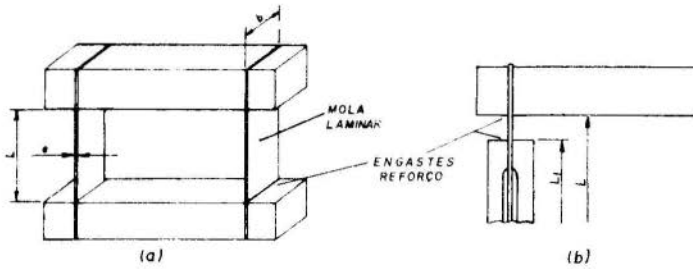


Fig. 3 Guia de molas laminares paralelas;
 (a) Guia unidirecional;
 (b) Detalhe da mola com reforço.

Outro aspecto a ser verificado no projeto de guias de molas paralelas é movimento descrito pelo sensor quando este sofre um deslocamento. Os movimentos parasitas que surgem devem ser controlados dentro de uma faixa aceitável, baseando-se em certas relações recomendadas [6]. A componente ortogonal f_z de aproximação das duas bases (fig. 3) é regida pela equação

$$f_z = \frac{3}{5} \frac{f_x}{L} \quad (2)$$

onde f_x é a deflexão principal (longitudinal). Com o objetivo de reduzir os movimentos parasitas nas três direções, serão tomadas algumas providências. No aspecto de fabricação é fundamental conseguir-se uma forma geométrica que garanta o engaste dentro das restrições de dimensão e paralelismo. Estes requisitos puderam ser cumpridos pela usinagem dos componentes em uma máquina ferramenta com controle numérico.

Para conseguir-se melhorias quanto à rigidez transversal e torcional, uma solução é a utilização de reforços nas molas laminares. Nestas condições, a deflexão f em função das dimensões das molas laminares, é estabelecida pela equação simplificada

$$f = \frac{F}{4E b e^3} (L^3 - L_1^3) \quad (3)$$

onde as dimensões L , L_1 , e , e e b poderão ser identificadas pela figura 3 (a) e 3 (b).

3.3. Apalpador Tridirecional

A forma construtiva básica, do apalpador 3D desenvolvido está representada na figura 4. Diversos aspectos foram analisados no projeto do conjunto, principalmente quanto ao seu comportamento operacional e formas de uso.

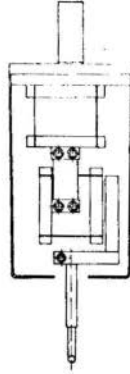


Fig. 4. Forma construtiva básica do apalpador 3D

Para obter um comportamento com mínima influência de erros dos componentes, é essencial observar-se, na montagem, a ortogonalidade entre os conjuntos as guias de molas paralelas, tendo como objetivo minimizar deflexões parasitas. A haste do apalpador é outro componente a ser dimensionado, em função da a força de medição aplicada. A equação |2|

$$f_h = \frac{64 F}{3 \pi E} \cdot \frac{L_h^3}{d_h^4} \quad (4)$$

onde f_h = deflexão da haste; F = força; E = módulo de elasticidade; L_h = comprimento da haste e, d_h = diâmetro da haste, é válida para relações: $300 < L_h^3 / d_h^4 < 900$.

De acordo com a máquina ferramenta a ser utilizada e' com vistas ao acoplamento do apalpador, tem-se algumas variantes no projeto. O apalpador 3D deverá ser adaptável ao eixo da árvore da máquina, à mesa de trabalho, ou ao suporte de ferramentas, por dispositivos adequados, e, de acordo com a sua posição de trabalho, é importante que haja um sistema de compensação do peso próprio.

Foi prevista a necessidade de um sistema de segurança contra o uso indevido do apalpador e/ou falhas de comando ' que decorram numa deflexão excessiva da ponta do apalpador.

Tanto as alternativas de utilização de medidores de deslocamento ou de geradores de sinal nos apalpadores 3D, como soluções de desacoplamento destes sinais, concentram-se em princípios elétricos e não são tratados neste trabalho.

4. Comportamento Metrológico

A guia de molas laminares paralelas foi submetido a vários ensaios, com o objetivo de verificar seu comportamento metrológico operacional.

4.1. Força de Medição

Na figura 5 está representado o desvio de linearidade da força de medição, determinado em função da deflexão das molas. Neste gráfico está representada somente a curva ascendente.

A constante de mola para uma guia de molas laminares determinada experimentalmente, apresentou um desvio de 25 % em relação ao valor teórico, determinado a partir da equação (1).

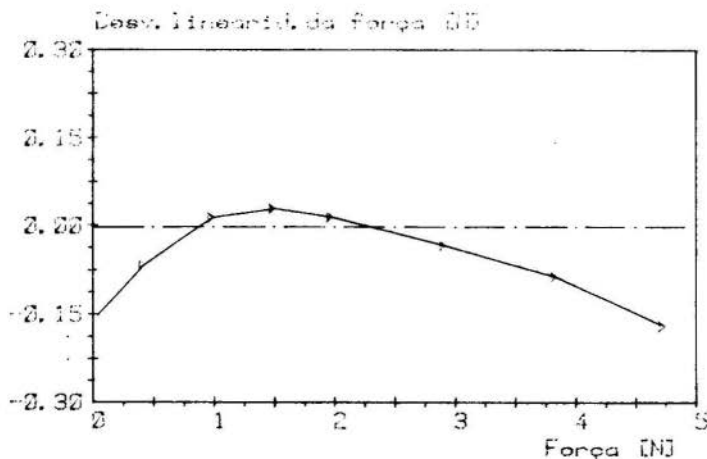


Fig. 5. Desvio de linearidade da força de medição da guia de molas laminares paralelas.

4.2. Limite de Deformação Permanente

Tendo como objetivo determinar os limites operacionais do apalpador, foram realizadas medições da deformação resi-

dual em função de deflexões intermitentes e crescentes das molas na direção principal. As deformações permanentes, após cada deflexão das molas, foram plotadas no gráfico da figura 6.

De acordo com a forma de operação do sistema gerador do sinal de medição, as deformações residuais não implicarão em erros de medição.

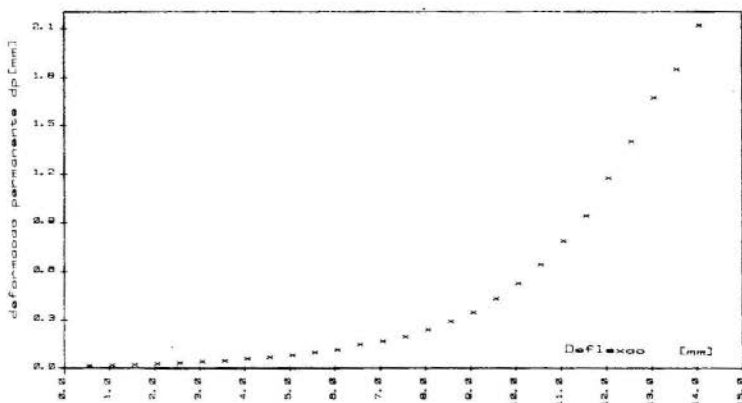


Fig. 6. Deformação permanente da guia de molas paralelas

4.3. Comportamento Cinemático do Apalpador 3D

A verificação do comportamento cinemático consistiu em medir as deflexões colinear e ortogonais à direção do deslocamento de um ponto de referência do apalpador (fig. 7) quando é imposto um deslocamento em uma das direções coordenadas no seu sensor. A figura 7 mostra também o resultado deste ensaio, onde Δx , Δy , e Δz são os desvios correspondentes a cada direção. Dependendo da solução do sistema eletrônico de medição a ser adotado, os desvios Δy e Δz , ortogonais ao deslocamento, poderão, ou não, influenciar na medição de coordenadas. No desvio Δz está incluída a parcela da deflexão parabólica oriunda do próprio tipo de guia usado, enquanto que o desvio Δx se deve sobretudo à deformação dos componentes. Os desvios nos três eixos sofreram influências de montagem, que foi bastante crítica quanto às exigências geométricas, e de forma de alguns componentes (p. ex., cubo metálico e haste).

Baseados neste ensaio realizado, pode-se tirar algumas conclusões: com o objetivo de se ter um apalpador para ser fabricado industrialmente, será a montagem o ponto crítico, principalmente quanto ao ajuste entre os eixos coordenados.

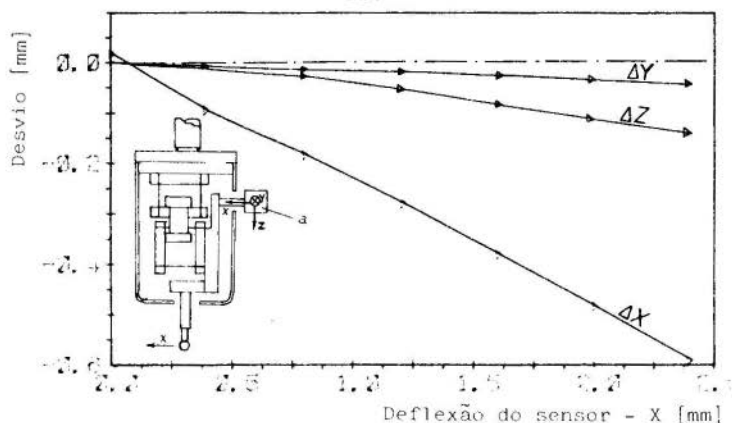


Fig. 7. Deflexões do ponto de referência a, nas direções dos eixos coordenados com o deslocamento do sensor na direção X.

Para não incorrer em desvios ortogonais prejudiciais' ao processo de medição, haverá a necessidade de bloqueio dos movimentos secundários.

Os desvios, como se apresentam, possuem uma característica linear, que, por esta razão, poderão ser compensados para aumentar a precisão do apalpador.

5. Conclusão

Após a elaboração das atividades descritas, as seguintes considerações se destacam:

- a montagem e a disposição física das guias de lâminas paralelas desfavoreceram a rigidez do conjunto apalpador 3D;
- os cuidados dirigidos à fase de montagem do instrumento constituem um fator de grande peso na sua precisão global.
- a implementação de um bloqueio das componentes secundárias do movimento do sensor, simultânea ou isoladamente, pode ser necessária nos processos de medição onde elas se manifestam na forma de erros;
- num conjunto 3D, os desvios segundo uma direção principal de deslocamento, podem ser compensados, uma vez que apresentaram uma característica linear e com pequena dispersão;
- as principais informações e características do sistema de guias de lâminas paralelas foram exploradas, tendo aplicação vantajosa em outros casos da medição de deslocamento.

Com o apoio do FIPEC, foram desenvolvidos dois protótipos de apalpadores, operando com o conjunto 3D apresentado neste trabalho. Atualmente estão sendo conduzidos os en-

saio operacional de funcionamento dos apalpadores em um centro de usinagem com comando numérico.

REFERÊNCIAS

- [1] - SCHNEIDER, C.A., "Tecnologia da Medição de Coordenadas", X Encontro Regional de Técnicos Industriais, Joinville, 1982.
- [2] - PFEIFER, T.; Bambach, M. u. Fürst, A., "Ermittlung der Messunsicherheit von 3D - Tastsystemen", Technisches Messen tm, Aachen, Heft 2 seite 47-52, Heft 4 seite 161-170, 1979.
- [3] - HERZOG, K., "Zeiss Mehrkoordinatenmesstechnik Hardware-Software - Einsatzgebiete", Zeiss Information, Oberkochen, 25 Band, Heft 91, seite 52-63, sept 1980.
- [4] - SCHNEIDER, C.A. e Lücke, H.A.H., "Medição Automática em Máquinas Ferramentas com Comando Numérico", 4º Congresso Brasileiro de Automática, Campinas - SP, 1982, p.593-598.
- [5] - LABMETRO, Desenvolvimento da Tecnologia de Medição de Peças em Máquinas Ferramentas com Comando Numérico, Relatório Geral do Projeto, Florianópolis - SC, out 1982.
- [6] - SOARES, J.S.I., Contribuição ao projeto de apalpadores para medir comprimentos com suspensão em guias de molas paralelas laminadas. Dissertação submetida à UFSC, Florianópolis, 1979.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº C-12 P.P. 115 - 122



UFU

ENSAIOS GEOMÉTRICOS DE MAQUINAS FERRAMENTA
- UMA METODOLOGIA AUTOMATIZADA -

ALEXANDRE DIAS DA SILVA, Eng. Mec.

Departamento de Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia de Joinville

CARLOS ALBERTO SCHNEIDER, Dr. Ing.

LABMETRO-Laboratório de Metrologia e
Automatização

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis - SC

SUMÁRIO

Através da sistematização das etapas de aquisição, processamento e documentação dos dados relativos aos ensaios geométricos, estabeleceu-se um procedimento automatizado, que elimina a maior restrição à aplicação prática dos ensaios geométricos e eleva a potencialidade dos mesmos, no que concerne a capacidade de qualificação de máquinas-ferramenta. O sistema permite a realização simultânea de diversos ensaios, reduzindo ainda mais o tempo de execução e aumentando a capacidade de identificação de causas de erros.

SUMMARY

With the automation of the geometrical tests through the computerized data acquisition, processing and documentation was eliminated the greatest handicap of their practical application and otherwise was assured an elevation of their potential for qualification of mechanical components and machine tools. The system allows the realization of simultaneous geometrical tests, which permits a shorter time of execution and increases the errors' sources identifying capacity.

1. Introdução

Associar alta produtividade e qualidade de fabricação, isto é, obtenção de peças de acabamento superficial, formas e dimensões dentro de faixas de tolerâncias cada vez mais estreitas, é uma tendência evidente no desenvolvimento da capacidade produtiva das máquinas-ferramentas. A verificação da máquina quanto ao seu comportamento geométrico, deve ser realizada para confirmação de sua qualidade e pode ser feita de duas formas distintas: pelo método da peça padrão e pelos ensaios geométricos dos movimentos.

O método da peça padrão consiste na verificação geométrica de uma ou várias peças padronizadas executadas pela máquina [1]. Tem a vantagem de testar a mesma em condições efetivas de trabalho e da medição das peças poder, em parte, ser realizada com instrumentos convencionais. Porém os erros identificados dependem, além dos erros da própria máquina (a serem identificados), de outros fatores como: material da peça, tipo e geometria da ferramenta, condições de corte e dispositivos de fixação. Neste método a verificação, por razões econômicas, é restrita a parte do campo de trabalho da máquina, o que no entanto não é desvantagem quando se tratar de uma máquina operatriz dedicada [1,2].

A verificação através de ensaios geométricos, consiste em prever o desempenho da máquina, através do controle de forma e dimensão dos seus componentes durante a fabricação e montagem, e, principalmente, no controle dos movimentos executados pela peça e ferramenta no campo de trabalho, em operação a vazio ou de carga simulada.

Com os ensaios geométricos tem-se um recurso de grande potencialidade para avaliação da máquina, porém estes apresentam a desvantagem da morosidade de execução tanto nas etapas de preparação ou seja, na montagem do instrumento de medição, como no controle do andamento do ensaio pelo operador executando leitura e registro dos dados obtidos, na complexidade do processamento e na dificuldade de documentação adequada para analisar os resultados, tornando o ensaio trabalhoso e demorado.

Os ensaios geométricos objetivam determinar:

- a) forma geométrica de peças ou movimentos
 - Retilidade e Circularidade
 - Planicidade, Cilindricidade e Esfericidade
- b) posição entre peças e/ou movimentos:
 - Ortogonalidade
 - Paralelismo
 - Alinhamento
 - Posicionamento (linear e angular)
 - Equidistância
 - Transmissão

Será apresentado o trabalho desenvolvido, que estabele

ceu uma metodologia automatizada de aquisição, processamento e documentação dos dados de ensaios geométricos com a utilização de um minicomputador [3]. Com o sistema descrito eliminam-se os dois maiores impecilhos responsáveis pela morosidade e alto custo que são: levantamento dos dados e complexidade no processamento e documentação.

Cabe ressaltar que a automatização aumentou significativamente as potencialidades da técnica pela capacidade de realizar ensaios não viáveis por métodos convencionais.

2 - Desenvolvimento de uma Metodologia Automatizada

2.1 - Os ensaios geométricos

Dentre os ensaios geométricos identificam-se ensaios básicos que são a retilinearidade (circularidade) e posicionamento. Os demais ensaios derivam de combinações destes. A determinação do desvio da planicidade, por exemplo, é realizada pela execução de vários ensaios da retilinearidade onde a reta de referência no instante do processamento é associada a um plano de referência caracterizado, por exemplo, por três pontos. A ortogonalidade de dois movimentos é determinada pela diferença do ângulo formado entre as retas de referência destes movimentos com o ângulo reto, ou seja, depende de dois ensaios de retilinearidade executados sob condição específica. O ensaio de transmissão correlaciona ensaios de posicionamento lineares e/ou angulares, como por exemplo, no ensaio da transmissão entre rotaçãoda placa e avanço longitudinal do carro num torno para corte de roscas.

Da análise global observa-se, além do exposto, que os ensaios geométricos apresentam entre si, aspectos semelhantes em todas as suas etapas de execução. Assim, para a aquisição, tendo-se escolhido o sistema de medição adequado, ou seja, com erro não superior a uma fração do erro esperado da máquina, faz-se a medição nas posições de interesse com repetições em ciclos para que se possa avaliar também a variação dos parâmetros medidos. Além desta característica da aquisição ser válida para a maioria dos ensaios, um processamento prévio integra esta etapa onde realiza-se a transformação de leituras em medidas, compensação de eventuais erros do sistema de medição, bem como analisa-se estatisticamente os dados visando obter informações sobre a repetibilidade do processo ou, eventualmente, reduzir erros aleatórios do sistema de medição.

Na documentação é essencial a elaboração de gráficos para interpretação e análise dos resultados. Os ensaios básicos tem uma apresentação semelhante como mostra a figura 1, onde estão indicados os desvios em cada ponto de medição, apresentando-se normalmente os valores médios e conforme desejado com valores observados em cada ciclo, distinguindo-se a direção de medição para caracterizar a histerese. Completam

a documentação dos ensaios, tabelas e relatórios de valores reduzidos.

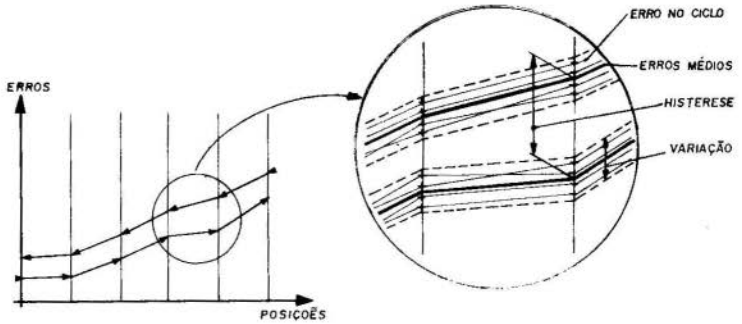


Fig.1 - Apresentação gráfica

2.2 - Implantação da metodologia em computador

Efetivamente, apesar das potencialidades dos ensaios geométricos serem bastante conhecidas, o uso destes tem-se restringido a casos de extrema necessidade em vista da morosidade de execução, o que implica em um alto custo. O grande volume de dados e a complexidade que pode apresentar o processamento das informações de um ensaio geométrico justificam a sistematização e automatização por computador nas etapas de aquisição, processamento e documentação.

É indicado, para a automatização, um minicomputador que apresente como características: condições de operar na oficina junto à máquina, facilmente transportável (portátil) possibilidade de conexão com instrumentos de medição e disponibilidade de memória permanente como disco ou fita magnética bem como meios de comunicação com o operador (teclado e vídeo).

Para um computador com as características indicadas foi desenvolvido um programa completo e universal. O fluxograma da figura 2 mostra que as etapas básicas do ensaio, segundo a metodologia proposta, são independentes, fato este que apresenta uma série de vantagens. Como etapa inicial tem-se a definição do trabalho onde são estabelecidos: número de pontos de medição, posição espacial dos mesmos, número de ciclos, determinação ou não de histerese, sistemas de medição ensaios simultâneos e consecutivos, etc. Estas informações ficam armazenadas na memória permanente, permitindo assim que esta etapa seja executada antes de se deslocar o computador para o local de ensaio, reduzindo o tempo de bloqueio da máquina-ferramenta.

Na etapa de aquisição o computador efetua a leitura de um ou vários instrumentos de medição, viabilizando assim

a realização de ensaios simultâneos, o que oferece informações mais completas sobre o comportamento da máquina e reduz o tempo total de verificação da mesma. Para se ter segurança quanto a validade das leituras feitas, funções de controle da aquisição foram definidas que, por exemplo, observam se o erro medido correspondente ao estimado, detectando-se anomalias que poderiam invalidar o ensaio. Ao final de cada ciclo de medição, a critério do operador, os dados podem ser gravados na memória permanente dando segurança contra, por exemplo, queda de tensão na rede, ou qualquer outra interrupção do procedimento.

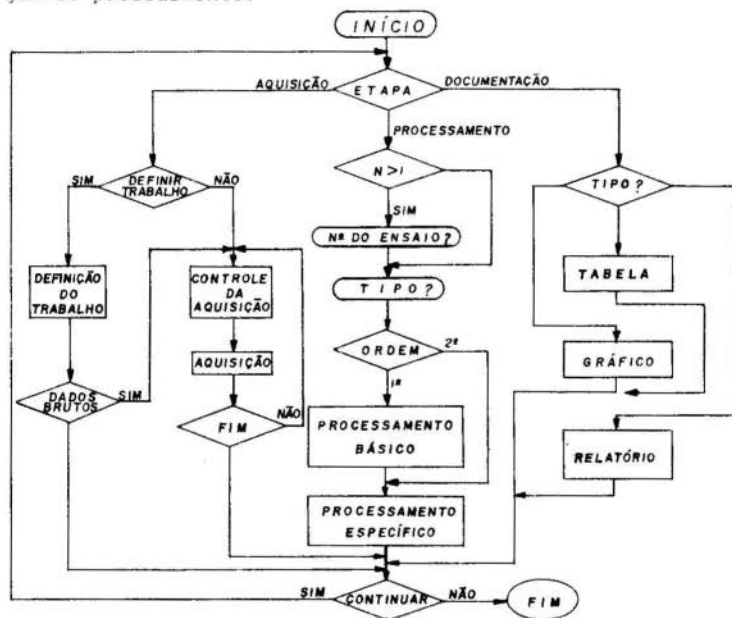


Fig.2 - Fluxograma da metodologia automatizada

O processamento também pode ser feito em uma etapa independente. Para a documentação, tabelas de valores lidos ou processados podem ser geradas, mas é através de gráficos que se tem uma melhor visualização dos resultados do ensaio e portanto maior facilidade de análise do comportamento da máquina. Para garantir a objetividade foram desenvolvidos programas de gráficos, tanto para os ensaios básicos, como para os ensaios derivados, como é o caso da ortogonalidade, alinhamento, planicidade, etc.

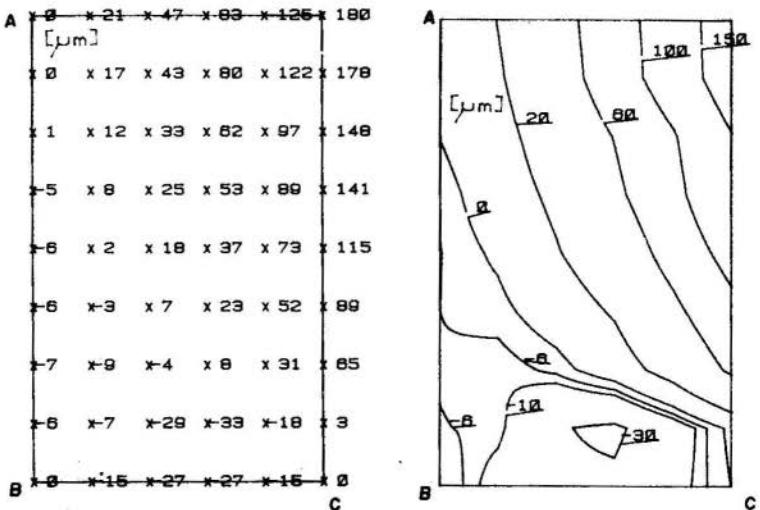
A estrutura do programa é voltada à memória limitada' do minicomputador. Tomam espaço na memória apenas os programas referentes a momentânea etapa de execução do ensaio, o que possibilita a execução de ensaios mais amplos envolvendo maior número de dados.

3 - Aplicações

As potencialidades da ferramenta desenvolvida são melhor ilustradas pela análise de alguns exemplos de aplicação. Aspectos mais específicos poderão ser vistos em [3].

3.1 - Ensaio de planicidade de um desempenho

A partir de oito medições do desvio da retilinearidade, feitas independentemente de forma distribuída sobre o plano utilizando-se, neste caso particular, um nível eletrônico, obteve-se dados suficientes para determinar com bastante de talhe a condição de planicidade de um desempenho. Na figura 3 tem-se duas apresentações, a primeira (a) em forma de valores de desvio em posições específicas da superfície a outra (b) através das curvas de nível. Pode-se observar que, neste caso, o plano de referência foi estabelecido através' de três pontos (A, B e C) de nível zero.



a) Erros localizados (X)

b) Curvas de nível (erro' em μm)

Fig.3 - Documentação gráfica dos erros de planicidade

3.2 - Movimentos da ferramenta em uma fresadora mandriladora de precisão

Utilizando-se régua padrão e esquadro padrão, mediu-se com uso de medidores indutivos de deslocamento, os erros de movimento que uma ferramenta executaria ao movimentar-se num plano paralelo ao plano da mesa de uma fresadora mandriladora de precisão. Estes movimentos foram ensaiados com relação a retilidade, ortogonalidade e paralelismo. Na figura 4 tem-se um gráfico, que resume o comportamento geométrico constatado. Os erros de ortogonalidade são maiores nos extremos, devido ao desbalanceamento de massas sobre a estrutura. A repetibilidade da amplitude dos erros de movimento na direção Y, é lógica, já que provêm sempre das mesmas guias.

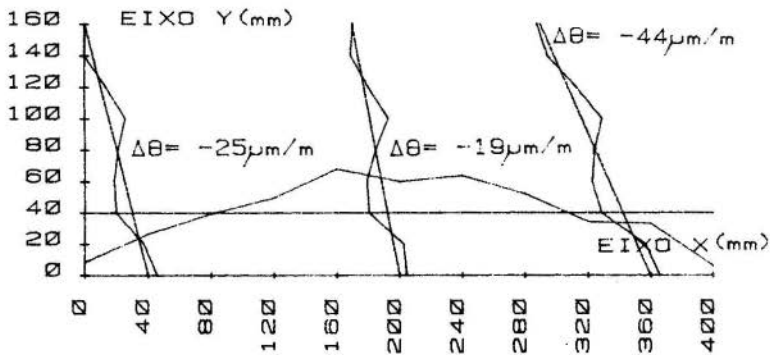
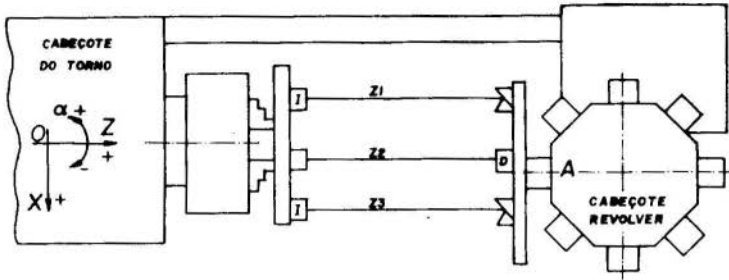


Fig.4 - Ensaio de retilidade e ortogonalidade
($Y_{\mu} * X$)

3.3 - Movimentos em um torno com CN

Neste exemplo são mostrados resultados de uma medição simultânea de quatro parâmetros em um torno de cabeçote revólver, com comando numérico (fig. 5). O movimento de um dos porta-ferramenta (A) foi verificado quanto a desvio da retilidade no plano horizontal (Δx) e vertical (Δy), quanto a erro de posicionamento na direção Z bem como quanto a inclinações ($\Delta\alpha$) no plano X-Z. Foram utilizados para a medição um laser interferométrico modular operando com dois medidores de deslocamento nas rotas Z_1 e Z_3 e um laser de alinhamento na rota Z_2 medindo x e y simultaneamente.



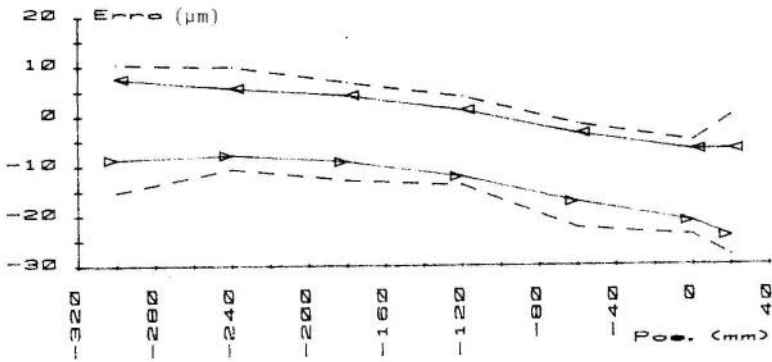
- I - interferômetros do Laser Interferométrico Modular
 D - detetor do Laser de Alinhamento
 Z_i - rota verificada

Fig.5 - Montagem da instrumentação para ensaios simultâneos em um torno de comando numérico.

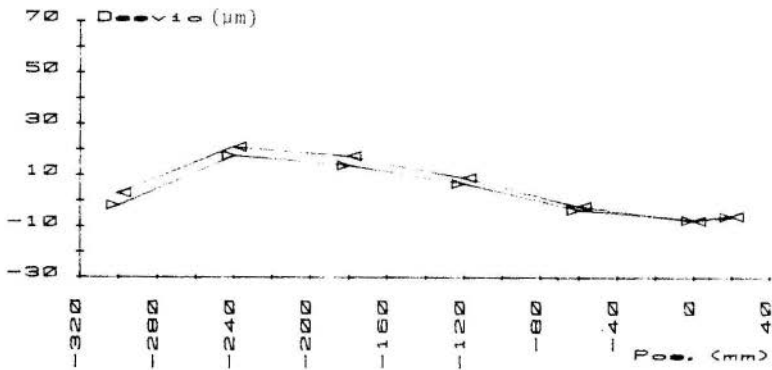
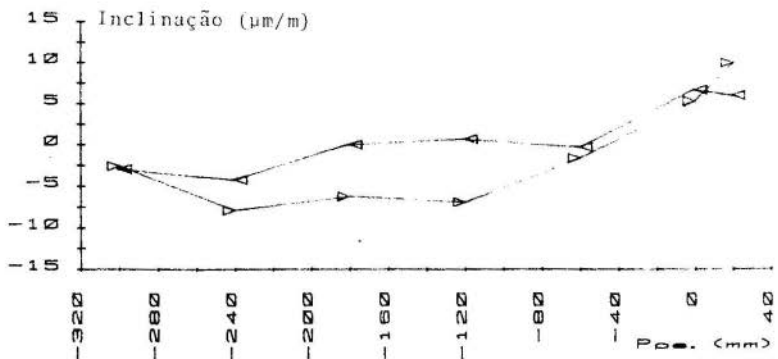
Do gráfico de erros de posicionamento (fig. 6a) observa-se a existência de um significativo erro de histerese. A variação tem um valor típico de $\pm 6 \mu\text{m}$. Deve-se ressaltar que os erros apresentados são derivados das medições feitas pelo laser interferométrico nas rotas Z_1 e Z_2 , respeitadas os devidos afastamentos. No mesmo ensaio, porém não apresentado neste mesmo gráfico, constatou-se os erros de posicionamento no intervalo correspondente a uma rotação do fuso do movimento Z, que apresentam-se de forma periódica.

O gráfico do desvio da retilidade (fig. 6b) mostra que o erro é de variação bastante suave e continua tendo sua origem provavelmente nas guias horizontais do barramento. As inclinações no plano horizontal (fig. 6c) foram determinadas a partir das medições de posição ao longo das rotas Z_1 e Z_3 . As curvas de erro mostram comportamento ligeiramente diferente das duas direções de movimento, consequentemente certamente de condições variáveis de folga carro / guias verticais do barramento.

Para melhores condições de interpretação dos resultados, pode-se associar as curvas de erro levantadas em diferentes ensaios em um mesmo gráfico, como mostra a figura 7.



a) Erro de posicionamento na direção Z.

b) Desvio da retilidade na direção vertical (Δy)

c) Movimentos angulares no plano X-Z.

Fig. 6 - Ensaio do movimento do porta-ferramenta ao movimentar-se na rota Z_2 .

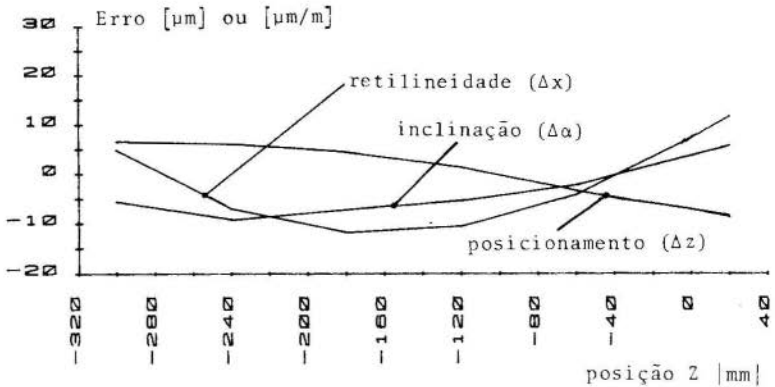


Fig.7 - Erros do movimento do porta-ferramenta A movimentando-se na rota Z a direção Z^+

4 - Conclusão

Como ficou evidenciado nos exemplos, a apresentação gráfica torna a interpretação dos resultados mais simples. Esta é uma das operações que foi automatizada. As outras de equivalente importância e também decisivas na contribuição à viabilização dos ensaios geométricos, das quais destacam-se a aquisição automática da leitura dos instrumentos, o processamento visando otimizar os resultados através de compensação de erros, o processamento universal permitindo correlacionar diversos parâmetros, foram integradas no programa desenvolvido. Tem-se desta forma uma ferramenta de grande potencial para apoiar o desenvolvimento de máquinas ferramentas bem como para o controle de qualidade das mesmas.

REFERÊNCIAS

- [1] - GONZÁLEZ, E.V., Möglichkeiten zur Beurteilung der Arbeitsstreuung von numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen durch bearbeiten und vermessen spezieller Werkstückgeometrien. Tese de Doutorado. TH - Aachen, 1978.
- [2] - NAS, National Aerospace Standard Washington 913 para fresadoras com comando de rota 978 para centros deusinagem com comando numérico 979 para diversas máquinas com comando numérico
- [3] - DIAS DA SILVA, A., "Ensaio Geométricos de Peças e Máquinas - Uma Metodologia Automatizada", Dissertação de Mestrado, UFSC - 09/1983.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº

C-13

P.P.

123 - 133



UFU

DESEMPENHO DE UM VEÍCULO ELÉTRICO A BATERIA COM TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA

JAIME SZAJNER

MAURO SERGIO MISKULIN

KONSTANTINOS STAVROPOULOU

UNICAMP

SUMÁRIO

Analisa-se o consumo de energia de um veículo elétrico a baterias com motor de tração em CC. O motor é acoplado às rodas através de transmissão automática. O consumo deste veículo é comparado ao de um veículo equipado com controle de tração por recortador. São apresentados resultados de simulação em computador dos dois veículos. Embora a eficiência do conversor de torque seja menor que a do recortador, verifica-se que o esquema proposto é viável, especialmente sob o aspecto de redução do custo inicial.

SUMMARY

The paper analyses the energy consumption of a battery vehicle equipped with a DC traction motor. This motor is coupled to the wheels through automatic transmission. The vehicle consumption is compared with that of an electric vehicle with chopper-control of the traction motor. Computer simulations are performed for both vehicles. Even though the torque converter efficiency is smaller than that of the armature chopper, it is verified that the proposed scheme is feasible, particularly from initial cost considerations.

1. Introdução

Os sistemas de controle de tração por recortador não utilizam resistores em série com a armadura do motor de corrente contínua utilizado para tração, reduzindo desta maneira, as perdas que tais resistores produzem. Esta característica é extremamente importante em veículos elétricos a bateria, já que as perdas reduzem a autonomia do veículo.

A configuração do sistema geralmente usado está representada na Figura 1,

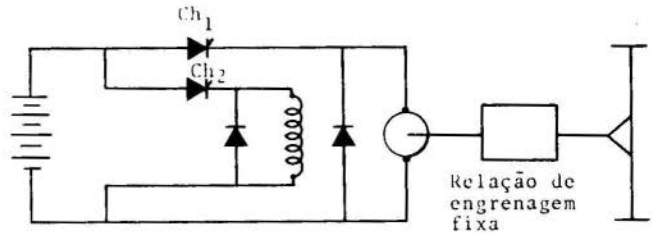


Figura 1: Representação do veículo com dois recortadores

com a utilização de motor de corrente contínua, excitado independentemente, utilizando 2 recortadores, um para a armadura e outro para o campo independente. O motor de corrente contínua está acoplado ao diferencial do veículo através de uma redução fixa. Para velocidades de até 50% da velocidade máxima (velocidade base do motor), o controle de tração é feito através do recortador Ch1, que controla a corrente da armadura do motor, sendo a excitação constante e máxima. A partir deste ponto, o aumento de velocidade é conseguido através da redução da excitação de campo, graças ao recortador Ch2, que controla a corrente de campo. Na primeira fase, tem-se torque constante e na segunda fase, potência constante.

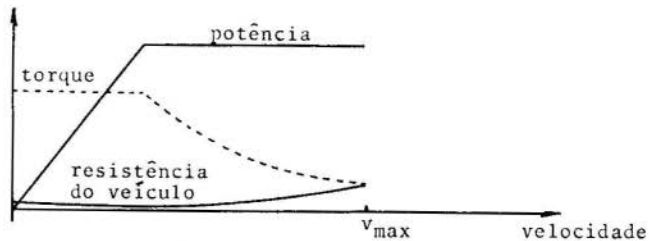


Figura 2: Característica do veículo com a velocidade

As desvantagens principais deste sistema são o custo relativamente elevado do veículo devido à utilização de dois recortadores e à faixa de utilização do motor, desde a velocidade zero até a máxima com uma transmissão fixa.

2. Sistema de Tração com Transmissão Automática e Conversor de Torque

O desenvolvimento de conversores hidrodinâmicos de torque, com dispositivo de travamento, acoplado à transmissão automática permite uma concepção mais econômica de veículos elétricos a bateria, com a utilização mais adequada do motor de tração em corrente contínua (Figura 3).

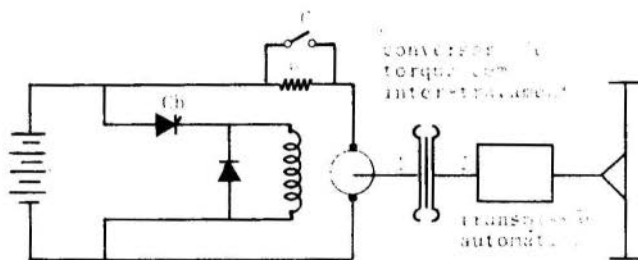


Figura 3: Representação do veículo com conversor de torque e transmissão automática

O resistor R e o contactor C são utilizados apenas no início da operação, para levar o motor de CC à velocidade de base, com campo pleno. Uma vez atingida esta velocidade, o contactor C é fechado, curto circuitando o resistor R (analogamente ao motor de arranque em veículos com motor de combustão interna).

O conversor de torque é um dispositivo hidrodinâmico que transmite torque em função das velocidades na entrada (ω_1) e na saída (ω_2), multiplicando o torque de entrada por um fator α , que depende da relação ω_2/ω_1 ($\alpha > 1$ para $\omega_2/\omega_1 < 0,8$).

O dispositivo de travamento permite o intertravamento dos eixos de entrada e saída, mantendo $\omega_1 = \omega_2$.

A variação da velocidade do motor (ω_1) é feita através do controle de excitação do campo do motor de tração, isto é,

por intermédio do recortador Ch.

3. Operação do Sistema

3.1. Aceleração do Veículo

Inicialmente, o motor gira à velocidade base ω_0 , com campo pleno, acionando o eixo de entrada do conversor de torque à mesma velocidade. Como o eixo de saída do conversor está desacoplado da caixa de transmissão automática graças a uma embreagem, este eixo girará à mesma velocidade (ω_1).

Para iniciar o processo de aceleração do veículo, a embreagem é fechada e simultaneamente se inicia o enfraquecimento do campo do motor, mantendo-se constante a corrente de armadura. Isto produz um aumento da velocidade do eixo 1 do conversor de torque enquanto a velocidade do eixo 2 cai a zero, já que o veículo está parado. A relação $\omega_2/\omega_1 = 0$ faz com que o conversor de torque multiplique o torque fornecido pelo motor de acordo com as curvas da Figura 4, correspondente

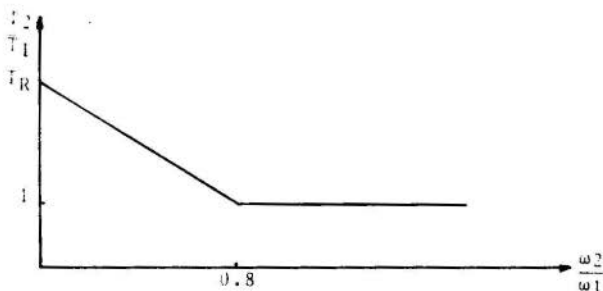


Figura 4: Uma curva característica do conversor de torque

ao conversor de torque.

Este torque é aplicado à transmissão automática, acelerando o veículo em 1^a marcha.

O campo do motor é enfraquecido até seu valor mínimo (da ordem de 50% do campo pleno). Quando este valor é atingido, a embreagem é aberta e inicia-se nova fase, na qual o motor tem sua excitação novamente incrementada até o valor pleno, restituindo energia à bateria e trazendo a velocidade do motor até ω_0 .

O conversor de torque é então travado e a relação de redução da transmissão automática muda para 2^a marcha.

A embreagem é novamente fechada e repete-se o processo de enfraquecimento de campo, acelerando o veículo até que o campo atinja seu valor mínimo.

O processo é repetido em 3^a marcha, até o veículo alcançar a velocidade máxima.

3.2. Desaceleração do Veículo

Estando o veículo em 3^a marcha com a velocidade máxima, o conjunto armadura-conversor de troque esta girando com velocidade angular ω_1 correspondente ao mínimo campo. A primeira fase de desaceleração se inicia aumentando-se o campo do motor de tração, passando este a atuar como gerador, restituindo energia elétrica para a bateria com potência constante, impondo um torque resistente ao motor e veículo. A velocidade angular do motor de tração cai até um valor próximo de ω_0 (maior que o valor da velocidade correspondente ao início de operação em 3^a marcha na aceleração, devido à resistência do circuito de armadura). Nesta velocidade de embreagem desacopla o motor de tração da caixa de transmissão automática, iniciando uma nova fase na desaceleração. O motor de tração tem seu campo reduzido, aumentando sua velocidade a custa de energia da bateria, e na caixa de transmissão automática a marcha é trocada de 3^a para 2^a. Novamente ocorre o acoplamento do motor de tração com a caixa de transmissão automática, finalizando esta fase. São repetidas as operações em 2^a e em 1^a marcha, terminando quando o campo do motor atinge seu valor máximo e não mais é possível a regeneração. A partir desta velocidade, até a parada final do veículo a desaceleração é feita com frenagem mecânica.

Durante a desaceleração o conversor de torque é mantido travado.

4. Modelagem dos Veículos

4.1. Sem o Sistema de Acionamento

A fim de compararmos o desempenho de um veículo com recortador no circuito de campo e conversor de torque, com um veículo com um recortador no circuito de campo e outro no circuito de armadura, uma simulação em computador digital foi realizada.

A menos da diferença no sistema de acionamento elétrico, os veículos foram representados como iguais, igualmente carregados, deslocando-se segundo um mesmo perfil de velocidade.

A modelagem dos veículos comum aos dois processos de acionamento, é sumariamente descrita a seguir, tendo sido usado nas integrações o método de Runge-Kutta IV, com passo de integração igual a 10ms.

Forças de resistência dos veículos:

$$F = K_R \cdot M_{eq} + K_{ar} \cdot v^2 \quad (N)$$

onde M_{eq} resulta do efeito combinado da massa de cada veículo, e das inércias das massas girantes.

Os motores de tração apresentam os torques de perdas dados por

$$T = C_M + C_{ar} \cdot \omega^2 \quad (N.m)$$

onde C_M é o torque de atrito e C_{ar} é o coeficiente de atrito devido à resistência do ar.

4.2. Do Conversor de Torque

O conversor de torque foi modelado pelas equações abaixo.

$$T_1 = \left(\frac{\omega_1}{K_{CT}} \right)^2, \quad \text{com} \quad K_{CT} = \frac{A}{1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}} + B$$

Para $0 < \frac{\omega_2}{\omega_1} < 0,8$, $\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - T_R}{N_R} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} + T_R$ com T_R e N_R constantes da transmissão.

Para $\frac{\omega_2}{\omega_1} > 0,8$, $\frac{T_2}{T_1} = 1$ (travamento do conversor de torque)

Além disso usamos as seguintes relações de engrenagem

$$N_{diferencial} = 3.3 : 1$$

$$N_{1^a \text{ marcha}} = 2.8 : 1$$

$$N_{2^a \text{ marcha}} = 1.9 : 1$$

$$N_{3^a \text{ marcha}} = 1.0 : 1$$

e os seguintes rendimentos

$$\eta_{\text{diferencial}} = 0.95$$

$$\eta_{\text{transmissão}} = 0.90$$

4.3. Recortador

O recortador foi representado como sendo um transformador ideal de potência CC, fornecendo uma corrente constante ao motor de tração através da variação da tensão aplicada aos terminais da armadura, a partir da tensão das baterias. Admitiu-se um rendimento de 100% para o recortador.

O recortador opera até a velocidade em que no veículo com conversor de torque há a mudança para a 3^a marcha. A partir desta velocidade o controle do veículo com recortador é feito de maneira idêntica à do veículo com conversor de torque, em 3^a marcha. O recortador simulado, não permite regeneração abaixo da velocidade de base do motor de tração.

5. Resultados da Simulação

5.1. Veículo com Conversor de Torque

Os resultados da simulação para o veículo com conversor de torque são apresentados nas Figuras 5, 6 e 7 abaixo.

A Figura 5 representa o perfil de velocidade em função do tempo, o qual será idêntico para ambos os veículos simulados. Neste perfil e nas demais curvas, o estágio inicial de aceleração em 1^a marcha, onde entra o conversor de torque, é representado por 1. A desaceleração em 1^a marcha é representada por 11. A menos do primeiro estágio, nos restantes o conversor de torque permanece travado. Em 2^a marcha, a aceleração é representada por 3, enquanto que a desaceleração é representada por 9. Em 3^a marcha a aceleração é representada por 5, a velocidade máxima em regime por 6 e a desaceleração por 7. Na aceleração, o estágio correspondente à troca de 1^a para 2^a marcha, com regeneração de energia elétrica à bateria, é representado por 2, enquanto que o estágio correspondente à troca de 2^a para 3^a é representado por 4. Na desaceleração, o estágio correspondente a troca de 3^a para 2^a, com o motor absorvendo energia da bateria, é representado por 8. O estágio correspondente à troca de 2^a para 1^a marcha é representado por 10. O estágio de desaceleração por frenagem

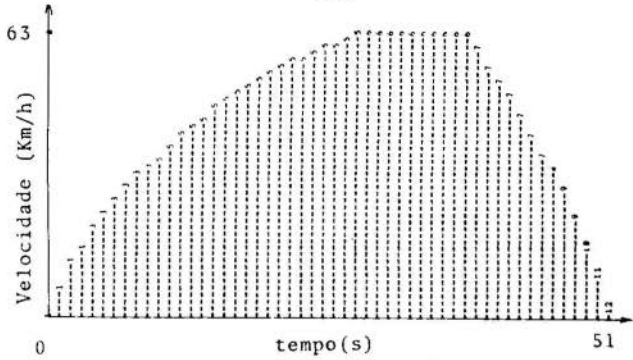


Figura 5: Velocidade do veículo-tempo

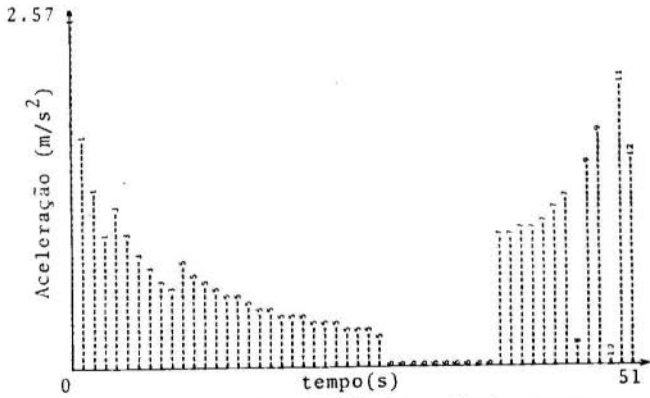


Figura 6: Aceleração do veículo-tempo

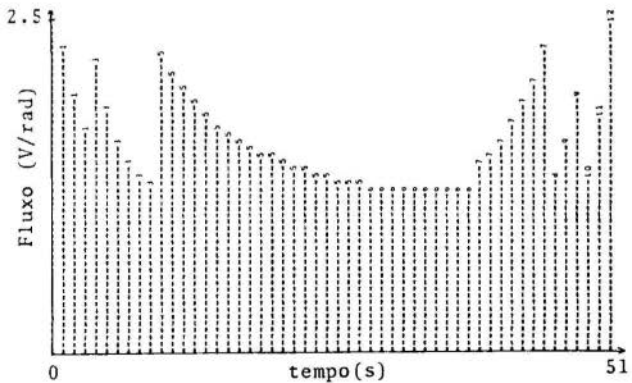


Figura 7: Fluxo magnético do motor-tempo

mecânica é representado por 12.

Na Figura 6 acima e na Figura 8 a seguir, nos estágios de desaceleração representamos o simétrico do valor real, isto é, representamos uma aceleração positiva.

5.2. Veículo com Recortador na Armadura

Os resultados da simulação do veículo com recortador no circuito de armadura são apresentados nas Figuras 8 e 9. Nestas figuras, o estágio inicial de aceleração com campo pleno aplicado ao motor e controle pelo recortador no circuito de armadura é representado por 1. O segundo estágio de aceleração com controle pela corrente de campo é representado por 2. O estágio de velocidade máxima em regime é representado por 3. O estágio de desaceleração com regeneração de energia é representado por 4, e o estágio de desaceleração com

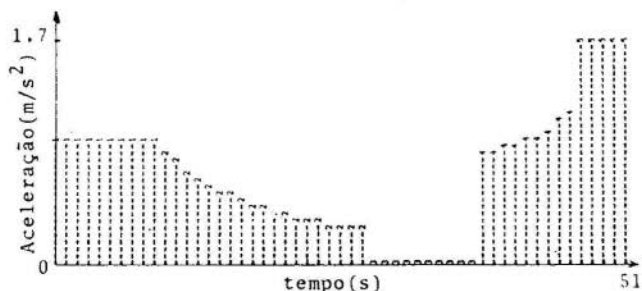


Figura 8: Aceleração do veículo usual-tempo

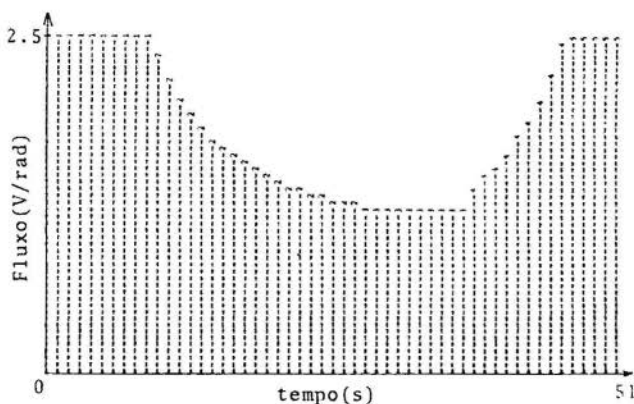


Figura 9: Fluxo magnético do motor do veículo usual-tempo

frenagem mecânica é representado por 5.

6. Comentários sobre os Resultados obtidos e Sugestões para Aplicações

O veículo com conversor de torque necessita de 188 KJ para acelerar até a velocidade de 34 Km/h, enquanto o veículo com recortador necessita de 136 KJ para acelerar até a mesma velocidade. Daí em diante, ambos os veículos consomem a mesma energia (já que operam de modo idêntico) até o instante em que atingem a velocidade de 37 Km/h na fase de desaceleração. Neste ponto, o veículo com recortador deixa de regenerar enquanto o veículo com conversor de torque muda para 2ª marcha, regenerando para as baterias mais 60 KJ, até a velocidade de 20 Km/h, a partir da qual a regeneração é desprezível.

Observe-se que o consumo maior durante a fase de desaceleração é compensado pela regeneração maior durante a fase de desaceleração do veículo com conversor de torque e transmissão automática.

Assim, a diferença no consumo de energia dos dois veículos não é significativa.

A vantagem do veículo com conversor de torque reside no custo menor deste dispositivo em relação ao custo de um recortador com potência necessária para o controle da armadura do motor de tração, que pode resultar numa economia de até 30% no valor do veículo.

É importante ressaltar que a análise aqui apresentada pode ser estendida a outros veículos elétricos, como por exemplo, tróleibus, em que o problema do consumo de energia não é primordial. A redução de custo permanece nesta aplicação e pode ser de grande importância.

Observe-se que o consumo específico obtido a partir da simulação em computador foi de 120 Wh/ton.km, compatível com os valores de consumo específico para veículos elétricos obtidos na prática.

BIBLIOGRAFIA

1. Brennard, J., "Tire and Aerodynamic Friction and Motor-Driveline Efficiency of Electric Vehicles from Track Test", SAE 780218.
2. Zingsheim, E.W. and Schall, M.M., "Progress of Torque Converters", SAE Transactions, Vol. 63, 1955, pp. 84-97.
3. Schaefer, R.H. and Robinson, D.L., "Automatic Transmissions for Passenger Coaches", SAE 750381.
4. Stavropoulou, K., "Simulação em Computador de um Veículo Híbrido com Armazenamento de Energia em Volante", Tese de Mestrado, UNICAMP, 1981.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº

C-14

P.P.

135 - 142



UFU

DESIGN AN DEVELOPMENT OF A NEW ELECTRICALLY CONTROLLED INTRAVENOUS DRIP MECHANISM(FOM-82).

OWOLABI, I.E.

Professor, Dean of Engineering and Technology,
University of ILORIN, NIGERIA.

FAPOJUWO, A.O.

LECTURER, Dept. of Electrical Engineering,
University of ILORIN, NIGERIA.

AHMED, A.M.

SENIOR LECTURER, Dept. of Mechanical Engineering,
University of ILORIN, NIGERIA.

SUMÁRIO

Nos países tropicais cerca de 20.000 crianças morrem anualmente por desidratação. Nas clínicas de emergência de recém-nascidos o sistema de micro gotejamento pode regular e exatamente o fluxo de fluido. Neste trabalho foi desenvolvido um sistema de micro gotejamento controlado eletricamente. O tubo flexível é comprimido exatamente por um dispositivo eletromagnético permitindo obter uma gota por minuto. Um dispositivo de fixação foi usado para eliminar o excesso de calor. O sistema foi testado e comprovado que é eficiente, barato, fácil de operar com o mínimo de partes em movimento. O sistema ajudará a salvar vidas humanas e é de grande importância clínica.

SUMMARY

In tropical countries about 20,000 children die of dehydration each year. In neonatal emergencies microdrip sets can regulate infusion of fluids very exactly. A simple electrically controlled microdrip has been developed. The flexible tube can be pressed exactly by an electromagnet to give up to one drop per minute. A cantilever arm has been provided to release excessive heating. This device is tried, and is proved to be efficient, cheap, easy to operate, with minimum moving parts. This device will help to save many human lives, and be of great clinical importance.

2. INTRODUCTION

It is estimated that in tropical countries, of the deaths that occur amongst children newly born, about 10% to 20% can be attributed to loss of body fluids. Even otherwise, many a times it becomes necessary to give very small quantity of a fluid to regulate the function of a certain organ. Hutchin P, et al. (1) has shown the importance and influence of intervenous fluid administration on post operative cases, in case of thoracic surgical patients. Here urine, water and electrolyte ballance is of utmost importance. His study on 12 human subjects aged between 34 years to 55 years for thoracotomy caused by inflamatory or neoplastic disease, shows that the importance of i.v. fluids beyond doubt. Such patients are administered i.v. fluids of 5% glucose in water at the rate of 100-150 ml/hr., these patients are administered 1,750 ml of 5% glucose in water per m²/day for 24 hours post-operatively. Also Less, M.H. (2), states the effects of infusion on thoracic patients with congestion, leading to further complications because of sudden administration of large dozes of i.v. fluids at short intervals. He also shows that in case of neonatal children transfusion of i.v. fluid greater than 5 ml/kg body weight leads to heart failure due to hypervolemia.

The fact still remains that body fluids must be replaced by means of i.v. drips whenever necessary. Especially in case of diaorryha, severe burn cases, post-operative blood transfusion or administration of drugs for regulation at a very slow rate.

From the designer's point of view, it would be sufficient if the system to the control the drip could give i.c. fluid quantity varying between 0.1 ml/mt to say 2.5. ml/mt.

3. A SIMPLE METHOD TO CONTROL i.v. FLUIDS.

This system consists of the following parts, as shown in Fig. 1. The i.v. drip bottle is placed on a stand 1.75m above the ground to give the required hydro-static head. A tube made of polyethelene of

6mm external diameter and 5mm internal diameter, carries the i.v. fluid from the bottle to the patient. A drip controlling mechanism (FOM-82) is incorporated in the system. By means of a nob on the FOM-82 box, a doctor or a nurse can set the nob to any desired required number of drops, by turning the nob.

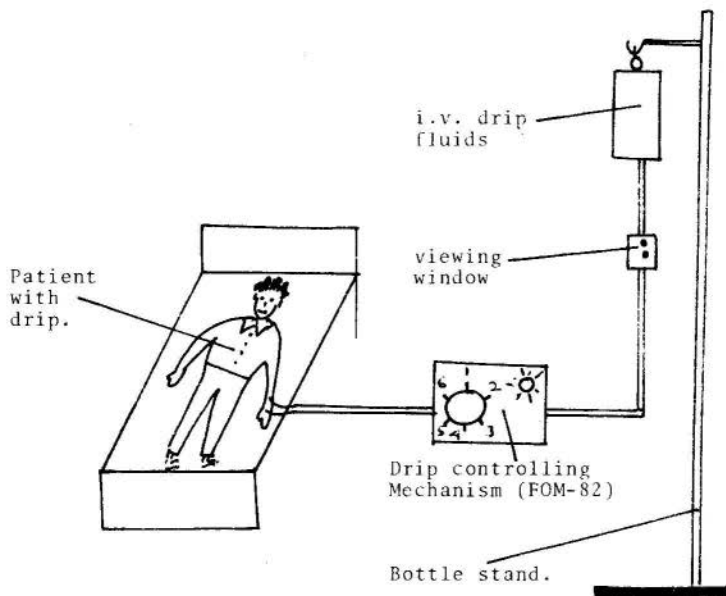


Fig. 1 shows the system of i.v. drip

4. SOME DESIGN ASPECTS OF FOM-82

The internal diameter of the tube is 5mm. Each diameter of the fluid drop is about 0.3mm. To allow one drop to be released the tube opening must be 0.025mm. To fully close the tube a force of 2kg is sufficient, but to release the tube by 0.025mm, a difference of only 4gm is needed. Mechanically it is difficult to release such small quantity of force very accurately. An electric system is always more effective. This system is shown in Fig. 2.

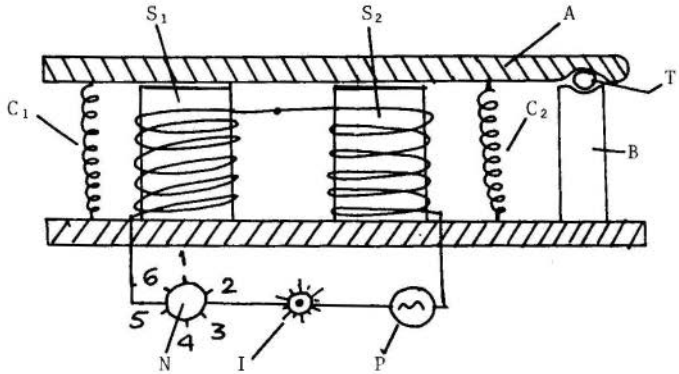


Fig. 2. showing FOM-82.

The component of the system are as follows: Two solenoids of diameter 2.5cms, and 2.5cm high, have 16 guage wire with 2500 turns are mounted vertically. Two recoil spring C_1 and C_2 are placed to give a recoil action to the pressure arm A. This arm is extended to support B. Inbetween A and B, a notch is provided to house the flexible i.v. tube T. A controlling nob N is a variable resistance pot calliberated to give exact number of drops such as one, two, three, etc per minute, as per requirement. P is the power source and I is the indicator bulb.

5. CALCULATIONS FOR THE TOTAL LENGTH OF THE COIL

As shown in Fig.3, let

$$\Delta_S = 2.5 \times 10^{-2} \text{m}, \quad \Delta_{X_1} = 2 \times 0.5 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$\therefore \Delta_1 = \Delta_S + \Delta_{X_1} \text{ ----- (1)}$$

$$\Delta_2 = \Delta_S + \Delta_{X_2}$$

$$= \Delta_S + 2\Delta_{X_1}$$

$$\Delta_3 = \Delta_S + \Delta_{X_3} = \Delta_S + 3\Delta_{X_1}$$

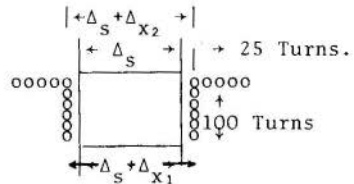


Fig. 3

$$\therefore \Delta_{25} = \Delta_S + \Delta_{X_{25}} = \Delta_S + 25 \Delta_{X_1}$$

$$L_1 = 100\pi(\Delta_S + \Delta_{X_1})$$

$$L_2 = 100\pi(\Delta_S + 2\Delta_{X_1})$$

$$\vdots$$

$$L_{25} = 100\pi(\Delta_S + 25\Delta_{X_1}) \quad (2)$$

\(\therefore\) Total length of the coil will be

$$L_{CT} = L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_{25} \quad (3)$$

$$= 100\pi(25\Delta_S) + 100\pi\Delta_{X_1}(1 + 2 + 3 + \dots + 25)$$

$$= 100\pi \times 2.5 \times 10^{-25} \times 25 + 100 \times 1 \times 10^{-3} \times 325$$

$$= 100\pi(0.625 + 0.325)$$

$$= 100\pi \times 0.95$$

$$= 298.45\text{m (total length of the coil).}$$

6. CALCULATIONS FOR THE MEASUREMENT OF IMPEDENCE

$$Z = R + j X_L \quad (4)$$

$$R = \frac{\rho L_{CT}}{A_c} \quad (5)$$

$$\text{for copper } \rho = \frac{1}{5.7 \times 10^7} \text{ } \Omega\text{m} = 1.75 \times 10^{-8} \text{ } \Omega\text{m}$$

for 0.5mm coil of copper wire

$$A_c = \frac{\pi}{4} (0.5 \times 10^{-3})^2 \text{ m}^2 = 1.96 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$\therefore R = \frac{1.75 \times 10^{-8} \times 298.45}{1.96 \times 10^{-7}} \Omega \approx 27 \Omega$$

and Reactance X_L is given by

$$X_L = 2 \pi f L \quad (6)$$

The inductance L , for a long Solenoid is given by,

$$L = \frac{\mu_0 N^2 A_S}{L_S} \quad (7)$$

$$d_S = 2.5 \times 10^{-2} \text{ m}, \quad A_S = \frac{\pi}{4} d_S^2 = 4.91 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$L_S = 2.5 \times 10^{-2} \text{ m}.$$

$$L = \frac{4\pi \times 10^{-7} \times (2500)^2 \times 4.91 \times 10^{-4}}{2.5 \times 10^{-2}} = 0.154 \text{ H}.$$

For short coils, a factor k is introduced which is calculated from the graph attached. The experimental values have been taken from Lorrain (7), as shown in Fig. 4

L for short solenoid

$$= 0.1078 \text{ Henrys}$$

$$= 0.108 \text{ H}.$$

$$\therefore X_L = 2\pi fL$$

$$\begin{aligned} \therefore f &= 2\pi \times 50 \times 0.108 \sim 0.4 \\ &= 33.9 \sim 34 \sim 0.2 \end{aligned}$$

$$\therefore Z = R + j X_L$$

$$= 27 + 34j = 43.3 \angle 51.5^\circ \sim$$

$$\therefore |Z| = 43.3 \sim$$

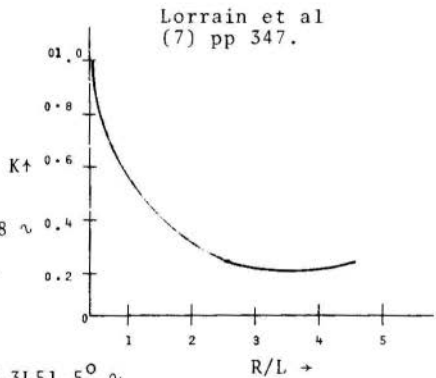


Fig.4 Showing relationship between R/L and K .

7. CALCULATIONS FOR CURRENT

When the voltage is about 25 volts the current

$$I = V/|Z| = 0.5 \text{ A}.$$

$$\text{Total Force/coil} = \frac{\mu_0 N I^2 L c t}{L c}$$

$$= \frac{4\pi \times 10^{-7} \times 2500 \times (0.5)^2 \times 298.45}{2.5 \times 10^{-2}}$$

$$= 15N = 1.5 \text{ kg.}$$

With the above calculations it is found that each coil is capable of generating a force of 1.5 kg, and the two together would generate 3kg. A lever arm of 3.5cm further adds, and total force now available is $3 \times 3.5 = 10.5\text{kg cm}$. This is enough to compress the tube totally.

8. EXPERIMENTAL RESULTS

This instrument was experimented with 10 children last summer. The age of the children ranged from 2 months to 8 years. In all cases the instrument functioned satisfactorily. When the head changed there was a slight change in the number of drops per minute. But this is only found in case when the i.v. fluid is about to finish.

9. CONCLUSION

About 20,000 children alone will benefit by (FOM-82). The cost of this instrument is only about \$75. But the accuracy of administration of the i.v. fluids by this instrument is far more advantageous than the meger cost. Moreover, since the design and operation of the instrument is simple, it is hoped, that this would clinically accepted.

The mechanism as one major drawback, that in case of failure of electric supply the tube would suddenly open out. An automatic relay is being designed now to overcome this problem.

10. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors are thankful to the University of ILORIN NIGERIA for providing Research grant No. UI/REG/S²⁰/57, for this work.

11. REFERENCES

- (1) Hutchin, P., and Terzi R.G. Pulmonary Congestion following infusion of large fluid loads in Thoracic Surgical Patients. Ann. of Thoracic Surgery. pp. 813 to 823, 1965.

- (2) M.H. Lees. Heart failures in new born infants. Journal of pediatrics Vol. 75, No.1. pp. 139-152. 1969.
- (3) W. B. Weil Jr. Maintenance requirements and repair of dehydration. J. of Pediatrics. Vol. 75, No. pp. 1-12, 1969.
- (4) J.D.Kravs, and K.R. Carver, In Electromagnetics. McGraw Hill, New York, pp. 222-232, 1973.
- (5) F. Harris. In Paediatric Fluid Therapy. Oxford: Blackwell Scientific. pp. 120-122. 1972.
- (6) D.A.K. Black. In Essentials of Fluid balance, Blackwell Scientific Oxford. 4th ed.pp. 290-291. 1968.
- (7) Lorrin H, and Harris F.K. "Electrical Measurements", P.282, John Wiley and Sons, Inc. 1952.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-15

P.P. 143 - 149

UFU

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISMÔMETRO

PAULO YSHIMINE

Faculdade de Engenharia-UNESP-Campus de Ilha Solteira

MARIO PINOTTI JÚNIOR

Escola de Engenharia-USP-Campus de São Carlos

JESUS ANTONIO BERROCAL GOMEZ

Instituto Astronômico e Geofísico-USP-São
Paulo

SUMÁRIO

O projeto e construção do sismômetro basearam-se, principalmente na análise dos tipos de sismômetros existentes. Na determinação das características do sismômetro foram considerados os seguintes fatores: massa, rigidez, coeficiente de amortecimento e transdutor de deslocamento em tensão elétrica.

A calibração do instrumento com o gráfico de amplitudes, bem como o ajuste do fator de amortecimento, foram obtidos do registro da vibração livre devido a um deslocamento inicial.

SUMMARY

The design and of the seismometer were based mainly of the analysis of the characteristics of existing seismometers.

In determining the characteristics of the seismometer, the following factors were considered: mass, stiffness, damping coefficient and displacement-voltage transducer.

The instrument's calibration and the damping coefficient adjustment were obtained from a record of vibration produced by the instrument due to an initial displacement.

1. Introdução

O Brasil situa-se numa região de relativa estabilidade, do ponto de vista de atividade sísmica. Esta atividade, segundo Berrocal [3], caracteriza-se pela ocorrência esporádica de sismos (não destrutivos), de magnitude moderada o que justifica o pequeno interesse pela Sismologia no passado.

Atualmente, embora etimologicamente a sismologia é a ciência que estuda os terremotos e o principal interesse desta ciência é o estudo da constituição interna do nosso planeta, dos efeitos dos sismos na superfície terrestre e a prevenção e predição sísmicas que possam mitigar esses efeitos.

Desde a instalação do Sistema Sismográfico tipo Arranjo da América do Sul, em Brasília, a Sismologia no Brasil teve um desenvolvimento mais acentuado. Problemas de sismicidade induzidos por represas artificiais no Brasil e a necessidade de conhecimento sobre o nível de atividade sísmica, antes da construção de represas no país, provocaram a instalação de algumas redes locais de sismógrafos e a planificação de outras, que serão instaladas proximamente, justificando assim o desenvolvimento de sismômetros.

A construção e o desenvolvimento do sismômetro apresentado esquematicamente na Fig. 1, tiveram seu início baseado nas seguintes etapas:

- a - Levantamento bibliográfico dos sismômetros existentes.
- b - Análise dos tipos quanto as suas características.
- c - Escolha dos padrões convenientes e dos arranjos viáveis, em função dos componentes e dispositivos possíveis de serem adquiridos no Mercado Nacional.
- d - As articulações deverão apresentar o mínimo de atrito, mantendo o sistema com um grau de liberdade.
- e - Estabilidade no sinal gerado e coeficiente de amortecimento.

Os sismômetros, como transdutores dos sinais físicos em sinais elétricos, representam a parte mais importante dos sismógrafos. Estes por sua vez, são sempre importados e de difícil manutenção.

Este projeto torna-se capaz de não apenas produzir resultados de qualidade, bem como de desenvolver a tecnologia necessária para o aprimoramento de outros instrumentos de me

dida de vibração e oferecer oportunidade para a construção de sismômetros às necessidades nacionais.

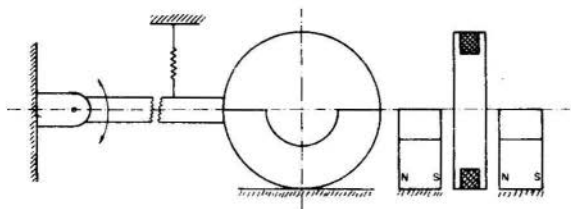


Fig. 1 - Esquema físico do sismômetro

2. Modelamento Matemático do Sismômetro

O sismômetro como sensor do sismógrafo está representado esquematicamente conforme a Fig. 2. A armação é fixa solidamente no solo e uma massa m de tal modo que tenha o movimento apenas em uma direção. O movimento da massa com relação à armação é resistido pela mola k , tendo o amortecimento indicado pelo amortecedor c .

A massa m com duas bobinas no seu interior movimenta-se dentro de um fluxo magnético gerando a f.e.m., que é proporcional à velocidade, como o sinal de saída. O amortecimento é obtido através de uma bobina alimentada por uma corrente, em sentido contrário que a bobina de sinal fornece, com intensidade regulável para ajustar o valor desejado, conforme Fig. 3.

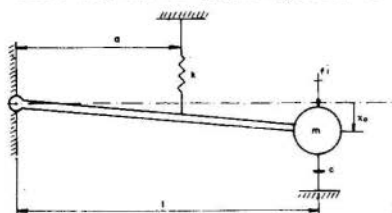


Fig. 2 - Sistema massa, mola e amortecedor com deslocamento inicial

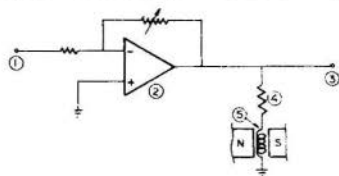


Fig. 3 - Circuito simplificado do sistema gerador de sinal e amortecedor: (1) Sinal da bobina de medida; (2) Amplificador inversor; (3) Saída para registro dos sismos; (4) Potenciômetro de ajuste de amortecimento; (5) Bobina de amortecimento.

2.1. Determinação da Frequência Natural

Considerando-se $f_i = 0$, Fig. 2, foram obtidas as equações de frequência natural (ω_n) e fator de amortecimento (ζ) utilizadas no dimensionamento do aparelho.

$$\omega_n = \frac{a}{\ell} \sqrt{\frac{k}{m + \frac{1}{3}M}} \quad (1)$$

$$\zeta = \frac{c}{2} \frac{\ell}{a} \sqrt{\frac{1}{k(m + \frac{1}{3}M)}} \quad (2)$$

Onde M = massa da haste horizontal

2.2. Modelamento

Conforme a Fig. 2 foi obtida a velocidade de saída (\dot{x}_o) em função do deslocamento inicial (x_i) que possibilitou a verificação do modelamento através dos registros obtidos nos ensaios experimentais,

$$\dot{x}_o = -x_i \omega_n \frac{e^{-\zeta \omega_n t}}{z} \{(-\zeta) [\text{sen}(\omega_n z t + \theta)] + z [\text{cos}(\omega_n z t + \theta)]\} \quad (3)$$

onde $z = \text{sen} \theta = \sqrt{1 - \zeta^2}$

2.3. Tensão de saída gerada pela Bobina do Sismômetro [4]

$$e_o = B \ell_1 \dot{x}_i \quad (4)$$

B = Densidade de fluxo magnético

\dot{x}_i = Velocidade de deslocamento

ℓ_1 = Comprimento do fio da bobina de geração

3. Ensaios

3.1. Verificação do Modelamento Matemático do Sismômetro

Para a realização deste ensaio foi utilizado o sismômetro conforme a Fig. 1. Entre outros aparelhos, foram utilizados, um registrador Yokogawa-2916 de galvanômetro e um relógio comparador Tesa Revens Lausane de 1/1000 mm.

Foram obtidas diversas curvas similares a da Fig. 5 com diferentes valores de ω_n , ζ e x_i . A confrontação dos dados resultantes da Eq. 4 com os valores experimentais assegura a validade do modelamento.

3.2. Resultados obtidos dos Ensaios de Calibração do Sismômetro

Os percentuais dos erros de desvios correspondem a 2s.

a) Frequência Natural

$$\bar{f}_n = 1,00 \text{ Hz} \quad \text{Desvio } 1\%$$

b) Faixa de Temperatura de Operação

$$- 5^{\circ}\text{C} \text{ a } 50^{\circ}\text{C}$$

c) Fator de Amortecimento

$$\bar{\zeta} = 0,69 \quad \text{Desvio } 3\%$$

d) Constante de geração

$$\overline{B\bar{v}}_1 = 38,23 \text{ V/m/s} \quad \text{Desvio } 5\%$$

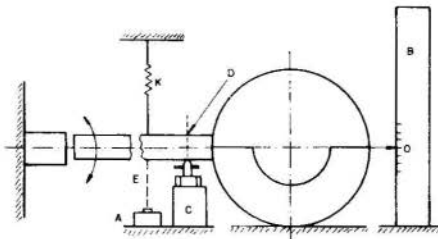


Fig. 4 - Esquema físico do sismômetro utilizado nos ensaios com os seguintes componentes: (A) Eletro-ímã; (B) Escala; (C) Haste posicionador; (E) Haste auxiliar de posicionamento. Em (D) o ponto onde posiciona-se o apalpador do relógio comparador.

4. Faixa de Frequência de Trabalho do Sismômetro

Uma vez que o modelo proposto foi confirmado experimentalmente, resta determinar a faixa de frequência de sinais em que o sismômetro pode ser usado para medir.

O gráfico da Fig. 6 apresenta a parte ampliada da figura de curva de resposta em frequência de um sismômetro: no eixo vertical na faixa de $\pm 5\%$ e no eixo horizontal, a partir do valor de $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$

Analisando a curva da figura para $\frac{\omega}{\omega_n} > 1$ pode-se escrever

ver

$$\left| \frac{e_o}{\overline{B\bar{v}}_1 \dot{x}_i} \right| = 1 \quad (5)$$

$$\text{Assim} \quad \left| \dot{x}_i \right| = \left| \frac{e_o}{B\bar{l}_1} \right| \quad (6)$$

Com o que possibilita a determinar o gráfico de velocidade do sismo registrado. E o erro de avaliação das velocidades dos sismos calculadas a partir do registro pode ser feita da seguinte maneira:

$$\Delta \dot{x}_i = \left| \frac{\partial \dot{x}_i}{\partial B\bar{l}_1} \Delta B\bar{l}_1 \right| + \left| \frac{\partial \dot{x}_i}{\partial e_o} \Delta e_o \right| \quad (7)$$

onde:

$$\Delta \dot{x}_i = \left| \frac{e_o}{(B\bar{l}_1)^2} \Delta B\bar{l}_1 \right| + \left| \frac{1}{B\bar{l}_1} \Delta e_o \right| \quad (8)$$

assim:

$$\dot{x}_i = \frac{e_o}{B\bar{l}_1} + \Delta \dot{x}_i \quad (9)$$

$\Delta \dot{x}_i$ representa as propagações dos erros do sismômetro e da medida obtida do registrador.

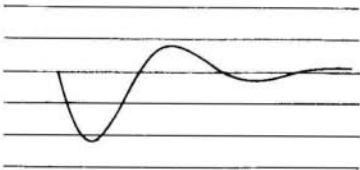


Fig. 5 - Gráfico da curva experimental da tensão ge em função do tempo $\zeta = 0,30$

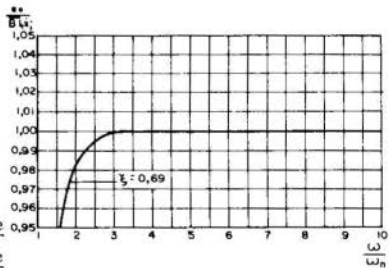


Fig. 6 - Curva de resposta em frequência de um sismômetro.

5. Conclusão

A medida em que o presente trabalho, com a finalidade de projetar e de desenvolver um sismômetro, ia se desenvolvendo, abria campo a inúmeras sugestões de novos projetos similares.

Hã a necessidade de se salientar, por outro lado, que as explanações que se seguem estão de acordo com os objetivos apresentados na Introdução, principalmente no que se refere aos componentes adquiríveis no Mercado Nacional e à tecnologia de execução.

Os resultados obtidos foram satisfatórios, como exemplo: o sistema de amortecimento, utilizando-se a corrente de realimentação é de fácil controle e de excelente estabilidade durante o funcionamento. Porém, o novo protótipo deverá apresentar algumas mudanças tais como: troca de posições entre o ímã e a bobina (tornar o ímã a massa móvel); bobinas independentes e inclusão de uma bobina de calibração.

REFERÊNCIAS

- [1] Beles, A., "Elementos de Ingeniería Sísmica". Ediciones Omega, S/A - Barcelona.
- [2] Benioff, H., "Earthquake Seismographs and Associated Instruments". Advance. Geophys. 1955. pp. 219-275.
- [3] Berrocal, J.A., "Sismologia". IAG-USP 74 p.
- [4] Boffi, L.V. et alii, "Conversão Eletromecânica de Energia". Edgard Blücher, São Paulo, 1977, 269 p.
- [5] Doebelin, O.E., "System Dynamics: Modeling and Response". McGraw-Hill Kogakusha, Ltda., 1972. 500 p.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



UFU

TRABALHO

PAPER

Nº

C-16

P.P.

151 - 159

TENDÊNCIAS NO DESENVOLVIMENTO DE PISTÕES

PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

João Amos de Toledo Cullen

Eduardo Hiroki Matsuo

Duraid Mahrus

Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento

METAL LEVE, São Paulo - SP

SUMÁRIO

O aumento das potências específicas e redução do consumo de combustível são algumas das exigências que determinam as novas tendências no desenvolvimento dos componentes do trem de força, particularmente os pistões, nos motores de combustão interna. Peso e resistência estrutural, bem como métodos de análise necessários para otimização e avaliação de pistões modernos, são abordados neste trabalho.

SUMMARY

The increase in specific power and reduction of fuel consumption are among the requirements that set new trends in the development of power train components, especially pistons. Weight and structural resistance as well as analysis methods required to optimize and evaluate current pistons are discussed in the paper.

1. Introdução

As perdas ocorridas em um motor de combustão interna durante o processo de transformação da energia química em mecânica, devem-se principalmente à ineficiência de combustão, fluxo de calor para refrigeração e gás de exaustão, atritos e bombeamentos.

Da energia total fornecida pelo combustível a um motor ciclo Otto sob carga parcial, uma parcela de aproximadamente 66% corresponde a perdas térmicas, 12% a perdas mecânicas e apenas 22% transformam-se em energia mecânica útil.

Pistões, pinos e anéis são responsáveis por aproximadamente 30% das perdas mecânicas no motor, ou seja, 4% da energia total, devido basicamente à inércia das massas, resistência ao cisalhamento do filme de óleo entre cilindro, pistão e anéis (atrito viscoso) e também atrito por contato quando é rompido este filme de óleo.

Diminuir em 25% a influência deste conjunto nas perdas mecânicas significa um ganho de aproximadamente 1% no consumo de combustível. Sem dúvida, um valor que por si só não justifica a tendência atual de redução de peso das massas oscilantes.

No entanto, esta redução traz como consequência direta uma diminuição percentual igual nas forças inerciais de segunda ordem causadas pelo movimento de massa alternativa, e que constituem a maior fonte de vibrações do motor, uma vez que normalmente não são contrabalanceadas. Além disto, permite contrapesos menores no virabrequim para os componentes das forças de primeira ordem, capas de biela mais leves, volante reduzido, bloco otimizado e outras modificações que influirão no desempenho final do veículo.

A relação peso do pistão/diâmetro³, conhecida como densidade aparente (K), é uma boa referência para análise de tendências em termos de redução de peso em pistões.

Atualmente, este valor oscila na maioria dos casos entre 0,6 e 0,7 g/cm³ para motores automotivos ciclo Otto e raramente ultrapassa 0,9 g/cm³ para Diesel.

Valores próximos à 0,5 g/cm³ são encontrados apenas em motores para competição e aviação. (Fig. 1)

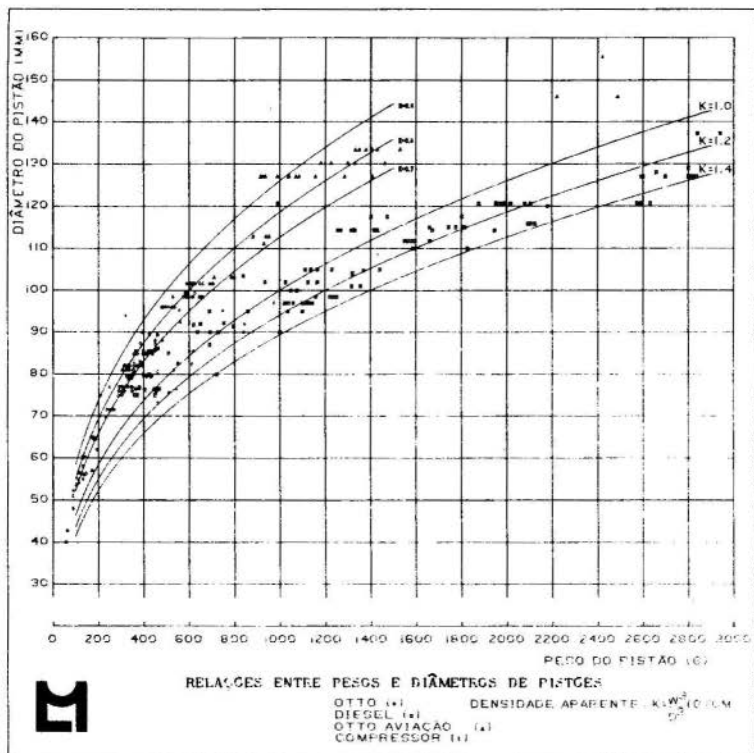


Fig. 1 - Relação entre pesos e diâmetros de pistões

O objetivo atual dos fabricantes de motores é o de conseguir menor peso possível para as massas oscilantes introduzindo a idéia dos pistões ultraleves que trazem o valor de K em torno de $0,5 \text{ g/cm}^3$ para motores automotivos ciclo Otto. Este peso tem influência direta no dimensionamento das principais partes móveis e é o ponto de partida para o desenvolvimento dos motores modernos.

2. Redução de peso

A redução de peso no pistão é normalmente conseguida através de redução de dimensões e redistribuição de mate

rial, conforme mostra a Fig. 2.

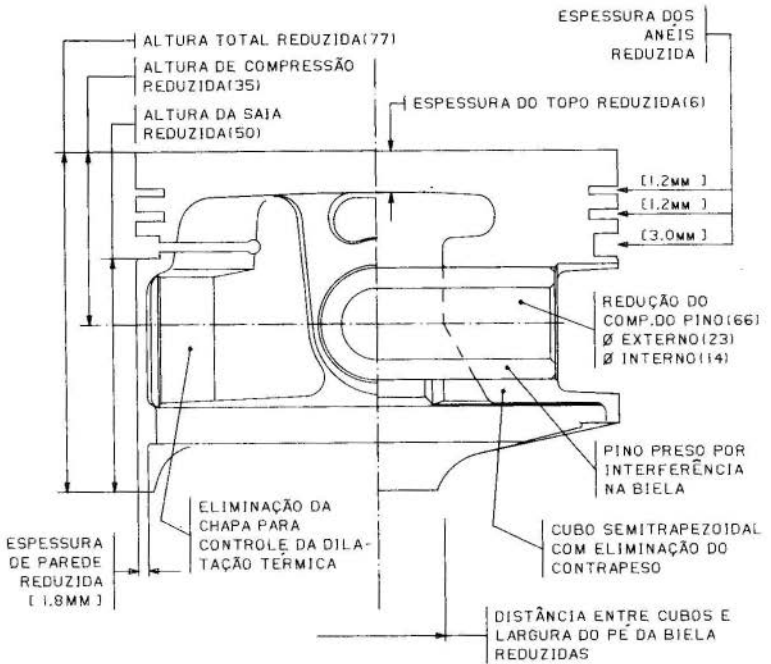


Fig. 2 - Modificações introduzidas em pistões ultraleves. (Valores entre parênteses correspondem à tendência expressa em % do diâmetro do pistão)

As reduções mais sensíveis são alcançadas através de alterações no pino, região do cubo, saia e topo; por esta razão, são os que merecem maiores considerações.

2.1. Pino

Sendo o peso específico do aço aproximadamente 3 vezes maior que o da liga Al-Si ou Al-Cu da qual é constituída a maior parte dos pistões, tem-se logicamente interesse em menores dimensões para o pino. Para tanto, toma-se como referência para projeto valores de flecha e ovalização calculados para o instante em que a pressão do gás é máxima.

A biela presa por interferência ao pino tem sua capaci

dade de carga estimada em 1000 Kg/cm^2 (considera-se a área projetada, diâmetro do pino x largura do pé da biela) e, uma vez consolidada ao pino, age no sentido de aumentar o momento de inércia na região central, como se o diâmetro externo do pino tivesse dimensão maior. Assim sendo, podemos ter maior diâmetro interno do pino e comprimento reduzido, não atingindo valores críticos para flecha ($5,6 \times 10^{-4}$ x dia. pistão em mm) e ovalização ($3,5 \times 10^{-4}$ x dia. pistão em mm).

O aprisionamento do pino à biela elimina também a necessidade de argolas de retenção no cubo, mas não permite a livre rotação do pino. Esta característica exige maiores cuidados para com a lubrificação adequada do pino.

2.2. Cubo

Uma redução maior no comprimento do pino era limitada pela capacidade de carga do cubo, normalmente não ultrapassando 400 Kg/cm^2 em pistões automotivos leves. Atualmente, no entanto, através de refinamentos, como furos ou pinos perfilados, que permitem uma distribuição de carga homogênea (Fig. 3), encruamento superficial do furo e/ou usinagem de alívios laterais, atenuando os efeitos da ovalização do pino sob carga (Fig. 4), consegue-se elevar a capacidade de carga para valores próximos de 700 Kg/cm^2 , resultando numa redução de até 35% no peso total do pino.

Somente os dois últimos itens em conjunto, encruamento superficial e "alívio", mostravam em testes de pulsador hidráulico (Fig. 5) um período de vida útil para o cubo aproximadamente 6 vezes maior quando comparado a um furo normal

2.3. Saia

A rigidez da saia é fundamental para os pistões ultraleves, pois a eliminação da chapa de aço para controle da expansão térmica em pistões normais exige folgas maiores de montagem entre a saia do pistão e o cilindro, que acarretam um aumento do nível de ruído do motor em partidas a frio, no instante em que o pistão muda a superfície de apoio.

A introdução da fenda na canaleta de óleo e as espessuras de parede fornecem à saia uma elasticidade tal que,

juntamente com a ovalidade no diâmetro externo, permite uma folga teórica de operação negativa; conseqüentemente, as folgas de montagem conseguem ser semelhantes às do pistão com chapa, garantindo assim uma boa guia para o pistão no cilindro e condições para um eficiente funcionamento dos anéis.

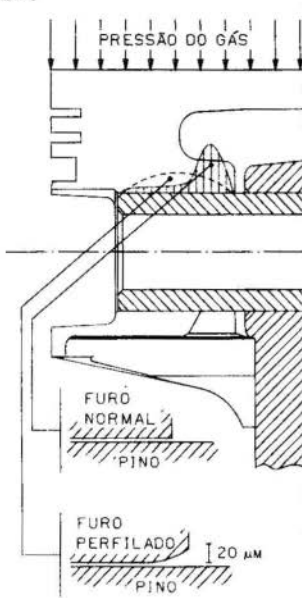


Fig. 3 - Distribuição de carga no cubo

A fenda funciona também como barreira térmica, impedindo o fluxo de calor do topo do pistão para a saia e reduzindo em cerca de 30% a temperatura na região, que desta forma expande diametralmente menos.

Ensaio para a verificação de resistência a fadiga em pulsadores de ressonância (Fig. 6), com aplicação de cargas laterais ou axiais, permitem a localização de pontos críticos e a otimização estrutural, com alteração nos raios de concordância, nervuras de reforço, ou reentrâncias internas.

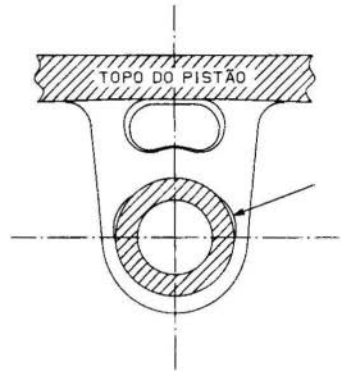


Fig. 4 - Furo para pino com "Alívio"

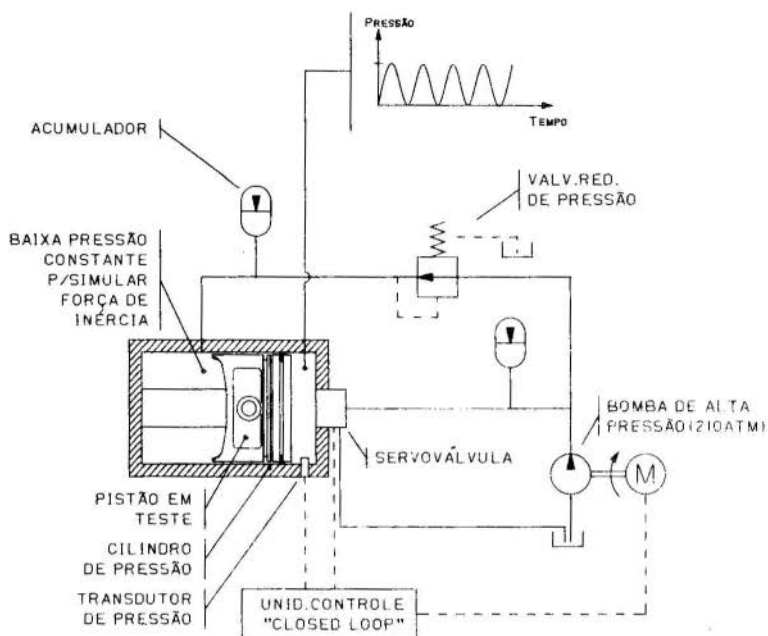


Fig. 5 - Esquema do circuito hidráulico do hidropulso

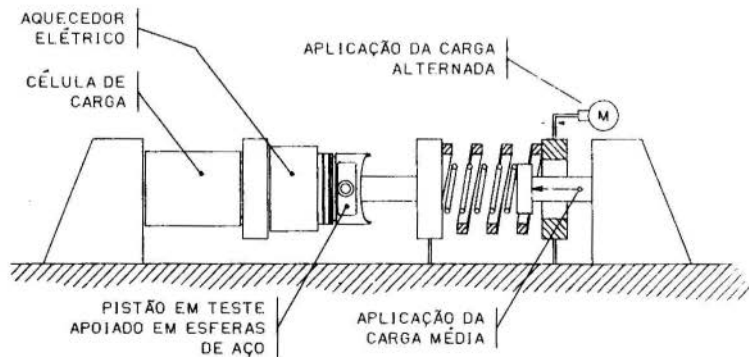


Fig. 6 - Esquema da montagem do pistão no pulsador de ressonância

2.4. Região do topo

A altura de compressão, ou seja, a distância entre o centro do pino e o topo do pistão, é normalmente definida pelo fabricante do motor, e qualquer alteração implica em mudança no comprimento da biela ou na altura do bloco. De qualquer forma, a altura mínima é limitada pelo diâmetro do pino, espessura dos anéis e posição destes em relação ao topo. Esta posição deve permitir uma boa distribuição de pressão dos gases, evitando a flutuação dos anéis, e temperaturas de operação dentro de faixas aceitáveis, permitidas para o primeiro anel.

A distribuição de temperaturas é conseguida analiticamente através de elementos finitos e experimentalmente verificada com auxílio de "templugs" e "NTCs", em motores.

Uma redução de 30% na espessura do topo de um pistão sem jato de refrigeração, por exemplo, implica no aumento de 4% na temperatura da região central do topo, e uma diminuição de 4% na região próxima ao primeiro anel, na direção de pressão.

3. Conclusão

A tendência de redução de peso em massas alternativas, especialmente pistões, juntamente com os constantes aumentos de potências específicas e solicitações nos motores atuais, lança um desafio maior para as técnicas de otimização estrutural, explorando ao máximo ferramentas como elementos finitos, fotoelasticidade, extensômetros elétricos, "templugs", ensaios estáticos e dinâmicos em pulsadores e testes em motores.

Este trabalho define alguns limites importantes para o projeto do pistão, sugerindo também algumas condições de contorno para blocos e bielas, que dependem do fabricante do motor.

No que se refere a pistões, reduções de peso entre 10% e 25% podem ser conseguidas tomando-se como referência a maior parte dos pistões automotivos leves em uso.

BIBLIOGRAFIA

- (1) Relatórios internos do Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento da Metal Leve S/A
- (2) PARKER, D.A. and ADAMS D.R. "Friction losses in the reciprocating Internal Combustion Engine"
I. Mech. E. Conference on Tribology - Key to the Efficient Engine, Janeiro 1982.
- (3) FURUHAMA, S. and TAKIGUCHI, M. "Measurements of piston friction forces in actual operating diesel engines"
SAE Paper No 790855



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-17

P.P. 161 - 170

UFU

DESENVOLVIMENTO DE UM COMPENSADOR FLEXÍVEL PARA MANCAIS AEROSTÁTICOS

BENEDITO DE MORAES PURQUERIO

Departamento de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de São Carlos - USP
São Carlos - Brasil.

SUMÁRIO

Investigou-se um compensador flexível para mancal a ar pressurizado externamente. O arranjo do compensador mostrou possuir boas características de desempenho em termos de alta rigidez com valores altos da folga de operação do mancal. O dispositivo emprega diafragmas (restritores) de borracha de silicone. As características da capacidade de carga versus espessura da película de ar foram obtidas para várias condições de operação e o desempenho dos diafragmas foi observado e discutido.

SUMMARY

An investigation of a flexible compensator for externally pressurized gas bearing was carried out. The compensator arrangement showed to possess good performance characteristics in terms of high stiffness at large values of bearing operating film thickness. The device employs rubber diaphragms which were cast from silicone rubber. The bearing load versus film thickness characteristics were obtained and the performance of the diaphragms were observed and discussed.

1. Introdução

O fator que define a taxa de variação da espessura do filme entre as superfícies de um mancal aerostático, relativamente a carga aplicada é a rigidez do mancal e esta depende essencialmente do método de compensação, ou restrição do escoamento, do fluido para o mancal.

Os mancais aerostáticos usualmente operam com uma restrição do escoamento através de orifícios de diâmetros fixos ou por compensação inerente, nas quais a área anular de entrada atua como uma restrição ao escoamento do gás. O último tipo de restrição oferece uma rigidez da ordem de $2/3$ do primeiro, porém o recesso (bolsa) normalmente presente nos mancais aerostáticos com compensação de orifício gera instabilidade vibracional e neste caso os mancais devem ser projetados com recessos rasos para evitar esse problema. Isso limita a capacidade de carga dos mancais aerostáticos.

A utilização industrial dos mancais aerostáticos seria preferível a dos mancais hidrostáticos, se não fosse pelas inferiores características de rigidez e eles são ainda atraídos por razões puramente econômicas. É muito mais barato, fácil e limpo usar ar comprimido para operar mancais aerostáticos, do que o uso de lubrificantes incompressíveis que geralmente requerem motores, bombas e sistemas de lubrificação individuais. Outras razões comuns a todos os mancais aerostáticos é a baixa dissipação viscosa, a relativa independência da viscosidade e temperatura, etc.. Em circunstâncias especiais onde os mancais a gás constituem a única alternativa e máxima rigidez é necessária, tem sido desenvolvidos mancais com compensação de orifícios muito caros, com espessuras de películas finíssimas, encarecendo muito a lubrificação dos mesmos. Portanto, se fosse possível obter dos mancais aerostáticos uma rigidez comparativamente alta operando com uma espessura de película razoável, da ordem de $25 \mu\text{m}$, então esses mancais seriam preferíveis aos hidrostáticos.

Um método de aumentar a rigidez dos mancais aerostáticos é através da utilização de restritores incorporando elementos elásticos. Essa conhecida compensação flexível de mancais aerostáticos mostra características de rigidez promete-

doras: pequenas variações na espessura do filme para grandes variações na carga. O restritor deste trabalho, emprega um elemento elástico cônico que monitora o escoamento, fazendo a variação deste conforme as variações na carga aplicada.

O presente trabalho descreve o funcionamento do compensador flexível, bem como os experimentos efetuados com vários elementos elásticos. Os resultados são apresentados e discutidos.

2. Compensador Flexível para Mancais Aerostáticos

Os avanços da engenharia e tecnologia frequentemente colocam severas demandas sobre os sistemas suporte de máquinas que necessitam estar em movimento relativo, no intuito de melhorar o desempenho das condições operacionais. A maioria das demandas são satisfeitas através de projetos adequados dos sistemas suporte convencionais, melhores lubrificantes líquidos e desenvolvimento de técnicas efetivas de vedação.

Todavia, em um grande número de aplicações, são obtidos resultados que são impraticáveis técnica e economicamente com relação aos mancais convencionais. Contudo os mancais aerostáticos tem encontrado aplicação em muitos de tais dispositivos que requerem um atrito extremamente baixo e que operam em condições de temperatura ambiente muito alta ou baixa e radioatividade. Como exemplos estão os mancais utilizados em instrumentos de precisão, máquinas ferramentas, indústria aeroespacial, centrais nucleares, etc. A utilização deles, todavia tem sido severamente limitada em comparação com os mancais que operam com lubrificantes compressíveis pelo fato que defletem mais sob carga do que os mancais líquidos. Eles são menos rígidos.

Uma rigidez elevada é facilmente obtida em mancais hidrostáticos através de restritores de capilares, orifícios ou válvulas de escoamento constante. Isto é possível devido a natural incompressibilidade dos líquidos. Em aplicações práticas, somente dois métodos de restrição tem sido considerado aplicáveis aos mancais aerostáticos: o orifício simples e o orifício com bolsa. Porém, mesmo a melhor rigidez possível com o uso de orifícios, é modesta perante a produzida por

um mancal com lubrificante líquido. Se, no entanto, devido às necessidades, for necessária a aplicação de mancais aerostáticos, a única forma de se conseguir uma rigidez elevada, é através de onerosos mancais de orifícios, com folgas muito pequenas. Desde que a espessura do filme é pequena, as superfícies devem ser fabricadas com grande precisão. Se fosse possível obter uma mesma rigidez alta com espessuras de filmes maiores, o custo de equipamentos envolvendo os mancais aerostáticos cairia drasticamente. Também, desde que a utilização de mancais aerostáticos é preferível aos mancais hidrostáticos em termos dos equipamentos auxiliares, a tendência seria a substituição dos últimos pelos primeiros, em muitas das aplicações.

Laub[1] foi o primeiro a investigar orifícios elásticos para o controle do escoamento, inovação esta que aumenta a rigidez dos mancais aerostáticos através da variação da taxa de escoamento a medida que a queda de pressão através do dispositivo variava. A análise teórica mostrou ser possível aumentar a rigidez estática de um mancal a gás pressurizado externamente, reduzindo a sensibilidade da pressão do escoamento a tal ponto que o escoamento aumenta a medida que a pressão no recesso aumenta, podendo o orifício elástico ser dimensionado para desempenhar esse controle. As limitações práticas desses compensadores eram relacionados com o seu pequeno porte e a não homogeneidade da borracha.

Embora os trabalhos nesses orifícios elásticos tenham sido de certa forma abandonados, a idéia da utilização de componentes flexíveis em dispositivos de compensação permanece viva, desde que as limitações da borracha sejam eliminadas através de um projeto adequado. Nunn and Payton [2] investigaram a utilização de tubos de borracha montados em tubos metálicos para controlar a área de escoamento de um orifício fixo. Com o projeto de diafragmas cônicos de borracha relativamente grandes, Al Bender [3] e posteriormente Purquerio [4], conseguiram eliminar as variações das propriedades elásticas que aparecem nas pequenas amostras de elastômeros, estabelecendo um processo para fundir os diafragmas e examinar suas propriedades em termos de uniformidade e repe-

tibilidade, bem como o desempenho do compensador como um todo.

O compensador, empregando um diafragma de borracha é mostrado na Figura 1. A unidade tem simetria axial. O elemento cônico de borracha (1) é colado à placa suporte (2) através de sua base e preso por um pequeno parafuso no seu ápice. A placa com o orifício (3) é montada no mancal (6) e todo o conjunto é colocado na câmara do mancal (6) e fixado pela placa suporte (2) e a tampa (4). A unidade é selada com um anel "O" e duas juntas de papel entre a tampa e a placa suporte e entre esta e a placa com o orifício. O anel "O", faz a vedação entre a placa com o orifício e o mancal.

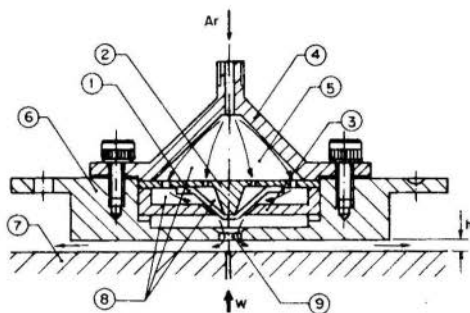


Figura 1 - O compensador flexível

A folga no restritor é da ordem de $25 \mu\text{m}$ para a rigidez máxima ocorrer com uma espessura do filme lubrificante da ordem de $25 \mu\text{m}$. Esta folga pode ser variada usando juntas de espessuras diferentes. A referência conhecida é obtida através da fundição do restritor em plástico duro, usando a placa com o orifício como molde, podendo então a folga ser fixada através de juntas com espessuras conhecidas.

O mecanismo através do qual a unidade aumenta a rigidez de um mancal aerostático é a seguinte. A capacidade de carga depende essencialmente da pressão no recesso p_i (9) sozinha, embora exista uma pequena dependência na espessura do filme lubrificante. Iniciando com uma carga elevada, o escoamento será pequeno, p_i será aproximadamente igual a pressão

de alimentação p_s (8) e a deformação do diafragma cônico de borracha será pequena. A medida que a carga é reduzida, p_i cai e o diafragma infla, restringindo o escoamento, evitando um aumento da espessura do filme lubrificante igual ao do caso sem restrição. A rigidez é então aumentada.

3. Banco de Ensaio e Equipamentos Auxiliares

O banco de ensaios foi projetado para uma obtenção precisa das características de um mancal de escora circular, conforme representado na Figura 2. Na superfície superior do mancal (10) é montado o restritor cônico de borracha conforme visto na seção anterior. Através do compensador o ar entra para o filme entre as superfícies do mancal. A superfície superior do mancal é fixada ao banco de ensaios por seis parafusos, cuja ajustagem, faz com esta superfície fique paralela a superfície inferior do mancal (11). Através de um furo piloto no centro desta superfície, a pressão no filme de ar é medida. Quando o furo é centrado com a superfície superior do mancal a pressão p_i do recesso pode ser medida por um medidor de pressão (4).

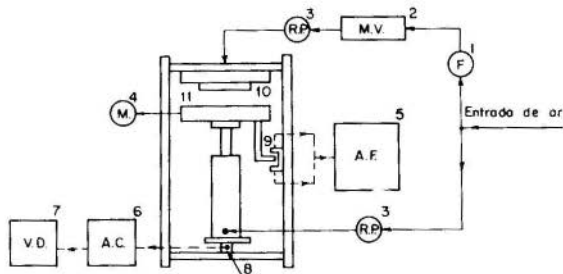


Figura 2 - Banco de ensaios e equipamentos auxiliares

A superfície inferior do mancal é sustentada por fitas de aço, de forma que durante o deslocamento do pistão pneumático, esta permanece paralela a superfície superior do mancal.

O cilindro pneumático carrega o mancal e a célula de carga (8) mede a carga aplicada. O deslocamento da superfície inferior do mancal e conseqüentemente a espessura do fil

me lubrificante, é medido por um par de transdutores de deslocamento (9). A superfície superior do mancal é isolada eletricamente do restante do banco de ensaios, para indicar quando as duas superfícies do mancal se tocam no ponto de espessura nula do filme lubrificante.

O ar do compressor é suprido para o cilindro pneumático e o mancal, através de filtros (1) e reguladores de pressão (3) controlados por manômetros (4). Dois rotâmetros (2) ligados em paralelo fornecem o valor da vazão em massa através do mancal. O sistema é alimentado com ar comprimido seco a uma pressão de 8 bar. A pressão máxima suprida ao mancal é de 2,7 bar e a pressão no cilindro pneumático varia de 0 a 8 bar.

A medida precisa da espessura do filme lubrificante é efetuada através do deslocamento da superfície inferior do mancal. Para isso, um par de transdutores (9) é usado, onde os sinais de saída são mostrados através de um amplificador de frequência (5), na forma de número de divisões.

O ar comprimido é fornecido ao cilindro pneumático sob a superfície inferior do mancal, o qual faz o carregamento das superfícies do mancal. Uma célula de carga (8) é montada em um assento de aço esférico auto-alinhante, sob o cilindro pneumático. Este, por sua vez é montado livre no banco de ensaios através de parafusos longos.

A célula de carga é calibrada nesta posição através de pesos calibrados. A saída da célula alimenta um amplificador de carga (6), cuja saída é feita em um multímetro digital (7) na forma de voltagem.

A pressão de alimentação do mancal (p_s) varia entre 1,7 a 2,7 bar e a pressão no recesso (p_i), entre 0,6 a 2,7 bar.

A borracha usada na confecção dos diafragmas foi a Silastic 3112 RTV da Dow Corning, juntamente com o catalizador S. A obtenção de diafragmas sem bolhas de ar é feita colocando-se as peças quando na fundição, em uma câmara de vácuo durante pelo menos 30 minutos. A cura do material leva 24 horas, após o que, o mesmo está pronto para ser utilizado.

4. Experimentos e Resultados

Após a cura e colagem dos diafragmas no compensador e este ser montado no mancal, experimentos foram conduzidos no banco de ensaios para a obtenção do desempenho da unidade para cada um dos diafragmas instalado.

Desde que a folga no restritor não pode ser estabelecida diretamente, esta foi variada por meio de juntas para obter a máxima rigidez a uma folga de 25 μ m. Desta forma, foram obtidas as características de rigidez de vários diafragmas para três valores diferentes da folga no restritor (três juntas de espessuras diferentes). Todos os experimentos foram conduzidos, inicialmente com uma pressão de 2 bar. Depois, para verificar o desempenho dos restritores para uma folga específica (uma espessura de junta fixada), foram conduzidos experimentos com várias pressões de alimentação diferentes entre 1,7 a 2,7 bar.

As curvas características típicas de rigidez do restritor incorporando um diafragma com três valores diferentes da folga no restritor são ilustradas na Figura 3. Estas curvas, que representam a capacidade de carga no mancal contra a variação da espessura da película de lubrificante, estão bem próximas do tipo de característica de rigidez que se tem buscado para os mancais a gás pressurizados externamente. Na Figura 3, a curva central com espessura de junta igual a 0,53 mm, mostra uma variação na espessura do filme menor do que 6%, enquanto que a carga varia cerca de 36%. A Figura 3 também mostra as curvas para o caso de restritores rígidos, com os mesmos valores de folga. Estas curvas foram obtidas injetando acrílico na cavidade posterior aos diafragmas de borracha sem mudar as demais condições. Pode-se notar que a curva central da Figura 3, na faixa de carregamento considerada, é quase uma linha vertical, ou seja, exatamente o tipo de característica de rigidez ideal - a rigidez infinita.

Estes resultados representam um grande incentivo a estudo dos restritores elásticos, embora vários fatores careçam ainda de um controle mais acurado, como por exemplo a elasticidade do material dos diafragmas.

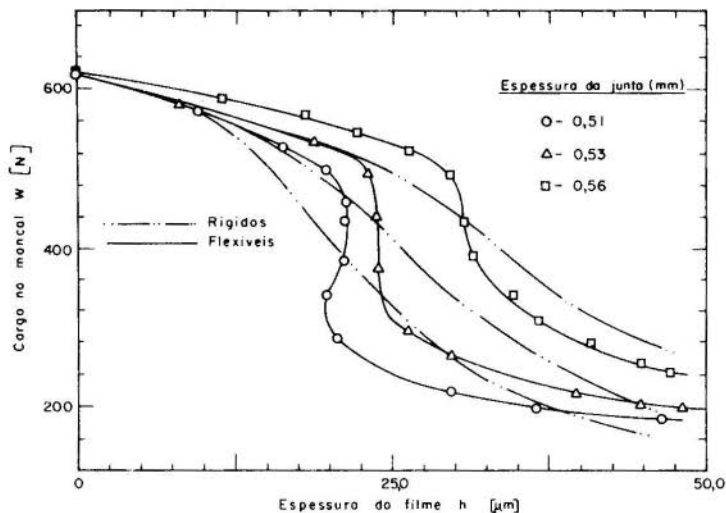


Figura 3- Desempenho do diafragma. Pressão de alimentação $P_3 = 2,0$ bar

5. Considerações Finais

Os resultados mostram que as características de rigidez do compensador com o elemento cônico flexível são promissoras, embora tenha sido notado durante os ensaios que variações nas propriedades do material durante a fundição podem afetar o comportamento do diafragma.

Evitando-se estas interferências com o comportamento do restritor, trabalhos experimentais futuros poderão avaliar e exatamente quais os melhores valores dos parâmetros como pressão de alimentação, rigidez da borracha e folga no restritor, as quais fornecem as previsíveis características do compensador flexível. A partir desse ponto o compensador poderá se tornar de interesse no campo industrial. Toda maquinária envolvendo mancais a gás pressurizado externamente terá um custo mais acessível devido as exigências mais modestas com relação a acuracidade geométrica desses mancais. Os equipamentos de metrologia poderão ser projetados para operar na fai

xa de rigidez infinita das curvas, a uma capacidade de carga maior, reduzindo o tamanho e custo e aumentando a precisão de tais equipamentos. Em muitas situações, como nas aplicações em máquinas ferramentas, onde a utilização de mancais a gás pressurizados externamente foi excluída devido ao seu elevado custo e características pobres de rigidez poderá agora tornar idealmente adequada para estas instalações.

REFERÊNCIAS

- [1] Laub, J.H. - Elastic orifices for gas bearings. ASME-Journal of Basic Engineering. 82: 980-982, 1960.
- [2] Nunn, M.C. and Payton, R.A. - The influence of component flexibility on the performance of the externally pressurized air bearing. M.Sc. Tribology Dissertation, Leeds, The University, 1969.
- [3] Al Bender, F.F.M. - Investigations of a flexible compensator. M.Sc. Tribology Dissertation, Leeds, The University, 1976.
- [4] Purquerio, B. de M. - Development of a flexible compensator for externally pressurized air bearing. M. Sc. Tribology Dissertation, Leeds, The University, 1979.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº C-18

P.P. 171 - 180



UFU

UM EQUIPAMENTO MECÂNICO PARA A PRODUÇÃO DE TIJOLOS DE SOLO-CIMENTO

ANTONIO GILBERTO FILIPPO FERNANDES

Prof. Titular do Deptº de Mat. e Tecnologia-DMT
Fac. de Eng. de Guaratinguetá - UNESP

VAGNER JOSÉ OLIVA

Prof. Adjunto do Deptº de Mecânica-DME
Fac. de Eng. de Guaratinguetá - UNESP

SUMÁRIO

Trata-se de um equipamento projetado e executado para operação manual e tem o objetivo de encontrar, com as mesmas características técnicas, um substitutivo para o tijolo cerâmico maciço. Apresenta, basicamente, as características e esquemas principais, descrição de fabricação e de funcionamento, modo de operação, produto principal e conclusão.

SUMMARY

Under question is equipment which is designed and put into execution for manual operation and its purpose is to find, preserving the same technical characteristics, a substitute for solid ceramic brick. It presents, basically, the principal characteristics and plans, description of manufacture and function, operation sequence, principal product and conclusion.

1. Introdução

O equipamento foi projetado para operação manual. Executou-se sua construção e testou-se seu desempenho, com o objetivo de atender às necessidades de produção de tijolos de solo-cimento, por médios proprietários rurais e construtores.

Considerou-se, quando do projeto, a conveniência de se obter uma máquina, tanto quanto possível, simples, capaz de ser ou não, em função da grandeza da instalação, acoplada a um misturador e a uma esteira transportadora, capaz de produzir a maior quantidade de tijolos por prensagem, capaz de permitir o maior número de prensagem por minuto e, também, capaz de ser operada com reduzido número de pessoas (uma para preparar a mistura e alimentar a máquina, uma para operá-la e duas outras para armazenar os tijolos produzidos).

A máquina, além de simples, de não precisar mão de obra especializada para sua operação, apresenta-se, face seu pequeno volume e sua estruturação, como fácil de ser transportada para emprego no local da obra, se necessário.

2. Características principais

Carcaça	<ul style="list-style-type: none"> largura: 460 mm comprimento: 900 mm altura: 1170 mm espaço útil de trabalho: 600 mm peso aproximado: 270 Kgf
Caixa-molde	<ul style="list-style-type: none"> unidades: 4 dimensões de uma unidade <ul style="list-style-type: none"> largura: 105 mm altura: 90 mm comprimento: 220 mm conjunto <ul style="list-style-type: none"> largura: 240 mm altura: 90 mm comprimento: 470 mm

Sistema de ali-
mentação

forma alimentadora
(4 unidades)

largura: 105 mm
comprimento: 220 mm
altura: 80 mm

depósito de maté-
ria-prima (caixa)

volume: $\approx 0,1 \text{ m}^3$
dimensões:
inferior { compr. 490 mm
 larg. 240 mm
superior { compr. 600 mm
 larg. 270 mm
altura: 700 mm

cabeçote

curso: 115 mm
aprox. rápida: 90 mm
curso p/compact.: 25 mm

tampa de pren-
sagem

comprimento: 220 mm
largura: 105 mm
espessura: 20 mm

guia

comprimento: 250 mm
largura: 100 mm
encaixe em V

Sistema de pren-
sagem

alavancas

em nº de duas, de modo
a permitir aproximação e
afastamento rápidos do
cabeçote e a prensagem
para compactação

capacidade

variável, em função da
carga aplicada no braço
da alavanca. Faixa mais
comum de aplicação 6000
a 15000 Kgf

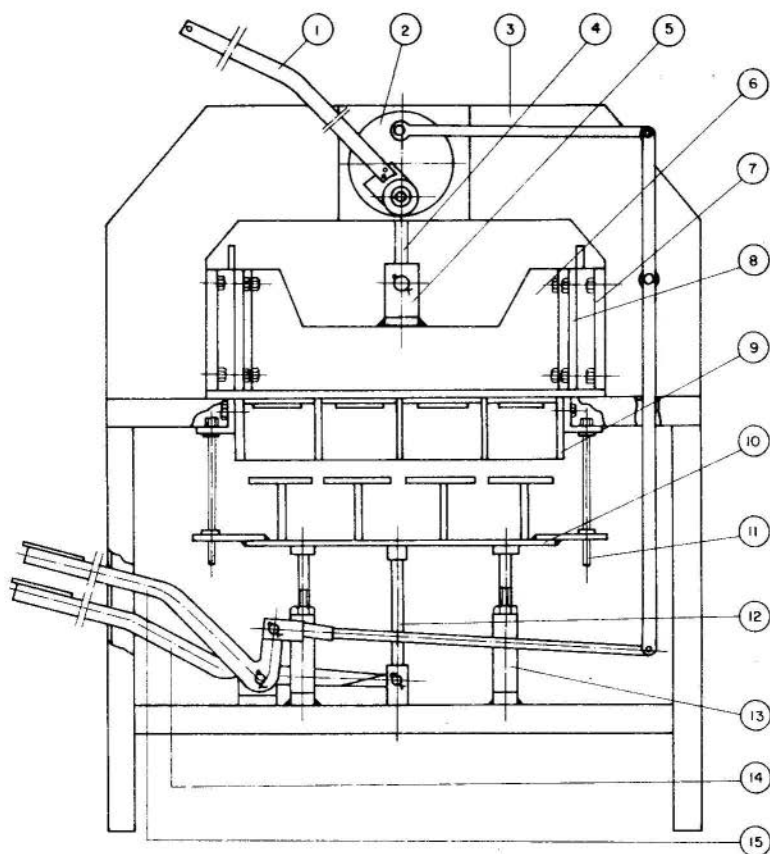
Sistema de expulsão	tampa de contra-prensagem	altura: 10 mm largura: 105 mm comprimento: 220 mm curso: 80 mm
	guia	cilíndrica: 5/8" comprimento: 180 mm
	alavanca acionadora	comprimento: 700 mm curso: variável em função da altura do tijolo. De 200 a 250 mm. carga: = 10 Kgf
	eixo articulável	comprimento: 150 mm diâmetro: 3/4"
	dispositivo de regulagem	quantidade: dois curso: variável de acordo com o ajuste solicitado de 0 a 25 mm avanço: por volta de 1,587 mm diâmetro: 3/4" comprimento: 80 mm

3. Descrição

Para efeito de descrição e de análise de funcionamento, considera-se a máquina constituída de uma forma e três sistemas: de prensagem, de expulsão e de alimentação. Cada um deles é exposto a seguir:

A carcaça da máquina é constituída de quatro pernas em cantoneira, abas iguais em aço; de uma mesa em chapa preta e de um suporte para o sistema de prensagem, também em chapa preta. As pernas são contraventadas nos sentidos longitudinal e transversal, por longarinas U em aço.

Seus pés apoiam-se em duas longarinas transversais, tipo U, em aço e as extremidades da superfície da mesa também se apoiam em longarinas U.



15	Alavanca Aproximação	1	Chapa Preta
14	Alavanca Extração	1	Chapa Preta
13	Dispositivo Regulagem	1	Aço SAE 1020
12	Eixo Articulado	1	Aço SAE 1045
11	Guia de Extração	4	Aço SAE 1045
10	Suporte c/Prensagem	1	FEFO Nodular
9	Caixa Molde	1	FEFO Nodular
8	Guia	2	FEFO Nodular
7	Suporte Guia	2	FEFO Nodular

6	Cabeçote Móvel	1	Chapa Preta
5	Junta Articulada	1	Chapa Preta
4	Biela	1	Aço Redondo
3	Corçoça	1	Chapa Preta
2	Excêntrico	1	Aço Liga Cr-Mn
1	Alavanca Prensagem	1	Chapa Preta
PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUNT	MATERIAL
TÍTULO			
MÁQUINA MOLDAR TIJOLOS			

3.1. Caixa-molde

A caixa-molde é de chapa de ferro fundido nodular e constituída de quatro formas solidárias entre si, vasadas em suas faces, superior e inferior, cada uma com dimensões internas de 220 mm x 105 mm x 90 mm. Tais dimensões permitem a obtenção de tijolos com 220 mm de comprimento, 105 mm de largura e altura variável.

A forma é fixada à mesa da carcaça da máquina por meio de quatro parafusos, cabeça sextavada. Este modo de fixação, comodamente, permite sua substituição em caso de desgaste ou em caso de desejar-se aplicação de outro tipo de forma, mesmo para utilização da máquina como prensa.

3.2. Sistema de prensagem

É basicamente constituído por um cabeçote móvel de prensagem, em chapa preta e de um eixo excêntrico principal em aço-liga, de cromo-manganês, que o aciona. Foram especialmente projetados para se obterem os esforços de prensagem requeridos. Justaposta e fixada à face inferior do cabeçote móvel, encontra-se a tampa de prensagem constituída de quatro placas moduladas, em chapa preta, cada uma com 20 mm de espessura, 220 mm de comprimento, 105 mm de largura dois parafusos para fixação.

O eixo excêntrico principal se apoia em duas buchas de ferro fundido dotadas de encosto, com apoio no quadro móvel da carcaça. Estes encostos impedem o afastamento das buchas entre si.

Separando-as, de modo a impedir que se aproximem, existem dois ajustadores em aço, cilíndricos, dotados de encosto e parafusos.

Uma biela em aço chato, acoplada ao eixo excêntrico principal por um sistema de bronzinas, se interliga ao cabeçote móvel de prensagem através de uma manivela cilíndrica, em aço, e de uma junta articulada por um pino, em chapa preta.

O cabeçote de prensagem, dotado de movimentos verticais de "sobe-desce", requer regulagem adequada para seu perfeito deslissamento. A regulagem grossa é feita com auxílio de duas réguas de ajuste em aço, fixadas na carcaça e associadas a

duas guias de encaixe em forma de V, em ferro fundido, existente no cabeçote móvel. Ambas são perfeitamente usinadas.

O ajuste fino, quando necessário, é conseguido através da regulagem do conjunto biela-junta articulada.

O movimento descendente do cabeçote é realizado em duas etapas: a primeira, de aproximação rápida e a segunda, de prensagem da mistura, conseguidas, respectivamente, pela decompressão da alavanca de pedal e pela compressão da de mão com esforço de aproximadamente 25 Kgf.

Invertendo-se o sentido do movimento da alavanca de mão e, em seguida, comprimindo a de pedal, ocorrerá o movimento ascendente do cabeçote móvel.

3.3. Sistema de expulsão

É constituído de uma alavanca inter-fixa, em chapa preta, com seu ponto de apoio sobre dois mancais, fixados por quatro parafusos à carcaça da máquina. Uma de suas extremidades tem a forma de pedal, capaz de receber esforço vertical. A outra é solidária à extremidade inferior de um eixo cilíndrico duplamente articulado, feito em aço redondo.

A extremidade superior do eixo articula-se com um conjunto de placas, em chapa preta, situadas em dois planos paralelos. No inferior existe um e no superior quatro módulos, que são denominados tampa de contra-prensagem, cada uma, rigidamente solidária com a inferior por meio de dois pinos do mesmo material. Esta tampa de contra-prensagem serve de fundo móvel da caixa-molde.

Nas extremidades da placa do plano inferior existem quatro dispositivos que deslizam sobre correspondentes guias fixadas à carcaça da caixa-molde. Estas guias orientarão a tampa de contra prensagem em seu deslocamento, de sorte que venha ocupar sempre posições paralelas entre si, garantindo desta forma planicidade e paralelismo das faces dos tijolos recém-prensados.

Aplicando-se com o pé, no pedal da alavanca, um esforço vertical de cima para baixo, com cerca de 8 Kgf, esta, por sua outra extremidade, transmitirá ao eixo articulado um movimento em sentido contrário e que, graças sua articulação, elevará a tampa de contra-prensagem. Nesse movimento ascensional,

a tampa de contra-prensagem leva consigo os quatro tijolos recém-prensados, de sorte que suas faces inferiores fiquem tangenciando a mesa da máquina e possam ser empurrados sobre ela pela forma de alimentação.

Aliviado o esforço no pedal, por ação de seu próprio peso, a tampa de contra-prensagem desce à sua posição inicial.

3.4. Sistema de Alimentação

Compõe-se, em essência, de duas partes que se acoplam à máquina propriamente dita.

A primeira é um dispositivo de alimentação, composto de forma com, forma, dimensões e demais características idênticas as da caixa-molde; de duas hastes-guias e de um conjunto de alavancas que trabalham no plano horizontal.

A segunda, é um dispositivo de matéria prima, confeccionado em chapa preta, com formato de tronco de pirâmide, base quadrada, invertido, tendo o fundo em plano mais elevado que o da mesa da máquina e provido de uma lâmina de aço capaz de permitir, por gravidade, o fluxo descendente de matéria prima necessária ao enchimento da forma e capaz ainda de vedar sua saída, quando a mesma forma estiver fora de posição de carregamento.

A forma de alimentação, uma vez carregada, é levada com auxílio do conjunto de alavancas, através das hastes guias, em direção à caixa-molde. Este deslocamento provoca, de início, o empurramento sobre a mesa da máquina dos tijolos recém-prensados e aflorados e, depois, o enchimento da caixa-molde com nova quantidade de mistura a ser compactada.

4. Modo de operação

- regular a tampa de contra-prensagem para que cada forma da caixa-molde tenha seu volume limitado ao pré-fixado;

- pressionar a alavanca do pedal do sistema de prensagem até que o cabeçote móvel do sistema atinja sua posição limite superior;

- carregar a forma de alimentação com o volume pré-fixado da mistura a ser levada à caixa-molde;

- deslocar a forma de alimentação até sobrepôr-se à caixa-molde. Por gravidade, a mistura contida em seu interior é

transferida para a caixa-molde;

- voltar a forma de alimentação à posição inicial para recarregamento;

- despressionar a alavanca de pedal do sistema de prensagem de sorte a trazer de volta o cabeçote móvel do sistema à posição inicial;

- pressionar, de cima para baixo, a alavanca manual do sistema de prensagem de 1/6 de volta;

- retornar, por deslocamento inverso, a alavanca manual do sistema de prensagem à posição inicial;

- pressionar a alavanca de pedal do sistema de prensa-gem, até que o cabeçote móvel do sistema atinja sua posição limite superior;

- pressionar, de cima para baixo, o pedal da alavanca do sistema de expulsão, até que a face superior da tampa de contra-prensagem tangencie a superfície superior da mesa da má-quina;

- deslocar novamente a forma de alimentação, já recarregada, até que se sobreponha à caixa-molde. Nesta fase ocorrerá o empurramento dos tijolos recém-prensados sobre a superfície da mesa da máquina;

- despressionar o pedal da alavanca do sistema de expulsão. Em consequência, a tampa de contra-prensagem volta à posição inicial;

- repetir o processo.

5. Produto

Elegeu-se o solo-cimento como matéria-prima, fixando-se na mistura recomendada de Latosol Vermelho Amarelo, fase Ter-raço (LV₁), 10% de cimento e 15 dias de secagem, que denominou-se de SOLO-CIMENTO I [1].

Sem considerar o teor ótimo de umidade e consequente compactação, foi realizada a mistura de solo-cimento recomendada, determinando a porcentagem de água necessária (10% do volume da mistura).

Levada a mistura ao equipamento projetado e executado, obtiveram-se tijolos de solo-cimento tendo como referência a EB - 19 da ABNT. Foram ensaiados à compressão, ao desgaste por

atrito e à penetração, recomendando-se o tijolo com 10 mm de compactação e 2000 Kgf/cm² de carga de compactação como um substitutivo, dentro das mesmas características técnicas, do tijolo cerâmico maciço.

6. Conclusão

O equipamento que foi projetado para a produção do tijolo é totalmente mecânico, de estruturação robusta, de fácil manutenção, de pequeno volume, de simples operação mesmo por pessoa não especializada, de fácil transporte, de produção e de preço de custo compatíveis com sua destinação. Estas características permitem seu emprego junto ao canteiro de obra.

Registre-se a vantagem decorrente da possibilidade de fácil e rápida substituição de sua caixa-molde quer para repa-ros, quer para obtenção de outros produtos: telhas ou calhas.

É especialmente indicado para médios, proprietários rurais e construtores. À medida que a pujança de seu proprietário aumentar, o equipamento pode ser agrupado em bateria, alimentada por betoneiras e servida por esteira transportadora.

REFERÊNCIAS

- [1] Fernandes, A.G.F., Solo-Cimento - Estudo com o Latosol Vermelho Amarelo - Fase Terraço, existente em Guaratinguetá - Estado de São Paulo - Tese de Doutorado, FEG-UNESP, Guaratinguetá, (1973).
- [2] Associação Brasileira de Cimento Portland. Normas de dosagem e métodos de ensaio, (1977).
- [3] De Hartog, J.P., Vibrações nos sistemas mecânicos, Edgard Blücher, São Paulo, (1972).
- [4] Dubbel, H., Manual del Constructor de Maquinas, Labor Barcelona, (1969).
- [5] Faires, V.M., Elementos Orgânicos de Máquinas, Ao Livro Técnico, Rio de Janeiro, (1966).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-19 P.P. 181 - 190

UFU

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM DISPOSITIVO DE ENSAIO DE FADIGA DE PRÓTESES VALVARES

EDUARDO AKIRA MISAWA

Professor Auxiliar de Ensino - Escola Politécnica - USP - Dep. Engenharia Mecânica
Engenheiro-Pesquisador - Divisão de Bioengenharia do Inst. do Coração - HC.FMUSP
São Paulo - SP - Brasil

OCTÁVIO MAIZZA NETO

Professor Assistente - Doutor da Escola Politécnica - USP - Dep. Engenharia Mecânica
São Paulo - Brasil

KENJI NAKIRI

Diretor da Divisão de Bioengenharia do Instituto do Coração - HC.FMUSP
São Paulo - SP - Brasil

SUMÁRIO

No desenvolvimento de próteses valvares (válvulas cardíacas artificiais) é necessário estudar a durabilidade das mesmas. O presente trabalho apresenta uma nova concepção de dispositivo de ensaio de fadiga de próteses valvares e documenta o desenvolvimento do mesmo. Apresenta-se uma rápida descrição do equipamento bem como os resultados dos ensaios de desempenho do equipamento. Os resultados obtidos mostram que o equipamento está em condições de iniciar os ensaios de fadiga de próteses valvares.

SUMMARY

For development of heart valve prostheses is necessary to verify the durability of the these prostheses. The present work presents a new concept of accelerated fatigue testing machine for artificial heart valves and describe the development of this device. It is shown a brief description of the equipment and the results of performance test of the equipment are included. These results show that the equipment is ready to start the artificial heart valve fatigue testing.

1. Introdução

A estimativa da durabilidade de próteses valvares é feita segundo dois métodos básicos: estimativa segundo a curva tensão de fadiga - número de ciclos para a fadiga ("Diagrama S-N" ou "Curva de *Wöhler*") dos materiais usados na fabricação de próteses valvares ou estimativa através de um ensaio de fadiga da própria prótese.

O ensaio de fadiga da própria prótese montada é o assunto deste trabalho.

É desejável que os ensaios de fadiga de próteses montadas sejam feitas com um carregamento semelhante àqueles encontrados em próteses implantadas em pacientes, isto é, a amplitude das tensões mecânicas e a sua distribuição ao longo da válvula, bem como a variação das tensões como função do tempo devem ser semelhantes às fisiológicas.

Visto que as tensões mecânicas na prótese são devidas a efeitos hidrodinâmicos é necessário que o escoamento através da válvula satisfaça a semelhança dinâmica do escoamento. No caso de próteses valvares as principais forças envolvidas são as forças inerciais, forças viscosas e forças devida à pressão. Isto significa que o número de *Reynolds* e o parâmetro α de *Wamerslay* [5] devem ser conservados [6,7]. Para satisfazer a semelhança dinâmica do escoamento é necessário em tão impor que:

$$\frac{Q_s}{Q_f} = \frac{v_s}{v_f} = \frac{fr_s}{fr_f} = K \quad (1)$$

onde: Q = vazão na prótese

v = viscosidade cinemática

fr = frequência de pulsação do escoamento

K = constante de aumento na frequência

Os índices "s" e "f" indicam sistemas de ensaio e sistema fisiológico, respectivamente.

A expressão (1) permite determinar a vazão de ensaio para um dado aumento K na frequência de pulsação do escoamen

to, porém traz como efeito paralelo um aumento de K^2 -vezes nas tensões mecânicas.

Analisando os equipamentos para ensaio de fadiga acelerado de próteses valvares apresentados anteriormente [1,4] verifica-se que este princípio não foi seguido.

Neste trabalho propõe-se um novo equipamento para ensaio de fadiga acelerado de próteses valvares que procure da melhor forma possível, obedecer o princípio da semelhança dinâmica do escoamento, e "gerar" curvas de pressões no equipamento, mais fisiológica possível.

2. Concepção do Equipamento

O equipamento proposto e construído consta basicamente de um "gerador" de onda "retangular" de pressão e de um circuito constituído de resistências e capacitâncias fluidas para "conformar" a curva de pressões.

Um esquema do equipamento é apresentado na figura 1.

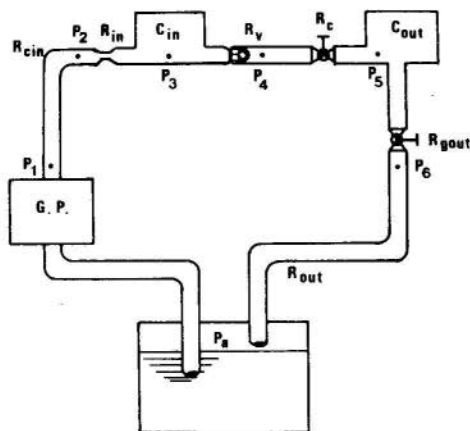


Fig. 1 - Esquema do circuito hidráulico.

O "gerador de pulsos" G.P. aplica a excitação sob forma de onda de pressão na entrada do circuito de ensaio. A válvula R_v fica entre dois capacitores hidropneumáticos que têm a

função de juntamente com as resistências tornar as curvas semelhantes às fisiológicas. Através da semelhança dinâmica do escoamento fixou-se inicialmente, os seguintes parâmetros:

$$v_s = 1,48 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (1,48 \cdot 10^{-1} \text{ stokes})$$

$$fr_s = 320 \text{ cpm}$$

$$Q_s = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{valor de pico})$$

Acredita-se que apesar do aumento nas tensões decorrentes da imposição da semelhança dinâmica do escoamento, esta condição deve ser mantida para garantir uma distribuição de tensões o mais fisiológica possível.

O número adimensional de pressão não foi considerado, tendo em vista que a diferença de pressão na válvula é consequência da perda de carga na mesma.

3. Modelo Matemático do Sistema

O circuito hidráulico esquematizado na figura 1 foi modelado através da técnica de BOND-GRAPH [8], resultando o Bond-Graph da figura 2.

As equações de estado do sistema são obtidas do Bond-Graph da figura 2 e estão apresentadas a seguir:

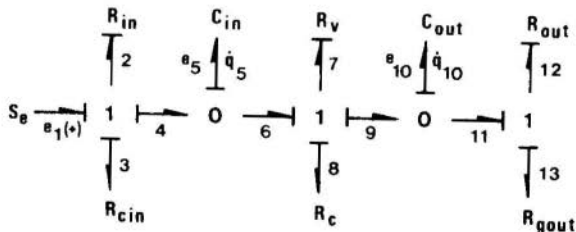


Fig. 2 - Bond-Graph do circuito hidráulico.

$$e_5 = \frac{q_5}{C_5} \quad (2)$$

$$P_{ao} = R_8 f_7 + \frac{q_{10}}{C_{10}} \quad (3)$$

$$\Delta P = e_5 - P_{ao} \quad (4)$$

$$\text{Se } \Delta P \geq 0 \text{ então } f_7 = \frac{1}{R_7 + R_8} \left(\frac{q_5}{C_5} - \frac{q_{10}}{C_{10}} \right) \quad (5)$$

$$\text{Se } \Delta P < 0 \text{ então } f_7 = 0 \quad (6)$$

$$\dot{q}_5 = \frac{1}{R_2 + R_3} \left(e_1 - \frac{q_5}{C_5} \right) - f_7 \quad (7)$$

$$\dot{q}_{10} = f_7 - \frac{1}{R_{12} + R_{13}} \frac{q_{10}}{C_{10}} \quad (8)$$

$$e_{10} = \frac{q_{10}}{C_{10}} \quad (9)$$

onde:

e_5 = pressão no capacitor C_{in}

e_{10} = pressão no capacitor C_{out}

P_{ao} = pressão imediatamente à jusante da prótese

e_1 = pressão de excitação (saída do "gerador de pulsos")

f_7 = vazão na prótese valvar

q_5 e q_{10} = *generalized displacement* ou deslocamento generalizado associado às pressões e_5 e e_{10} (neste caso, é o volume deslocado no capacitor).

Observa-se que as expressões (5) e (6) definem a prótese valvar como válvula de retenção ideal. O modelo matemático foi simulado através do programa PSSD - *Programa Simulador de Sistemas Dinâmicos*, sendo que os resultados de simulações

preliminares é exemplificado mais adiante.

4. Descrição do Protótipo

O protótipo desenvolvido é ilustrado pelas fotografias das figuras 3 e 4.



Fig. 3 - Vista da linha de ensaio montado na mesa do equipamento.

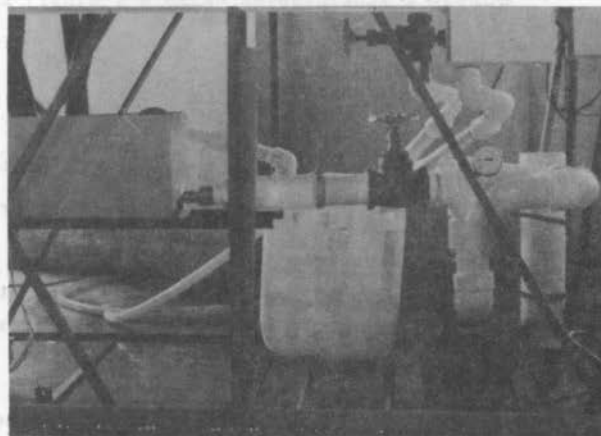


Fig. 4 - Vista geral do equipamento. Pode se ver o reservatório do gerador de pulso (à esquerda), o reservatório principal e a bomba (à direita).

Na figura 3 pode-se ver a linha de ensaio (duas) com a resistência e capacitor hidropneumático. Durante o desenvolvimento verificou-se que o capacitor à montante da prótese valvar (fig.1) poderia ser retirado, o que foi feito na versão apresentada neste trabalho.

Na figura 4 pode-se ver a bomba que fornece a potência para o circuito e dois reservatórios. Dentro do reservatório auxiliar (à esquerda) foi montado o "gerador de pulso" que nada mais é do que uma válvula direcional do tipo rotativo. Os resultados do ensaio do equipamento é apresentado na próxima seção.

5. Resultados

5.1. Simulações preliminares

Foram feitas inúmeras simulações para verificar a viabilidade da concepção proposta. Na figura 5, pode ser observada dois exemplos de resultados obtidos. As curvas ilustradas mostraram que o equipamento está perfeitamente viável.

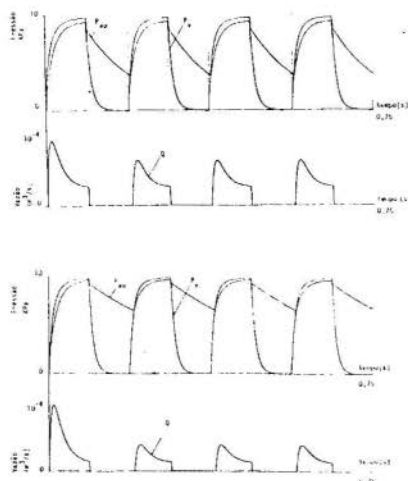


Fig. 5 - Simulações preliminares. (P_v = pressão à montante da prótese valvar; P_{ao} = pressão à jusante da prótese valvar).

5.2. Resultados de Ensaio Experimentais de Desempenho do Protótipo.

Os ensaios com o protótipo forneceram resultados exemplificado na figura 6. As curvas de pressões obtidas reproduzem aproximadamente as curvas de pressões fisiológicas [9,11]

Devido às limitações nos instrumentos disponíveis para acompanhamento dos ensaios, alterou-se as condições de ensaio para : frequência de 180 ciclos por minuto, viscosidade do fluido de 6 centistokes ($6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) (mistura de 60% de glicerina em água).

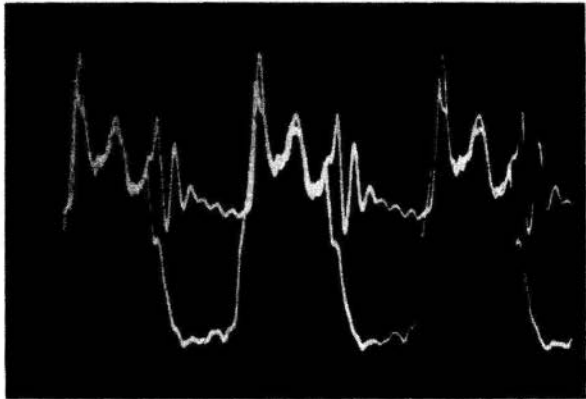


Fig. 6 - Resultado de ensaio com o protótipo.

Observou-se oscilações na pressão durante a fase de abertura da válvula com amplitudes maiores do que aqueles encontrados nas pressões fisiológicas. Houve ocorrência de um transitório hidráulico após o fechamento da válvula, transitório este que não pôde ser amortecido através do aumento na resistência.

Tendo em vista os problemas nos resultados, verificou-se se estas oscilações podem ocorrer em alguns casos em pa-

cientes e verificou-se através de registro de pressões de ca-
teterismo, que há ocorrência de oscilações de pressão em al-
gumas pessoas.

Sendo assim, pode-se dizer que o equipamento está em
condições de iniciar testes de fadiga de próteses valvares.

O equipamento necessita, no entanto, de um capacitor
hidropneumático junto à prótese para amortecer as oscilações
ocorridas e esta modificação está sendo estudada.

6. Conclusão

Foi apresentada uma nova concepção de equipamento para
ensaio de fadiga de próteses valvares. Apresentou-se rapida-
mente o modelo matemático e o protótipo construído.

Os resultados dos ensaios preliminares que comprovam
a viabilidade do equipamento foi apresentada, bem como o re-
sultado do ensaio do protótipo.

Concluiu-se que o equipamento está em condições de ini-
ciar os ensaios de fadiga de próteses valvares.

REFERÊNCIAS

- [1] Steinmetz, G.P. et al., "An improved accelerated fatigue machine and pulse simulator for testing and developing prosthetic cardiac valves". J. Thorac. Cardio. Surg. 47 (2):186-198, fev. 1964.
- [2] Almond, C.H. et al., "A physiological approach to high-frequency testing of prosthetic ball valves". J. Thorac. Cardio. Surg. 67(6):839-848, 1974.
- [3] Chetta, G.E. et al., "Fabrication and evaluation of a tri-leaflet prosthetic heart valves". In: 1975 - Advances in Bioengineering. Texas. The Amer.Soc.Mech.Eng., nov. dez. 1975. p.66-69.
- [4] Clark, R.E. et al., "Durability of prosthetic heart valves". An. Thorac. Surg. 26(4):323-335, out. 1978.
- [5] McDonald, D.A. Blood flow in arteries. Baltimore. The Williams & Wilkens Co., 1974.
- [6] Roschke, E.J. "An engineer's view of prosthetic heart valve performance". Biomat. Med. Dev. and Artif. Org., 1(2): 349-390, 1973.

- [7] Temple, L.J. et al., "Principles of fluid mechanics applied to some situation in the human circulation and particularly to the testing of valves in a pulse duplicator" Thorax, 19:261-267, 1964.
- [8] Karnopp, D. & Rosenberg, R., System dynamics: A unified approach. New York, s/d.
- [9] Spencer, M.P. et al., "Dynamics of the normal aorta". Circulation Research, 6: 491-500, jul. 1958.
- [10] Spencer, M.P. & Greiss, F.C. (s.t). Circulation Research, 10:274, 1962.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-20

P.P. 191 - 200

UFU

MICRO-TORQUÍMETRO DINÂMICO

Philemon Melo Cunha

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC/RJ

Antonio da Silva Castro Sobrinho

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC/RJ

SUMÁRIO

Este trabalho trata da construção, calibração e características de funcionamento de um Micro-Torquímetro Dinâmico destinado a medir torque em eixos girantes de modelos de cataventos. O aparelho tem aplicação na medição em geral de torques de pequena intensidade e apresenta algumas características favoráveis na comparação com outros instrumentos utilizados para este propósito. O instrumento mede torques na faixa de 3 à 50 grama-centímetro. Realizou-se medidas em modelos de cataventos e constatou-se a repetição dos resultados.

SUMMARY

This paper deals with the construction, calibration and characteristics of functioning of a Dynamic Micro-Torque Wrench. It is used to measure torque on turning shafts of windmill models. The instrument maybe applied to measure small torque in general and it has some good characteristics when compared with others devices used towards the same objective. It measure torque between 3 and 50 gram-centimeter. Two windmill models were used to demonstrate the functioning of the instrument and the repetition of the results was observed.

1. Introdução

A potência absorvida pelas pás do rotor eólico não pode ser utilizada integralmente. Parte dessa potência é perdida nos mancais do eixo do próprio rotor, o restante é a parcela líquida, ou seja, é a potência útil gerada pelo rotor eólico. Tal perda é a potência de atrito e sua medição será referida neste trabalho. Já a potência útil pode ser medida com o Micro-Torquímetro Dinâmico. No entanto, essa não é a única finalidade do instrumento, ele pode ser utilizado para medir torque em qualquer eixo girante e, além disso, servir como calibrador de outros instrumentos, usados para o mesmo propósito, por exemplo, geradores de corrente contínua. Esses geradores vem sendo empregados na análise de modelos de cataventos. O presente aparelho pretende contornar algumas limitações destes geradores.

O instrumento permite que se meça o torque no eixo de um modelo de rotor eólico para diversas velocidades de rotação. A variação dessa velocidade é feita através do próprio sistema de acoplamento do instrumento ao eixo. Isso amplia as possibilidades de utilização do Micro-Torquímetro Dinâmico na análise dos mais diversos tipos de equipamentos, tais como: pequenos motores elétricos, modelos de máquinas a vapor e de turbinas.

2. O Micro-Torquímetro Dinâmico

O princípio de funcionamento do Micro-Torquímetro Dinâmico é baseado na Lei de Hooke aplicada a uma barra de torção linear de seção reta retangular. Uma vez aplicado um certo torque sobre a barra de torção, esta é torcida de um ângulo proporcional. Tal proporcionalidade é uma constante nas barras (molas) lineares até uma torção máxima onde inicia-se a plastificação da barra, causando deformações plásticas e tornando-a não mais linear. Essa torção máxima é o que determina o torque máximo que pode ser aplicado à barra de torção.

$$T = K \Delta\theta \quad (1)$$

onde: T - torque aplicado à barra de torção (g.cm)
 K - constante de proporcionalidade elástica (g.cm/grau)
 $\Delta\theta$ - ângulo de torção relativo às extremidades da barra (grau)

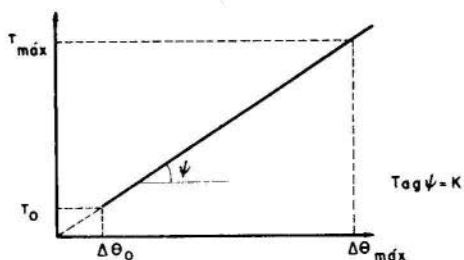


Fig. 1. Curva tipo da barra de torção

A Figura 1 mostra o comportamento da barra de torção descrita anteriormente. O torque T_0 é o mínimo valor a partir do qual se torna perceptível a torção sobre a barra. Isso porque, o sistema de fixação da barra de torção no Micro-Torquímetro Dinâmico possui folgas necessárias para a sua livre contração durante a torção, ou seja, a barra quando torcida diminui de comprimento. Caso ela não estivesse livre para se contrair, seu comportamento não seria linear e o valor $\Delta\theta_{m\acute{a}x}$ seria sensivelmente diminuído. É importante ressaltar que a contração sofrida pela barra é muito pequena comparada com o seu comprimento, isto garante que para a faixa de $\Delta\theta$ de uso da barra, a resposta continua sendo linear.

Sistema de Atrito. O sistema de atrito mostrado no CORTE A-A da Figura 2 é o mecanismo de acoplamento do instrumento ao eixo onde se deseja medir o torque. O atrito entre o eixo e o O-ring gera uma força tangencial ao eixo, gerando um binário que é transmitido à barra de torção e traduzido pela escala, impressa no cilindro mais externo.

É importante notar que devido à simetria do sistema de atrito, não é aplicado nenhum carregamento, axial ou radial, ao eixo girante, evitando interferências no mecanismo do próprio eixo durante a medição do torque, que poderiam modificar a potência de atrito interna ao sistema sendo analisado.

O sistema de atrito possibilita a regulação da velocidade de rotação do eixo. Por exemplo, no caso da análise de cataventos, é necessário conhecermos o comportamento do torque fornecido pelo seu eixo em função da sua velocidade de ro

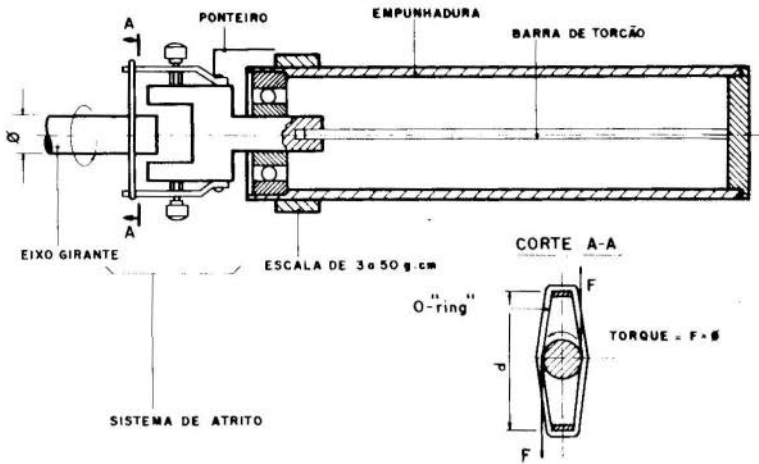


Fig. 2. Micro-Torquímetro Dinâmico

tação. O sistema de atrito controla a velocidade de rotação do eixo através da variação da distância d (Figura 2). Para diminuir a rotação basta aumentar a distância d , aumentando o valor de F . Para aumentar a rotação diminui-se a distância d . O controle dessa distância é feito por dois parafusos que controlam as alavancas onde é preso o O-ring (Figura 1 e 2).

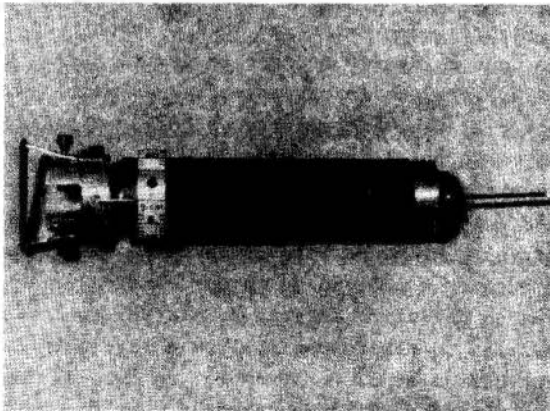


Fig. 3. Micro-Torquímetro Dinâmico

Calibração do instrumento. A calibração do Micro-Torquímetro Dinâmico consiste na determinação da constante de proporcionalidade elástica da barra de torção e posterior construção da escala de torque. Essa escala relaciona o ângulo de torção da barra com o torque medido pelo instrumento, fornecendo os valores medidos em g.cm (grama-centímetro).

A determinação da constante de proporcionalidade elástica foi feita estaticamente, ou seja, aplicando-se vários torques com um sistema de alavanca-peso e determinando-se o ângulo de giro da barra. Assim, conhecido o valor de $K = 0,165$ g.cm/grau, constrói-se a escala, usando-se simples relações geométricas.

O instrumento mede torques, traduzidos diretamente em sua escala, desde 3 até 50 g.cm, onde esses limites foram de terminados em função das limitações da barra de torção, descritas anteriormente.

O zero do instrumento é aferido deslocando-se a escala com o instrumento livre de carregamento. A escala ainda permite que se meça torques nos dois sentidos de giro. Para tal, basta que ela seja posta na posição desejada.

3. Medição de Torque em Modelos de Cataventos

O Micro-Torquímetro Dinâmico possibilita a análise de modelos de cataventos através da medição do seu torque útil, para diversas velocidades de rotação do eixo.

Na análise de um modelo de catavento deseja-se determinar a sua curva característica, ou seja, do coeficiente de potência (CP) versus razão de velocidades (λ):

$$CP = \frac{Pt}{\frac{1}{2} \rho_{ar} V^3 A} \quad (2)$$

onde: Pt - potência total absorvida; V - velocidade do vento
 ρ_{ar} - densidade do ar; A - área de obstrução do vento

$$\lambda = \frac{w R}{V} \quad (3)$$

onde: R - raio máximo da hélice do catavento
w - velocidade de rotação do catavento

Tanto CP como λ são adimensionais.

A potência total absorvida \hat{e} a soma de duas parcelas. A primeira \hat{e} a potência \hat{u} til que \hat{e} medida no eixo do catavento e usada para produzir trabalho mecânico. A segunda \hat{e} a potência de atrito que \hat{e} dissipada sob forma de calor nos mancais do eixo do catavento.

$$P_t = P_a + P_u \quad (4)$$

O Micro-Torquímetro Dinâmico mede o torque \hat{u} til (T_u) para diversas velocidades de rotação. Assim, a potência \hat{u} til (P_u) fica determinada.

$$P_u = T_u \cdot w \quad (5)$$

A potência de atrito (P_a) \hat{e} medida por um processo indireto. Através do levantamento da curva de desaceleração do catavento (curva $w(t)$), determina-se o torque de atrito (T_a) usando a 2^a Lei de Newton aplicada aos corpos girantes;

$$T_a = I \frac{dw}{dt}$$

onde: I - momento de inércia das partes girantes do catavento

Esse processo inclui a simulação da força de arraste atuante sobre a hélice do catavento. Isso porque, o carregamento sobre os rolamentos do catavento influencia diretamente na intensidade do torque de atrito. Todo o processo está descrito na Referência [1].

A potência de atrito fica assim determinada,

$$P_a = T_a \cdot w \quad (7)$$

Essa análise \hat{e} feita para velocidade do vento (V) constante. Sendo assim, o coeficiente de potência \hat{e} função apenas da razão de velocidades.

Na Figura 4 vê-se o esquema do catavento utilizado para a análise. Foram feitas medições para hélices com ângulo de inclinação $\beta = 45^\circ$ e $\beta = 15^\circ$.

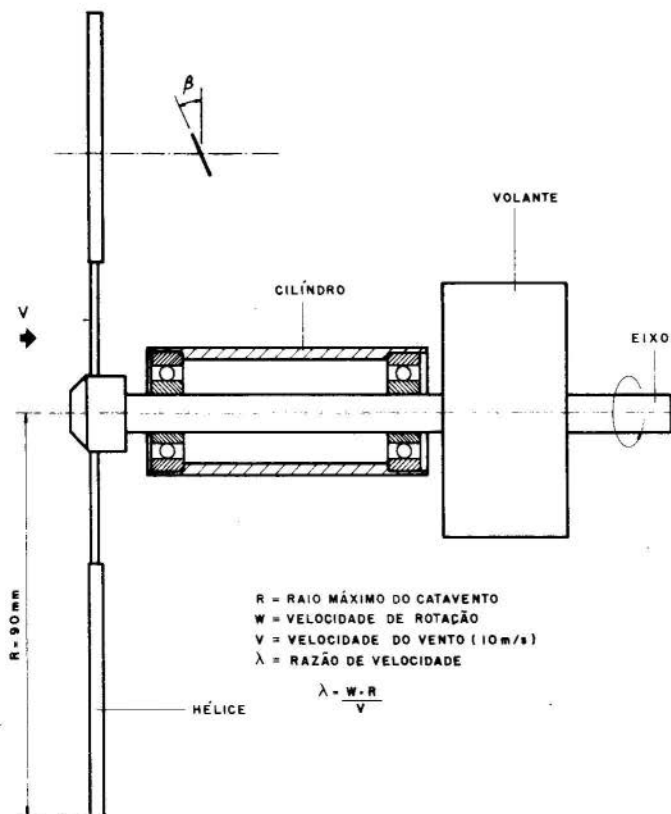


Fig. 4. Catavento

Resultados para $\beta = 45^\circ$. A curva $CP \times \lambda$ tem o formato característico das curvas apresentadas na Referência [2]. Este fato, juntamente com a repetitividade dos resultados obtidos, demonstra a aplicabilidade do Micro-Torquímetro Dinâmico na análise de modelos de cataventos.

Devido ao baixo valor de CP máximo, repetiu-se o experimento para $\beta = 15^\circ$. Previu-se que a diminuição de β aumentaria a faixa de velocidades do catavento, aumentando o valor do CP máximo.

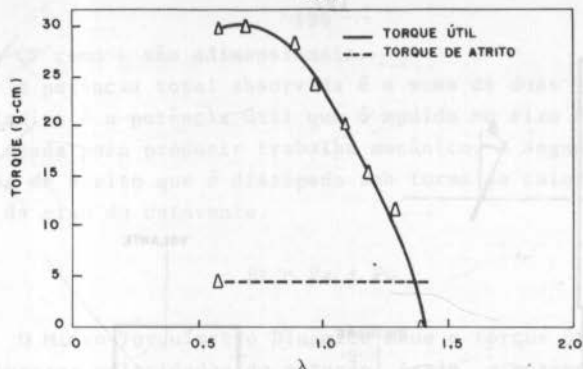


Fig. 5. Torque útil e torque de atrito para $\beta = 45^\circ$

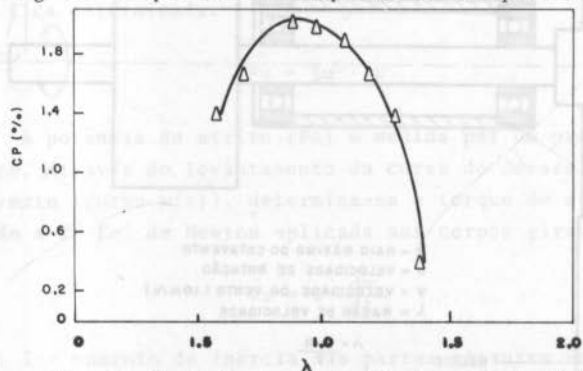


Fig. 6. Coeficiente de potência para $\beta = 45^\circ$

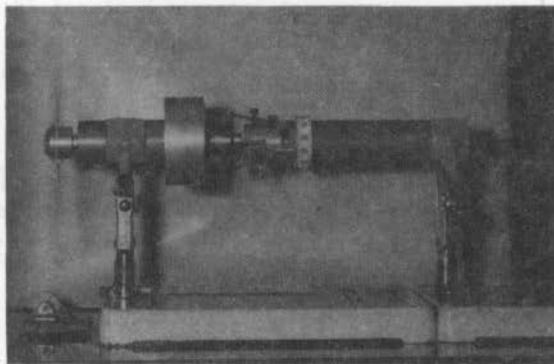


Fig. 7. Medição do torque útil com o Micro-Torquímetro Dinâmico

Resultados para $\beta = 15^\circ$. Novamente a coerência e repetitividade dos resultados confirmaram a eficiência do instrumento (Figura 8 e Figura 9).

Verificou-se, também, que a diminuição de β aumentou a faixa da razão de velocidades do catavento e o valor de CP máximo, como foi previsto.

Para este valor $\beta = 15^\circ$ observou-se muita vibração nas pás da hélice. Isso pode ser interferido nos resultados do processo de medição do torque de atrito. Tal problema pode ser contornado ampliando-se a seção de escoamento do túnel de vento utilizado [1].

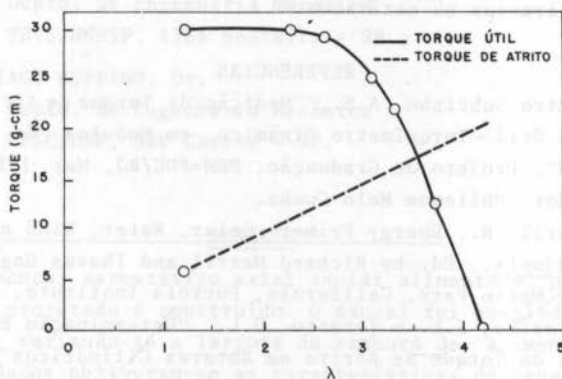


Fig. 8. Torque útil e torque de atrito para $\beta = 15^\circ$

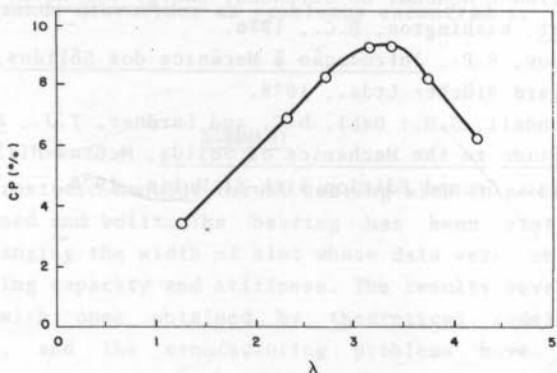


Fig. 9. Coeficiente de potência para $\beta = 15^\circ$

4. Conclusão

O Micro-Torquímetro Dinâmico é um instrumento versátil e de manuseio simples. Suas aplicações são inúmeras e sua precisão fica garantida pela calibração estática.

As medidas efetuadas com o instrumento forneceram resultados coerentes e repetitivos, confirmando sua eficiência na medição de torque de modelos de cataventos para diversas velocidades de rotação.

A utilização do instrumento na análise de modelos de cataventos mostrou-se satisfatória. Além disso, as possibilidades de sua utilização são inúmeras, podendo ser utilizado como padrão para instrumentos destinados à medição de torque em eixos, girantes ou estáticos.

REFERÊNCIAS

- [1] Castro Sobrinho, A.S., "Medição de Torque de Atrito e Torque Útil - Torquímetro Dinâmico, em Modelos de Cataventos", Projeto de Graduação, DEM-PUC/RJ, Mar. 1985, Orientador: Philemon Melo Cunha.
- [2] Merril, R., Energy Primer: Solar, Water, Wind and Biofuels. Ed. by Richard Merril and Thavas Gage. Rev. ed. Merlo Park, California, Portola Institute, 1978.
- [3] Scieszko, J.L. e Zoratto, D.L., "Determinação Experimental do Torque de Atrito em Rotores Cilíndricos", Anais do VI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, V.C., Trab. C-26, pp. 269-277, Rio de Janeiro, 15-18 Dez.1981.
- [4] NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES, Energy for Rural Development, Washington, D.C., 1976.
- [5] Popov, E.P., Introdução à Mecânica dos Sólidos, Editora Edgard Blücher Ltda., 1978.
- [6] Crandall, S.H.; Dahl, N.C. and Lardner, T.J., An Introduction to the Mechanics of Solids, McGraw-Hill Kogakusha Ltda., Second Edition with SI Units, 1978.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-21

P.P. 201 - 210

UFU

ANÁLISE DE UM MANCAL AEROSTÁTICO AXIAL ANULAR ALIMENTADO POR RANHURA

JOSÉ MARIA CAMPOS DOS SANTOS, M.Sc.

Depto. de Engenharia Mecânica
FEIS/UNESP, Ilha Solteira - SP

ROSALVO TIAGO RUFFINO, Dr.

Depto. de Engenharia Mecânica
EESC/USP, São Carlos - SP.

SUMÁRIO

Um mancal aerostático axial anular alimentado por ranhura foi projetado e construído. O mancal foi ensaiado estáticamente, variando-se a largura da ranhura de alimentação, de cujos dados obtiveram-se as características de capacidade de carga e rigidez. Os resultados foram comparados com as estimativas teóricas obtidas através dos vários modelos da literatura, sendo discutidos os problemas encontrados.

SUMMARY

A aerostatic annular thrust bearing with inlet slot has been designed and built. The bearing has been statically tested, changing the width of slot whose data were obtained load carrying capacity and stiffness. The results have been compared with ones obtained by theoretical models of literature, and the manufacturing problems have been discussed.

1. Introdução

Mancais aerostáticos com alimentação por ranhura estão baseados no princípio "Dee-slot" o qual foi explicado pela primeira vez por SHIRES e DEE [1] em 1967. O sistema de alimentação por ranhura proporciona uma larga variedade de configurações de mancais, onde algumas destas apresentam vantagens significativas sobre a maioria dos projetos convencionais. Contudo, a tecnologia necessária a sua fabricação é extremamente refinada exigindo o desenvolvimento de técnicas de fabricação que viabilizem a sua construção.

Este trabalho mostra uma configuração do mancal aerostático axial anular alimentado por ranhura, inteiramente desenvolvido com tecnologia nacional, onde se analisam o seu desempenho estático e de alguns parâmetros críticos de projeto com maior influência na fabricação.

2. Mancal Aerostático Axial Anular Alimentado por Ranhura

Um mancal aerostático axial anular alimentado por uma ranhura circular contínua está ilustrado esquematicamente na figura 1.

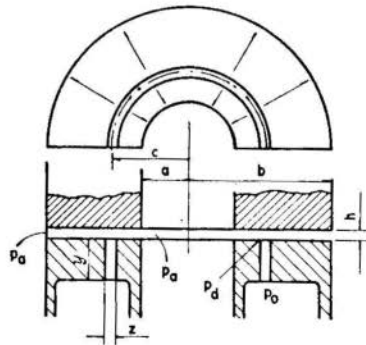


Figura 1 - Esquema do mancal aerostático axial anular alimentado por ranhura.

O mancal consiste de duas placas circulares planas de raio interno a e raio externo b . Uma das placas tem uma ranhura de alimentação circular de raio $c^2 = ab$, largura z e profundidade y . O ar comprimido é fornecido ao reservatório à montante da ranhura a uma pressão p_o , passa através daquela até a folga h , a uma pressão p_d e escoa radialmente até as bordas interna e externa, na pressão atmosférica p_a . Quando a carga axial é aplicada (perpendicularmente a placa do mancal) esta se desloca nesta direção, diminuindo a folga e aumentando a resistência à vazão do ar, de modo que menor quantidade de ar escoará para a atmosfera, reduzindo a queda de pressão na ranhura e fazendo com que a pressão na folga aumente e suporte a carga aplicada.

Os critérios de projeto para mancais aerostáticos axiais anulares alimentados por ranhura foram apresentados por SHIRES [2], POWEL [3] e PORRITT [4]. Como em quase todos os mancais aerostáticos, os modelos teóricos apresentados consideram que os Números de Reynolds e Mach são suficientemente baixos para que o escoamento na ranhura e na folga do mancal sejam tratados como laminar e puramente viscoso e, que a película de gás é isotérmica obedecendo a lei do gás perfeito. Contudo, tais modelos diferem quanto a formulação obtida para a capacidade de carga do mancal tendo em vista as simplificações impostas ao problema. POWELL [3] mostra que, sendo a relação entre o fator de pressão e a carga no mancal independente do tipo de alimentação, então a equação de capacidade de carga para mancais com alimentação por orifícios também se aplica ao mancal alimentado por ranhura. SHIRES [2], considera a queda de pressão da ranhura até as bordas do mancal como sendo linear e mostra que tal simplificação é adequada para o caso de mancais estreitos. PORRITT [4] admite a não-linearidade da distribuição de pressão sobre uma área efetiva do mancal e propõe um método de cálculo mais preciso que os anteriores.

3. Materiais e Métodos ;

Um dos principais desafios tecnológicos a ser enfrentado na construção dos mancais aerostáticos alimentador por ranhura, reside na obtenção da ranhura de alimentação. A dimen-

são da largura desta, normalmente da ordem de alguns micra, e sua geometria, de forma circular contínua, fazem com que este parâmetro se torne o principal responsável pela definição da forma construtiva do mancal.

A figura 2 mostra um esquema da forma construtiva desenvolvida para o mancal. Detalhes construtivos e métodos de controle dimensional são exaustivamente apresentados em [5].

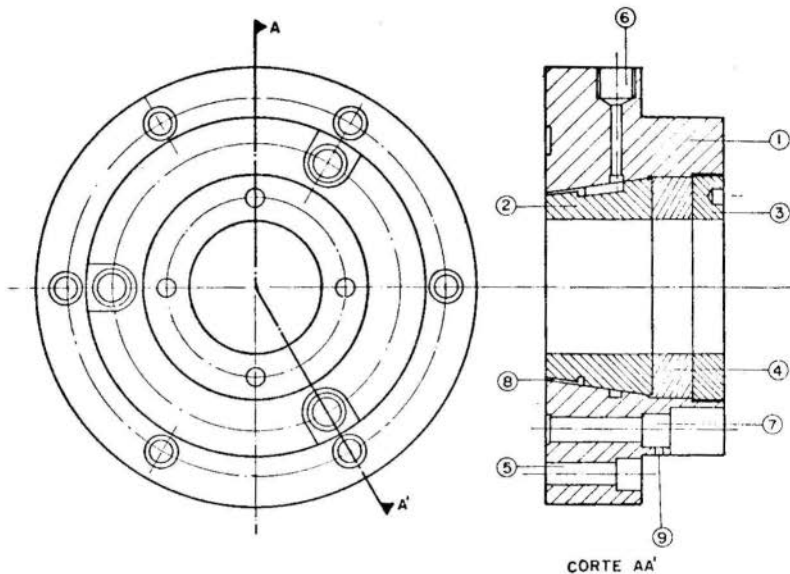


Figura 2 - Forma construtiva do mancal.

O conjunto está constituído por uma peça cônica externa (1) na qual estão montados uma peça cônica interna (2) seguida por um anel de pressão (4) e fixadas pelo anel de fixação (3). A ranhura de alimentação (8) é obtida pelo acoplamento das peças cônicas interna e externa e a uniformidade da sua largura é garantida pela concentricidade do ajuste cônico. O ar comprimido é alimentado através de dois bocais (6) ligados a câmara de distribuição à montante da ranhura. A figura mostra, também, os orifícios dos parafusos de fixação (5) do mancal no banco de ensaios, bem como, os alojamentos para os relógios comparadores (7) e seus parafusos de fixação (9), usados para medir a folga axial do mancal.

Todas as peças do mancal foram feitas de aço ABNT 1045 com exceção da peça cônica externa que teve suas superfícies de trabalho recobertas com cromo duro e da peça cônica interna que foi feita de bronze TM-23 de fundição contínua (70% Cu, 10% Sn, 20 Pb). Na construção das peças foram utilizados os processos convencionais de usinagem, sendo que as peças cônicas internas e externas, por necessitarem de uma maior precisão dimensional, exigiram cuidados especiais na fabricação e montagem [5].

4. Resultados

Os ensaios do mancal foram realizados no banco de ensaios para mancais aerostáticos axiais de PURQUÉRIO [6], onde se obtiveram, para diferentes dimensões de ranhura de alimentação (Tabela 1) os valores de capacidade de carga em função da folga, na pressão de alimentação $p_0 = 4,9 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

Tabela 1 - Dimensões das Ranhuras de Alimentação Ensaaiadas

CARACTERÍSTICAS	Número de Ranhura					
	I	II	I2	II	III	II2
Largura da Ranhura - z (μm)	11,0	13,2	14,2	17,7	18,0	18,8
Varição em z calculado (%)	0	20	29	0	1,7	6,2
Profundidade da ranhura - y (mm)	5			10		

Nas figuras 3 e 4 estão mostrados os pontos experimentais de capacidade de carga em função da folga axial do mancal com as ranhuras I, II, I2 e II, III, II2, respectivamente, bem como as curvas teóricas do mancal com as ranhuras I e II (curvas A, B e C) obtidas segundo os modelos citados anteriormente.

As figuras 5 e 6 mostram as curvas reais de rigidez em função da folga (curvas 1, 2 e 3) do mancal com as ranhuras I, II, I2 e II, III, II2, respectivamente, as quais foram obtidas derivando-se as funções ajustadas a cada conjunto de valores experimentais de capacidade de carga em função da folga [5]. São mostradas, também, as curvas teóricas (curvas 4, 5 e 6) do mancal com as ranhuras I e II, obtidas segundo os modelos mencionados.

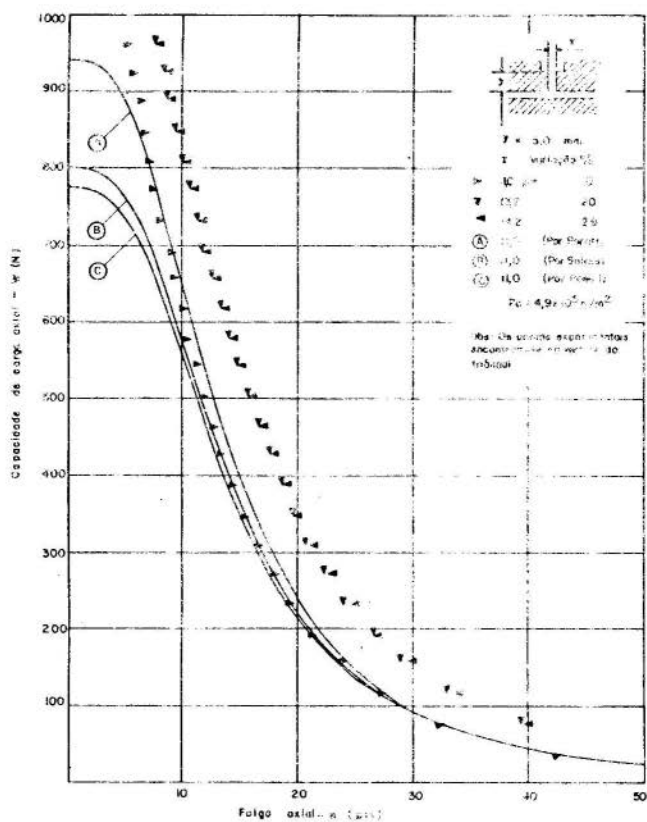


Figura 3 - Capacidade de carga x folga axial do mancal com as ranhuras n^o I, II e III.

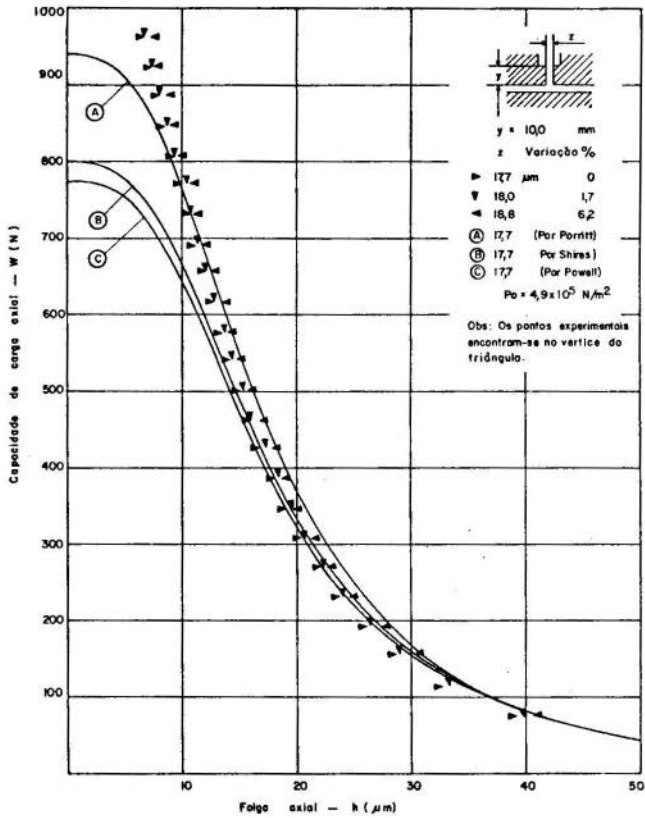
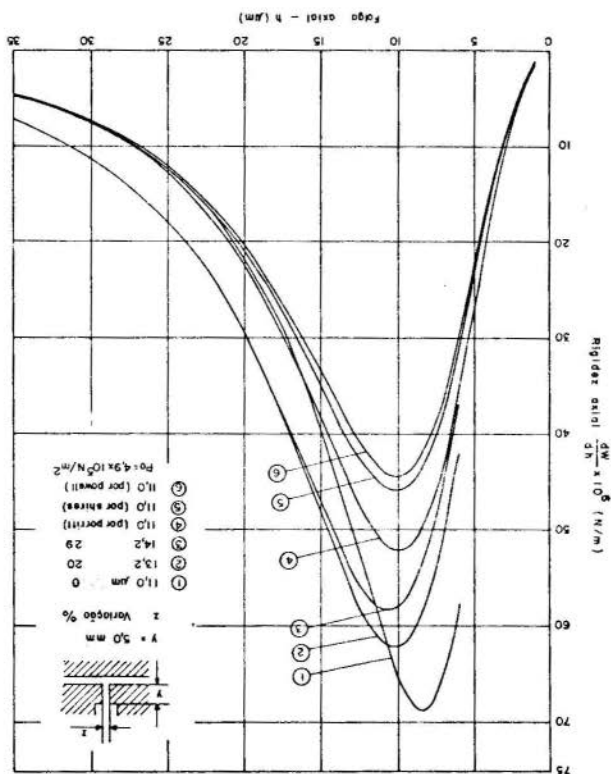


Figura 4 - Capacidade de carga x folga axial do mancal com as ranhuras n° II, III e III2.

Figura 5 - Rigidez axial x folga axial do mancal com as ranhuras nº I, II e 12.



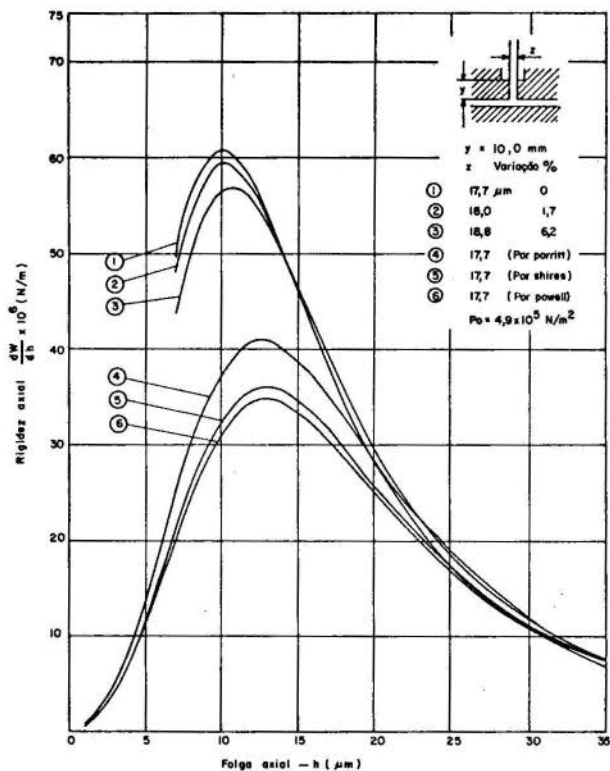


Figura 6 - Rigidez axial x folga axial do mancal com as ranhuras nº II, III e II2.

5. CONCLUSÕES

Dos resultados apresentados no parágrafo anterior pode-se observar que dentre os modelos teóricos propostos o que mais se aproxima da condição real do desempenho do mancal é o de PORRITT [4]. Observa-se, também, que as variações da largura da ranhura I de 20 e 29% (ranhura II e I2), produzem um aumento da capacidade de carga de 22,2 e 22,3% mas reduzem a rigidez em 14,8 e 22,2%, respectivamente, enquanto para a ranhura II as variações de 1,7 e 6,2% (ranhura III e II2), produzem um aumento da capacidade de carga de 0,2 e 3,1% reduzindo a rigidez em 2,1 e 6,7%, respectivamente. Isto mostra que a tolerância permitida na largura da ranhura é bastante estreita e, que esta se encontra dentro da faixa indicada por Dee [7].

REFERÊNCIAS

- [1] Shires, G.L. and Dee, C.W., "Pressurized Fluid Bearings with Inlet Slots", In: UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON. - Gas Bearing Symposium, (1967), paper 7.
- [2] Shires, G.L., "The Design of Pressurized Gas Bearing", Tribology, nov. (1968), pp. 219-229.
- [3] Powell, J.W., Design of Aerostatic Bearings, The Machinery Publishing, London, (1970).
- [4] Porritt, T.E., "The Load Capacity of Pressurized Annular Thrust Bearings with Inlet Slots", In: UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON. - Gas Bearing Symposium, (1969), paper 23.
- [5] Santos, J.M.C., Projeto, Construção e Análise de um Mancais Aerostático Axial Anular Alimentado por Ranhura, EESC-USP, São Carlos, (1983), Dissertação de Mestrado.
- [6] Purquério, B.M., Banco de Ensaios para Mancais Aerostáticos Axiais: Projeto, Construção e Testes Experimentais, EESC-USP, São Carlos, (1975), Dissertação de Mestrado.
- [7] Dee, C.W., "Some Applications of Externally Pressurized Slot Fed Fluid Bearings", In: UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON. - Gas Bearing Symposium, (1971), pp. 431-458.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº

C-22

P.P.

211 - 221

UFU

A MODEL FOR THE BOLTED FLANGED JOINT

CASCALES, Daniel Hugo *

MILITELLO, Carmelo *

*Fellows of the Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas.

MULHALL, Walter Jorge **

**Fac. de Cs. Básicas-U.N.R. y Fac. de Ing, U.T.N., San Nicolás.

INGAR - Instituto de Desarrollo y Diseño - Avellaneda 3657 - Santa Fe, ARGENTINA.

Resumen

Se desarrolla un modelo para la unión con brida abulonada, en el / cual se analiza la configuración de equilibrio correspondiente a un dado estado de carga, lo cual permite evaluar las cargas de junta y bulones. Sus valores son determinados en término de parámetros asociados con el estado de asentamiento de la junta. Para llevar a cabo este programa, son necesarias las funciones de correlación carga-deformación para la junta y componentes metálicos. Para analizar la capacidad de sello de la junta, es necesario conocer la correlación carga-presión de pérdida. Ello permite presentar un criterio de pérdida.

Abstract

In the present article a model for the bolted flanged joint (B.F.J.) is developed, which by analysing the equilibrium configuration corresponding to a given loading condition, allows the evaluation of the gasket and bolt loads. These values are determined in terms of known parameters, / which are associated to the gasket seating state. To carry on this program, load-deformation correlation for the gasket and steel components / should be provided. To analyse the seal capability of the joint, the load leakage pressure correlation should be known.

1. Introduction

The bolted-flanged joints are designed to experience service stress levels below a specified value, but this does not guarantee leak tightness. It is the purpose of this investigation to present an approach which permits to obtain the necessary seating prestress of the gasket (according to its capability of recovery) that ensures leakage will not occur, and to predict the behavior of gasket and bolts loads during a gradual pressure application. Nonlinear conduct of the sealing material should be included in the analysis.

2. Bolted flanged joint modelling

The aim of modelling the B.F.J. is to establish a set of eqs. to evaluate the compressive load on the gasket, which will allow to predict if the joint will leak or not, and the corresponding bolts load.

At equilibrium, the eqs. will couple the geometrical parameters of the B.F.J. system with its structural behavior under the applied loads.

2.1. Equilibrium configuration

Under the assumption that when the joint-system is loaded, the inner rings faces keep straight when they rotate, the gasket thickness e and the pair of geometrical coordinates (r, θ) or (λ, θ) (see Figure 1), for very small angle θ , are related as follows:

$$e = \lambda - 2r + 2hj\theta \quad (1)$$

The bolt length λ is directly related to the applied bolt load, while the angle of rotation θ depends on the rigidity of the flange-shell / system.

2.2. Load-coordinates correlation

The load-deformation correlation functions are introduced for the different components of the system, as follows:

2.2.1. Gasket

The gasket thickness will decrease when it is loaded by a compressive stress σ , defined by:

$$\sigma = P_j / A_j \quad (2)$$

where A_j is the gasket area and P_j is the total gasket load. The load-thickness (or load-deformation) correlation is obtained by recor-

ding the corresponding thickness value e for each value of the compressive stress.

The correlation functions, which will be denoted:

$$e = e^{(+)}(y, \sigma) \quad \sigma(\lesseqgtr) y \quad (3)$$

where the upper symbols correspond to the recovery correlation, and the lower to the compressive correlation. They will change for different seating prestress value y .

For asbestos gasket the correlation functions look as shown [1] in Fig. 2.

2.2.2. Bolts

To correlate the bolt length λ with the bolt load P_B a load deformation function should be introduced.

In this report we assume that the bolts work in the linear elastic range, so:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + P_B/E_B \cdot A_B) \quad (4)$$

A_B is the total bolts root area and E_B is the modulus of elasticity of bolts material, and λ_0 is a reference length, which is evaluated in / 2.4.1.

2.2.3. Flange-shell

The flange ring is loaded by the pressure p and a torque density M_T , which is a function of the gasket compressive stress σ and the pressure p . (See Fig. 3). In consequence, the angle θ is function of σ and p ,

$$\theta = \theta(\sigma, p) \quad (5)$$

This function may be given, either by an experimental analysis or by using a reasonable structural model for the flange-shell system.

2.3. Equilibrium equations

By introducing the functions (4) and (5) in eqs. (1), the equilibrium eqs. reduce to:

$$e = \lambda_0 \frac{E_B A_B + P_B}{E_B A_B} - 2T + 2hj \theta(\sigma, p) \quad (6)$$

where $e = e(y, \sigma)$ (see 2.2.1.), which, in a cartesian space p, σ, e , describe two surfaces whose intersection is the equilibrium states curve of the joint. In other words, the values of p, σ , and e , at equilibrium, / have to satisfy eqs. (6) and (3).

The projection on the plane (p, σ) , of the equilibrium states curve, which is denoted as $\rho(y, p, \sigma) = 0$, is obtained by introducing the expression (3) in eq. (6).

$$\rho(y, p, \sigma) = e(y, \sigma) - \lambda_0 \frac{E_B^A A_B + P_B}{E_B^A A_B} - 2T + 2hj\theta(\sigma, p) = 0 \quad (7)$$

From this eq., for each value of the pressure p the corresponding value for the compression stress σ is computed, or viceversa. Once the values of p and σ are known, the total loads P and P_J are evaluated, and the corresponding total bolts load P_B is computed.

2.4. Loading state

The eq. previously established coupled at equilibrium, the geometrical parameters of the B. F. J. with the loads applied to it. Furthermore, they take into account the structural behavior of the components.

By tightening the bolts to a specified load value \tilde{P}_B , the gasket / seating is carried through.

When pressure is applied, the joint parameters values are modified. The eqs. for the system will allow, the evaluation of the modified parameters values, within the frame of the model.

In what follows, different loading states are considered, namely, the gasket seating and service conditions.

2.4.1. Gasket seating condition

At this condition, the bolt load is a controllable parameter which is considered as taking \tilde{P}_B value. The flange equilibrium condition imposes that the total gasket load \tilde{P}_J should be equal to \tilde{P}_B .

The seating prestress y is evaluated from eq. (2). Once the value of y is known, the corresponding values of the gasket thickness \tilde{e} and the angle of rotation $\tilde{\theta}$, is determined from eqs. (3) and (5) respectively, by taking $\sigma = y$ and $p = 0$.

From the known values \tilde{P}_B , y , \tilde{e} and $\tilde{\theta}$, the reference length λ_0 is / calculated,

$$\lambda_0 = \frac{E_B^A A_B}{E_B^A A_B + P_B} (\tilde{e} + 2T - 2hj\tilde{\theta}) \quad (8)$$

2.4.2. Service loading condition

When pressure is applied, the gasket seating equilibrium configuration is modified due to a pair of simultaneous effects:

a) The hydrostatic end load intends to displace the flange ring baricentric point and rotate its cross section about it.

b) The pressure modifies the shell diameter, and it generates a rotation of the ring cross section, in the same sense than that produced in a). See Fig. 3.

2.4.2.1. Internal pressure (p_i):

The bolt load is modified; its new value can be determined from the flange equilibrium condition

$$P_B = P_J + P = A_J \sigma + A_i p \quad (9)$$

where A_i is the internal cross-sectional area of the vessel. The gasket thickness value e increases with respect to the value \bar{e} , then the RECOVERY load-deformation correlation has to be used in eq.(6). The generalization for the case of external pressure is obvious.

2.5. Bolt load

At follows an alternative expression to determine the bolt load is given.

The coefficient f is defined, and may be calculated by

$$f = \lambda / \bar{\lambda} = (e + 2T - 2hj\theta) / (\bar{e} + 2T - 2hj\bar{\theta}) \quad (10)$$

and taking into account that

$$\lambda / \bar{\lambda} = (E_B \cdot A_B + P_B) / (E_B \bar{A}_B + \bar{P}_B)$$

then, the following expression for P_B may be written

$$P_B = \bar{P}_B + (f - 1) (E_B \bar{A}_B + \bar{P}_B) \quad (11)$$

so, if $f > 1$, the bolt load increases whereas for $f < 1$ it decreases.

3. Load-leakage pressure correlation criterion for leaking.

A descriptive way to find this correlation may be the following:

1) The gasket is loaded to a compressive stress σ .

- 2) While keeping constant this value of compressive stress, the fluid pressure is increased until the joint leaks.

By recording the leakage pressure p^* corresponding to each value of σ , the load-leakage pressure correlation is obtained. This may depend on the gasket seating stress, then

$$p^* = p^*(y, \sigma) \quad (12)$$

By solving the equilibrium eq.(7), for a given pressure p a compressive stress σ is determined. By comparison of p , with the leakage pressure corresponding to that value of σ , $p^*(y, \sigma)$, a leakage criterion may be presented.

If $p^*(y, \sigma) > p$ the joint will not leak, but if $p^*(y, \sigma) \leq p$, it will.

Obviously, the conditions to establish if a joint leaks should be clearly stated.

4. Linear Elastic Flange-Shell

Under the assumption that flange-shell system works in the linear elastic range, the angle of rotation θ , may be expressed as a linear function of P_j and P .

$$\theta = K_p P + K_j P_j \quad (13)$$

where the factors K_p and K_j are influence coefficients. By introducing this expression in eq.(7), it may be written

$$e^{(-)}(\bar{P}_j, P_j) - (1_0 + B_j P_j + B_p P) = 0 \quad (14)$$

where the coefficients 1_0 , B_j and B_p are defined as follows :

$$1_0 = \lambda_0 - 2T \quad B_j = (\lambda_0 / E_B A_B) + 2K_j h_j$$

$$B_p = (\lambda_0 / E_p A_p + 2K_p h_p)$$

The curve of equilibrium states has as projections on the plane (P, P_j) the curve $e(P, P, P_j) = 0$ and on the plane (e, P_j) the correlation function $e = \bar{e}(\bar{P}, P_j)$. See Fig. 4-a.

To analyse the seal capability of the joint, the leakage pressure /

function $p^*(\bar{P}_j, P_j)$ is plotted. For States with pressure p smaller than p_o^* the joint will not leak, but if p is greater than p_o^* it will leak.

For analysing the bolt load the expression (11) is rewritten as follows:

$$Tg\beta = \frac{P}{\bar{P} - P_j} = 1 + (f-1) \frac{B_B A_B + \bar{P}_B}{\bar{P}_j - P_j} \text{ with } \bar{P}_j > P_j$$

If $f > 1$, then $\beta > 45^\circ$; the bolt load increases when $f < 1$ then $\beta > 45^\circ$, the bolt load decreases. See Figure 4-b.

5. Determination of the seating prestress: y

As an application of the method developed for analysing (B.F.J.), the seating prestress y is evaluated under the condition that, for a definite pressure p the compressive stress should reach a set value σ . A leakage criterion should command the election of the value σ .

To be able to carry out the calculations, it is accepted that:

a) The gasket material is asbestos and it satisfies, for different / gasket widths, the RECOVERY load-deformation correlation function taken from ref. [1].

$$e^{(-)}(y, \sigma) = e_o(1 - y^{(\sigma-\beta)}) \sigma^\beta / K_{gi} \quad (15)$$

where $e_o = 1/16$ inch is the unloaded gasket thickness, $K_{gi} = 102$, is the / initial elastic constant, $\alpha = 0.35$ and $\beta = 0.14$

b) The flange-shell system is described by a structural model similar to the Taylor Forge Method [2], but here the ring theory is used for the flange ring instead of the thin plate theory. A similar model / has been set by Murray and Stuart [3]. In it the tapered hub flange is analysed by dividing the system into three components: shell, tapered hub and ring. Each part is considered as an independent unit, which are coupled for the boundary conditions of compatibility and equilibrium. For / handling the resulting system of equations a computational program has / been implemented [4].

For the seating gasket condition, the parameters \bar{e} and $\bar{\theta}$ are determined from eqs. (13) and (15) by taking $\sigma = y$ and $p = 0$. Then by replacing \bar{e} and $\bar{\theta}$ in eq. (8), an expression for λ_o is obtained.

By replacing the latter value in expression (7), an equation is set, which, for given values of p and σ , allows the calculation of the gas

ket seating stress y .

$$e_0 \left(1 - \frac{y}{K_{gi}} \frac{\alpha}{\beta} \right) - 2h_j K_j y A_j + 2T$$

$$\frac{\quad}{E_B A_B + A_j y} (E_B A_B + A_j \sigma + A_j p) - 2T +$$

$$+ 2h_j (K_p p A_i + K_j \sigma A_j) + e_0 \left(\sigma^\beta \frac{y}{K_{gi}} \frac{(\alpha - \beta)}{\beta} - 1 \right) = 0$$

The value of y and the corresponding curve $\rho(y, p, \sigma) = 0$ are evaluated by means of a computational program. See Fig. 5.

The numerical calculations were carried out for a flange whose dimensions are shown in Fig. 6. A total bolt root area $A_B = 12.268$ sq.inch, elasticity modulus, $E_B = 29869045$, and for different gaskets of internal diameter $d_i = 12$ inches and widths $N = 0.5; 0.75; 1.0$ and 1.5 inches.

The results are displayed in Fig. 7.

As service conditions were taken $p = 750$ psi. and σ varying with N it is observed that: 1) The value of the seating prestress y increases, while the bolt load \bar{P}_B decreases as the gasket width decreases. 2) The value of the bolt load P_B decreases with respect to \bar{P}_B for $N = 1.5$ inch, while it increases for $N = 0.5$ inch.

6. Final comments

The model allows a rational approach to the design or verification of a bolted flanged joint, but unfortunately the gasket load-deformation and load-leakage pressure correlations seem to be absent from the literature.

At present the structural model is being improved by finite elements calculations.

7. Acknowledgments:

D. H. Cascales and C. Militello acknowledge Fundación ARCIEN and CONICET.

W. J. Mulhall wishes to express his gratitude for the warm hospitality extended to him at the Institute.

8. References

- 1) J. J. WHALEN. "Leakage and Elastic Characteristic of compressed Asbestos Sheet Packing". Pressure Vessels and Piping: Design and Analysis. Volume II. 1972.
- 2) L. E. BROWNELL and E. H. YOUNG. "Process Equipment Design" Chap-

ter 12.

3) N. W. MURRAY and D. G. STUART. "Behavior of large tapered hub / flanges. Proc. Simp. Pressure Vessel". Research Toward Better Design.pág. 133. I. Mech. E. 1961.

S.S. Gill. The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components. Chapter 6.

4) D. H. CASCALES, C. MILITELLO, W. J. MULHALL. "Un Modelo Estructural Analítico del Sistema Brida-Envolvente". INGAR, internal report.

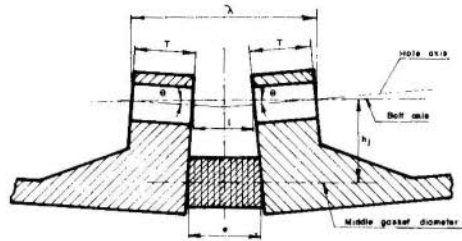


Fig. 1. EQUILIBRIUM CONFIGURATION OF B F J SYSTEM

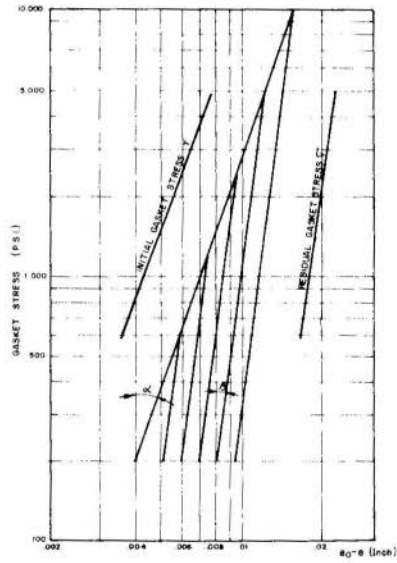


Fig. 2. COMPRESSION RECOVERY CHARACTERISTIC

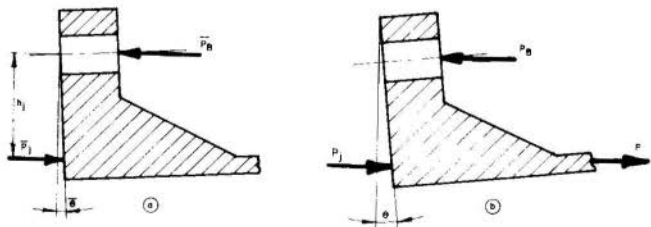


Fig. 3. CONFIGURATION CORRESPONDING TO: (a) PRELOAD STATE
(b) INTERNAL PRESSURE LOAD

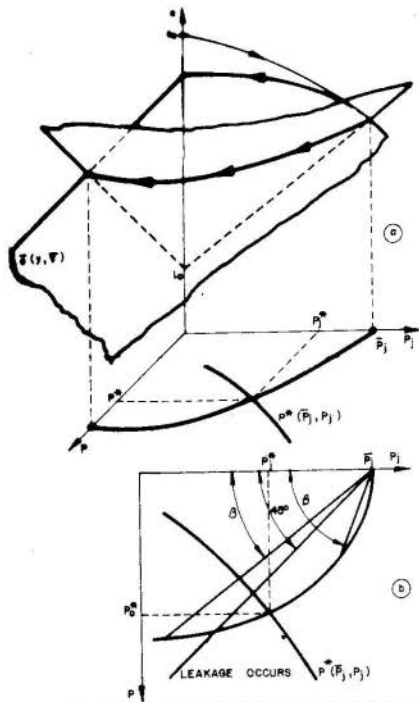


Fig. 4. GRAPHIC ANALYSIS OF EQUILIBRIUM EQUATIONS

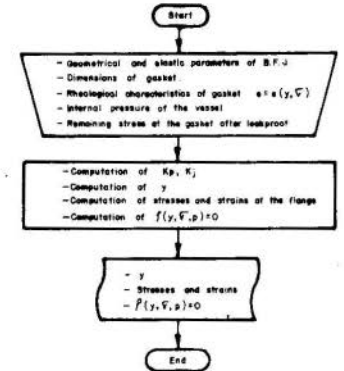


Fig. 5. FLOW-CHART OF THE COMPUTATIONAL PROGRAM

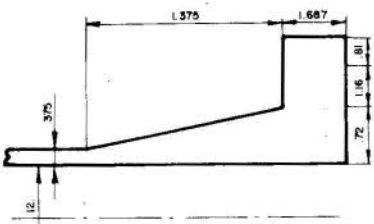


Fig. 6. DIMENSIONS OF THE FLANGE

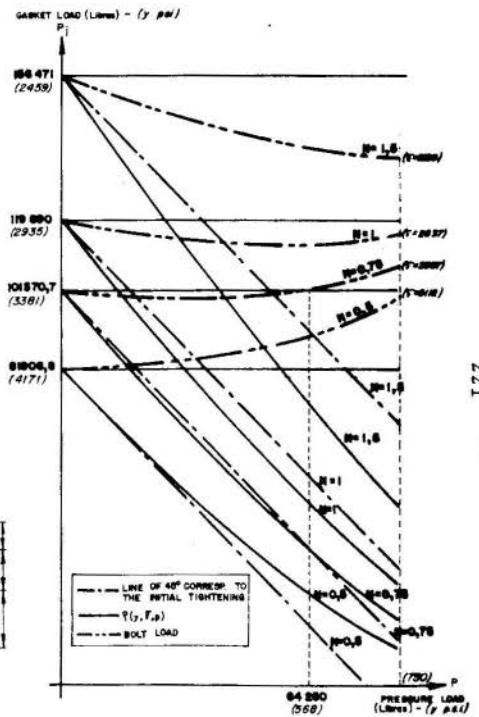


Fig. 7. EVOLUTION OF B.F.J SYSTEM, BOLT AND GASKET LOAD



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº

C-23

P.P. 223 - 232

UFU

VARIAÇÃO DOS DESVIOS GEOMÉTRICOS E DE RUGOSIDADE SUPERFICIAL EM FUNÇÃO DO DESVIO DIMENSIONAL EM OPERAÇÕES DE TORNEAMENTO

Oswaldo Luiz Agostinho

Professor da Escola de Engenharia de São Carlos - USP
FEC - UNICAMP
Engenheiro de Fabricação de Equipamentos Clark Ltda

Arthur José Vieira Porto

Laboratório de Máquinas Ferramentas - EESC - USP

SUMÁRIO

Analisou-se a variação dos desvios aleatórios e sistemáticos que compõem o desvio total das características dimensionais, geométricas e de rugosidade superficial em uma peça fabricada em condições industriais. A operação de usinagem foi de torneamento.

A fim de obter esses desvios, variaram-se as condições do sistema Máquina-Ferramenta-Ferramenta de corte-Dispositivo de fixação e localização à Peça obra (MFD) além do ponto de verificação dos desvios na peça.

Comprovou-se experimentalmente a participação desses desvios na composição dos desvios totais para as características de qualidade anteriormente citadas.

SUMMARY

The variation of the random and systematic deviations that compose the total deviation, on the dimensional, geometric and surface roughness quality characteristics was analyzed. In order to obtain these deviations, it was checked in several points of the part, changing also the machine tool-fixture-tool-workpiece (MFTW) system conditions. It has been proved the participation of these deviations in the composition of quality characteristics total deviation through the proposed method.

1. Introdução

Sabe-se que [1] quando se executa uma operação qualquer do ciclo de fabricação de uma peça, qualquer característica de qualidade apresentará um desvio total com relação à seu valor nominal.

Entende-se por característica de qualidade uma característica que deve ser mantida na fabricação de uma peça. Assim, a dimensão, forma geométrica, posição entre as formas geométricas, textura superficial, composição metalúrgica ou química são características de qualidade.

Durante a fabricação de uma peça em um determinado estágio ou operação, influem conjuntamente na formação do desvio total ω_t de uma característica de qualidade a máquina ferramenta, o dispositivo de fixação e localização da peça, o suporte porta ferramentas, a ferramenta de corte e a peça em bruto propriamente dita. Para facilidade, este sistema será definido como MFDP (Máquina ferramenta, Ferramenta de corte, Dispositivo de fixação e localização, Peça em bruto).

Na interação entre a cunha cortante da ferramenta e a peça, são desenvolvidas forças de usinagem, forças internas de resistência do material à remoção do cavaco, além de forças de atrito.

O equilíbrio de forças e momentos externos e internos introduz a interferência necessária no sistema MFDP para remoção da camada de material da peça.

Teoricamente, se não houvesse nenhuma variação nas formas e momentos atuantes no sistema MFDP, o equilíbrio seria mantido. Porém, devido à atuação de diversos fatores no sistema MFDP, o equilíbrio de forças não se mantém, obtendo-se deslocamentos adicionais da cunha de corte da ferramenta com relação às superfícies de referência da peça. Estes deslocamentos conduzirão a desvios nas dimensões e nas formas sen do usinadas.

Sabe-se que durante a operação, a força de usinagem é função da variação das condições de usinagem, da profundidade de corte, devido à variação das dimensões das peças em bruto, do material da peça, além do desgaste e perda do fio de corte das ferramentas.

A variação de usinagem causa deformações elásticas no sistema MFDP, assim como deslocamentos de certos elementos do sistema devido às folgas nos ajustes, e nas peças acopladas. Consequentemente, resultarem desvios nas formas geométricas e dimensões das superfícies usinadas.

Outros fatores de alteração devem ser considerados: desgastes das ferramentas de corte, aumento de temperatura do sistema MFDP durante a operação, vibrações, redistribuição de tensões internas.

A análise particularizada dos parâmetros de influência correspondente a cada componente do sistema MFDP na formação do desvio, conduz a resultados já estudados [1].

A equação geral para determinação do desvio total é:

$$\omega_t = D_Y + \sum_{i=1}^n \Delta \theta_S - \sum_{i=1}^p \Delta F_i - \varepsilon + z \sigma_a \quad (1)$$

cujas composição é explicativa por:

$\omega_a = z \sigma_a$ = composição dos desvios provenientes da atuação dos fatores aleatórios no sistema MFDP. Os fatores aleatórios são definidos como aqueles que ocorrem durante um processo produtivo, sem qualquer lei de variação que os interrelacione, em grande número e de mesma ordem de grandeza, e independentes entre si. Os fatores aleatórios, quando influem na dispersão valor nominal da característica de qualidade, tendem a ser caracterizados por uma distribuição normal.

$$z = \frac{\text{coeficiente que determina a confiança}}{\sigma_a = \sqrt{\sigma_{Y_S}^2 + \sigma_{\text{vibr}}^2 + \sigma_{\Delta P}^2 + \sigma_{\Delta \theta}^2 + \dots}}$$

onde:

- σ_{Y_S} = desvio devido à rigidez do sistema MFDP
- ω_{vibr} = desvio devido às vibrações do sistema MFDP
- $\sigma_{\Delta P}$ = desvio devido às variações da força de usinagem Pu com as condições de usinagem.
- $\sigma_{\Delta \theta}$ = desvio devido à variação de temperatura da peça devido ao deslocamento da fonte de calor (Ponta de ferramenta ao longo da peça).

$\omega_{SV} = D_Y + \sum_{i=1}^n \Delta \theta_S$ = composição dos desvios provenientes dos fatores sistemáticos variáveis. Entende-se fatores sistemáticos variáveis, aqueles que fazem variar a característica da qualidade em função do tempo de usinagem ou do número de peças fabricadas através de uma lei conhecida. São eles:

- D_Y = desgaste dimensional da ferramenta
- $\sum \Delta \theta_S$ = variações devidas às deformações térmicas.

com o tempo de operação ou com o número de peças fabricadas. Os desvios resultantes são determinados por soma algébrica, isto é, levando-se em consideração o sinal de deformação.

$$\omega_{sc} = \sum_{i=1}^n \Delta F_i + \epsilon =$$
 composição dos desvios provenientes da atuação dos fatores sistemáticos constantes. Entende-se como fatores sistemáticos constantes aqueles que só mudam seus valores após cada reajuste do sistema MDP. São eles:

$$\sum_{i=1}^n \Delta F_i =$$
 variações dimensionais devidas ao desvio da forma geométrica ideal, provindos dos desvios geométricos da máquina ferramenta.

$\epsilon =$ variações dimensionais resultantes dos desvios de localização e fixação da peça no dispositivo de fixação.

A equação (1) apresenta dificuldades de aplicação prática, apesar de ser analiticamente detalhada.

A obtenção de seus diversos fatores componentes é bastante difícil, podendo tornar-se quase impossível à medida que a operação vai se complicando em termos do sistema MDP.

Para isso, de acordo com a proposição de Agostinho [1], estes desvios podem ser tratados conjuntamente, através de correlações estatísticas. A figura 1 mostra as principais grandezas a serem controladas.

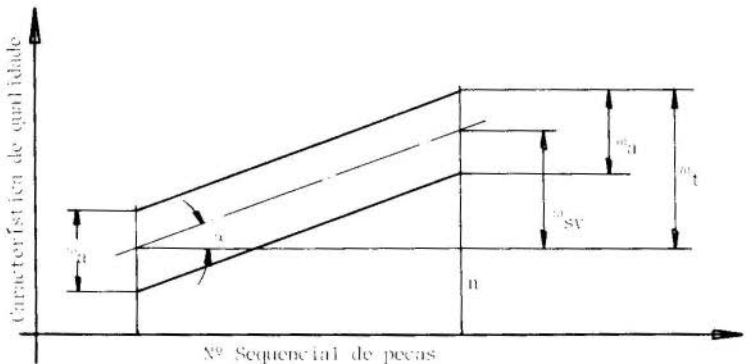


Figura 1: Desvio aleatório ω_a , sistemático variável ω_{sv} e total ω_t

- onde ω_a - desvio devido aos fatores aleatórios que atuam no sistema MFDP
- ω_{sv} - desvio devido aos fatores sistemáticos variáveis que atuam no sistema MFDP
- ω_t - desvio total
- α - ângulo de inclinação devido aos fatores sistemáticos variáveis
- tem-se
$$\omega_t = \omega_a + \omega_{sv} \quad (2)$$

A confrontação experimental já foi feita para desvios dimensionais

[1] Agora, aplicar-se-á esta formulação em escala industrial, verificando-se além dos desvios dimensionais, também os desvios geométricos de batida radial (composição de desvios de excentricidade e circularidade) [5] e rugosidade superficial, na análise do desvio total ω_t .

2. Parte experimental

A parte experimental foi realizada em escala industrial, na usinagem de uma peça típica de produção de Equipamentos Clark Ltda, Valinhos SP.

Para a definição do sistema MFDP, foram utilizados os seguintes parâmetros:

MÁQUINA: torno copiador George Fischer KDM -9-80.

FERRAMENTA DE CORTE: Desbaste : TNMM 220408-GC 135 - P 35

Acabamento : KNUX 160415 - L12 S2 P 20

DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO: Ponto com mola (placa)

Pinça de fixação

Ponto fixo no carro móvel

PEÇA: Escolheu-se um eixo com as dimensões da Figura 2. O material do eixo é aço ABNT 5120.

A escolha da peça deveu-se a duas razões principais: a sua forma geométrica pouco variável, e possibilidade de verificação dos desvios em partes onde houvesse variação de rigidez do sistema MFDP. Escolheu-se três pontos para a coleta de dados: a secção mais próxima do dispositivo de fixação e localização (secção A), uma secção localizada no meio da peça (secção B), e, uma secção junto ao contraponto da máquina (secção C).

Foram realizados 3 ensaios cujas condições estão descritas na Ta-

bela 1 .

Tabela 1. Condições de realização dos ensaios

Ensaio	Operação	Rotação (rpm)	Avanço (mm/volta)	Prof. Corte (mm)	Nº Peças
1	Desbaste	949	0,35	1,3	58
	Acabamento	1500			
2	Desbaste	949	0,35	1,0	80
	Acabamento	1500			
3	Desbaste	1795	0,59	1,3	70
	Acabamento	2100			

As peças foram numeradas sequencialmente em sua ordem de usinagem para permitir-se o cálculo do desvio sistemático. Para todos os ensaios, utilizou-se sempre uma ferramenta nova para cada primeira peça.

Os desvios de rugosidade superficial são medidas em R_a - Desvio Médio Aritmético; os desvios de batida radial são controlados assumindo-se o valor da concentricidade como variação no raio dos círculos concêntricos no ponto de medição.

Os valores encontrados nas tabelas 2, 3 e 4 para a secção C, representam a média dos valores das secções C_1 , C_2 , C_3 da figura 2.

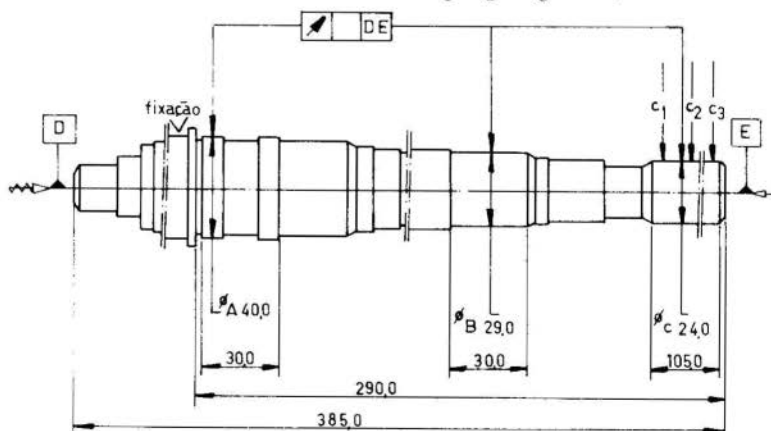


Figura 2. Eixo usinado com as indicações dos pontos de controle dos desvios.

3. Resultados

A correlação entre a dispersão aleatória ω_a e a dispersão sistemática variável ω_{sv} foi feita através de equacionamento estatístico [1] tal que:

- A declividade da reta regredida representa a variação da dimensão nominal, desvios geométricos e rugosidade superficial devidos à ação dos fatores sistemáticos variáveis.
- O intervalo de confiança da amostra representa a variação da dimensão nominal, desvios geométricos e rugosidade superficial devidos à ação dos fatores aleatórios.
- A confiabilidade estabelecida foi de 95%.

A formulação utilizada foi:

- Regresso linear da reta média

$$y_{\text{calc}} = \bar{y} + b(x - \bar{x})$$

- Intervalo de confiança da reta média

$$y_{\text{calc}_i} = \bar{y} (x_i - \bar{x}) + \frac{t_p}{p} S \sqrt{\frac{1}{x_i} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{S_{xx}}}$$

- Intervalo de confiança da amostra

$$y_{\text{calc}_i} = \bar{y} + b(x_i - \bar{x}) + \frac{t_p}{p} S \sqrt{1 + \frac{1}{x_i} \cdot \frac{(x_i - \bar{x})^2}{S_{xx}}}$$

onde y - coordenada correspondente à dimensão medida

x - número sequencial da peça usinada

\bar{x} - peça correspondente ao meio da amostra

n - número de peças usinadas

$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y}{n}$ - onde n = número total de peças

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i - \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i}{n}}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - \left(\frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}\right)^2 / n} = \frac{S_{xy}}{S_{xx}}$$

t_p = fator que relaciona a dispersão com a confiança
($t_p = 1,96$ para 95% de confiança)

$$S = \sqrt{\frac{S_{yy} - b S_{xy}}{n-2}} \quad \text{com } S_{yy} = \sum y^2 - \frac{\sum y}{x} \cdot \sum y$$

As tabelas 2, 3 e 4 mostram os valores obtidos.

Tabela 2. Desvios correspondentes ao diâmetro

Ensaio	A			B			C		
	ω_a	ω_{sv}	ω_t	ω_a	ω_{sv}	ω_t	ω_a	ω_{sv}	ω_t
	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10
1	5,67	1,40	7,07	5,08	1,69	6,77	5,17	0,67	5,84
2	12,16	0,62	12,78	8,07	8,17	16,24	4,52	0,25	4,77
3	7,39	6,91	14,30	4,56	6,05	10,61	2,91	1,44	4,35

Tabela 3. Batida Radial

Ensaio	A			B			C		
	ω_a	ω_{sv}	ω_t	ω_a	ω_{sv}	ω_t	ω_a	ω_{sv}	ω_t
	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10
1	8,51	0,51	9,02	8,10	0,11	8,21	7,70	0,29	7,99
2	7,76	0,32	8,08	9,57	3,71	13,28	6,57	0,26	6,83
3	8,43	0,72	9,15	8,98	0,99	9,97	5,92	0,11	6,03

Tabela 4. Rugosidade Superficial

Ensaio	A			B			C		
	ω_a	ω_{sv}	ω_t	ω_a	ω_{sv}	ω_t	ω_a	ω_{sv}	ω_t
	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10	$^{-2}$ mm.10
1	0,127	0,030	0,157	0,137	0,120	0,258	0,131	0,068	0,199
2	0,089	0,030	0,119	0,105	0,011	0,116	0,147	0,057	0,204
3	0,048	0,003	0,051	0,044	0,008	0,052	0,097	0,003	0,100

4. Conclusões

1) Os desvios geométricos de batida radial, assim como os desvios de rugosidade superficial, tiveram comportamento semelhante aos desvios dimensionais com relação aos desvios aleatórios ω_a , desvios sistemáticos variáveis ω_{sv} . Podem, portanto, ser analisados como parâmetro de qualidade, conforme previsão teórica já feita [1].

2) O trabalho conduzido a nível industrial, em máquinas de produção ao invés de máquinas de laboratórios, viabilizou, em princípio, a aplicação deste método [1] para determinação de tolerâncias em escala industrial.

3) A rugosidade superficial mostrou-se sensível à variação dos fatores sistemáticos variáveis, principalmente com o desgaste da ferramenta de corte. Os maiores valores ocorreram na parte central do eixo (ponto B) com valores menores avanços mm/volta de ferramenta [4].

4) A batida radial não se mostrou sensível aos efeitos dos fatores sistemáticos variáveis, os valores de ω_a são sensivelmente maiores que os ω_{sv} . Conclui-se que as variações geométricas da peça estão relacionadas principalmente às condições de rigidez e vibrações do sistema MFDP.

Os maiores valores são observados no ponto B em todos os ensaios, devido à pouca estabilidade desse ponto.

5) A dimensão mostrou-se sensível tanto aos desvios ω_a quanto a ω_{sv} . Devido as folgas do eixo árvore da máquina ferramenta, os valores dos desvios são equivalentes nas secções A e B; a secção C apresenta-se mais estável quanto à variação dos desvios.

5. Bibliografia

- [1] Agostinho, O.L. Algumas considerações sobre a formação da dispersão de características de qualidade em operações de usinagem. Unicam, 1979.
- [2] Leme, R.A.S. - Curso de Estatística. Editora ao Livro Técnico, 1963.
- [3] Ferraresi, D. Usinagem dos Metais. Editora Egard Blücher, 1970.
- [4] Balakshin, B. Fundamentals of Manufacturing Engineering. MIR Publishes - Moscou.
- [5] Agostinho, O.L.; Rodrigues, A.C.S.; Lirani, J.- Tolerâncias, Ajustes, Desvios e Análise de Dimensões. Editora Edgard Blücher, 1972.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-24

P.P. 233 - 243

UFU

USINAGEM DE METAIS - TRATAMENTO ESTATÍSTICO NA DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DA FÔRMULA EXPANDIDA DE TAYLOR E CONDIÇÕES ECONÔMICAS DE CORTE

NOEMIA GOMES DE MATTOS DE MESQUITA

Depto. Eng. Mec. UFPE

ÁUREO CAMPOS FERREIRA

Depto. Eng. Mec. UFSC

OTTOMAR ARMSTROFF

Universidade de Aachen

SUMÁRIO

Embora o processamento estatístico de dados obtidos experimentalmente seja indispensável para se chegar a conclusões confiáveis, o procedimento para aplicar este processo, via de regra, não é detalhado em experiência de usinagem. O presente artigo apresenta este detalhamento divulgando, adicionalmente, os resultados alcançados no cálculo dos parâmetros da Fôrmula Expandida de Taylor, no caso de dois aços de fabricação nacional.

SUMMARY

Although it is a standard procedure to process the data obtained from experimental research work, via statistical approach, it is not very common to find the detailed procedure explaining how to apply it to machining processes. This paper shows this procedure, giving in addition, the results achieved to calculate the parameters of the extended Taylor equation for two different kinds of steels produced in Brazil.

1. Introdução

A fórmula expandida de Taylor é uma expressão desenvolvida por um grupo de pesquisadores alemães, que adicionalmente ao que apresenta a fórmula de Taylor simples, leva em consideração a influência do avanço e da profundidade de corte. Este grupo de pesquisadores não divulgou a maneira como eram obtidos os parâmetros desta expressão. Devido a importância da fórmula expandida de Taylor no estabelecimento das condições ótimas de usinagem e a falta de dados sobre o assunto, para materiais nacionais, desenvolveu-se uma técnica capaz de chegar a esta expressão [01].

Apesar de complexo, o cálculo das condições ótimas de usinagem, com os recursos de processamento de dados que se dispõe hoje, pode ser realizado, e a utilização destas condições pode trazer muitas vantagens para as indústrias brasileiras.

A otimização das condições de corte em um torneamento é feita com um programa de computação a partir dos parâmetros da fórmula expandida de Taylor. A eficiência deste método tem sido comprovada pelos resultados obtidos nas indústrias alemãs.

Com a grande expansão das máquinas de Comando Numérico no mercado brasileiro [02], permitindo uma grande faixa de condições de corte e um controle mais preciso destas condições, torna-se necessário utilizar condições de corte que levem a uma otimização mais científica do processo de fabricação. Este é um dos motivos que deve levar as indústrias a dar maior atenção às pesquisas desenvolvidas nas universidades, especialmente aquelas feitas em cooperação com a própria indústria.

2. Os Parâmetros da Fórmula Expandida de Taylor de Dois Aços Nacionais

A fórmula expandida de Taylor relaciona as seguintes variáveis da usinagem: velocidade de corte, V (m/min); avanço, S (mm/volta); profundidade de corte, A (mm); tempo de usinagem, T (min); e desgaste da ferramenta, VB (mm); assumindo a seguinte configuração

$$V = C S^E A^F T^G VB^H \quad (01)$$

onde C, E, F, G, e H são os seus parâmetros.

Os parâmetros da fórmula expandida de Taylor foram calculados para os aços ABNT 1038 e ABNT 1045. Para isto foram feitos vários testes de usinagem onde V, S, A, T e VB assumiram valores V_i , S_i , T_i , A_i , e VB_i , onde i varia de 1 até N, sendo N o tamanho da amostra.

A equação (01) passa a ser escrita da seguinte forma:

$$V_i = C S_i^E A_i^F T_i^G VB_i^H \quad (02)$$

Através de um desenvolvimento matemático a equação (02) é transformada em um sistema heterogêneo composto de 5 equações a 5 incógnitas, onde as incógnitas são os parâmetros da fórmula expandida de Taylor e os coeficientes destas equações são os valores de V_i , S_i , A_i , T_i e VB_i dos experimentos. Para resolver esse sistema de equações foi usado um programa estatístico de computação, o TRALE, onde V_i , S_i , A_i , T_i , VB_i são os dados de entrada [01].

A tabela 1 apresenta os valores dos parâmetros da fórmula expandida de Taylor, fornecidos como dados de saída do TRALE.

Tabela 01. Parâmetros da Fórmula Expandida de Taylor

MATERIAL	C	E	F	G	H	R ²
ABNT 1038	910,64	-0,3297	-0,0366	-0,3808	0,8936	0,837
ABNT 1045	799,90	-0,1108	-0,1885	-0,2480	0,5646	0,986

R² é o coeficiente de determinação.

3. Análise Estatística

O desgaste da ferramenta, VB, é uma variável que é função da velocidade de corte, do avanço, da profundidade de corte e do tempo de usinagem.

$$VB = f(V, S, A, T) \quad (03)$$

Para que o resultado dos experimentos tenha um grau de confiabilidade aceitável deve-se medir o desgaste da ferramenta para um determinado número de vezes de variações destas variáveis das quais ele depende. Portanto é necessário calcular este número de variações, isto é, o tamanho da amostra.

No cálculo do tamanho da amostra é necessário que se conheça o tipo de distribuição de VB para que se possa usar uma expressão adequada para o valor de N (tamanho da amostra).

A verificação do tipo de distribuição de VB foi feita aplicando-se o teste de Kolmogorov-Smirnov [03] nos dados experimentais de um trabalho desenvolvido na Universidade de Aachen, na Alemanha [01]. Estes dados são constituídos de 68 valores de VB, V, S, A, e T. Os valores de VB foram tomados como uma população razoável dos desgastes no estudo do tipo de distribuição dos mesmos.

Este teste de verificação, do tipo de distribuição dos desgastes, foi feito com este conjunto de dados experimentais de Aachen porque não se dispunha de material suficiente para um pré-teste.

3.1. Teste de Kolmogorov-Smirnov

Divide-se a população dos desgastes em classes de amplitudes iguais. O número de classes deve ser igual ao número inteiro mais próximo de $1 + 3,3 \cdot \log n$ [04]. Onde "n" é o tamanho da população (igual a 68).

Como:

$$1 + 3,3 \log 68 = 7,05 \quad (04)$$

a população em estudo foi dividida em 7 classes.

A frequência, f_i , com que os desgastes, VB, aparecem dentro de cada classe, foi contada na população. A figura 01 mostra o gráfico da frequência dos desgastes, para o caso analisado.

Foi feita a suposição de que os desgastes tinham uma distribuição normal e depois foram calculados os valores de F_n (VB), que é a função de distribuição acumulada, e de F_0 (VB), que é a função de distribuição acumulada da normal reduzida. Onde F_n (VB) e F_0 (VB) são definidas como:

$$F_n (VB) = \frac{i}{n}, \quad \text{com } i = 0, \dots, n \quad (05)$$

$$F_0 (VB) = \phi \left(\frac{VB - \overline{VB}}{S} \right) \quad (06)$$

com os valores da função ϕ tirados da tabela da distribuição normal, [05, 06].

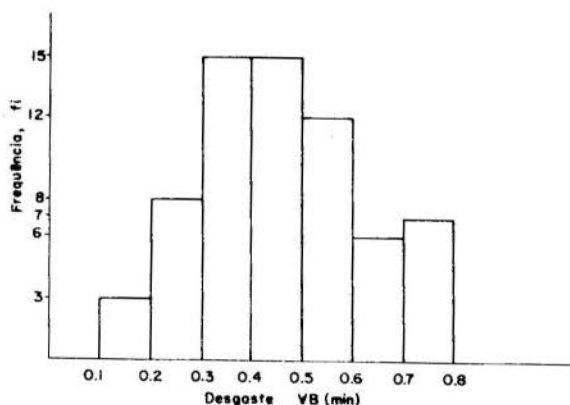


Fig. 01. Gráfico da Frequência dos Desgastes.

Os valores da média do desgaste, \overline{VB} , e do desvio padrão, S , são dados por:

$$\overline{VB} = \frac{n}{\Sigma} \frac{VB_i}{n} = \frac{30,85}{68} = 0,45 \quad (07)$$

$$S = \sqrt{\frac{\Sigma_{i=1}^n (VB_i - \overline{VB})^2}{n}} = \frac{1,8659}{68} = 0,16 \quad (08)$$

A estatística de Kolmogorov-Smirnov, D_n , foi calculada da segundo sua definição, [05, 03] :

$$D_n = \max | F_n (VB) - F_0 (VB) | \quad (09)$$

Tabela 02. Teste de Kolmogorov-Smirnov

CLASSES	f_i	F_n (VB)	F_0 (VB)	$ F_n$ (VB) - F_0 (VB)
$0,11 \leq VB \leq 0,20$	5	$\frac{5}{68} = 0,0735$	$\Phi \left(\frac{0,20 - 0,45}{0,16} \right) = 0,0594$	$ 0,0735 - 0,0594 = 0,0141$
$0,21 \leq VB \leq 0,30$	8	$\frac{13}{68} = 0,1912$	$\Phi \left(\frac{0,30 - 0,45}{0,16} \right) = 0,1736$	$ 0,1912 - 0,1736 = 0,0176$
$0,31 \leq VB \leq 0,40$	15	$\frac{28}{68} = 0,4118$	$\Phi \left(\frac{0,40 - 0,45}{0,16} \right) = 0,3783$	$ 0,4118 - 0,3783 = 0,0335$
$0,41 \leq VB \leq 0,50$	15	$\frac{43}{68} = 0,6324$	$\Phi \left(\frac{0,50 - 0,45}{0,16} \right) = 0,6217$	$ 0,6324 - 0,6217 = 0,0107$
$0,51 \leq VB \leq 0,60$	12	$\frac{55}{68} = 0,8088$	$\Phi \left(\frac{0,60 - 0,45}{0,16} \right) = 0,8264$	$ 0,8088 - 0,8264 = 0,0176$
$0,61 \leq VB \leq 0,70$	6	$\frac{61}{68} = 0,8970$	$\Phi \left(\frac{0,70 - 0,45}{0,16} \right) = 0,9406$	$ 0,8970 - 0,9406 = 0,0436$
$0,71 \leq VB \leq 0,80$	7	$\frac{68}{68} = 1,0000$	$\Phi \left(\frac{0,80 - 0,45}{0,16} \right) = 0,9857$	$ 1,0000 - 0,9857 = 0,0143$

Segundo os resultados apresentados na tabela 02 e de acordo com sua definição a estatística de Kolmogorov - Smirnov, D_n , é :

$$D_n = 0,0436 \quad (10)$$

Tomando-se um nível de significância igual a 5% , ($\alpha = 5\%$) e tendo a população 68 elementos, encontra-se $d_{\alpha,n} = 0,1649$ segundo os valores tabelados, [03].

O valor da estatística de Kolmogorov-Smirnov tabelado, $d_{\alpha,n}$, foi comparado com o valor da estatística de Kolmogorov-Smirnov, calculado, D_n . Uma vez que $D_n < d_{\alpha,n}$, pois $0,0436 < 0,1649$, o teste revela que a população em estudo tem uma distribuição normal, sendo então aceita a suposição feita anteriormente.

3.2. Cálculo do Tamanho da Amostra

A expressão que permite calcular o tamanho da amostra para uma distribuição normal \bar{e} ,

$$N = \left[\frac{z_{\alpha} S}{\delta} \right]^2 \quad (11)$$

onde:

- N - tamanho da amostra
- z_{α} - coeficiente extraído da curva normal, igual a 1,96 para 95% de probabilidade dos resultados estarem certos
- S - desvio padrão
- δ - erro percentual máximo admissível, tomado igual a $\pm 5\%$,

$$N = \left[\frac{1,96 \times 0,16}{0,05} \right]^2 = 39,3 \therefore N = 40 \quad (12)$$

4. Condições Econômicas de Corte em Função do Parâmetro "G"

Quando se usa a fórmula expandida de Taylor, o estudo das condições econômicas de usinagem deve levar em consideração três principais variáveis: a velocidade de corte; o avanço e a profundidade de corte; uma vez que o desgaste ge

ralmente é fixado de acordo com a condição de trabalho.

Brewer [07] mostrou que, quando possível, é mais econômico remover todo o material necessário em um só passe de usinagem. Crookall e Venkataraman [08] indicaram que nem sempre a remoção do material em um só passe de usinagem leva à condição mais econômica. Barrow [09] diz que o estudo de múltiplos passes de usinagem é extremamente complexo, muito duvidoso e faz o estudo considerando a profundidade de corte constante, variando apenas a velocidade de corte e o avanço. Barrow deduz uma expressão para o custo e outra para o tempo de fabricação, em função da velocidade de corte e do avanço e prova que estas duas expressões apresentam pontos de mínimos distintos em relação a V e S . Ele afirma que sendo a vida da ferramenta mais sensível às variações da velocidade de corte, do que às variações do avanço, a melhor condição é geralmente obtida utilizando-se o maior avanço possível.

Baseando-se no estudo destes pesquisadores e através de consultas a outras fontes [10,11] concluiu-se que:

- a fórmula expandida de Taylor não apresenta um único ponto de mínimo em relação às variáveis V , S , A e VB , para o tempo total de fabricação nem para os custos de fabricação;
- sendo a velocidade de corte o fator preponderante na vida da ferramenta deve-se otimizar as condições de corte em relação a ela, mantendo-se os outros fatores constantes;
- o desgaste da ferramenta, VB , deve ser fixado em relação ao grau de precisão desejado nas dimensões da peça. VB pode variar de 0,20 mm nas usinagens de acabamento ou de alta precisão até 1,20 mm nas operações de desbaste pesado;
- a profundidade de corte e o avanço, segundo alguns pesquisadores [10], apresentam uma relação A/S , definida como grau de esbeltez, que varia com mais frequência entre 4 e 10. Na escolha de A e S deve-se levar em conta, nas operações de desbaste pesado, o torque máximo permitido pela máquina e procurar manter o grau de esbeltez dentro dos valores citados.

Fixados os valores de S , A e VB a equação (01) apresenta-se da seguinte forma:

$$V = C^* T^G \quad (13)$$

onde,

$$C^* = C S^E A^F V B^H \quad (14)$$

Da equação de Taylor,

$$T V^x = K \quad (15)$$

tem-se:

$$V = K^{1/x} T^{-1/x} \quad (16)$$

Sendo as equações (13) e (16) válidas para qualquer velocidade e tempo, dentro de certa faixa de desgaste, pode-se supor

$$G = - \frac{1}{x} \quad (17)$$

donde:

$$x = - \frac{1}{G} \quad (18)$$

Alguns pesquisadores [12] deduziram para a equação (15) as expressões:

$$T_{mp} = (x-1) t_{ft} \quad (19)$$

$$T_{mc} = \frac{60 (x-1) C_2}{C_1} \quad (20)$$

onde,

- x - é o expoente da equação de Taylor
- T_{mp} - é o tempo de vida da ferramenta para a máxima produção
- T_{mc} - é o tempo de vida da ferramenta para o mínimo custo
- t_{ft} - é o tempo de troca da ferramenta
- C_2 - são os custos com a ferramenta durante uma vida T e

mais os custos de troca, em cruzeiros
 C_1 - são os custos de mão-de-obra e salário máquina, em cruzeiros/hora.

Substituindo-se (18) em (19) e (20) obtêm-se:

$$T_{mp} = \left(- \frac{1}{G} - 1 \right) t_{ft} \quad (21)$$

$$T_{mc} = \frac{60 \left(- \frac{1}{G} - 1 \right) C_2}{C_1} \quad (22)$$

Calculados os tempos para a máxima produção e o mínimo custo, calcula-se as velocidades de máxima produção, V_{mp} , e de mínimo custo, V_0 , com a equação (13), obtendo-se assim o "intervalo de máxima eficiência" [10].

Os parâmetros x e K da equação de Taylor (15) são determinados para um VB um S e um A fixados. Se uma dessas três variáveis assumir outro valor, x e K devem ser novamente determinados experimentalmente. Enquanto que na equação (13), G é sempre constante, C^* , uma vez determinados os parâmetros da Taylor expandida, pode sempre ser calculado pela equação (14), qualquer que sejam os valores de S, A e VB, sem que se faça novos experimentos.

5. Conclusões

Embora outras conclusões (mais ligadas a otimização em si do processo de usinagem) já tenham sido citadas no texto, seria importante salientar adicionalmente os resultados que o tratamento estatístico possibilitou, tais como:

- um número relativamente grande de experimentos deve ser realizado para que se tenha uma confiabilidade aceitável (95%) nos resultados;
- o desgaste de flanco da ferramenta tem uma distribuição normal em relação às variáveis V, S, A e T.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] Mesquita, N. G. M., "Determinação dos Parâmetros da Fórmula Expandida de Taylor", Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, (1980).
- [02] Stemmer, C. E., "Relato da Situação Atual do Comando Numérico no Brasil - Evolução 1981 - "II Seminário de Comando Numérico no Brasil - promovido pela SOBRACON, São Paulo, abr/82.
- [03] Bowker, A. H., Lieberman, G. J., "Engineering Statistics", pág.454 - 458, 2ª edição - 1972. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey.
- [04] Pacitti, T., Atkinson, C.P., "Programação e Métodos Computacionais" - vol.2, pág.519 - Números de Classes, Livros Técnicos e Científicos - Editora S/A, Rio de Janeiro, (1977).
- [05] Bejamin, J.R., Cornell, C. A., "Probability, Statistics, and Decision for Civil Engineers", pags. 466-467, 667, MacGraw-Hill Book Company, New York, (1970).
- [06] Walpole, R. E., "Introduction to Statistics" pág.309, Collier Macmillan International Editions.
- [07] Brewer, R. C., "On the Economics of the Basic Turning Operation", Trans A. S. M. E., 80 (1958).
- [08] Crookall, J. R., Venkataramani, V., "When it Pays to Machine in More than One Pass", Metalworking Production, jan. 1971.
- [09] Barrow, G., "Tool-Life Equation and Machining Economics", Proceedings of the Twelfth International Machine Tool Design and Research Conference held in Manchester. 15-17 september 1971. Edted By F. Koenigsberger and S.A. Tobias. Pag. 481-493. Macmillan (1972).
- [10] Ferraresi, D., "Fundamentos de Usinagem dos Metais" , vol. 1, Editora Edgard Blücher Ltda. (1970).
- [11] Abendroth, A. & Menzel, G., "Grundlagem der Zerspanungslehre", Leipzig Fachbuchverlag Leipzig 1960, 1v.
- [12] Pallerosi, C. A., Ferraresi, D., "Qual a Melhor Velocidade de Corte?" - Máquinas e Metais - julho de 1968, pag. 38-43.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-25

P.P. 245 - 255

UFU

USINABILIDADE DE LIGAS HIPOEUTÉTICAS E EUTÉTICA Al-Cu COM ESTRUTURAS REFINADAS QUÍMICA E MECÂNICAMENTE.

Severino Leopoldino Urtiga Filho

Prof. Engº CRESM - UFRN

Francisco de Assis de Lima

Prof. Depto. Engenharia Mecânica FEC/UNICAMP

Nivaldo Lemos Cupini

Prof. Dr. Depto. Engenharia Mecânica FEC/UNICAMP

SUMÁRIO

Investigou-se o efeito do teor de Cu em ligas Al-Cu, bem como os efeitos da aplicação de processos de refino de grão (por recobrimento volátil do molde, inoculação de Ti-Bo e de K_2NbF_7), nas propriedades mecânicas e na usinabilidade. Os processos de refino foram bastante eficientes; o limite de resistência à tração aumentou com o refino de grão; a usinabilidade e a dureza não sofreram variações sensíveis. O aumento da porcentagem de Cu provocou sensíveis variações em todos os parâmetros estudados.

SUMMARY

Was investigated the efficiency of three grain refinement process (Tilite and K_2NbF_7 inoculation and volatile mould coating) when applied during the solidification of Aluminum-Copper alloys. It was analysed their effect on: grain size, U.T.S., Brinell Hardness, and Machinability. The results showed high efficiency grain size reduction of all three process. This grain size reduction increased the U.T.S., but no significant effect was observed on hardness and machinability.

1. Introdução

O Al de pureza comercial pode ser considerado de boa usinabilidade quando o critério for a energia consumida por unidade de volume do metal removido. Contudo, a mesma característica não pode ser atribuída ao mesmo, quando se adota como critério o acabamento superficial já que, em condições normais de usinagem, o cavaco obtido é do tipo contínuo, o qual compromete o acabamento da peça.

As propriedades mecânicas e físicas do alumínio puro são fatores decisivos nas características de usinagem de suas ligas. Por exemplo: o módulo de elasticidade tem influência sobre o acabamento superficial; o limite de resistência na força de usinagem, e a condutibilidade térmica na vida da ferramenta. Contudo, a usinabilidade do alumínio é altamente influenciada por sua microestrutura e as modificações nela introduzidas, seja através da adição de elementos de liga, dos processos de fundição ou de um subsequentes tratamentos térmicos [1].

Os elementos que tendem a formar, com o alumínio, partículas intermetálicas ou fase separadas, têm influência mais marcante, sobre a usinabilidade dessas ligas, que os elementos que tendem a formar solução sólida [2], embora estas também apresentem alguma influência sobre a usinabilidade.

Pode-se afirmar que os elementos de liga influenciam na formação do cavaco, na abrasividade da liga, no acabamento superficial das peças e em outros fatores que afetam a usinabilidade. Todavia, a literatura não aponta, qualquer estudo relacionado com a possível influência do refino de grão sobre a usinabilidade das ligas refinadas.

O presente trabalho tem por objetivo estudar a influência da porcentagem de Cu e dos processos de refino de grão aplicados às ligas Al-Cu sobre suas propriedades mecânicas (limite de resistência à tração e dureza Brinell) e de usinabilidade (critério da força de avanço constante na furação).

2. Técnicas Experimentais

Foram utilizados Al e Cu com pureza comercial. O Al

foi fundido em forno elétrico de cadinho, de 7kw de potência. O Cu foi adicionado ao alumínio fundido, nas proporções 0,5%; 1,5%, 2,0%; 5,7%; 15,0% e 33,2%, forma de limas, à 800°C, sendo, em seguida, agitado rigorosamente até a sua dissolução no líquido.

Primeiramente o metal líquido foi vazado numa lingoteira de aço ABNT 1020, polida e isenta de qualquer pintura na superfície interna e sem a aplicação de qualquer processo de refino de grão. Quando da aplicação do processo de refino de grão por recobrimento volátil da lingoteira utilizou-se o esmalte sintético à base de alumínio. Quando dos processos de inoculação a lingoteira foi pintada internamente com dycote 39.

As condições operacionais foram as indicadas pelo fabricante do inoculante no caso do Ti-Bo, ou pelos autores dos trabalhos que propuseram os demais processos, quais sejam inoculação do sal halogênio K_2NbF_7 [3] e aplicação do processo de recobrimento volátil [4].

Cada lingote foi repetido três vezes para assegurar a quantidade de corpos de prova suficientes para a realização dos vários ensaios, e verificar a repetibilidade dos processos de refino de grão. Os corpos de prova para ensaio de tração foram obtidos segundo a norma ABNT MB - 4 (1953) e para os ensaios de dureza foram obtidos segundo a norma ABNT NB-6394(1980). Os corpos de prova para ensaios metalográficos foram obtidos na seção transversal dos lingotes, à 25mm da base. Os corpos de prova para ensaio de usinabilidade foram obtidos da parte intermediária do lingote, com dimensão de ϕ 52x10mm.

Os ensaios de tração foram executados numa máquina INSTRON 1127 com velocidade de aplicação da carga de 5mm/min. e à temperatura de 20°C. Os ensaios de dureza foram realizados numa máquina OTTO WOLPERT-WERKE BK300 com acionamento hidráulico, sendo aplicado um grau de carga variando entre 5 e 10, diâmetro da esfera de 10mm e tempo de aplicação da carga de 30 segundos.

O ensaio de usinabilidade foi executado num torno IMOR-S20, adaptado para ensaio de furação, com broca de aço rápido - tipo w, ϕ 6mm e ângulo de ponta de 138° - com

rotação de 630rpm, e força de avanço de 140kgf, aplicada constantemente através de dispositivo adaptado ao torno.

A liga Al-5,7%Cu refinada quimicamente via adição de Ti-Bo, foi escolhida, arbitrariamente, como padrão.

O parâmetro controlado no ensaio de usinabilidade foi o tempo de furação, e o Índice de Usinabilidade (IU) foi calculado de acordo com a expressão:

$$IU = \frac{T_p}{T_e} \quad \left(\begin{array}{l} \text{tempo de furação do metal padrão} \\ \text{tempo de furação do metal ensaiado} \end{array} \right)$$

3. Resultados e Discussões

3.1. Efeito de Refino- A figura 3.1 mostra as macroestruturas obtidas para as diferentes ligas, com e sem refino. Observando-se as macroestruturas das ligas não refinadas, nota-se que a presença do Cu não refina a estrutura do Al. Este comportamento pode ser atribuído ao baixo coeficiente de segregação do Cu, que, segundo Ohno [5], é fator preponderante para um elemento ser considerado um bom refinador de grão. Contudo, nas ligas com teores de 5,7% e 15%, existe uma região central de grãos equiaxiais não refinados, atribuídos à presença do Cu que ativa os mecanismos de formação de zona equiaxial central.

Observando-se as macroestruturas das ligas refinadas, verifica-se que os três processos de refino apresentaram alta eficiência. Notou-se uma maior eficiência do processo baseado no método mecânico. Nas ligas refinadas quimicamente nota-se uma maior eficiência dos processos para as ligas com 5,7% e 15% de Cu, resultado este que pode ter a mesma atribuição dada às ligas não refinadas. Nas ligas de composição eutética, nota-se que a zona equiaxial central foi ampliada apenas quando da aplicação do processo baseado no método mecânico. Segundo Ohno [5] os grãos eutéticos começam a formar preferencialmente na parede do molde primeiro nucleando a fase principal e em seguida a fase secundária. Se um cristal primário da fase principal desprender-se da parede do molde e for arrastado para o seio do metal líquido e lá conseguir sobreviver até atingir a temperatura do eutético ele dará origem a um grão eutético independente. Também, a agitação do líquido favorece o desprendimento des

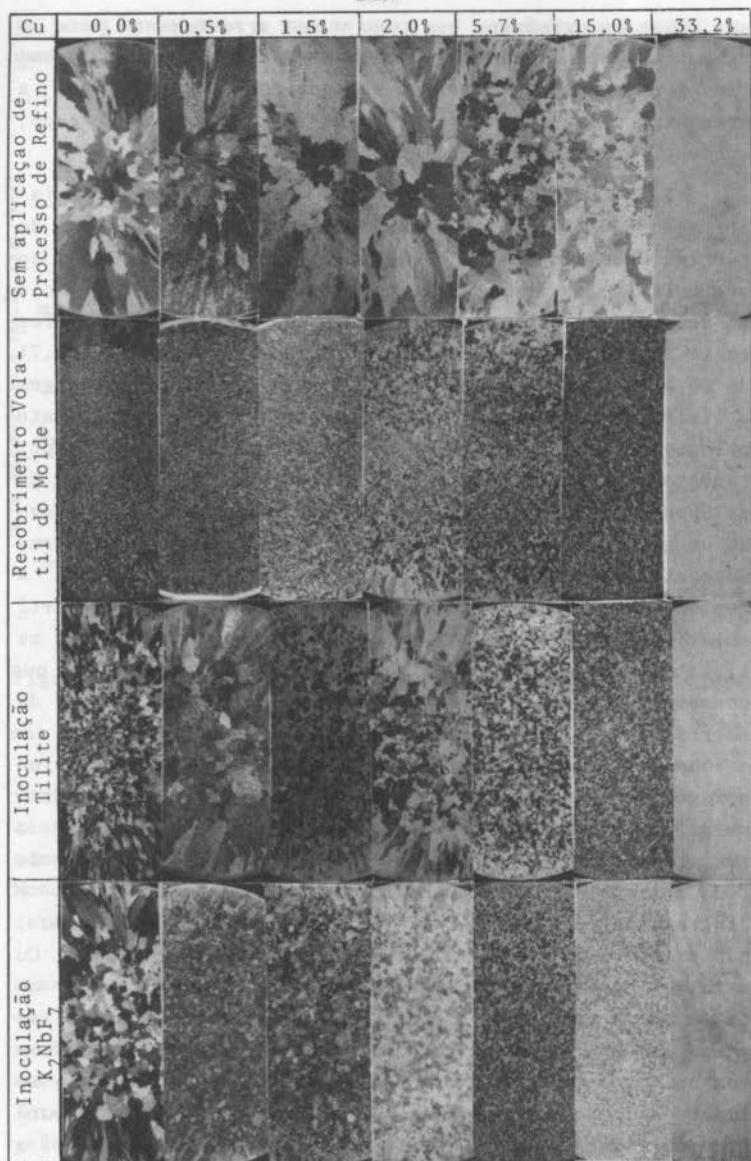


Figura 3.1 - Macroestruturas Obtidas (dimensão real)

ses cristais primários bem como o seu arrastamento para o seio líquido. Daí, a explicação para o fato eutético submetido a um processo de refino baseado no método mecânico a apresentar maior número de grãos na região central sendo, contudo, grãos eutéticos independentes.

3.2. Comportamento Mecânico - Limite de Resistência à Tração - O gráfico da figura 3.2 mostra a influência do teor de Cu e dos processos de refino aplicados às ligas sobre o limite de resistência mecânica. Quanto à influência do teor de Cu, nota-se que até 2,0% de Cu, existe um crescente aumento no valor do limite de resistência. Para 5,7% de Cu há uma queda deste valor. A partir desta porcentagem, o limite de resistência cresce, embora em menor taxa, até atingir o valor máximo na composição eutética. Este comportamento, segundo Mondolfo [6], deve-se a forma como o Cu se apresenta na matriz do Al. Se em solução sólida, provoca um grande aumento na resistência da liga; se em forma de partículas esferoidais e uniformemente distribuídas, a resistência da liga é função do espaçamento entre as partículas, o qual diminui com o aumento da quantidade de Cu na liga; e, finalmente, se na forma de uma rede cristalina, nos contornos dos grãos, provoca uma elevada fragilização da matriz com uma menor taxa de crescimento da resistência com o aumento do teor de Cu. O CuAl_2 , de estrutura cristalina hexagonal, quando disperso no interior do grão, como partículas esferoidais, apresenta uma maior influência sobre a resistência do sólido do que quando disposto na forma de rede cristalina nos contornos dos grãos. De acordo com o diagrama de equilíbrio Al-Cu [6], têm-se que até 5,65% Cu, não existe o fenômeno de segregação de soluto e todo o Cu está retido na rede cristalina, seja em solução sólida ou na forma de partículas esferoidais. A partir daí o Cu é segregado e inicia-se a formação da rede cristalina nos contornos dos grãos. Daí, o comportamento das ligas quanto ao limite de resistência. Também, a liga de composição eutética apresenta um maior limite de resistência devido a homogeneidade de sua estrutura, formada por grãos eutéticos de alta resistência. Quanto à influência dos processos de refino, vê-se que, de modo geral, eles tiveram um efei-

to positivo quanto a uma melhora da resistência da liga, o que já era esperado e comprova resultados anteriores [7].

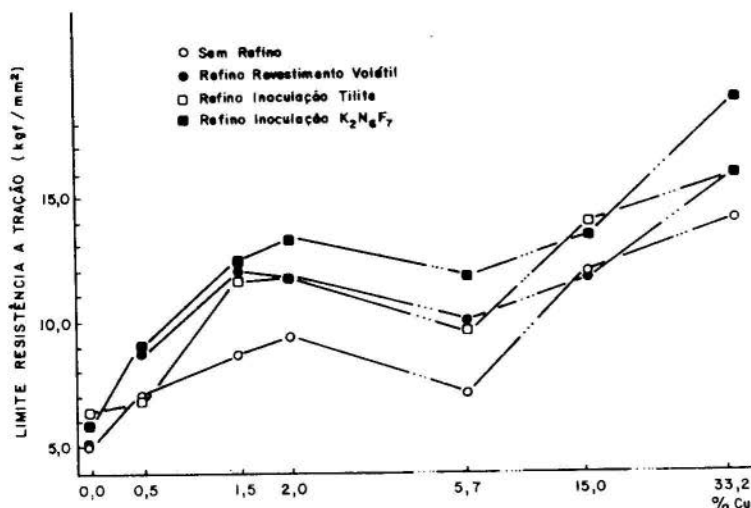


Figura 3.2 - Variação esquemática do Limite de Resistência à Tração com o teor de Cu.

Dureza Brinell - O gráfico da figura 3.3 mostra a variação da dureza com o teor de Cu para os diferentes processos de refino. Observa-se que a dureza aumenta com o aumento do teor de Cu. Este fato comprova a afirmação de Mondolfo [6] de que a dureza das ligas Al-Cu é função direta do teor de Cu.

Quanto aos processos de refino, observa-se que os mesmos não provocam variação significativa sobre a dureza das ligas. Segundo Edie [8], quando o $CuAl_2$ se apresenta na forma de partículas esferoidais uniformemente distribuídas, a dureza nos contornos dos grãos não é maior que no interior deles. Quando o $CuAl_2$ está nos contornos dos grãos, ele apresenta a mesma dureza do $CuAl_2$ que se encontra no interior do grão. Logo, um aumento da quantidade de contornos de grão, não altera o valor da dureza.

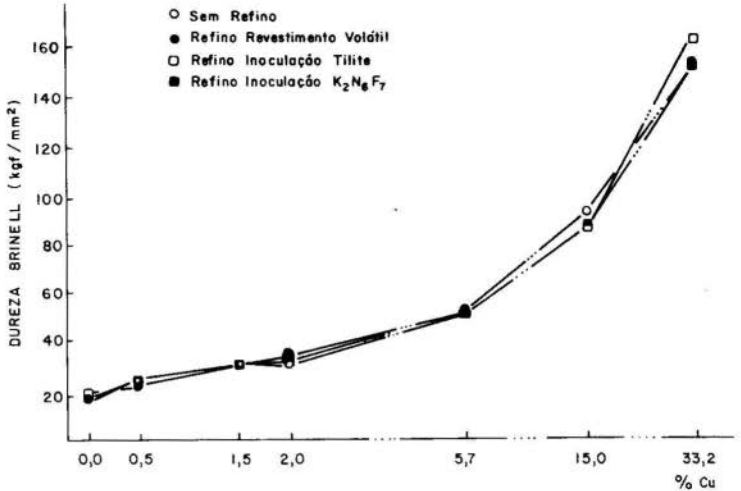


Figura 3.3 - Variação esquemática da Dureza com o teor de Cu.

3.3. Usinabilidade - O gráfico da figura 3.4 apresenta a variação da usinabilidade com o teor de cobre e com os processos de refino. Nota-se que a usinabilidade não apresenta uma variação contínua quando se varia a porcentagem de cobre na liga. Segundo Davies [9], as partículas esferoidais de $CuAl_2$ dispersas produzem maior efeito sobre a usinabilidade das ligas do que uma formação de $CuAl_2$ com dimensões maiores. Esta afirmativa pode confirmar os resultados obtidos. Para teores de cobre até 5,65% não há segregação do Cu e o mesmo fica retido no interior dos grãos provocando uma maior variação do IU. Entre 1,5% e 2,0% de Cu a variação é menor, possivelmente devido a uma maior concentração de partículas esferoidais no interior dos grãos. Para as ligas com 5,7% e 15% de cobre não existe significativa variação nos valores do IU; também, de acordo com a afirmação de Davies citada anteriormente, este comportamento pode ser atribuído ao fato de que o aumento do teor de Cu nestas ligas, provocam o surgimento da rede cristalina de composição eutética nos contornos dos grãos e que, por serem um aglomerado de $CuAl_2$, não provocam gran

des variações no IU. Na composição eutética, obteve - se maiores valores de IU. Este comportamento pode ser atribuído ao fato do eutético possuir uma estrutura homogênea, de elevada dureza e resistência, e de extrema fragilidade, propriedades, estas que favorecem a uma fragmentação do cavaço, reduzindo o atrito entre este e a ferramenta. Este fato é comum, de uma forma geral, a todos os eutéticos, como por exemplo os ferros-fundidos quando comparados com aços. Quanto ao efeito do tamanho de grão não foram observados valores significativos de variação do IU. Observa-se entretanto, que o processo de refino aliado ao tamanho de grão combinam seus efeitos sobre a usinabilidade do Al comercialmente puro e do eutético Al-Cu. A presença do Cu nas demais situações tem um efeito preponderante de forma a descharacterizar os efeitos do processo de refino e do tamanho de grão na usinabilidade.

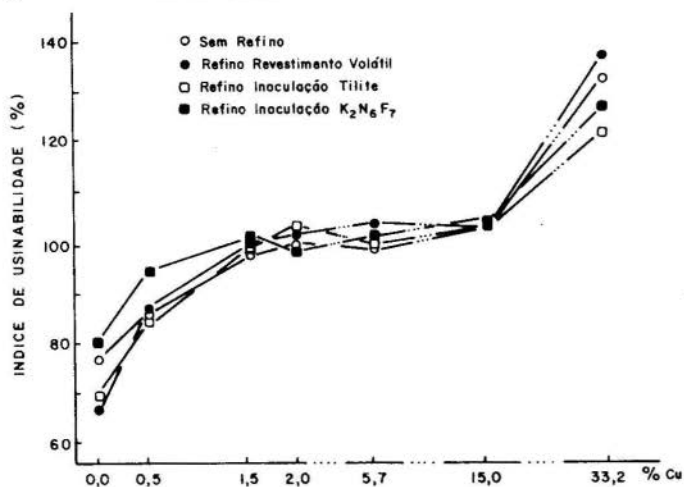


Figura 3.4 - Variação esquemática do IU com o teor de Cu

4. Conclusões

Porcentagem de Cobre na Liga

- O tamanho médio do grão foi pouco influenciado pela quantidade de cobre na liga.
- O limite de resistência apresentou um aumento cres-

cente com o aumento da porcentagem de cobre até 2,0%. Em 5,7% o limite de resistência apresentou-se inferior ao a apresentado em 2,0%, para em seguida continuar crescendo até um valor máximo na composição eutética.

- A dureza Brinell apresentou-se diretamente influenciada pela quantidade de cobre na liga.

- O IU cresceu mais significativamente até a 2,0% de Cu. Entre 2,0% e 1,5% não houve significativa influên-cia. A composição eutética apresentou maior valor do IU.

Processos de Refino de Grão:

- Os três processos de refino de grão apresentaram boa eficiência de maneira geral. A baixa eficiência para o Al comercial e para o eutético Al-Cu era esperada.

- O limite de resistência à tração foi visivelmente maior para o tamanho de grão menor, independentemente do processo de refino.

- A dureza Brinell foi pouco afetada com o refino de grão.

- O IU não foi significativamente afetado pela aplicação dos processos de refino. Este fato, aparentemente negativo, é na realidade um fator positivo, pois com a aplicação destes processos de refino pode-se melhorar as propriedades mecânicas das ligas de Al-Cu sem significativamente afetar a usinabilidade.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a valiosa colaboração dos colegas Carlos R. Bezerra, Mara Silvia do A. Vian e Wanderley Setto, bem como o apoio financeiro do Projeto Refino UNICAMP/FINEP.

REFERÊNCIAS

- [1] Skingle, T.J. and Thompson, R.W., "Machining of Al Alloys", J. Applied Metal Working, vol. 1, n° 2, (1980) pp.76-78.
- [2] Jorstad, J.L., "Influence of Al Casting Alloy Metallurgical Factors on Machinability", Modern Casting, december, (1980), pp.47-51.

- [3] Robert, M.H., Lucas, M.A.R., Cupini, N.L., "Influência da Adição de Sais de Titânio, Zircônio e Nióbio nas Propriedades Mecânicas do Alumínio Comercial", Anais do 5º CBECIMAT, dezembro, (1982), pp.371-382.
- [4] Cupini, N.L., "Desenvolvimento de um Processo para Refino de Grão do Alumínio Fundido Baseado na Aplicação de Recobrimentos Voláteis à Interface Metal/Molde", Tese de Doutorado, FEC-UNICAMP, (1978).
- [5] Ohno, A., "The Solidification of Metals" Chijin Shokan Co. Ltd., Japan, (1976).
- [6] Mondolfo, L.F., "Al Alloys - Structure & Properties" , Butter Worths, London, (1976).
- [7] Cupini, N.L. e outros, "U.T.S. of as Casting Commercial Aluminium Refined by Volatile Moulding Coating Process", Proceeding of Solidification Technology in the Foundry and Casthouse, Warwick, England, (1980).
- [8] Edie, R.L., "Solute Undeced Grain - Boundary Hardening in Aluminium", Ser.Met., vol.4, nº 8, (1970), pp.641-645.
- [9] Davies, D.W., "Machinability and Microstructure of Some Common Non-Ferrous Metals and Alloys", Met. Tech., June, (1976), pp.272-284.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-26

P.P. 257 - 265

UFU

O PROJETO DOS ELETRODOS NA USINAGEM ELETROEROSIVA

JOÃO TELESFORO N. MEDEIROS, MSc.

Engº Especialista em Fabricação e Máquinas
Ferramentas - Docente do Departamento de
Engenharia Mecânica da UFRN.

JOÃO LIRANI

Professor do Departamento de Engenharia Mecâ
nica da Escola de Engenharia de São Carlos -
USP.

SUMÁRIO

São discutidos alguns aspectos a serem levados em conta durante o dimensionamento dos eletrodos-ferramenta utilizados na Usinagem Eletroerosiva (UEE). Mediante a análise da geometria da peça-obra, da precisão dimensional e da rugosidade superficial exigida, propõe-se um método de projeto dos eletrodos a serem utilizados no processo, de modo a reduzir o tempo total de usinagem e melhorar a qualidade do produto.

SUMMARY

Relevant aspects to be considered during the dimensioning of the tool-electrodes in EDM are discussed. Through the analysis of the workpiece shape, dimensional precision and required surface roughness, it is proposed a design method for the tool-electrodes in order to reduce the total machining time and to obtain better product quality.

1. Introdução

A minimização do tempo total de fabricação de um produto é uma necessidade que se torna mais acentuada a cada dia. Tempo de fabricação, afinal de contas, associa-se diretamente ao custo do produto.

Há outra exigência em paralelo que também preocupa sobremaneira a engenharia de fabricação: a qualidade da superfície usinada. A melhoria dessa qualidade acarreta a majoração do tempo de fabricação.

Portanto, existem condições de contorno para o problema, teoricamente bem definidas: na prática, porém, inúmeros fatores interagem no delineamento de tais contornos, sejam de natureza técnica, econômica, político-social.

Na usinagem por eletroerosão, o problema se agrava pelas reconhecidamente baixas velocidades de remoção de material, quando comparadas àquelas dos processos convencionais de usinagem. Utilizando-se a velocidade máxima de remoção de material em UEE, a qualidade da superfície usinada é a pior possível, o desgaste do eletrodo-ferramenta é crítico, a conicidade é elevada, a imprecisão do processo aumenta, etc.

Estabelece-se, neste trabalho, um método de projeto de eletrodos a serem empregados na UEE, levando-se em consideração variáveis preponderantes que interagem diretamente no processo.

2. Determinação do(s) regime(s) de trabalho.

Antes da execução de uma tarefa de usinagem eletroerosiva, é conveniente verificar-se a exequibilidade da aplicação de um processo convencional que utilize energia mecânica como a forma mais adequada de remoção de material da peça-obra.

Sendo a UEE a alternativa indicada, surge a necessidade da seleção do regime de trabalho, para que sejam satisfeitas indagações básicas do tipo: desgaste? acabamento? a velocidade de remoção de material pode ser a máxima? há alguma correlação entre o desgaste do eletrodo e o regime selecionado? acabamento superficial da peça-obra pode ser predito?...

São inúmeras as dúvidas existentes desde que se pretenda prognosticar, com uma razoável confiabilidade, as condi-ções finais de usinagem.

Medeiros [1] abordou os parâmetros tecnológicos mais significativos do processo, analisando a influência de cada um deles e apresentou alguns resultados obtidos experimentalmente.

As melhores qualidade superficial e precisão dimensional da peça usinada são obtidos mediante baixos níveis de energia (e altas frequências) de descarga, o que confere ao processo velocidades de remoção de material reduzidíssimas.

Seria interessante associar alta capacidade erosiva a bom acabamento superficial, baixos níveis de desgaste do eletrodo e mínimos desvios dimensionais, de forma e posição.

Entretanto, essa é a condição ideal. Na prática, constata-se que a morosidade do processo apresenta-se sempre que se faz opção pelo regime de acabamento, enquanto superfícies muito ásperas atrelam-se inequivocamente a velocidades de usinagem elevadas.

O ponto de equilíbrio entre acabamento superficial, desgaste do eletrodo e tempo de fabricação leva à decisão intermediária: numa primeira etapa, desbasta-se rapidamente o grosso do material a ser removido; a seguir, após trocar o eletrodo, procede-se à chamada fase de acabamento, cuja tônica é a mesma que se associa ao processo da retificação convencional.

É conveniente, portanto, utilizar mais de um regime de usinagem na fabricação de uma peça por eletroerosão. Como, na maioria dos casos, cada regime está associado a um eletrodo-ferramenta e, às vezes, a um dispositivo especial de fixação desse eletrodo, os custos adicionais decorrentes de ferramentas e dispositivos complementares é um fator limitante do número de regimes a serem usados.

Em geral, recomenda-se pelo menos dois regimes, sendo um de desbaste e outro de acabamento; sempre que possível, a peça a ser eletroerodida é pré-usinada por algum processo tradicional de usinagem.

3. Um método de projeto

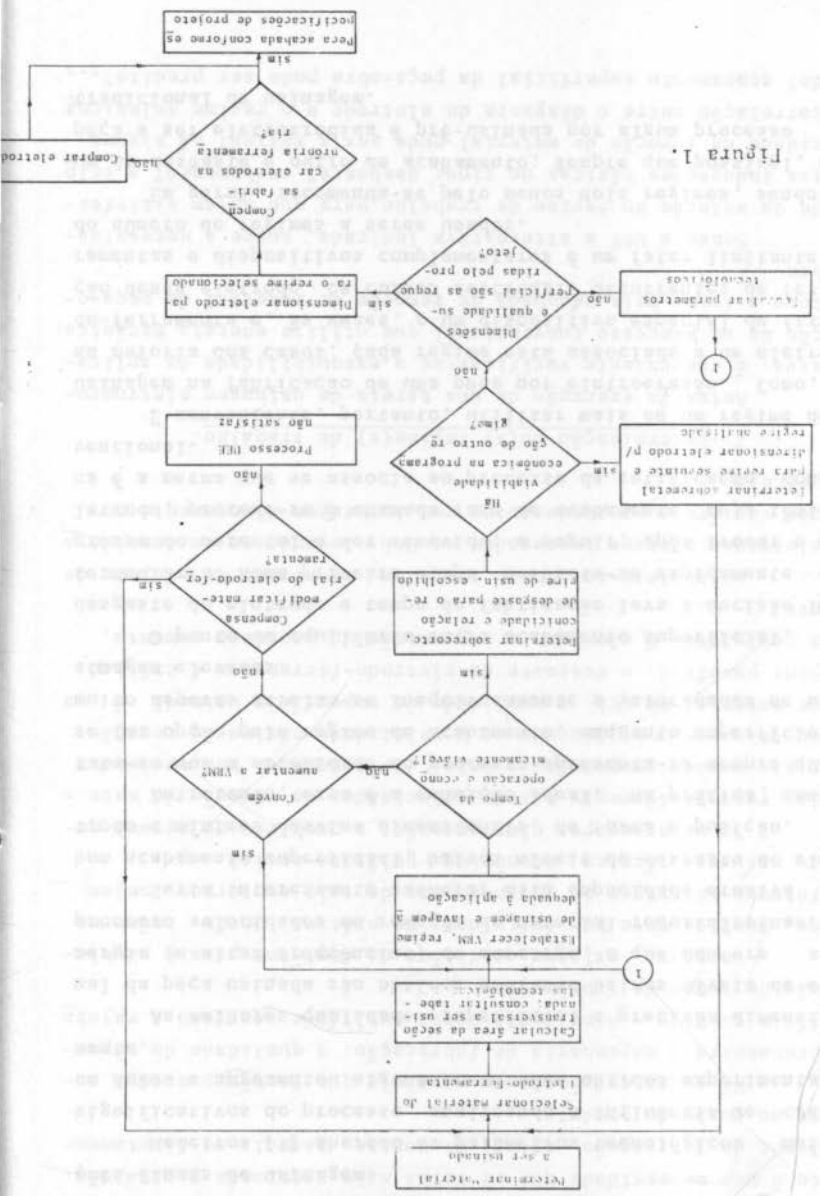


Figura 1.

O fluxograma apresentado na Figura 1 sintetiza o procedimento mais adequado à determinação dos parâmetros tecnológicos do processo eletroerosivo que possibilitem a obtenção de uma peça eletroerodida e que atenda às especificações de projeto relativas ao acabamento superficial e à precisão dimensional, de forma e posição.

Uma vez determinado o material da peça, seleciona-se o material que comporá o eletrodo-ferramenta para o regime a ser executado com base nos parâmetros tecnológicos e custo de fabricação desse eletrodo [1]. A seguir, calcula-se a área da seção transversal do eletrodo-ferramenta: se a sua superfície frontal não for plana, ou estiver inclinada em relação ao plano da mesa de serviço, a área frontal desse eletrodo-ferramenta passa a ser o parâmetro de interesse.

A curva da Figura 2 associa a velocidade de remoção de material (VRM) à área frontal (AF) ótima do eletrodo-ferramenta. A utilização dessa curva proporciona as melhores condições de usinabilidade eletroerosiva com o mínimo dispêndio de energia e desgaste do eletrodo-ferramenta, adequando com maior propriedade o processo eletroerosivo à aplicação particular. Não convém, portanto, distanciar-se muito do valor indicado para a VRM.

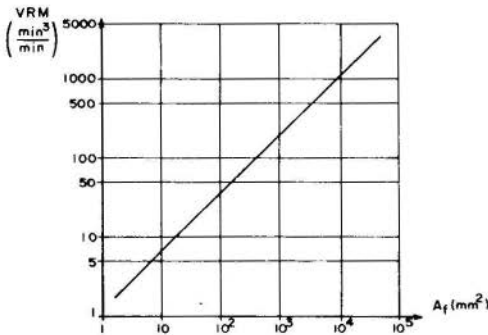


Fig. 2 - Correlação entre a VRM e a área frontal ótima do eletrodo^[2]

Conhecido o valor indicado para a velocidade de remoção de material, selecionam-se o regime de usinagem e as condições de lavagem propícias à aplicação. Nesse ponto, é importante uma análise comparativa de custos entre os diversos processos que possibilitem a fabricação da peça requerida (CN, CNC, fresamento por copiamento, UEE, etc.).

A determinação do sobrecorte, conicidade e relação de desgaste para o regime de usinagem e condições de lavagem escolhidas é feita através de consulta às curvas e tabelas respectivas (nos catálogos do fabricante [2] ou realizando ensaios prévios com os materiais a serem usados como eletrodos [1]), que são uma função do tipo de gerador elétrico, dos parâmetros de usinagem e dos materiais utilizados como eletrodos.

Nesse ponto, depara-se com um outro problema de natureza técnico-econômica: trata-se de verificar a necessidade da programação de um ou mais regimes de usinagem, que proporcionem um tempo de fabricação relativamente curto e uma qualidade superficial enquadrada nos padrões requeridos pelo projeto.

Como regra geral [3], deve-se utilizar dois regimes de usinagem quando se desejar um produto com uma rugosidade superficial $R_a = 2,20 \mu\text{m}$, ou três regimes de usinagem, quando o projeto requerer uma rugosidade superficial $R_a = 1,26 \mu\text{m}$ e a área frontal do eletrodo for superior a 200 mm^2 .

Uma vez definido o número de passes ou regimes de usinagem, é necessário confrontar os custos relativos à compra ou fabricação dos eletrodos e/ou porta-eletrodos complementares com a economia resultante da redução do tempo total de usinagem devido à programação de um ou mais regimes intermediários.

No dimensionamento dos eletrodos de desgaste e semi-acabamento, deve-se levar em conta os desvios de forma e posição introduzidos com a troca dos porta-eletrodos e dos eletrodos, além dos desvios relativos à própria máquina eletroerosiva.

O procedimento adequado a ser seguido é simples:

- a) Com a área frontal do eletrodo calculada, consultar, na Figura 2, o valor mais adequado para a VRM:

- b) Determinada a VRM, selecionar as condições de usinagem propícias à aplicação (tensão, amperagem, tipo e condições de lavagem, etc.), através de ensaios prévios que forneçam dados que varram diversos valores de relação de desgaste (RD), rugosidade (Ra), sobrecorte lateral (SL) e conicidade.
- c) Cada dimensão do eletrodo de desbaste deve ser igual à dimensão correspondente, na peça, do regime seguinte, menos aproximadamente $1,5 S_L$; cada dimensão do eletrodo de acabamento deve ser igual à dimensão final correspondente, na peça, menos o sobrecorte lateral de acabamento, para os ajustes selecionados:
- d) A consulta às curvas tecnológicas predeterminadas fornece o valor da conicidade da peça usinada em função das variáveis adotadas. Determinada essa grandeza e a profundidade da cavidade a ser usinada, calcular o volume usinado e, dividindo-se pela VRM, obter o tempo de usinagem através desse regime; se a lavagem escolhida for pulsante com elevação periódica do eletrodo-ferramenta, adicionar o tempo total gasto para executar a lavagem ao tempo de usinagem;
- e) Com a conicidade, RD e a profundidade da peça a ser usinada, verificar o comprimento mínimo do eletrodo-ferramenta para cada regime analisado e prognosticar a tolerância final da peça a ser usinada, que deve ser compatível com o valor especificado no projeto, após algumas iterações.

Dimensionados os eletrodos e selecionados os ajustes a serem efetuados, depara-se com uma última decisão: para a geometria da cavidade a ser usinada, é mais conveniente comprar ou fabricar os eletrodos-ferramentas? Trata-se de uma decisão particular, que depende da aplicação, das possibilidades e custos da ferramentaria a que está associada a máquina-ferramenta eletroerosiva e da política adotada pela empresa, nesse tocante.

Os ensaios de que trata o item b) acima podem ser executados quando da aquisição da máquina, varrendo pontos extremos e médios da sua faixa de operação, ensaiando-se os

materiais cujo potencial de emprego seja destacado, uma vez que as curvas fornecidas pelos fabricantes de máquinas não podem esgotar todas as possibilidades de combinação de "eletrodos" e "variáveis locais".

Após alocar os dados que servirão de respaldo ao dimensionamento dos eletrodos, é possível sistematizar o projeto de eletrodos, incluindo o custo, através da análise de tais dados, pelo uso de um programa computacional desenvolvido para tal fim: o programa UEE.

Tendo como base os tempos padrões e os custos atualizados, face à configuração geométrica solicitada, pode o programa UEE indicar a melhor dentre as possíveis soluções, com uma confiabilidade compatível com a precisão do sistema de dados fornecido.

Este pacote computacional, desenvolvido pelos autores, está em fase de experiência-piloto no LAMAFE, EESC-USP, tendo apresentado resultados promissores até o momento, na fabricação de matrizes e a próxima etapa é a de adaptá-lo às necessidades peculiares de cada indústria do setor interessada em implementá-lo.

4. Conclusões

A análise técnico-econômica das alternativas de fabricação de um produto inclui, como uma solução viável em muitas circunstâncias, o processo de usinagem por eletroerosão.

As dificuldades surgidas no projeto do eletrodo podem ser superadas pela análise dos principais parâmetros tecnológicos que interagem no processo, tendo-se em vista a qualidade do trabalho executado e o custo. Para isso, apresentou-se uma sistematização dessa análise que se aplica, por exemplo, à fabricação de matrizes por eletroerosão, dentre outros empregos.

O objetivo fundamental da pesquisa é dominar a tecnologia envolvida para disseminá-la através de pacotes computacionais acessíveis, dinâmicos e eficientes, fugindo às caixas pretas que assolam o mercado nacional e prestando desta forma um serviço às pequenas e médias empresas nacionais e ao país.

REFERÊNCIAS

- [1] Medeiros, J.T.N., "Análise de alguns parâmetros tecnológicos da usinagem de aço-carbono por eletroerosão, São Carlos - EESC-USP, (1981) - Dissertação de Mestrado - 151 p.
- [2] Manual de Instrucciones da máquina eletroerosiva tipo Erosimat D-01/A - HITEKA, Budapest.
- [3] SEMON, G., "Guide pratique d'usinage par étincelage". Suisse, Ateliers des Charmilles, (1974).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



UFU

TRABALHO
PAPER

Nº C-27

P.P. 267 - 276

A INFLUÊNCIA DO SISTEMA DE LAVAGEM SOBRE A USINAGEM DE METAIS POR ELETROEROSÃO (UEE)

JOÃO TELESFORO NÓBREGA DE MENEIROS, MSc

Engº Especialista em Fabricação e Máquinas Ferramentas - Docente do Depto. de Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da UFRN - Natal-RN.

JOÃO LIRANI, PhD

Docente do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos USP - São Carlos-SP

SUMÁRIO

A usinagem por eletroerosão (UEE) resulta ser um processo de fabricação de colóides. A remoção dessas partículas coloidais da zona de trabalho é revelante à obtenção da melhor qualidade da peça-obra no menor espaço de tempo. Aborda-se o sistema de injeção lateral de dielétrico e a usinagem de uma matriz para conformação, em cuja fabricação utilizou-se este tipo de lavagem, enfocando-se os problemas correlatos à aplicação adotada.

SUMMARY

There is a generation of colloids during Electrical Discharge Machining. The removal of those particles far from machining zone is relevant to get a better machine performance. In this paper, lateral flow flushing is used in Electrical Discharge Machining of a forming die and correlated problems are pointed out.

1. Introdução

A maioria das máquinas UEE possui duas unidades distintas de circulação fluídica: o circuito hidráulico de acionamento do cabecote porta-eletrodo e o circuito hidráulico do sistema dielétrico de lavagem da zona de serviço.

As características dinâmicas do conjunto hidráulico de acionamento do cabecote devem assegurar uma boa resposta do sistema eletroerosivo aos sinais de perturbação provenientes da variação do espacamento eletrodo-ferramenta/peça e consequentes flutuações na magnitude da tensão elétrica entre os eletrodos.

A presença de partículas coloidais no espaço entre os eletrodos altera o comportamento da usinagem, dado serem elas boas condutoras de calor e de eletricidade dispersas num meio dielétrico líquido. O maior ou menor rendimento do sistema eletroerosivo depende acentuadamente da maior ou menor dispersão da energia da descarga na zona de usinagem e um dos fatores interagentes nesse rendimento consiste no sistema de lavagem adotado.

A necessidade de se assegurar uma determinada rigidez dielétrica ao meio fluídico interposto entre o eletrodo-ferramenta e a peça é satisfeita pelo fornecimento de um líquido dielétrico de alta pureza. Ora, isso é contraposto pela crescente contaminação do fluído dielétrico de serviço na zona de usinagem, mediante a operação intermitente de novas partículas coloidais nessa região.

O delineamento do "sistema de lavagem ideal" encerra, fundamentalmente, as seguintes funções:

a) Remoção das partículas geradas após cada descarga, num tempo mais rápido que o exigido à nova ionização do dielétrico;

b) A lavagem por injeção (ou sucção) deve ser executada a uma pressão manométrica (ou vacuométrica) grande o necessário para assegurar a "limpeza" da zona de usinagem e pequena o suficiente para não ensejar forças de perturbação significativas atuantes no cabecote;

c) O fluxo possua uma orientação bem definida em função da geometria da cavidade usinada de modo a minimizar o

efeito de formação de vórtices indesejáveis ou a concentração de partículas erodidas nas regiões mais íntimas;

d) A geração e propagação de ondas desenvolvidas durante a lavagem restrinjam possíveis flutuações termodinâmicas mais acentuadas, minorando dessa maneira efeitos localizados de deformações térmicas, bem como eventuais interferências na formação dos canais de alta condutibilidade que antecedem a descarga.

e) Os canais de escoamento das partículas erodidas satisfaçam à condição básica de permitir uniformidade no desgaste do eletrodo-ferramenta e manter uma conicidade compatível com aquela especificada no projeto.

Em sendo possível, recomenda-se empregar furos de lavagem na peça a ser usinada para facilitar a remoção das partículas erodidas e uniformizar a circulação do dielétrico em toda a zona de serviço. Quando, por outro lado, apresentasse a impossibilidade de se executar esses furos, recorre-se à lavagem por injeção lateral do dielétrico (figura 1).



Fig. 1 - Lavagem por injeção lateral do fluido dielétrico através de tubo "espauquete".

O jato líquido que incide sobre o eletrodo-ferramenta, com ele formando um determinado ângulo e dele distando um certo valor apresenta a disposição mostrada na figura 1.

Efeitos da viscosidade, pressão, velocidade, seção transversal do tubo e nível de contaminação do fluido determinam o comportamento do fluido incidente na zona de usinagem. Além disso, a natureza das partículas dispersas no fluido e a sua temperatura e a rugosidade superficial dos eletrodos são grandezas que não podem ser desprezadas quando se pretende otimizar o sistema de lavagem da zona de serviço.

A abstração proporcionada pela figura 1 não leva em conta as principais características operacionais de usinagem: neste caso o jato incidente depara-se inicialmente com uma massa fluidica não-estacionária interposta entre cada "espaquete" e os eletrodos, o que decerto contribuirá à formação de uma "frente de onda de lavagem" dirigida inicialmente à folga lateral entre os eletrodos, passando ao fundo da cavidade usinada e retornando pela folga lateral, a jusante, agora já incorporando ao fluxo o material removido desde a "frente de onda" precedente.

Tudo isto acontece em uma fração de tempo da ordem de nano a micro-segundos, dependendo da frequência de descargas e das condições de lavagem, num espaço compreendido entre os dois (eletrodos) sólidos paralelos que distam entre si não mais que meio milímetro. A regularidade e uniformidade dessa remoção de partículas está intrinsecamente associado um avanço regular e suave do eletrodo-ferramenta contra a peça, no tempo.

2. Análise de um sistema real de lavagem

O exemplo selecionado para análise, rico em detalhes, é o de um bloco de matriz de aço-carbono apresentado na figura 2. Os eletrodos-ferramenta usinados em cobre são uma reprodução das peças de um jogo de xadrez que se deseja produzir.

No estabelecimento do sistema de lavagem, a primeira preocupação deve ser voltada à relação entre a área frontal do eletrodo, a área frontal (vista de cima) da peça e a área do reservatório de serviço. A medida que o eletrodo tem seção frontal de espessura delgada, a injeção (ou sucção) de fluido dielétrico em redor desse eletrodo pode fazê-lo vibrar excessivamente e comprometer a qualidade da fabricação. Além disso, a formação de vórtices no reservatório de serviço

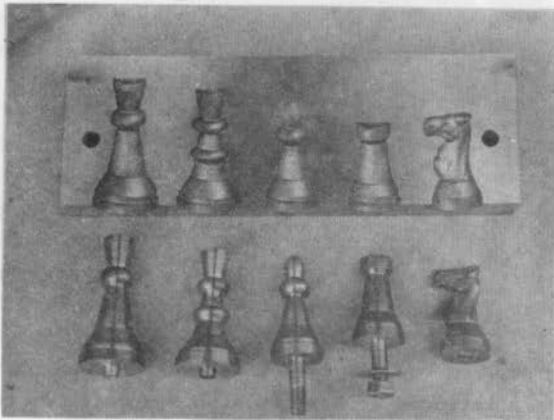


Fig. 2 - Peça usinada (ao alto) e os respectivos eletrodos-ferramenta (abaixo).

depende dos parâmetros hidrodinâmicos da lavagem e das áreas acima listadas.

A usinagem por eletroerosão é executada entre duas superfícies paralelas em que prevalecem "estalactites" da rugosidade superficial e entre as quais escoia o fluido dielétrico. O encontro do fluido com cada coluna de "estalactite" provocará um turbilhonamento microlocalizado que, estendido ao longo de toda a superfície, comporá um universo que afeta o comportamento da zona de usinagem.

Tanto maior seja a pressão garantida à lavagem, admitindo-se um mesmo fluido de serviço, constata-se um desgaste progressivo não uniforme no eletrodo-ferramenta, fruto dos vórtices desenvolvidos durante a usinagem. Na instalação UEE utilizada nesta pesquisa, a variação da pressão se dá concomitantemente com a variação da vazão de suprimento do fluido dielétrico, que utiliza uma bomba centrífuga na circulação do fluido.

A não-uniformidade do desgaste do eletrodo-ferramenta depende igualmente do nível de contaminação do fluido dielétrico.

trico, que também exerce interferência na velocidade de remoção de material e no sobrecorte lateral. Para isso, a manutenção da unidade de filtragem em boas condições de operação torna-se um imperativo no processo.

Na usinagem em foco, desejava-se executar cinco impressões distintas de uma só vez, o que dificulta a escolha apropriada dos parâmetros controlados pelo operador. O eletrodo da direita (cavalo) fundido e lixado, tem características geométricas de forma e superfície distintas dos outros eletrodos: a torre, à sua esquerda, com geratriz constituída de linhas retas, apresenta o seu topo como região de difícil acesso à lavagem; o bispo, a dama e o rei, à esquerda da torre, possuem "anéis" que se apresentam como bastante propícios à retenção de partículas e à redução da velocidade (alteração dos números de Euler, Froude e Reynolds) e uma atenção especial deve ser dedicada a esses detalhes na abordagem de problemas dessa natureza.

Os efeitos representados por esse grupo adimensional (Eu, Fr, Re) são relevantes, por associarem as forças de pressão, inércia, gravidade e viscosas interagentes na lavagem da zona de serviço.

Tem-se constatado durante a fabricação de matrizes por eletroerosão que essas forças exercem marcante influência sobre os parâmetros tecnológicos do processo, em especial, a velocidade de remoção do material e ao desbaste - às vezes irregular - do eletrodo-ferramenta.

Para contornar tais problemas, optou-se nesta aplicação pela injeção lateral do fluido dielétrico.

As figuras 3 e 4 mostram o arranjo físico adotado para a distribuição dos seis tubos "espaguete" (\varnothing 2 mm) empregados na lavagem por injeção lateral.

Foram usados dois regimes de usinagem, desbaste e acabamento e o único eletrodo substituído na passagem de um regime para o outro foi relativo ao cavalo. Um simples giro de 180° em torno do eixo de cada um dos demais eletrodos garantiu "novos" eletrodos ao regime de acabamento, sem introduzir desvios adicionais aos já existentes.

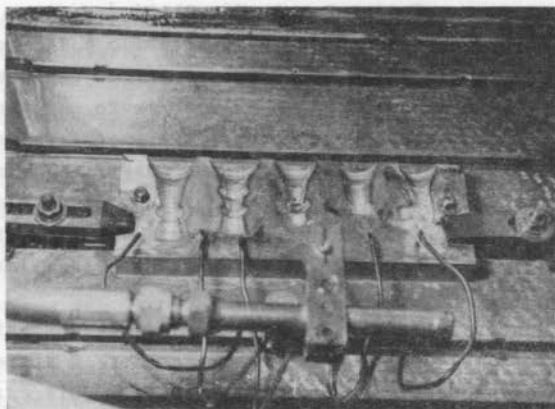


Fig. 3 - Sistema de fixação da peça e de lavagem adotados.

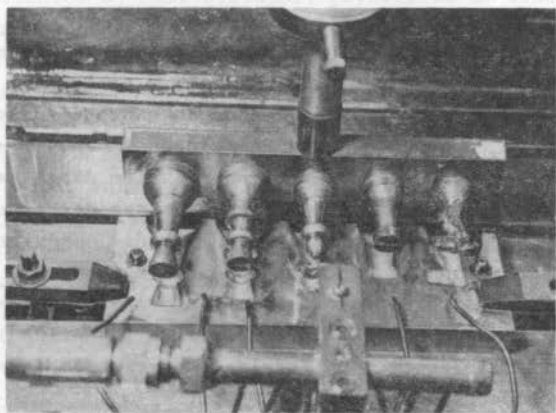


Fig. 4 - Dispositivo de montagem e fixação dos eletrodos-ferramenta e peça.

3. Discussão dos Resultados Obtidos

A matriz de que trata esse trabalho é fabricada em aço carbono e os eletrodos utilizados foram de cobre eletrolítico. Utilizou-se na usinagem de acabamento uma tensão média de 110 volts entre os eletrodos e uma amperagem média de 1,8 A e se observou instabilidade na usinagem. A velocidade média de avanço cumulativo do cabeçote foi de 2 $\mu\text{m}/\text{min}$.

O dispositivo utilizado na montagem dos eletrodos (figura 4) era uma barra de aço onde os diversos eletrodos estavam parafusadas.

A pressão de serviço (injeção) utilizada foi de 25 KPa ($0,25 \text{ Kgf}/\text{cm}^2$) e o dielétrico, querosene. O sistema de filtração era composto de três cilindros com dois cartuchos cada um. Utilizou-se água da hidrocanação para resfriar o fluido dielétrico que circulava pelo tanque de alimentação do dielétrico. Os efeitos de dispersão da energia de descarga são maiores para usinagem profundas e com sistema de lavagem deficiente. Devido a isso, variou-se a pressão de lavagem no reservatório de dielétrico e no sistema de injeção por espaguete.

Observou-se que, para níveis de pressão superiores a $0,25 \text{ Kgf}/\text{cm}^2$, o desgaste do eletrodo é acelerado, embora proporcione uma velocidade de avanço do cabeçote mais elevada; entretanto, o aumento nessa velocidade é menos significativo que o maior desgaste dos eletrodos. Além disso, a superfície frontal dos eletrodos-ferramentas tem desgaste não uniforme a pressões de injeção mais elevadas, em virtude do turbilhamento que se processa na zona de usinagem.

Tal efeito de turbilhamento provoca um movimento alterado intenso no cabeçote eletroerosivo ("hunting"), prejudicando sensivelmente a uniformidade na remoção de material e na rugosidade superficial.

Nas regiões em que o acesso do fluido de lavagem era difícil, criaram-se depósitos de resíduos carbônicos que precisaram ser removidos periodicamente para que a usinagem dentro dos padrões requeridos. Tais depósitos podem chegar a triplicar o tempo normal de usinagem para uma matriz como a mostrada e eles contribuem para um desgaste irregular nos e-

letrodos-ferramenta, podendo comprometer o padrão de qualidade exigido à tarefa.

Nesta usinagem, a conicidade não era parâmetro muito significativo. É desejável, em usinagens mais severas, pequena conicidade na parede lateral do eletrodo-ferramenta para permitir a saída das partículas erodidas. Isso favorece a velocidade de remoção de material e reduz o efeito de arredondamento dos cantos vivos da peça e do eletrodo-ferramenta.

Constatou-se um excesso de resíduos carbônicos na peça do meio (bisno), cujo sistema de injeção mostrou-se ineficaz e permitiu que seu "anel" intermediário acumulasse tais impurezas.

4. Conclusões

Apresentou-se um sistema de lavagem por injeção lateral empregado na fabricação de uma matriz por electroerosão. Foram salientados os aspectos mais destacados a serem considerados, destacando-se a disposição dos dutos de lavagem e da pressão de lavagem, cujo nível mais adequado situou-se aproximadamente a $0,25 \text{ Kgf/cm}^2$. Níveis mais baixos mostraram-se insuficientes e, mais elevados, permitiram um avanço ligeiramente mais rápido do cabecote electroerosivo, mas às custas de um despaste mais intenso e menos regular dos eletrodos-ferramenta.

Constatou-se qualitativamente que a lavagem por injeção lateral pode ser quantificada em função de uma combinação dos números adimensionais de Euler, Reynolds e Froude.

A utilização da lavagem por injeção lateral é de mais fácil aplicabilidade e, quando bem aplicada, pode ser bastante eficiente. A compatibilidade da pressão de injeção com a velocidade de remoção de material e o despaste dos eletrodos ferramenta foi conseguida, nesta aplicação, em que se obteve um bom nível de qualidade de fabricação e rugosidade superficial da peça usinada.

5. Agradecimentos

A consecução deste trabalho foi possibilitada com a participação efetiva dos técnicos de laboratório Helvécio Eugênio, Luís Carlos Bruno e Reonildo Zambom e das secretárias Sonia Rodrigues Fontes e Sandra Brunelli Benedicto, a

quem agradecemos a colaboração e o empenho demonstrados.

REFERÊNCIAS

- [1] MEDEIROS, J.T.N. - Análise de Alguns Parâmetros Tecnológicos da Usinagem de Aço-Carbono por Eletroerosão. São Carlos, EESC-USP, (1981). Dissertação de Mestrado. 151p.
- [2] LAVRENTIEV, M., CHABAT, B. - Effets Hydrodynamiques et Modèles Mathématiques. Moscou, Éditions MIR, (1980).
- [3] BENETT, C.O., MYERS, J.E. - Momentum, Heat and Mass Transfer. New York, McGraw-Hill Inc., 1974. 2nd edition.
- [4] MIKHEYEV, M. - Fundamentals of Heat Transfer. Moscow, MIR Publishers, (1968).
- [5] MEDEIROS, J.T.N. - Usinagem de Matrizes por Eletroerosão. Natal, I Encontro Norte-Riograndense de Engenharia Mecânica (I ENEM), DEM/CT/UFRN, 1982.
- [6] HOCKENBERRY, T.O. - The role of dielectric fluid in Electrical Discharge Machining (I). SAE, Paper 680635- October (1968).
- [7] MICHELETTI, G.F. - Stato dell'arte, sviluppi, tendenze nelle lavorazioni ad elettroerosione. Torino, Istituto di Tecnologia Meccanica do Politecnico de Torino, 1979. 37p.
- [8] KOSCHMIEDER, E.L. - Experimental Aspects of Hydrodynamic Instabilities. In: Order and Fluctuations in Equilibrium Statistical Mechanics. Edit. by G. Nicolis, G. Dewel and J. W. Turner. John Wiley & Sons, (1981). p.159-207.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-28

P.P. 277 - 287

UFU

ANÁLISE TÉCNICO-ECONOMICA DE MÁQUINAS COMANDADAS NUMÉRICAMENTE E MÁQUINAS CONVENCIONAIS PARA FABRICAÇÃO DE UM GRUPO DE PEÇAS

GREGÓRIO JEAN VARVAKIS RADOS

Auxiliar de Ensino

Instituto Tecnológico de Aeronáutica

AUREO CAMPOS FERREIRA

Professor Titular

Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

No presente trabalho avalia-se a utilização de um centro de usinagem na fabricação de uma família de peças numa empresa da indústria metal-mecânica. Avaliação esta feita em termos técnicos e econômicos, sendo as principais considerações técnicas: precisão, qualidade e rapidez; e as considerações econômicas: vantagens referentes aos custos fixos e variáveis de produção.

A avaliação foi obtida com a comparação da fabricação de uma família de peças em um grupo de máquinas convencionais e num grupo de máquinas CN, no caso, centro de usinagem.

SUMMARY

The impact of a machining centre for the fabrication of a parts family in the mechanical engineering industry, is studied in this dissertation. This impact is evaluated in technical and economic terms, the principal technical considerations being machining tolerance, quality and speed and economic factors those of cost advantages in relation to fixed and variable production costs. The evaluation was made by comparing parts manufacture with conventional machine tools and with numerically controlled machine tools.

1. Introdução

Cada vez mais o equipamento utilizado pela empresa tem maior influência sobre a sua operacionalidade e rentabilidade. É de pleno conhecimento do empresário ou técnico que não basta produzir-se um "bom" produto, é necessário produzi-lo rapidamente, com qualidade e baixo custo.

Sabe-se que o comando numérico (CN) surge como uma nova e importante alternativa para a indústria metal-mecânica, consistindo a importância do presente trabalho no subsídio e informações acerca das potencialidades técnicas econômicas do CN, analisando seu desempenho comparativamente ao de máquinas convencionais. [1], [3], [4] e [6].

Atualmente um crescente número de peças é fabricado em lotes pequenos e médios, por isto no presente trabalho adotou-se como base organizacional tecnologia de grupo (fabricação de um grupo de peças em arranjo físico de grupo de máquinas). [6].

O grupo de peças foi definido com base em famílias de peças formadas quando da análise de peças utilizadas na fabricação de uma linha de compressores. Determinaram-se os grupos de máquinas convencionais e CN levando-se em conta as operações que deveriam ser executadas no grupo de peças e a distribuição da carga de máquinas. Definiram-se as ferramentas e dispositivos a serem utilizados pelos equipamentos convencionais e CN, bem como se fez a programação em linguagem EXAPT para a usinagem das peças em um centro de usinagem. Os tempos de fabricação das peças foram obtidos por cronometragem da operação no caso das máquinas convencionais e da simulação da fabricação no caso do equipamento CN [5].

Entre as máquinas CN selecionou-se o centro de usinagem como equipamento a ser utilizado no grupo de máquinas CN, e para o grupo de máquinas convencionais foram definidos como necessários os equipamentos: torno, fresadora, furadeira. O número dos equipamentos utilizados em cada um dos grupos de máquinas vai depender da carga de máquina necessária para a fabricação dos diferentes lotes de produção [5].

2. Caracterização do Grupo de Peças

As peças definidas como sendo o grupo de carcaças (fig1) tem basicamente o aspecto piramidal passando por operações de

fresagem, furação e rosqueamento. O quadro 1 apresenta a produção mensal de carcaças para diferentes grupos de máquinas, salientando-se que o número de peças do grupo de máquinas convencionais é 5% maior devido a refugos na fabricação, têm-se níveis diferentes de produção devido a oscilações na demanda dos compressores.

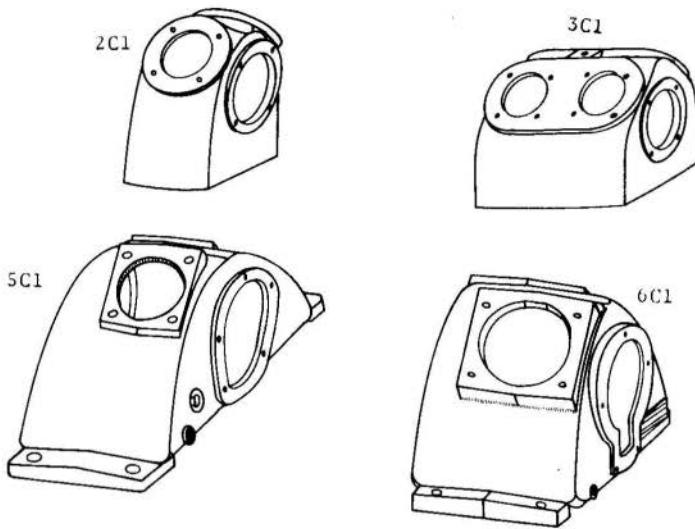


Fig. 1. Carcaças do Grupo de Peças

Tab. 1. Produção mensal das diferentes carcaças para os 2 grupos de máquinas

Volume de Produção Mensal "n"	Tipos de Carcaças							
	2 c 1		3 c 1		5 c 1		6 c 1	
	maq. CN	maq. convencionais	maq. CN	maq. convencionais	maq. CN	maq. convencionais	maq. CN	maq. convencionais
1: Mínimo	251	264	140	147	33	35	41	43
2: Médio	358	376	199	209	47	50	58	61
3: Máximo	502	527	279	293	66	70	86	82

As tabelas 2 e 3 apresentam o tempo de fabricação das diferentes carcaças levando em conta o tempo de preparação e produção dos lotes.

Tab. 2. Tempo de fabricação, preparação e carregamento das máquinas CN para diferentes volumes de produção e tempo em horas.

Volume	CARCAÇAS					tempo total de fabricação do lote de produção "h"
	2 c 1 tempo de fabricação	3 c 1 tempo de fabricação	5 c 1 tempo de fabricação	6 c 1 tempo de fabricação	tempo de preparação	
1	81,65	58,66	12,83	16,86	4,5	174,5
2	116,46	83,34	18,27	23,85	4,5	246,42
3	163,31	116,85	25,66	37,72	4,5	344,04

Tab. 3. Tempos de fabricação, preparação e carregamento das máquinas em horas, para os diferentes níveis de produção (não está definido o tempo referente a cada carcaça mas sim o tempo total).

Volumes de produção "n"	máquina "i"	tempo de fabricação	tempo de preparação	cargas de máquinas
1	torno(s)	88,78	6	94,78
	Fresadora(s)	231,9	12,5	244,40
	Furadeira(s)	208,64	6,8	215,44
2	Torno(s)	126,44	6	132,44
	Fresadora(s)	328,86	12,5	341,36
	Furadeira(s)	296,84	6,8	303,64
3	Torno(s)	177,21	6	183,21
	Fresadora(s)	461,43	12,5	473,93
	Furadeira(s)	416,54	6,8	423,34

3. Determinação dos custos de fabricação

A comparação entre as duas alternativas terá como base os custos de produção e aspectos técnicos de fabricação. Para fins de comparação entre custos, pode-se classificar os custos em dois grupos:

- Custos comuns: são custos que incidem com igual valor sobre as alternativas. Estes custos segundo Fleischer [2] podem ser desconsiderados.
- Custos distintos: são custos que incidem sobre as duas alternativas, com valores substancialmente diferentes.

Os custos comuns e distintos podem ser diretamente influenciados pelo volume de produção (custos variáveis) ou manterem uma relativa independência do volume de produção (custos fixos).

3.1. Custos Fixos

No presente trabalho dentre os custos distintos quatro foram classificados como custos fixos:

a) Custo do espaço físico (CEF)

O custo do espaço físico refere-se a remuneração do capital investido na construção e manutenção das instalações onde estão localizados os equipamentos. O período considerado é mensal.

$$CEF_i = QU_i \cdot CMQ \quad (1)$$

onde: i = índice referente a máquina utilizada, CEF_i = custo do espaço físico referente a máquina i , QU_i = área utilizada, CMQ = custo do m^2 por mês.

b) Custo de Capital (CCA)

O custo de capital é um custo relativo a remuneração do capital aplicado no investimento do equipamento do grupo de máquinas

$$CCA_i = VE_i \cdot TR \quad (2)$$

onde: CCA_i = custo do capital referente a maq. índice " i ",
 VE_i = valor do equipamento " i ", TR = taxa mensal de retorno dos investimentos da empresa.

c) Custo Fiscal (CF)

Existe a possibilidade de abater-se do pagamento do imposto de renda uma parte referente a amortização do equipamento. Este custo de produção só é possível caso a empresa apresente lucro contábil.

$$CF_i = VE_i \cdot \frac{TD}{12} \cdot TIR \quad (3)$$

onde: CF_i = custo fiscal referente a máquina índice " i "; TD = taxa anual de depreciação do equipamento, TIR = taxa anual do imposto de renda.

d) Custo de Mão de Obra (CMO)

Devido as características dos grupos de máquinas, considera-se no presente trabalho mão de obra como um custo fixo mesmo que por sua natureza ele seja um custo semi-variável ;

porque seu comportamento não é diretamente relacionado ao volume de produção dentro de determinados limites pode variar sem que haja aumento ou diminuição do custo de mão de obra. Caso haja transposição destes limites de produção haverá um conseqüente aumento ou diminuição dos custos de mão de obra.

$$CMO_i = Op_i \cdot (S_i + ES_i) \quad (4)$$

onde: CMO_i = custo de mão de obra da máquina "i", Op_i = número de operários da maq. "i", S_i = valor do salário do operário da máquina "i"; ES_i = encargos sociais dispensados com o operador da máquina "i".

3.2. Custos Variáveis

Dentre os custos distintos, três são classificados como custos variáveis, ou seja, dependem diretamente do volume de produção.

a) Custo de Refugo (CRE)

Custos provenientes do material refugado devido a erros de fabricação.

$$CRE_{nj} = (CMA_j + CMF_j) NF_{nj} \quad n = 1,2,3 \quad (5)$$

onde: j = tipo de carcaça fabricada, CRE_{nj} = custo de refugo referente a carcaça "j", CMA_j = custo de matéria prima da carcaça "j", CMF_j = custo médio de fabricação da carcaça "j", NF_{nj} = número de refugos na produção da carcaça "j" no volume de produção "n".

$$CMF_j = \sum_{i=1}^m (TF_{ij} + CHF_i) \quad (6)$$

onde: TF_{ij} = tempo de fabricação da carcaça "j" na máquina "i"; CHF_i = custo fixo de hora de máquina "i" operando 1 turno, m = máquinas em que a carcaça "j" é processada.

$$NF_{jn} = LP_{jn} + IRE \quad n = 1,2,3 \quad (7)$$

onde: LP_{jn} = lote de produção mensal da carcaça "j" no volume de produção "n", +IRE = taxa de refugos.

b) Custo de Estocagem Intermediário (CEI)

Custo incorrido quando do armazenamento de produtos semi-acabados.

$$CEI_{jn} = (CMA_j + CMF_j) LP_{jn} \cdot I, \quad n = 1,2,3 \quad (8)$$

onde: CEI_{jn} = custo de estocagem intermediário da carcaça "j" no nível de produção "n", LP_{jn} = lote mensal de produção da carcaça "j" no volume "n", I = taxa mensal de retorno desejada para o capital investido no estoque.

c) Custo de Ociosidade

Existe a possibilidade de o carregamento das máquinas ser menor que o número de horas disponíveis, o que acarretaria uma ociosidade do grupo de máquinas. No presente trabalho considera-se que caso haja ociosidade, estas horas serão alocadas a terceiros a um preço igual ao custo fixo de um turno de operação mais os custos variáveis incorridos pela utilização das máquinas.

Como se trata de uma consideração teórica, resolveu-se adotar três níveis distintos de locação do equipamento ocioso, procurando atingir as diferentes situações possíveis.

- Nível 1 ($K=1$): quando existe a possibilidade de alocar-se a terceiros todas as horas são utilizáveis. Logo o índice de ociosidade é igual a 0.
- Nível 2 ($K=2$): quando existe a possibilidade de alocar-se a terceiros apenas 50% das horas ociosas.
- Nível 3 ($K=3$): quando não há possibilidade de alocar-se as horas ociosas.

$$CO_{nK} = -IL_K \sum_{i=1}^m (CHF_i \cdot HO_{in}) \quad n = 1, 2, 3 \quad (9)$$

onde: CO_{nK} = custo de ociosidade para o volume de produção "n" a um nível de ociosidade "K". IL_K = índice de ociosidade relativo ao nível "K" ($IL_1 = 1$; $IL_2 = 0,5$; $IL_3 = 0$), CHF_i = custo-hora fixo da máquina "i" operando 1 turno, HO_{in} = número de horas ociosas do equipamento "i" no volume de produção "n".

Com base nas fórmulas apresentadas anteriormente definiu-se os custos de fabricação dos diferentes grupos de máquinas.

4. Custos de Produção das Máquinas CN

Os custos de produção das máquinas CN ($CPCN_{nK}$) é a soma dos custos fixos das máquinas CN ($CFCN_n$) e dos custos variáveis das máquinas CN ($CVCN_{nK}$).

Sendo que:

$$- \text{CFCN}_n = \sum_{i=1}^m (\text{CEF}_i + \text{CMO}_i + \text{CCA}_i + \text{CF}_i) \quad n = 1, 2, 3 \quad (10)$$

onde: n = níveis de produção, m = número de máquinas CN necessárias ao atendimento do volume de produção " n " da empresa.

$$- \text{CVCN}_{nK} = \text{CO}_{nK} \quad n = 1, 2, 3 \quad K = 1, 2, 3 \quad (11)$$

onde K = nível de ociosidade

Os resultados apresentados a seguir são ORTN's, com base no mês de agosto de 1981, os custos de equipamento, espaço físico e outros foram definidos pelas condições da época no estado de Santa Catarina [5].

- Custos fixos das máquinas CN (CFCN_n)

$$\text{CFCN}_1 = 380,70 \text{ ortn's}; \quad \text{CFCN}_2 = 537,24 \text{ ortn's};$$

$$\text{CFCN}_3 = 537,24 \text{ ortn's}$$

Tab. 4. Custos variáveis para distintos níveis de ociosidade "K" e volumes de produção "n" (em ortn's)

Volumes de produção "n"	níveis de ociosidade K		
	1	2	3
1	- 34,7	-17,35	0
2	-171,53	-85,76	0
3	- 26,65	-13,32	0

- Custos de produção das máquinas CN (CPCN_{nk})

Tab. 5. Custos de produção do grupo de máquinas CN, para diferentes níveis de ociosidade "K" e volume de produção "n" em ortn's

Volumes de produção "n"	níveis de ociosidade K		
	1	2	3
1	346	363,34	380,7
2	365,71	451,47	537,24
3	510,58	523,91	537,24

5. Custos de Produção das Máquinas Convencionais

Os custos de produção das máquinas convencionais (CPMC_{nK}) é a soma dos custos das máquinas convencionais (CFMC_n) e dos custos variáveis das máquinas convencionais (CVMC_{nK}).

Sendo que:

$$- \text{CFMC}_n = \sum_{i=1}^m (\text{CEF}_i + \text{CMO}_i + \text{CCA}_i + \text{CEF}_i) \quad n = 1, 2, 3 \quad (12)$$

onde: n = níveis de produção, m = número de máquinas convencionais necessárias ao atendimento do volume de produção " n " da

empresa.

$$- CVMC_{nK} = \sum_{i=1}^m (CO_{nk} + \sum_{j=1}^4 (CRE_{nj} + CEI_{nj})) \quad n = 1,2,3 \quad k = 1,2,3 \quad (13)$$

onde: $CVMC_{nK}$ = custo variável das "m" máquinas convencionais produzindo a carcaça "j" a um índice de ociosidade "K" e um volume de produção "n" e máquinas "i" utilizadas na fabricação.

Os resultados apresentados a seguir em ORTN's com base no mês de agosto de 1981 no estado de Santa Catarina.

- Custos fixos das máquinas convencionais ($CVMC_{nK}$)

$$CFMC_1 = 355,44 \text{ ortn's}; CFMC_2 = 355,44 \text{ ortn's};$$

$$CFMC_3 = 453,9 \text{ ortn's}$$

- Custos das máquinas convencionais ($CVMC_{nK}$)

Tab. 6. Custo Variável de produção de máquinas convencionais em ortn's para diferentes níveis de ociosidade "K" e volumes de produção "n"

Volumes de produção "n"	nível de ociosidade "K"		
	1	2	3
1	-111,67	-36,41	38,85
2	- 12,75	21,25	55,26
3	5,85	41,73	77,60

- Custos de produção das máquinas convencionais ($CFMC_{nK}$)

Tab. 7. Custo de produção do grupo de máquinas convencionais em ortn's, para diferentes níveis de ociosidade "K" e volume de produção "n"

Volumes de produção "n"	nível de ociosidade "K"		
	1	2	3
1	243,77	319,03	394,3
2	342,62	376,70	410,71
3	459,76	495,64	531,51

6. Conclusões

6.1. Aspectos econômicos

Os aspectos econômicos são de grande interesse quando da seleção entre diferentes alternativas, sendo em muitos casos, os fatores decisivos.

Os equipamentos comandados numericamente possuem um custo fixo consideravelmente elevado em comparação as máquinas convencionais devido a sua complexidade construtiva, características técnicas e qualidade.

Observa-se que os custos dos equipamentos convencionais são inferiores ao dos equipamentos comandados numericamente, no

presente caso, isto se deveu ao fato de que os equipamentos de comando numérico não tiveram totalmente compensados os seus altos custos fixos pelos custos variáveis das máquinas convencionais. Isto não ocorreu basicamente devido a fatores como: baixo custo de matéria prima; bom balanceamento da carga de máquinas convencionais; havia um grande número de operações de rosamento nas carcaças o que não possibilitava uma redução dos tempos de fabricação; baixo custo dos estoques intermediários; baixo custo de mão de obra empregada.

6.2. Aspectos Técnicos

A fabricação de peças utilizando máquinas CN traz inúmeras vantagens técnicas [3], [6], as quais aumentam, de certo modo, quando adota-se tecnologia de grupo.

No caso analisado houve inúmeros benefícios quando da fabricação do grupo de máquina CN, tais como:

- a) Redução dos tempo de fabricação, não sendo maior devido às inúmeras operações de rosqueamento existentes nas carcaças.

Tab. 8. Tempos de fabricação em minutos para a fabricação das carcaças nos diferentes grupos de máquinas.

Equipamentos	Carcaças			
	2 c 1	3 c 1	5 c 1	6 c 1
CN	19,52	25,16	20,05	24,68
MC	59,2	52,6	85,77	124,32

- b) Redução dos tempos de preparação na ordem 82%:25,3 horas no grupo convencional para 4,5 horas no grupo CN.
- c) Eliminação dos refugos provenientes de erros de fabricação porque, uma vez acertado o programa, a repetibilidade é de 100%.
- d) Aumento da qualidade do produto.
- e) Eliminação dos estoques intermediários
- f) Maior flexibilidade do grupo de máquinas CN em relação ao grupo de máquinas convencionais possibilitando com isto maiores modificações de projeto, introdução de novas peças no grupo de peças e outras.

O grupo de máquinas CN tornar-se-ia mais vantajoso que o grupo de máquinas convencionais no presente trabalho, caso houvesse modificações como: variação dos volumes de produção com o aumento dos lotes de carcaças 6 c 1, 5 c 1 e diminuição dos

btes das carcaças 3 c 1; aumento do custo de mão de obra; di-
minuição da taxa de retorno do capital investido na empresa ;
aumento dos refugos; aumento no custo da matéria prima, empre-
go de um grupo misto de máquinas convencionais e CN.

REFERÊNCIAS

- [1] Burbidge, John L., The introduction of Group Technology. London, Willian Heinemam Ltd., 1975.
- [2] Fleischer, Gerald A., Teoria da Aplicação do Capital: um estudo das decisões de investimento. São Paulo, Ed. Uni-
versidade de São Paulo, 1973.
- [3] Ferreira, Aureo C. et alli, Manual básico de Controle Nu-
mérico de máquinas-ferramentas. Florianópolis, GRUCON-UFSC,
1981
- [4] Gallagher, C.C. & Knight, W.A., Group Technology. London,
Butlerworth & Co Publishers Ltd, 1973.
- [5] Rados, Gregório Jean Varvakis. Avaliação do uso de um cen-
tro de usinagem na fabricação de uma família de peças da
indústria metal-mecânica. Florianópolis, UFSC, 1981, Dis-
sertação de Mestrado.
- [6] Zugasti, Ricardo E., Tecnologia de Grupo y Control numéri-
co: —. 2º Congresso Nacional de investigacion disêno y u-
tilizacion de Máquinas-Herramenta. San Sebastian.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-29

P.P. 289 - 301

UFU

FRICION EFFECT OF THE COLD EXTRUSION PROCESS OF STEEL

N.A. ABDUL

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
UNIVERSITY OF LAGOS
LAGOS
NIGERIA

SUMÁRIO

Conformação a frio de componentes de aço é universalmente preferidas por suas vantagens econômicas. Entretanto, para se obter o máximo benefício é necessário minimizar o atrito entre as partes, o que pode ser obtido pelo uso de lubrificantes apropriados. Este trabalho relata o desempenho e a seleção de lubrificantes para processos de extrusão a frio. Foi encontrado que, enquanto a redução no atrito causa um correspondente decréscimo na carga em uma compressão axi-simétrica, em um processo de extrusão isto não é obvio. Entretanto, em ambos os processos uma redução no atrito melhora o fluxo de material entre a ferramenta e interface do material.

SUMMARY

Cold forming of steel components is universally favoured for economic advantages. However, for maximum benefit the tool/workpiece interfacial friction must be as low as possible. This could be achieved by applying an appropriate lubricant. This work evaluates the performance of a selected cold forming lubricants which were applied to vary the level of friction in an extrusion process of a steel component. While reduction in friction causes corresponding decrease in forming load of an axi-symmetric compression process this is not obvious with the extrusion process. However, in both processes reduction in friction improves the flow of material at the tool/workpiece interface.

1. Introduction

Cold forming method of producing machine parts had been gaining prominence in industries since Singer [1] first discovered that a lubricated phosphate-coated steel billet could be cold extruded. The attraction for the process due to its economic advantages of producing close tolerance, flashless and scale-free components requiring little or no machining is the huge saving on both material and labour. For maximum advantage, it is necessary to create favourable conditions in the form of a good forming sequence, effective choice of lubricant and materials for both component and tooling. However, the main factor militating against the full advantage of the process is the presence of friction at the tool/workpiece interface.

The practical difficulty of producing perfectly smooth surfaces unavoidably creates this presence of friction at the interface. In solving the problem of interfacial friction lubricants are usually applied. A suitable cold forming lubricant must possess the following properties:

1. The lubricant should resist metal-to-metal contact and seizure.
2. The lubricant should resist pick-up, scoring and galling.
3. The lubricant should be effective over the temperature range of the forming operation. It should not breakdown as a result of either the forming pressure or the associated high interface temperature change due to plastic deformation.
4. The lubricant should not evolve either corrosive, or toxic fumes during use or heat treatment of the products in order to ensure the safety of the operator, the quality and service life of the workpiece, forming and heat treatment plant.
5. The lubricant should be easily applied and removed without either any surface preparation of the billets or tendency to contaminate the products and the tools.
6. As far as possible the lubricant should not need repeated application during deformation.
7. The lubricant should not build-up on the dies while at

the same time it should be very effective in promoting a good surface finish on the products.

The general principles and mechanisms of friction and lubrication are extensively reviewed by Bowden and Tabor [2,3]. During cold forming especially when lubrication is ineffective and substantial metal-to-metal contact takes place at the tool/workpiece interface either or both of the following may occur:

1. 'Pick-up' of the workpiece material onto the tool which will call for tool dressing, otherwise scoring of the products and galling of the tool will take place thus reducing the quality of products and the life of tool.
2. Seizure of the workpiece to the tools due to pressure welding as a result of which the tool may fail prematurely.

Normally there is a wide variety of cold forming lubricants on the market in addition to the conventional zinc phosphate/sodium stearate system for preventing metal-to-metal contact as much as possible. In effect the application of lubricants will also reduce the tool/workpiece interfacial friction. This work examines the corresponding effect of this reduction on the forming load and the flow pattern of material in a backward extrusion process.

2. Experimental Procedure

The ring testpieces used in the assessment of the friction effect were machined from a hot rolled, centreless turned carbon - manganese steel bar of the specification given in table 1. The ring testpieces were machine to a size of 51mm external diameter, 25.5mm internal diameter and 17mm thickness with, a geometric ratio of external diameter to internal diameter to thickness of 6:3:2.

A preformed testpiece was made out of the above specified steel by cropping, dumping, bore extruding, piercing and forward extruding before being machined to the shape and size shown in Fig.1 (a). In order to remove the residual stress produced during forming and machining both the ring and the preformed testpieces were heated to 680°C in 8 hours, allowed 4½ hours soaking time and cooled slowly to

the normal temperature.

Table 1. Specification of the Steel

Element	Percentage Composition by weight
Carbon	0.16 - 0.21
Silicon	0.15 - 0.35
Manganese	1.0 - 1.3
Nickel	0.04 - 0.25
Chromium	0.20 - 0.30
Molybdenum	0.10 - 0.15
Copper	0.05 - 0.25
Sulphur	0.03 - 0.06
Tin	0.045 maximum
Phosphorus	0.06 maximum

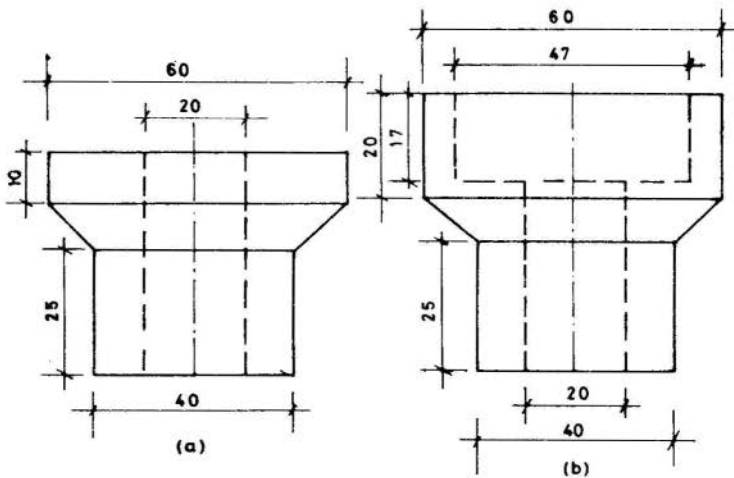


Fig. 1. (a) Performed billet

(b) Backward extruded sleeve.

(All Dimensions are in mm.)

In varying the level of friction at the tool/test-piece interface a number of cold forming lubricants were applied.

Some were applied as a mixture with sawdust for effective and improved lubricity [4]. The description of the lubricants is given in table 2.

Table 2. Description of Lubricants

Lubricant	Description	Graph Number
None	Dry compression	1
Sawdust	Wood sawdust	2
Mobilmet 29	A wet type containing Sulphur and phosphorus	3
Zinc phosphate/ Sodium-Stearate System	Phosphate base with chemically bonded soap lubricant	4
Extrudoil - 51 DO	A wet type containing 5-6% sulphur, 0.7-1% phosphorus and 10-11% chlorine	5
Rocol DFSM	A dry type containing molybdenum disulphide with inorganic bonding agent	6
Extrudoil - 51 DO with Sawdust	Extrudoil - 51 DO mixed with Sawdust	7
Mobilmet 29 with Sawdust	Mobilmet 29 mixed with Sawdust	8

With the exception of the zinc phosphate/sodium stearate system each lubricant was applied to both the testpiece and the platens in the case of the rings and the die cavity and punch cap in the case of the extruded sleeve. The 'dry' type lubricant was allowed sufficient time to dry before deformation. The conventional zinc phosphate/sodium stearate system was applied by treating the test-piece as follows:

1. Immersion for 10 minutes in a boiling alkaline solution for degreasing.
2. Rinsing in clean running water.
3. Immersion for 5 minutes at 80°C in a sulphuric acid pickling solution.
4. Rinsing in clean running water.

5. Immersion for 10 minutes at 80°C in zinc phosphate solution.
6. Rinsing in clean running water
7. Immersion for 5 minutes at 70°C in a sodium stearate solution.

2. Ring Compression test

The ring method of assessing friction which was chosen for this investigation has been widely favoured for ease of application, sensitive assessment of interfacial friction and repeatable results under similar conditions of testing, [5,6]. The ring test was performed on a 3MN Denison hydraulic compression testing machine. The compression platens and the ring testpieces were ground and polished to the same surface finish in order to subject the platen/test-piece interfacial condition to only the influence of the applied lubricant on friction.

Figure 2 shows the relative lubricity of the selected lubricants. The graphs were obtained by plotting the percentage decrease in the internal diameter of the ring against the percentage reduction in height for various conditions of friction dictated by the various lubricants applied. The compression stress characteristics derived using the various lubricants are shown in Figure 3. On the same figure, graph 9 shows the derived basic yield stress characteristic for the steel material of the testpieces using the ring technique [7].

3. Backward extrusion test

The extrusion ratio of the preformed billet, Figure 1 (a), to the sleeve, Figure 1(b), is 2.59. The backward extrusion operation of producing the sleeve was done on a 5MN Scottish Machine Tool (SMT) crank press with the tooling arrangement shown in Figure 4. As a means of monitoring the effect of friction on the flow pattern of material during the backward extrusion operation of the sleeve, seven equi-spaced circumferential grids were scribed on the wider surface of the preformed billet. The diametral extension of the grids were for registering the relative ease with which material flowed, especially under the

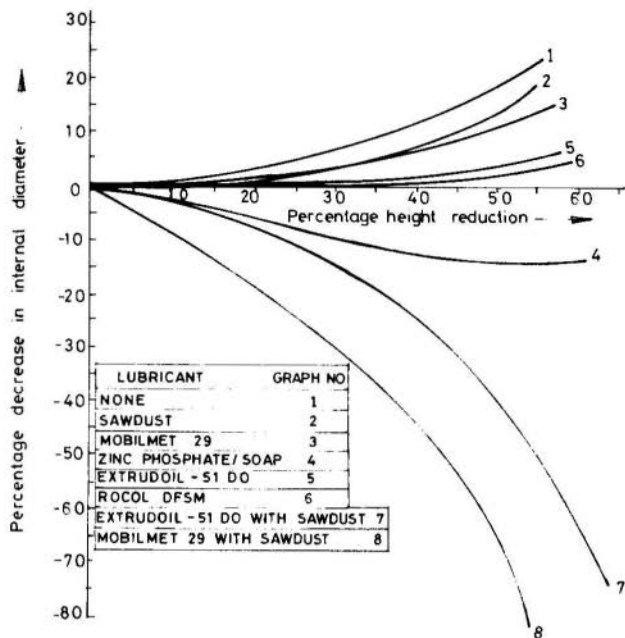


Fig. 2. Lubricity of various lubricants by the ring compression test

punch nose with various conditions of friction.

The diametral extension of the grids was plotted against the original grid diameter, Figure 5, for various conditions of interfacial friction dictated by the various lubricants described in table 1. The extrusion/punch stroke characteristics for various levels of interfacial friction are shown in Figure 6.

4. Discussion and conclusion

The relative lubricity displayed by the lubricants applied to vary the conditions of friction at the tool/testpiece interface is shown in Figure 2. This figure describes the result of the ring test at a low strain-rate for each lubricant. The conventional zinc phosphate/sodium stearate system of lubrication is usually preferred for

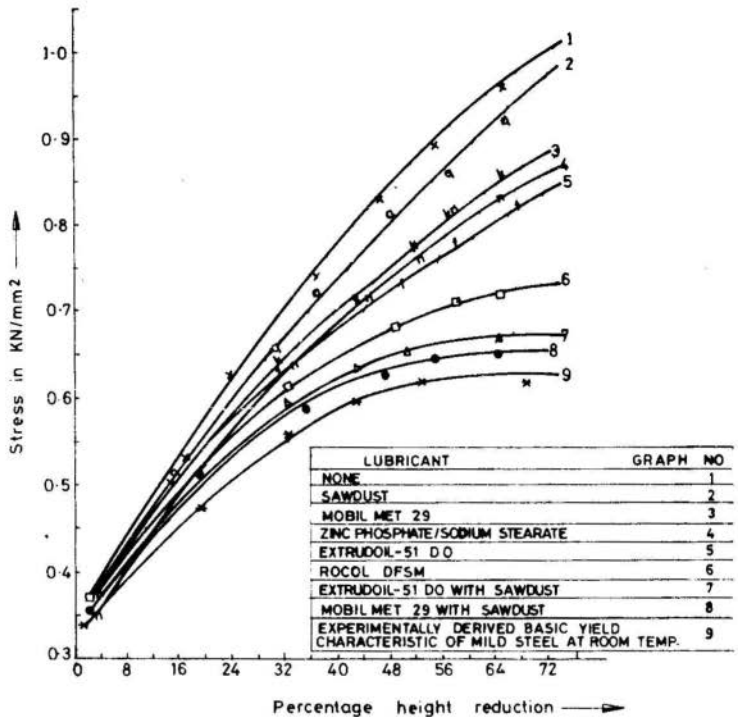


Fig. 3. Effect of friction on flow stress of steel at normal temperature

severe cold forming operations because of the toughness of the zinc phosphate coating to resist metal-to-metal contact in addition to its porous texture which enhances the storage of substantial amount of soap for lubrication as the forming operation progresses. The lubricity provided by the zinc phosphate/sodium stearate system. Figure 2, graph 4 - is better than those offered by dry compression, sawdust, mobilmet 29, extrudoil - 51 DO and Rocol DFSM- Figure 2, graphs 1,2,3,5 and 6 respectively. However, extrudoil - 51 DO and mobilmet 29 applied as mixtures with sawdust provided better lubricity than the conventional zinc phosphate/sodium stearate system, Figure 2, graphs 7 and 8 respectively.

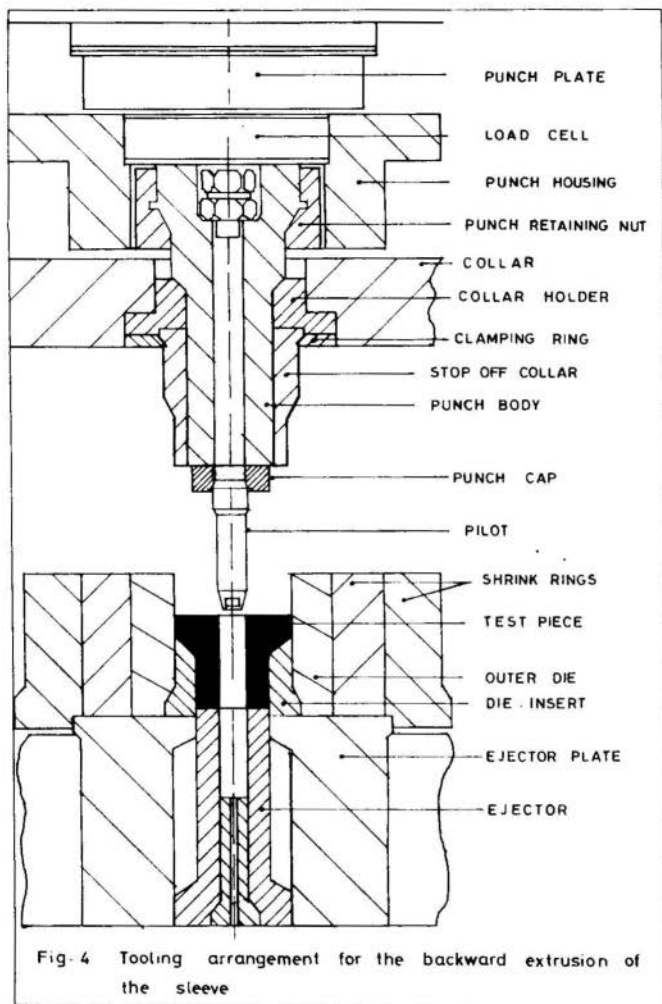


Fig. 4 Tooling arrangement for the backward extrusion of the sleeve

This result is not surprising because sawdust as an effective binder of wet-type lubricants had earlier been proved [4].

Apart from causing galling, scoring and pick-up, friction absorbs power from the forming equipment thereby lowering the rated capacity. In the compression test, the

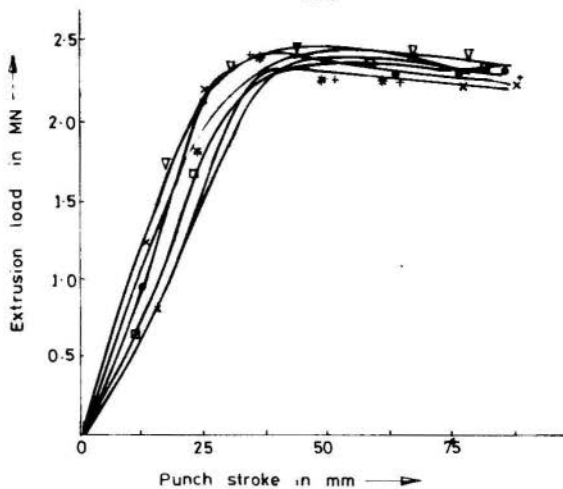


Fig. 5 The extrusion load variation against punch stroke for various lubricants.

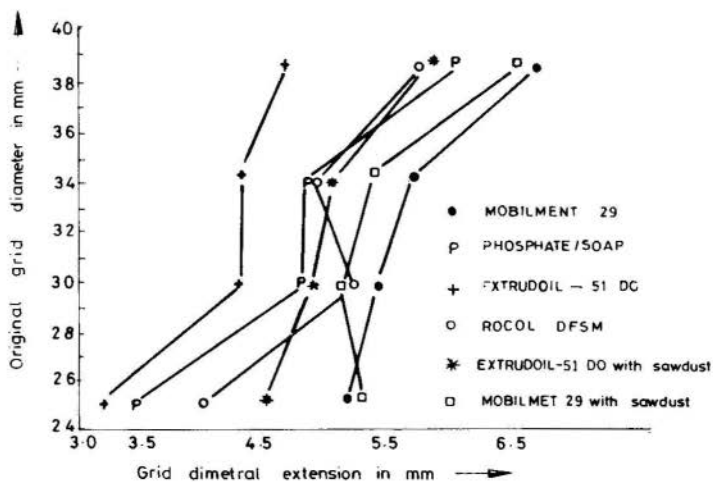


Fig. 6 Lubricity of various lubricants by the method of backward extrusion

highest forming stress/strain characteristic - Figure 3, graph 1 - was obtained under dry compression when friction was greatest - Figure 2, graph 1 - and the lowest forming stress/strain characteristic - Figure 3, graph 8, was obtained when friction was least with the application of a mixture of mobilmet 29 with sawdust - Figure 2, graph 8. Whereas the basic stress/strain characteristic which is equivalent to the frictionless compression is given by graph 9, Figure 3. Except for extrudoil - 51 DO and Rocol DFSM - Figure 3, graphs 5 and 6 respectively - having their stress/strain characteristics lower than that of the conventional zinc phosphate/soap, graph 4 with better lubricity, the stress/strain characteristics generally decrease with decreasing lubricity, i.e., with reducing interfacial friction, Figure 3.

The difference between the stress/strain characteristics with friction effect and the basic stress/strain characteristic without friction effect increases rapidly with stain. At the final strain of 72% reduction in height, the reduced stress, i.e., the ratio of the compression stress to the basic yield stress is 1.59 under dry compression and 1.05 with the mixture of mobilmet 29 with sawdust, the most efficient of all the lubricants. This is a large difference in forming load considering that under frictionless condition the reduced stress should be unity which corresponds to 648 MN/m^2 at the final strain. The experimental reduced stresses obtained at 72% height reduction for the various lubricants are shown in table 5 below.

In the case of the backward extrusion operation of the sleeve shown in Figure 1, the interfacial friction appears not to have any significant effect on the extrusion load throughout the punch stroke, Figure 5. Despite the variety of lubricants applied to alter the level of interfacial friction the extrusion load/punch stroke characteristics did not vary much. In all cases the extrusion load increases up to a maximum when plastic flow occurs and remains constant till the end of the operation.

Table 3. Reduced Stress at 72% height reduction for various lubricants

Lubricant	Reduced Stress at 72% Strain
Dry Compression	1.59
Sawdust	1.54
Mobilmet 29	1.40
Zinc phosphate/Sodium Stearate	1.36
Extrudoil - 51 DO	1.33
Rocol DF5M	1.15
Extrudoil - 51 DO with Sawdust	1.07
Mobilmet 29 with Sawdust	1.05
Frictionless Compression	1.00

The backward extrusion operation of the sleeve, Figure 1(b), involved very severe deformation at high strainrate resulting in high workpiece temperatures probably between 600 and 700°C.

Even though the effect of interfacial friction on the extrusion load appears to have been absorbed by the complexity factor of the operation the material flow under the punch nose follows the lubricity trend of the lubricants Figure 2 except for the case of mobilmet 29, Figure 6. In conclusion it is to be noted that while reduction in friction causes corresponding reduction in load in the compression operation the effect of friction on the extrusion load appears overshadowed by the complexity of the backward extrusion operation of the sleeve. However, in both processes, reduction in friction improves the flow pattern of material at the tool/workpiece interface.

REFERENCES

1. SINGER, Kebel - und Metallwerke Neumeyer A.G., (1934).
2. BOWDEN, F.P. and TABOR, D. "The friction and lubrication of solids, Part I", Clarendon Press, Oxford.
3. BOWDEN, F.P. and TABOR, D. "The friction and lubrication of solids, Part II", Clarendon Press, Oxford.
4. ABDUL, N.A., "On the improvement of viscous lubrications for cold forming processes" Proceedings of the twenty-

first international machine tool design and research conference (1980)pp389 - 396.

5. MALE, A.T. and COCKCROFT, M.G., "A method for the Determination of the coefficient of friction of metals under bulk plastic deformation" Journal of the Institute of Metals, vol. 93 (1964 - 65) pp. 38.
6. ABDUL, N.A. (SUBMITTED BY ALXANDER, J.M.) "Friction determination during bulk plastic deformation of metals" International Institute for Production Engineering Research Annals of the C.I.R.P., Vol. 30/1/1981, pp 143-146.
7. ABDUL, N.A and BRAMLEY, A.N., "Flow strength determination of material under hot working conditions" Proceedings of third International Conference on the strength of metals and alloys. (sponsored by the Institute of Metals and the Iron and Steel Institute) vol.1 (1973) pp 386 - 391.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-30 P.P. 303 - 312

UFU

SOBRE PERDAS ESTACIONÁRIAS EM TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS

EUCLIDES DE MESQUITA NETO

Professor Assistente

HANS INGO WEBER

Professor Titular

GEPROM - Laboratório de Projeto Mecânico

Deptº. Engenharia Mecânica - UNICAMP

Campinas, SP, Brasil

SUMÁRIO

No presente artigo comentamos o estado atual da arte em modelamento matemático de perdas estacionárias em máquinas de deslocamento positivo e avaliamos, a partir de uma série de ensaios com uma Transmissão Hidrostática, a consistência de um modelo matemático simplificado proposto em trabalho anterior.

SUMMARY

This paper comments the state of the art for modeling steady-state losses in Hydrostatic Transmissions. It also discusses the consistency of a simplified mathematical model, proposed in a former article, from the results obtained by a complete set of tests in a Hydrostatic Transmission.

1. Introdução

Este trabalho pretende expor, resumidamente, alguns dos resultados obtidos por [1] no modelamento de perdas estacionárias em Transmissões Hidrostáticas (T.H.).

Iniciamos com uma breve discussão sobre os métodos existentes para obtenção das perdas em unidades hidrostáticas (U.H.) e a seguir expomos uma comparação entre o modelo proposto em [1] e os resultados obtidos no ensaio de uma T.H. numa bancada de testes.

2. Perdas em Transmissões Hidrostáticas

Wilson, [2] e [3] assentou as equações básicas para equacionamento de perdas em T.Hs. As perdas foram divididas em duas categorias: perdas volumétricas e perdas mecânicas. As perdas volumétricas são devido às vazões de fuga existentes e as perdas mecânicas se reduzem a um torque equivalente e são atribuídas a fenômenos de atrito seco, viscoso e perda de pressão devido ao escoamento do fluido, considerado turbulento, no interior das unidades.

Cada uma destas perdas apresenta uma dependência funcional conhecida das chamadas "variáveis de operação" - rotação de entrada, n , diferença de pressão nas linhas, p , e um parâmetro adimensional, α , que mede o deslocamento volumétrico da T.H. - multiplicada por um coeficiente adimensional de perdas C_i .

Para Wilson os coeficientes C_i , relativos aos 4 tipos de perdas, eram considerados constantes para todas as condições de operação da T.H. e sua obtenção se fazia através de ensaios relativamente trabalhosos. Recentemente, ensaiando U.H. de engrenagens, palhetas, pistões axiais e radiais, Mc Clandlish [4], nos mostrou que os coeficientes de perdas não são constantes mas variam consideravelmente com as condições de operação. Sua sugestão é que os coeficientes obtidos em ensaios particulares sejam estendidos para toda faixa de operação pela inclusão de funções ou polinômios obtidos experimentalmente. Assim:

$$C_i^* = C_i \cdot f_{i_1}(\mu) \cdot f_{i_2}(n) \cdot f_{i_3}(p) \cdot f_{i_4}(\alpha) \quad (1)$$

onde:

C_i^* = coeficiente para qualquer condição de operação

C_i = coeficiente de um ensaio particular

$f_{ij}(x_j)$ = função de ajuste dos coeficientes de perdas

Este procedimento enquanto aproxima o modelamento das condições reais de operação apresenta a desvantagem de necessitar ensaios não somente para determinação de C_i , mas também de sua dependência funcional das variáveis de operação. Tal procedimento exige sofisticada bancada de testes e, somente ganha sentido quando o objetivo da análise é o aprimoramento do projeto da U.H. e seus componentes.

O objetivo de nossa análise pode ser resumido na avaliação de um modelo organizado à partir de uma sugestão feita por Thoma [5]. Segundo Thoma, as perdas em T.H. poderiam ser simuladas conhecendo-se 4 parâmetros característicos — valores de referência — e sua dependência funcional das variáveis de operação. Mostra-se assim, [1], que as perdas de vazão por fugas e de torque por atrito seco são uma função linear da pressão, as perdas por atrito viscoso função linear da rotação de entrada, perdas hidrodinâmicas, função do cubo do deslocamento volumétrico e do quadrado da rotação.

Esta abordagem pressupõe que se mantêm inalterados a viscosidade do fluido e os coeficientes de perdas e, mais ainda, considera iguais as perdas nas duas U.H. que compõem a T.H. Sua grande vantagem reside no fato de que com uma bancada convencional e três simples testes, que consomem baixa porcentagem da potência de transmissão podemos obter os quatro valores de referência e simular as condições de operação da T.H.

3. Bancada para Ensaio de uma T.H.

Para avaliarmos a consistência do modelo descrito montamos uma bancada de testes e ensaiamos uma T.H. com bomba de deslocamento variável e motor de deslocamento fixo.

Foram medidas sete grandezas para caracterizar completamente as condições de operação de T.H. Elas são: torques e rotações na entrada e saída do sistema, pressão nos ramos al

to e baixo e ângulo que indica o deslocamento volumétrico.

O valor de cada grandeza, obtido de um transdutor, era conectado a um Sistema de Aquisição de Dados, que permite seu armazenamento direto na memória do computador/controlador do sistema. A maior vantagem de tal arranjo é a velocidade e a precisão com que se armazenam e manipulam gran quantidade de dados.

Devido à baixa frequência de varredura que o sistema apresenta na medição dos múltiplos sinais, o teste foi realizado em condições estacionárias. Cuidou-se que a temperatura do óleo não sofresse variação significativa. A potência disponível na bancada era de 10 kW.

4. Obtenção dos Valores de Referência

A metodologia completa para o ensaio de uma T.H., como a descrita no item anterior pode ser encontrada em [1]. Aqui vamos somente apresentar os resultados obtidos em tais ensaios.

O primeiro teste a ser realizado consiste em variar continuamente a rotação na entrada da bomba, mantendo o deslocamento volumétrico e a pressão nulos. Aqui o único torque absorvido é devido a perdas por atrito viscoso. A figura 1, nos mostra o torque absorvido contra a rotação na entrada. De sua análise confirmamos uma de nossas premissas, qual seja, a de que o torque de perdas por atrito viscoso é uma função linear de rotação na U.H., e obtemos o primeiro valor de per da de referência.

O segundo teste consiste em mantermos a rotação de entrada no valor de referência enquanto aumentamos progressivamente o deslocamento volumétrico de bomba, mantendo o eixo de saída livre. A figura 2 nos mostra o resultado de tal ensaio e está de acordo com a premissa de que as perdas hidrodinâmicas são uma função de α^3 . Deste ensaio retiramos o segundo valor de referência.

O terceiro teste consiste em se bloquear o eixo de saí da aumentando α e conseqüentemente p . Deste ensaio obtemos 2 curvas e os últimos dois valores de referência. A figura 3 mostra um gráfico do deslocamento volumétrico de perdas α_n

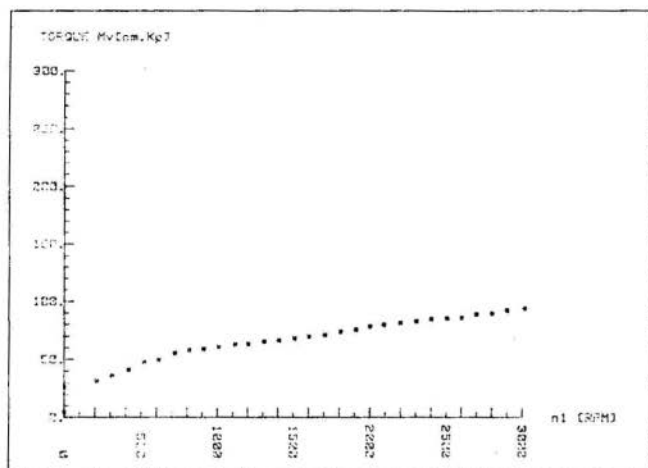


Fig. 1. Teste 1 ($\alpha=p=0$). Torque de atrito viscoso em função da rotação.

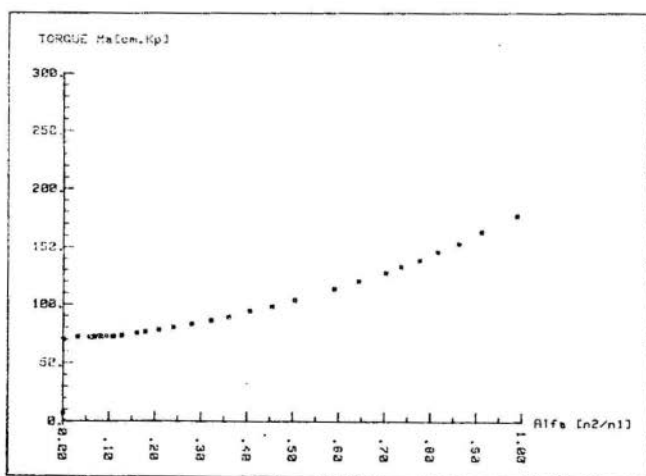


Fig. 2. Teste 2. Torque absorvido na entrada contra a variação de α .

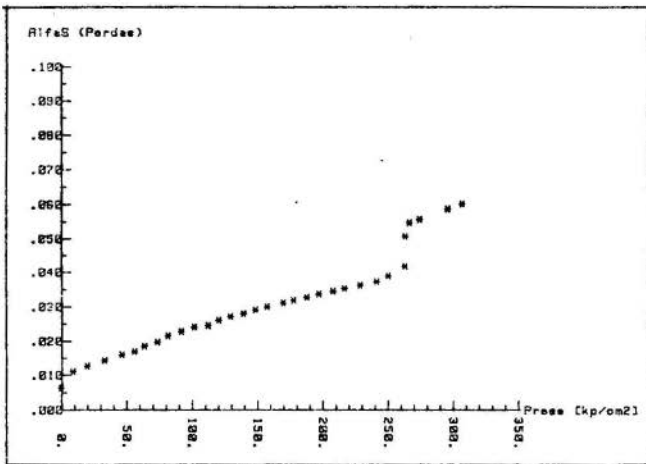


Fig. 3. Teste 3. Deslocamento volumétrico α_s contra pressão.

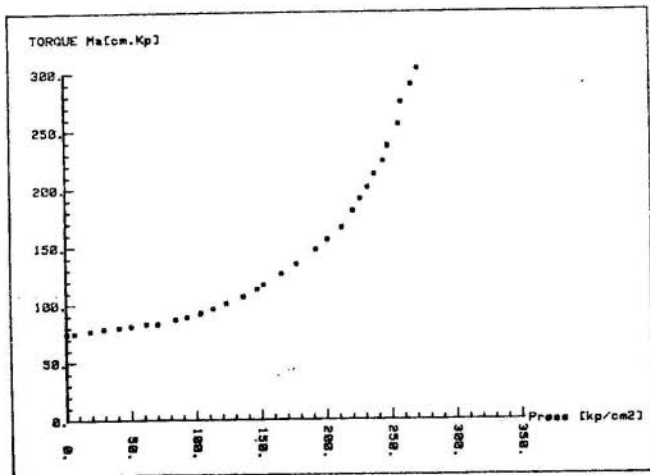


Fig. 4. Torque absorvido contra a variação de pressão, com eixo de saída bloqueada.

contra a pressão. Daqui retiramos o terceiro valor de referência e comprovamos a dependência linear entre a vazão de fuga e a pressão. Concluimos também que as perdas de vazão por fuga chegam a 6% da vazão total na T.H.

A figura 4 nos mostra o torque absorvido na entrada contra a variação da pressão para rotação de entrada constante. Dela retiramos o quarto valor de referência. Ela também confirma o valor da primeira perda de referência obtida no primeiro ensaio.

5. Análise das Equações do Modelo Proposto

Com os dados do item anterior podemos equacionar o rendimento de uma T.H. [1]. A figura 5 nos mostra (em linha cheia) a curva de rendimentos da T.H. ensaiada, contra a pressão, mantidos constantes os demais parâmetros. Os asteriscos são os valores medidos na bancada de testes.

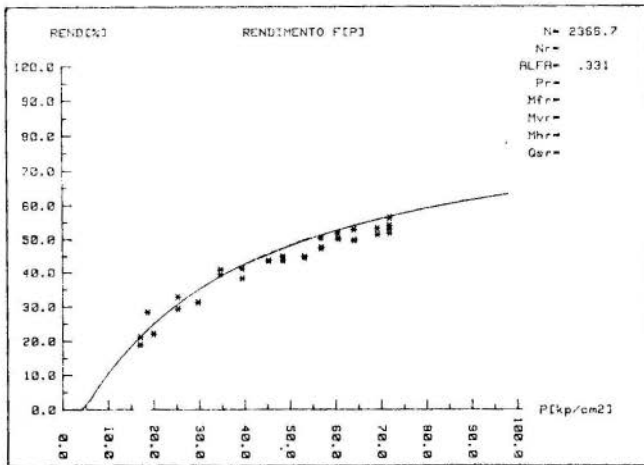


Fig. 5. Rendimento. Curva do modelo de medições em bancada.

A consistência do modelo deve ser encarada diante do grau de exatidão requerido pela aplicação que se tem em vista.

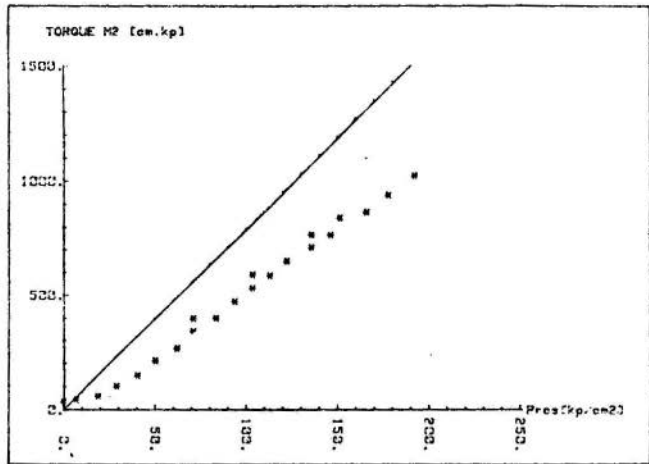


Fig. 6. Torque na unidade motora com eixo bloqueado em função da pressão.

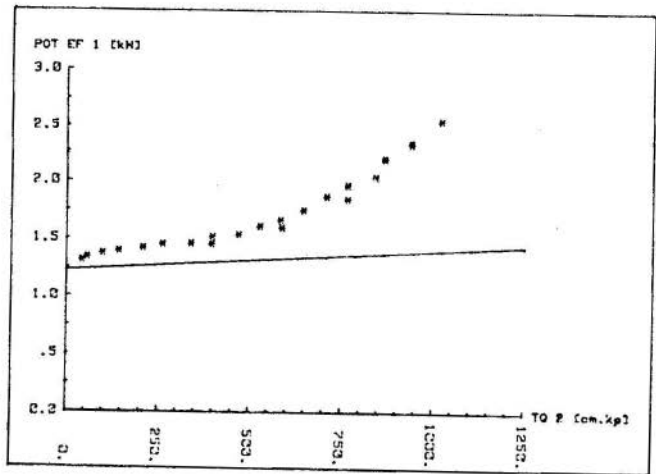


Fig. 7. Potência na entrada para fornecer torques na saída, com eixo bloqueado.

O modelamento do torque na saída para o eixo bloqueado contra uma diferença de pressão está mostrado na figura 6. A potência consumida para fornecer esse torque está na figura 7. Os dois últimos gráficos merecem alguns comentários. É evidente que o modelo relativo à figura 6 não é consistente e deve ser acrescido de considerações adicionais. Já a figura 7 indica que o modelo subestima a potência consumida, embora mantenha uma coerência até o torque de 500 (cm.Kp). Ela também confirma o que dissemos anteriormente, que as máquinas hidrostáticas consomem pouca potência para produzirem elevados torques na saída, com eixo bloqueado.

6. Conclusões

Lembramos que o nosso objetivo era verificar a precisão com que um modelo simplificado, baseado em 4 valores de referência, reproduzia as múltiplas condições de operação de um T.H.

Dos ensaios realizados confirmamos diretamente duas hipóteses assumidas no equacionamento das perdas: a dependência funcional linear entre as perdas de torque por atrito viscoso e a rotação das U.H. e entre a vazão de fuga e a diferença de pressão nos ramos da T.H.

Ainda, o modelo apresenta consistência no que diz respeito à simulação do rendimento, mas necessita de considerações adicionais quanto às condições de operação com eixo de saída bloqueado.

REFERÊNCIAS

- [1] Mesquita Neto, E., "Transmissões Hidrostáticas: Características Gerais, Proposta e Análise de um Modelo", Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas, UNICAMP, 1981.
- [2] Wilson, W.E., "Rotary Pump Theory", Trans. ASME, vol. 68, 1946, p. 371.
- [3] Wilson, W.E., "Performance Criteria for Positive Displacement Pumps and Fluid Motors", ASME Semi-Annual Meeting, May 30 - June 5, 1948, Paper nº 48-SA-14 5 pp 324-328.

- [4] McCandlish, D., e Dorey, R., "Steady State Losses in Hydrostatic Pumps and Motors", 6th Int. Fluid Power Symposium, April 8-10, 1981, pp 133-143.
- [5] Thoma, J.U., "Hydrostatic Power Transmission", Trade and Thecnical Press Limited.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-31

P.P. 313 - 322

UFU

METODO DE SIMULAÇÃO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS

DAVI PESSOA FERRAZ

Universidade Federal de Pernambuco

NELSON BACK

Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

Este trabalho apresenta um modelo de simulação determinística de mancais hidrodinâmicos radiais de sapatas pivô tadas, onde é considerada a variação da viscosidade do óleo com a temperatura. A solução das equações diferenciais envolvidas no processo é obtida pelo método de diferenças finitas e, na simulação, são consideradas todas as sapatas do mancal.

SUMMARY

The purpose of this work is to show a simulations' model for Hydrodynamic bearing design, taking into account a very important factor; the effect of the temperature on the oil's viscosity. The finite difference method is used for the solution of the differential equations involved in this process and, in the simulation, all the journal bearing's pads are considered.

1. Introdução

A análise e o projeto de mancais hidrodinâmicos exige a consideração de dois fatores muito importante para o desempenho dos mesmos, que são: A largura e a variação da viscosidade. Estes dois fatores, em uma análise primária da equação usada para o cálculo das pressões, são simplificados para a obtenção da solução desta equação. A largura é considerada infinitamente longa ou infinitamente curta e a viscosidade é tomada constante dentro da área do mancal. A inclusão destes dois fatores na equação de pressões complica-a de tal forma, que sua solução só pode ser obtidas por métodos numéricos. Muitos autores têm obtido resultados por este processo e publicado em forma de gráficos e tabelas [1], embora, nem sempre usando os dois fatores em questão. Este problema, além da consideração do número de variáveis envolvidas no cálculo dos mancais hidrodinâmicos e seus relacionamentos entre si, leva o projetista a assumir que a melhor forma de projetar um mancal é através da simulação computacional.

Este trabalho mostra um método de simulação determinística para o cálculo de mancais hidrodinâmicos radiais e axiais a partir das seguintes variáveis de controle: Valor inicial da viscosidade; altura mínima do filme lubrificante; velocidade de rotação do mancal; dimensões do mancal. Como resultado a simulação nos mostra a perda de potência, a elevação de temperatura no óleo, a vazão de lubrificante e a capacidade de carga do mancal.

2 - Formulação teórica.

2.1 - Equações básicas.

Para o cálculo do campo de pressões gerado pelo deslocamento relativo de duas superfícies separadas por uma película de óleo, podemos considerar a equação de Reynolds na seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

onde a viscosidade, μ , variará com a temperatura do óleo. Os valores da temperatura, por sua vez, serão obtidos através

do balanço energético deste mesmo fluido, considerado o campo de pressões que atua sobre o mesmo, obtido pela equação de Reynolds (1).

Na dedução da equação da energia foi considerada apenas a convecção da energia interna do fluido, sendo desprezadas outras formas tais como condução e radiação, tendo-se obtido a seguinte equação

$$6\mu C_v h \left[\left(1 - \frac{h}{6\mu U} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^2}{6\mu U} \frac{\partial P}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{12\mu U^2}{h} \left\{ 1 + \frac{h^4}{12\mu^2 U^2} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} \quad (2)$$

2.2. Diferenças finitas

A solução numérica das equações de Reynolds e da energia será obtida pelo método das diferenças finitas sendo, para isto, necessário considerar uma malha aplicada sobre a superfície da sapata de acordo com a figura 1. Os pontos onde serão calculados os valores do campo de pressões serão os centros das áreas finitas em que foi dividida a área da sapata. Os pontos fora desta área são utilizados para a si-

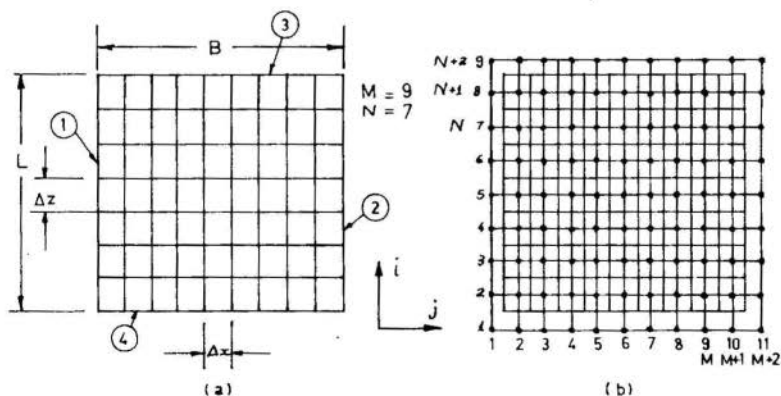


Fig.1. Forma de aplicação da malha à sapata. mulação das condições de contorno para as equações 1 e 2. No caso da equação 1, considerando que os valores da pressão

nas arestas da sapata serão nulos, consideramos as seguintes condições de contorno:

$$\begin{aligned} P(I,J) &= -P(2,J), J = 2, M+1 \\ P(N+2,J) &= -P(N+1,J), J = 2, M+1 \\ P(I,I) &= -P(I,2), I = 2, N+1 \\ P(I, M+2) &= -P(I, M+1), I = 2, N+1 \end{aligned}$$

Como condições de contorno para a equação da energia, teremos na aresta 1 (fig.1), em todos os pontos, a mesma temperatura do óleo quando este sai do sistema de resfriamento. Nas demais arestas, considerando que o principal fator de elevação de temperatura (a pressão) tende a zero, a temperatura tende a estabilizar, teremos as seguintes condições de contorno.

$$\begin{aligned} T(I,1) &= T_{inicial}; T(1,J) = T(2,J) \\ T(N+2,J) &= T(N+1,J); T(M+2,I) = T(M+1,I) \end{aligned}$$

As equações (1) e (2) formam um sistema de equações interdependentes pois a equação da energia depende dos valores da pressão nos pontos I, J enquanto a equação de Reynolds, depende dos valores da viscosidade que são função da temperatura. Existem diversas fórmulas $u \times T$ na bibliografia sobre lubrificantes. Para este trabalho foi escolhida a fórmula de Vogel por apresentar uma estrutura mais fácil para o cálculo em FORTRAN e, também, por ser esta muito bem defendida por CAMERON [2] que a verificou experimentalmente para uma faixa de temperaturas de -10 a 95°C.

$$U = K \cdot \text{Exp}(b/(T+a)) \quad (3)$$

onde

$$a = (P \cdot T_2 - Q \cdot T_3) / (Q + P)$$

$$P = \ln(u_1/u_2) / \ln(u_1/u_3)$$

$$Q = (T_2 - T_1) / (T_3 - T_1)$$

$$b = \frac{\ln(u_1/u_2) \cdot (T_1 + a) \cdot (T_2 + a)}{T_2 - T_1}$$

u_1 , u_2 e u_3 são três valores da viscosidade em suas respectivas temperaturas T_1 , T_2 e T_3 .

As equações (1) e (2) são transformadas em equações de diferenças finitas e resolvidas por um processo iterativo da seguinte maneira:

- considera-se os valores da temperatura e viscosidade em todos os pontos da malha constante e igual à temperatura e viscosidade iniciais.
- com estes valores da viscosidade, calcula-se por um método iterativo o campo de pressões pela fórmula de Reynolds.
- com as pressões calculadas no item b, são calculados os valores da temperatura em cada ponto da malha e, consequentemente, os valores da viscosidade. Os novos valores da viscosidade, aplicados à equação de Reynolds vão gerar novos valores de pressão para serem utilizados novamente na equação da energia. Este processo continua até que os valores calculados em uma equação não tenham mais uma influência significativa na outra.

3. Simulação do Mancal Radial de Sapatas Pivotadas

A espessura do filme lubrificante, em um mancal radial é dada pela seguinte fórmula

$$h = C + e \cdot \cos\theta \quad (4)$$

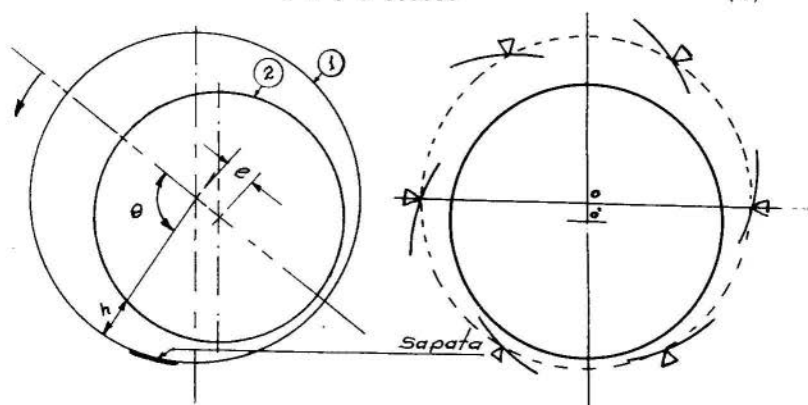


Fig. 2. Mancal Radial de Sapatas pivotadas.

onde C é a folga máxima do mancal, e é a excentricidade do eixo e θ o ângulo de posição medido a partir da linha de centros do mancal e do eixo (figura 2). Uma sapata de mancal radial é uma parte da circunferência 1 da figura 2 e no conjunto aparece como na figura 2a. As sapatas são pivotadas no ponto p . Podemos identificar três circunferências básicas nesta figura: a circunferência do eixo, a dos pivôs e a circunferência da sapata. A origem dos ângulos θ assume uma posição diferente para cada inclinação da sapata e deve ser determinada antes do cálculo das alturas h . Sendo a altura mínima do filme lubrificante uma variável de controle, e , considerando que esta altura aparece nas sapatas mais carregadas (sapatas 1 e 8 da figura 2b), estas vão definir a excentricidade do eixo em relação ao círculo de pivôs. Desta forma a altura do filme sobre o pivô da sapata mais carregada irá variar até a determinação da excentricidade eo' . Posteriormente, no cálculo das demais sapatas, as alturas sobre os pivôs serão conhecidas. Assim, teremos dois processos para a determinação da origem dos ângulos θ , de acordo com os esquemas da figura 3 a e b. No caso a, a posição das linhas de centro $o'o_2$ (ângulo b) será dada por

$$\text{Tg}(b) = (\cos(\bar{c}) - (h_1 - C)/(h_p - C))/\text{sen}(\bar{c}) \quad (5)$$

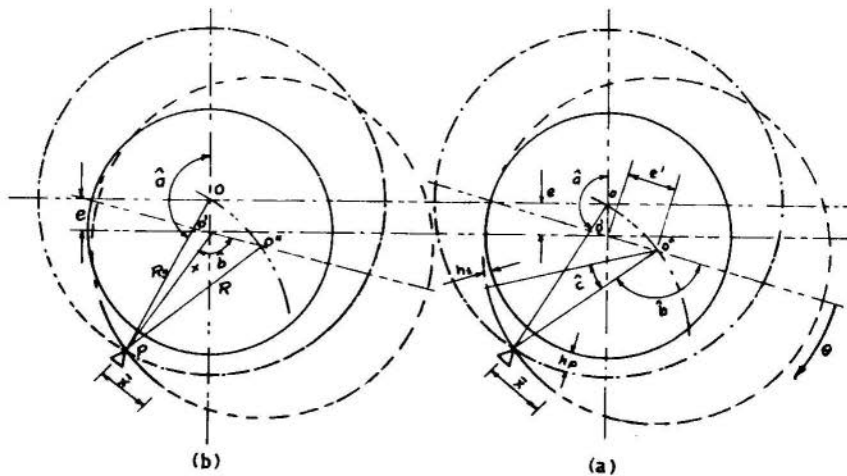


Fig. 3. Esquema para a determinação da origem dos ângulos θ .

No segundo processo, esquema b da figura 3, oo' é a excentricidade do eixo em relação ao círculo dos pivôs e, $o'o''$ a excentricidade em relação à sapata, devendo a origem ser calculada em relação a este valor. Assim, pelo triângulo $o'o''p$ podemos escrever

$$\delta = \text{Arc cos}((x^2 + o'o''^2 - R_s)/(2.x.o'o'')) \quad (6)$$

Para a determinação de h em função de J (da malha de diferenças finitas) é preciso determinar o ângulo correspondente à $J = 1$, que é o ângulo δ_1 na figura 4, e, também, o intervalo $\Delta\delta$. O valor $h(j)$ será então dado por

$$h(j) = C + e.\cos(\delta_1 + (J-1)\Delta\delta) \quad (7)$$

ainda de acordo com a mesma figura podemos, finalmente, escrever

$$h(J) = C + e.\cos(\delta - (X - (J-0,5)\Delta x)/R_s) \quad (8)$$

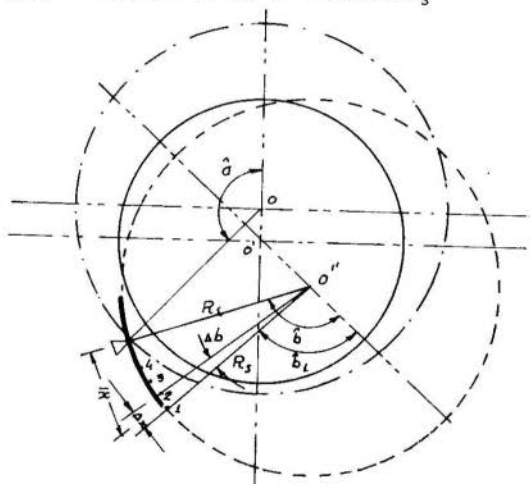


Fig. 4. Aplicação da rede de diferenças finitas à uma sapata de mancal radial.

O cálculo da sapata mais carregada é feito de acordo com sequência da figura 5. A excentricidade do eixo em relação ao círculo dos pivôs é aumentada progressivamente à in-

tervalos constantes, mantendo-se fixa a altura mínima da sapata; a cada etapa é verificado se a força é máxima, no caso de pivô otimizado, ou se a resultante do campo de pressões coincide com o pivô dado. Quando este valor é ultrapassado, o eixo volta à sua posição anterior, o intervalo é biseccionado e o processo continua até que o intervalo seja menor do que um valor pré-fixado. Quando a sapata é de pivô dado, ou seja, quando a posição do pivô com relação à sapata é conhecida, o processo ocorre exatamente como na sequência da figura 5. No caso da sapata otimizada, onde X varia entre 0,55B e 0,70B, a sapata é colocada, inicialmente com 0,75B. Após o cálculo do campo de pressões, é calculada a resultante e o centro de pressões. Este, provavelmente, não

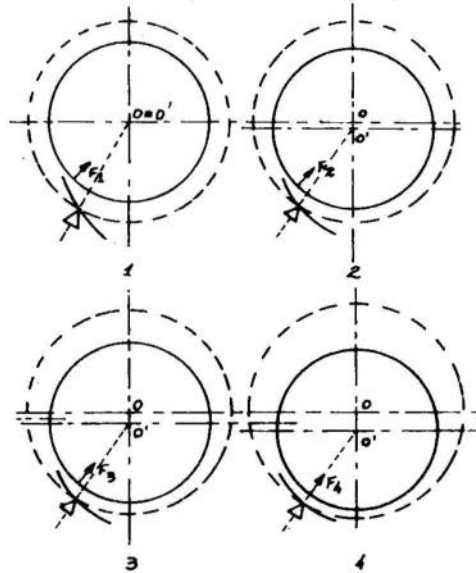


Fig. 5. Determinação da posição da sapata mais carregada.

coincidirá com a posição estabelecida a priori, sendo então necessário que a sapata seja deslocada para a nova posição. Note-se que o valor da excentricidade da sapata será determinada pela fórmula (5) uma vez que, nesta situação é conhecido h_1 e variamos h_p . Após o cálculo da sapata mais carregada,

gada, as alturas dos pivôs das demais sapatas ficarão determinadas obtendo-se, então, as suas contribuições à capacidade de carga do mancal.

4. Resultados

O programa de computador obtido a partir deste modelo de simulação nos levou a resultados muito próximo das medições de pressão e temperatura obtidos por diversos pesquisadores. Como por exemplo veja-se a comparação do campo de pressões obtido, com os dados de Sternlicht I3I para uma sapata de mancal axial (figura 6). O teste do programa para mancais radiais não pode ser comparado por não se encontrar, na literatura pesquisada, dados práticos.

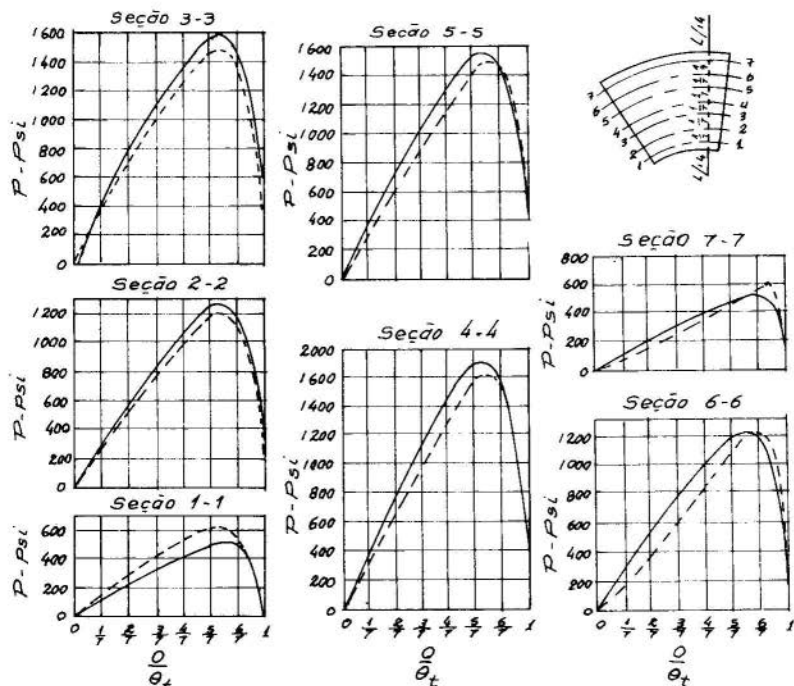


Fig. 5. Resultados de pressão comparados com Sternlicht.

5. Conclusões

Embora não tenha sido possível verificar os resultados do mancal radial completo, os cálculos de uma sapata isolada concordando com medições práticas nos leva a concluir que o programa computacional obtido por este método representa uma excelente ferramenta para o projetista de mancais hidrodinâmicos. A simulação poderá se completar se for incluída uma rotina, com elementos finitos, para a consideração das deformações das sapatas.

REFERÊNCIAS

- I11 Ferraz, Davi P., "Método de simulação de mancais hidrodinâmicos de sapatas pivotadas", Universidade Federal de Santa Catarina - Dissertação, 1980
- I2I Cameron, A., "The principle of lubrication", Longmans, 1966.
- I3I Sternlicht, B. & Maginnis, F. J., "Application of Digital Computers To Bearing Design", Transactions of the ASME, outubro 1975, pp 1483, 1493.
- I4I O'Connor, J. J. & Boyd, J., (Editores), "Standard Handbook of Lubrication Engineering", MacGraw Hill, 1968.
- I5I Back, Nelson, "Teoria da Lubrificação", Fundação do Ensino da Engenharia em Santa Catarina, 1975.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-32

P.P. 323 - 332

UFU

VEHICLE BODY MODAL ANALYSIS USING STRUCTURAL
DYNAMIC PERFORMANCE DATA

Dr. OLUREMI, A. OLATUNBOSUN
Senior Lecturer
Department of Mechanical Engineering
University of Lagos
Nigeria

SUMÁRIO

A técnica de Análise de Performance Dinâmica foi desenvolvida para avaliar a performance da estrutura de veículos, tanto do ponto de vista vibracional, como acústico, em banda estreita e em banda larga de frequências, com vistas à identificação de problemas estruturais. Neste trabalho, a estrutura de um veículo é discretizada em termos de massa e rigidez, com possibilidade de redistribuições onde necessário, fazendo-se modificações estruturais, através do desenvolvimento do referido método.

SUMMARY

The Dynamic Performance Analysis technique has been developed for assessing vehicle structure vibrational and acoustical performances, against set standards, over both narrow and wide frequency bandwidths, with a view to identifying discrete structural problem areas. A further development of this method to obtain vehicle body panel modal parameters is presented here. The aim is to expose the distribution of mass and stiffness in the structure for possible re-distribution, where necessary, through structural modification.

1. Introduction

In the last few years, great progress has been made in both the theoretical and experimental analyses of the motor vehicle system, particularly the vehicle body structure whose behaviour is very complex and until quite recently has defied accurate analysis.

Theoretically, standard finite element programme packages are available which vehicle designers can use in analysing a complex structure such as a vehicle body structure. Experience shows, however, that great care must be taken in using these programmes as large errors can be made, particularly in the representation of panel elements and the damping characteristics of such a structure with the result that the actual behaviour of the structure differs very much from that predicted.

Experimentally, Commercial Modal Analysis System packages are available and have been widely applied. These allow the response of a structure to be investigated over a relatively narrow bandwidth at a time, to provide animated displays of resonant mode shapes, each of which is presented in isolation. This, of course allows a limited number of problems to be solved with respect to specific resonant modes, but provides no information about the overall performance of the structure. An extensive bibliography on the Modal Analysis technique is contained in Ewin's exposition of this method, (1). The application of Dynamic Performance Standards (2, 3), on the other hand, makes it possible to study vehicle structure vibrational and acoustical behaviour over a narrow or wide frequency bandwidth with the facility for assessing the performance against specified dynamic standards and with this, specified design acceptability criteria. The diagnostic strength of this method in identifying discrete structural problem areas has already been proven in the development of a series of vehicle prototype structures (4).

The current paper gives an outline for the derivation of the vehicle body modal parameters from its structural dynamic performance data. This exposes the distribution of mass and stiffness in the structure for possible re-distribution,

with a view to applying corrective measures when a structure fails to meet the established standards of dynamic performance.

2. Vehicle Structural Dynamic Performance Standards

The use of vehicle structural dynamic performance standards in assessing vehicle bodies represents a departure from the traditional method of assessing vehicle body structures by looking at the resonant mode shapes, either in the form of mode shape diagrams or animated mode shape displays. The critical advantage of the structural dynamic standards method over the mode shapes is that it makes it possible to assess a vehicle structure in terms of performance figures over a narrow or broad frequency bandwidth, taking into account the integrated effects of all the resonant and non-resonant modes in the bandwidth. Reference should be made to previous publications for the background theoretical, experimental and application principles of this structural dynamics analysis approach (2,3,4).

Briefly, standards have been set for the performances at attachment points on vehicle structures for suspension, engine, and other running gear (point mobility), as well as for the performance of the complete structure itself or some part of it (modal mobility). The standards have resulted from extensive tests on a wide variety of vehicle structures, and have been set on both narrow-band and broad-band bases to take account of individual modes as well as the integrated effect of many modes. These standards are applied such that the dynamic performance of a vehicle structure is assessed against the dynamic standards for its own class and a decision is made as to the resulting acceptability or otherwise of the structure. This is of particular importance at the prototype stage before commitment to tooling is made.

In the event of unsatisfactory performance, the diagnostic strength of this technique is such that the regions of poor performance both in terms of frequency and local structural areas can be exposed.

Additionally, vibrational energy mismatch between separate panels is exposed, showing that appropriate structural modification or re-design is required. This

mismatch of vibrational energy is an indication of the improper distribution of mass and stiffness among the panels of the structure. Hence, the need to expose this distribution by the derivation of the related modal parameters so that the mass and stiffness can be redistributed for optimum performance of the structure.

3. Derivation of Vehicle Body Modal Parameters

Structural Dynamic Performance data consist of mobility responses measured for a large number of elements into which the structure is divided (usually over 50). The measured data is therefore structured as an N degrees of freedom system defined by a set of mass and stiffness properties plus damping effects. These properties can be represented by the matrices M, K and H, denoting mass, stiffness, and hysteretic damping respectively. Hysteretic damping is chosen here rather than viscous damping as being more appropriate for vehicle sheet metal structures. All the matrices have dimensions NxN and refer to coordinates X_1, X_2, \dots, X_n , representing the N elements.

The equation of motion of the system is given by:

$$K + iH - \lambda^2 M \{X\} = \{F\} \quad (1)$$

where $\{X\}$ and $\{F\}$ are Nx1 column matrices representing the element positions and forcing functions respectively, λ is a complex quantity which describes the eigen solutions of the system and i is the complex operator.

The solution of the unforced motion yields a diagonal eigen-value matrix λ_r^2 and an eigen - vector matrix ψ which yield the system's N natural frequencies, modal dampings, and mode shapes. The rth natural frequency (ω_r) and modal damping (η_r) are obtained from the rth eigen-value i.e. :

$$\lambda_r^2 = \omega_r^2 (1 + i\eta_r) \quad (2)$$

The rth column $\{\psi\}_r$ in ψ gives the corresponding eigen-vector which defines the mode shape at that frequency. Individual elements of $\{\psi\}_r$ are generally complex.

A set of modal masses (m_r) and stiffness (k_r) can be defined thus:

$$m_r = \psi^T M \psi \quad (3)$$

$$k_r = \psi^T K + iH \psi \quad (4)$$

where ψ^T is the transpose of ψ .

Solution for the forced motion (equation (1)), at any frequency ω , for single-point excitation at coordinate k , as is the case in actual testing, is given by:

$$\{X\} = \sum_{r=1}^N \frac{(r^{\psi k}) F_k \{\psi\}_r}{m_r \omega_r^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2 + i\eta_r \right]} \quad (5)$$

where $r^{\psi k}$ is the natural response at k for the r th resonant mode.

From this can be extracted the single response (X_j) at the coordinate j and the transfer receptance (α_{jk}) due to the force F_k such that

$$\alpha_{jk} = \frac{X_j}{F_k} = \sum_{r=1}^N \frac{(r^{\psi j}) (r^{\psi k})}{m_r \omega_r^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2 + i\eta_r \right]} \quad (6)$$

This can be re-written as:

$$\alpha_{jk} = \sum_{r=1}^N \frac{r^{\Lambda_{jk}}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2 + i\eta_r} \quad (7)$$

where

$$r^{\Lambda_{jk}} = \frac{(r^{\psi j}) (r^{\psi k})}{m_r \omega_r^2} \quad (8)$$

$r^{\Lambda_{jk}}$ is referred to as the modal flexibility for mode r relating the two coordinates j and k .

Evaluation of the modal parameters, i.e. ω_r , η_r , and modal responses $r^{\psi j}$ enable the mass, stiffness and damping matrices to be determined from the following relationships which are derived from equations (3) and (4):

$$M = \Phi^T \Lambda^{-1} \Phi^{-1} \quad (9)$$

$$K = R_c \{ \Phi^T \Lambda^{-1} \lambda_r^2 \Phi^{-1} \} \quad (10)$$

$$H = I_m \{ \phi^T - 1 \quad \lambda_r^2 \quad \phi^{-1} \} \quad (11)$$

where $R_e \{ \}$ and $I_m \{ \}$ represent the real and imaginary parts of the complex quantity and

$$r^{\phi_j} = \frac{r^{\psi_j}}{\sqrt{m_r}} \quad (12)$$

The method by which the modal parameters are determined would depend largely on the type of system and also the type of data available. Vehicle structures can be considered to fall into the class of systems whose frequency response consists of loosely - coupled modes. A common method for determining the modal parameters of such a system involves the use of the modal circle phase plane plots (1). In order to use this method, the responses of the system must be measured at very small frequency intervals near each resonant frequency.

Another method which does not require as much data as the modal circle phase plane plot has been found to give quite good results. It is particularly suitable for measured data from structural dynamic tests. This method described briefly below, assumes that because of the low damping inherent in this type of structure, the local resonant mode predominates in the response over a small frequency band around the resonant frequency. Hence, the square of the modulus of the mechanical impedance (i.e. inverse of the mobility) is given by:

$$|\beta_{jk}|^2 = \frac{\eta_r^2 + (1 - (\omega/\omega_r)^2)^2}{\omega^2 (a^2 + b^2)} \quad (13)$$

where a and b are the real and imaginary parts respectively of the complex modal flexibility r_{jk}^A .

If the moduli of the impedance response at two frequencies ω_1 and ω_2 near this resonant frequency are considered, it can be shown that:

$$(a^2 + b^2) = \frac{1 - (\omega_1/\omega_r)^2 \quad 2 - 1 - (\omega_2/\omega_r)^2 \quad 2}{\omega_1^2 (\beta_{jk}^2)_{\omega_1} - \omega_2^2 (\beta_{jk}^2)_{\omega_2}} \quad (14)$$

**STRUCTURAL LAYOUT OF
SALOON CAR BODY**

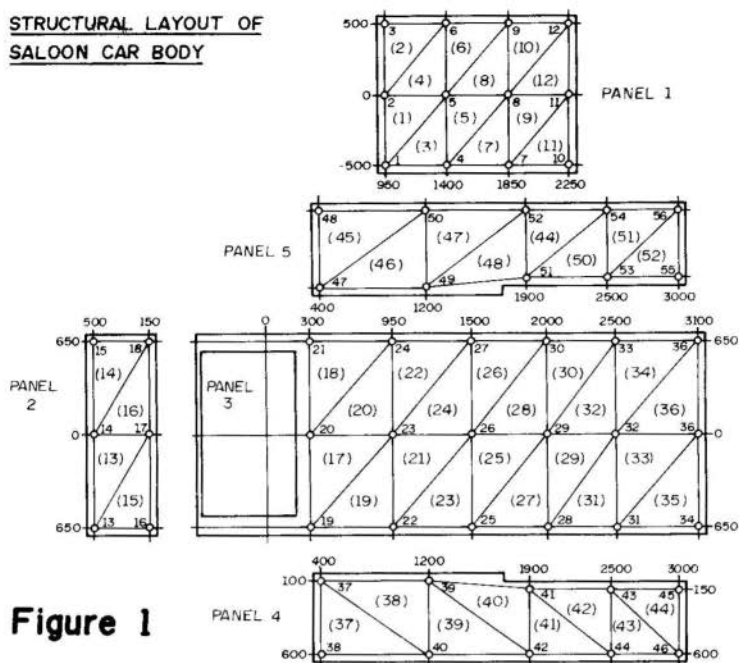
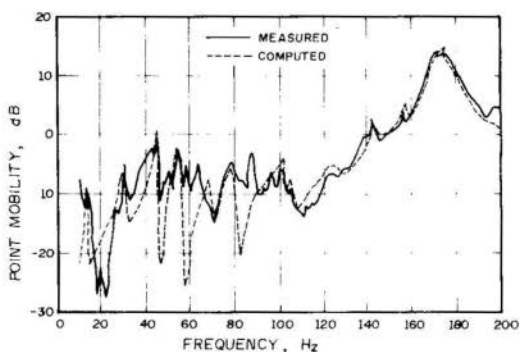


Figure 1

Figure 2
POINT MOBILITY
RESPONSE



FREQUENCY BANDWIDTH, Hz	20 - 40	40 - 60	60 - 80	80 - 100	100 - 120	120 - 140	140 - 160	160 - 180	180 - 200
MEASURED MODAL MOBILITY, dB	-37.5	-23.8	-30.4	-30.2	-30.7	-42.8	-37.1	-27.4	-33.8
COMPUTED MODAL MOBILITY, dB	-36.4	-22.6	-31.5	-30.8	-32.1	-40.1	-35.0	-26.8	-32.8

Table 1 BANDWIDTH AVERAGE MODAL MOBILITY LEVELS.

$$\text{and } \eta_r^2 = \omega^2 (a^2 + b^2) (\beta_{jk}^2)_\omega - (1 - (\omega/\omega_r)^2)^2 \quad (15)$$

Thus by considering the input impedance response at two frequencies on either side of the resonant frequency, two estimates of the damping factor η_r for the r th mode can be determined and the mean of the two values taken.

The peak mobility response, i.e. at resonance is given from equation (9) by:

$$(\gamma_{jk})_{\omega_r} = \frac{\omega_r \{a + ib\}}{\eta_r} \quad (16)$$

Hence a and b , the real and imaginary components of the modal flexibility r^{Ajk} can be determined from equation (17) since η_r is known.

These enable the normalised eigen-vector matrix ϕ to be determined also since the elements r^{ϕ_j} and r^{ϕ_k} are given by:

$$r^{Ajk} = \frac{(r^{\psi_j})(r^{\psi_k})}{m_r \omega_r^2} = \frac{(r^{\phi_j})(r^{\phi_k})}{\omega_r^2} \quad (17)$$

$$r^{Akk} = \frac{(r^{\psi_k})^2}{m_r \omega_r^2} = \frac{(r^{\phi_k})^2}{\omega_r^2} \quad (18)$$

4. Practical Application of Modal Parameters

The practical application of the method described above in the design and development of vehicle body structures has been implemented on a programmable measurement and analysis system incorporating a frequency response analyser and a 64 k core capacity PDP 11/34 computer with floppy disks for data storage. The same system is used to acquire and generate the vehicle body structural dynamic performance data in the first instance.

The principal areas of application are:

(i) The prediction of structural response from mathematical modes developed from the determined modal parameters.

Figure 1 shows a small saloon car with 52 panel elements to which the complete analysis has been applied. Figure 2 shows the predicted input point mobility response against the

measured one. Table 1 also shows predicted and measured narrow - band modal mobility (whole structure) responses. In practice, the mathematical models determined are limited in scope due to incomplete modal data since fewer modes exist in the test frequency range than there are degrees of freedom. Still, this does not impair the prediction of responses at any of the coordinates at any frequency within the test frequency range.

(ii) The diagnosis of the imbalance in the vibrational energy distribution among the panel elements in terms of the distribution of modal masses and stiffnesses. This is first manifested as high levels of modal mobility indicating unacceptable performance of the structure. A required redistribution of the modal masses and stiffnesses can be simulated to obtain an acceptable performance of the structure. This can then be translated into the required physical modification or re-design of the structure.

(iii) The dynamic matching of vehicle design elements using mathematical models of individual vehicle components such as road wheel, suspension, vehicle body etc determined from dynamic tests. This enables a simulation of the road going situation to be carried out to predict the generated noise (5) and thus determine the suitability of the combination of proposed vehicle elements even before they are assembled together.

5. Conclusions

- (i) A method for deriving vehicle body panel modal parameters from measured structural dynamic performance data has been outlined.
- (ii) The application of the theoretical models in the modification or re-design of unsatisfactory vehicle structures and in the dynamic matching of vehicle elements has been outlined.
- (iii) Mobility responses predicted from the derived modal parameters show good agreement with measured ones and hence shows the merit of the application of this method in the design and development of vehicle structures and vehicle systems.

6. References

- (1) Ewins, D.J., "Whys and Wherefores of Modal Testing" Report No. 78005, Dynamics Section Mechanical Engineering Imperial College, London (1978)
- (2) Dunn, J.W., Olatunbosun, O.A., and Mills, B., "Standardisation Techniques for the Dynamic Performance of Monocoque vehicle structures". Proceedings, Inst. of Measurement and Control Symposium, London, 28-30 Nov. 1978 pp 167-177
- (3) Dunn, J.W., Olatunbosun, O.A. and Mills, B., "A Diagnostic Vibration and Acoustic Performance Analysis of Monocoque Vehicle Structures". Institute of Acoustic Proceedings, Vol. 20, paper B3, 1979.
- (4) Dunn, J.W., Olatunbosun, O.A., El-Seoud, S.A., and Mills, B., "The Application of Dynamic Performance Standards in the Design and Development of a Case Study Prototype Structure". Proceedings, (Nauka i Motorna Vozilla) Yugoslav Society of Automotive Engineers, Vol. 3 1979 pp. 116-131.
- (5) Dunn, J.W., Olatunbosun, O.A., and Mills, B., "Realistic Prediction and Control of Vehicle Noise resulting from Road Impacts". ASME paper No. 79-DET-75, 1979.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO

PAPER

Nº C-33

P.P. 333 - 340

UFU

EXPERIMENTS IN ROTORDYNAMIC

ALBRECHT EIBER

Assistant Professor

Inst. B. f. Mech. Univ. Stuttgart, F.R.G.

HANS INGO WEBER

Professor Titular

CEPROM - Depto. Eng. Mecânica

UNICAMP, Campinas

SUMÁRIO

Descreve-se uma bancada de teste consistindo de dois discos rígidos unidos por um eixo flexível vertical apoiado elasticamente, utilizada para simulações e investigações em dinâmica de rotação e no desenvolvimento de métodos de identificação. O rotor é acionado por um motor assíncrono com rotação variável. Este dispositivo permite uma série de investigações experimentais.

SUMMARY

For simulation and investigations in rotordynamic as well as for development of identification methods a test stand consisting of two rigid discs with elastically shaft and suspensions is described. The rotor is driven by an asynchronous motor with variable speed. With this device detailed experimental investigations can be done.

1. Introduction

Many investigations in the field of turbomachinery deal with problems with respect to following topics, see e.g. [1], [2]:

- . description of the real system by mathematical models,
- . measurement of the state variables,
- . identification of the system and excitation parameters,
- . optimization of the mechanical design,
- . reliability of operation.

The reason for most of the occurring problems are vibrations in the shaft and suspensions which influence the power and durability of machines itself. They also effect and disturb the environment. To remedy and avoid these perturbing motions theoretical analysis and experimental investigations are required.

In this paper a rotordynamic test stand is described to show known phenomena of under- and supercritical rotors as well as to study the specific problems mentioned below:

- . validation of mathematical models,
- . accuracy test of measurement devices,
- . optimization by changes of geometrical and mechanical parameters like masses, bearings, stiffness and damping,
- . development and verification of methods to identify the system and excitation parameters, especially a method which includes the stochastic behaviour of the excitation [3].

2. Theoretical considerations

Any mathematical investigations of technical systems must start with the modeling of the real system. Depending of the considered problem the physical model may have many degrees of freedom. Then, the generation of the equations of motion is obviously a difficult task. For this reason methods for automatic generation of equations of motion have been developed, e.g. NEWEUL [4]. The resulting equations

are entirely in symbolic form. For several physical models the equations of motion were generated to verify geometrical and mass parameters. The final version of the physical model of the test stand is shown in Fig. 1. The model consists of 4 rigid bodies and has 12 degrees of freedom. For the design of the test stand the equations of motion have been evaluated (eigenvalues, eigenfunctions, etc.) and the dynamical behaviour was simulated.

Corresponding to the experimental features the following parameters have to be variable:

- . stiffness and damping of the suspensions,
- . stiffness of the shaft,
- . number, location and type of bearings,
- . masses and inertia,
- . location of measurement devices.

Some effects of these variations are shown with the behavior of the eigenvalues with respect to the locus λ_1 of intermediate bearing and angular velocity ω , Fig. 2 and 3.

The influence on the dynamic behavior by change of the other parameters and their range of variation was investigated intensively.

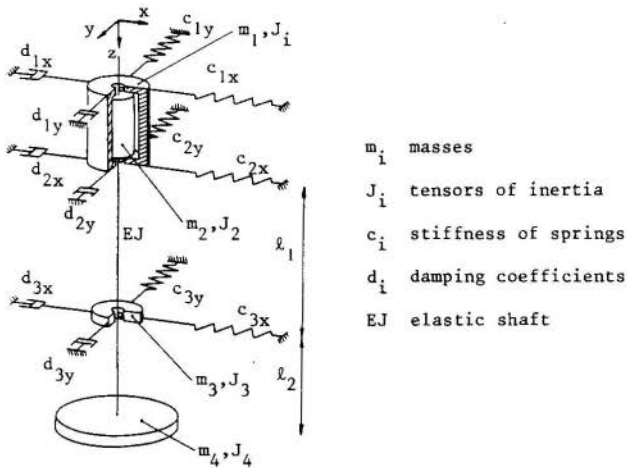


Fig. 1. Physical model

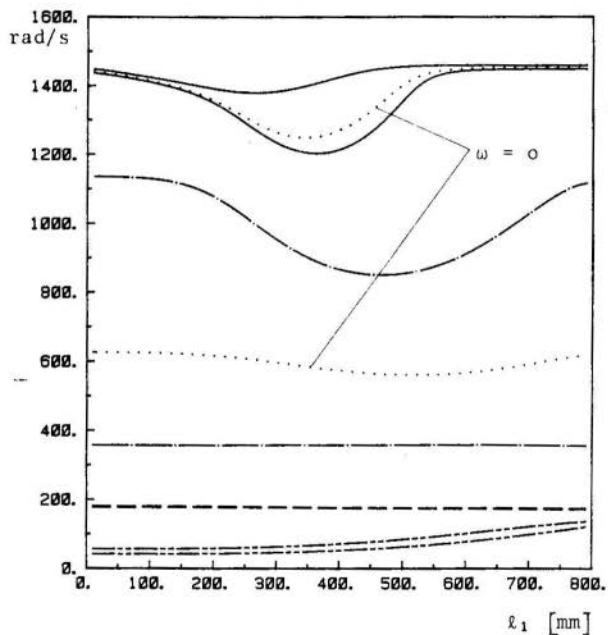


Fig. 2. Eigenvalues of the system depending on the location l_1 of the intermediate bearing, $\omega = 400$ 1/s.

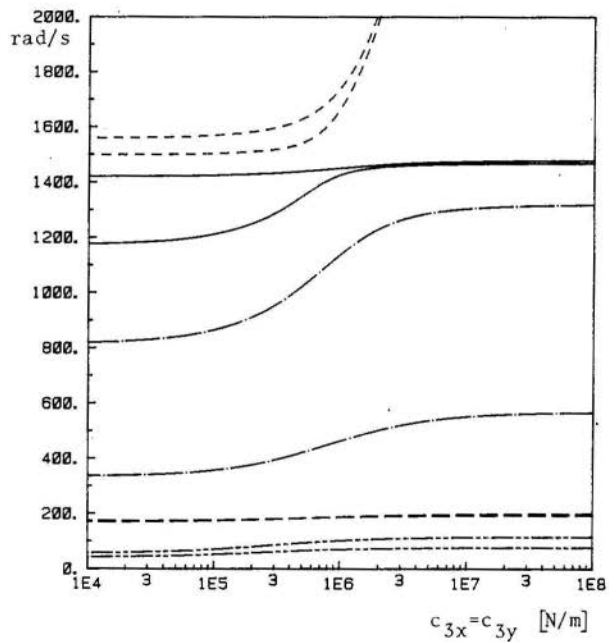


Fig. 3. Eigenvalues of the system depending on the stiffness of the intermediate bearing, $\omega = 400$ 1/s.

3. Realization of the test stand

The rotorsystem is shown schematically in Fig. 4. The vertical shaft is one body with a rigid upper and an elastic lower part. On the rigid section there is axially clamped the rotor of an asynchronous motor with 4 KW power. The concept of the asynchronous driving device does not cause friction between rotor and stator, but for speed control the power supply must change frequency and voltage for optimal magnetic flux. Operation cycles which includes accelerating and decelerating are possible.

The rotating mass of the driving device and their distribution may be changed by the upper disc which is connected with the rigid part of the shaft by conical rings. For maintaining the gap between rotor and stator radial and/or axial rolling bearings are used. To avoid clearance and increase of stiffness it is possible to preload the bearings.

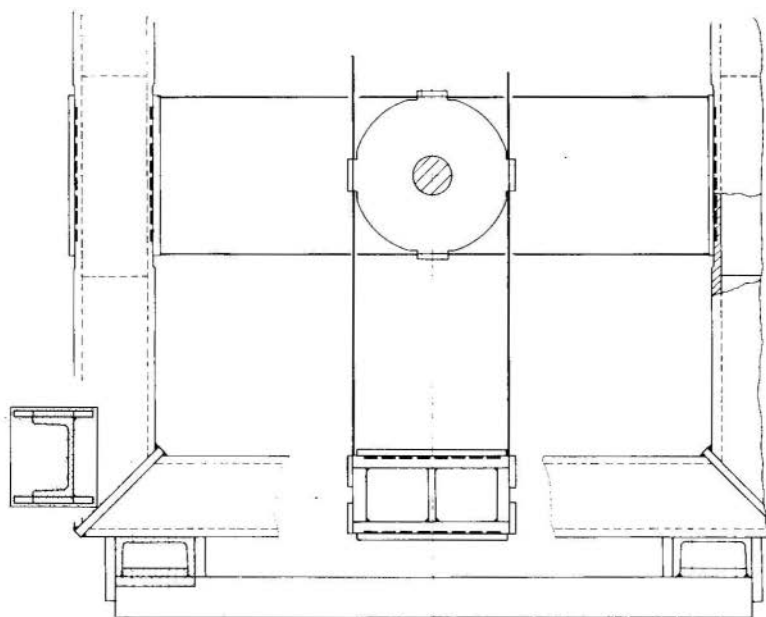
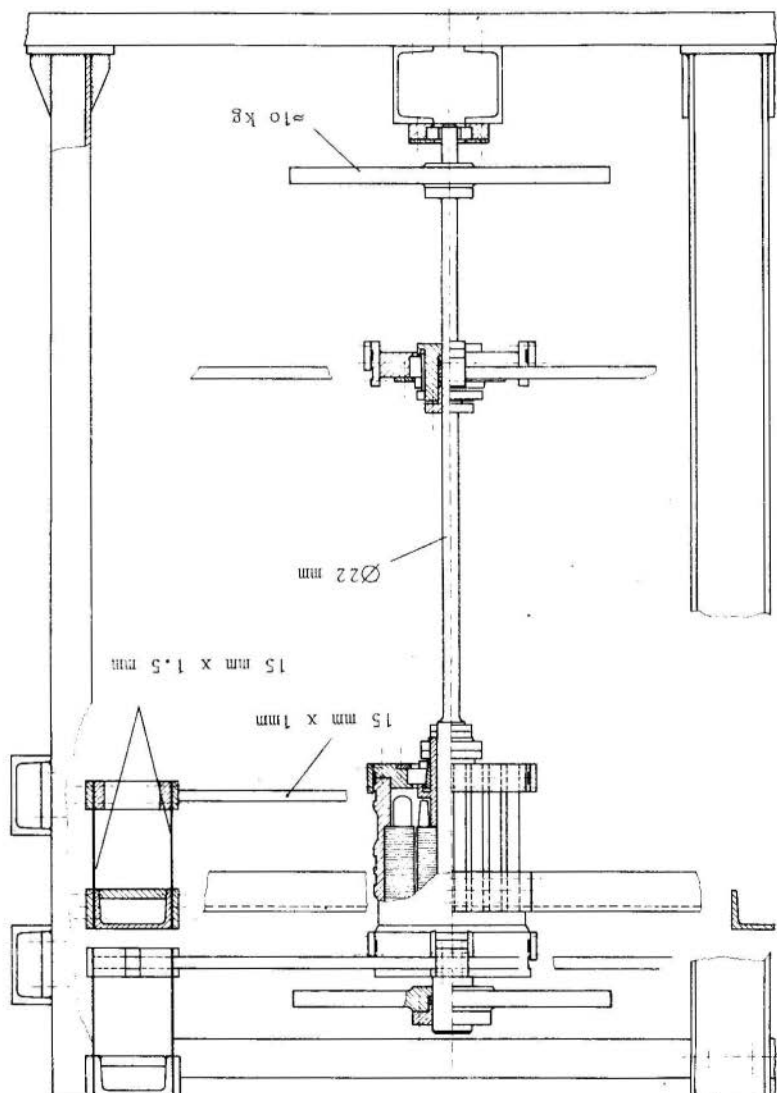


Fig. 4a. Top view of the test stand

Fig. 4b. Front view of the test stand



The stator itself is hinged with leaf springs on swinging platforms. On each of the four or eight platforms there are two guiding leaf springs. The platforms again are spring guided mounted on the rack. These leaf springs are adjustable and therefore allow to vary the stiffness in a very wide range. Customary values are: $c_1 = c_2 = 10^5 \text{ N/m}$, $c_3 = 10^5 \text{ N/m}$. The main advantage of these hinge construction is the rectangular selection of the rotors horizontal motion and the independent variation of the stiffness and damping coefficients. The damping is maintained by an eddy current brake controlled by a direct current source.

The total suspension of the stator may be carried out by four or eight platforms, respectively. If four platforms are used motions in a horizontal plane as well as rotations about horizontal axis are possible. The rotations are suppressed if the suspension is assembled with eight platforms.

The second disc of the system is mounted on the elastically part of the shaft. Due to the conical rings the distance between the discs and the discs itself may be changed easily.

In the same way an additional intermediate bearing may be mounted at any point of the elastically shaft above or under the lower disc. It is possible to use different types of roller bearings like parallel roller bearing or self-aligning ball bearing. The application of a plain bearing is possible. The housing itself is elastically supported at the rack-structure like the stator. Because of the easy interchangeability of all bearings the rotor may be driven in a two or three bearing arrangement.

Because of non-contact transducers an inductive displacement measuring system allows the recording of vibrations of the rotating shaft. This system is used in two horizontal planes to measure the state variables of the lower disc. The displacements of the upper disc and of the intermediate bearing are detectable at the swinging platforms by accelerometers or LVDT displacement transducers.

Harmonic excitation of the system is possible with

additional masses on the discs. By means of electrodynamic shakers arbitrary excitation functions are applicable to the swinging platforms of motor and intermediate bearing. The shakers also enables the active control of the dynamical behaviour. For this reason a magnetic bearing is projected [5].

4. Conclusions

A dynamical rotor test stand is introduced which was developed and constructed by GEPROM, Universidade Estadual de Campinas, in co-operation with the University Stuttgart, F.R.G.

The rotor system consist of two rigid discs connected with an elastic shaft and supported by elastic suspensions. It is driven by an asynchronous motor with variable speed. All experimental work described above can be executed.

5. Acknowledgements

The partnership project "Rotordynamik" is sponsored by the "Stiftung Volkswagenwerk, Federal Republic of Germany".

REFERENCES

- [1] Proceedings of the IFTOMM Conference on 'Rotordynamic Problems in Power Plants', Rom 28.9.-1.10.1982, Rom.
- [2] Simon, Frank: Schwingungsberechnung von Wellensträngen, Voith Informationen 3, Heidenheim (1980).
- [3] Weber, H.-J.; Schiehlen, W.O.: Parameteridentifizierung mit quadratischen Mittelwerten. IB-5, Institut B für Mechanik, Universität Stuttgart, 1982.
- [4] Kreuzer, E.: Symbolische Berechnung der Bewegungsgleichungen von Mehrkörpersystemen. Fortschr. Ber. VDI-Z. R 11, Nr. 32. Düsseldorf, 1979.
- [5] Zampieri, D.: Einfluß einer magnetischen Lagerung auf das dynamische Verhalten eines Rotors, Dissertation Universität Stuttgart, 1981.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-34 P.P. 341 - 350

UFU

IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS POR MÉDIAS QUADRÁTICAS

Hans Ingo Weber

Professor Titular

GÊPROM - Laboratório de Projeto Mecânico

Departamento de Engenharia Mecânica - UNICAMP

SUMÁRIO

Apresenta-se um método utilizando as médias quadráticas das respostas a uma perturbação estocástica, bem como a resposta a filtros lineares adicionados à instrumentação. É possível realizar-se uma identificação completa incluindo efeitos giroscópicos e forças não conservativas, sem medição do processo de perturbação. É feita uma simulação com um sistema de primeira ordem para comprovação dos resultados. Pretende-se aplicar o método no estudo de grandes turbogeradores hidráulicos sujeitos à excitação de um escoamento turbulento.

SUMMARY

A method using second moments of the response processes as well as the responses of linear filters added to the system's measurement devices is presented. A complete identification of mechanical systems including gyroscopic and nonconservative stiffness forces is obtained, without any measurement of the excitation processes. The presented method is checked by simulation in a first order system and will be applied in rotational dynamics of large hydraulic power stations subject to stochastic excitations by turbulent flow.

1. Introdução

Prosseguindo o estudo de processos de identificação no domínio do tempo iniciado por [1] foi estruturado um método que trabalha com as matrizes de covariância, construídas a partir da resposta do sistema a uma perturbação de ruído branco. Como o número de equações disponível neste caso não é suficiente para a identificação, amplia-se o número de variáveis medidas pela inclusão do resultado do processamento das medições por um filtro linear amortecido [2]. Estuda-se em particular neste trabalho o erro introduzido pelo fato do ruído existente não ser branco.

O método tem semelhança com aquele apresentado por Kozin [3]. Neste caso todavia há necessidade de medição do processo de perturbação, o que nem sempre é possível. O assunto está sendo desenvolvido simultaneamente por Wedig [4] que mostrou a possibilidade de identificar matrizes simétricas sem a medição da perturbação.

O método proposto é adequado à identificação de sistemas rotativos, operando em regime permanente e excitados por forças estocásticas. No atual estágio de formulação do método, todas as grandezas de posição e velocidade precisam estar disponíveis através das medições. As componentes harmônicas devem ser compensadas eletronicamente e removidas dos sinais utilizados para a formação das médias quadráticas.

2. Formulação do Método

Seja o sistema mecânico linear, com f graus de liberdade, dado por

$$M \ddot{y}(t) + D \dot{y}(t) + K y(t) = h(t) \quad , \quad (1)$$

onde $y(t)$ é o vetor posição, M a matriz simétrica de massa, D a matriz geral representando as forças de amortecimento e g_i roscópicas e K a matriz geral representando as forças de mola e não conservativas. A excitação estocástica $h(t)$ é um processo ergódico, Gaussiano e estacionário, de início considerado como ruído branco com média zero e intensidade V .

O sistema (1) pode ser reescrito, utilizando o vetor de estado $x = [y \dot{y}]^T$, na forma

$$\dot{x}(t) = A x(t) + b(t) \quad (2)$$

Considerando a matriz A tal que (2) seja assintoticamente estável, a resposta a uma condição inicial estocástica $x(0)$, de média nula, é um processo ergódico, Gaussiano e estacionário. Ela é caracterizada por uma matriz de covariância P, definida por

$$P(t) = E \{x(t) x^T(t)\} ; \quad (3)$$

neste caso $P(t \rightarrow \infty) = P = \text{cte}$. Este valor constante da matriz de covariância pode ser obtido a partir da equação matricial de Ljapunov,

$$AP + PA^T + Q = 0 \quad (4)$$

onde Q é a matriz de intensidade do ruído branco $b(t)$, definida a partir da intensidade V de $h(t)$.

Os termos da matriz de covariância, dada a ergodicidade, podem ser determinados pelas médias quadráticas

$$P_{x_i x_j} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_i(t) x_j(t) dt \quad (5)$$

A identificação consiste portanto em medir $x(t)$, isto é, $y(t)$ e $\dot{y}(t)$, montando a matriz P de acordo com (5). As medições são discretizadas nos instantes t_i , passadas a um microprocessador que perfaz as multiplicações e calcula as médias. Como $P = \text{cte}$, estas vão tender a um valor estacionário. A seguir resolve-se (4), obtendo-se os parâmetros desconhecidos do sistema que estão em A. Como o ruído branco inexistente em um processo real obtem-se com Q apenas uma intensidade equivalente de ruído.

A identificação é possível quando se tiver na equação de Ljapunov um número de equações igual ou superior ao número de incógnitas. A equação (4) pode ser desdobrada quando aplicada ao sistema (1). Considerando

$$A = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -M^{-1}K & -M^{-1}D \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M^{-1}VM^{-1} \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad P = \begin{bmatrix} P_{II} & P_{III} \\ P_{III} & P_{III} \end{bmatrix} \quad (6)$$

obtem-se uma matriz P, cuja sub-matriz P_{II} é antisimétrica. Portanto, existem disponíveis para a identificação $f(3f+1)/2$ equações. O maior número possível de incógnitas em um problema onde não se conhece a perturbação é $f(2f+1)$, desde que a perturbação tenha f componentes independentes. Para definir uma solução supõe-se neste caso conhecida a matriz de massa, que é utilizada na normalização das outras matrizes do problema. Nesta situação sempre o número de incógnitas é maior que o número de equações. Pode-se imaginar também que a perturbação (desconhecida) atue apenas em uma coordenada, e que as matrizes D e K sejam simétricas. Então o número de incógnitas é dado por $f(f+1)+1$ e é possível identificar com o conjunto de equações apresentado para $f \geq 2$.

Na realidade a identificação é possível em qualquer caso, se forem geradas equações adicionais. Uma maneira como isto pode ser realizado é processando a resposta do sistema por um filtro conhecido:

$$\ddot{z}(t) + 2\gamma\omega \dot{z}(t) + \omega^2 z(t) = \Gamma^T y(t) + \Lambda^T \dot{y}(t), \quad (7)$$

onde Γ e Λ são os vetores de conexão entre os sistemas. Neste caso o vetor estado de (2) é estendido, $x = [y \ z \ \dot{z}]^T$, o raciocínio passado pode ser repetido com $(f+1)$ e, levando-se em consideração que se conhece uma parte do sistema, mostra-se a identificabilidade em qualquer caso.

Obtem-se as equações necessárias ao se adaptar (4) para o caso estendido, que passa a ser

$$\bar{A} \bar{P} + \bar{P} \bar{A}^T + \bar{Q} = 0, \quad (\bar{4})$$

e, subdividindo-se as sub-matrizes de \bar{P} na forma

$$\bar{P}_{I,III} = \begin{bmatrix} P_{I,III} & P_{I,III} \\ P_{I,III} & \rho_{I,III} \end{bmatrix}, \quad \bar{P}_{II} = \begin{bmatrix} 0 & P_{II} \\ -P_{II}^T & 0 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

onde $P(f \times f)$, $p(f \times 1)$, $\rho(1 \times 1)$,

encontra-se, para $\bar{K} = M^{-1}K$, $\bar{D} = M^{-1}D$, $\bar{V} = M^{-1}VM^{-1}$, o seguinte sistema de equações matriciais:

$$\bar{K} P_{II} - P_{II} \bar{K}^T + \bar{D} P_{III} + P_{III} \bar{D}^T - \bar{V} = 0, \quad (9)$$

$$\bar{K} P_I - \bar{D} P_{II} - P_{III} = 0, \quad (10)$$

$$\bar{K} P_I - \bar{D} P_{II} - P_{III} = 0, \quad (11)$$

$$\bar{K} P_{II} + P_{II} \Gamma - \omega^2 P_{II} + \bar{D} P_{III} - P_{III} \Lambda + 2\zeta\omega P_{III} = 0, \quad (12)$$

$$P_{III} + P_I \Gamma - \omega^2 P_I + P_{II} \Lambda - 2\zeta\omega P_{II} = 0. \quad (13)$$

As equações (9) e (10) são obtidas na análise de (1) sem o filtro (7) e envolvem apenas a resposta do sistema mecânico, ao contrário de (11) e (12) que reúnem a resposta do sistema e do filtro. Observe-se que se a equação (11) for suficiente para determinar junto a (9) e (10) os parâmetros a identificar, o problema não envolve os parâmetros do filtro. Se ela não for suficiente, pode-se reescrever (11) a (13) como:

$$(\bar{K} - \omega^2 E) P_{II} + (\bar{D} + 2\zeta\omega E) P_{III} + P_{II} \Gamma - P_{III} \Lambda = 0, \quad (14)$$

$$(\bar{K} - \omega^2 E) P_I - (\bar{D} + 2\zeta\omega E) P_{II} + P_I \Gamma + P_{II} \Lambda = 0. \quad (15)$$

Tem-se portanto disponíveis para a identificação $f(f+1)/2$ equações de (9), f^2 de (10), f de (11) e f de (12), onde (11) e (12) podem ser repetidas para diversas formas de processar a resposta do sistema pelo filtro, isto é, diversos Γ e Λ .

3. Exemplo

Seja um sistema mecânico com um grau de liberdade

$$m\ddot{y}(t) + d\dot{y}(t) + ky(t) = h(t) \quad (16)$$

cujos estado é processado pelo filtro

$$\ddot{z}(t) + 2\zeta\omega\dot{z}(t) + \omega^2 z(t) = \alpha y(t) + \beta\dot{y}(t) \quad (17)$$

Considerando conhecidos a massa e os parâmetros ζ e ω^2 do filtro, pode-se identificar os parâmetros d e k do siste-

ma, bem como se obtém uma intensidade q equivalente a ruído branco para a perturbação $h(t)$.

Correspondendo às equações (10) e (11) e (9) respectivamente obtém-se:

$$\frac{k}{m} = \frac{P_{\dot{y}}^2}{P_y^2}, \quad (18)$$

$$\frac{d}{m} = \left(\frac{k}{m} P_{yz} - P_{\dot{y}\dot{z}} \right) / P_{y\dot{z}}, \quad (19)$$

$$\frac{q}{m} = 2 \frac{d}{m} P_{\dot{y}}^2, \quad (20)$$

bem como, correspondente a (14) e (15)

$$\frac{k}{m} = \omega^2 - \frac{\alpha P_y^2 P_{\dot{y}\dot{z}} - P_{\dot{y}}^2 P_{y\dot{z}}}{P_{yz}^2 + P_{yz} P_{\dot{y}\dot{z}}}, \quad (21)$$

$$\frac{d}{m} = -2 \xi \omega + \frac{P_y^2 P_{y\dot{z}} + P_{\dot{y}}^2 P_{yz}}{P_{yz}^2 + P_{yz} P_{\dot{y}\dot{z}}}, \quad (22)$$

O sistema mecânico (16) e o filtro (17) foram simulados em computador analógico. Como um dos objetivos desta verificação foi avaliar erros causados por uma descrição imprecisa do ruído, perturbou-se o sistema com o sinal de um gerador de ruído pseudo randômico de banda limitada. O processamento digital, por exemplo para a equação (18), limitou-se a calcular

$$\frac{\hat{k}}{m} = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{y}^2(t_i)}{\sum_{i=1}^N y^2(t_i)} \quad (23)$$

até serem obtidos resultados estacionários, conforme a Figura 1. O parâmetro de rigidez pode ser encontrado também através do filtro (21), sendo em geral neste caso maior o erro em sua determinação. O parâmetro de amortecimento é obtido

sempre através do filtro, distinguindo-se uma identificação que não necessita dos parâmetros de filtro e de seu acoplamento ao sistema (19) de outra que deles depende (22). Para um mesmo ruído, Figura 2, foi analisada a influência de todos os parâmetros na precisão dos termos identificados. Os valores obtidos situam-se em faixa razoáveis de erro, usuais em outros processos de identificação. O erro aumenta bastante para amortecimentos crescentes. Todavia pode-se diminuir substancialmente este erro por uma modelagem mais precisa do ruído. Nas Figuras 3 e 4, estão alguns dos resultados apresentados em [5]. A variação com o amortecimento do filtro é grande apenas para filtros pouco amortecidos; acima de 15 s^{-1} não há diferença com os resultados apresentados. A identificação da rigidez pelo filtro (21) evidentemente é muito mais imprecisa que diretamente, só com o ruído branco (18); todavia esta imprecisão é eliminada quando o ruído é melhor modelado (Figura 2). O erro na identificação do amortecimento é reduzido substancialmente com o uso do ruído colorido. Observe-se todavia que também sistemas pouco amortecidos apresentam maior dificuldade de serem identificados por este processo.

O ruído colorido foi simulado por um ruído branco $v(t)$ através de um filtro do tipo

$$\dot{h}(t) = \gamma h(t) + v(t) \quad (24)$$

e o vetor de estado do problema completo estendido para $x = [y \ z \ \dot{y} \ \dot{z} \ h]^T$. A solução segue os mesmos passos anteriores obtendo-se neste caso todavia um sistema de equações não lineares para a identificação.

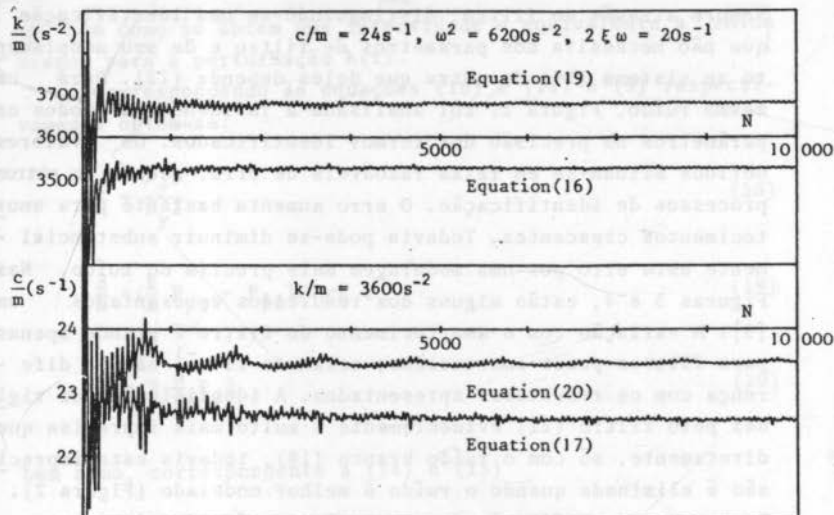


Figura 1.: Variação no tempo das médias quadráticas.

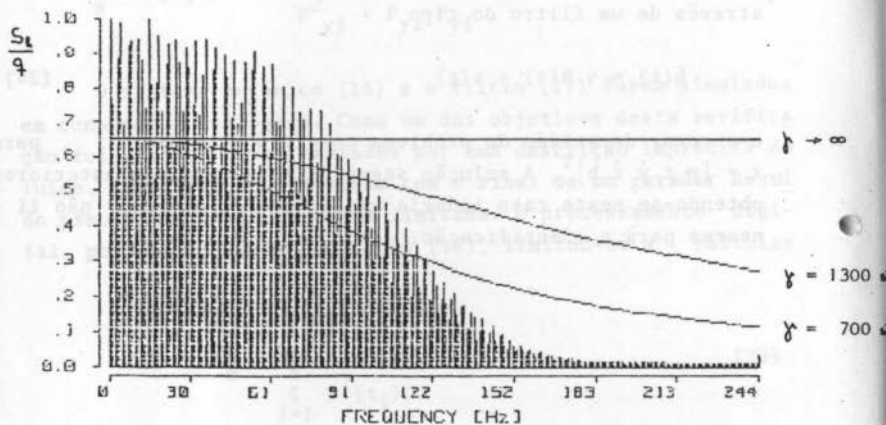


Figura 2.: Densidade de espectro do ruído utilizado comparado ao ruído branco e ao ruído colorido equivalente.

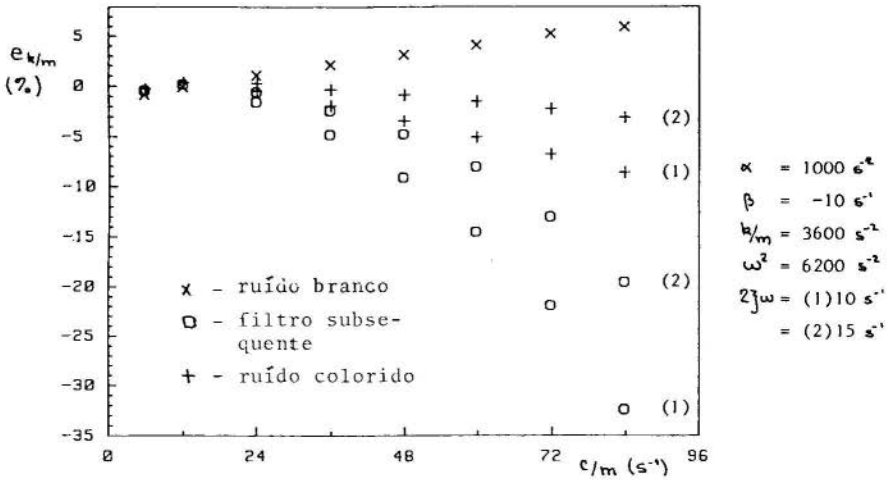


Figura 3.: Erro na identificação da rigidez do sistema em função do amortecimento do sistema para dois valores de amortecimento do filtro.

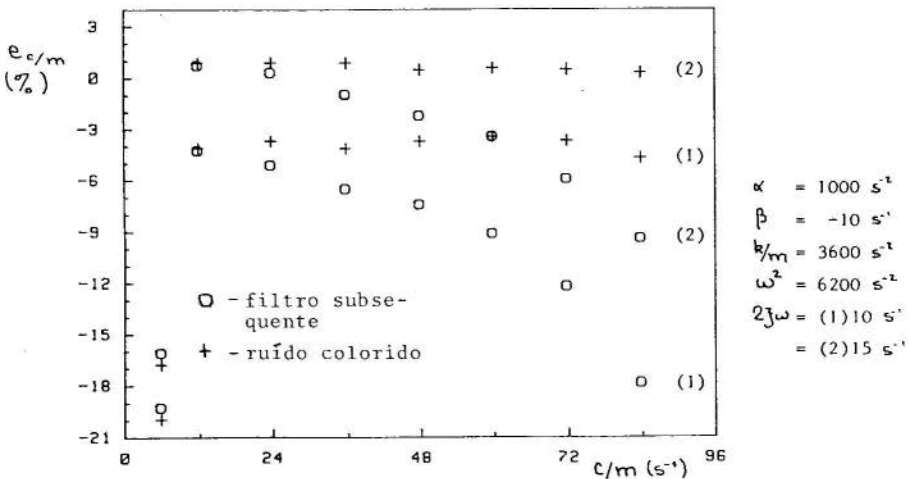


Figura 4.: Erro na determinação do amortecimento do sistema em função do amortecimento do sistema para dois valores de amortecimento do filtro.

4. Conclusões

Conclui-se viável a identificação de parâmetros em sistemas mecânicos sujeitos a perturbações estocásticas através de médias quadráticas, desde que, na maioria dos casos, os sinais sejam tratados por um filtro convenientemente escolhido. O método resulta em erros aceitáveis e pode ser aplicado em sistemas lineares com forças giroscópicas e não conservativas. O erro pode ser diminuído por uma modelagem mais real da perturbação resultando em maior elaboração matemática das medições realizadas.

5. Agradecimentos

À Fundação Alexander von Humboldt cujo suporte permitiu a realização deste trabalho e ao Prof. W. Schiehlen que propôs este tema.

REFERÊNCIAS

- [1] Weber, H.I., Pederiva, R., "Identificação de Parâmetros de um Sistema Mecânico", Anais do COBEM 81, pp 141-150.
- [2] Weber, H.I., Schiehlen, W., "A Filter Technique for Parameter Identification", encaminhado ao Mechanics Research Communications (1983).
- [3] Kozin, F., Kozin, C.H., "A Moment Technique for System Parameter Identification", Shock and Vibr. Bull. 8 (1968), pp. 119-131.
- [4] Wedig, W., in "Structural Identification and Parameter Estimation", CISM, Springer Wien (1983).
- [5] Weber, H.I., Schiehlen, W., "Parameteridentifizierung mit quadratischen Mittelwerten", Institutsbericht IB-5, Univ. Stuttgart, 52s, (1982).


COBEM 83

 VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
 ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983


 TRABALHO
 PAPER

Nº C-35

P.P. 351 - 360

UFU

ESTUDO DE LOCALIZAÇÃO DE FONTES DE RUÍDO
E VIBRAÇÕES EM COMPRESSORES HERMÉTICOS

Rogério Sangoi
 Arcanjo Lenzi

Laboratório de Vibrações e Acústica
 Deptº de Engenharia Mecânica
 Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

Este trabalho aborda fontes principais de ruído e vibrações em compressores herméticos. Na baixa frequência ocorre desbalanceamento dinâmico de componentes do bloco, sendo a principal fonte de vibração nessa região. Análise buscando minimização da energia transmitida pelas molas por otimização da posição e valor da massa de balanceamento e posição do plano de fixação das molas é apresentada. Resultados de testes de impedância mecânica e determinação da energia mecânica transmitida pelo tubo são fornecidos. Também, a importância das contribuições da cavidade e carcaça, bem como o espectro da potência sonora irradiada são apresentados.

SUMMARY

This work deals with the main sources of noise and vibration in hermetic compressors. At low frequencies dynamic unbalance of block represent the major vibration source. A theoretical analysis seeking minimum energy transferred through supporting springs is presented. The analysis results indicate the optimum position and value for the counterweight as well as position of springs attachment point to the block. The point impedance of the discharge tube was measured which permitted one determination of the energy transferred through it. The contribution of shell and cavity shape are discussed.

1. Introdução

Sabe-se que o compressor é componente responsável por grande parte da energia sonora irradiada por condicionadores de ar [1], geladeiras e congeladores [2], e pesquisas têm sido desenvolvidas com o objetivo de aprimorar seu comportamento vibracional e acústico.

Alguns estudos abordando problemas gerais de ruído e vibrações em compressores herméticos são encontrados na literatura [3], [4], [5], [6], nos quais observa-se que existem basicamente duas excitações, desbalanceamento dinâmico de partes do bloco (vibração) e pulsação do gás (acústica), das quais os meios possíveis de transmissão da energia para a carcaça são molas de suspensão, tubo de descarga, gás e óleo de lubrificação, este de contribuição insignificante. Também, as vibrações do bloco, próprias e por desbalanceamento, e pulsação do gás geram ondas estacionárias no espaço entre bloco e carcaça, a cavidade, excitando acusticamente a casca.

Este trabalho objetiva a localização de fontes de ruído e vibrações no compressor hermético EMBRACO PW 5,5 K11 (fig.01) verificação do balanceamento dinâmico, determinação da potência sonora irradiada, importância da contribuição do tubo de descarga na transmissão de energia vibratória, determinação de ressonâncias acústicas da cavidade e avaliação da resposta vibratória da carcaça.

2. Verificação do Balanceamento Dinâmico

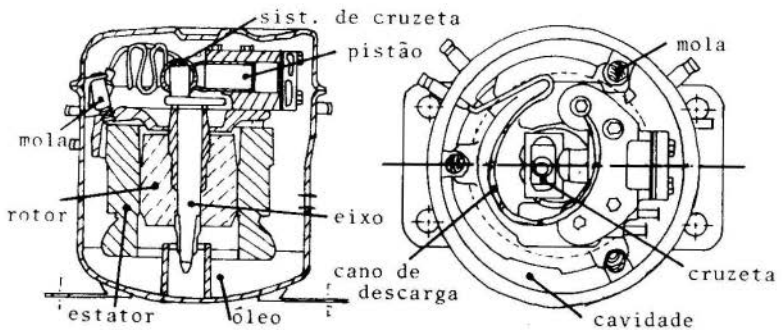


Figura 01: vista superior e corte vertical do compressor

Como o sistema de cruzeta é, em termos de análise de mecanismos, equivalente ao conhecido sistema biela-manivela, pode-se assumir no seu estudo o modelo mostrado na figura 02.

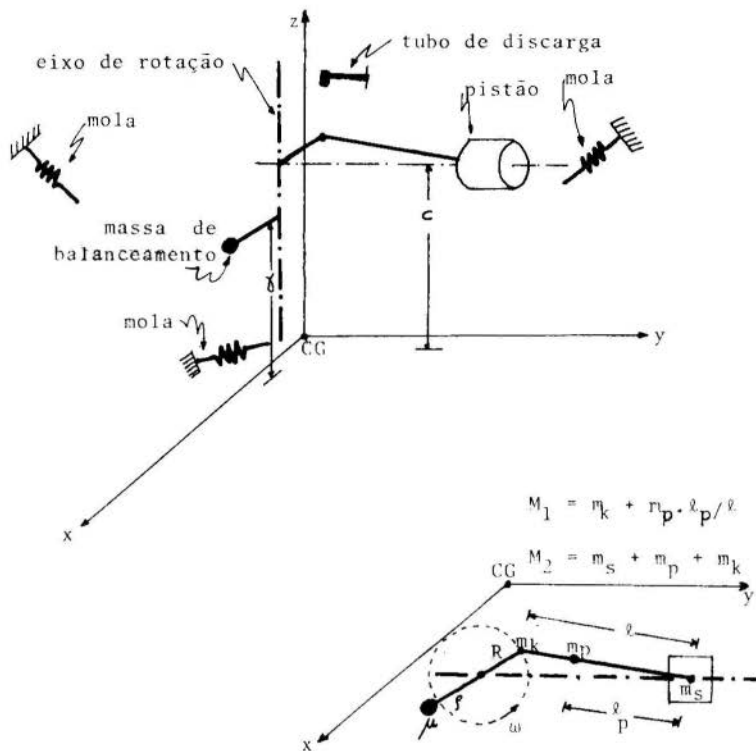


Figura 02 : Componentes considerados no balanceamento

Pode ser mostrado que, utilizando-se os princípios de equilíbrio dinâmico de forças e momentos, para deslocamentos minimizados dos pontos de fixação das molas no bloco (direções x e y), são válidas as equações [7]

$$\gamma = \left\{ Q_3 \cdot Z - \frac{M_1 R (Q_3 \cdot Z + N_1)}{\mu \rho} \right\} \cdot \frac{1}{\omega^2 + N_3} - \frac{Z \cdot N_4}{\omega^2 \mu \rho} \quad (1)$$

$$Z^2 \cdot \left\{ Q_1 \cdot (M_2 R - \mu \rho) + Q_2 \cdot \frac{(m - N_2)}{\omega^2} + Q_3 \cdot \frac{(M_1 R - \mu \rho)(m\omega^2 - N_2)}{m\omega^2 + N_3} \right\} + Z \cdot \left\{ \frac{(m\omega^2 - N_2)(M_2 R C - M_1 R N_1)}{m\omega^2 + N_3} - Q_4 \cdot (M_2 R - \mu \rho) \right\} + I_x \omega^2 (M_2 R - \mu \rho) = 0 \quad (2)$$

onde Z é a cota vertical do plano de fixação das molas no bloco,

γ é a cota vertical da massa de balanceamento,

μ é a massa de balanceamento,

ρ é a distância da massa de balanceamento ao eixo de rotação,

ω é a velocidade angular do eixo do motor,

m é a massa total do corpo (bloco),

N_i, Q_i são constantes que dependem das constantes de rigidez das molas e tubo de descarga, bem como de seus ângulos com as direções de referência,

I_x, I_y são momentos de inércia, e

M_1, M_2 são massas equivalentes.

Utilizando-se as equações (1) e (2) com os dados do compressor em estudo, são obtidas curvas como as esquematizadas na fig. 03, das quais podem ser obtidos os pontos otimizados para fixação das molas no bloco e para posição da massa de balanceamento, bem como determinação do valor desta.

Conclui-se que para se obterem deslocamentos de translação mínimos nas duas direções horizontais no plano de fixação das molas no bloco, a cota Z pode ser obtida pela linha tracejada mostrada na figura 03. Deve-se lembrar da impossibilidade de um balanceamento total de um movimento alternativo somente pela inclusão de massa excêntrica rotativa.

Outro parâmetro a ser considerado refere-se às deflexões angulares do bloco no interior da carcaça, devidas aos momentos causados por forças dinâmicas atuando em retas que não contêm o centro de gravidade do bloco. Esses momentos podem causar deflexões excessivas na direção vertical nos pontos de fixação das molas, implicando grande transmissão de energia pelas mesmas, apesar desta ter sido reduzida a um míni

mo nas direções transversais, conforme análise acima. Esse es- tudo está sendo conduzido no momento.

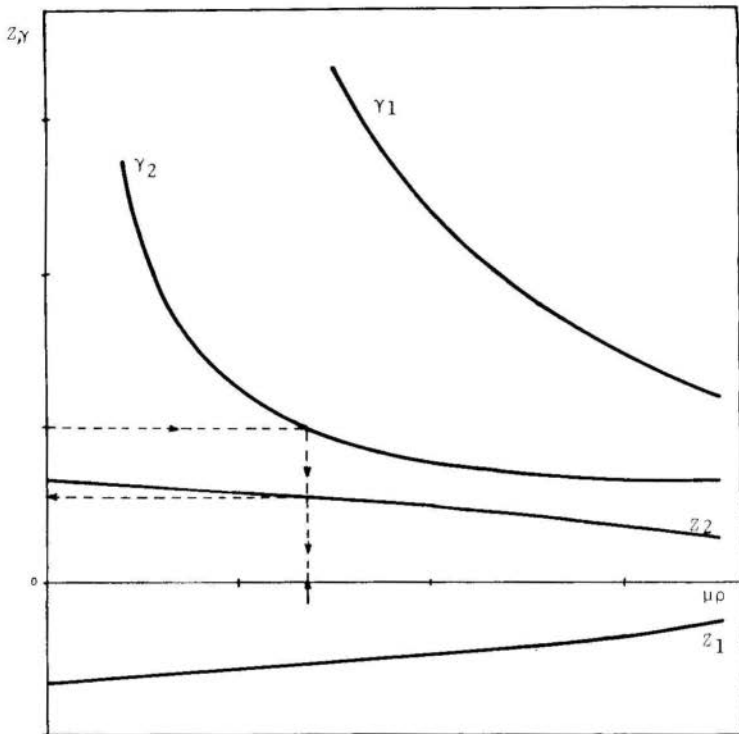


Figura 03: Esquema das curvas de valores otimizados para po- sição (γ) da massa de balanceamento e cota (Z) do plano de fixação das molas, em função de ($\mu\rho$)

3. Medição da Potência Sonora

Na câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e A- cústica da UFSC, após qualificada para medição de potência a- cústica em 1/3 oitava segundo a ISO/R 3741, foi determinada a potência sonora irradiada pelo compressor, mostrada na fi-

gura 04.

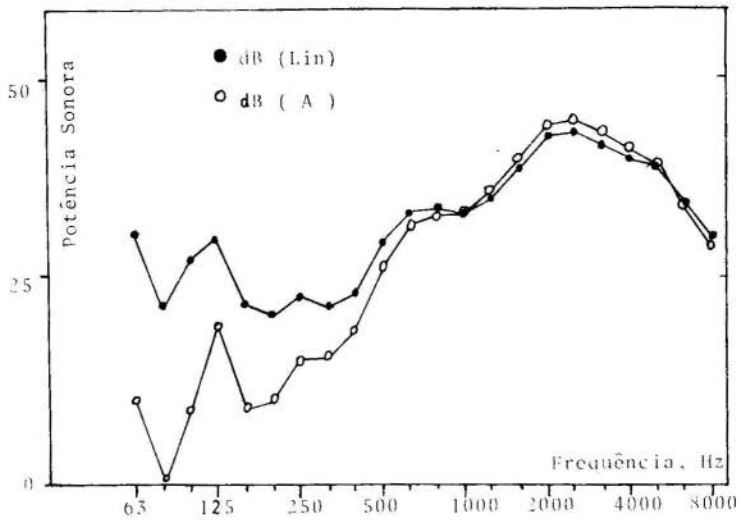


Figura 04 : Potência Sonora de Compressor (sem carga)
fluido de trabalho: ar

Identificam-se claramente 3 regiões que contribuem quase que integralmente à potência total irradiada: 63 - 125 Hz, região de 500 Hz e região de 2,5 kHz. A região abaixo de 125 Hz é resultado de vibrações geradas pelo desbalanceamento dinâmico do compressor; seus efeitos são significantes no aspecto de vibrações, que facilmente podem propagar-se aos demais componentes dos sistemas de refrigeração/aquecimento, e às estruturas em que estão fixados. Do ponto de vista da incomodidade causada, o ruído diretamente irradiado do compressor é insignificante, devido a grande atenuação do ouvido humano (semelhante a curva de ponderação A) nessa região de frequências.

Na região de 500 Hz, as primeiras ressonâncias da cavidade e molas começam a anarecer, ocorrendo vibrações de corpo

rígido que se transmitem à parte exterior da carcaça, irradiando energia cuja amplitude de pressão sonora é sensível às condições de operação do compressor.

Na região de 2,5 kHz, a carcaça apresenta deformação por vibrações localizadas, causadas pelos diversos mecanismos internos do compressor e que excitam as primeiras frequências de ressonância da carcaça.

4. Contribuição do Tubo de Descarga

A potência vibratória, W , transmitida pelo tubo para a carcaça é dada por

$$W = \frac{1}{2} |v|^2 \cdot \text{Re}\{Z\} \quad (3)$$

onde v é a velocidade do bloco no ponto de fixação do tubo, e Z é impedância mecânica puntual do tubo.

Utilizando o FOURIER ANALYSER HP 5451C do Laboratório de Vibrações de Acústica da UFSC, o espectro da potência vibratória transmitida à carcaça foi obtido e está mostrado na figura 05.

Pode-se ver a importância do tubo como caminho de transmissão da energia do bloco, praticamente concentrada em 63 Hz e com contribuições pequenas nas regiões de 500 e 2000 Hz.

Conclui-se que a transmissão de energia pelo tubo é pequena e dá-se basicamente na banda de 63 Hz; a contribuição é ínfima em 2,0 kHz, porém importante, pois coincide com a região das primeiras ressonâncias da carcaça (figura 06). Note-se a completa ausência de transmissão de energia vibratória nas bandas de alta frequência.

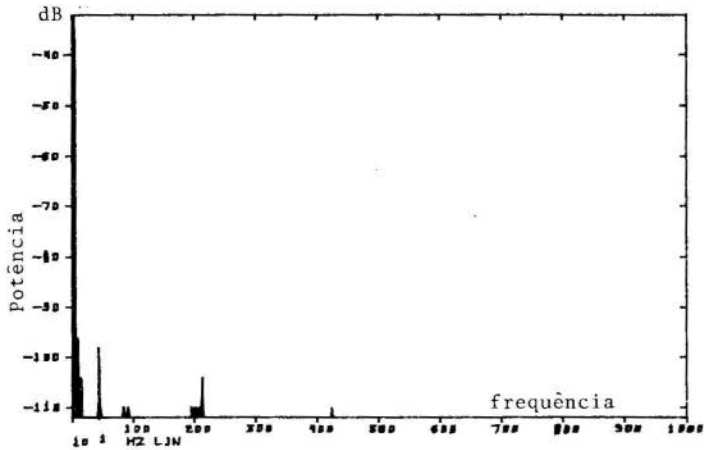


Figura 05 : Potência vibratória transmitida pelo tubo de descarga na direção vertical

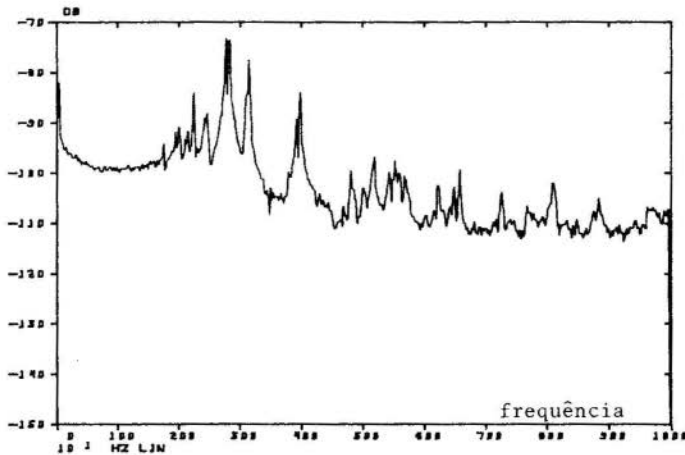


Figura 06 : Resposta da carcaça a força impulsiva, obtida com acelerômetro BK 4344.
Carcaça contendo o compressor

5. Ressonâncias Acústicas da Cavidade

Objetivando determinar as frequências de ressonância da cavidade entre bloco-motor e carcaça, foi conduzido um experimento no qual um microfone (BK 4165) foi inserido através do passador de sucção pelo uso de um "probe" (BK 4170). O espectro do ruído assim medido está mostrado na figura 07.

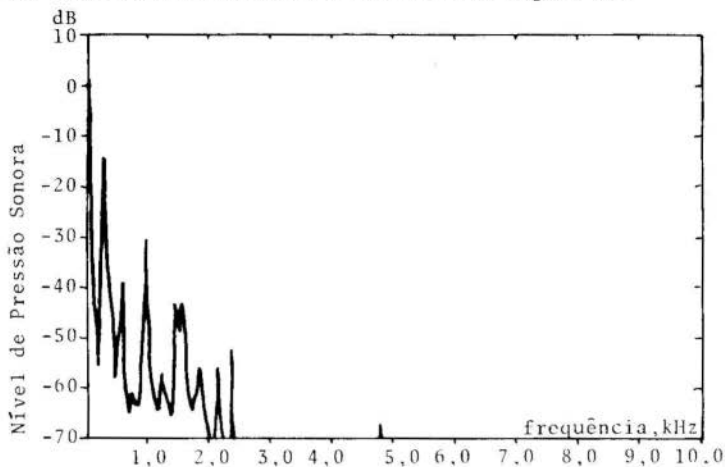


Figura 07: Nível de pressão sonora na cavidade, captado na altura do passador de sucção.

Pode-se observar a importância da contribuição da cavidade ao espectro da potência total irradiada, concentrada na região da média e baixa frequência. Uma possível solução para reduzir a contribuição deste parâmetro consiste na alteração da geometria da cavidade formada, estudo que está em andamento.

6. Conclusões

Três regiões destacam-se no espectro da potência sonora irradiado pelo compressor em estudo. A região abaixo de 125 Hz é causada pelo desbalanceamento dinâmico do compressor e protótipos com modificações foram construídos e estão em teste. A região da média frequência é gerada por excitação das ressonâncias da cavidade e molas, cujas geometrias devem

ser modificadas para diminuir sua contribuição na potência sonora total. A energia transmitida pelo tubo de descarga é pequena e praticamente concentra-se na região de 63 Hz, o que implica maior transmissão de vibração mecânica. A região da alta frequência, acima de 2,0 kHz, é causada por pequenas vibrações internas da máquina que coincidem com as primeiras ressonâncias da casca, excitando-a na região das frequências audíveis. Nos aspectos mencionados, estudos estão sendo conduzidos pelos autores.

7. Agradecimentos

Os autores agradecem à Empresa Brasileira de Compressores S.A. pelo material cedido para testes, sendo o apoio do eng^o Ernesto Heizelmann especialmente considerado.

8. Referências

- [1] Bez, H.N., "Qualificação de Câmara Reverberante para Medida de Potência Sonora e Avaliação da Qualidade Acústica de um Aparelho de Ar Condicionado", Dissertação de Mestrado, UFSC (1983).
- [2] Yousri Gerges, S.N., comunicação pessoal
- [3] Kjeldsen, K. and Madsen, P., "Reduction of Compressor Vibrations by Optimizing the Locations of the Counterweight and the Internal Springs", Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, (1978), USA.
- [4] Soedel, W., "Simple Mathematical Models of Mode Splitting of Hermetic Compressor Shells that Deviate from Axisymmetry", Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, (1980), USA.
- [5] Soedel, W., "Simple Mathematical Models of the Vibration and Force Transmission of Discharge and Suction Tubes as Function of Discharge and Suction Pressures", Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, (1980), USA.
- [6] Elson, J.P., "Vibration Related Testing for Hermetic Compressor Development", Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, (1978), USA.
- [7] Sangoi, R., "Estudo de Fontes de Ruído e Vibrações em um Compressor Hermético", Dissertação de Mestrado, em andamento, UFSC.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-36

P.P. 361 - 371

UFU

ON THE VIBRATIONS OF ALMOST DIAGONALIZABLE LINEAR GYROSCOPIC SYSTEMS

PETER HAGEDORN

Institut für Mechanik,

TH Darmstadt

West Germany

SUMÁRIO

Em problemas técnicos de vibrações as forças de amortecimento são freqüentemente fracas e não bem conhecidas. Termos giroscópicos também são, em geral, pequenos. Devido a este fato, é vantajoso, às vezes, reduzir-se o problema de autovalores do sistema amortecido giroscópico a um problema mais simples correspondente a um sistema não amortecido e não giroscópico, determinando-se então os autovalores e autovetores do primeiro problema por cálculo perturbacional. Este cálculo é efetuado no presente trabalho. São consideradas também perturbações das matrizes de massa e inércia, assim como amortecimento "simples" no sistema não perturbado.

SUMMARY

In engineering vibration problems the damping forces are frequently weak and are often not even well known. Similarly, also the gyroscopic terms are often small. It therefore may be advantageous to reduce the eigenvalue problem of the damped, gyroscopic system to the simpler problem corresponding to the undamped, non-gyroscopic system and to determine the eigenvalues and eigenvectors of the former problem via a perturbation approach. This is done in the present paper, where in addition also perturbations in the mass and stiffness matrices are included, as well as "simple" damping terms in the unperturbed problem.

1. Introduction

In [1] the eigenvalue problem corresponding to

$$\underline{\tilde{M}}\ddot{\underline{q}} + \epsilon \underline{\tilde{B}}\dot{\underline{q}} + \underline{\tilde{C}}\underline{q} = \underline{0} \quad (1)$$

was considered, with $\underline{q}^T = (q_1, q_2, \dots, q_n)$, $\underline{M}^T = \underline{M} > 0$, $\underline{C}^T = \underline{C} > 0$ and $\underline{B} = \underline{D}_1 + \underline{G}_1$, $\underline{D}_1^T = \underline{D}_1$, $\underline{G}_1^T = -\underline{G}_1$, $\epsilon \ll 1$, and the eigenvectors and eigenvalues of (1) were determined as functions of ϵ via a perturbation approach. Since the damping and gyroscopic terms are small in many engineering applications such a procedure may be useful and will often result in a considerable saving in computing time. It also becomes clear that an approximate solution to the eigenvalue problem of the damped system, involving only the first perturbation terms, may be quite satisfactory for engineering purposes if one takes into account the fact that the damping terms are usually not well known.

The simplicity of the formulas obtained in [1] is due to the fact that the solution was given in terms of the orthogonal basis formed by the eigenvectors of the unperturbed system. It is well known that the eigenvectors of damped, gyroscopic systems do not satisfy simple orthogonality conditions (they may even not form a basis of the \underline{q} -space). On the other hand, in the special case in which the damping matrix \underline{D} of the system

$$\underline{M}\ddot{\underline{q}} + \underline{D}\dot{\underline{q}} + \underline{C}\underline{q} = \underline{0} \quad (2)$$

satisfies the condition

$$(\underline{M}^{-1}\underline{D})(\underline{M}^{-1}\underline{C}) = (\underline{M}^{-1}\underline{C})(\underline{M}^{-1}\underline{D}), \quad (3)$$

there is an orthogonal basis of the \underline{q} -space formed by the eigenvectors [2]. The "Ansatz"

$$\underline{q} = \underline{l}e^{st} \quad (4)$$

in (2) gives the eigenvalue problem

$$(s^2\underline{M} + s\underline{D} + \underline{C})\underline{l} = \underline{0} \quad (5)$$

and condition (3) guarantees that there exist real eigenvectors

$$\underline{l} = \underline{l}_1, \underline{l}_2, \dots, \underline{l}_n$$

satisfying the conditions

$$\underline{r}_i^T \underline{M} \underline{r}_k = \delta_{ik}, \quad \underline{r}_i^T \underline{C} \underline{r}_k = \delta_{ik} \omega_i^2, \quad \underline{r}_i^T \underline{D} \underline{r}_k = \delta_{ik} \omega_i^2 \gamma_i \quad (6)$$

In (6) ω_i^2 and γ_i , $i = 1, 2, \dots, n$ are respectively the square of the i -th circular frequency of the undamped system and a normalized damping factor of the i -th mode.

If the damping matrix \underline{D} of (2) satisfies the condition (3) which guarantees the existence of the eigenvectors satisfying (6) we will speak of "simple" damping. A particularly important case of simple damping is that in which \underline{D} is proportional to \underline{C} or a linear combination of the matrices \underline{M} and \underline{C} .

Since in the case of simple damping there still exists in the \underline{q} -space an orthonormal basis of eigenvectors, it seems advantageous in the problem (1) to include the simple damping terms possibly contained in \underline{B} in the unperturbed system, which is then of the type (2). This was done in [3], where a problem of the type

$$\underline{M} \ddot{\underline{q}} + \underline{D} \dot{\underline{q}} + \epsilon \underline{B} \underline{q} + \underline{C} \underline{q} = \underline{0}, \quad (7)$$

with \underline{D} "simple", was studied. In [3], also particular attention was given to the case of multiple eigenvalues and the perturbation approach presented was compared with that in [4], where the unperturbed system was undamped but gyroscopic.

In the present paper we admit perturbations not only containing damping and gyroscopic terms as in (7) but also inertia and stiffness terms, so that the equations to be considered are of the type

$$(\underline{M} + \epsilon \underline{M}_1) \ddot{\underline{q}} + (\underline{D} + \epsilon \underline{B}) \dot{\underline{q}} + (\underline{C} + \epsilon \underline{C}_1) \underline{q} = \underline{0} \quad (8)$$

with \underline{D} "simple". By studying the eigensolutions of (8) it will be possible to see how small changes in the inertia, in the stiffness and in the velocity proportional terms affect the eigenvectors and eigenvalues of the system.

2. Perturbational formulation of the problem

With (4) the equations (8) give rise to the eigenvalue problem

$$\left[s^2 (\underline{M} + \epsilon \underline{M}_1) + s (\underline{D} + \epsilon \underline{B}) + (\underline{C} + \epsilon \underline{C}_1) \right] \underline{l} = \underline{0} \quad (9)$$

whose eigenvalues $s(\epsilon)$ and eigenvectors $\underline{l}(\epsilon)$ will depend on the parameter ϵ ; the eigenvectors will in general also be complex. For the k -th eigenvalue and the k -th eigenvector expansions of the form

$$s(k) = s_0(k) + \epsilon s_1(k) + \epsilon^2 s_2(k) + \dots, \quad (10)$$

$$\underline{l}(k) = \underline{l}_0(k) + \epsilon \underline{l}_1(k) + \epsilon^2 \underline{l}_2(k) + \dots, \quad (11)$$

are sought. This is done in a heuristic manner, since the analytic dependence on ϵ is not guaranteed in the general case. In the case of simple eigenvalues in the unperturbed problem, analyticity holds (see [5]) and also in most other engineering applications expansions of the form (10), (11) exist.

Introducing (10), (11) in (9) gives

$$\left[(s_0 + \epsilon s_1 + \epsilon^2 s_2 + \dots)^2 (\underline{M} + \epsilon \underline{M}_1) + (s_0 + \epsilon s_1 + \epsilon^2 s_2 + \dots) (\underline{D} + \epsilon \underline{B}) + (\underline{C} + \epsilon \underline{C}_1) \right] (\underline{l}_0 + \epsilon \underline{l}_1 + \epsilon^2 \underline{l}_2 + \dots) = \underline{0} \quad (12)$$

and the comparison of terms of the same order in ϵ gives rise to the following system of equations:

$$(s_0^2 \underline{M} + s_0 \underline{D} + \underline{C}) \underline{l}_0 = \underline{0}, \quad (13)$$

$$(s_0^2 \underline{M} + s_0 \underline{D} + \underline{C}) \underline{l}_1 + (2s_0 s_1 \underline{M} + s_1 \underline{D} + s_0^2 \underline{M}_1 + s_0 \underline{B} + \underline{C}_1) \underline{l}_0 = \underline{0}, \quad (13')$$

$$(s_0^2 \underline{M} + s_0 \underline{D} + \underline{C}) \underline{l}_2 + (2s_0 s_1 \underline{M} + s_1 \underline{D} + s_0^2 \underline{M}_1 + s_0 \underline{B} + \underline{C}_1) \underline{l}_1 + \left[(s_1^2 + 2s_0 s_2) \underline{M} + s_2 \underline{D} + 2s_0 s_1 \underline{M}_1 + s_1 \underline{B} \right] \underline{l}_0 = \underline{0}, \quad (13'')$$

etc.

In (12) to (13'') the upper index k characterizing the particular eigenvalue and eigenvector was omitted, for greater simplicity.

A first inspection of these equations shows that only (13) does in general form an eigenvalue problem in s_0 , \underline{l}_0 , (13') is a simple nonhomogeneous system of linear equations in s_1 and \underline{l}_1 ; similarly (13'') is a linear systems in the unknowns s_2 , \underline{l}_2 , etc. The determination of the corrections s_1 , s_2 , ... to the eigenvalues s_0 of the unperturbed

system and of $\underline{x}_1, \underline{x}_2, \dots$ to the eigenvectors \underline{x}_0 does therefore in general only involve the solution of linear equations.

The solution becomes particularly simple if the eigenvectors are conveniently normalized. For each eigenvector $\underline{x}^{(k)}(\epsilon)$ we will use a normalization of the form

$$\underline{x}_0^{(k)*} \underline{M} \underline{x}^{(k)}(\epsilon) = 1, \quad (14)$$

i. e. the projection (via \underline{M}) of the perturbed eigenvector $\underline{x}^{(k)}(\epsilon)$ on the corresponding unperturbed eigenvector $\underline{x}_0^{(k)}$ is constant and equal to one for all ϵ ; it is not difficult to show that such a normalization is always possible. The asterisk in (14) and in the following equations stands for "transposed complex conjugate". Introducing (11) in (14) gives

$$\underline{x}_0^{(k)*} \underline{M} \underline{x}_0^{(k)} = 1, \quad \underline{x}_0^{(k)*} \underline{M} \underline{x}_p^{(k)} = 0, \quad p = 1, 2, 3, \dots \quad (15)$$

i. e. all the perturbations $\underline{x}_p^{(k)}$ of the k -th eigenvector are orthogonal to $\underline{x}_0^{(k)}$.

3. Solution for the Case of Simple Eigenvalues

First the (unperturbed) eigenvalue problem (13) has to be solved. This is usually done by first solving the problem for $\underline{D} = \underline{0}$ which gives the eigenvectors $\underline{x}_1, \underline{x}_2, \dots, \underline{x}_n$. In the case of unrepeated eigenvalues for the undamped system these will also be the eigenvectors of (13) and they can be normalized according to (6). Let us suppose that these normalized eigenvectors $\underline{x}_0^{(k)} = \underline{x}_k$ are known for $k = 1, 2, \dots, n$. The eigenvalues then are given by

$$s_0^{(k)2} + 2\gamma_k s_0^{(k)} + \omega_k^2 = 0 \quad (16)$$

$$\text{as } s_0^{(k)} = -\gamma_k \pm j \sqrt{\omega_k^2 - \gamma_k^2}, \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (17)$$

for the case of undercritical damping, which we will assume here. Since the eigenvalues and eigenvectors of (8) appear in complex conjugate pairs we only need to calculate half of them so that we will only consider the upper sign in (17).

With $\underline{x}_0^{(k)} = \underline{x}_k$ it now follows from the normalization condition (15) that the perturbations in the eigenvectors

$\tilde{z}_p^{(k)}$, $p = 1, 2, \dots$ can be written as linear combinations of $\tilde{r}_1, \tilde{r}_2, \dots, \tilde{r}_{k-1}, \tilde{r}_{k+1}, \dots, \tilde{r}_n$:

$$\tilde{z}_p^{(k)} = \sum_{\substack{e \\ e \neq k}} \beta_{p,e}^{(k)} \tilde{r}_e. \quad (18)$$

In the next step we wish to calculate $s_1^{(k)}$ and $\tilde{z}_1^{(k)}$ from (13'). Multiplication of (13') from the left with \tilde{r}_k^T gives

$$2 s_0^{(k)} s_1^{(k)} + s_1^{(k)} 2 \gamma_k + s_0^{(k)} 2 \tilde{r}_k^T M_1 \tilde{r}_k + s_0^{(k)} \tilde{r}_k^T B \tilde{r}_k + \tilde{r}_k^T C_1 \tilde{r}_k = 0 \quad (19)$$

in view of (6) and with the abbreviations

$$\bar{m}_{ek} = \tilde{r}_e^T M_1 \tilde{r}_k, \quad b_{ek} = \tilde{r}_e^T B \tilde{r}_k, \quad c_{ek} = \tilde{r}_e^T C_1 \tilde{r}_k, \quad (20)$$

for $e, k = 1, 2, \dots, n$, one obtains

$$s_1^{(k)} = - \frac{1}{2} \frac{s_0^{(k)} 2 \bar{m}_{kk} + s_0^{(k)} b_{kk} + \bar{c}_{kk}}{s_0^{(k)} + \gamma_k} \quad (21)$$

and it can be seen immediately from (17) that the denominator only vanishes in the case of critical damping.

Similarly, by multiplying (13') with \tilde{r}_e^T , $e \neq k$ the equation

$$(s_0^{(k)} 2 + s_0^{(k)} 2 \gamma_e + \omega_e^2) \beta_{1,e}^{(k)} + s_0^{(k)} 2 \bar{m}_{ek} + s_0^{(k)} b_{ek} + \bar{c}_{ek} = 0 \quad (22)$$

follows, which gives

$$\beta_{1,e}^{(k)} = \frac{s_0^{(k)} 2 \bar{m}_{ek} + s_0^{(k)} b_{ek} + \bar{c}_{ek}}{(\omega_k^2 - \omega_e^2) + 2 s_0^{(k)} (\gamma_k - \gamma_e)} \quad (23)$$

and finally

$$\tilde{z}_1^{(k)} = \sum_{\substack{e \\ e \neq k}} \frac{s_0^{(k)} 2 \bar{m}_{ek} + s_0^{(k)} b_{ek} + \bar{c}_{ek}}{(\omega_k^2 - \omega_e^2) + 2 s_0^{(k)} (\gamma_k - \gamma_e)} \tilde{r}_e, \quad (24)$$

where again the denominator will not vanish if the $s_0^{(k)}$ are simple and the damping is undercritical.

With known $s_1^{(k)}$, $\tilde{z}_1^{(k)}$ the second order perturbations are obtained from (13'') in analogous manner. First, from

Therefore, $s_1^{(k)}$ is in this case always real and for $D_1 \geq 0$ one has $s_1^{(k)} \leq 0$. It is seen that the gyroscopic terms have no influence on $s_1^{(k)}$. Equation (24) simplifies to

$$\underline{s}_1^{(k)} = j\omega_k \sum_{e \neq k} \frac{b_{ek}}{\omega_k^2 - \omega_e^2} \underline{r}_e, \quad (24')$$

i. e., the first correction $\underline{s}_1^{(k)}$ to the eigenvectors is purely imaginary and both gyroscopic and damping terms contribute to it in general. The second perturbation $s_2^{(k)}$ of the k -th eigenvalue is now given by

$$s_2^{(k)} = -\frac{j\omega_k}{2} \sum_{e \neq k} \frac{b_{ke} b_{ek}}{\omega_k^2 - \omega_e^2} - \frac{j}{8\omega_k} b_{kk}^2; \quad (25')$$

it is always purely imaginary and both \underline{G} and D_1 contribute to it. Due to

$$\underline{r}_k^T \underline{B} \underline{r}_k = \underline{r}_k^T D_1 \underline{r}_k = -2 s_1^{(k)} \quad (27)$$

the second term in (25') is associated with damping only and the first term involves D_1 and \underline{G} . For the case of simple damping D_1 in the perturbed equations and $\underline{G} = \underline{0}$ one therefore has

$$s_2^{(k)} = -\frac{j}{2\omega_k} s_1^{(k)^2} \quad (28)$$

and for $D_1 = 0$ and $\underline{G} \neq 0$ one obtains

$$s_2^{(k)} = \frac{j\omega_k}{2} \sum_{e \neq k} \frac{(\underline{r}_k^T \underline{G} \underline{r}_e)^2}{\omega_k^2 - \omega_e^2}. \quad (29)$$

Similarly the second perturbations of the eigenvectors are real and are now given by

$$\underline{s}_2^{(k)} = \sum_{e \neq k} \left[\frac{1}{2} \frac{\omega_e^2 + \omega_k^2}{(\omega_e^2 - \omega_k^2)^2} b_{kk} b_{ek} + \frac{\omega_k^2}{\omega_e^2 - \omega_k^2} \sum_{i \neq k} \frac{1}{\omega_k^2 - \omega_i^2} b_{ik} b_{ei} \right] \underline{r}_e. \quad (30)$$

the projection of (13") on \underline{r}_k one obtains

$$s_2^{(k)} = -\frac{1}{2} \frac{1}{s_0^{(k)} + \gamma_k} \left[\sum_{e \neq k} \frac{(s_0^{(k)})^2 \bar{m}_{ek} + s_0^{(k)} b_{ek} + \bar{c}_{ek}}{(\omega_k^2 - \omega_e^2) + 2 s_0^{(k)} (\gamma_k - \gamma_e)} (s_0^{(k)})^2 \bar{m}_{ke} + \frac{s_0^{(k)} b_{ke} + \bar{c}_{ke}}{s_1^{(k)} + 2s_0^{(k)} s_1^{(k)} \bar{m}_{kk} + s_1^{(k)} b_{kk}} \right] \quad (25)$$

and projecting (13") on \underline{r}_e , $e \neq k$ gives

$$\beta_{2,e}^{(k)} = \frac{1}{(\omega_k^2 - \omega_e^2) + 2s_0^{(k)} (\gamma_k - \gamma_e)} \left[2s_1^{(k)} (s_0^{(k)} + \gamma_e) \beta_{1,e}^{(k)} + \sum_{\substack{i \\ i \neq k}} (s_0^{(k)})^2 \bar{m}_{ei} + s_0^{(k)} b_{ei} + \bar{c}_{ei} \right] \beta_{1,i}^{(k)} + s_1^{(k)} (2s_0^{(k)} \bar{m}_{ek} + b_{ek}) \quad (26)$$

so that also $\beta_2^{(k)}$ is now known. In most engineering applications it will suffice to consider perturbation terms up to second order, sometimes even the first order perturbations will be sufficient, so that the calculations can be stopped here.

Since the solution of the unperturbed eigenvalue problem, giving rise to real eigenvectors with very special properties, is much simpler than the complete solution of the perturbed problem, the perturbational approach may imply in a considerable saving of computer time, particularly for n large. Another advantage is that closed formulas are given, so that the effect of the different perturbation terms can be readily analyzed. This is particularly obvious if only one type of perturbation is considered at a time.

Consider e. g. the case $\underline{M}_1 = \underline{0}$, $\underline{C}_1 = \underline{0}$, $\underline{D} = \underline{0}$, already presented in [1]. In this case $s_0^{(k)} = j\omega_k$, $k = 1, 2, \dots, n$ and (21) is substituted by the simpler expression

$$s_1^{(k)} = -\frac{1}{2} \underline{r}_k^T \underline{B} \underline{r}_k \quad (21')$$

which due to $\underline{B} = \underline{D}_1 + \underline{G}$, $\underline{G}^T = -\underline{G}$ also can be written as

$$s_1^{(k)} = -\frac{1}{2} \underline{r}_k^T \underline{D}_1 \underline{r}_k \quad (21'')$$

4. Solution for the Case of Multiple Eigenvalues.

The case of multiple eigenvalues was studied in [3] for $\tilde{M}_1 = 0$, $\tilde{C}_1 = 0$; for $\tilde{M}_1 \neq 0$, $\tilde{C}_1 \neq 0$ the solution is similar, so that it will not be repeated here. The formulas given in the previous section can be used to compute the perturbations of eigenvectors and eigenvalues corresponding to all the eigenvalues which are not repeated, but the formulas do not apply for the perturbations corresponding to a multiple eigenvalue.

Suppose the first eigenvalue $s_0^{(1)}$ is of multiplicity m : $s_0^{(1)} = s_0^{(2)} = \dots = s_0^{(m)}$. Then due to the structure of the problem, there are still m linearly independent eigenvectors corresponding to this eigenvalue and any linear combination

$$\xi_0 = \alpha_1 \xi_1 + \alpha_2 \xi_2 + \dots + \alpha_m \xi_m \quad (31)$$

with $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ complex, is also an eigenvector with the eigenvalue $s_0 = s_0^{(1)}$. The values of $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ are not known a priori and depend on the perturbation terms. Eqs. (13), (13'), (13'') are still valid and multiplication of (13') by \tilde{r}_i^T , $i = 1, 2, \dots, m$ gives an eigenvalue problem from which s_1 is obtained as eigenvalue and the $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ as components of the eigenvectors. Normally there will be m different solutions for s_1 and for $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$, but as already noted in [3] there are degenerate cases in which there are fewer eigenvectors. No additional eigenvalue problems have to be solved for the determination of $s_2, s_3, \dots, \xi_1, \xi_2, \dots$, which are easily obtained from (13'), (13''), Also in the case of multiple eigenvalues in the unper-

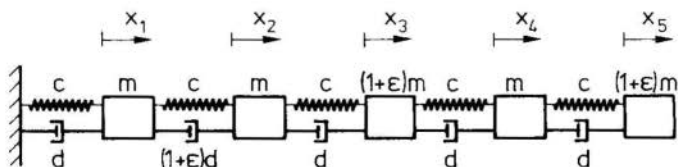


Fig. 1

turbed problem, the perturbation procedure may be very useful as long as $m \ll n$.

5. Numerical example

As an example consider the system of Fig. 1. For $d = 0$, $\epsilon = 0$ the system is of the type of a "homogeneous chain" described in [6, pp. 167] and the eigenvalues and eigenvectors are given analytically. For $d \neq 0$, $\epsilon \neq 0$ the damping is simple so that the eigenvectors are the same as that of the undamped system and the eigenvalues can easily be calculated. In Table 1 the eigenvectors $\underline{x}^{(1)}$, $\underline{x}^{(5)}$ and eigenvalues $s^{(1)}$, $s^{(5)}$ are given both for the perturbed and for the unperturbed problem, up to second order for $\epsilon = .1$; it can be seen that the approximate solutions obtained with the aid of the formulas of section 3 are in good agreement with the "exact" numerical solution (the equations of motion were written with the dimensionless time $\tau = t\sqrt{c/m}$ and results are given for $d/2\sqrt{cm} = .2$).

6. Final remarks

In this paper, the eigenvectors and eigenvalues of (8) have been calculated via a perturbation procedure up to second order. In the calculation, use was made of the orthogonality of the eigenvectors of the unperturbed system, which is only simply damped. Simple formulas were obtained, which should be useful whenever the perturbed system contains only small gyroscopic terms and small nonsimple damping, a small perturbation in the inertia and in the stiffness matrix also being allowed for.

REFERENCES

- [1] Hagedorn, P., "Zum Eigenwertproblem diskreter mechanischer Systeme mit schwacher Dämpfung und kleinen gyroscopischen Termen", to appear in ZAMM, 1984.
- [2] Caughey, T.K., O'Kelly, M.E.J., "Classical Normal Modes in Damped Linear System", Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 32 (1965), pp. 583-588.

- [3] Hagedorn, P., "The Eigenvalue Problem for a Certain Class of Discrete Linear Systems: A Perturbation Approach", Proceedings of the Fourth VPI & SU/AIAA Symposium on Dynamics and Control of Large Structures, Blacksburg, Virginia 1983.
- [4] Meirovitch, L., Ryland, G., "Response of Slightly Damped Gyroscopic Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 67 (1979), pp. 1 - 19.
- [5] Lancaster, P., "Some Questions in the Classical Theory of Vibrating Systems", Buletinul Institutului Politehnic DIN IASI, Tomul XVII (XXI), fasc.1-2, 1971, Sectia I, pp. 125-132.
- [6] Klotter, K., Technische Schwingungslehre, Vol. 2, Springer Verlag, Berlin 1960.

T A B L E 1

Damped unperturbed system		Perturbed System			
		terms up to 1st order incl.	terms up to 2nd order incl. "exact solution"		
s	(1)	- 1.6203 E-02 +j2.8417 E-01	- 1.5199 E-02 +j2.7619 E-01	- 1.5260 E-02 +j2.7652 E-01	- 1.5257 E-02 +j2.7651 E-01
	(1)	1.6989 E-01 3.2602 E-01	- 1.6815 E-01 3.2452 E-01 +j1.9329 E-03	1.6887 E-01 3.2459 E-01 +j1.8706 E-03	1.6887 E-01 3.2459 E-01 +j1.8706 E-03
λ	(1)	4.5573 E-01	4.5553 E-01 -j1.1829 E-04	4.5554 E-01 -j1.1403 E-04	4.5553 E-01 -j1.0550 E-04
	(1)	5.4853 E-01	5.4848 E-01 -j2.1592 E-04	5.4865 E-01 -j2.0775 E-04	5.4865 E-01 -j1.9587 E-04
	(1)	5.9688 E-01	5.9705 E-01 -j2.6808 E-04	5.9854 E-01 -j2.6120 E-04	5.9854 E-01 -j2.4514 E-04
s	(5)	- 7.3650 E-01 +j1.7720 E+00	- 7.2131 E-01 +j1.7383 E+00	- 7.2734 E-01 +j1.7399 E+00	- 7.2697 E-01 +j1.7395 E+00
	(5)	3.2602 E-01	3.9235 E-01 +j3.2198 E-02	3.9436 E-01 +j3.5354 E-02	3.9436 E-01 +j3.5354 E-02
λ	(5)	- 5.4863 E-01	- 6.0406 E-01 -j3.0512 E-02	- 6.0491 E-01 -j3.4569 E-02	- 6.0525 E-01 -j3.4543 E-02
	(5)	5.9688 E-01	5.3106 E-01 -j1.7246 E-02	5.3436 E-01 -j1.7828 E-02	5.3488 E-01 -j1.8889 E-02
	(5)	- 4.5573 E-01	- 4.7528 E-01 +j3.1668 E-02	- 4.2977 E-01 +j3.7615 E-02	- 4.3070 E-01 +j3.7622 E-02
	(5)	1.6989 E-01	1.4703 E-01 +j1.4761 E-02	1.4604 E-01 -j1.5918 E-02	1.4643 E-01 -j1.5942 E-02



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº C-37

P.P. 373 - 382



UFU

SÍNTESE DE MECANISMOS ATRAVÉS DA TEORIA DE OTIMIZAÇÃO

José Carlos Zanini

Prof. Titular - Deptº Engª Mecânica
CT/UFSC - Florianópolis - SC. - Brasil

Newton Sure Soeiro

Prof. Assistente - Deptº Engª Mecânica
UFPA - Belém - PA - Brasil

SUMÁRIO

Um procedimento geral de aplicação da teoria de otimização aos problemas da síntese de mecanismos planos é apresentado, utilizando-se uma notação uniforme para os cinco casos básicos da síntese, ou seja, geração de trajetória, movimento coplanar, coordenação da trajetória, geração de função e coordenação angular. Três métodos de otimização, o Simplex, o método de Powell e o Flexplex são discutidos e aplicados na solução de um problema prático da síntese de mecanismos.

SUMMARY

A general optimization procedure related to mechanism synthesis problems is presented based on a uniform notation for the five basic cases in linkage synthesis, i.e., path generation, coplanar motion, path coordination, function generation and angular coordination. Three optimization methods, the Simplex, the Powell method and the Flexplex are discussed and applied to the solution of a practical synthesis problem.

1. Introdução

A íncmoda especificação dos pontos de precisão, na síntese analítica, pode ser relaxada pela síntese aproximada através de métodos de otimização. Na otimização cai a fundamentação da síntese de mecanismos no ponto de precisão e o interesse, neste caso, é o de se obter os parâmetros definidores do mecanismo que levam a um erro global mínimo entre o movimento gerado e o especificado. Desta forma, um maior número de pontos pode ser especificado e como consequência uma solução mais aceitável deverá aparecer com frequência. O que comanda o método são a função erro e as restrições de igualdade e desigualdade impostas ao problema.

A aplicação de métodos de otimização na solução de mecanismos articulados será abordada e um exemplo prático desenvolvido mostrando a sua potencialidade.

2. Síntese como um Problema de Programação não Linear

Seja $f(V)$ a função erro para o problema da síntese de mecanismos; então este pode ser formalmente estabelecido [1] como:

$$\text{Minimizar } f(V) \quad ; \quad V \in E^D \quad (1)$$

onde $V = [X_0, Y_0, L_1, L_2, L_3, L_4, R, \sigma_1, \sigma_2]$ é o vetor de parâmetros do projeto (Fig. 1), submetido a m restrições de igualdade, representadas pelas equações que descrevem o mecanismo, ou seja:

$$L_2 \cos \theta_{2j} + L_3 \cos \theta_{3j} - L_4 \cos \theta_{4j} - L_1 = 0$$

$$L_2 \text{sen} \theta_{2j} + L_3 \text{sen} \theta_{3j} - L_4 \text{sen} \theta_{4j} = 0$$

(2)

$$X_j - X_0 - L_2 \cos(\sigma_1 + \theta_{2j}) - R \cos(\sigma_1 + \sigma_2 + \theta_{3j}) = 0$$

$$Y_j - Y_0 - L_2 \text{sen}(\sigma_1 + \theta_{2j}) - R \text{sen}(\sigma_1 + \sigma_2 + \theta_{3j}) = 0$$

isto é, $h_j(V) = 0$; $j = 1, 2, \dots, m$ e $(p-m)$ restrições de desigualdade divididos em dois grupos. Um grupo garante a compatibilidade física do processo

$$L_i > 0 \quad (3)$$

onde L_i representa o comprimento das barras do mecanismo articulado. O outro grupo compreende as restrições impostas pelo projetista, tais como: valor máximo e mínimo do ângulo de transmissão, tipo de mecanismo, ou seja, manivela balancim, dupla manivela; ou duplo balancim, e restrições sobre as dimensões finais do mecanismo

$$M_i \leq L_i \leq H_i \quad (4)$$

onde $M_i \leq L_i \leq H_i$ são respectivamente os limites inferior e superior para L_i . Todas estas restrições podem ser resumidas por $g_j(V) \geq 0$.

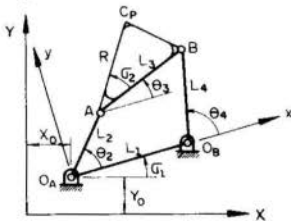


Fig. 1. Configuração geral para os mecanismos articulados

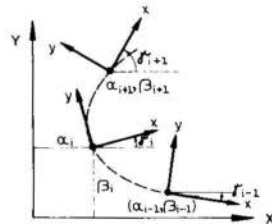


Fig. 2. Parâmetros do movimento ($\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$)

O conjunto de equações (1), (2), (3) e (4) representam integralmente o problema da síntese de mecanismos.

3. Função Objetiva (Função Erro)

A função objetiva representa o elo de ligação entre o sistema físico (mecanismo) e o modelo matemático e, deve ser uma medida confiável do erro entre o que se deseja obter e o que é obtido. Para tal, utilizou-se o critério dos mínimos quadrados, que juntamente com os três parâmetros de movimento α_i, β_i e γ_i , estabelecidos por Zanini [6], fornecem as expressões matemáticas que, combinadas compõem a função objetiva para cada um dos cinco problemas básicos da síntese de mecanismo articulados a serem discutidos posteriormente. Os parâmetros α_i e β_i são as coordenadas da trajetória traçada por um ponto do plano acoplador e γ_i , as posições angulares deste plano nas posições i (Fig. 2).

O erro entre os pontos que definem as posições desejada e gerada do plano do acoplador é expresso por:

$$E_1 = \sum_{i=1}^m W_{1i} [(\alpha_i^* - \alpha_i)^2 + (\beta_i - \beta_i^*)^2] \quad (5)$$

onde (α_i^*, β_i^*) são os pontos desejados e (α_i, β_i) os gerados pelo mecanismo. W_{1i} é um fator peso aplicado a cada posição i e é um número positivo.

O erro correspondente à posição angular do plano do acoplador pode ser expresso como:

$$E_2 = \sum_{i=1}^{m-1} W_{2i} [(\gamma_{i+1}^* - \gamma_i^*) - (\gamma_{i+1} - \gamma_i)]^2 \quad (6)$$

onde $(\gamma_{i+1}^* - \gamma_i^*)$ e $(\gamma_{i+1} - \gamma_i)$ são, respectivamente, os deslocamentos angulares desejado e real do plano do acoplador do mecanismo gerado. W_{2i} é outro fator peso.

Os fatores peso W_{1i} e W_{2i} são incluídos na avaliação do erro, propiciando uma geração mais precisa de certas partes do movimento do plano móvel. Através de um aumento artificial do erro, consegue-se que o método de otimização atue de forma mais eficiente proporcionando soluções mais adequadas àquelas partes mais importantes do movimento.

É importante salientar que este procedimento implica em prejuízo para o restante do movimento, e torna-se necessário usar de precaução na escolha de pontos em que deverão ser aplicados os fatores peso.

4. Cinco Problemas Básicos da Síntese de Mecanismos

4.1. Geração de Trajetória

O problema de geração de trajetória, como mostrado na figura 3, tem o objetivo de guiar um ponto ao longo de uma curva específica. O movimento do ponto é perfeitamente especificado pelo conjunto de parâmetros α_i e β_i , com $i=1,2,..,m$; onde m representa o número de posições utilizadas para especificar a curva.

Neste caso, a função objetiva é dada por:

$$f(V) = E_1 \quad (7)$$

onde E_1 é dado pela equação (5).

4.2. Movimento Coplanar

O problema de movimento coplanar, (Fig. 4), tem o objetivo de guiar um plano através de posições pré-estabelecidas. A especificação do problema é feita através dos parâmetros do movimento α_i , β_i e γ_i .

A função objetiva é dada por:

$$f(V) = E_1 + E_2 \quad (8)$$

onde E_1 e E_2 são obtidos pelas equações (5) e (6) respectivamente.

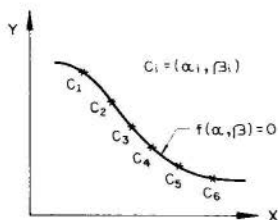


Fig. 3. O problema de geração de trajetória

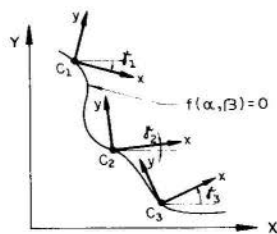


Fig. 4. O problema do movimento coplanar

4.3. Coordenação da Trajetória

Este problema é representado na figura 5. O objetivo é o de correlacionar as posições angulares da manivela com a posição de um ponto ao longo de uma curva. A especificação é feita através dos parâmetros α_i , β_i e θ_{2i} em lugar de γ_i na equação (6).

A função objetiva é dada por:

$$f(V) = E_1 + E_2 \quad (9)$$

4.4. Geração de Função

A representação gráfica do problema é mostrada na figura 6. Neste caso, somente o deslocamento angular é de interesse. Portanto, a função objetiva é dada por:

$$f(V) = E_2 \quad (10)$$

A especificação é feita através de θ_{4i} que substitui γ_i na equação (6).

4.5. Coordenação Angular

Este problema é também um caso de geração de função. A diferença, como mostrado na figura 7, reside na relação angular que agora se dá entre a manivela e a barra acopladora. Portanto, o interesse é quanto o deslocamento angular e a função objetiva é dada por:

$$f(V) = E_2 \quad (11)$$

onde θ_{3i} é diretamente relacionado com γ_i na equação (6).

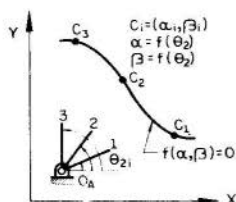


Fig. 5. Coordenação da trajetória

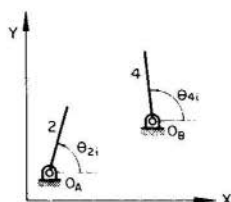


Fig. 6. Geração de função

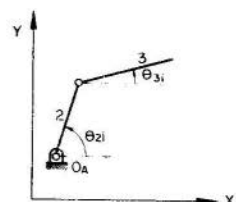


Fig. 7. Coordenação duas barras adjacentes

5. Métodos de Otimização

Três métodos de procura direta foram utilizados: método do Simplex, método de Powell com uso de funções penalidade e método Flexplex.

O método Simplex foi proposto por Nelder e Mead [2] e posteriormente modificado para aceitação de restrições [5,6]. Este método minimiza uma função de n variáveis independentes usando $n+1$ vértices de um poliedro no espaço n -dimensional. O procedimento para encontrar um vértice, que produza um valor mínimo de $f(V)$, envolve quatro operações: reflexão, expansão, contração e redução.

O método de Powell com uso de funções penalidade, transforma o problema de minimização com restrições, definido pelas equações (1) a (4), em um problema sem restrições representado pela função paramétrica

$$U(V, r_j) = f(V) + G(g_i, r_j) + H(h_i, r_j)$$

denominada função penalidade. As funções $G(g_i, r_j)$ e $H(h_i, r_j)$ são obtidas através da combinação das restrições de desigualdade $g_i(V)$ e igualdade $h_i(V)$ respectivamente [5]. O procedimento para a determinação do mínimo é então conduzido, utilizando-se o método de procura direta de Powell [3].

O método Flexplex [4] transforma o problema com restrições, representado pelas equações (1) a (4), em outro representado por:

$$\text{Minimizar } f(V)$$

$$\text{Submetida a: } \phi^{(k)} - T(V) \geq 0$$

onde $\phi^{(k)}$ é o critério de tolerância no estágio k e, $T(V)$ um funcional positivo de todas as restrições de igualdade e/ou desigualdade do problema. O mínimo é então encontrado utilizando-se o método Simplex.

6. Exemplo de Aplicação

O projeto do mecanismo de uma cadeira para paraplégicos foi escolhido para demonstrar a aplicabilidade dos três métodos de otimização utilizados.

O mecanismo foi projetado para assistir uma pessoa inválida a elevar-se totalmente e retornar à posição sentada (Fig. 8). Trata-se, essencialmente, da coordenação angular entre o assento e o encosto da cadeira, representada pela relação funcional caracterizada na figura 9. Um conjunto de 19

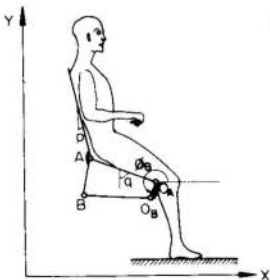


Fig. 8. Mecanismo da cadeira

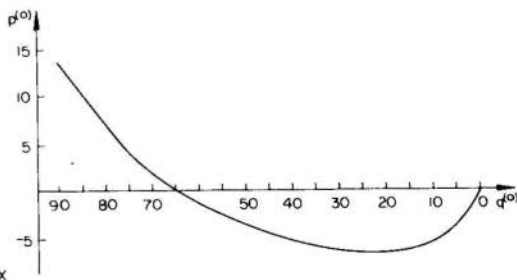


Fig. 9. Movimento ótimo para assento e encosto

pontos foi utilizado na especificação do problema e a função objetiva, neste caso, é dada por

$$f(V) = E_2$$

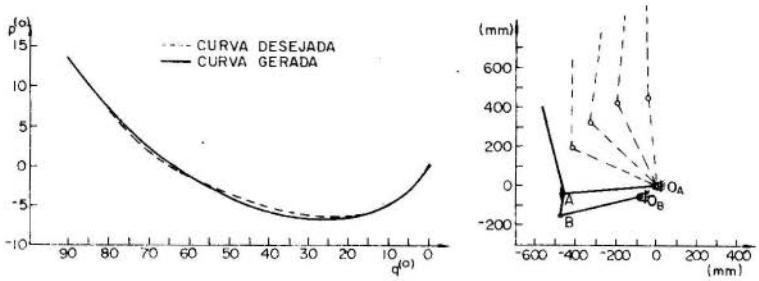


Fig. 10. Relação funcional e mecanismo obtidos pela aplicação do método Simplex

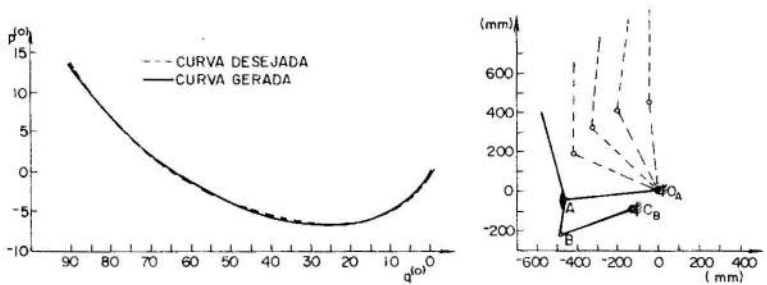


Fig. 11. Relação funcional e mecanismo obtidos pela aplicação do método de Powell

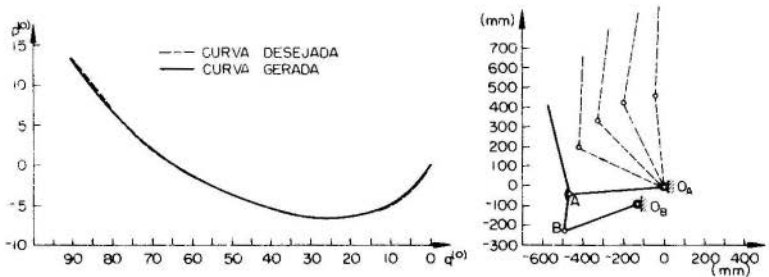


Fig. 12. Relação funcional e mecanismo obtidos pela aplicação do método Flexplex

Um conjunto de restrições foi especificado para tornar o mecanismo compacto conforme segue:

$$O_A A = L_2 = 460\text{mm}$$

$$380\text{mm} \leq O_B B = L_4 \leq 460\text{mm}$$

$$80\text{mm} \leq AB = L_3 \leq 230\text{mm}$$

$$80\text{mm} \leq O_A O_B = L_1 \leq 230\text{mm}$$

$$180^\circ \leq \sigma_1 \leq 270^\circ$$

Os resultados obtidos pelos três métodos estão mostrados nas figuras 10, 11 e 12.

7. Conclusão

A teoria de otimização, aplicada à síntese de mecanismos, demonstrou ser uma técnica eficiente na solução dos problemas da síntese. Alguns parâmetros, entretanto, tais como número de pontos e fator peso, exercem grande influência no resultado.

Uma norma prática é a de especificar o número de pontos na faixa de 15 a 20 e somente utilizar os fatores peso em problemas em que isto seja absolutamente necessário tomando-se sempre o cuidado com a escolha dos pontos.

A análise dos resultados obtidos através dos três métodos de otimização permite concluir que se pode obter mecanismos com valores de erro dentro dos limites aceitáveis com relação a especificação do problema.

Para problemas com restrição, os métodos de Powell e Flexplex fornecem uma maior flexibilidade na especificação de conjuntos de restrições em relação ao Simplex. Este permite apenas que se especifique as restrições em termos de faixa de variação dos parâmetros que definem o mecanismo.

REFERÊNCIAS

- [1] Zanini, J.C., "A Otimização Aplicada ao Problema da Síntese de Mecanismos Articulados", V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Vol. C (1979), pp. 280-287.
- [2] Nelder, J.A. and Mead, R., "A Simplex Method for Function Minimization", Computer Journal, Vol. 7 (1964), pp. 308-313.

- [3] Powell, M.J.D., "An Efficient Method for Finding the Minimum of a Function of Several Variables Without Calculating Derivatives", Computer Journal, Vol. 7, (1964), pp. 155-162.
- [4] Himmelblau, D.M., Applied Nonlinear Programming, McGraw-Hill, New York, 1972.
- [5] Sociro, N.S., Síntese de Mecanismos Através de Métodos de Otimização, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, março, 1983.
- [6] Zanini, J.C., Investigation of Methods of Linkage Synthesis, Tese de Doutorado, University of Manchester Institute of Science and Technology, Inglaterra, 1975.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO

PAPER

Nº C-38

P.P. 383 - 392

UFU

PROJETO E SIMULAÇÃO DE CORTE DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS
COM AUXÍLIO DE COMPUTADOR

RICARDO C. M. GRILLO

Eng. do Produto - Equipamentos CLARK Ltda, Valinhos.

ROBSON PEDERIVA

PAULO SOLLERO

GÉPROM - Depto de Eng. Mecânica, UNICAMP, Campinas

SUMÁRIO

O processo de fresamento por geração de engrenagem cilíndrica é simulado em computador permitindo a visualização, durante o projeto, da forma final do dente. O programa não é restrito ao projeto normalizado e permite solucionar os seguintes problemas: a visualização da geometria do pé do dente, previsão da posição do chanfro na cabeça do dente e obtenção dos dados necessários para cálculo de resistência. Apresenta-se um exemplo com a análise e desenho da forma final do dente de um par de engrenagens corrigidas.

SUMMARY

The machining process of spur gears is computer simulated showing the final tooth shape during the design step. The program is not restricted to standard design and can solve the following problems: visualizing the tooth's root and tip shape, data supply for strength calculations. An analysis and draft of the final tooth shape of a pair of profile corrected gears is presented.

1. Introdução

As engrenagens são tradicionalmente consideradas elementos de difícil projeto e usualmente são projetadas as engrenagens padrão (standard) ou as engrenagens corrigidas segundo critérios normalizados [1], [3]. Embora se saiba que algumas alterações de projeto favoreceriam o desempenho de um par de engrenagens, geralmente falta ao projetista segurança para executá-las devido às seguintes razões:

- a) Ao sair do procedimento normalizado, grande parte dos âbacos e tabelas que existem na literatura não podem ser aplicados, cabendo ao projetista uma maior quantidade de cálculos e aumentando a possibilidade de erros.
- b) O adelgaçamento do pé do dente ("undercut") e alguns outros fatores são de difícil previsão.
- c) O fator de forma necessário para o cálculo de resistência não pode ser obtido através das tabelas usuais.

Hoje, com a ajuda do computador, podemos desenvolver um método de projeto mais eficiente que não seja restrito aos procedimentos normalizados e que substitua a consulta de tabelas na obtenção dos dados geométricos. Isto abre ao projetista um vasto campo de opções possibilitando o uso das ferramentas disponíveis para a usinagem das engrenagens corrigidas e trazendo maior número de alternativas de projeto. Tal método também possibilita a otimização da engrenagem, pois torna possível o processo iterativo de forma mais ágil.

Neste trabalho é apresentado um procedimento para o projeto de engrenagens utilizando técnicas de projeto um auxílio de computador (CAD), trata-se de uma análise gráfica na qual se obtém o perfil final do dente fresado por geração por caracol ("hob") ou com fresa pinhão ("shaper"). É um programa adequado às ferramentas de dimensões arbitrárias, previamente escolhidas. Através do gráfico obtido poder-se-á verificar os seguintes parâmetros:

- a) Espessura no diâmetro externo e possível chanfro na cabeça do dente.
- b) Possível adelgaçamento no pé do dente e raio no fundo do dente.
- c) Os dados necessários para a obtenção do fator de forma para a resistência.
- d) O diâmetro de início da evolvente e a altura útil.

Estes parâmetros são de difícil obtenção por métodos analíticos,

principalmente quando se emprega fresa pinhão, e sua determinação proporciona ao projetista segurança quanto ao resultado do projeto.

2. Descrição do processo de geração de dentes evolventais com fresa caracol e sua simulação em computador.

Do ponto de vista geométrico podemos considerar o perfil normal de uma fresa caracol como sendo uma cremalheira sobre a qual o diâmetro primitivo de geração rola sem escorregamento.

Sabemos também que a espessura do dente da cremalheira à altura da linha que tangencia o diâmetro primitivo de geração é reproduzida na peça como o seu espaço circular ao longo daquele diâmetro [2], conforme mostra a Figura 1.

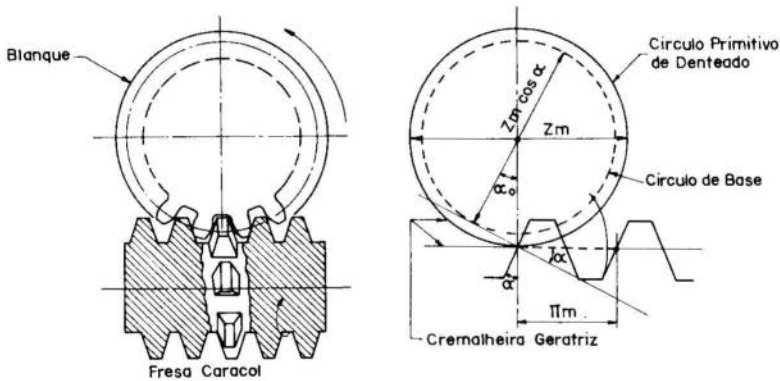


Figura 1: Geração de dentes evolventais com fresa caracol.

Para a simulação desta operação foram definidos os seguintes fatores: passo circular, ângulo de pressão, número de dentes da peça, espessura circular da peça no diâmetro primitivo e dados completos do perfil do cortador.

Consideremos agora um referencial \underline{s} que chamamos de principal (x, y) , vinculado à peça com sua origem coincidindo com o centro de engrenagem.

Definimos um referencial (x_m, y_m) fixo ao cortador, cuja origem está sobre o diâmetro primitivo, sendo o eixo x_m tangencial à este e o eixo y_m radial, como indicado na Figura 2(a), onde s representa a espessura circular normal de engrenagem a ser gerada.

Para reproduzirmos o movimento do cortador em relação à peça devemos movimentar o referencial (x_m, y_m) , seguindo a hipótese de que no diâmetro primitivo ocorra rolamento puro [4].

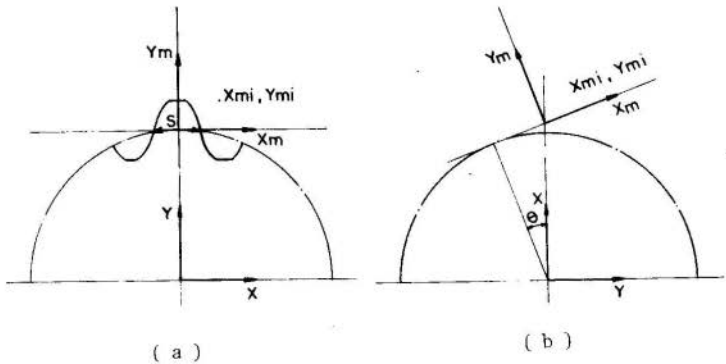


Figura 2: (a) Referenciais fixo e móvel para a simulação da geração por fresa caracol; (b) Deslocamento do referencial móvel em relação ao fixo.

Pela Figura 2(b) temos que para um ângulo de rotação θ arbitrário, um ponto qualquer no referencial (x_m, y_m) terá as seguintes coordenadas no referencial fixo (x, y) .

$$x_\theta = x_{mi} \cos \theta - y_{mi} \sin \theta - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{\theta d}{2}\right)^2} \sin [\theta - \tan^{-1} \theta] \quad (1)$$

$$y_\theta = y_{mi} \cos \theta - x_{mi} \sin \theta + \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{\theta d}{2}\right)^2} \cos [\theta - \tan^{-1} \theta] \quad (2)$$

onde d : Diâmetro Primitivo

Para obtermos a simulação do corte da peça é necessário empregar um algoritmo que, para uma sucessão de ângulos θ , efetue a transformação de coordenadas entre os referenciais móvel (x_m, y_m) e fixo (x, y) e registre graficamente a sucessão dos valores obtidos.

Obtemos assim dois vetores $x_m(n)$ e $y_m(n)$ contendo os pontos do perfil do cortador. O valor de n varia com o número de pontos necessários para descrever o cortador com suas particularidades. Normalmente o perfil normal da fresa caracol é formado pela combinação de segmentos de reta e arcos circulares, o que faz com que seja fácil a obtenção destes ve

tores com pontos suficientes para que o perfil seja reproduzido com precisão. Para que tenhamos este perfil registrado pelo computador, basta que o terminal gráfico ligue os pontos $(x_m(i); y_m(i))$ a $(x_m(i+1); y_m(i+1))$ até o ponto $(x_m(n); y_m(n))$.

3. Descrição do processo de geração de dentes evolutais com fresa pinhão e sua simulação em computador.

A projeção do perfil da fresa pinhão em um plano perpendicular a seu eixo pode ser considerada uma engrenagem com a qual a peça a ser formada se engrena sem folga entre os flancos, (Figura 3).

Para a simulação deste processo foram definidos os seguintes parâmetros:

- Passo circular e ângulo de pressão
- Número de dentes da peça e da ferramenta
- Espessura circular da peça e da ferramenta
- Dados suficientes para o registro do perfil do cortador, isto é, diâmetro de início e fim de evolvente, raio de concordância na cabeça do dente, diâmetro externo, etc.

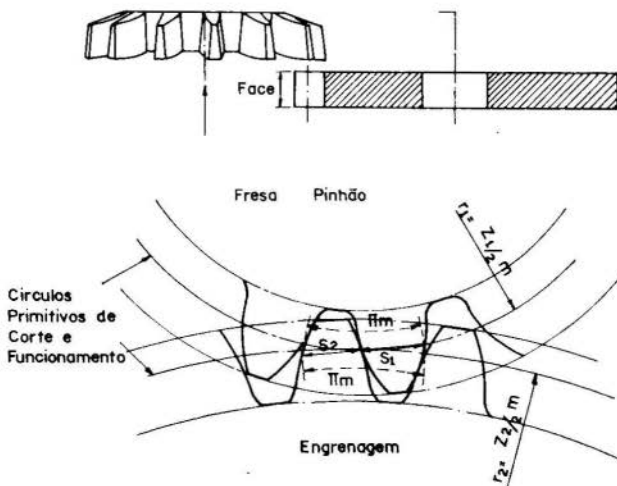


Figura 3: Geração de dentes evolutais com fresa pinhão.

Definimos um referencial (x, y) com origem no centro da peça e um referencial móvel (ρ, θ) cujo pólo está sobre o eixo y inicialmente e

com coordenadas $(0, a)$ (Fig. 4(a)), onde a é obtido através da equação - (3). A origem dos ângulos θ está sobre a linha que une os pontos O_1 e O_2

$$a = \frac{(d_1 + d_2) \cos \alpha_n}{2 \cos \xi} \quad (3)$$

$$Ev(\xi) = Ev(\alpha_n) + \frac{z_1 (s_1 + s_2)}{d_1 (z_1 + z_2)} - \frac{\pi}{z_1 + z_2} \quad (4)$$

onde: $Ev(\xi)$ - função evolvente no ângulo ξ

ξ - ângulo de pressão de trabalho entre a peça e a ferramenta

α_n - ângulo de pressão normal

a - distância entre centros

d_1, d_2 - diâmetros primitivos

z - número de dentes

Baseado no princípio de engrenamento, assumimos que circunferências de diâmetros de trabalho db_1 e db_2 rolam sem escorregamento durante a geração, onde a relação entre eles é igual à relação entre o número de dentes e a semi-soma é igual a a .

Para simularmos o processo de corte, giramos o referencial móvel de um ângulo ϕ conforme fig. 4 (b). A partir desta posição fazemos uma rotação de um ângulo θ_r (eq. (5)) e desenhamos o perfil do cortador.

$$\theta_r = \frac{z_1}{z_2} \cdot \phi \quad (5)$$

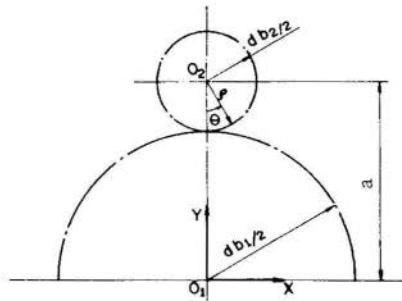


Figura 4: a) Referenciais fixo e móvel para a simulação por fresa pinhão.

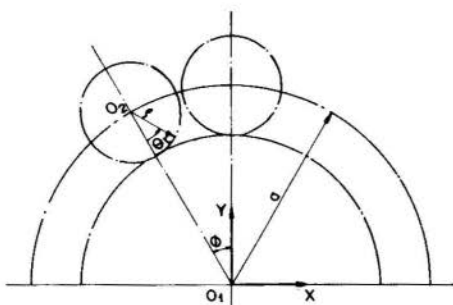


Figura 4: b) Deslocamento do referencial móvel em relação ao fixo.

4. Aplicação

Para ilustrarmos o potencial do método sugerido, escolheu-se um problema crítico de correção de pinhão no qual os métodos usuais não se aplicam.

Restrições quanto às características do par de engrenagens:

Engrenagem 1	Engrenagem 2
Gerado por fresa pinhão	Gerado por fresa caracol
$z_1 = 9$	$z_2 = 39$
módulo 4,5	
distância entre eixos = 108 mm (engrenamento VO)	

Na figura 5 temos a engrenagem de 9 dentes sem correção. Notamos excessivo adelgaçamento no pé do dente, causando redução de vida, além de um pequeno grau de recobrimento causado pela penetração excessiva do cortador.

Com o intuito de minimizar os inconvenientes apresentados, adotamos iterativamente correções sucessivas, sempre monitorando o perfil do dente, obtendo-se finalmente a forma melhorada apresentada na figl. 6. - Nota-se por esta figura, que a seção crítica de resistência aumentou significativamente.

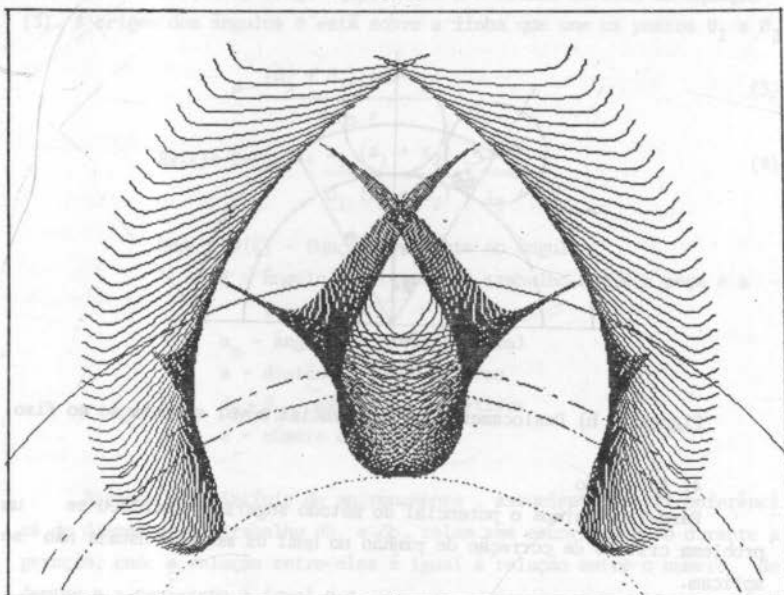


Figura 5: Evolução da fresa pinhão durante a geração da engrenagem padrão de 9 dentes e forma final do dente

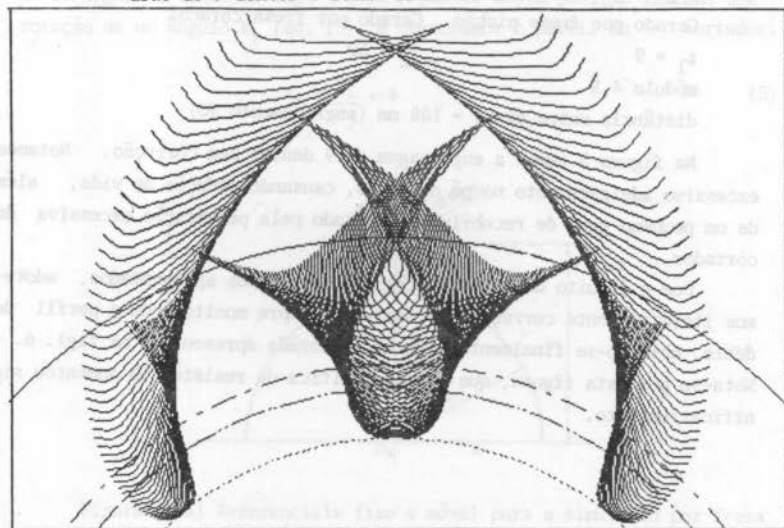


Figura 6: Evolução da fresa pinhão durante a geração da engrenagem corrigida de 9 dentes e forma final do dente

Resolvido o problema do pinhão, projeta-se a engrenagem par com correção compatível com a adotada para esta. Na fig. 7 temos o desenho do dente gerado a partir da ferramenta especificada.

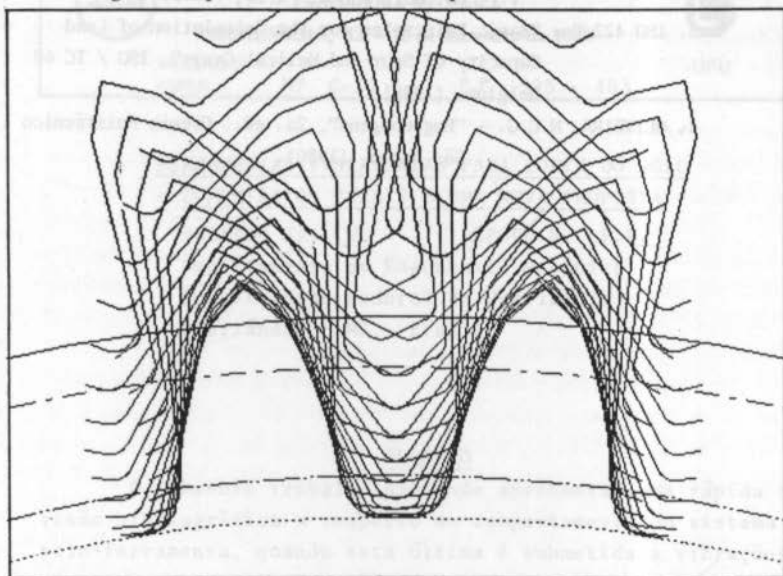


Figura 7: Evolução da fresa caracol durante a geração da engrenagem par de 39 dentes e forma final do dente

Conclusões:

O método proposto se mostra de grande eficácia no projeto de engrenagens, devido à simplicidade de implantação e grande agilidade no processo iterativo de projeto, permitindo uma visualização do dente gerado e detectando possíveis erros de forma.

Agradecimentos:

Ao GEPROC - Laboratório de Projeto Mecânico - UNICAMP e à Equipamentos CLARK Ltda., em especial ao Eng^o Alfredo C. Ferreira, gerente de Engenharia do Produto, pelo apóio prestado e Srs. Hideo Yamamoto e Tadao Suzuki pelo suporte técnico.

Referências:

1. DIN 870 - "Gears, Profile Correction of Involute Tooth Systems", Berlin, (1953)

2. HENRIOT, G. - "Traité Théorique et Pratique des Engrenages", V.1, 6a. ed., Dunod, Paris, (1979)
3. ISO 422 E - "Basic Principles for the Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears", ISO / TC 60 , Belgium, (1980)
4. OLIVEIRA, N.C.G. - "Engrenagens", 2a. ed., Grêmio Politécnico , São Paulo, (1980).

**COBEM 83**VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO

PAPER

Nº C-39

P.P. 393 - 403

UFU

FERRAMENTAS VIBRATÓRIAS PARA CORTE DO SOLO
- COMENTÁRIOS GERAIS E UMA NOVA PROPOSTA -

STEFFEN JR., V. LÉPORE N., F.P.

Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade Federal de Uberlândia

Uberlândia - MG - Brasil

SUMÁRIO

O presente trabalho pretende apresentar uma rápida revisão bibliográfica a respeito do comportamento do sistema solo-ferramenta, quando esta última é submetida a vibrações, e propor novas considerações que expliquem melhor a redução do esforço de tração, principalmente com relação aos valores de pico.

ABSTRACT

The present paper presents a brief review about the soil-tool system behaviour when the tool is submitted to vibrations, and proposes new considerations to better explain the reduction the draft forces, mainly related to the peak values.

1. Introdução

Durante o corte do solo, tanto nas operações convencionais de aração como de subsolagem, a resistência ao deslocamento da ferramenta é função do tipo de solo, características geométricas da ferramenta e da velocidade de arraste.

Quando são impostas vibrações sobre a ferramenta, espera-se uma redução da força de arraste. Nesse caso, o sistema solo-ferramenta é influenciado por mais dois parâmetros: a frequência e a amplitude da vibração.

Um aspecto interessante citado em [1] é que, reduzir a força de tração, significa reduzir também a compactação do solo causada pelas rodas de tração. Vibrações aplicadas à ferramenta, além de oferecer tal possibilidade, influem positivamente melhorando a quebra do solo.

Verifica-se também que há interesse em se aumentar a força de tração disponível num implemento, sem contudo aumentar o peso do trator. Durante os últimos 20 anos, vários pesquisadores tem obtido redução na força média de tração e mesmo pequenas reduções na potência, quando são aplicadas vibrações à ferramenta. O fenômeno da redução do esforço fica entretanto sem explicações completas. O modelo apresentado em [2] para o sistema solo-ferramenta, envolve parâmetros concentrados para a rigidez e força de atrito tipo Coulomb para representar o corte do solo. Tal modelo despreza os efeitos dinâmicos, embora explique a redução média da força de corte, uma vez que a lâmina vibratória está em contato com o solo apenas durante uma parte do ciclo da sua oscilação.

Os resultados experimentais de [2] indicam uma redução mais significativa da força média de arraste em frequências mais altas, ficando caracterizada uma maior discrepância entre os resultados teóricos e experimentais justamente nessas frequências.

Verifica-se em [3] que é possível diminuir a força de arraste de aproximadamente 50% quando uma vibração horizontal é aplicada à ferramenta. Esta redução é mais eficaz em solos frágeis do que nos plásticos e a fratura do solo, nos solos frágeis, passa de uma característica de cisalhamento para uma forma de falha por tração, à medida que a frequência aumenta. Estes autores também consideram um modelo para

o corte do solo no qual a ferramenta fica em contato com o solo durante apenas parte do ciclo de vibração.

Na referência [4], o autor afirma que uma ferramenta vibratória provoca uma separação bem definida entre o corte e a movimentação do solo. Desse modo, logo após o corte, o solo não fica mais em contato com a ferramenta, reduzindo o atrito e, conseqüentemente, o esforço de arraste.

Na referência [5] é analisada a influência de altas frequências sobre o atrito entre uma placa e o solo sobre o qual ela é pressionada. É obtido um modelo, utilizando técnicas de similitude. As forças geradas pela vibração vertical propagam-se pelo solo, enquanto a placa se move horizontalmente. Os autores ressaltam que as vibrações alteram as características do solo, principalmente o módulo de cisalhamento e o fator de amortecimento, levando a uma redução do atrito com o aumento da frequência.

Em [6], os autores estabelecem um modelo de Coulomb modificado para o solo, que considera uma resistência constante no movimento para frente através de solo virgem, e outro de valor menor nos movimentos através do solo previamente penetrado. São analisados os casos em que a ferramenta vibratória é isolada do veículo e em que o veículo participa da vibração.

Experiências feitas com modelos de lâminas de "bulldozers", relatadas em [7], indicam um aumento de eficiência na força de tração da lâmina de 25 a 30% pelo uso de garras vibratórias operando em solo frágil, porém reduzindo a eficiência para algumas condições em solo plástico. Nesse trabalho, foi utilizada uma redução de escala de fator 10 e os experimentos efetuados em canal de solo, com simulação de solo frágil e plástico.

O trabalho citado em [8] apresenta uma vasta revisão bibliográfica e algumas conclusões interessantes: não há uma compreensão definitiva das mudanças nas propriedades físicas do solo sob a ação de vibrações; quanto aos dispositivos vibratórios, a maior parte deles apresenta baixa eficiência devido a perdas de energia nos elementos de transmissão; a direção de aplicação do movimento vibratório é um parâmetro importante, dependendo entretanto da geometria da ferramenta;

os resultados quantitativos não são disponíveis, sendo importante desenvolver nossos projetos para tal avaliação; até o momento apenas ondas senoidais tem sido usadas na excitação da ferramenta, sendo pois interessante investigar a influência de outras formas de onda, assim como sinais de alta frequência na faixa sônica.

Os trabalhos [9], [10] apresentam igualmente vasta bibliografia sobre o assunto.

2. Comportamento do solo sujeito a vibrações

De uma forma geral, o esforço de corte do solo depende, no caso estático, dos seguintes parâmetros: resistência de cisalhamento do solo e atrito solo-ferramenta.

A resistência ao cisalhamento é função da estrutura presente no solo, podendo ser em princípio caracterizada pela granulometria, umidade, grau de compactação e origem do solo.

O atrito solo-ferramenta é função da área de contato, da geometria e da velocidade de arraste da ferramenta.

Estes dois parâmetros se interligam na composição do esforço de corte, através da velocidade de arraste da ferramenta.

De maneira geral, os valores encontrados experimentalmente para a força de arraste de uma ferramenta no corte do solo são maiores que aqueles previstos teoricamente, quando se considera a resistência ao cisalhamento e o atrito solo-ferramenta. O solo pode ser entendido como uma matriz elasto-plástica na qual estão inclusas partículas duras de diferentes dimensões. O avanço da ferramenta neste meio, parece gerar a frente da ferramenta, uma zona de compactação adicional para as partículas duras, o que implica num aumento da força de arraste, pois além do cisalhamento da parte elasto-plástica deve-se vencer ainda as forças de atrito entre as partículas compactadas. Além disso, tal zona de compactação pode representar um acréscimo na área de arraste transportada.

O interesse na aplicação de vibrações ao solo através da excitação da ferramenta, está em provocar, à frente desta, uma desagregação da zona compactada. São parâmetros importan

tes a serem definidos: a frequência das vibrações, a forma de onda imposta a amplitude dos movimentos e a direção do movimento vibratório.

Em termos ideais, é importante que a desagregação do solo seja provocada pela propagação de ondas numa região imediatamente à frente da ferramenta, de forma que esta sempre penetraria no solo já descompactado. Sob esta perspectiva, pode-se concluir que a ferramenta deve vibrar com pequenas amplitudes nas frequências próprias do solo.

O solo, considerado como um sistema de massas concentradas, distribuídas numa matriz elasto-plástica, apresentam características elásticas com massa própria distribuída, possui um número infinito de frequências próprias, sendo que as mais baixas se situam entre 10 e 30Hz [8], [11]. Entretanto, vibrações em frequências mais elevadas aplicadas a uma região localizada logo à frente da ferramenta, devem ser mais efetivas. Vibrações em baixa frequência tenderiam a movimentar uma grande massa de solo sem desagregá-lo, o que implicaria apenas numa diminuição da força média por solo, permanecendo inalterada a potência de tração necessária. Vibrações de pequena amplitude em frequências mais altas, ficariam restritas a uma região mais próxima da ferramenta, que apresenta uma frequência própria mais alta. O limite da região afetada pelas vibrações pode ser caracterizado pelas distâncias x nas quais a amplitude de vibração do solo $u=0$. Na figura 1 são esquematizadas tres situações:

- 1) excitação da ferramenta com frequência $\omega=\omega_{n1}$ e amplitude da ferramenta igual a A_1 ;
- 2) excitação da ferramenta com frequência $\omega=\omega_{n2} < \omega_{n1}$ e amplitude da ferramenta igual a $A_2 > A_1$;
- 3) excitação da ferramenta com frequência $\omega=\omega_{n3} < \omega_{n2} < \omega_{n1}$ e amplitude da ferramenta igual a $A_3 > A_2 > A_1$.

Os pontos de amplitude nula do solo nos tres casos acima ficam definidos por x_1 , x_2 e x_3 , respectivamente para as frequências ω_{n1} , ω_{n2} , ω_{n3} .

As ondas geradas pela ferramenta podem, para um caso ideal de um meio elástico semi-infinito, serem caracterizadas pelos tipos: ondas de cisalhamento(S), ondas de pressão (p) e ondas de Rayleigh(R). Tal consideração é válida princ

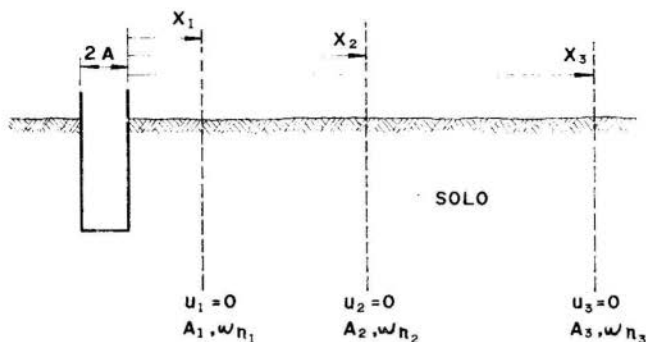


Fig.1- Regiões do solo afetadas pela vibração da ferramenta.

palmente para distâncias relativamente grandes a partir da fonte.

Uma formulação matemática representativa da interação solo-ferramenta sob a ação de vibrações apresenta grandes dificuldades, uma vez que os parâmetros de rigidez e de amortecimento não dependem exclusivamente do próprio solo, sendo importantes em tais considerações o tipo de ferramenta vibratória e as condições de excitação estática e dinâmica.

Em termos práticos, busca-se, na região imediatamente à frente da ferramenta, quais as frequências ótimas de trabalho.

3. Resultados experimentais

As frequências ótimas de excitação estão ligadas às frequências próprias do solo, cujos valores podem ser determinados experimentalmente, verificando-se aquelas frequências nas quais ocorre uma maior transmissibilidade numa região do solo compreendida entre o emissor e o sensor no movimento vibratório de regime permanente.

Na figura 2, é apresentado um esquema da montagem experimental.

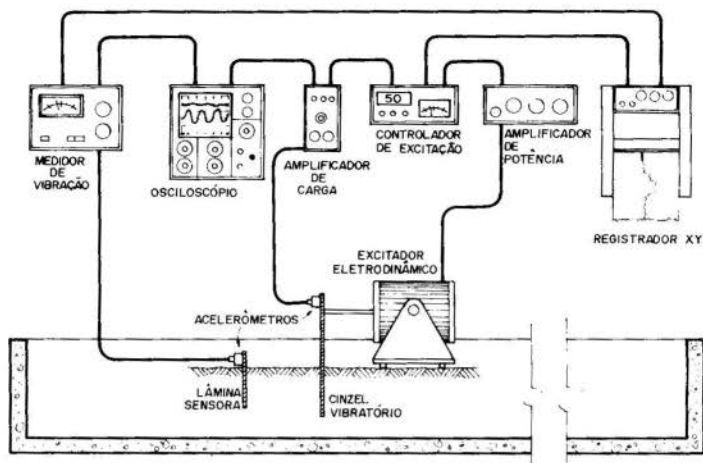


Fig.2- Montagem experimental.

O cinzel é excitado horizontalmente em diferentes valores de frequência. O sensor utilizado é uma lâmina de aço delgada e de pequena massa, instrumentada com um acelerômetro colocado no nível do solo. As frequências naturais do cinzel e da lâmina sensora são inferiores a 40Hz, enquanto a faixa de frequências analisada é de 40 a 500Hz. Os ensaios foram feitos em um canal de solo de 6,0 x 1,0 x 1,0m, com o solo preparado com 85% de compactação e 8% de umidade.

Foi usado inicialmente um excitador de massas excêntricas. A figura 3 mostra a variação da amplitude horizontal (A) em função da distância sensor-emissor (d) para diferentes valores da frequência de excitação. Verifica-se que, para baixas frequências ($< 80\text{Hz}$), mantendo-se constante a amplitude do deslocamento vibratório ($\approx 0,11\text{ mm}$) do excitador, a amplitude captada no sensor aumenta com a frequência, mantida a mesma distância cinzel-sensor. Para uma dada frequência, a amplitude da vibração captada no sensor aumenta com a diminuição da distância, mantendo-se constante o valor da amplitude do deslocamento vibratório.

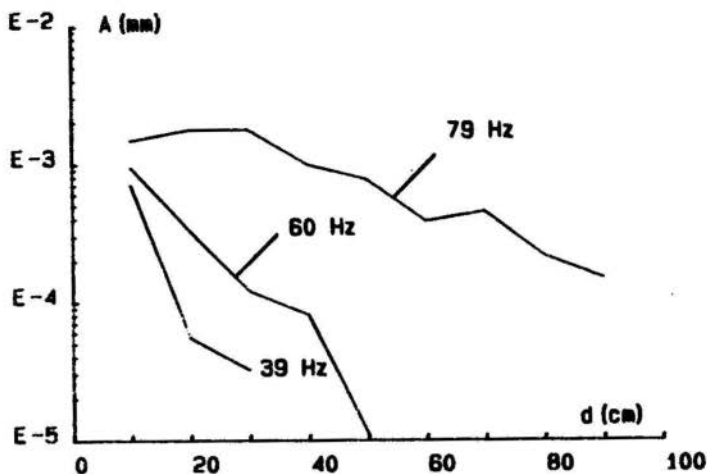


Fig.3- Variação da amplitude em função da distância.

Deve-se salientar que mantendo a amplitude do deslocamento da excitação constante, com o aumento da frequência é introduzida uma maior quantidade de energia no solo. Assim, para estes ensaios não foi possível caracterizar as frequências próprias do solo. A amplitude do deslocamento vibratório foi mantida constante através da escolha adequada do nível de aceleração e das frequências usadas.

Para a determinação das frequências próprias do solo, foi utilizado um excitador eletrodinâmico com varredura em frequência de forma a aplicar a excitação mantendo constante a amplitude da aceleração. A figura 4 mostra a resposta em frequência obtida para 2.5; 5.0; 10cm de distância entre o emissor e o sensor, correspondendo às figuras (a), (b), (c), respectivamente.

Nestes ensaios a taxa de varredura em frequência utilizada foi de 0.5 Hz/seg. A amplitude da aceleração, foi mantida constante e igual a 1.0 m/s. Tal estudo foi feito para distâncias maiores até 1.0m, porém, o interesse maior está nas

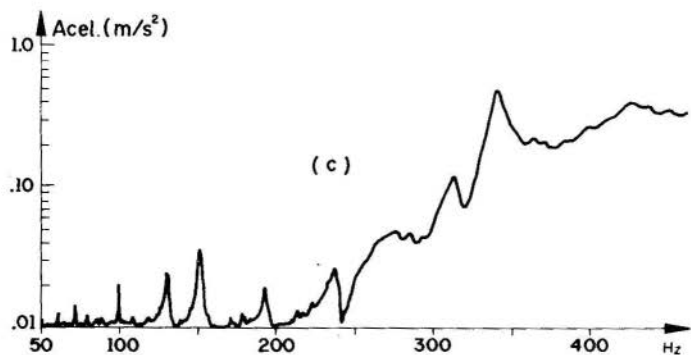
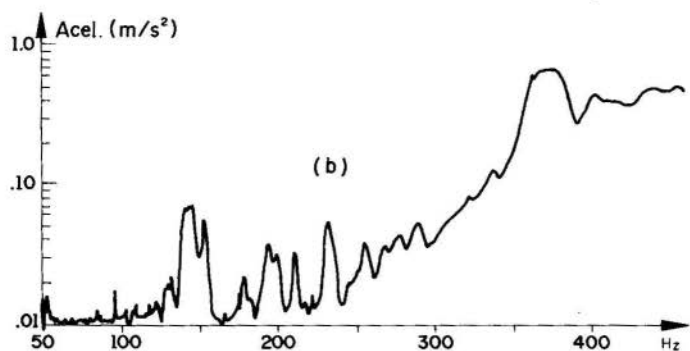
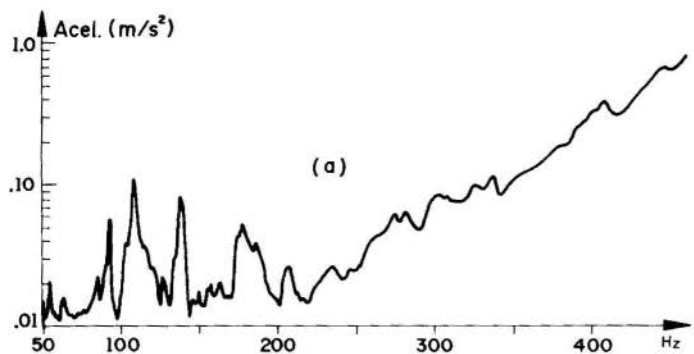


Fig. 4- Resposta em frequência do solo - (a) para distância $d=2.5$ cm; (b) $d=5$ cm; (c) $d=10$ cm.

proximidades da ferramenta vibratória. O comportamento crescente das curvas de resposta em frequência, representa o contínuo aumento da energia introduzida no solo com o crescimento da frequência. Os picos presentes correspondem a situações nas quais há uma maior transmissão das vibrações do emissor para o sensor, servindo como uma indicação das frequências próprias do solo, uma vez que o acoplamento entre o cinzel e o solo, assim como entre a lâmina sensora e o solo, influem nos resultados. Conclusão semelhante é relatada na referência [12], quando analisa a transmissão de vibrações relacionada a fundação de máquinas. A influência do aumento da distância se manifesta numa atenuação dos picos, principalmente nas frequências mais baixas. Verifica-se que as frequências mais significativas são: 67,73,87,120,163,320 Hz. Salienta-se que as frequências de 67 e 87 Hz tem sido usadas nos ensaios com ferramentas em escala reduzida em canal de solo e no campo [13], nas quais foram obtidas reduções da ordem de 40% na força de tração.

4. Conclusões

Os resultados experimentais apresentados neste trabalho tem caráter qualitativo, embora comprovem que a metodologia experimental pode ser utilizada para prever as faixas ótimas de frequências de operação para uma ferramenta vibratória de corte do solo, mostrando também que as hipóteses de desagregação do solo nas proximidades da ferramenta estão relacionadas com a redução do esforço de arraste.

Está sendo desenvolvido um novo procedimento experimental que permite relacionar quantitativamente a redução do esforço de arraste com as frequências próprias do solo, de terminadas no item 3.

Do ponto de vista de uma formulação analítica que representa o comportamento do solo sob vibrações, há ainda muito a ser feito.

5. Agradecimentos

Os autores agradecem à equipe técnico-científica do projeto "Arado Vibratório", e ao FIPEC-Banco do Brasil pelo suporte financeiro.

REFERÊNCIAS

- [1] LARSON, L.W., "The Future of Vibratory Tillage Tools", Transactions of the ASAE, vol.10, nº1, pp. 78, 79, 83, 1967.
- [2] BOYD, R.J. and NALESNY, C.C., "A Model of Vibratory Soil Cutting", Transactions of the ASAE, V76 - 1976.
- [3] BRIXIUS, W.W. and WEBER, J.A., "Soil Tailure characteristics for Oscillating Tillage Tool and Bulldozer Blade Models", Presented at the 1973 winter meeting of the ASAE, Chicago-Ill, Dec. 1973.
- [4] EGGEMULLER, A., "Oscillating Implements: Kinematics and Experiments with Models", Grundlagen der Landtechnik 10, pp. 55-69, 1958.
- [5] SHARMA, V.K. et all., "High Frequency Vibrational Effects on Soil-Metal Friction", Transactions of the ASAE, 1977.
- [6] SENATOR, M. and WARREN, R.E., "Penetration Rates of Fore-Aft Vibrating Plows", Transactions of the ASAE, 1971.
- [7] SOMMER, M.S. and WEBER, J.A., "Model Study of Vibrating Times - Bulldozer Blade Systems", Transactions of the ASAE, 1977.
- [8] BARKAN, D.D., "Dynamics of Bases and Foundations", Mc Graw-Hill, 1962.
- [9] VERMA, B.P., "Oscillating Soil Tools - A Review", Transactions of the ASAE, pp. 1107-1121, 1971.
- [10] HENDRIK, J.G., "An annotated bibliography on vibratory soil dynamics 1969-1979 ", NTML/USDA, Science and Education Administration, Auburn, ALA, USA, 1979.
- [11] BUZDUGAN, G., "Dynamique des Foudations des Machines", Editura Academiei Republicii Sociliaste România, 1968.
- [12] PRAKASH, S., "Soil Dynamics", Mc Graw-Hill, 1981.
- [13] LÉPORE N., F.P. and STEFFEN Jr., V., "Estudo da Redução da Potência e da Força de Arraste num Implemento Agrícola Vibratório", VII COBEM, Uberlândia-MG, Brazil, Dezembro 1983.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-40

P.P. 405 - 414

UFU

SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM VEÍCULO AUTOMOTOR EM UM CICLO OPERACIONAL TÍPICO

PROF. DR. OTAVIO DE MATTOS SILVARES

Depto de Eng. Mecânica

Escola Politécnica da Universidade de S.Paulo

BART GUIDO ARSEEN GASTON LATON

Engenheiro Mecânico - Gerente de Projetos

Promec-Projetos Mecânicos S/C Ltda

VIVIAN SANTOS BOEIRA

Engenheiro Mecânico

Promec-Projetos Mecânicos S/C Ltda

SUMÁRIO

É exposta uma metodologia que, com auxílio de um computador digital, gera uma previsão da capacidade de desempenho de um veículo sobre pneus. A metodologia permite a combinação de diversos tipos de motor (combustão interna, elétrico, hidráulico, etc...) com diversos tipos de transmissão (hidrodinâmica, mecânica, elétrica, hidrostática, etc...), constituindo desta forma uma ferramenta útil nos estágios iniciais do projeto de um veículo. Será apresentada a previsão referente a um veículo específico.

SUMMARY

A methodology is shown which, with the help of a digital computer, generates a prevision of the performance of a vehicle with tires. The method permits the combination of various types of motors (internal combustion engine, electric or hydraulic motor, etc...) with various types of transmission (hydrodynamic, mechanic, electric, hydrostatic, etc...); therefore, the program is an important design tool during the initial phases of the vehicle design. The results of a prevision of the performance of a specific case are shown.

1. Definição do Problema

Durante o projeto de um veículo, um dos problemas mais importantes consiste na otimização dos parâmetros do sistema de transmissão. Esta otimização se refletirá na posterior operação do veículo, nas características de desempenho, consumo de combustível (ou, no caso mais geral, energia), emissões de poluentes e conforto do operador. Uma parte significativa dos ensaios em protótipos pode ser substituída por simulações numéricas, reduzindo o custo do projeto, além de permitir o estudo de um número maior de parâmetros. Conseqüentemente é importante poder simular o conjunto do sistema de propulsão da qual a transmissão faz parte em um ciclo típico de operação, caracterizado como a evolução da velocidade em função do tempo.

No exterior, existem vários programas de simulação de desempenho do veículo, mas são voltados unicamente para aplicação em veículos com motores de combustão interna e com transmissões mecânicas manuais ou automáticas [1]. Entretanto, no Brasil não têm sido muito divulgados métodos desenvolvidos localmente.

Neste trabalho, desenvolveu-se um programa de simulação que permite a avaliação de um veículo automotor com motor elétrico, hidráulico ou de combustão interna e com uma transmissão mecânica, hidrodinâmica, hidrostática ou elétrica.

O objetivo do trabalho é apresentar esta metodologia e ilustrar sua aplicação com um exemplo.

2. Metodologia

2.1. Base Matemática

O sistema estudado é um veículo com rodas que se desloca para a frente sobre um pavimento plano, não necessariamente horizontal.

Para o equacionamento do sistema, toma-se como referência os pontos de contato entre as rodas traseiras (ou as que estão no eixo de tração) e o pavimento. Nestes pontos, a força total de tração equivale à resistência total do veículo, ou seja [2]:

$$F_t = F_{res} + M_{eq} \cdot a \quad (1)$$

- F_t = força trativa do veículo (N)
 F_{res} = força de resistência do movimento (N)
 M_{eq} = massa equivalente [2] do veículo (kg)
 $= M [1,03 + 0,00033 (i_o \cdot i_j)^2]$
 a = aceleração do veículo (m/s^2)

$$F_{res} = C_r \cdot M \cdot f \cdot g + C_a \frac{A_r \cdot \rho \cdot v^2}{2} + M_{eq} \cdot g \cdot \text{sen } \alpha \quad (2)$$

onde:

- C_r = coeficiente de rolamento
 g = aceleração da gravidade (m/s^2)
 C_a = coeficiente de arraste aerodinâmico
 A_r = área frontal do veículo (m^2)
 ρ = densidade do ar (kg/m^3)
 v = velocidade do veículo (m/s)
 M = massa do veículo (kg)
 α = ângulo do aclave com a horizontal (rad)
 f = coeficiente de resistência do rolamento
 i_o = relação da redução do eixo traseiro
 i_j = relação da marcha engatada

As hipóteses implícitas nestas fórmulas são:

- o veículo é um corpo rígido;
- o coeficiente de resistência ao rolamento não depende da velocidade;
- o rendimento da caixa de mudanças e o escorregamento do pneu são constantes para cada marcha e independem da velocidade;
- o aumento do raio de rolamento do pneu é proporcional à velocidade.

A força trativa F_t pode ser calculada a partir do conjugado do motor, levando-se em conta a relação e o rendimento global da transmissão (caixa de mudanças e eixo traseiro) e o raio dinâmico do pneu. O conjugado do motor é uma função característica conhecida da rotação e da condição do dispositivo de controle (pedal do acelerador no caso do motor de combustão, ou mecanismo de controle do motor).

2.2. Descrição do Programa

A Fig. 1 a seguir mostra o fluxograma básico do programa.

O ciclo operacional é constituído por uma função cíclica que fornece a velocidade do veículo em função do tempo. O período da função é dividido em intervalos menores, e para cada intervalo, estima-se uma posição do acelerador em função da velocidade requerida pelo ciclo no final do intervalo. A cada posição do acelerador corresponde uma curva característica de conjugado em função da rotação. Usando esta curva, o programa calcula a velocidade do veículo no fim do intervalo, através da integração da Eq. (1) pelo método de Runge-Kutta da 5^a e 6^a ordem.

A velocidade resultante é comparada com a requerida pelo ciclo operacional, e a posição do acelerador é reajustada em função da diferença observada. A mesma diferença é usada como critério de aceitabilidade da nova posição do acelerador. Se for maior que o valor dado da precisão necessária, o programa passa a verificar se a nova posição do acelerador é possível (se não, é maior que a posição máxima ou menor que a mínima). Em caso afirmativo, a nova posição do acelerador é usada como base para um novo cálculo da velocidade final no intervalo vigente, gerando assim um ciclo convergente. Quando este ciclo gerar uma velocidade dentro da precisão dada, a posição do acelerador e a velocidade correspondente são consideradas como resultados e procede-se com o máximo intervalo.

Em caso negativo, escolhe-se respectivamente a maior ou menor posição possível e procede-se ao cálculo da velocidade correspondente interpretando esta como resultado definitivo do intervalo vigente.

Em ambos os casos, os resultados são completados com os valores da energia gasta, da distância percorrida, do número total de rotações do motor, da massa total acumulada de poluentes emitidos. Estes valores são obtidos a partir da rotação do motor e da posição do acelerador através de integrações pelo método de Runge-Kutta da 5^a e 6^a ordem.

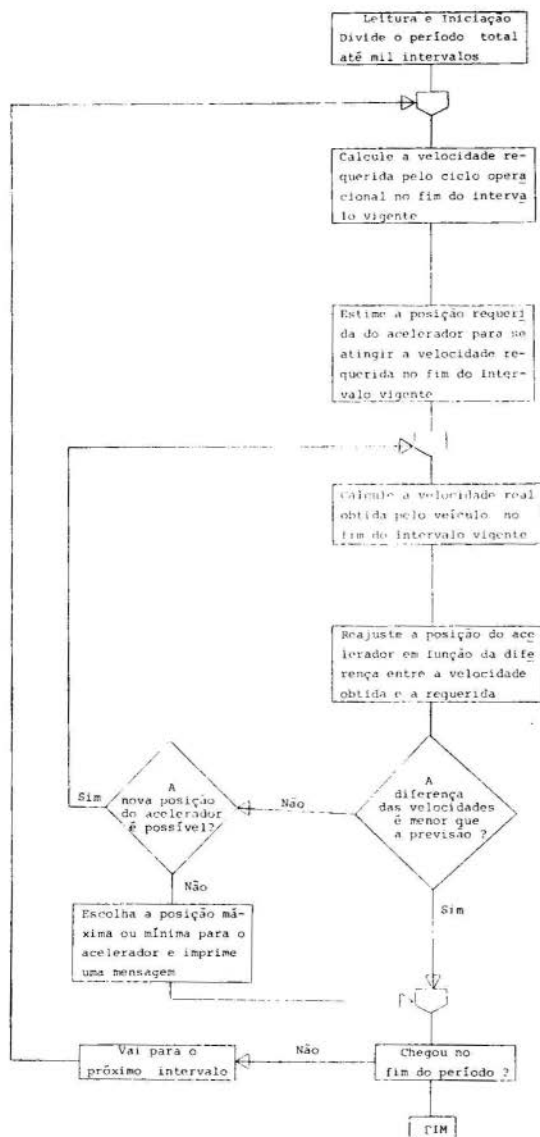


Fig. 1. Fluxograma do Programa

2.3. Descrição das Entradas e Saídas do Programa

2.3.1. Dados de Entrada

Devem ser fornecidos os seguintes dados ao programa:

- a) Condições de simulação
 - instante inicial e final
 - número de passos
 - rotação inicial do motor
 - velocidade inicial do veículo
 - densidade do ar
 - aclave
- b) Características do ciclo operacional
 - número de pontos característicos
 - precisão requerida
 - para cada ponto característico, o instante e a velocidade de correspondentes
- c) Características do veículo
 - massa
 - área frontal
 - coeficiente aerodinâmico
 - raio estático do pneu
 - coeficiente de aumento do raio do pneu
 - coeficiente do rolamento
- d) Características da transmissão (ver [3])
- e) Características do eixo traseiro
 - relação de redução
 - rendimento
- f) Características do motor
 - curvas de conjugado em função da rotação e posição do acelerador
 - curvas de rendimento em função da rotação e posição do acelerador
 - curvas de emissão de poluentes (uma família para cada poluente) em função da rotação e da posição do acelerador
 - momento de inércia
 - rotações máxima e mínima de operação.

3.3.2. Valores de Saída

O programa fornece uma listagem contendo os seguintes valores:

- tempo
- posição do acelerador
- rotação do motor
- total de rotações do motor
- distância percorrida
- massa de poluentes emitidos (uma para cada poluente)
- velocidade e aceleração do veículo
- tranco do veículo
- rampa teórica que o veículo venceria àquela velocidade
- energia total gasta
- observações: indica a troca das marchas, e eventualmente o não atendimento ao ciclo operacional.

3. Aplicação do Método

Aplicou-se o programa à simulação do comportamento de um tróleibus em um ciclo operacional caracterizado por dois trechos: variação linear da velocidade de zero até dez metros por segundo, nos primeiros vinte segundos, e variação linear da velocidade entre dez e 16,7 metros por segundos (precisão requerida: 0,1 m/s; ver Fig.2). Os dados referentes ao veículo são apresentados na tabela abaixo.

Tabela 1. Características do Veículo

Massa:	16000,00 kg
Área frontal:	3,00 m ²
Coefficiente aerodinâmico:	0,700
Raio estático do pneu:	0,533 m
Coefficiente de aumento do raio do pneu:	0,003 s/m
Coefficiente de rolamento:	0,010
Características do Eixo Traseiro	
Relação:	10,48
Redimento:	0,850

Algumas características (rotação e conjugado) do motor, correspondentes às diferentes tensões de alimentação, são mostradas na Fig. 3.

Observe-se que não foi simulado o sistema (eletromecânico ou eletrônico) do controle do veículo.

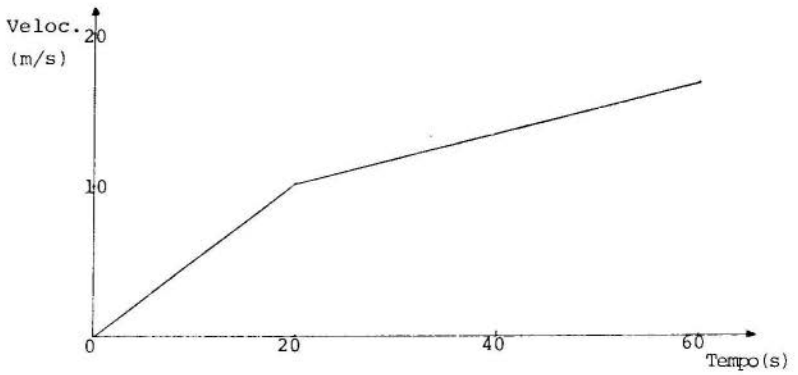


Fig. 2. Ciclo operacional

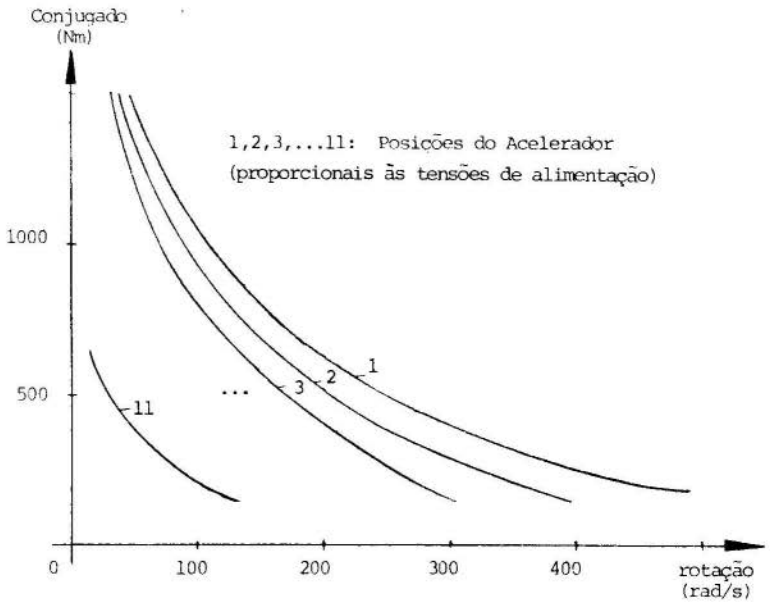


Fig. 3. Curvas características do motor

4. Resultados Obtidos

A Fig. 4 apresenta os resultados obtidos do programa.

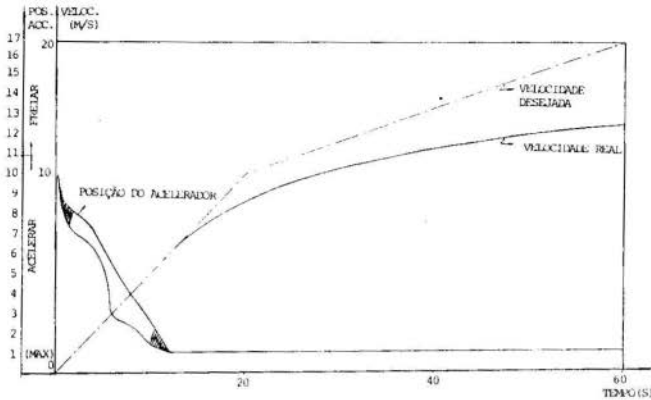


Fig. 4. Velocidade desejada e real, e posição do acelerador em função do tempo.

5. Análise dos Resultados

Duas observações podem ser feitas:

1. O veículo simulado é incapaz de cumprir as exigências definidas no ciclo operacional: a velocidade real coincide com a desejada apenas até o intervalo 10,8 segundos, instante em que a posição do acelerador é a máxima.
2. A posição do acelerador, quando inferior à máxima se caracteriza por uma oscilação com uma amplitude de aproximadamente dez por cento da faixa total.

Quanto à incapacidade do veículo simulado de seguir o ciclo operacional, observa-se que o mesmo conseguiria atingir a velocidade de dez metros por segundo em vinte segundos se não houvesse a exigência da variação linear da velocidade. A velocidade de 16,7 m/s não pode ser alcançada pelo veículo especificado.

Quanto à oscilação da posição do acelerador, é consequência da largura da faixa de precisão requerida da velocidade no ciclo operacional: uma faixa larga acarreta oscilações como mostrado, enquanto uma faixa estreita elimina as mesmas. Obviamente, esta largura é definida pelo sistema de comando do veículo (que pode ser o motorista ou não).

6. Conclusões

O programa no seu estágio atual já constitui uma ferramenta valiosa no projeto do sistema de propulsão, permitindo a avaliação de várias configurações sem necessidade de construir protótipos para todas elas. No caso do exemplo citado, demonstrou-se a necessidade de enfraquecer o campo em altas velocidades, a fim de poder efetuar o ciclo operacional.

7. Recomendações

Ficou evidenciado no decorrer do trabalho a necessidade da simulação do sistema de controle do veículo, seja ele constituído pelo motorista ou pelo motorista auxiliado por um dispositivo (eletromecânico ou eletrônico).

Recomenda-se a inclusão desta simulação no programa.

8. Agradecimentos

Os autores apresentam seus agradecimentos à PROMEC-Projetos Mecânicos S/C Ltda pelo apoio dado e ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo pelo uso do computador nestas simulações.

REFERÊNCIAS

- [1] - Kapellen, D.R., "Computer Simulation of the Effects of Automobile Drivetrain Variations on Fuel Economy and Emissions", University of Wisconsin, Madison.
- [2] - Taborek, J.J., "Mechanics of Vehicles", Machine Design.
- [3] - Madureira, O.M., et al, "Previsão de Desempenho de Veículos com Conversor de Conjugado e Caixa de Mudanças Automática através da Simulação Digital", Promec (1981).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-41

P.P. 415 - 423

UFU

SISTEMA COMPUTACIONAL PARA MICRO/MINICOMPUTADORES: FERRAMEN-
TA PARA PCP DA PEQUENA/MÉDIA INDÚSTRIA MECÂNICA

HENRIQUE ROZENFELD

Prof. do Depto. de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de São Carlos - USP

JOÃO LIRANI

Prof. Dr. do Depto. de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de São Carlos - USP

SUMÁRIO

Este artigo descreve a filosofia básica e o funcionamento deste sistema computacional, desenvolvido para micro e minicomputadores. Este sistema é voltado para aplicações em PCP (Planejamento e Controle da Produção) de pequenas e médias indústrias mecânicas. Dentro do contexto geral de aplicações de computadores na indústria, este artigo localiza a realidade brasileira, propondo o sistema desenvolvido. Descreve também as maiores dificuldades existentes, no Brasil, no que se refere ao nível de informações disponíveis nas pequenas e médias indústrias.

SUMMARY

This paper describes the basic philosophy and the working process of this system developed for micro and minicomputer. This system is to be used in PPC (Production Planning and Control) applications in small and medium industries. Among the general computers applications in industry, this paper points out the Brazilian reality and suggests this developed system for some PPC application. It also describes the most important problems in Brazil, concerning the availability of informations within the small and medium industries.

1. Introdução

Desde o aparecimento do computador, em 1948, até hoje, muitos ramos do conhecimento receberam grandes impulsos advindos de sua ampla utilização. Na indústria mecânica as primeiras aplicações visaram as atividades financeiro - administrativas. Porém, na área de fabricação destas indústrias mecânicas, esta aplicação atingiu outros setores distintos como: automatização de equipamentos, controle de processos contínuos, projeto assistido por computador - PAC (CAD - "Computer Aided Design"), fabricação assistida por computador - FAC (CAM - "Computer Aided Manufacturing"), robótica, etc...

Ressalta-se que estas aplicações, na sua maior parte, iniciaram-se isoladamente e só hoje em dia é que se vislumbra uma total integração. Já existem diversos sistemas flexíveis de usinagem que são frutos da integração de máquinas de controle numérico (alta flexibilidade - baixa produção) com linhas de transferência (alta produção - baixa flexibilidade). O objetivo final dessa integração é a "Fábrica Automática" ou, como é denominado por alguns autores, Fabricação Integrada por Computador (CIM - "Computer Integrated Manufacturing"). [1,2]

Por outro lado, a maior parte das indústrias mecânicas trabalham em baixa série com grande diversificação de produtos [3]. Nessas indústrias o problema da produtividade é muito crítico, devido as dificuldades que acontecem no Planejamento e Controle da Produção (PCP). Isto porque existe uma quantidade muito elevada de informações que precisam ser manipuladas, e ainda mais, as decisões devem ser tomadas em cima de informações bem atualizadas. O armazenamento e manipulação dessas informações não é uma tarefa fácil. Porém, o computador é o equipamento ideal para efetuar este tipo de tarefa.

Como 95% do tempo total de fabricação é gasto em movimentação de material, espera de liberação de equipamento, e em estoques intermediários (por diversos outros motivos), percebe-se que a diminuição desse tempo é de suma importância [1]. Principalmente em indústrias de baixa série e grande diversificação de produto, onde este problema se torna mais

sério.

Assim, a aplicação do computador em PCP é uma das principais soluções para esses problemas organizacionais, juntamente com aplicações que resultem em um inventário mínimo. Este último fato deve ser enfaticamente considerado, pois na prática, toda vez que o nível de serviço não é atendido, existe uma tendência em se aumentar o inventário para que este problema não se repita.

Os problemas de inventário mínimo foram um dos primeiros a serem considerados nesta linha de aplicações, com a utilização do MRP ("Material Requirement Planning") [1]. O MRP visa a manutenção do nível de serviço a um menor custo de inventário.

Hoje, existem muitas outras aplicações de computadores no PCP. Estas aplicações abrangem quase a totalidade das funções do PCP. Como exemplo de sistemas comerciais para auxílio do PCP por computador, pode-se citar: ABS-Computer, AERE Harwell, APL Plus, Allen Computers, Adserne, BNF, PCS-Burroughs, CMC, COPICS-IBM, MANMAN.Sperry - Univac [4].

Este trabalho visa descrever a filosofia básica e o funcionamento de um sistema computacional desenvolvido. Ele pode ser usado como ferramenta de um PCP e é voltado para as necessidades da pequena e média indústria brasileira.

2. Realidade Brasileira

No Brasil, até alguns anos atrás, o computador era utilizado só para fins financeiro-administrativos. Somente, há pouco tempo é que se começou a utilizá-lo na área de fabricação.

Até agora, a Política Nacional de Informática tem reservado o mercado de micro e minicomputadores para as indústrias nacionais de informática. A utilização de micro e minicomputadores no PCP é tecnicamente viável a menos da sua capacidade em armazenar e manipular informações, devido às características específicas do PCP. Normalmente, em PCP, estas informações são numerosas e devem permanecer em um banco de dados centralizado e bem atualizado. Isto porque as decisões a serem tomadas precisam se basear sobre as in

formações contidas neste banco de dados. Com o contínuo progresso da tecnologia de computadores, consegue-se hoje, acoplar discos de armazenamento de até 64Mb [5]. Este caminho é perseguido também pela indústria nacional de informática.

Além disso, o custo dos micro e minicomputadores nacionais tende a diminuir cada vez mais, pois as indústrias de informática estão assimilando gradativamente a sua tecnologia. Logicamente, o custo de aplicação de micro e minicomputadores é bem reduzido, quando comparado com as grandes configurações computacionais disponíveis.

Conclui-se que a aplicação de micro e minicomputadores em pequenas e médias indústrias é cada vez mais viável economicamente.

A maior dificuldade de se utilizar os micro e minicomputadores na área de PCP é a não existência de "software" aqui desenvolvido. O que existem são "caixas-pretas" que obrigam os seus usuários a modelarem totalmente sua indústria conforme a filosofia do sistema comprado. Isto faz com que tudo até então elaborado tenha que ser remodelado, desperdiçando-se assim, tempo e desenvolvimentos organizacionais já efetuados. Com isto, pode-se colocar em risco a organização existente até o momento e que trabalhava de maneira aceitável.

Assim, percebe-se a importância do desenvolvimento de "software" que utilize recursos humanos e equipamentos nacionais, capacitando o Brasil de sua própria tecnologia.

Ao se criar sistemas computacionais capazes de auxiliar um PCP, organiza-se a área de fabricação e portanto, ter-se-á a ferramenta básica para minimizar o tempo improdutivo.

3. Sistema Desenvolvido

O sistema desenvolvido visa ser uma das ferramentas básicas de auxílio a um PCP. Seus objetivos iniciais são:

- centralizar informações;
- programar as ordens de fabricação liberadas por entre os centros de trabalho;
- efetuar reprogramações interativas conforme experiência do operador, imprevistos, peças com prioridades, atuali-

zações, etc...;

- imprimir "Gráficos de Gantt" de alocação de recursos do equipamento, para que se efetue a programação;
- através de apontamentos em "Gráficos de Gantt" cópias dos usados para planejamento, efetuar a retroalimentação do sistema e portanto, controle.

O sistema desenvolvido tem a flexibilidade de poder trabalhar:

- como módulo de um sistema mais abrangente e sofisticado, partindo de dados advindos, por exemplo, de um pacote de MRP (que dimensiona o inventário mínimo respeitando o prazo de entrega, etc...);
- independente de qualquer outro módulo, na programação e controle de operações em uma indústria.

A preocupação inicial para o desenvolvimento deste sistema foi que ele tivesse uma estrutura modular, para tornar exequível sua implantação parte por parte, à medida que certos módulos já estivessem em regime normal de trabalho.

Com a estrutura com que hoje ele trabalha em um mini computador de pouca capacidade, poderá ser instalado em micros, viabilizando assim sua aplicação em pequenas e médias indústrias.

Este sistema começou a ser programado na Escola de Engenharia de São Carlos - USP, em linguagem PASCAL. Em seguida foi inteiramente desenvolvido na linguagem FORTRAN 77, do PDP - 11/45 do Instituto de Ciências Matemáticas de São Carlos - USP, por facilidade de utilização e porque se visa implementá-lo em microcomputador na linguagem BASIC, que é semelhante à FORTRAN.

4. Descrição do Funcionamento

Atualmente os módulos que estão trabalhando devem ter como banco de dados:

- sequências de operações usadas para se obter todas as peças fabricadas, contendo para cada operação: máquina utilizada, tempo de preparação e padrão;
- estrutura da indústria com: máquinas separadas em centros de custo.

Para se operar o sistema, deve-se ter inicialmente uma programação de peças a serem feitas com suas respectivas quantidades.

A partir destes dados o sistema calcula as respectivas quantidades de "lead-time" (unidade modular de tempo de fabricação, definida pelo usuário - no caso, corresponde a 2 horas) para preparação da máquina e fabricação do lote de peças, alocando-as na máquina correspondente listada no processo de fabricação, obedecendo restrições tecnológicas para esse trabalho.

Assim ele constrói um "Gráfico de Gantt" por centro de custo.

Baseado nestes gráficos, os modos interativos do sistema podem funcionar, visando uma otimização máxima da programação, ao se tentar minimizar o tempo total de fabricação e visando também um controle mais rígido da programação.

Com isto, centralizado em um só terminal de vídeo, pode-se ter quaisquer informações sobre as operações programadas e em desenvolvimento, tais como: descrição da operação, ferramental utilizado etc..., conforme o que existir no banco de dados do início.

Pode-se também controlar interativamente a programação de maneira "on-line", atualizando-se a programação e efetuando-se, de maneira sistemática, reprogramações para quando acontecerem, por exemplo, parada de máquinas.

A cada utilização do sistema pode-se imprimir os "Gráficos de Gantt" que deverão ser colocados em cada centro, para que os operários saibam o que e quando algo deverá ser feito e com cópias para que os apontadores de controle de produção possam anotar o que e quando algo foi feito. Isto tudo para acontecer uma retroalimentação no sistema, visando sua atualização.

No estado atual, este sistema pode colocar ou retirar prioridade em qualquer peça programada para ser produzida, ou mesmo no arquivo de peças a serem produzidas, para atender exigências de linha de montagem, quando a demanda de uma determinada peça for urgente ou não. As peças com prioridade, são programadas preferencialmente, quando o sistema trabalha automaticamente no modo de alocar as peças com as respecti -

vas operações, nos centros de custo. A cada peça que tem a sua última operação executada, o sistema imprime as informações sobre a peça e a quantidade, para controle posterior.

Estes são apenas os módulos iniciais e uma grande estrutura do programa foi deixada em funcionamento, mas não foi utilizada, para permitir em breve, um aprimoramento do sistema, que será descrito à frente.

5. Aplicações e Futuro

Atualmente, este sistema se encontra na fase de aprimoramento da sua operacionalidade. Este trabalho está sendo efetuado com base em sugestões apresentadas por pessoas de diversos ramos de especialização (computação, PCP, administração, etc...) e usuários em potencial.

Hoje em dia este sistema pode ser utilizado para efetuar diversas simulações, baseado na estrutura da fábrica-exemplo nele implementada. Com isto percebe-se a eficiência que ele pode ter, como ferramenta para treinamento de pessoal de PCP, tanto à nível acadêmico, como para uma determinada indústria em particular.

Com um pouco de trabalho, informações adicionais e utilizando-se a estrutura já existente, este sistema poderá efetuar:

- o cálculo do atraso com que cada operação esteja sendo programada e assim informar ao programador/controlador, para que ele tome uma atitude na programação, a fim de atender o prazo de entrega. Isto, baseado na quantidade de "lead-time" que se gasta para efetuar cada operação.

- a elaboração periódica de listagens que informem a porcentagem de tempo em que o equipamento permaneceu fora de uso, classificando-a e dividindo-a por 20 motivos possíveis, conforme cada um dos 20 códigos de parada disponíveis. Nestes códigos existem possibilidades de, por exemplo, reservar tempo para manutenção preventiva.

Como subproduto destas informações poder-se-á calcular quais são as máquinas "gargalo" e portanto qual a necessidade de compra de equipamento. Poder-se-á também determinar facilmente quais são os principais motivos de parada de equipa

mento, se significativa, e assim planejar a manutenção de maneira mais objetiva.

No futuro pretende-se implementar este sistema em um microcomputador. Pretende-se então passar um período em uma indústria que se proponha auxiliar neste trabalho. Neste período efetuar-se-ia o PCP paralelamente ao sistema existente na indústria visando o aprimoramento do sistema.

Outros planos ainda estão sendo elaborados para futuras aplicações posteriores às apresentadas.

6. Condições Necessárias

Um ponto marcante que deve ser ressaltado é o das informações que são necessárias para a formação do banco de dados do sistema. Já no estágio atual, necessita-se de um roteiro de fabricação que indique, pelo menos, qual a máquina que deve ser utilizada, com os respectivos tempos de preparação e padrão.

Para o uso deste sistema, principalmente pelas pequenas e médias indústrias, vê-se que a mentalidade do empresário destas, no Brasil, deverá ser um pouco distinta da atual, pois sabe-se que a maioria dessas indústrias não possui ainda os dados anteriormente mencionados. Essas informações são de grande valia, mesmo que não se pense em utilizar este sistema.

Nos possíveis passos posteriores descritos, quando da utilização de novos módulos, muitas outras informações devem estar à disposição, para boa atuação do sistema. Para este fim, os dados têm que ser constantemente atualizados e devem estar corretos.

7. Conclusão

Só as informações que este sistema centraliza já são de importância para indústrias que, quando necessário, não conseguem nem localizar determinada peça em seu parque de máquinas.

Este sistema pode tornar flexíveis e realistas certas soluções advindas de complexos algoritmos matemáticos aplicados em problemas de PCP.

Efetuar-se-ão aprimoramentos na estrutura do banco de dados utilizado acompanhando-se as novas técnicas computacionais de banco de dados para micro e minicomputadores. Com isto deseja-se tornar o sistema mais atualizado tecnicamente. Assim, acrescido do fato de ser desenvolvido no Brasil e de utilizar micro e minicomputadores, ele se tornará cada vez mais viável técnica e economicamente para as pequenas e médias indústrias nacionais.

Deve-se ter em mente que a aplicação deste sistema é uma solução inteiramente nacional, para problemas nacionais e que utiliza equipamentos nacionais. Portanto estar-se-á a brindo caminhos para o desenvolvimento de "software" que utiliza a capacidade e criatividade de brasileiros.

REFERÊNCIAS

- [1] Schaffer, George H. - Implementing CIM. American Machinist, (n. esp. 736): 152-174, Aug., 1981.
- [2] The Computer: the tool for today. American Machinist (n. esp. 746): 130-176, June, 1982.
- [3] Cullinan, Peter J. - Manufacturing management systems. Machine and Tool Blue Book, 76 (11): 56-64, Nov., 1981.
- [4] Production packages: variety or confusion? Data Processing, 23 (8):12-13, Sept., 1981.
- [5] Thornton, Peter - The micro grows up and goes to work. Data Processing, 23(10):40-44, Nov., 1981.
- [6] Gunn, Thomas G. - The mechanization of design and manufacturing. Scientific American, 247 (3):87-108, Sept., 1982.
- [7] Kochhar, A.K. - Use of computers in manufacturing systems-7. Machinery and Production Engineering, 130 (3352): 50-56, Jan., 1977.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-42

P.P. 425 - 435

UFU

INFLUÊNCIA DE VÁRIAS FORMAS DE SEÇÃO TRANSVERSAL SOBRE
RIGIDEZ ESTÁTICA DE UMA VIGA ENGASTADA EM BALANÇO.

CRUZ, C.-Depto. de Engenharia Mecânica da UFU
RUFFINO, R.T.-Depto. de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia de São Car-
los - USP

SUMÁRIO

Estudam-se as influências de várias formas de seção transversal sobre a rigidez estática de uma viga engastada em balanço submetida a esforços simultâneos de flexão e torção. Admite-se que a forma e todas as outras características geométricas da seção transversal seja constante ao longo de toda a viga. Alguns resultados teóricos foram comparados com resultados experimentais obtidos por método ótico.

SUMMARY

The influence of different shapes of cross sections on static stiffness of the cantilever beam twisted and bended simultaneously were studied. It was considered that the shape and all other geometric characteristics of the cross section are constant a long the beam length. Some theoretical results were compared with those experimentals obtained by an optical method.

1. Introdução.

Thum [1], Erker [2] e colaboradores estudaram a rigidez estática de várias formas simples de seção transversal em vigas sujeitas à flexão e torção separadamente. Partindo de tais estudos, CRUZ e RUFFINO [3], tendo a necessidade de otimizar a estrutura do Braço da Furadeira Radial, selecionaram várias formas geométricas simples de seções transversais mais apropriadas para conferir rigidez em vigas tipo "cantilever" submetidas à flexão e torção simultaneamente.

Nas seções subsequentes, trata-se de apresentar resumidamente o método utilizado para comparação das figuras geométricas e os principais resultados alcançados. No presente trabalho mantem-se constante a forma e todas as outras características da seção ao longo de toda a viga.

2. A formulação do problema.

Na fig.1 apresenta-se uma viga "cantilever" sujeita à força P que provoca momentos de flexão ($P.x$) e de torção ($P.d$) em uma seção transversal distante x da extremidade em balanço da viga.

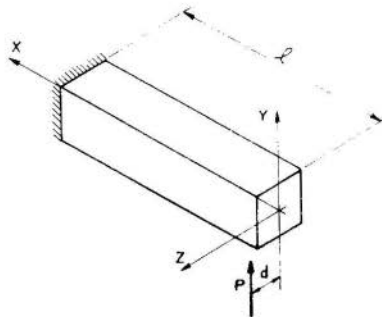


Fig.1- Esquema apresentando a viga, a solicitação e o sistema de coordenadas usado.

Seja

l = comprimento de viga

d = distancia do vetor P ao eixo x

θ_x = deformação angular devido à torção (giro em torno do eixo x)

θ_z = deformação angular devido à flexão (giro em torno do eixo z)

Tem-se:

$$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_z^2} \quad (1)$$

onde θ = deformação angular resultante devido à torção e a flexão simultâneas,
seja

$$r = \frac{P}{\theta} \quad (2)$$

a rigidez aplicada ao caso em questão. A forma de seção transversal ótima será aquela que proporcionar maior valor de r para o mesmo volume de material (V_m). Ou ainda, aquela que tornar mínima a relação $\frac{\theta}{P}$ para o mesmo volume V_m .

Como

$$\theta_z = \int_0^l \frac{P \cdot x \cdot dx}{EJ_z} \quad (3)$$

e

$$\theta_x = \int_0^l \frac{M_t \cdot dx}{GJ_t} = \int_0^l \frac{P \cdot d \cdot dx}{GJ_t} \quad (4)$$

onde

E = módulo de elasticidade do material

J_z = momento de inércia da seção transversal de viga em relação ao eixo z passando pelo C.G. da seção.

G = módulo de elasticidade transversal do material.

J_t = momento polar de inércia da seção transversal

$$G = r'E \quad (5)$$

onde

$$r' = \frac{1}{2(1+\mu)} \quad (6)$$

sendo μ = coeficiente de Poisson, chega-se à seguinte fórmula de solução do problema:

Achar a forma de seção transversal que torna mínima a expressão:

$$\frac{\theta}{P} = \frac{1}{E} \sqrt{\left(\int_0^l \frac{x dx}{J_z} \right)^2 + d^2 \left(\int_0^l \frac{dx}{r' J_t} \right)^2} \quad (7)$$

sujeita ao vínculo $V_m = \text{constante}$.

As figuras geométricas simples selecionadas para este estudo acham-se desenhadas nas figuras 2, 3, 4, 5, e 6. Em realidade, cada uma dessas figuras é uma família de figuras às quais falta mais uma relação para a total caracterização. Esta relação

$$e = \frac{a}{b} \quad (8)$$

aqui denominada "excentricidade", pode ser identificada, em cada caso, nas figuras 2 a 6 adiante. Então, além de identificar as melhores figuras geométricas, é necessário indicar também a melhor "excentricidade" em cada caso.

Para melhor caracterizar a sollicitação, utiliza-se a relação

$$c = \frac{d}{\lambda} \quad (9)$$

que é a relação entre o momento de torção (constante) e o momento fletor máximo (que se dá no engastamento). Se $c=0$, só há flexão. É interessante observar que as figuras só podem ser comparadas para um mesmo valor de c .

O valor de μ (coeficiente de Poisson) será considerado o valor médio do ferro fundido cinzento, $\mu=0,25$, que implica no valor de $r'=0,4$. Para outros materiais, basta utilizar seus

correspondentes valores de μ e utilizar a mesma metodologia aqui empregada.

Com as considerações acima, chega-se de (7) a

$$\frac{2\theta E}{P\ell^2} = \frac{1}{J_z^2} + \frac{25c^2}{J_t^2} \quad (10)$$

para se ter a rigidez máxíma basta que

$$F = \frac{1}{J_z^2} + \frac{25c^2}{J_t^2} \quad (11)$$

seja mínimo para um mesmo valor de \underline{A} onde: A =área da seção transversal da viga.

O valor de \underline{e} para o qual F é mínimo se obtém fazendo-se $\frac{\partial F}{\partial e} = 0$. A equação $\frac{\partial F}{\partial e} = 0$ gera expressões de \underline{e} em função de \underline{c} , $e=f(c)$, que, por serem bastante extensas e complexas, não se acham aqui representadas analiticamente, e sim, graficamente pelas curvas $e=f(c)$ da figura 7 adiante.

3. As figuras das seções transversais e suas características.

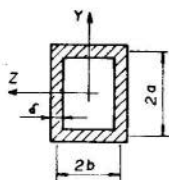
Nas figuras 2 a 6 apresentadas a seguir, tem-se as cinco formas de seção transversal com suas correspondentes características geométricas (A , J_z , J_t).

Logo após à figura 6 apresentam-se os valores de F^* de cada uma das figuras geométricas estudadas. Esta grandeza é definida por,

$$F^* = F \frac{A^6}{\delta^4} \quad (12)$$

Trata-se de um grupo adimensional, e serve para comparar as figuras em termos da rigidez em questão. Essas expressões de F^* acham-se representadas graficamente na figura 7.

Os interessados na dedução das expressões colocadas ao lado das figuras 2 a 6 poderão consultar o que está em 3. Adiante-se, no entanto, que por hipótese $\delta < 0,1b$; $\delta < 0,1a$.

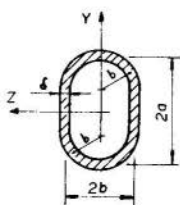


$$A = 4b\delta(e+1)$$

$$J_z = 4b^3e^2\delta\left(1 + \frac{1}{3}e\right)$$

$$J_t = \frac{6b^3e^2\delta}{e+1}$$

Fig.2- Seção transversal em forma de "coroa retangular".



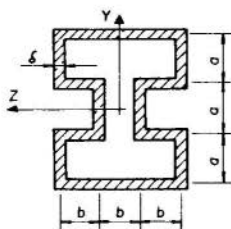
$$A = \left[4(e-1) + 2\pi\right] b\delta$$

$$J_z = \delta b^3 \left[\frac{4}{3}(e-1)^3 + 2B \right]$$

$$B = \left(e-1 + \frac{2}{\pi}\right)^2 \pi + 0,2976$$

$$J_t = \frac{2\delta b^3 \left[4(e-1) + \pi\right]^2}{2(e-1) + \pi}$$

Fig.3- Seção transversal em forma de "coroa oval".

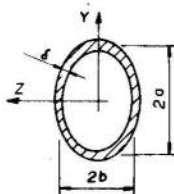


$$A = 2b\delta(5+3e)$$

$$J_z = 14,5 b^3e^2\delta + 4,167 b^3e^3\delta$$

$$J_t = \frac{98A^3e^2}{8\delta^2(5+3e)^4}$$

Fig.4- Seção transversal em forma de "I vazado".

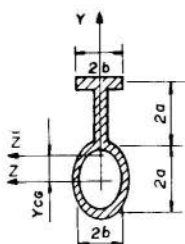


$$A = 4be\delta \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1\right) e^{-1,435} \right]$$

$$J_z = \frac{\pi}{4} (e^3 + 3e^2) b^3\delta$$

$$J_t = \frac{\delta\pi^2b^3e}{1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1\right) e^{-1,435}}$$

Fig.5- Seção transversal em forma de "coroa elíptica".



$$A = b\delta(2+2e+ke)$$

$$K = 4 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1\right) e^{-1,435} \right]$$

$$J_z = \left[\left(2 - \frac{6+4e}{2+2e+3k} \right)^2 e + \frac{e}{3} + \left(3 - \frac{6+4e}{2+2e+ke} \right)^2 \right] \times \frac{2A^3 e^2}{\delta^2 (2+2e+ke)^3}$$

Fig. 6- Seção transversal em forma de "coroa elíptica + perfil T".

"coroa retangular"

$$F^* = \frac{256(e+1)^6}{e^4 \left(1 + \frac{e}{3}\right)^2} + \frac{400 c^2 (e+1)^8}{e^4}$$

"coroa oval"

$$F^* = \frac{64 \left[2(e-1) + \pi \right]^6}{\left\{ \frac{4}{3}(e-1)^3 + 2 \left[(e-1) + \frac{2}{\pi} \right]^2 \pi + 0,2976 \right\}^2} + \frac{400c^2 \left[2(e-1) + \pi \right]^8}{\left[4(e-1) + \pi \right]^4}$$

"I vazado"

$$F^* = \frac{64(5+3e)^6}{e^4 (14,5 + 4,167e)^2} + \frac{25c^2 (5+3e)^8}{150,0625 e^4}$$

"coroa elíptica"

$$F^* = \frac{16 k^6 e^2}{\pi^2 (e+3)^2} + \frac{25c^2 k^8 e^4}{16\pi^4} \quad k = 4 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1\right) e^{-1,435} \right]$$

"coroa elíptica + perfil T"

$$F^* = \frac{(2+2e+ke)^6}{e^4 \left[2e(2-B)^2 + \frac{2e}{3} + 2(3-B)^2 + \frac{\pi}{4}(e+3) + keB^2 \right]^2} + \frac{25c^2 k^2 (2+2e+ke)^6}{16\pi^4 e^2}; \quad B = \frac{6+4e}{2+2e+ke}$$

4. Comparação entre as figuras geométricas.

Na figura 7 apresentam-se os gráficos de F^* e de e de cada uma das figuras geométricas das figuras 2 a 6 em função de c . Em cada caso prático de c poder-se-á escolher a melhor forma de seção transversal e, através da correspondente expressão $e=f(c)$, escolher a melhor excentricidade. As principais observações extraídas da figura 7 são:

- as figuras denominadas "coroa elíptica" e "coroa oval" apresentam desempenho aproximadamente iguais e bastante superior às demais;
- figuras complexas como o "I vazado" e a "elíptica + T" apresentam fraco desempenho para quase todos os valores de c ;
- as curvas $e=f(c)$ seguem a mesma tendência. Como era de se esperar, tem valores grandes de e para $c=0$ (só flexão) e valores tendendo para $e=1$ nos casos de preponderância de torção (valores grandes para c).

5. Verificação experimental.

O método usado para verificação experimental da rigidez consistiu na determinação de θ através de um método ótico que pode ser assim definido: método para medição difratométrica de deformações angulares (ou rotações) com o uso de um granulado ótico [3], [4].

As vigas utilizadas para os ensaios, em número de 3, foram confeccionadas em ferro fundido cinzento com comprimento $l=800\text{mm}$; peso $Q=97\text{kgf}$, $E=10,09 \times 10^3\text{kgf/mm}^2$, $\mu = 0,25$. Os perfis utilizados foram os da figura 3 ("coroa oval"), figura 5 ("coroa elíptica") e figura 6 ("coroa elíptica + perfil T").

Conforme a figura 8, as peças foram confeccionadas com uma aba em cada extremidade, uma para fixação e outra para possibilitar a aplicação de cargas fazendo uso de pesos calibrados de 200kgf (precisão de 1gf) e cabos de aço. Em cada uma das peças foram feitas três medidas do ângulo θ (para cada uma tomando a média de quatro medições): uma para $c=0,00$, outra para $c=0,10$ e outra para $c=0,15$.

Os valores medidos, bem como os valores teóricos obtidos através de (10), apresentam-se nas tabelas a seguir.

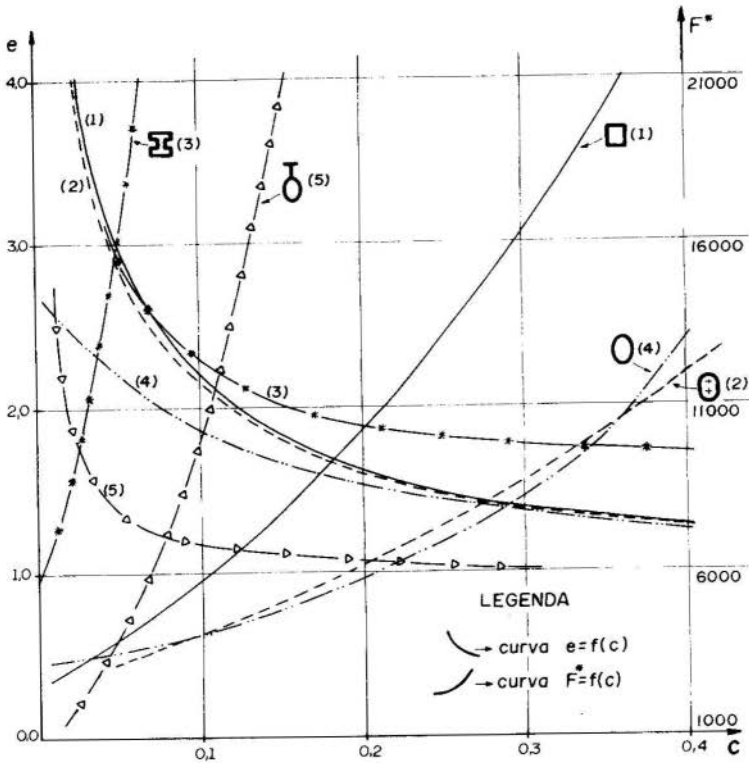


Fig.7- Representação gráfica das expressões $F^* = f(c)$ e $e = f(c)$.

"coroa oval"

↓

c ↓	Valores de θ (μ Rad)	
	Teóricos	Medidos
0,00	102	93
0,10	110	107
0,15	123	112
para $\delta = 15\text{mm}$; $e = 1,83$ $b = 65,45\text{mm}$		

"coroa elíptica"

↓

c ↓	Valores de θ (μ Rad)	
	Teóricos	Medidos
0,00	84	81
0,10	108	96
0,15	119	118
para $\delta = 15\text{mm}$; $e = 1,68$ $b = 77,9\text{mm}$		

"coroa elíptica + T"

↓

c ↓	Valores de θ (μ Rad)	
	Teóricos	Medidos
0,00	56	49
0,10	157	148
0,15	238	230
para $\delta = 15\text{mm}$; $e = 1,13$ $b = 57,7\text{mm}$		

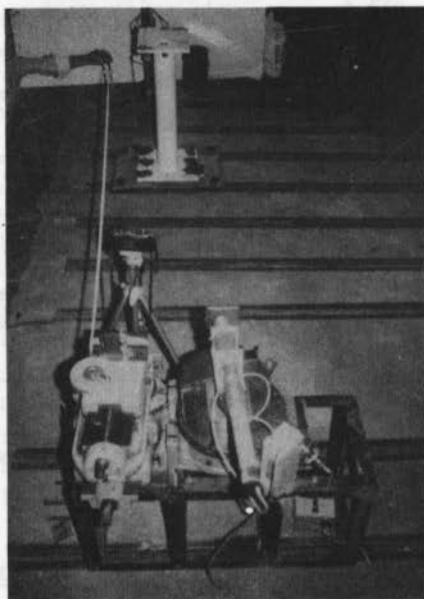


Fig.8- Vista geral dos equipamentos empregados na verificação experimental.

Apesar de terem sido poucas as medidas efetuadas e nem todas as formas de seção transversal experimentadas, os resultados experimentais estão de acordo com os resultados teóricos. Há de ser levado em conta que o desvio máximo calculado inerente ao método ótico utilizado foi de 8% e que as abas de fixação e de aplicação de carga "enrijecem" as vigas. Este úl

timo foi o principal responsável pelo fato de os valores medidos de θ resultarem sistematicamente menores que os correspondentes.

6. Conclusões.

As melhores formas de seção transversal são a "coroa oval" e a "coroa elíptica" para todos os valores de $c \geq 0,05$. Há uma leve vantagem da "elíptica" sobre a "oval" na faixa de c compreendida entre 0,10 e 0,35. No entanto, como a fabricação da forma "oval" é mais simples que a "elíptica", o projetista deverá preferi-la mesmo nessa faixa em que é sobrepujada pela "elíptica".

Fica evidenciado o fraco comportamento da "coroa retangular" e de formas complexas com o "I vazado" e a "coroa elíptica + perfil T".

7. Bibliografia.

- [1] THUM, A. - Neuere Anschauungen in der Gestaltung, Berichtswerk 74, Berlin VDI, Verlag, 1936.
- [2] ERKER, A. - Werkstoffausnutzung durch festigkeitsgerechtes konstruieren, Z. UDI, vol.86, 1942, p.385.
- [3] CRUZ, C.; RUFFINO, R.T. - Uma contribuição ao projeto do conjunto coluna-braço da furadeira radial, São Carlos, EESC-USP, 1978, p.170.
- [4] CRUZ, C.; LUNAZZI, J.J. - Um método ótico para medidas de deformação angulares em estruturas, VI COBEM, Paper C-21, pp.215-228, 1981.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO

PAPER

Nº C-43

P.P. 437 - 450

UFU

MODIFICATION OF EIGENFREQUENCY SPECTRA
OF ELASTOMECHANICAL SYSTEMS

Claus-Peter FRITZEN

Dipl.-Ing.

University of Kaiserslautern

Rainer NORDMANN

Prof. Dr.-Ing.

University of Kaiserslautern

Dietrich WEBER

cand. ing.

University of Kaiserslautern

RESUMÉ

L'apparition des vibrations grandes des systèmes élastomécaniques demande des mesures correctives pour améliorer la tenue dynamique en service. Souvent on doit changer les fréquences propres en modifiant les paramètres du système. Dans ce compte rendu le problème de modification inverse se présente comme une procédure d'optimisation. Le résultat de la procédure est le changement des paramètres optimaux.

SUMMARY

The occurrence of strong vibrations in elastomechanical structures requires corrective measures for the improvement of the dynamic behavior. Very often the eigenfrequency spectrum has to be changed by modifying the system parameters. In this paper the inverse modification problem is represented as an optimization procedure. With the method optimal parameter changes can be determined.

1. Introduction

In mechanical engineering vibration problems occurred very often during the past years. To avoid such problems the machine producers accomplish different calculations in the design process. The most important quantities to evaluate the dynamic behavior of elastomechanical systems are the natural frequencies and the natural modes. Furthermore forced vibrations are determined.

If calculations in the design process or measurements during operation of built machines show an unsatisfactory vibration level, suitable corrective measures are required to improve the dynamic behavior. Very often the reason for large vibrations may be, that the frequency of excitation is close to a system eigenfrequency resonance. If a shifting of the excitation frequency is not possible, a solution of the problem can be arranged by modifying the system parameters: masses, damping- and stiffness values.

In the case of direct modification changes of parameters are assumed and natural frequencies and natural modes are calculated for the new system. Contrary to this, in the case of inverse modification, a modification object (e.g. a desired eigenfrequency spectrum) is given and the modification variables (system parameters) are calculated. Related to the above mentioned problem is the parameter identification problem, where the parameters of the computational model have to be corrected in such a way, that the model's spectrum fits a measured eigenfrequency spectrum [1], [2].

In this paper the inverse modification is represented as an optimization procedure. The objective function of the optimization problem expresses the sum of squared differences of the desired natural frequencies and the natural frequencies of the original system. The modification variables are to be adjusted to minimize the objective function. Restrictions can be taken into consideration, for example only a few changed eigenfrequencies are required and only some of the system parameters are admissible for a change. The iterative optimization procedure works with sensitivities, expressing the influence of parameter changes to changes in natural frequencies [3], [4], [5].

Linear elastomechanical systems without damping are treated in this paper. To demonstrate the application of the modification procedure, two examples are given: a large water power pump-turbine and a gasturbine compressor.

2. Vibration problem of a water power machine

The following example of a practical vibration problem shall point out the necessity of the above mentioned modification procedures for the solution of machine vibration problems.

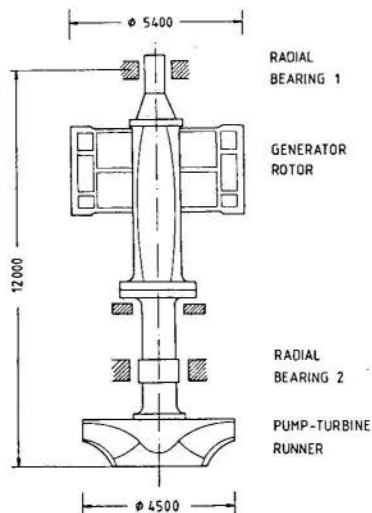


Fig. 1. Water power machine

Fig. 1 shows a vertical waterpower pump-turbine. The shaft of this machine mainly consists of two relatively large masses, that of the generator rotor and that of the pump or turbine runner. Three bearings are arranged at this system, two bearings for radial forces and one bearing for axial forces. The total length of the shaft is about 12 m, the diameter of the runner is 4.5 m, that of the generator rotor 5 m. The machine power is 220 MW with a rotational speed of 333 rpm.

Bending vibrations of the described machine are mainly caused by unbalance forces of the generator rotor and the

runner and in addition by hydraulic forces at the runner. The unbalance forces rotate with the shaft frequency. They effect a static loading for the shaft and a kinetic loading for the guide bearings and their supportings. The behavior of the hydraulic forces is very complicated. Mignitude and direction of this forces essentially depend on the flow. The hydraulic forces are relatively small in the operating point, and they increase during starting and running off.

In critical cases e.g. a load decrease the rotor speed increases from the normal operating speed to the overspeed. Normally both of the mentioned forces effect large vibrations of the machines. But if the overspeed is near the first critical speed (1. bending natural frequency) the unbalance vibrations may become dominant.

Fig. 2 shows for example the calculated amplitudes of the unbalance vibrations at the generator rotor versus the running speed, caused by unbalance forces at the generator.

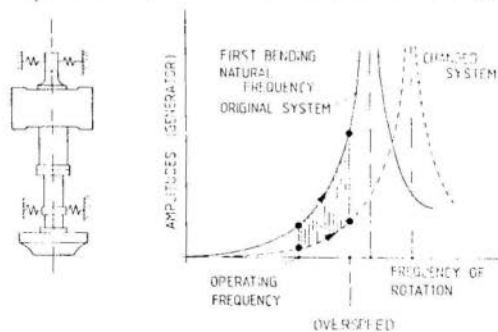


Fig. 2. Unbalance vibration amplitudes

The amplitudes of unbalance vibrations are small for the operating speed. In the case of a load decrease the rotor speed as well as the vibration amplitudes increase and dangerous vibrations may occur.

If such calculated results are known in a machines design stage and the amplitudes are predicted to high compared to some required values (e.g. VDI-Vibration guidelines), corrective measures improving the dynamic behavior must be arranged.

If a system modification is demanded to increase the

first natural frequency or to change a given eigenfrequency spectrum in general, it would be very useful to have an optimization procedure as mentioned above. The following chapter describes the theoretical background of the optimization method for linear elastomechanical structures without damping.

3. Theoretical background of system modification analysis

3.1. Mechanical system and eigenvalue problem

The equation of motion

$$M \ddot{\underline{x}} + K \underline{x} = \underline{f} \quad (1)$$

for a conservative system with N degrees of freedom is the starting point for our considerations. In this equation M and K denote the $N \times N$ mass- and stiffness matrix which can be calculated by the FEM. The vectors \underline{x} and \underline{f} are the displacement - respectively the force vector.

We regard the problem, that for one or more given loadings \underline{f} , the vibration behaviour is not satisfactory. This especially occurs, when the frequency of excitation is in the neighbourhood of an eigenfrequency ω_{0i} of the system. The eigenfrequencies can be calculated from the eigenvalue problem

$$(K - \lambda_i M) \underline{x}_i = 0 \quad (2)$$

where $\lambda_i = \omega_{0i}^2$ is the i -th eigenvalue and \underline{x}_i the corresponding eigenvector. For later calculations the eigenvectors must be normalized in a way to satisfy the orthogonal relation

$$\underline{x}_i^T M \underline{x}_j = \delta_{ij} \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i=j \\ 0, & i \neq j \end{cases} \quad (3)$$

Because of the fact that the dynamic behaviour depends highly on the eigenfrequency spectrum, we must try to displace some of the frequencies to bring out a better vibrational condition.

So our aim is to choose optimal structural parameters p_k (e.g. bearing stiffnesses, masses etc.) and change them to p_k^* in order to get new matrices M^* and K^* that yield the desired spectrum with eigenfrequencies ω_{0i}^* . The changed sys-

tem now should have a favourable dynamic behaviour.

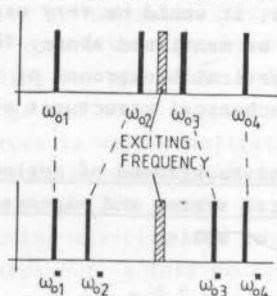


Fig. 3. Eigenfrequency spectra of original and modified system

3.2. The modification problem, choice of parameters

First we consider, which parameters p_k can be chosen for the optimization. All these parameters that cannot be changed at all or only with great difficulties because they are determined by constructive limitations, can be excluded from the beginning. For those that are changable in principle, we must examine which of them have the greatest influence on the eigenfrequencies of interest to make the optimization procedure most effectively. Parameters having only small sensitivities can be neglected. By the optimal choice of parameters we get the desired spectrum by minimal parameter changes.

A well suited tool for the judgement of this important point represent the dimensionless sensitivities S_{ik} , [5], which we define for the real eigenvalues $\lambda_i = \omega_{oi}^2$ as

$$S_{ik} = \frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k} \frac{p_k}{\lambda_i} \quad (5)$$

where the partial derivative $\partial \lambda_i / \partial p_k$ can be calculated by [3]

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k} = \underline{x}_i^T \left(\frac{\partial K}{\partial p_k} - \lambda_i \frac{\partial M}{\partial p_k} \right) \underline{x}_i \quad (6)$$

Presenting the matrices M and K in such a form that

$$M = M_0 + \sum_{k=1}^{n_p} p_k M_k ; \quad K = K_0 + \sum_{k=1}^{n_p} p_k K_k \quad (7)$$

the derivatives $\partial M / \partial p_k$ and $\partial K / \partial p_k$ can be computed easily because M_k and K_k can be derived from the FE-model by means of the element matrices [5], [6]. The sensitivities give a linear approximate relation for the influence of k-th parameter to the i-th eigenvalue [4], [5]:

$$\frac{\Delta \lambda_i}{\lambda_i} \approx S_{ik} \frac{\Delta p_k}{p_k} \quad (8)$$

3.3. Optimization: Objective function and methods

The adaption of an actual frequency spectrum to a desired spectrum as a function of variables p_k ; $k = 1, 2, \dots, n_p$ represents a nonlinear optimization problem. We choose the objective function to be minimized as:

$$F = w_1 \sum_{i=1}^{n_\lambda} w_{\lambda i} \left(\frac{\lambda_i^* - \lambda_i}{\lambda_i^*} \right)^2 + w_2 \sum_{k=1}^{n_p} w_{pk} (1 - \bar{p}_k)^2 \quad (9)$$

where w_1 and w_2 are global weighting factors for the first respectively the second sum. $w_{\lambda i}$ and w_{pk} are individual weighting factors for the eigenvalues respectively the dimensionless parameters $\bar{p}_k = p_k / p_{ok}$, where p_{ok} denotes the parameter of the original system. n_p is the maximum number of parameters that take part in the optimization and n_λ is the number of eigenvalues to be adapted. If w_2 is set equal to zero, we get the method of weighted least squares for the eigenvalues λ_i . If w_2 not equals zero, the second summation term increases the more the actual parameter p_k withdraw from the parameter p_{ok} of the original system. So those parameters that should not differ to much from the original value will be changed only slightly the optimization procedure if the individual weighting factor w_{pk} is high enough.

The minimization of the objective function

$F = F(\bar{p}_1, \bar{p}_2, \dots, \bar{p}_{np})$ leads to the condition

$$\nabla^T F = \left(\frac{\partial F}{\partial \bar{p}_1}, \frac{\partial F}{\partial \bar{p}_2}, \dots, \frac{\partial F}{\partial \bar{p}_{np}} \right) = 0 \quad (10)$$

where the partial derivative with respect to the dimensionless parameter \bar{p}_k is

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial \bar{p}_k} &= -2w_1 \sum_{i=1}^{n_\lambda} w_{\lambda_i} \left(\frac{\lambda_i^* - \lambda_i}{\lambda_i} \right) \frac{1}{\lambda_i} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \bar{p}_k} - 2w_2 w_{pk} (1 - \bar{p}_k) \\ &= -2w_1 \sum_{i=1}^{n_\lambda} w_{\lambda_i} \left(\frac{\lambda_i^* - \lambda_i}{\lambda_i} \right) \frac{\lambda_i}{\lambda_i} \frac{1}{P_{Ok}} S_{ik} - 2w_2 w_{pk} (1 - \bar{p}_k) \quad (11) \end{aligned}$$

where

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial \bar{p}_k} = \frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k} p_{Ok} \quad (12)$$

$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k}$ and S_{ik} can be calculated by eq. (6) and (5).

The advantage of relating the p_k to p_{Ok} can now be seen: the objective function F and its derivatives are dimensionless. By this all influences originating from an arbitrary choice of dimension (e.g. 1000 g instead of 1 kg) are eliminated, furthermore it is guaranteed, that parameters with different physical meaning and numerical order (stiffnesses and masses) can be optimized simultaneously. It must be mentioned that the computation of F requires the determination of the eigenvalues λ_i in each step for the changed parameters \bar{p} .

Because of faster convergence in the iterative procedure we choose second-order instead of first-order derivative methods. The nonlinear function F is therefore represented by a quadratic TAYLOR-approximation at $\bar{p}^{(v)}$ in the v -th itera-

tion stage:

$$F(\underline{\bar{p}}^{(v+1)}) = F(\underline{\bar{p}}^{(v)}) + \nabla^T F^{(v)} \Delta \underline{\bar{p}}^{(v)} + \frac{1}{2} \Delta \underline{\bar{p}}^{(v)T} H^{(v)} \Delta \underline{\bar{p}}^{(v)} \quad (13)$$

where

$$\underline{\bar{p}}^{(v)T} = (\bar{p}_1^{(v)}, \bar{p}_2^{(v)}, \dots, \bar{p}_{np}^{(v)}) ;$$

$$\Delta \underline{\bar{p}}^{(v)} = \underline{\bar{p}}^{(v+1)} - \underline{\bar{p}}^{(v)} ;$$

$$\nabla F^{(v)} = \nabla F(\underline{\bar{p}}^{(v)})$$

$$H^{(v)} = H(\underline{\bar{p}}^{(v)}) = h_{kl}^{(v)} = \frac{\partial^2 F}{\partial \bar{p}_k \partial \bar{p}_l} \quad \text{HESSE matrix.}$$

The new parameter column vector $\underline{\bar{p}}^{(v+1)}$ results from

$$\underline{\bar{p}}^{(v+1)} = \underline{\bar{p}}^{(v)} + \alpha_{\text{opt}}^{(v)} \underline{s}^{(v)} \quad (14)$$

where $\underline{s}^{(v)}$ is the search direction and $\alpha_{\text{opt}}^{(v)}$ is the optimal step length parameter. The search direction $\underline{s}^{(v)}$ can be calculated by differentiating eq. (13) with respect to $\Delta \underline{\bar{p}}$ and setting the result equal to zero. This yields [7]:

$$\underline{s}^{(v)} = - [H^{(v)}]^{-1} \nabla F^{(v)} \quad (15)$$

The value for $\alpha_{\text{opt}}^{(v)}$ that determines the minimum of F in this direction $\underline{s}^{(v)}$:

$$F(\alpha_{\text{opt}}) \approx \text{Min} \{ F(\underline{\bar{p}}^{(v)} + \alpha \underline{s}^{(v)}) ; \alpha > 0 \} \quad (16)$$

can be found by an unidimensional search optimization procedure like the DSC-algorithm or the Golden Search [7]. In order to avoid numerical difficulties in computing the HESSEian matrix and its inverse, there are methods, the so-called Quasi-Newton methods, that work with an approximation $G^{(v)}$ of $[H^{(v)}]^{-1}$, where $G^{(v)}$ has always the important property of positive de-

finiteness. Quasi-Newton methods use only first-order derivative information. $G^{(v)}$ can be calculated recursively from $G^{(v-1)}$, $\nabla F^{(v)}$, $\nabla F^{(v-1)}$, $\underline{p}^{(v)}$ and $\underline{p}^{(v-1)}$. Well-known representatives of this group of methods are the Davidon-Fletcher-Powell-(DFP-), the Broyden-rank-1- or the Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS) algorithm. For more detailed information we refer to the literature [7], [8], [9].

The optimization procedure is terminated if the desired eigenfrequency spectrum is approximated with sufficient accuracy. Furthermore in those cases when the algorithm finds another local minimum or a maximum number of iterations is reached the algorithm is terminated too.

Finally the analyst must examine, whether the calculated modified parameter p_k^* can be realized in practice. Otherwise the procedure must be repeated with new weighting factors.

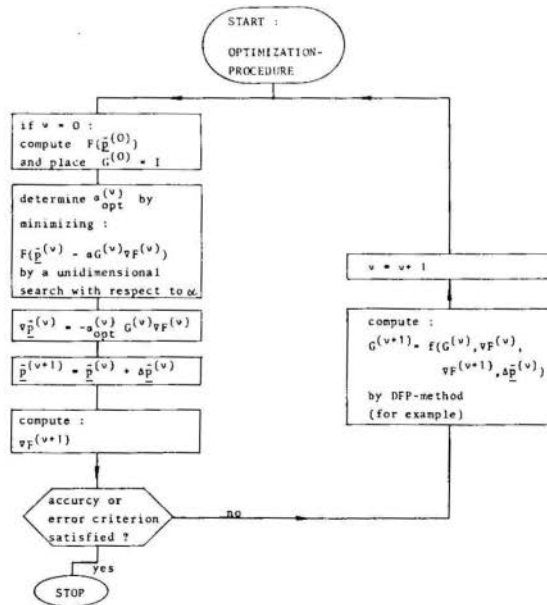


Fig. 4. Flow chart of the optimization procedure

4. Application: Water power machine

A first application of the procedure is given for the water power machine of fig. 1. A finite element model was used to calculate the bending natural frequencies and corresponding modes of this machine. Fig. 5 shows, that the first mode with a frequency of 9.17 Hz has large amplitudes in the generator rotor part and the second mode (14.2 Hz) in the runner part. The first natural frequency is sufficiently separated from the normal operation rotational frequency 5.55 Hz but in the case of overspeed the rotational frequency is about 7.4 Hz and more close to the natural frequency. In order to assure a larger distance between the two frequencies a system modification should be carried out with the goal to increase the first eigenfrequency to 11 Hz. Fig. 6 shows the nondimensional sensitivities for some of the possible parameter changes. An increase of the stiffness coefficient k_2 predicts a successful change of the eigenfrequency. Changing the stiffness coefficient from $1 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ to $2.4 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ leads to a natural frequency of 11.003 Hz. In practice this was reached by stiffening the upper bearing support. Fig. 7 points out the difference of the amplitude frequency response curves without (full line) and with the parameter change (dashed line).

5. Application: Gasturbine compressor shaft

For the gasturbine compressor shaft, shown in fig. 8 the natural frequencies (fig. 9) should be changed in that way to get a greater distance between the exciting frequency and the third natural frequency. Again some of the nondimensional sensitivities were determined to show the parameters best suited for a change (fig. 10). To obtain the above mentioned goal the following parameter changes were calculated by the modification procedure: Change of stiffness $\Delta k_1/k_1 = 29.5 \%$, change of stiffness $\Delta k_2/k_2 = 44 \%$ and change of bending stiffness $\Delta EI_3/EI_3 = 190 \%$. The corresponding amplitude frequency curves $|H_{ik}|$ without (full line) and with modification (dashed line) are shown in fig. 11.

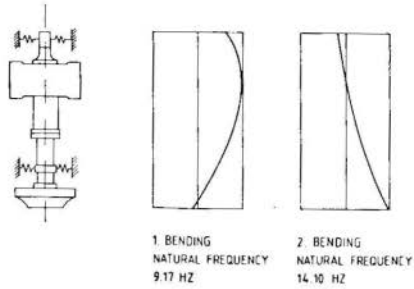


Fig. 5. Natural modes of the water power machine

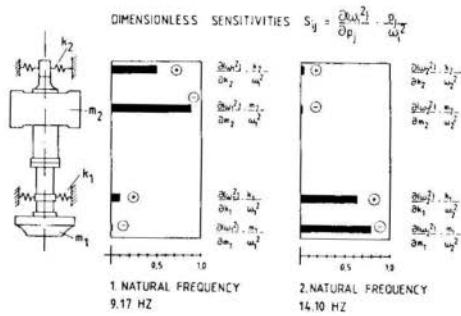


Fig. 6. Sensitivities of the water power machine

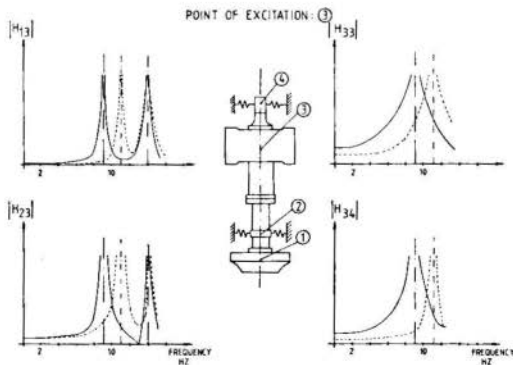
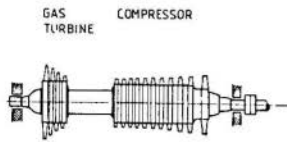


Fig. 7. Frequency response functions of the water power machine



POWER : 40 MW
 OPERATING SPEED : 4485 RPM
 SHAFT MASS : 16000 KG
 SHAFT LENGTH : 4.4 m

Fig. 8. Gasturbine Compressor shaft

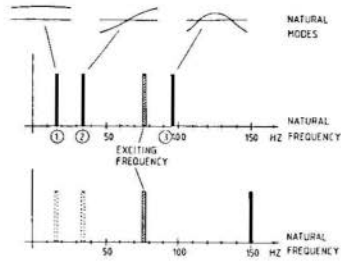


Fig. 9. Original and desired eigenfrequency spectra

DIMENSIONLESS SENSITIVITIES $S_{ij} = \frac{\partial \omega_{ij}}{\partial p_j} \cdot \frac{p_j}{\omega_{ij}^2}$

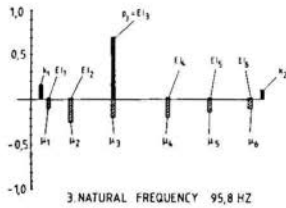
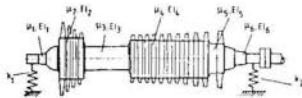


Fig. 10. Sensitivities of the gasturbine compressor rotor

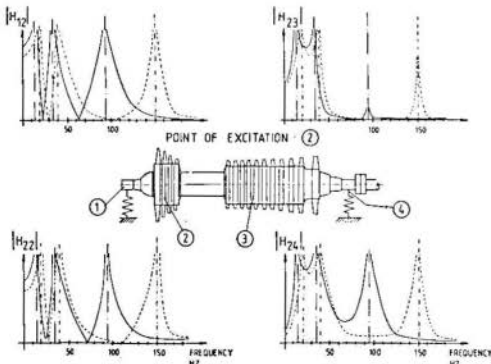


Fig. 11. Amplitude frequency response functions of the gasturbine compressor shaft

REFERENCE

- [1] Natke, H.G., Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, Vieweg-Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, (1983).
- [2] Natke, H.G., "Vergleich von Algorithmen zur Anpassung des Rechenmodells einer schwingungsfähigen elastomechanischen Struktur an Versuchswerte", Zeitschrift f. Angew. Mathematik u. Mechanik (ZAMM), Vol.59,(1979), pp. 257-268.
- [3] Fox, F.L. and Kapoor, M.P., "Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors", AIJA-Journal, Vol.6, (1968) No. 12, pp. 2426-2428.
- [4] Lund, J.W., "Sensitivity to the Critical Speeds of a Rotor to Changes in the Design", Journal of Mechanical Design, Vol.102,(1980), pp. 115-121.
- [5] Fritzen, C.P. and Nordmann, R., "Sensitivity of the Eigenvalues of Rotors to Parameter Modifications", Proc. of the IFTOMM-Conference: Rotordynamic Problems in Power Plants, Rome Italy, (1982), pp. 103-110.
- [6] Dresig, H., "Methode zur Berechnung des Einflusses von Parameteränderungen auf die Eigenfrequenzen von Schwingungssystemen", Maschinenbautechnik, Vol.26,(1977), pp. 427-430.
- [7] Himmelblau, D.M., Applied Nonlinear Programming, Mc Graw Hill, New York, (1972).
- [8] Stoer, J., Einführung in die Numerische Mathematik, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, (1976).
- [9] Fletcher, R. and Powell, M.J.D., "A Rapidly Convergent Descent Method for Minization", Computer J., Vol. 6, (1963), pp. 163-168.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO
PAPER

Nº

C-44

P.P. 451 - 460



UFU

BALANCEAMENTO DE ROTORES ATRAVÉS DE MEDIDAS DE ROTAÇÃO

WILSON ROBERTO ALCÂNTARA DE OLIVEIRA

Engenheiro Mecânico

COPPE-URFJ

JAN LEON SCIESZKO

Professor Titular

COPPE-UFRRJ

SUMÁRIO

O trabalho apresenta possibilidade de balanceamento de um rotor cilíndrico através da análise das curvas da queda da velocidade angular do mesmo. Esse método permite avaliação da força centrífuga através da análise da perda de energia causada pelo desbalanceamento do rotor. O método foi testado para balanceamento de um rotor cilíndrico com resultado satisfatório.

SUMMARY

This paper presents a method for the balancing of a cylindrical rotor through the analysis of the decrement of its angular velocity. Using the presented method one can estimate the centrifugal force by analysing the energy loss due to the unbalance of the rotor. The procedures were used to balance a cylindrical rotor, which showed good results.

1. Introdução

A importância do balanceamento de rotores de alta velocidade é relevante. Tal fato é demonstrado através de diversos métodos de balanceamento encontrados na literatura e da existência de vários tipos de máquinas balanceadoras. Todos os métodos de balanceamento existentes necessitam, no mínimo, instalações de transdutores de vibração e equipamento para processamento de sinal. Isso normalmente exige balanceamento do rotor fora da montagem final ou alterações do suporte do rotor com o propósito de acomodação de transdutores.

O presente trabalho propõe método de balanceamento de um rotor montado sem o uso de equipamento para medidas de vibração, utilizando-se apenas um dispositivo de medida da velocidade angular do rotor. A idéia desse tipo de balanceamento surgiu durante trabalhos experimentais para determinação do torque de atrito em rotores, trabalho esse conduzido no Laboratório de Dinâmica das Máquinas do Programa de Engenharia Mecânica da COPPE-UFRRJ (1). Durante as experiências de levantamento da curva de perda da velocidade angular do rotor, foi observada certa irregularidade dessa curva no momento em que a mesma passou pelas frequências naturais do sistema rotor-eixo-mancais. A experiência demonstrou que a intensidade dessa irregularidade depende do desbalanceamento do rotor. Desse fato surgiu a idéia de uso da mencionada irregularidade como medida de desbalanceamento do rotor.

2. Descrição do Sistema

O método de balanceamento proposto foi aplicado para o rotor representado na figura 1.

A montagem representada na Fig. 1 foi fixa em uma base rígida de aço. O rotor é um corpo cilíndrico oco, suportado por um rolamento superior através de um eixo flexível e um mancal magnético radial na parte inferior. O mancal magnético foi desenvolvido no Laboratório de Dinâmica das Máquinas do Programa de Engenharia Mecânica da COPPE-UFRRJ (2). Os mancais foram fixos em tampas montadas na carcaça envolvente. Na parte inferior do rotor, abaixo do mancal magnético,

encontra-se um disco balanceador onde são colocadas massas balanceadoras durante o balanceamento do rotor. O rotor é acionado por um motor com rotação máxima de 26000 rpm com potência 320 w, marca Bosch. A velocidade do rotor foi controlada através de um auto-transformador. O motor fica acoplado com o eixo do rotor através de uma embreagem tipo

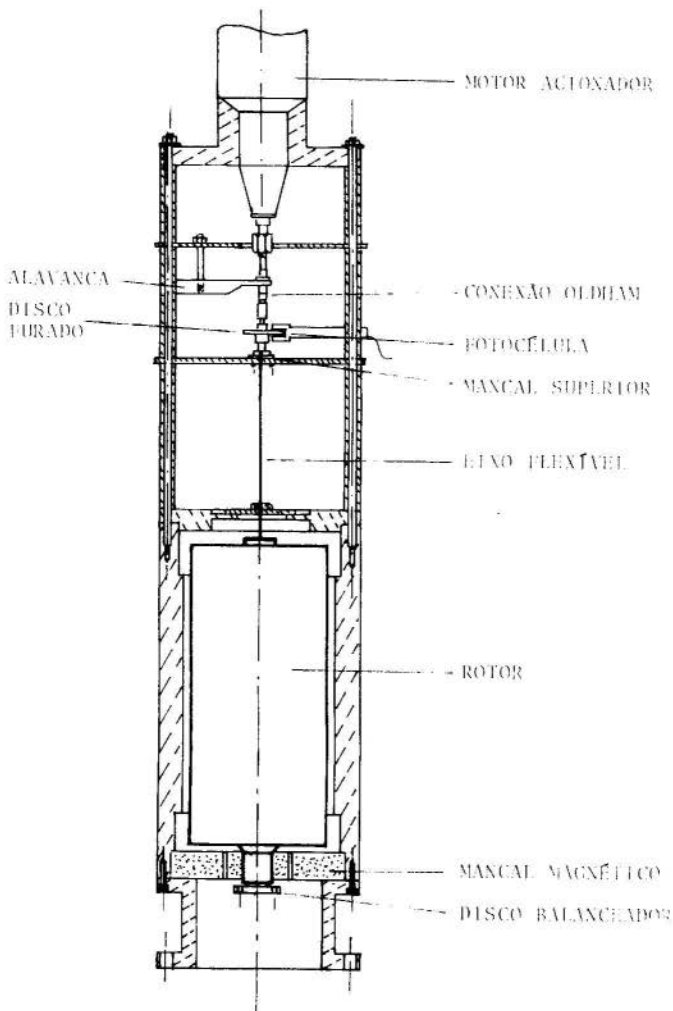


Fig.1 Montagem do rotor

Oldham que permite o desacoplamento do rotor durante os testes.

Medidas de rotação do rotor foram feitas através de um sistema de registro mostrado na Fig.2, onde o sensor foto-eletrico é constituído de: um foto-emissor (L), um disco perfurado fixo ao eixo do rotor e um foto-transistor (Ft). Esse sensor fornece impulsos elétricos com frequência proporcional à velocidade angular do rotor. O osciloscópio (O) serve para o controle da forma dos impulsos elétricos na saída do sensor, assegurando o funcionamento adequado do frequencímetro (Fr) e do circuito conversor frequência-tensão (FV). O conversor de frequência-tensão fornece o sinal de entrada para o registrador.

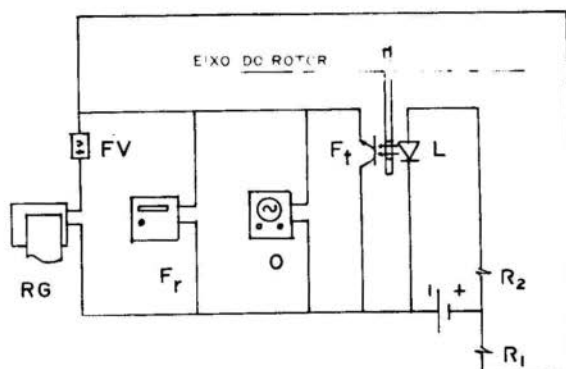


Fig.2 Circuito de registro da velocidade angular do rotor

3. Procedimento Experimental

O experimento inicia-se com a verificação do funcionamento do sistema do rotor e do circuito de registro da velocidade angular do rotor. A seguir, acopla-se o motor ao rotor e liga-se o motor com velocidade baixa. Em seguida, aumenta-se gradualmente a velocidade angular do motor até uma velocidade superior à velocidade crítica do rotor. Quando o

rotor atinge uma velocidade acima de 1000 rpm, desacopla-se o motor e registra-se a queda da velocidade angular do rotor em função do tempo. A fig.3 mostra a curva da queda da velocidade angular do rotor. Nessa figura, podemos ver com facilidade no ponto A da curva, que corresponde à rotação de 230 rpm, uma queda mais brusca da velocidade angular. Nesse momento, observou-se forte aumento de vibrações do rotor causado pelo desbalanceamento do mesmo. Durante essas vibrações, os anéis do mancal magnético, normalmente separados, entraram em contato, havendo perdas de energia cinética do rotor devido ao atrito dentro dos anéis. A força de atrito é proporcional ao coeficiente de atrito e à força centrífuga, correspondente ao desbalanceamento do rotor.

Para definição da massa desbalanceada do rotor e determinação de sua posição, necessitam-se vários testes, usando massas de teste colocadas no disco balanceador mostrado na fig.1.

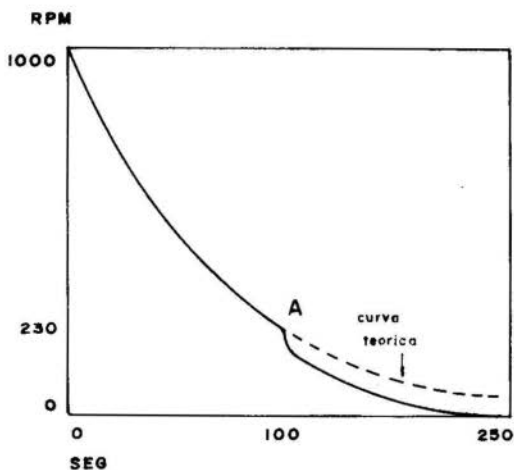


Fig.3 Registro da queda da velocidade angular do rotor em função do tempo

4- Balanceamento do rotor

A diferença entre a energia perdida do rotor balanceado e desbalanceado corresponde à energia dissipada pelo atrito entre os anéis. A linha contínua na fig.3 mostra a queda da

velocidade angular do rotor desbalanceado. A queda da velocidade angular do rotor balanceado é mostrada pela linha pontilhada na mesma figura, abaixo do ponto A.

Os detalhes das proximidades do ponto A, mostrado na fig.3, são apresentados na fig.4, onde encontramos o ponto A no instante de tempo T_a e o ponto B no instante de tempo T_b de maneira que para $T < T_a$ a derivada é $du/dt = dw/dt$, para $T_a < T < T_b$ a derivada é $du/dt > dw/dt$ e para $T > T_b$ a derivada é $du/dt < dw/dt$, sendo w a velocidade angular do rotor balanceado e u a velocidade angular do rotor desbalanceado.

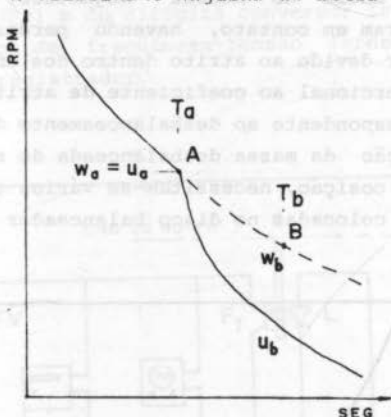


Fig. 4. Detalhes das proximidades do ponto A da curva da figura 3.

A energia perdida pelo rotor no intervalo de tempo $(T_a - T_b)$ para rotor balanceado é :

$$E_w = 0,5 \cdot I \cdot (w_a^2 - w_b^2) \quad (1)$$

e para o rotor desbalanceado:

$$E_u = 0,5 \cdot I \cdot (u_a^2 - u_b^2) \quad (2)$$

onde I é o momento de inércia do rotor em relação ao eixo de rotação e os índices a e b designam os instantes de tempo T_a e T_b , respectivamente. A diferença das energias E_u e E_w é igual à energia perdida E_p por desbalanceamento do rotor:

$$E_p = E_u - E_w \quad (3)$$

Essa energia, em principio, equivale a energia dissipada pelo atrito E_t entre os anéis:

$$E_t = F \cdot n \cdot r \cdot w \cdot (T_a - T_b) \quad (4)$$

onde n é o coeficiente de atrito, r o raio do anel em contato, w a velocidade angular do rotor e F a força centrífuga criada pelo desbalanceamento. Considerando que $E_p = E_t$, podemos escrever que:

$$F = 0.5 \cdot I \cdot ((u_a^2 - u_b^2) - (w_a^2 - w_b^2)) / (n \cdot r \cdot w \cdot (T_a - T_b)) \quad (5)$$

onde w é a velocidade angular média do rotor no intervalo de tempo $(T_a - T_b)$.

Dessa maneira, podemos estabelecer o valor absoluto da força de desbalanceamento do rotor usando apenas registro da queda da velocidade angular do rotor.

Nesse momento, podemos utilizar o conhecido método de balanceamento mostrado por J.T. Proch (3). De acordo com esse método, necessita-se a realização de varios testes para estabelecimento da amplitude e posição da força centrífuga correspondente ao desbalanceamento do rotor.

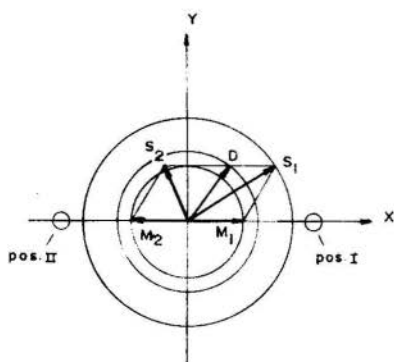


Fig.5 Representação vetorial das forças centrífugas

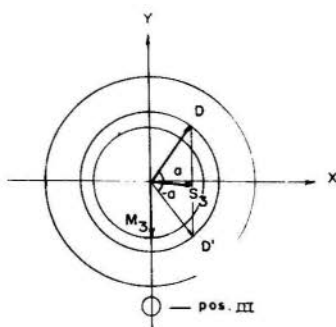


Fig.6 Possíveis posições do vetor \vec{D}

Em um primeiro teste, através do registro da queda da velocidade angular do rotor, usando a fórmula (5), pode-se estabelecer a amplitude da força centrífuga correspondente ao desbalanceamento do rotor, denominada $|\vec{D}|$ na fig.5, onde encontra-se representada pelo vetor \vec{D} .

O segundo teste realiza-se com uma massa-teste conhecida M_1 , acoplada ao disco balanceador. Com isto, obtém-se outro vetor da força centrífuga, denominado \vec{S}_1 . Este vetor é a combinação da atuação da massa-teste M_1 , com a atuação do desbalanceamento original \vec{D} .

O terceiro teste é feito após se colocar a mesma massa-teste numa posição defasada de 130° em relação à posição anteriormente adotada. Obtém-se então, na mesma forma, um vetor \vec{S}_2 que é a combinação dos efeitos da massa-teste na nova posição M_2 , com o desbalanceamento original \vec{D} . Lembra-se que os valores absolutos $|\vec{M}_1|$ e $|\vec{M}_2|$ são iguais. Tem-se, então, as seguintes relações:

$$|\vec{M}_1| = |\vec{M}_2| = |\vec{M}|$$

$$S_1^2 = M^2 + D^2 + 2 \cdot M \cdot D \cdot \cos(a)$$

$$S_2^2 = M^2 + D^2 - 2 \cdot M \cdot D \cdot \cos(a)$$

onde a é o ângulo entre o eixo x e o vetor de desbalanceamento \vec{D} . Assim,

$$M = \sqrt{(S_1^2 + S_2^2 - 2 \cdot D^2) / 2} \quad (6)$$

$$\cos(a) = (S_1^2 - S_2^2) / (4 \cdot M \cdot D) \quad (7)$$

Como $\cos(a) = \cos(-a)$, o vetor \vec{D} pode estar acima ou abaixo do eixo x , fig.6. Para esta verificação, fazemos um quarto teste, acoplando a mesma massa-teste em uma posição defasada de 90° em relação à segunda posição da massa-teste, obtendo-se um vetor \vec{S}_3 , como anteriormente foram obtidos vetores \vec{S}_1 e \vec{S}_2 . Assim, se $S_3^2 < M^2 + 2 \cdot D^2$, o ângulo a fica abaixo do eixo x . Caso $S_3^2 > M^2 + D^2$, o ângulo a fica acima do eixo x . Finalmente, a massa balanceadora M_b é colocada no disco

balanceador em uma posição oposta ao vetor \vec{D} , onde o valor de M_b é determinado pela seguinte expressão:

$$M_b = |\vec{D}| / |\vec{M}| \cdot m \quad (8)$$

onde m é massa-teste em gramas.

4. Conclusões

Este procedimento foi aplicado para o balanceamento do rotor representado na fig.1 com resultado positivo, como mostra o registro da queda da velocidade angular do rotor na fig.7, onde não se observa mais irregularidades na queda da velocidade.

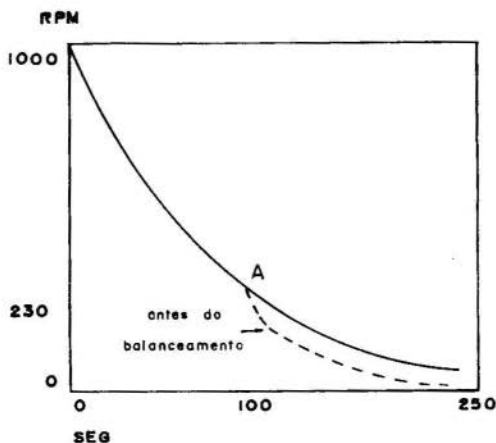


Fig.7 Registro da queda da velocidade angular do rotor após balanceamento

É adequado salientar que, quando se trata de rotores alongados, é necessário o balanceamento pelo menos em dois planos, pois, além do efeito do desbalanceamento causado pelo deslocamento do centro de gravidade em relação ao eixo de rotação, a posição do centro da massa não necessariamente coincide com a posição da massa balanceadora ao longo do eixo.

No caso do rotor representado na fig.1, o desbalancea-

mento foi causado pelo anel magnético situado na parte inferior do rotor. Por essa razão, o anel de balanceamento foi colocado na parte inferior do rotor, perto do anel magnético. Essa posição possibilitou o balanceamento do rotor com precisão razoável, apenas aplicando massa balanceadora em um só plano.

Nos rotores alongados pode acontecer também desbalanceamento chamado desbalanceamento dinâmico onde o eixo de rotação não coincide com um eixo principal de inércia.

É necessário mencionar que a linha pontilhada abaixo do ponto A na fig.2 não é conhecida antes do balanceamento do rotor. Entretanto, mostrou-se que não é difícil imaginar a posição dessa linha com um pouco de experiência. É bastante conhecido o fato de que, mesmo usando-se métodos sofisticados e medidas de vibração diretas, o balanceamento não é normalmente conseguido após a primeira tentativa. O método apresentado permite balanceamento com boa precisão após algumas tentativas.

REFERÊNCIAS

- (1) Scieszko, J.L., Zoratto, D.L.. "Determinação Experimental do Torque de Atrito em Rotores Cilíndricos". Anais do VI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (Rio de Janeiro, 1981), pp 269-277.
- (2) Zoratto, D.L., Scieszko, J.L.. "Mancal Magnético com Imãs Permanentes". Anais do Congresso Brasileiro de Energia (Rio de Janeiro, 1978), pp 509-517.
- (3) Broch, J.T.. "Mechanical Vibration and Shock Measurements". Application of Bruel&Kjaer Equipment, Denmark, 1973, pp225-228
- (4) Badley, R.H. "Recent Developments in Multiplane Multispeed Balancing of Flexible Rotors in U.S.A." Symposium of Dynamics of Rotors IJTAM, Lyngby, Denmark 1974.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO

PAPER

Nº

C-45

P.P.

461 - 470

UFU

DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS POR MONITORAMENTO

E ANÁLISE DE VIBRAÇÕES - PARTE I

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.

1. Introdução

Nos últimos anos a manutenção preventiva através do monitoramento e análise de sinais de vibrações tem se tornado muito difundida devido às suas grandes vantagens em termos de economia e segurança. No caso específico de rolamentos, esta técnica permite a utilização de toda a sua reserva de vida. Como o número de rolamentos que é substituído ainda em bom estado quando se faz a manutenção convencional é muito alto, o investimento em equipamentos de monitoramento e análise é rapidamente recuperado [1,2]. Além disso, verifica-se uma drástica redução no capital empatado em peças de reposição e nas perdas devidas a paradas para manutenção, já que se torna possível o conhecimento das condições de funcionamento e a previsão de falhas.

Muitos métodos já foram testados, cada um com suas vantagens e limitações, dependendo da aplicação específica. Eles vão desde a simples observação da variação do nível RMS ou PICO das vibrações, até sistemas complicados usando alarme, ajuda computacional, etc.

Pretende-se com este trabalho, mostrar alguns resultados iniciais da primeira parte de um estudo sobre os vários métodos possíveis com os recursos da análise digital. O método da análise estatística será apenas introduzido e os primeiros resultados obtidos com o método da análise espectral, serão apresentados e comparados com a variação nos níveis RMS e PICO das vibrações, no caso de um rolamento de esferas em uma montagem simples. Os sinais serão captados por um acelerômetro piezo-elétrico, passando por um medidor de vibrações e analisados em um analisador de Fourier tipo HP 5451C, como mostra a figura 1.

2. Análise espectral e Curtose

O sinal de vibrações é alimentado em um analisador de frequências e um espectro é plotado para posterior análise. As falhas mais comuns dos rolamentos são devidas a tensão de contato excessiva, desalinhamento, imperfeições no material, lubrificação, contaminação e descarga elétrica entre os elementos rolantes e as pistas. Em qualquer caso o mal funciona

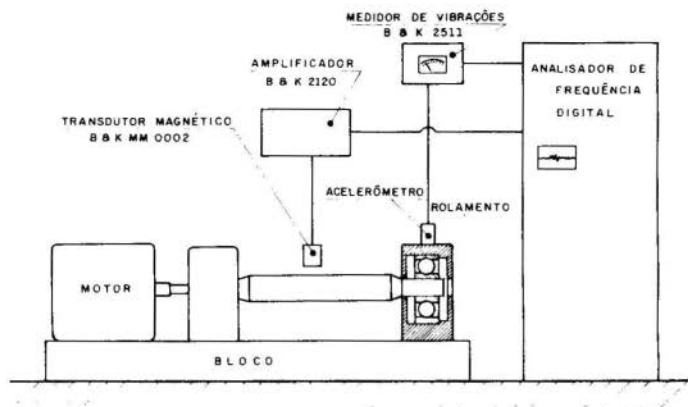


Fig. 1. Sistema de captura e análise do sinal.

mento se manifesta como um defeito nas pistas ou elementos rolantes [3]. Frequências características, que dependem da geometria do rolamento, somas e diferenças dessas frequências e respectivas amplitudes estão relacionadas com defeitos específicos, seu tamanho e severidade [4]. De posse dessas frequências e dos espectros, pode-se observar a existência e o desenvolvimento de um ou mais defeitos, sendo possível a previsão do término da vida do rolamento. As frequências características são apresentadas na tabela 1.

Tabela 1. Frequências características.

Frequência	Referência
$f_1 = \frac{n}{60}$	Anel interno e eixo
$f_2 = \frac{f_1}{2} (1 - \frac{d}{p} \cos \phi)$	Translação da gaiola
$f_3 = \frac{f_1}{2} N (1 + \frac{d}{p} \cos \phi)$	Esfera, relativa ao anel interno
$f_4 = N f_2$	Esfera, relativa ao anel externo
$f_5 = \frac{p}{d} f_2$	Rotação da esfera

Na tabela 1, os símbolos têm o seguinte significado:

- n - rotação do eixo e do anel interno em RPM
- N - número de esferas
- d - diâmetro das esferas
- P - diâmetro primitivo
- ϕ - ângulo de contato

O quarto momento estatístico, CURTOSE, para fins práticos [5], é dado por:

$$K = \frac{1}{T \sigma^4} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^4 p(x) dx$$

onde $x(t)$ - amplitude do sinal (aceleração)

\bar{x} - valor médio de $x(t)$

$p(x)$ - probabilidade de $x(t)$

σ - desvio padrão

T - tempo de registro de $x(t)$.

Para um rolamento em perfeito estado $K = 3 \pm 8\%$ (dependendo das condições de operação), o que indica que o sinal tem uma distribuição de probabilidade $p(x)$ gaussiana, conforme se pode ver na figura 2.

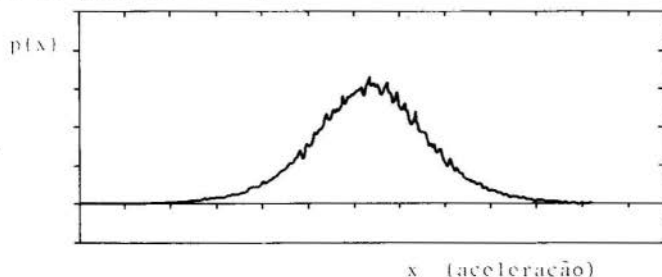


Fig. 2. Distribuição estatística do sinal de um rolamento perfeito (não normalizada).

À medida em que um defeito vai crescendo, a distribuição estatística vai se modificando (ver figura 3) e as amplitudes de vibração aumentando, o que provoca um crescimento no valor de K. Segundo Stewart [2], K é o primeiro parâmetro

a variar quando o rolamento apresenta um defeito e seu valor quase não depende das condições de operação, o que não se po de dizer dos níveis RMS e PICO das vibrações. Dyer e Stewart [3] apresentam também um método para se estimar a extensão do defeito, determinando-se o valor de K para o sinal filtrado em várias faixas de frequência.

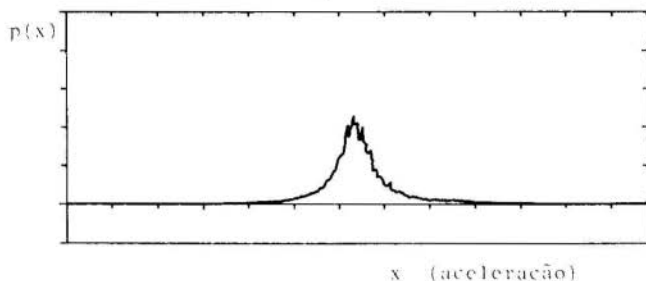


Fig. 3. Distribuição estatística do sinal do rolamento a que se refere a fig. 11 (não normalizada).

3. Medições e Resultados

Com o objetivo de posterior verificação da influência das ressonâncias da montagem no espectro das vibrações medidas sobre o rolamento, elas foram determinadas usando-se o sistema de análise modal HP 5451C. A figura 4 mostra um dos modos de vibração e a lista dos modos obtidos. Foram medidos os níveis de vibrações RMS e PICO de um rolamento perfeito, determinou-se a distribuição estatística e o espectro. A digitalização do sinal foi feita com frequência de amostragem de 10 mil amostras/segundo, o que equivale a se tomar 4096 pontos em um sinal com duração aproximada de 0,4 segundos [6]. Em seguida, foi feita a média de 100 espectros. O mesmo procedimento foi repetido após introduzir-se um defeito na pista interna de 0,5 mm x 0,5 mm e após aumentar-se o defeito para 2 mm x 2 mm. A profundidade dos defeitos foi de aproximadamente 20 μ m. As figuras 5 e 6 mostram as assinaturas (sinal no tempo) dos rolamentos perfeito e com o defeito de 2 mm x 2 mm, bem como os respectivos valores RMS e PICO. Os espectros das três situações acima são mostrados nas figuras 7, 8, 9 e 10.

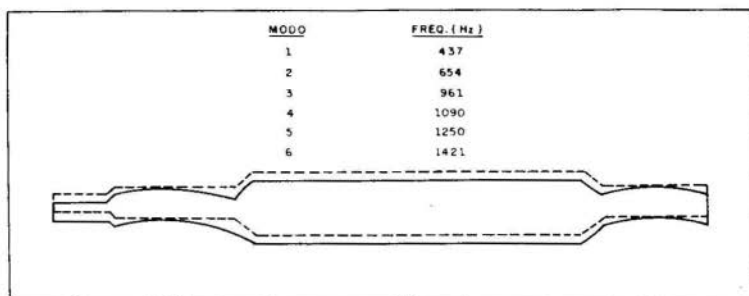


Fig. 4. Modos de vibração do sistema.

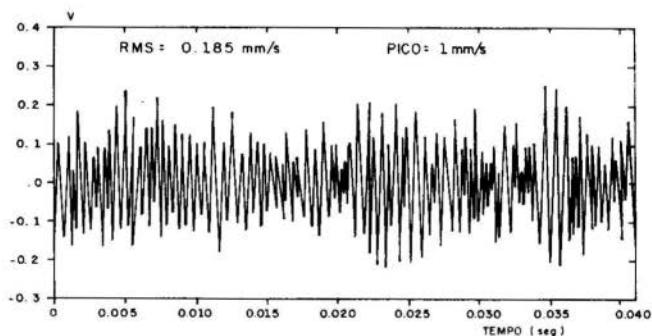


Fig. 5. Assinatura e valores RMS e PICO da vibração de um rolamento perfeito.

Como se pode ver pelas figuras 7 e 8, apesar de os níveis RMS e PICO não terem sido alterados, já se verifica uma pequena mudança no espectro, mormente em algumas das frequências de ressonância da montagem.

Nas figuras 9 e 10, os espectros são mostrados com as amplitudes em decibéis com o objetivo de se comprimir a escala, facilitando a visualização.

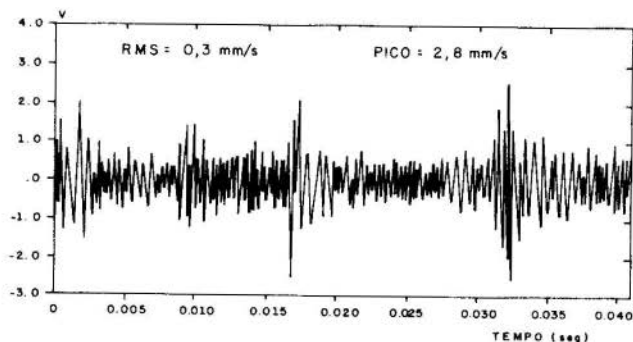


Fig. 6. Assinatura e valores RMS e PICO para o rolamento a que se refere a figura 5, após a introdução de um defeito de 2 mm x 2 mm na pista interna.

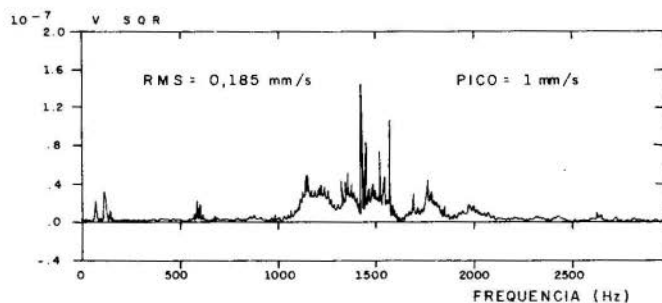


Fig. 7. Espectro de freqüências do rolamento perfeito.

A freqüência de passagem das esferas pelo sinal interno (f_3 na tabela 1) foi calculada em 127 Hz. Esta freqüência foi assinalada nas figuras 9 e 10 a título de comparação.

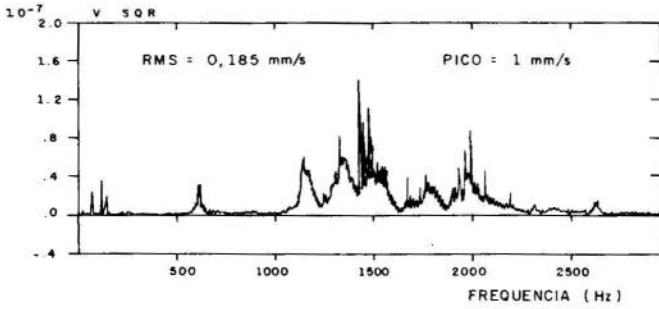


Fig. 8. Espectro de frequências do rolamento com defeito de 0,5 mm x 0,5 mm na pista interna.

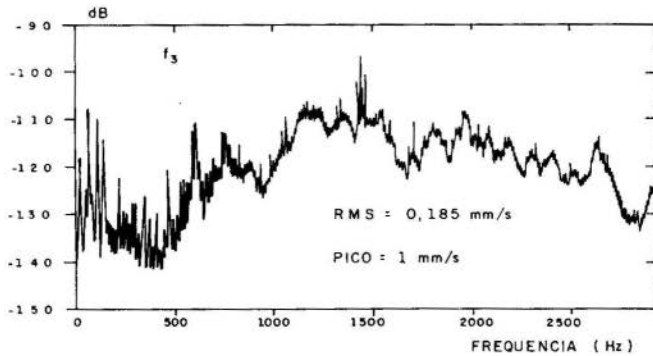


Fig. 9. Espectro de um rolamento perfeito. Amplitudes em decibéis.

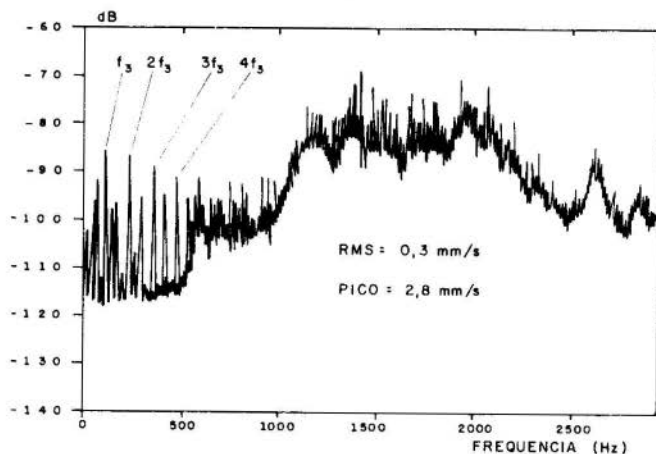


Fig. 10. Espectro do rolamento a que se refere a figura 9, após ser introduzido um defeito de 2 mm x 2 mm no anel interno.

4. Conclusões

1 - Os níveis RMS e PICO de vibrações não são suficientes para a detecção de um defeito incipiente (ver figuras 5 e 6);

2 - O espectro apresenta, logo, uma variação nas amplitudes, principalmente nas ressonâncias do sistema. Isto sugere que as ressonâncias do sistema sejam bons pontos no espectro para observação de falhas incipientes. Contudo, é necessário estudo mais detalhado (ver figuras 7 e 8);

3 - À medida em que o defeito cresce, há um aumento significativo do nível de energia em todo o espectro. A frequência característica do defeito e seus primeiros múltiplos apresentam um nítido aumento na amplitude (ver figuras 9 e 10);

4 - A distribuição estatística do sinal é grandemente alterada com o desenvolver do defeito (figuras 2 e 3). Isto explica a eficiência do método da Curtose, como afirmam Botó [1] e Stewart [2]. A presença do defeito muda a distribuição estatística do sinal de aleatória gaussiana de banda larga para aleatória gaussiana de banda estreita.

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq, FINEP e BID pelo suporte financeiro. Ao Governo da República Federal da Alemanha pelo fornecimento do computador digital HP 5451C. Ao eng^o Nicodemus Neto da Costa Lima pela sua colaboração.

REFERÊNCIAS

- [1] Bot8, P. A., "Detection of Bearing Damage by Shock Pulse Measurement", Ball Bearing Journal 167, pp. 1-7.
- [2] Stewart, R. M., "Application of Signal Processing Techniques to Machinery Health Monitoring", Machinery Health Monitoring Group - Institute of Sound and Vibration Research, England.
- [3] Martin, R. L., "Detection of Ball Bearing Malfunction", Instruments and Control Systems, Dec. 1970, pp. 79-82.
- [4] Taylor, J. I., "Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis", Journal of Mech. Design, Vol. 102 (1980), pp. 199-204.
- [5] Dyer, D. and Stewart, R. M., "Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis", Journal of Mechanical Design, Vol. 100 (1978), pp. 229-335.
- [6] Samir N. Y. Gerges, "Processamento e Análise de Sinais Aleatórios", UFSC, Apostila do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (1982).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº

C-46

P.P. 471 - 480

UFU

ESTUDO DA REDUÇÃO DA POTÊNCIA E DA FÔRÇA DE ARRASTE NUM IMPLEMENTO AGRÍCOLA VIBRATÓRIO

LÉPORE N., F.P.

Professor do Departamento de Engenharia Me
cânica - Universidade Federal de Uberlân
dia - MG - BRASIL

STEFFEN Jr., V.

Professor do Departamento de Engenharia Me
cânica - Universidade Federal de Uberlân
dia - MG - BRASIL

SUMÁRIO

O presente trabalho pretende mostrar, através de uma abordagem experimental em canal de solo e testes de campo em escala reduzida, as possibilidades de redução da força de arraste da potência global introduzida ao sistema, quando uma ferramenta de corte do solo é animada de um movimento vibratório sobreposto ao seu movimento de avanço. A partir das curvas de força, velocidade e aceleração em função do tempo, com e sem vibração, são retirados dados que permitem identificar o comportamento dinâmico do sistema solo-ferramenta.

SUMMARY

The present paper shows the possibilities of reduction of draft forces and total power when a cutting soil tool is submitted to vibratory motion superimposed to its forward motion, by experimental verifications realized in a soil bin and by field tests using reduced scale models. Using diagrams of force, forward speed and tool acceleration in function of time, the dynamical behaviour of the soil-tool system is identified.

1. Introdução

O grande número de trabalhos publicados [1], [2], a respeito de ferramentas vibratórias para corte do solo, demonstra o interesse em se melhorar a eficiência do uso da energia em máquinas agrícolas. Deve-se lembrar que o aumento de apenas 1% na eficiência do trabalho de aração, pode implicar em economias anuais gigantescas, em países de vastas regiões agrícolas como é o Brasil.

O presente trabalho pretende demonstrar, através de ensaios com ferramentas de corte do solo em escala reduzida (1: 2,5) feitos em um canal de solo (de 7,0m x 0,80m x 0,80m) e no campo, as potencialidades da aplicação de vibrações laterais à ferramenta tendo em vista uma diminuição do esforço de arraste e da potência global.

Foram selecionados dois tipos comerciais de subsolador para a realização dos ensaios. O canal de solo foi dividido em duas regiões, para possibilitar realizar a 1ª etapa do ensaio sem a aplicação de vibrações à ferramenta e a 2ª etapa com a aplicação de vibrações. O solo do canal foi preparado tendo em vista o controle da compactação, da umidade e da resistência à penetração.

Foram registrados os valores da força de arraste, da aceleração do movimento vibratório, da velocidade de translação do carro porta-ferramenta e da frequência de excitação da ferramenta. A vibração foi introduzida através de massas excêntricas. A Fig. 1 mostra um esquema da montagem experimental e da instrumentação usada.

2. Verificação Experimental

Foram realizados no canal de solo um grande número de testes. As Figs. 2 e 3 mostram um ensaio típico realizado com um subsolador tipo torpedo, inicialmente sem vibração imposta à ferramenta e, em seguida, com vibração. Foram registrados em função do tempo, a força de tração, a velocidade de transporte do carro porta-ferramenta e a aceleração do movimento oscilatório imposto. O solo do canal para este teste foi preparado com grau de compactação de 77,7%, umidade de 7,4% e tempo de cura de 48 horas. Observando os resultados podem ser tiradas as seguintes conclusões:

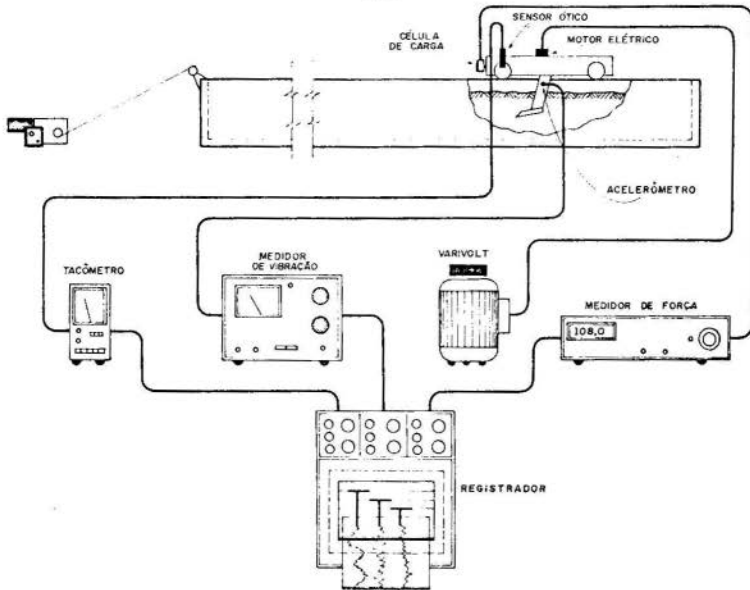


Fig.1- Montagem experimental e instrumentação.

- a força máxima no teste sem o uso de vibrações, é aproximadamente 3170N; a força máxima no teste com vibrações impostas é de 1887N. Assim, a redução da força máxima de arraste foi de 40,5%.
- a força média no teste sem vibrações é de 1598N; no teste com vibrações a força média é de 1082N. Assim, a redução da força de arraste média de 47,6%.
- a curva da velocidade de transporte da ferramenta, observada nos dois casos, é bem mais uniforme quando se aplica vibrações à ferramenta.

Nas Figs. 2 e 3 os valores da força em Newton, da velocidade em metros por segundo e da aceleração em metros por segundo ao quadrado, são obtidos multiplicando-se os valores do eixo vertical por 25, .0015 e .33, respectivamente.

3. Potência e eficiência de corte

Para o cálculo da potência e eficiência do corte do solo com e sem vibrações, definiu-se a relação:

$$\mu = \frac{P_{sv} - P_{cv}}{P_{sv}} \quad (1)$$

onde P_{sv} e P_{cv} são respectivamente as potências consumidas na operação de aração sem e com vibração, obtidas por:

$$P_{sv} = F_a \cdot V_a \quad (2)$$

sendo F_a a força média de arraste e V_a a velocidade média de transporte de ferramenta.

$$P_{cv} = F_a' \cdot V_a' + T.N \quad (3)$$

sendo F_a' e V_a' definidas como as anteriores para o caso com vibração e $T.N$ representando a potência média consumida pelo excitador da ferramenta.

A equação (1) fornece $\mu=1$ quando não se aplica vibração à ferramenta, isto é, $N=0$. Um outro caso, com $N \neq 0$ implica em $\mu < 1$, quando $F_a > F_a'$ e $V_a > V_a'$. No caso limite, se a força de arraste F_a' tender a zero, μ atinge um valor mínimo $\mu_m = 1 - T.N / (F_a \cdot V_a)$. O ganho efetivo em potência com a aplicação de vibrações à ferramenta pode ser definido como:

$$\eta = 1 - \mu \quad (4)$$

Para os resultados apresentados nas Figs. 2 e 3, tem-se:

$$P_{sv} = 77.8 \text{ Watts}$$

$$P_{cv} = 64.9 \text{ Watts}$$

A potência consumida no vibrador foi calculada, considerando a amplitude da velocidade e o módulo da força imposta à ferramenta pelo vibrador de massas excêntricas na frequência de 80Hz. Assim, $\mu=0,087$ e $\eta=0,913$, correspondendo a uma economia de potência de 8,7%. Salienta-se que este ganho é na verdade maior, tendo em vista que a velocidade de transporte da ferramenta foi 23% maior ao aplicar vibrações.

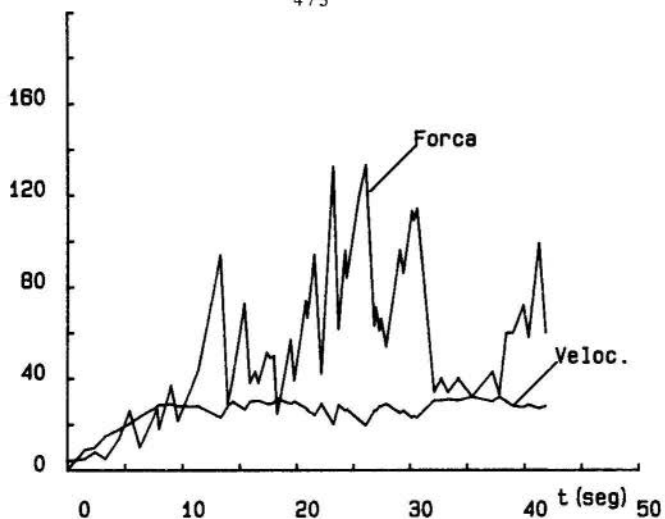


Fig.2- Teste com o subsolador tipo torpedo (sem vibrações).

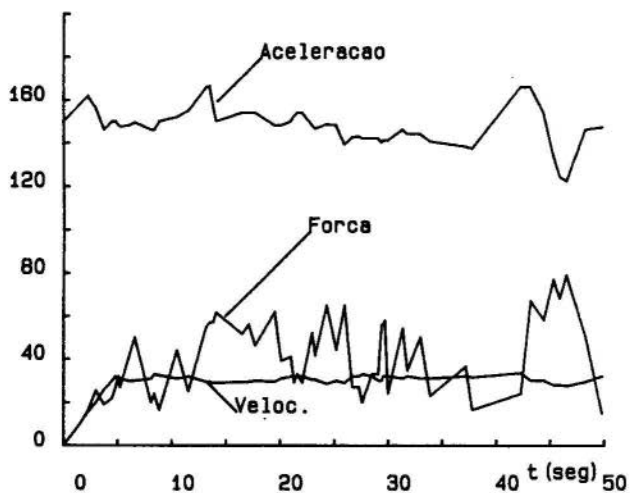


Fig.3- Teste com o subsolador tipo torpedo (com vibrações).

Testes realizados no campo com o mesmo tipo de ferramenta [4], mostraram uma redução efetiva na potência de 26,8% ao usar vibrações na frequência de 62Hz. Os ensaios de campo foram efetuados usando um banco móvel de ensaios com unidade de potência de 100hp: um carro porta-ferramentas instrumentado, o qual se move sobre guias [4]. Neste caso, a potência útil usada no vibrador foi de 9,78W, sendo o desbalanceamento de 83,1 g.cm.

A Fig.4 mostra a potência em função do tempo, obtidas no teste, com os respectivos valores médios.

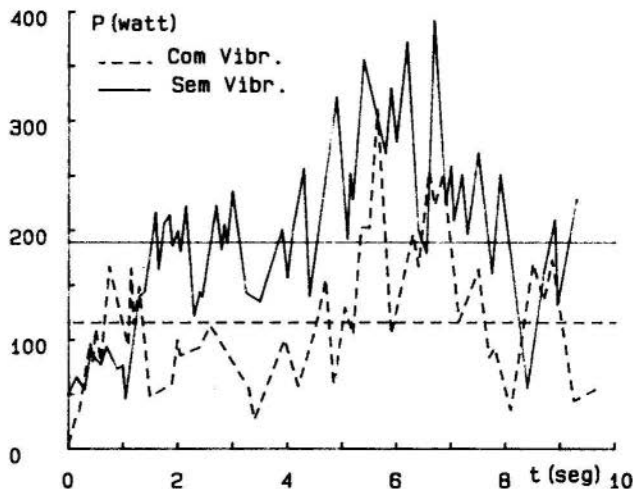


Fig.4- Potência de arraste - ensaio de campo.

4. Modelo Analítico

Segundo [5], a força total de corte do solo pode ser representada por:

$$F = F_0 + K \cdot V \quad (\text{para } V > 0) \quad (5)$$

sendo que F_0 , componente estática da força para $V=0$, depende da compactação, da granulometria, da umidade do solo, além da forma geométrica da ferramenta e do atrito solo-ferramenta; V é a velocidade absoluta da ferramenta, enquanto K é função das características viscosas do solo.

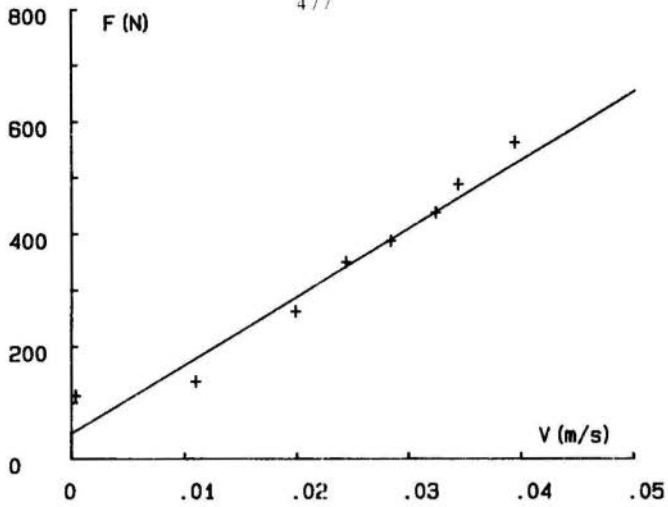


Fig.5- Fôrça em função da velocidade (sem vibração).

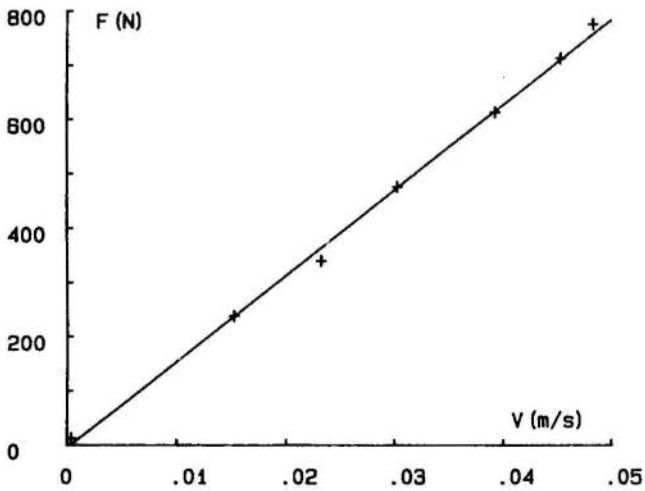


Fig.6- Fôrça em função da velocidade (com vibração).

A aplicação de vibrações provoca alterações tanto em F_0 como em K , sendo que são obtidas reduções quando a ferramenta é excitada em uma das frequências próprias do sistema solo-ferramenta. Dos dados mostrados nas Figs. 2 e 3, é possível relacionar a força com a velocidade de arraste no período de aceleração da ferramenta nos dois casos estudados. As Figs. 5 e 6 mostram a força em função da velocidade para os casos sem e com vibrações. Verifica-se que a regressão linear apresenta uma boa correlação com os dados experimentais, indicando que o modelo matemático expresso pela equação (5) é representativo.

Entretanto, as duas curvas acima não podem ser comparadas diretamente, uma vez que a aceleração do caso com vibração é aproximadamente duas vezes aquela do caso sem vibração. Isto ocorreu em função do dispositivo de tração utilizado, o qual não permite a reprodutibilidade de um mesmo perfil de velocidade ao longo do tempo. Consequentemente foi feita uma correção em $F(V)$ com vibração de modo que a evolução de F com V corresponda à mesma aceleração do caso sem vibração. Assim, tem-se os seguintes valores de K :

$K_{\text{sem}} = 12154,3 \frac{\text{N.S}}{\text{m}}$; $K_{\text{com}} = 8362,5 \frac{\text{N.S}}{\text{m}}$ o que indica que as vibrações reduziram K de 45%.

A influência da vibração sobre F_0 é difícil de ser avaliada, uma vez que as vibrações são aplicadas antes da ferramenta entrar em movimento de translação. Na experiência relatada neste trabalho, F_0 apresenta o valor de 45,4N no caso sem vibração e um valor nulo no caso com vibrações. Admite-se que, ao aplicar as vibrações, o solo tenha sido desagregado à frente da ferramenta, não oferecendo portanto nenhuma resistência estática.

5. Conclusões

Os resultados apresentados neste trabalho foram selecionados de um grande número de ensaios realizados para atender ao Projeto "Arado Vibratório...", dentro de um Convênio entre a Universidade Federal de Uberlândia (UFU) e o FIPEC - Banco do Brasil.

Verificou-se uma boa representatividade do modelo matemático dentro da faixa de velocidade utilizada (até

1,1 km/h), uma vez que os ensaios foram feitos com subsoladores em escala reduzida, ferramenta agrícola que trabalha em velocidades baixas.

A forma geométrica da ferramenta influenciou tanto nos valores da força de arraste como nos valores das frequências de excitação.

Com relação à redução na potência, os autores verificaram ser de fundamental importância que o sistema vibratório seja de alta eficiência.

Para que o solo do canal seja caracterizado, foram utilizados os seguintes equipamentos: penetrômetro de impacto; caracterização do grau de compactação; equipamento para determinação de umidade do tipo gravimétrico; caracterização da umidade; penetrômetro dinâmico; medição das frequências próprias do solo. São pelo menos estas três as propriedades do solo que devem ser controladas nos ensaios no canal e no campo.

Seria interessante, em trabalhos futuros, pesquisar a força estática de corte do solo, associada à granulometria, compactação e umidade e frequências diferentes. Esta análise pode ser feita modelando o solo em laboratório e relacionando-o àquele encontrado no campo.

Neste trabalho foram utilizadas vibrações senoidais na direção perpendicular ao movimento. Deve entretanto, ser verificada a influência de outras formas de onda, assim como outras direções para a excitação.

Os resultados até agora obtidos revelam as grandes potencialidades desta área, não apenas no que diz respeito a ferramentas vibratórias, mas também com relação a estudos da interação solo-ferramenta, utilizando uma metodologia tradicionalmente usada em Ciências Mecânicas, porém não explorada suficientemente em mecânica agrícola. Este tipo de enfoque ainda não é usual em nosso país.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem à equipe técnico-científica do projeto "Arado Vibratório", e ao FIPEC-Banco do Brasil pelo suporte financeiro.

REFERÊNCIAS

- 1 HENDRICK, J.G., "An annotated bibliography on vibratory soil dynamics 1969-1979 ". National Tillage Machinery Laboratory - U.S.D.A., Science and Education Administration, Auburn - ALA. (USA), 1979.
- 2 VERMA, B.P., "Oscillating Soil Tools - A Review", Transactions of the ASAE, pp. 1107-1115, 1971.
- 3 LÉPORE NETO et all., "2º Relatório Técnico apresentado ao FIEPEC/Banco do Brasil, Projeto Arado Vibratório", DEM/UFU - Nov. 1982.
- 4 LÉPORE NETO et all., "4º Relatório Técnico apresentado ao FIEPEC/Banco do Brasil, Projeto Arado Vibratório", DEM/UFU - Junho 1983.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO

PAPER

Nº

C-47

P.P.

481 - 490

UFU

AVALIAÇÃO DA QUALIDADE DE REDUTORES PELA ANÁLISE
DE VIBRAÇÕES

José Roberto de França Arruda

João Maurício Rosário

Laboratório de Projeto Mecânico

Departamento de Engenharia Mecânica - UNICAMP

SUMÁRIO

A avaliação subjetiva da qualidade de redutores de engrenagens de autoveículos quanto ao ruído em cabines de testes tem demonstrado ser insatisfatória. Redutores aprovados por este critério frequentemente vêm a apresentar níveis de ruído intoleráveis em testes no veículo. Neste trabalho é proposto um método objetivo que consiste na medição das vibrações e extração pelo método da média no tempo, TDA, de uma assinatura característica de cada marcha. Um exemplo de aplicação do método num caso onde o teste tradicional se mostrou insatisfatória é apresentado.

SUMMARY

Subjective evaluation of gearbox quality in noise test chamber has proved to be inefficient. Gearboxes accepted in such tests are frequently refused in further vehicle tests. In this paper a method consisting in measuring gearbox vibration and extracting the characteristic signature for each speed by the TDA - Time Domain Average Method is proposed. As an example the method is applied to two gearboxes to which a noise chamber test was not satisfactory.

1. Introdução

O estudo das vibrações em redutores de engrenagens vem se intensificando na medida em que aumentam as exigências de qualidade por parte dos usuários, bem como a disponibilidade de equipamentos para medição e análise. Os trabalhos em andamento nesta área consistem basicamente de estudos teóricos de modelamento dos fenômenos dinâmicos de engrenamentos [1, 2] e do desenvolvimento de métodos para detecção de falhas por monitoramento das vibrações [3]. Nestes últimos predominam a análise em frequência com os espectros das vibrações medidas (velocidade ou aceleração) em escala logarítmica de amplitudes e a análise em frequência com a utilização do Cepstrum [4]. Nestes trabalhos ficam demonstradas as vantagens da análise em frequência em relação à análise no tempo para a maioria dos casos de aplicação [3].

O problema que nos interessa aqui é a avaliação objetiva da qualidade de um redutor quanto às vibrações e ruído na fase de testes após fabricação. Para abordar este problema propomos neste trabalho a combinação das técnicas no tempo e em frequência procurando somar as vantagens de uma e outra. O método proposto consiste em, primeiramente, utilizar o "método das médias no tempo". TDA, para extrair da vibração global do redutor as componentes diretamente relacionadas com a rotação de determinado eixo do redutor, aproveitando a simplicidade e facilidade de implementação das técnicas de filtragem no tempo. Em seguida é obtida a representação em frequência (espectro) do sinal periódico extraído pela transformada de Fourier Rápida, usando da maior facilidade de interpretação de um espectro em relação ao respectivo sinal no tempo.

2. Método da Média no Tempo - TDA

Pode-se mostrar (vide Apêndice) que a média em fase de amostras de duração finita de um sinal discretizado tem efeito de filtragem. Este efeito se caracteriza por um trem de filtros de forma bem definida, função do número de médias e da frequência de amostragem (Figura 1). Com este método pode-se então extrair um sinal periódico de período T_0 de um sinal global contendo ruído e outras frequências não múltiplas de $f_0 = 1/T_0$. Para um número suficientemente grande de médias esta filtragem é extremamente seletiva e o método é capaz de recuperar com precisão o sinal periódico na presença de forte interferência.

No problema em estudo o período do sinal que se deseja extrair (T_0) é o período de rotação do eixo e a frequência de amostragem deve ser tal que se tenha um número inteiro de pontos amostrados por período.

ou seja, sendo f_a a frequência de amostragem, $M = f_a/f_o$ deve ser inteiro. O método é portanto insensível a variações na velocidade de rotação, desde que o tempo de resposta do conversor A/D seja suficientemente pequeno em relação à rapidez destas variações [5].

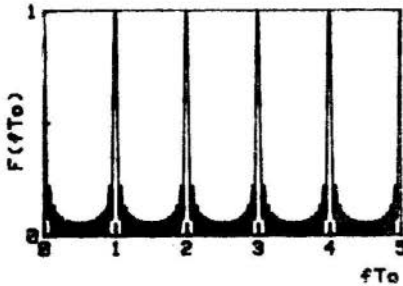


Figura 1: Filtro equivalente da TDA (18 médias).

5. Aplicação na Avaliação da Qualidade de Redutores

Na avaliação de qualidade de redutores de engrenagens de automóveis, o procedimento comumente utilizado consiste em testar a transmissão em condições semelhantes às de operação em uma cabine de testes com algum tipo de isolamento acústica. A avaliação é subjetiva e consiste na atribuição a cada marcha de "notas" variando por exemplo de 0 a 10, em função do nível audível constatado.

Substituindo o ouvido humano por um transdutor que pode ser um acelerômetro piezoelétrico e utilizando o método de filtragem exposto, pode-se obter um sinal característico livre de ruído e influência de máquinas vizinhas.

Para a implementação deste método são necessários um sinal para gatilhamento, que consiste em um pulso por revolução, e um sinal para comando externo de um conversor analógico/digital, com N pulsos por revolução para cada eixo do qual se deseja "extrair" uma assinatura.

Num redutor de três eixos para automóvel bastaria instrumentar o eixo de acionamento (piloto) e o de carga (eixo principal) para obter as "assinaturas" dos dois engrenamentos que trabalham a cada marcha. No caso da marcha à ré seriam necessários um sinal de gatilhamento e um sinal de comando externo de amostragem suplementares para o quarto eixo. Porém como no caso desta marcha os requisitos de qualidade são menos rigorosos, poderia se extrair apenas uma assinatura, a do eixo principal.

Para as marchas à frente bastaria também a assinatura referente ao eixo principal pois o engrenamento do eixo piloto com o contra-eixo é sempre o mesmo, e só uma assinatura, em qualquer das marchas, é suficiente para verificar o estado deste engrenamento quanto ao ruído.

Assim, pode se obter, para cada marcha, uma assinatura, além da assinatura referente ao engrenamento do eixo piloto com o contra-eixo. As "notas" atribuídas subjetivamente podem ser substituídas pelas amplitudes nas frequências de engrenamento de cada marcha que é dada pela frequência de rotação do eixo principal vezes o número de dentes da roda denteada no eixo principal referente àquela marcha. Estas amplitudes são obtidas do espectro da respectiva assinatura.

Tal procedimento, além de substituir com vantagens incontestáveis os métodos subjetivos em uso, traz ainda enormes possibilidades de desenvolvimento, pois do espectro como um todo e da assinatura no tempo pode-se obter informações sobre o tipo de defeito que causa a vibração e consequentemente os ruídos anormais [3].

4. Exemplo de Aplicação do Método

Para demonstrar a aplicação do método foi instrumentada uma cabine de testes para que se pudesse extrair a assinatura referente ao eixo principal de uma transmissão de cinco marchas à frente.

A Figura 2 mostra esquematicamente a instrumentação utilizada nas medições e os dados referentes à 5ª. marcha. Para medir as vibrações foi fixado com cera um acelerômetro piezoelétrico de sensibilidade 0.227 pc/ms^{-2} cujo sinal era amplificado num amplificador-condicionador de carga com saída de 3.16 mV/ms^{-2} com banda passante de $2 \text{ Hz} - 10 \text{ kHz}$.

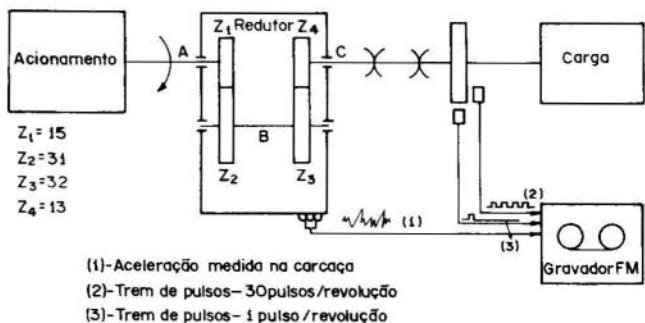


Figura 2: Instrumentação para medição em cabine de teste.

Para demonstrar a utilização do método proposto foram escolhidas duas transmissões, T_1 e T_2 , cujas quintas marchas obtiveram a mesma nota 6 na cabine de teste e notas 3 e 7 respectivamente num teste realizado em veículo. Trata-se portanto de um caso crítico onde o teste subjetivo em cabine não pôde diferenciar as transmissões quanto ao ruído em operação.

Os sinais registrados em gravador de fita magnética de instrumentação foram trazidos ao Laboratório onde foram reproduzidos e analisados conforme esquematizado na Figura 3, sendo aplicada a TDA com 250 médias sobre o sinal filtrado em filtro passa-baixa de 48 dB/oitava com frequência de corte de 500 Hz.



Figura 3: Instrumentação para análise no laboratório.

O resultado das análises é mostrado na Figura 4. Nela pode-se constatar a diferença nas amplitudes da harmônica de ordem 13 que corresponde ao número de dentes da roda dentada do eixo principal que transmite o movimento na 5a. marcha.

As grandes amplitudes verificadas na 4a. e 5a. harmônicas em ambos os casos se devem à existência de uma ressonância estrutural numa frequência que se situa entre estas duas harmônicas. O fato destas serem excitadas se deve ao conhecido efeito que têm as irregularidades periódicas das amplitudes de um sinal, fazendo aparecer harmônicas de ordem inferior, como mostra a Figura 5.

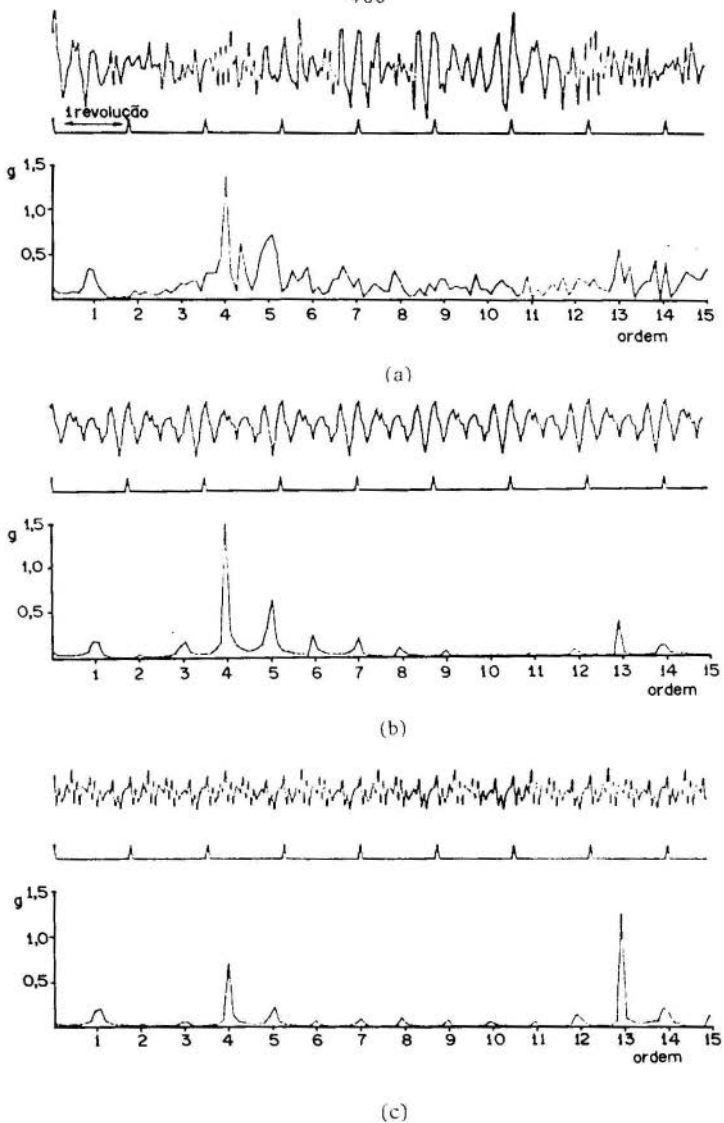


Figura 4.: Assinaturas no tempo e respectivos espectros obtidos para a 5ª marcha. (a) Transmissão T_2 sem TDA, (b) Transmissão T_2 usando a TDA e (c) Transmissão T_1 usando a TDA.

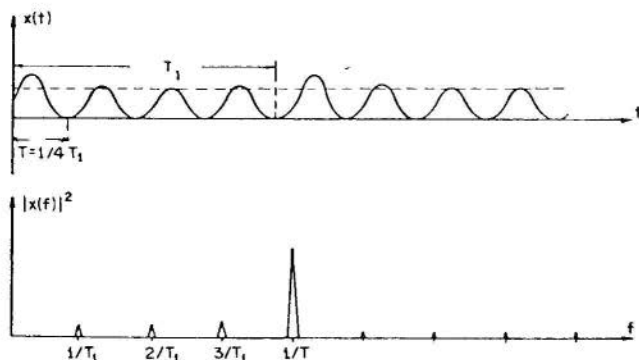


Figura 5: Efeito de irregularidades periódicas no espectro.

5. Conclusões

Para a avaliação objetiva da qualidade de redutores de engrenagens quanto ao ruído foi proposta a utilização do método da média no tempo, TDA, associado à transformada de Fourier Rápida. Foi feita uma análise simplificada de um redutor de cinco marchas que prova a eficiência do método proposto, que dispensa a cabine com isolamento acústica.

Para a implantação do método na produção seria necessário desenvolver instrumento específico, constituído basicamente de um conversor A/D, microprocessadores para cálculo das médias e da Transformada de Fourier Rápida e um display ou indicador de nível.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos à empresa Equipamentos CLARK Ltda nas pessoas dos engenheiros Vivaldo A. Fernandes Russo, Ernesto D. Fantini e Cláudio J. de Souza pelo interesse demonstrado e pelo suporte dado a este trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] Mark, W.D., "Analysis of the Vibratory Excitation of Gear Systems: Basic Theory", Journal of the Acoust. Soc. of America, Vol. 63, (1978) pp. 1409-1430.
- [2] Lees, A.W. and Pandey, P.C., "Vibration Spectra from Gear Drives", 2nd. Int. Conference on Vibration in Rotating Machines, I. Mech. Eng., Sept. 1980, London, pp. 103-108.

- [3] Randall, R.B., "A new Method of Modelling Gear Faults", ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104 (1982), pp. 259-267.
- [4] Randall, R.B., "Advances in the Application of Cepstrum Analysis to Gearbox Diagnosis", 2nd. Int. Conf. on Vibration in Rotating Machines, I. Mech. Eng., Sept. 1980, London, pp. 169-186.
- [5] Gaillochet, J.F., "Méthodes de Surveillance de l'état Mécanique des Machines au Moyen de l'analyse des Vibrations", Revue d'acoustique n° 57, 1981, pp. 82-91.
- [6] Braun, S., "Extraction of Periodic Waveforms", Acustica, Vol 32 (1975), pp. 69-77.

APÊNDICE: TDA - Método da Média no Tempo

Apresentamos, aqui a base teórica do método da média no tempo através da análise de correlação. Acreditamos que esta abordagem seja mais compreensível para engenheiros de formação mecânica ou acústica em contraste com a análise discreta através da transformada z, utilizada para este fim em recentes publicações [6].

Seja um sinal global $x(t)$ composto da soma de um sinal de período T_0 , $a(t, T_0)$ um sinal de período $T \neq T_0$, $b(t, T)$ e um sinal aleatório $c(t)$.

$$x(t) = a(t, T_0) + b(t, T) + c(t) \quad (A.1)$$

A função de correlação deste sinal global com uma função "pente" de período T_0 , é dada por:

$$R_{xp}(\tau) = \lim_{T' \rightarrow \infty} \frac{1}{T'} \int_0^{T'} x(t) \cdot P(t-\tau, T_0) dt \quad (A.2)$$

onde:

$$T' = NT_0, N \text{ inteiro}$$

$$P(t, t_0) = T_0 \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta(t-nT_0) \quad (A.3)$$

$\delta(t)$ = função delta de Dirac.

A correlação com uma função "pente" de período T_0 equivale a realizar uma operação de média temporal sobre N períodos. Substituindo (A.3)

em (A.2) e usando as propriedades da função delta, pode-se chegar a:

$$R_{xp}(\tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(\tau + nT_0) \quad (\text{A.4})$$

e

$$R_{xp}(\tau) = R_{ap}(\tau) + R_{bp}(\tau) + R_{cp}(\tau) \quad (\text{A.5})$$

Para um ruído $c(t)$ com média zero e distribuição normal ($\bar{c}=0$, σ_c^2), temos:

$$R_{cp}(\tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} c(\tau + nT_0) = \bar{c} = 0 \quad (\text{A.6})$$

Numa análise real com tempo de integração $T' = NT$ finito podemos obter uma estimação $\hat{R}_{cp}(\tau)$ cuja expressão é análoga a (A.6) com N infinito. Neste caso a parcela referente ao ruído não se anula. Porém, como a variância de $\hat{R}_{cp}(\tau)$ é σ_c^2/N , a melhora na razão sinal/ruído em relação ao sinal inicial $x(t)$ é proporcional a \sqrt{N} . Assim, para $N=100$ temos uma melhora de 20dB na razão s/r, e assim por diante.

Para a parcela $R_{ap}(\tau)$, é imediato que:

$$R_{ap}(\tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} a(\tau + nT_0, T_0) = a(\tau, T_0) \quad (\text{A.7})$$

Assumindo (mostraremos a seguir) $R_{bp}(\tau)$ desprezível quando T/T_0 não é inteiro, podemos escrever:

$$R_{xp}(\tau) \approx R_{ap}(\tau) = a(\tau, T_0) \quad (\text{A.8})$$

A expressão (A.8) expressa o princípio fundamental da TDA. Um sinal $a(t, T_0)$ é extraído de um sinal global $x(t)$ através da correlação com uma função "pente" de mesmo período.

Para implementar a extração é conveniente reescrever (A.4) no caso de N finito:

$$\hat{R}_{xp}(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(\tau + nT_0) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x_n(\tau) \quad (\text{A.9})$$

onde $x_n(\tau)$ são amostras tomadas em fase e de duração T_0 ou múltiplo inteiro de T_0 . As amostras discretizadas com frequência $f_a = 1/\Delta T$ de modo que $M = T_0/\Delta T$ seja inteiro.

Tomemos, sem perda de generalidade $b(t, T) = \sin 2\pi ft$. De (A.9) temos que:

$$\hat{R}_{bp}(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \sin 2\pi f(\tau + nT_0) \quad (\text{A.10})$$

Mas, é um resultado conhecido do desenvolvimento em séries que:

$$\sum_{n=0}^N \sin(na+b) = \frac{\sin(\frac{N+1}{2}a) \sin(\frac{N}{2}a+b)}{\sin \frac{a}{2}} \quad (\text{A.11})$$

Substituindo $a = 2\pi fT_0$ e $b = 2\pi f\tau$ temos:

$$\hat{R}_{bp}(\tau) = \frac{1}{N} \left\{ \frac{\sin N\pi fT_0}{\sin \pi fT_0} \right\} \sin \left| 2\pi f\left(\tau + \frac{N+1}{2} T_0\right) \right| \quad (\text{A.12})$$

$\hat{R}_{bp}(\tau)$ é então uma senóide frequência f e amplitude $F(fT_0)$

$$F(f, T_0) = \frac{\sin N\pi fT_0}{N \sin \pi fT_0} \quad (\text{A.13})$$

Quando f é múltipla de f_0 temos uma indeterminação. Aplicando l'Hospital:

$$\lim_{fT_0 \rightarrow \text{inteiro}} \frac{\sin N\pi fT_0}{N \sin \pi fT_0} = \frac{N\pi \cos N\pi fT_0}{N\pi \cos \pi fT_0} = 1 \quad (\text{A.14})$$

resultado que confirma (A.8).

O efeito da TDA sobre o sinal global é então o de um trem de filtros passa-banda, como mostra a Figura 1. Isto caracteriza perfeitamente e rigorosamente o método.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



TRABALHO
PAPER

Nº C-48

P.P. 491 - 500

UFU

INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DOS DENTES NAS FREQUÊNCIAS
NATURAIS TORCIONAIS DE UM SISTEMA ENGRENADO

MÁRCIO TADEU DE ALMEIDA

Professor Titular da
EFEI

SUMÁRIO

A rigidez dos dentes de engrenagens introduz frequências naturais adicionais no espectro de frequência de um sistema mecânico; no qual as inércias das engrenagens são ligadas por uma constante de mola equivalente a rigidez dos dentes em contato. Este trabalho investiga a influência da rigidez dos dentes nas frequências naturais torcionais de um sistema redutor.

SUMMARY

Gear-teeth stiffness introduces additional modes of vibration in the frequency spectrum of an engine system in such the gearwheel inertias are not lumped together but are separated by an equivalent shaft representing gear stiffness. This paper investigate the influence of gear teeth stiffness in the natural torsional frequency of geared system.

1. Introdução

Como sabemos, os redutores de velocidades, são máquinas cujos rotores trabalham geralmente excitados torcionalmente pela frequência do engrenamento.

Entretanto, temos observado que no cálculo das frequências naturais dos conjuntos redutores, a rigidez dos dentes não é levada em conta. A introdução desse parâmetro no cálculo dinâmico do sistema, aumenta o número de graus de liberdade do modelo, e logicamente aparecem novas frequências naturais.

O objetivo desse trabalho é investigar o efeito de um engrenamento flexível nas frequências naturais de sistemas redutores. O desenvolvimento teórico se baseará em engrenagens cilíndricas de dentes retos, porém, pode ser extrapolado para outros tipos.

2. Modelo matemático para análise de vibrações torcionais

Seja o sistema torcional rigidamente engrenado na Fig. 1, no qual n é a relação de transmissão do eixo 2 para o eixo 1. O sistema pode ser reduzido a outro equivalente de eixo único [1], como a seguir:

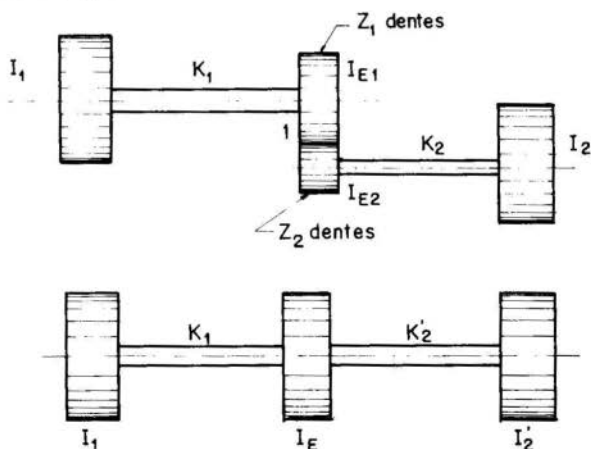


Fig. 1. Sistema com engrenamento rígido e seu eixo equivalente.

Considerada a velocidade do eixo 2 igual a $\dot{\theta}_2 = n \cdot \dot{\theta}_1$, a

energia cinética do sistema é:

$$T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} I_{E1} \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} I_{E2} n^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 n^2 \dot{\theta}_1^2 \quad (1)$$

Nessas condições:

$$I_E = I_{E1} + n^2 I_{E2} \quad (2)$$

$$I_2' = n^2 I_2 \quad (3)$$

todas referidas ao eixo 1.

Para se determinar a rigidez do eixo 2 referida ao eixo 1, prendem-se os volantes 1 e 2 e aplica-se um torque na engrenagem 1, fazendo-a girar um ângulo θ_1 . A engrenagem 2 rodará então um ângulo $\theta_2 = n\theta_1$, que será também a relação no eixo 2. A energia potencial do sistema será pois:

$$U = \frac{1}{2} K_1 \theta_1^2 + \frac{1}{2} K_2 n^2 \theta_1^2 \quad (4)$$

e $K_2' = n^2 K_2$ é a rigidez equivalente do eixo 2 referida ao eixo 1.

A regra para os sistemas engrenados é pois muito simples: "multiplicar por n^2 toda a rigidez e inércias do eixo engrenado, sendo n a relação de transmissão entre o eixo engrenado e o eixo de referência".

Se considerarmos a rigidez torcional equivalente K_D' do par de dentes flexíveis entre as engrenagens com inércias I_{E1} e I_{E2} respectivamente, podemos alterar o modelo anterior para aquele da Fig. 2, onde $n = Z_1/Z_2$.

Para determinarmos a rigidez torcional de um dente partiremos de algumas hipóteses estabelecidas por Furrow [2] e Kozesnick [3] para determinação da rigidez equivalente (torcional) de um dente, considerando o par de dentes como duas molas em série. As hipóteses são:

- Os dentes estão sempre em contato no ponto primitivo.
- Toda carga é suportada por um único par de dentes.
- Os dentes são considerados como vigas curtas engastadas no cubo.
- Nenhuma consideração é feita com relação ao "Backlash".

Em sistemas com elementos dissipativos ou não lineares, o nosso desenvolvimento é aplicável somente como uma aproximação.

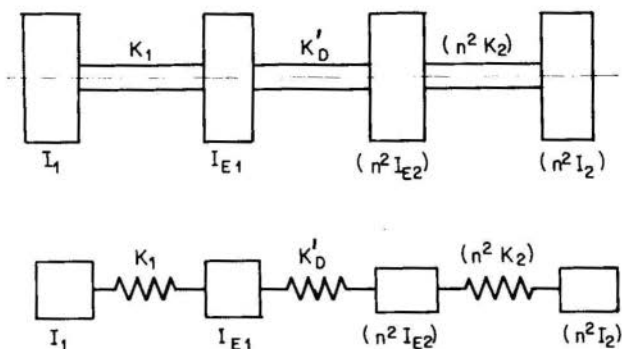


Fig. 2. Sistema com engrenamento flexível e seu eixo equivalente.

Para engrenagens cilíndricas de dentes retos, o cálculo da rigidez é baseado na deformação do dente devida a carga concentrada. Efeitos secundários, tais como deformação da parte adjacente do dente, deformação devida ao contato dos dentes foram estudadas por Brazzalle e Back [4] através do Método dos Elementos Finitos. Para simplificar o nosso processo utilizaremos um fator de correção C proposto por [5].

Denominando por F_n a força de contato entre os dentes das engrenagens e por δ_1 e δ_2 as deformações no par de dentes podemos dizer que as flexibilidades dos respectivos dentes são:

$$\frac{1}{K_{D1}} = C \frac{\delta_1}{F_n} \quad \text{e} \quad \frac{1}{K_{D2}} = C \frac{\delta_2}{F_n} \quad (5)$$

Supondo a associação em série, temos

$$\frac{1}{K_D} = \frac{1}{K_{D1}} + \frac{1}{K_{D2}} = \frac{C}{F_n} (\delta_1 + \delta_2) \quad (6)$$

Os valores dos fatores de correção são $C = 1,3$ para engrenagens cilíndricas de dentes retos, $C = 1,2$ a $1,3$ para engrenagens cônicas e $C = 1$ para engrenagens cilíndricas com dentes internos.

A equação (6) se refere a rigidez flexional equivalente do par de dentes, como estamos interessados em vibrações torcionais, passemos agora ao cálculo da rigidez torcional.

$$K_{tD} = \frac{\text{Torque}}{\text{ângulo}} = \frac{F_t \cdot R}{\delta/R} = \frac{F_t \cdot R^2}{\delta} \quad (7)$$

Sendo a força tangencial $F_t = F_n \cdot \cos\phi$, onde ϕ é o ângulo de pressão do dente da engrenagem e $R = D_0/2$ o raio primitivo, podemos escrever considerando a eq. (5) que:

$$K_{tD} = \frac{F_n}{\delta} \cdot \frac{D_0^2 \cdot \cos\phi}{4} = F_n \left(\frac{C \cdot K_D}{F_n} \right) \cdot \frac{D_0^2 \cdot \cos\phi}{4}$$

ou ainda

$$K_{tD} = \frac{C \cdot \cos\phi}{4} (K_D D_0^2) \quad (8)$$

Considerando as molas em série e referidas ao eixo 1, temos:

$$\frac{1}{K_D'} = \frac{1}{K_{tD1}} + \frac{1}{n^2 K_{tD2}} = \frac{4}{C \cdot \cos\phi K_{D1} \cdot D_{01}^2} + \frac{4}{n^2 \cdot C \cdot \cos\phi \cdot K_{D2} \cdot D_{02}^2}$$

Sendo ainda $D_0 = m Z$, onde m é o módulo dos dentes das engrenagens, a equação anterior torna-se:

$$\frac{1}{K_D'} = \frac{4}{C \cdot \cos\phi \cdot m^2} \left(\frac{1}{K_{D1} Z_1^2} + \frac{1}{n^2 \cdot K_{D2} \cdot Z_2^2} \right)$$

porém, se $n = Z_1/Z_2$ podemos chegar em:

$$\frac{1}{K_D'} = \frac{4}{C \cdot \cos\phi \cdot m^2 \cdot Z_1^2} \left(\frac{1}{K_{D1}} + \frac{1}{K_{D2}} \right)$$

ou ainda considerando a eq. (6)

$$\frac{1}{K_D'} = \frac{4}{C \cdot \cos\phi \cdot m^2 \cdot Z_1^2 \cdot K_D} \quad (9)$$

onde a rigidez total flexional dos dentes K_D pode ser calculada pela equação (6).

3. Deflexão no dente da engrenagem

Note que para calcularmos a rigidez torcional equivalente K_D , referida ao eixo 1, precisamos da flexional K_D que por sua vez depende das deflexões nos dentes.

Para calcularmos a deflexão no dente, vamos considerá-lo como o modelo mostrado na figura 3.

Usando a nomenclatura de engrenagens quando for possível, denominamos por t a espessura do dente na linha primitiva, h_p o dedendum, r_0 o raio primitivo, F_t a força tangencial e por L a largura da face do dente.

O momento de inércia pode ser calculado por:

$$I = \frac{L t^3}{12} \quad (10)$$

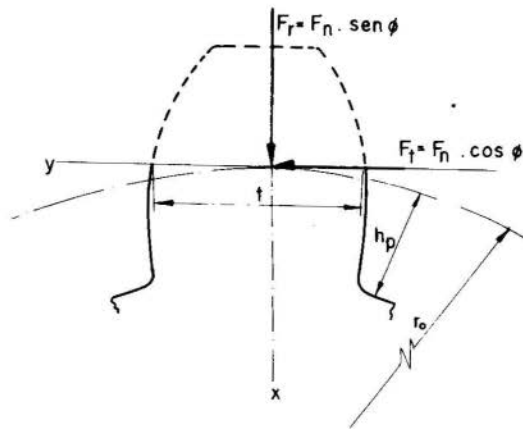


Fig. 3. Modelo de dente

Ao se analisar a deformação supõe-se que o corpo da engrenagem, ao qual o dente está ligado é perfeitamente rígido. O cálculo do deslocamento devido a força concentrada sobre o dente é baseada na formulação do trabalho virtual de MHOR [6]. Então

$$\delta = \int_0^{h_p} \frac{M\bar{M}}{EI} dx + \int_0^{h_p} \eta \frac{Q\bar{Q}}{GA} dx + \int_0^{h_p} \frac{N\bar{N}}{EA} dx \quad (11)$$

\bar{M} , \bar{Q} , \bar{N} representam as equações do momento fletor, esforço cortante e esforço normal no dente para um carregamento hipotético, que no nosso caso corresponde a $F_n = 1 \cdot \cos \phi$

$$M = F_n \cdot \cos \phi \cdot x \quad \bar{M} = \cos \phi \cdot x$$

$$Q = F_n \cdot \cos \phi \quad \bar{Q} = \cos \phi$$

$$N = F_n \cdot \cos \phi \quad \bar{N} = \sin \phi$$

$$A \approx L \cdot t \quad I \approx Lt^3/12$$

$$\eta = 6/5 \text{ para seções retangulares}$$

E e G são os Módulos de Elasticidade longitudinal e transversal respectivamente.

Substituindo as expressões acima em (11) e integrando, chegamos em:

$$\delta = \frac{4F_n \cdot \cos^2 \phi}{E \cdot L \cdot t^3} \cdot h_p^3 + \frac{6F_n \cdot \cos^2 \phi}{5 \cdot G \cdot L \cdot t} \cdot h_p + \frac{F_n \cdot \sin^2 \phi}{E \cdot L \cdot t} \cdot h_p \quad (12)$$

Substituindo (12) em (6) e admitindo $\delta_1 = \delta_2$, nós obte

mos K_D .

$$\frac{1}{K_D} = 2 \cdot C \left[\frac{4 \cdot \cos^2 \phi \cdot h_p^3}{E \cdot L \cdot t^3} + \frac{6 \cdot \cos^2 \phi \cdot h_p}{5 \cdot G \cdot L \cdot t} + \frac{\sin^2 \phi \cdot h_p}{E \cdot L \cdot t} \right] \quad (13)$$

4. Cálculo das Frequências Naturais.

Para cálculo das frequências naturais, utilizaremos o Método das Matrizes de Transferência [1].

O desenvolvimento da Matriz de Transferência de um sistema torcional é idêntico ao do sistema massa-mola com $\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}$ como vetor estado. Isolemos a n -ésima estação na Fig. 4 e escrevemos a equação dinâmica para a matriz ponto e a equação elástica para matriz campo. Elas são:

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^D = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\omega^2 I & 1 \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^E \quad (14)$$

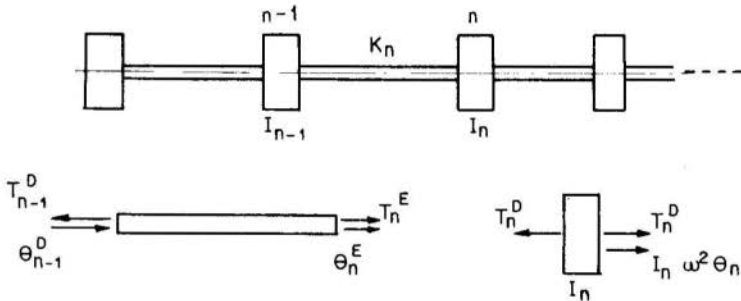


Fig. 4. Sistema isolado para montagem das Matrizes de Transferência.

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^E = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ 0 & 1 \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_{n-1}^D \quad (15)$$

Combinando as equações (14) e (15), teremos:

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^D = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ -\omega^2 I & (1 - \frac{\omega^2 I}{K}) \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_{n-1}^D \quad (16)$$

Note que, a Matriz Campo para o par de dentes das engrenagens, é dado por:

$$T_{\xi} = \begin{bmatrix} 1 & 1/K_D \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

O cálculo se processa em termos dessas quantidades, de um extremo a outro do sistema, e as frequências naturais são estabelecidas satisfazendo às condições apropriadas de contorno [7].

5. Aplicação prática.

Seja um sistema como aquele mostrado na figura 1, onde:

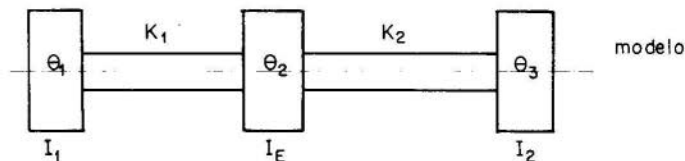
$$\begin{aligned} I_1 \text{ (rotor de turbina)} &= 3500 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ I_{E_1} \text{ (pinhão)} &= 50 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ I_{E_2} \text{ (coroa)} &= 3000 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ I_2 \text{ (rotor do gerador)} &= 5000 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ K_1 \text{ (Eixo da turbina)} &= 1,2 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m/rad} \\ K_2 \text{ (Eixo do gerador)} &= 2 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m/rad} \end{aligned}$$

Para as engrenagens:

$$\begin{aligned} Z_1 = 20 \text{ dentes} & \quad Z_2 = 60 \text{ dentes} & \quad m = 5 \\ \phi = 20^\circ & \quad E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} & \quad \text{N/m}^2 \text{ (Ambas de aço)} \\ L = 35 \text{ mm (largura)} & \quad G = 8 \cdot 10^{10} & \quad \text{N/m}^2 \end{aligned}$$

Caso (a) - Transmissão rígida

$$n = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{20}{60} = 0,333$$



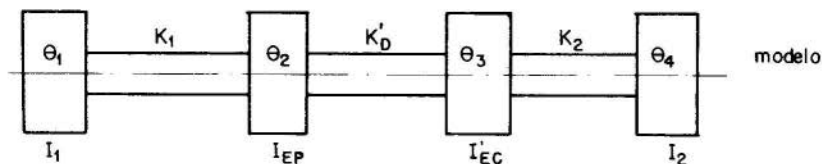
Dados:

$$\begin{aligned} I_1 &= 3500 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 & I_2 &= n^2 \cdot 5000 = 555,56 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \\ K_1 &= 1,2 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m/rd} & K_2 &= n^2 \cdot 2 \cdot 10^6 = 0,22 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m/rd} \\ I_E &= 50 + n^2 \cdot 3000 = 383,33 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \end{aligned}$$

Utilizando-se do Método das Matrizes de Transferência chega-se em:

FREQUÊNCIAS NATURAIS	
$\omega_1 = 19,77$ (rd/s)	$\omega_2 = 63,73$ (rd/s)
$\theta_1 = 1,000$ (rd)	$\theta_1 = 1,000$ (rd)
$\theta_2 = -0,140$	$\theta_2 = -10,846$
$\theta_3 = -6,207$	$\theta_3 = 1,185$
Modo 1	Modo 2

Caso (b) - Transmissão elástica:



Dados:

$$I_1 = 3500 \text{ kg}\cdot\text{m}^2;$$

$$I_2 = n^2 \cdot 5000 = 555,56 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$K_1 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rd};$$

$$K_2 = n^2 \cdot 2 \cdot 10^6 = 0,222 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rd}$$

$$I_{EP} = 60 \text{ kg}\cdot\text{m}^2;$$

$$I'_{EC} = n^2 I_{EC} = 333,33 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Fazendo $h_p = 1,167 \text{ m} = 5,835 \text{ (mm)}$ e $t = m\pi = 15,71 \text{ (mm)}$ na eq. (13), temos a rigidez flexional do par de dentes, igual a:

$$K_D = 2,228 \cdot 10^3 \text{ (N/m)}$$

Utilizando agora a eq. (9) com $C = 1,3$, temos a rigidez torcional do que de dentes referida ao eixo 1.

$$K'_D = 6,804 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rd}.$$

Novamente pelo Método das Matrizes de Transferências:

FREQUÊNCIAS NATURAIS		
$\omega_1 = 19,49$ rd/s	$\omega_2 = 60,63$ rd/s	$\omega_3 = 421,72$ rd/s
$\theta_1 = 1,000$	$\theta_1 = 1,000$	$\theta_1 = 1,000$
$\theta_2 = -0,108$	$\theta_2 = -9,722$	$\theta_2 = -517,723$
$\theta_3 = -0,303$	$\theta_3 = -11,350$	$\theta_3 = 67,422$
$\theta_4 = -6,110$	$\theta_4 = 1,390$	$\theta_4 = -2,844$
Modo 1	Modo 2	Modo 3

6. Comentários e Conclusões

Pelos resultados obtidos podemos dizer que para a primeira natural temos um desvio de 1,5% e para segunda 4,9% (no sentido de diminuir-las), quando consideramos o modelo com a rigidez dos dentes. Esses desvios podem aumentar bastante quando as rigidezes dos eixos são próximas ou maiores que as dos dentes, chegando até 10 a 15%. O fator mais importante é o aparecimento de uma frequência natural a mais no espectro, que coincidindo com alguma excitação torcional fará com que o sistema responda com grandes amplitudes de vibração. Portanto, o conhecimento prévio dessas frequências naturais adicionais ajudará bastante um diagnóstico de redutores através de um "Cepstrum".

REFERÊNCIAS

- [1] Thomson, W. T. - "Theory of Vibrations and Applications"; Prentice Hall Inc - 1972.
- [2] Furrow, R. W. - Mabie, H.H. - The Measurement of Static Deflection in Spur Gear Teeth, J. Mechanisms, Vol. 5, nº2, pp 147-168, 1970.
- [3] Kozesnick, J. - "Dynamics of Machines", p. 267, Erven P. Noordhoff, Ltd., Groningen, Netherlands, 1962 (An English Translation).
- [4] Brazzalle, R.R. - Back, N. - Um Método para o cálculo da deformação estática de dentes de engrenagens - COBEM 79 Paper nº CT-11-Campinas - SP.
- [5] The British Internal Combustion Engine Research Association - (B.I.C.E.R.A)-Recomendações Técnicas.
- [6] West, H. H. - "Analysis of Structures" - John Wiley and Sons - 1980.
- [7] Pestel, E.C. - Leckie, F.A. - "Matrix Methods in Elastomechanics" - Mc Graw Hill Inc. - 1963.


COBEM 83

 VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
 ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983


 TRABALHO
 PAPER

Nº C-49

P.P. 501 - 510

UFU

VIBRAÇÃO TORCIONAL DE UMA TURBINA HÍBRIDA DARRIEUS-FILIPPINO

DEBI PADA SADHU

VILSON CARLOS DA SILVA FERREIRA

GILNEI CARVALHO OCÁCIA

ALBERTO TANAGNA

Departamento de Engenharia Mecânica - UFRGS

SUMÁRIO

A natureza cíclica do torque produzido por uma turbina eólica se transmite ao longo de todo o seu sistema motor. Esta característica denominada Vibração Torcional, pode ser amplificada dependendo de diversos fatores. O presente trabalho investiga, teoricamente, a vibração torcional que chega no final da cadeia motora de uma turbina Darrieus-Filippino de 6m de diâmetro quando sujeita a diferentes condições de operação.

SUMARY

Wind turbines produce in general a time variation torque which is transmitted in the drive train. Various factors may cause amplification of this torsional vibration. A theoretical study on the nature of this vibration in a drive train of a 6m diameter Darrieus-Filippino turbine operating at diverse operations is discussed.

1. INTRODUÇÃO

O torque produzido por um gerador eólico tem natureza variável mesmo nas condições mais ideais de operação. Os geradores de eixo vertical |1| por exemplo, possuem esta característica mais acentuada porque mesmo com vento constante o torque por eles gerado depende da posição das pás do rotor em relação à direção aparente do vento. A rigidez e a inércia de cada componente do sistema, a dinâmica das pás e as folgas mecânicas podem alterar significativamente a propagação deste efeito ao longo da cadeia motora. Esta propagação, denominada Vibração Torcional, pode ser amplificada de tal sorte a causar danos por fadiga aos componentes mecânicos do sistema.

Este trabalho investiga teoricamente a vibração torcional no final da cadeia mecânica de uma turbina híbrida Darrieus-Filippino |2|, construída pelo grupo de Energia Eólica

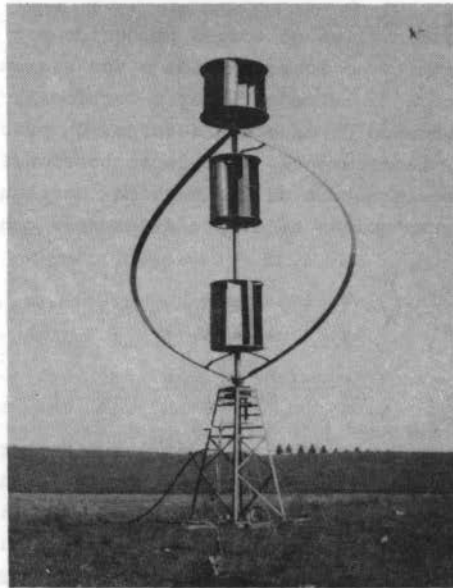
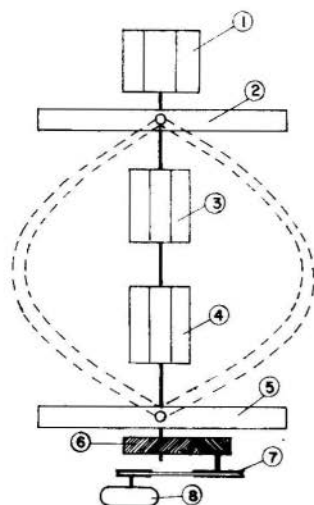


Fig.1 - Turbina híbrida Darrieus-Filippino

do Departamento de Mecânica e instalada na estação experimental da UFRGS, na cidade de Guaíba, RS (fig.1). A turbina em questão possui um rotor Darrieus, de solidez 0,18, formado de duas pás com seção constante em aerofólio (NACA 0012) e corda de 25cm. Três rotores Filippino são rigidamente fixos ao eixo central da turbina com a finalidade de dar autonomia na partida. Para possibilitar a operação de uma bomba centrífuga, instalada no final da cadeia mecânica, a rotação do eixo principal é aumentada em dois estágios (o primeiro com $n_1 = 4,2$ e o segundo com $n_2 = 5,3$) por meio de uma caixa de velocidade e polias com correias. O eixo central da turbina é posicionado verticalmente por meio de um anel contendo rolamentos cônicos. Foi empregado, também, um acoplamento elástico para evitar-se choques na transmissão e desalinhamentos na cadeia motora. A cadeia motora do gerador eólico em questão pode ser esquematizada segundo a fig.2, onde são identificados os seus componentes principais.



Legenda

- 1, 3, 4 Rotor Filippino
- 2, 5 Metade do Rotor Darrieus
- 6 Caixa de Velocidade
- 7 Polias e Correias
- 8 Bomba Centrífuga

Fig.2 - Desenho esquemático da cadeia motora da turbina Darrieus-Filippino.

2. MODELO MATEMÁTICO

A análise teórica consistiu em se determinar a vibração torcional no eixo de acionamento da bomba centrífuga para diferentes condições de operação da turbina (diferentes velocidades de vento e rotações da turbina e diferentes amortecimentos). Os resultados obtidos permitiram identificar, para cada condição, a faixa de amplificação máxima da vibração torcional (ressonância) e a faixa de utilização.

Para viabilizar a solução deste problema, um modelo numérico, sugerido por Reuter e Worstel [3] foi utilizado, onde de algumas considerações simplificativas foram feitas. As simplificações foram: modelo inercial de massas rotativas concentradas, inércia das pás do rotor Darrieus dividida igualmente em duas, velocidade de vento com perfil reto e constante, direção da velocidade do vento fixa, aerodinâmica das pás sem os efeitos da separação, sistema mecânico sem folgas e sem perdas, resposta da turbina e da cadeia mecânica linear elástica. A fig.3 dá uma idéia do modelo matemático empregado.

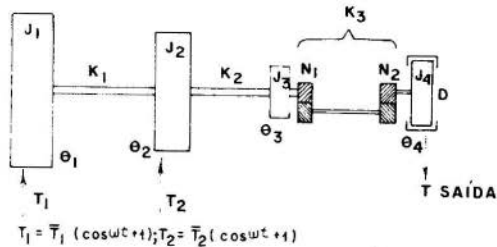


Fig.3 - Modelo matemático simplificado.

Foi considerado, ainda: a primeira massa de inércia (J_1) igual ao somatório da metade da inércia das pás do rotor Darrieus com a inércia dos dois rotores Filippinos superiores, a segunda (J_2) igual ao somatório da outra metade do rotor Darrieus e a inércia do rotor Filippino inferior, a terceira (J_3) a inércia do disco de freio adicionada à inércia da caixa de velocidade e finalmente a última (J_4) a inércia da bomba. A rigidez equivalente dos eixos intermediários às massas de inércias são dadas por K_1 , K_2 e K_3 [2], e o fator de amorteci-

mento da bomba dado por D.

Os valores numéricos |2|, |6| para o presente caso cons tam na tabela I abaixo.

TABELA I

CARACTERÍSTICAS DA TURBINA DARRIEUS-FILIPPINO			
$J_1 = 145,03$	Nms^2	$K_1 = 1,75 \times 10^5$	$Nmrd^{-1}$
$J_2 = 135,83$	Nms^2	$K_2 = 3,24 \times 10^3$	$Nmrd^{-1}$
$J_3 = 0,305$	Nms^2	$K_3 = 8,22 \times 10^3$	$Nmrd^{-1}$
$J_4 = 2,69 \times 10^{-3}$	Nms^2	$n_1 = 4,2$	
$D = 3,21 \times 10^{-3}$	$Nms \cdot rd^{-1}$	$n_2 = 5,3$	

O sistema de equações de equilíbrio, segundo |4|, cor respondente ao modelo numérico da fig.3, é dado por:

$$\left. \begin{aligned}
 J_1 \ddot{\theta}_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) &= T_1 \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 + K_2(\theta_2 - \theta_3) + K_1(\theta_2 - \theta_1) &= T_2 \\
 J_3 \ddot{\theta}_3 + K_3\left(\theta_3 - \frac{\theta_4}{n_1 n_2}\right) + K_2(\theta_3 - \theta_2) &= 0 \\
 J_4 \ddot{\theta}_4 + \frac{K_3}{(n_1 n_2)^2}(\theta_4 - n_1 n_2 \theta_3) + D \dot{\theta}_4 &= 0
 \end{aligned} \right\} (1)$$

onde θ é o ângulo de torção e T_1 e T_2 são os torques de en trada da turbina. A solução geral do sistema de equações (1) é do tipo:

$$\theta_i = R_i \cos(\omega t - \alpha_i) \quad (2)$$

A substituição de (2) em (1), produz, após alguns alge brismos, um sistema linear de n equações a n incógnitas, cu jo número n depende do modelo (oito no caso em questão). Nu ma forma compacta este sistema pode ser assim escrito:

$$\underline{K} \underline{x} = \underline{T} \quad (3)$$

Com a solução de (3), conseguida através do método de Crout [5], os valores de θ_i são obtidos e com eles o valor do torque de saída:

$$T_s = - \left[\frac{K_3}{(n_1 n_2)^2} (\theta_4 - n_1 n_2 \theta_3) + \frac{1}{n_1 n_2} (\bar{T}_1 + \bar{T}_2) \right] \quad (4)$$

O torque de saída é de natureza cíclica, e altamente influenciado pela rigidez dos componentes do sistema. A variação torcional, definida em porcentagem segundo [3], é dada por (5), e permite avaliar o resultado desta influência.

$$\bar{T} = \sqrt{2} \frac{T_{RMS}}{\bar{T}} \quad (5)$$

onde $\bar{T}(\%)$ = variação torcional em porcentagem

T_{RMS} = torque médio quadrático

\bar{T} = torque médio

3. RESULTADOS

As diversas situações de teste foram obtidas em função da característica básica de operação da turbina [2], definida por:

$$\lambda = \frac{d \cdot \Omega}{V} \quad (6)$$

onde d = diâmetro da turbina (m)

Ω = velocidade angular da turbina (rds⁻¹)

V = velocidade do vento (ms⁻¹)

Os casos testados são para λ assumindo os seguintes valores: 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5 e 6,0. Valores de λ menores que 3,0, não foram considerados pois apresentam operação instável da turbina. Para cada valor de λ , foi calculado o valor de $\bar{T}(\%)$ para 11 (onze) diferentes rotações. A tabela II abaixo mostra a correlação existente entre a rotação (N) e o torque médio de entrada para a turbina em questão [2], numa condição básica de operação ($\lambda = 4$).

507
TABELA II

N (rpm)	V (ms ⁻¹)	T ₁ =T ₂ (Nm)	N (rpm)	V (ms ⁻¹)	T ₁ =T ₂ (Nm)
50,9	4	22,07	127,3	10	149,60
63,7	5	31,88	140,0	11	183,93
76,4	6	46,59	152,8	12	219,74
89,1	7	66,21	165,5	13	259,96
101,9	8	91,72	203,72	16	400,24
114,6	9	120,17	-	-	-

Com a finalidade de se verificar o comportamento de \bar{T} para as diferentes situações de operação, plotou-se diagramas \bar{T} versus N (fig.4).

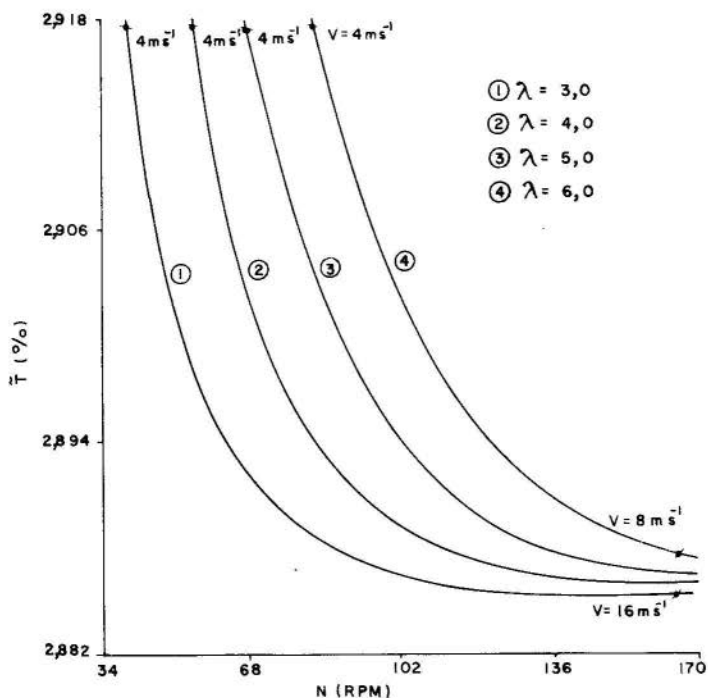


Fig.4 - Vibração torcional versus rotação da turbina

Embora a variação torcional, obtida nos diversos casos analisados, não ultrapassa os 3%, pode-se notar uma tendência de rápido crescimento, para baixos valores de velocidade do vento ($V \leq 4 \text{ m.s}^{-1}$).

A fig.5 reporta a análise teórica correspondente a alteração da rigidez do acoplamento entre o eixo principal e a cadeia motora. As condições testadas foram desde a utilização de um acoplamento flexível até um acoplamento rígido ($3,24 \times 10^2 \leq K_2 \leq 3,24 \times 10^5$). Pode-se notar que, com baixos valores de D, correspondente a operação de uma bomba centrífuga, a variação de K_2 não altera o valor da variação torcional ao longo de toda a faixa de utilização da turbina. Quando se usa um fator de amortecimento maior, o valor da variação torcional se altera e é mais alto quanto menor for a rotação da turbina, evidenciando a faixa de ressonância.

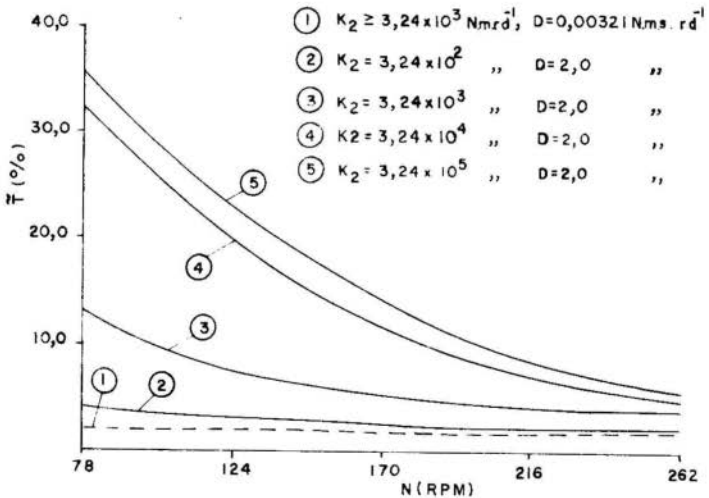


Fig.5 Correlação entre a variação torcional e rotação, para diversos valores de K_2 . ($\lambda = 6,0$)

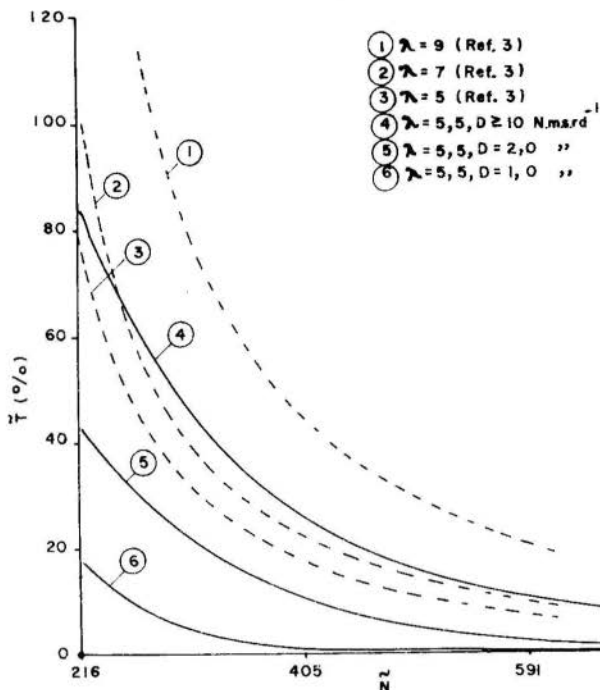


Fig.6 Correlação entre a variação torcional e a rotação normalizada, para diferentes valores do fator de amortecimento.

A fig.6 compara os resultados obtidos no presente trabalho com os dados da ref. [3]. Para possibilitar a inclusão dos dois resultados num único diagrama definiu-se nova variável, rotação normalizada \tilde{N} , dada por: $\tilde{N} = N \times d$.

Verificou-se que a influência do fator de amortecimento sobre a vibração torcional é crescente com o aumento de D até um valor limite de $10 \text{ N.m.s.r.d}^{-1}$. A partir deste valor o comportamento da curva característica $\tilde{T} \times \tilde{N}$ não se altera. Nota-se também que, para valores de $D \geq 10$ e na mesma faixa de λ , os resultados obtidos são compatíveis com os resultados da ref. [3].

4. CONCLUSÕES

Em todos os casos testados, simulando as condições normais de operação da turbina, verificou-se que a variação torcional não excedeu a 3%, o que foi considerado plenamente satisfatório. Porém quando simulou-se a operação com um gerador elétrico, cujo fator de amortecimento é maior [3], a vibração torcional assumiu valores bem mais altos, o que caracterizou nitidamente a existência de zonas de ressonância.

REFERÊNCIAS

- [1] SHANKAR, P.N., "On the Aerodynamic Performance of a Class of Vertical Shaft Windmills", Proc.R.Soc.London. A. 349, (1976), pp. 35-51.
- [2] SADHU, D.P., "Irrigação por Meio de Energia Eólica de Lavouras de Arroz no Estado do Rio Grande do Sul", Relatórios I e II - DEMEC 82EE-001 e DEMEC 82EE-002, UFRGS, (1982).
- [3] REUTER, R.C., WORSTELL, M.H., "Torque Ripple in a Vertical Axis Wind Turbine", Relatório SAND78-0577, Sandia Laboratories, Albuquerque, N. México - (1978).
- [4] STEIDEZ, R.F., An Introduction to Mechanical Vibration, John Wiley and Sons. Inc., N.Y., (1971).
- [5] HIDEBRAND, F.B., Methods of Applied Mathematics, Prentice Hall, Inc. N.J., (1965).
- [6] SHIGLEY, J.E., Mechanical Engineering Design, McGraw - Hill, N.Y., (1977).



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983



UFU

TRABALHO

PAPER

Nº C-50

P.P. 511 - 521

ESTIMA DE ESPECTROS EM SÉRIES TEMPORAIS

KAZUO HIRATA

Engenheiro Naval

Divisão de Engenharia Naval e Oceânica

Instituto de Pesquisas Tecnológicas do

Estado de São Paulo S.A. - IPT

SUMÁRIO

Os registros temporais de variáveis associadas ao comportamento de estruturas no mar são geralmente analisados no domínio da frequência. Neste trabalho apresentam-se três métodos para estima de espectros, a partir de séries temporais. São apresentados exemplos de aplicação a um registro de ondas de mar e a força dinâmica em um guindaste (de uma barcaça guindaste) oriunda dessa excitação.

SUMMARY

Seakeeping time series are in general analysed in the frequency domain. In this work three methods are presented for spectral estimation from time series. The methods are applied to a sea wave and to the resultant dynamic load at a crane, in a crane pipe-lay barge.

1. Introdução

Na análise de fenômenos dinâmicos em ciência e engenharia tem-se utilizado intensamente séries temporais medidas. A título de exemplo, pode-se citar, além dos fenômenos de dinâmica estrutural em engenharia mecânica, aplicações em oceanografia, bioengenharia, radio-astronomia, sistemas ecológicos e instrumentos como radares, sonares, etc.

Como consequência desta demanda o tratamento de sinais tem requerido o desenvolvimento de ferramental adequado para permitir tais análises. Os investimentos nessa área tem gerado inúmeras técnicas, que por sua vez são analisados e reimplimentados. A vasta literatura existente mostra que a análise de sinais se transformou em uma "ciência" a parte.

Devido à diversidade de técnicas e mesmo nuances existentes dentro de uma mesma técnica, a dúvida que frequentemente ocorre é: A partir de uma série temporal (realização de um processo) que tipo de análise nos permitirá obter as conclusões mais significativas. Neste trabalho procuramos descrever resumidamente a abordagem espectral, através de exemplos aplicados a três métodos: Blackman-Tukey (BT), Transformada Rápida de Fourier (FFT) e o Método da Máxima Entropia (MEM). Uma descrição mais detalhada destas e de outros métodos pode ser encontrada em [1].

2. Método de Máxima Entropia (MEM)

O MEM é um método adaptativo não linear, da análise espectral, que é capaz de gerar estimativas de espectro de alta resolução a partir de séries temporais curtas.

Considerando-se que a entropia é uma medida da informação média contida em um sinal, ao maximizá-la estamos maximizando a informação transmitida deste sinal. Tomando partido deste fato Burg [] conseguiu obter uma expressão que permite determinar o espectro de potência $s(f)$ a partir da maximização da função entropia, como será visto mais adiante. Ulrich [] apresenta este método resumidamente como se segue.

Seja $x(t)$ uma série temporal e $X(w)$ sua transformada de Fourier.

Se $H(w)$ é a função de transferência que branqueia $x(t)$, então

$$X(w) \cdot H(w) = k \quad \text{ou} \quad (1)$$

$$|X(w)|^2 = \frac{k^2}{|H(w)|^2} \quad (2)$$

Portanto,

$$\frac{k^2}{|H(w)|^2}$$

é uma estimativa da potência do processo $x(t)$.

É possível mostrar que o branqueamento de um dado processo pode ser efetuado por meio de um filtro de predição de erro. Daí, para um processo estocástico discreto x_t , com amostragem unitária, uma estimativa da potência pode ser descrito como:

$$P(f) = \frac{P_{M+1}}{\left| 1 + \sum_{k=1}^M a_{Mk} \cdot e^{-i2\pi fk} \right|^2} \quad (3)$$

Onde P_{M+1} é o valor da potência média de saída de $M+1$ pontos do filtro de predição de erro, cujo primeiro coeficiente é igualado a 1.

Os a_{Mk} são os coeficientes do filtro de predição de erro dados pela equação:

$$\begin{bmatrix} \phi_0 & \phi_1 & \cdot & \cdot & \cdot & \phi_M \\ \phi_1 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \phi_1 & \cdot \\ \phi_M & \cdot & \cdot & \cdot & \phi_1 & \phi_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ a_{Mk} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_{MM} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{M+1} \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

onde $\phi_0, \phi_1, \dots, \phi_M$ são as estimativas da autocorrelação do processo x_t .

A validade da equação (3) foi demonstrada por Burg que derivou a equação através da maximização da expressão:

$$E = \int_{-u}^u \ln P(2\pi f \Delta) df \quad (5)$$

na banda de Nyquist $-u$ a u onde $u = (1/2)\Delta$.

A equação (5) pode ser reescrita em termos da função da autocorrelação ϕ_k como,

$$E = \int_{-u}^u \ln \left[\sum_{-\infty}^{\infty} \phi(k) \cdot \exp(-i2\pi f k \Delta t) \right] df \quad (6)$$

A maximização da expressão (6) com relação a $\phi(k)$ com restrição de que $s(t)$ deve ser consistente com a autocorrelação conhecida $\phi(0), \dots, \phi(m-1)$ fornece a estimativa espectral pelo MEM.

Desde que a estimativa MEM deve ser compatível com a informação contida nos dados, no conjunto dos a_{Mk} da expressão (4), deparamos com o problema de calcular os valores de autocorrelação $\phi(0), \dots, \phi(M)$.

Uma solução proposta por Burg utiliza um método recursivo para estimativa dos coeficientes do filtro de predição, pela combinação da equação (4) com os dados disponíveis.

O método considera a seguinte sequência.

Supõe-se $M = 0$ na equação (4) e esta fornece ϕ_0 e P_1 . Aplica-se o algoritmo de Levinson a equação (4) e obtem-se o filtro de ordem $k+1$, a partir do filtro de k pontos.

O coeficiente indeterminado a_{11} desta equação é estimado a partir dos dados minimizando P_2 a potência média de saída do filtro de ordem 2 com respeito a a_{11} , isto é:

$$\frac{\partial}{\partial a_{11}} \left\{ \sum_{i=1}^{N-1} (x_i + a_{11}x_{i+1})^2 + \sum_{i=1}^{N-1} (x_{i+1} + a_{11}x_i)^2 \right\} = 0$$

conhecido a_{11} , obtem-se Δ_1 e daí P_2 .

O filtro de ordem 3 é obtido a partir de (2), utilizando-se novamente a equação (4) onde a_{22} é obtido de modo análogo a a_{11} e a_{21} da equação

$$a_{21} = a_{11}(1 + a_{22}).$$

Prossegue-se a interação para maiores valores de M .

3. Método de Blackman-Tukey (BT)

Este é o método clássico [5] de análise de sinais que foi praticamente substituído pelo do periodograma com o advento da FFT (Transformada Rápida de Fourier).

A partir do registro temporal, determina-se a função de autocorrelação, que no caso discreto escreve-se:

$$\phi_{xx}(M) = \frac{1}{N-m} \sum_{n=0}^{N-m-1} x_{n+m} \cdot x_n^*$$

onde: m = número de intervalos (lags) da função auto-correlação;

n = número total de pontos.

Aplica-se a seguir a transformada de Fourier a função de correlação e tem-se a função densidade espectral.

$$P(f) = \Delta t \sum_{n=-M}^M \phi_{xx}(M) \cdot e^{2\pi ifm\Delta t}$$

Devido ao fato de o registro ser finito, a função de autocorrelação não decresce com o aumento de intervalos de tempo, sendo necessário seu truncamento para cálculo numérico. Os efeitos desses truncamentos são em geral minimizados com a utilização de janelas espectrais como Hanning, Bartlett, Parzen e outros.

4. Método do Periodograma (Via FFT)

No método de BT obtemos a curva espectral a partir da função de autocorrelação, isto é:

$$P(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{xx}(\tau) e^{-2\pi if\tau} d\tau \quad (1)$$

Entretanto é possível mostrar [4] que a expressão pode ser escrita como:

$$P(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} F \left\{ \frac{1}{2\pi} \left| \int_{-T}^T s(t) \cdot e^{2\pi ift} dt \right|^2 \right\} \quad (2)$$

ou para dados amostrados (desconsiderando a expectância):

$$P(f) = \frac{1}{N\Delta t} \left| \Delta t \sum_{n=0}^{N-1} x_n \cdot e^{-2\pi ifn\Delta t} \right|^2 \quad (3)$$

A FFT [6] é um algoritmo eficiente para o cálculo do somatório da expressão (3) acima que é a versão discreta da Transformada Direta de Fourier.

Uma vez que a expressão (2) exige uma avaliação média de vários intervalos de tempo (-T, T) (ergodicidade) resulta a necessidade de se dividir a série temporal em segmentos.

Como o espaçamento de frequências é dado por $\Delta f = 1/N\Delta t$, verifica-se que existe um compromisso entre o número de segmentos e o número de pontos por segmento para obtermos médias e resoluções adequadas.

Outro aspecto a ser salientado é que enquanto no método de BT o número de intervalos da função autocorrelação pode ser imposto a priori, pelo Periodograma via FFT, este valor já está embutido e é o total de intervalos possíveis. Isto permite de certa forma diminuir o tempo computacional no método BT, que é a sua grande desvantagem com relação a FFT (Periodograma).

5. Resultados

Dois sinais temporais foram analisados pelos três métodos expostos. O primeiro é o registro de uma onda de mar. O segundo corresponde a uma força dinâmica em um guindaste, de uma balsa guindaste, sujeita a ação da onda. O guindaste sustenta uma estrutura semi-submersa no mar.

Consideramos para efeito de comparação três características: a curva espectral, o valor RMS (Root Mean Square) e o período definido como a relação entre o momento espectral de ordem zero pelo momento espectral de ordem um. No método BT foi utilizado a janela Hanning.

Os resultados são contrapostos com relação ao tempo de duração da série.

O objetivo é verificar modificações nas características com a diminuição do comprimento de registro.

5.1. Onda

Este sinal foi adquirido com duração suficiente. Daí para uma duração longa, é de se esperar características próximas nos três casos. É o que ocorre como pode ser visto na Tabela 1 e Figuras 1, 2 e 3 para duração de 400 s, apesar de os picos espectrais diferirem em valor. No caso BT a curva fica mais alisada em função da janela.

Diminuindo-se para metade do registro (200 s), há ainda uma boa representação do sinal (figuras 4, 5 e 6). Para

uma duração de 80 s, o método BT apresenta ordenadas espectrais negativas, e não está apresentada. Os valores de RMS e período nos outros métodos são razoáveis, entretanto a curva espectral do MEM (figuras 7 e 8) tem semelhança maior com o espectro de 400 s.

5.2. Força Dinâmica

Esta é uma série temporal relativamente curta, pois o período médio sendo da ordem de 7 s, temos apenas cerca de 20 ciclos.

Podemos ver na Tabela 2 que o BT fornece um valor de RMS bastante diferente dos outros dois, enquanto que os períodos são próximos. Os espectros possuem pouca semelhança (figuras 9, 10 e 11). Como o método MEM produz melhores resultados para séries curtas, podemos admitir que este apresenta os resultados mais realísticos.

No caso de uma duração de 40 s, o BT apresenta valores negativos no espectro. A FFT e MEM (figuras 12 e 13) apresentam valores RMS razoáveis, entretanto o período no caso da FFT apresenta-se muito alto.

Tabela 1. Onda

DURAÇÃO (s)	M É T O D O					
	BT		FFT		MEM	
	RMS	PERÍODO	RMS	PERÍODO	RMS	PERÍODO
800	-	-	0,525	6,77	0,481	6,99
400	0,583	6,85	0,512	6,85	0,516	6,88
200	0,617	6,90	0,540	6,91	0,542	6,92
133	0,620	6,67	-	-	0,587	6,89
80	-	-	0,487	6,57	0,456	7,32

Tabela 2. Força

DURAÇÃO (s)	M É T O D O					
	BT		FFT		MEM	
	RMS	PERIODO	RMS	PERIODO	RMS	PERIODO
140	1,187	7,55	0,618	7,39	0,628	7,50
40	-	-	0,599	13,97	0,575	6,30

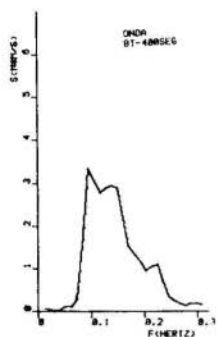


Fig. 1

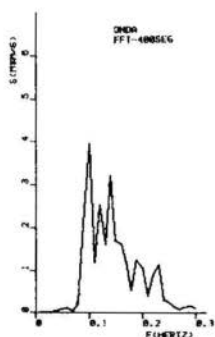


Fig. 2

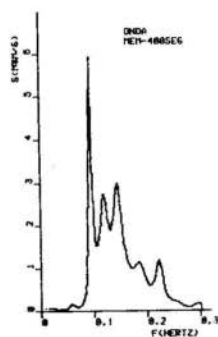


Fig. 3

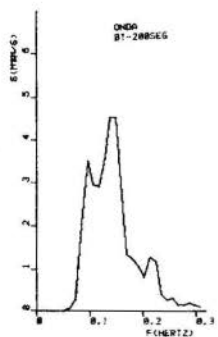


Fig. 4

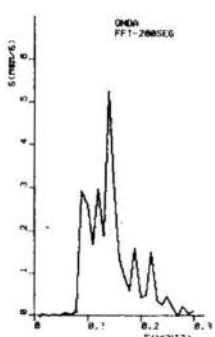


Fig. 5

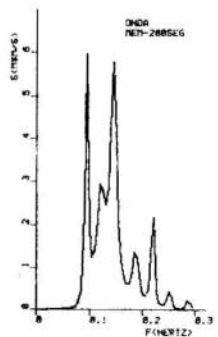


Fig. 6

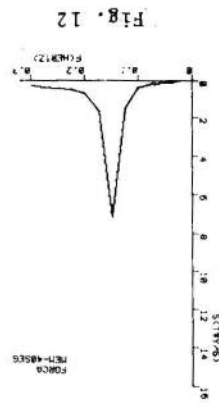


Fig. 12

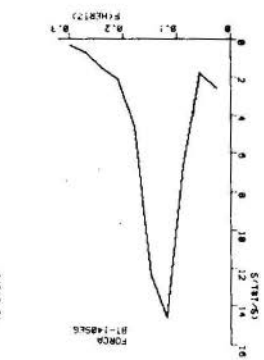


Fig. 9

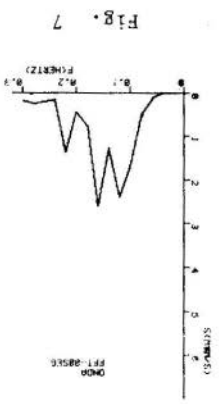


Fig. 7



Fig. 10

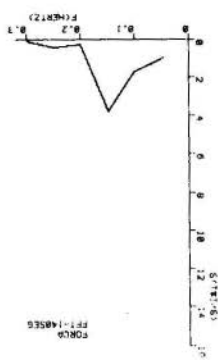


Fig. 11



Fig. 8

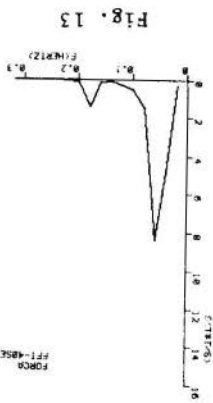


Fig. 13

6. Conclusões

Este trabalho tem a finalidade única de alertar para diferenças existentes entre diversas técnicas disponíveis para análise de sinais. Isto é exemplificado para 2 casos.

Como pode ser visto pelos resultados é necessário selecionar o método antes de se aplicar às cegas um qualquer. No caso específico procurou-se verificar o caso de sinais curtos onde o MEM apresenta melhores características.

A FFT sendo extremamente popular está implementado inclusive em analisadores espectrais comerciais, daí a necessidade de se enfatizar estes cuidados.

7. Agradecimentos

Agradeço a Mardel B. Conti que na realidade deveria constar como co-autor do trabalho. Agradeço ainda a Carlos H. Umeda que primeiro sugeriu a implementação do método MEM e ao pessoal do Agrupamento de Computação por diversos esclarecimentos. E finalmente, a Maria H. Takano pelo excelente trabalho de datilografia.

REFERÊNCIAS

- 1 Kay, S.M.; Marple, S.L., "Spectrum Analysis - A modern Perspective". IEEE, Vol. 69, nº 11, Nov. 81.
- 2 Ulrych, T.J., "Maximum Entropy Power Spectrum of Truncated Sinusoids". Journal of Geophysical Research, Vol. 77, Nº 8, March 1972.
- 3 Burg, J.P., "Maximum Entropy Spectral Analysis". 37th Meeting Society of Exploration Geophysicists (Oklahoma City), Oct 31, 1967.
- 4 Papoulis, A. "Probability, Random Variables and Stochastic Process". N.Y. Mc. Graw Hill, 1965.
- 5 Blackman, R.B. & Tukey, J.W. "The Measurements of Power Spectra", Dover Publications
- 6 Franco, A.S., "Análise Espectral Contínua e Discreta", Pág. 59-79, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A. - IPT.



COBEM 83

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983

TRABALHO

PAPER

Nº C-51

P.P. 523 - 531



UFU

SEISMIC RESPONSE OF VERTICAL SHAFT PUMP INCLUDING SLOSHING EFFECTS OF WATER

TARO SHIMOGO

Professor of Mechanical Engineering
Faculty of Science and Technology
Keio University
3-14-1 Hiyoshi, Kohoku-Ku, Yokohama, Japan

SUMMARY

Frequency responses of a vertical shaft pump under a horizontal seismic excitation were investigated by taking account of sloshing effects of water in a pit. First, a fluid force acting on a water lifting pipe of the pump due to the sloshing of water was examined in a theoretical manner. And the maximum bending stress produced at the upper fixed end of the water lifting pipe was calculated. These theoretical results were verified by an experimental study using a simple cantilever model immersed in a water tank, which was mounted on a shaker table. From these studies, it was made clear an extremely large stress is produced, if a natural frequency of the vertical shaft pump coincides with a sloshing frequency, especially, in the case an immersed height of the water lifting pipe is small.

1. Introduction

Vertical shaft pumps are utilized mainly in power plants owing to the facts that the floor space occupied by a vertical shaft pump is small and the height of installation is not restricted. As indicated in Fig.1, the cantilever type vertical shaft pump is constructed such that a water lifting pipe is hung from an upper floor and an impeller is installed at a tip of the pipe. A rotating shaft, which is driven by a motor installed on the upper floor, is settled through several water bearings in the water lifting pipe.

In comparison with lateral pumps, however, they have less stiffness and their resonance frequencies lie in the low frequency range, since, in many cases, the installation is in the style of a cantilever. This frequency range corresponds to the dominant frequency range of earthquakes. Accordingly, the seismic resistance properties are an especially important problem.

The vibration problems of a vertical shaft pump were previously studied by Kovats, A. [1] and others [2], but the main vibration sources considered were unbalance of rotating parts, bearing vibrations, pressure pulsation etc..

The cantilever type vertical shaft pump is constructed such that a water lifting pipe is hung from an upper floor and an impeller is installed at a bottom of the pipe. A rotating shaft, which is driven by a motor installed on the upper floor, is settled through several water bearings in the water lifting pipe.

The seismic response was studied by Shimogo, T. and others in 1980[3]. They carried out an experimental study to clarify the effects of rotation speed, flow velocity, added mass of water, input acceleration on the resonance frequencies, and established a simplified mathematical model replacing a vertical shaft pump structure by a cantilever beam with concentrated mass point, and further analyzed the effects of snubbers to reduce the seismic response. The dynamic characteristics including an interaction between a water lifting pipe and a driving shaft was studied by Shimogo, T. and others in 1982[4], and especially the effects of snubbers on the impact phenomena at a runner seal during earthquakes were examined.

In the previous studies on the seismic response of a vertical shaft pump, however, the influences of water sloshing were not taken into consideration. The water lifting pipe immersed in the water is excited during earthquakes not only due to vibration of its upper supporting point, but also due to fluid forces caused by sloshing of water in the pit. Therefore, if a natural frequency of sloshing coincides with that of a bending mode of the pump, an extremely large response may be induced at a corresponding frequency of the horizontal earthquake excitation and the water lifting pipe will be damaged.

The purpose of this study is to evaluate the maximum bending stress produced at the water lifting pipe by taking account of the influences of water sloshing. For this purpose, nonlinear sloshing phenomena are first analyzed in a theoretical manner, and a fluid force acting on the water lifting pipe is examined under appropriate assumptions. The theoretical results of frequency responses of the maximum bending stress produced at the upper fixed end of the water lifting pipe are verified by an experimental study using a simple cantilever model immersed in a water in a tank, which is mounted on a shaker table.

2. Sloshing of water

To examine bending vibrations of the vertical shaft pump structure caused by a considerably violent sloshing, a nonlinear theory of sloshing is applied to analyze the fluid motion in a rectangular pit. A nonlinear theory of sloshing in rectangular tanks was developed by Faltinsen, O.M. [5, 6] on the following assumptions:

- (1) deep rectangular open pit without baffles,
- (2) harmonic sway oscillation with small amplitudes of rigid pit,
- (3) incompressible ideal fluid,
- (4) two-dimensional fluid motion,
- (5) nonlinear effects of large motion.

One more assumption is supplemented to the above to make a simplified mathematical model in this study, that is

- (6) the water lifting pipe is so slender compared

with a size of the pit that the vibration of the water lifting pipe does not influence on the fluid motion in the pit.

From the assumption (3), there exists a velocity potential ϕ that satisfies the Laplace equation

$$\partial^2 \phi / \partial x^2 + \partial^2 \phi / \partial y^2 = 0 \quad (1)$$

where x - and y -coordinates are indicated in Fig.1. The dynamic and kinematic conditions on a free surface $x = \zeta(y, t)$ are

$$\partial \phi / \partial t + \{(\partial \phi / \partial x)^2 + (\partial \phi / \partial y)^2\} / 2 + g \zeta = 0 \quad (2)$$

$$\text{and } \partial \zeta / \partial t - \partial \phi / \partial x + (\partial \phi / \partial y)(\partial \zeta / \partial y) = 0 \quad (3)$$

respectively, where t is the time, g is the acceleration of gravity, and surface tension was neglected. The boundary conditions on the wetted surfaces of the pit are

$$\partial \phi / \partial x = 0 \quad \text{on } x = -h \text{ (the bottom of the pit)} \quad (4)$$

$$\partial \phi / \partial y = \partial u / \partial t \text{ on } y = \pm a \text{ (the sidewalls of the pit)} \quad (5)$$

where $u(t)$ is the horizontal displacement of the pit or the input displacement of seismic excitation. To investigate the frequency response curves, the pit is assumed to be forced to oscillate harmonically with a small amplitude u_m compared with the breadth of the pit, that is

$$u(t) = u_m \sin \omega t \quad (6)$$

where ω is the angular frequency.

If the nonlinear terms in Eqs. (2) and (3) are neglected, the free surface conditions are reduced to

$$\partial \phi / \partial t + g \zeta = 0 \quad \text{on } x = 0 \quad (2')$$

$$\partial \zeta / \partial t - \partial \phi / \partial x = 0 \quad \text{on } x = 0 \quad (3')$$

and the linear theory can be applied. If the free surface conditions (2) and (3) are expanded in Taylor series about $x = 0$, the first order approximation of the velocity potential corresponds to the solution obtained by the linear theory. The higher order solutions are successively calculated by using the lower order solutions. To examine the nonlinear effects the third order approximation of the velocity potential was used in this study and the velocity distribution of the fluid in the pit was obtained by using the third order velocity potential. As the detailed expressions of the results are fairly lengthy [5], the velocity distribution of the fluid along the vertical water lifting pipe ($y = 0$) is herewith presented:

$$v(x, t) = du(t)/dt + F_1(x, \omega) \cos \omega t + F_3(x, \omega) \cos 3\omega t \quad (7)$$

where $F_1(x, \omega)$ and $F_3(x, \omega)$ are functions of the vertical coordinate x and the angular frequency ω . The value of $F_1(x, \omega) + F_3(x, \omega)$ is plotted against ω in Fig.2 ($x = -0.063$ m).

3. Vibration of water lifting pipe

To analyze the lateral vibration of the water lifting pipe excited by the fluid force due to the sloshing in the pit, the fundamental mode of the pipe is taken into account owing to the fact that the fluid force acts on the relatively lower portion of the pipe and the fundamental natural frequency of the sloshing is usually not so higher than that of the pipe. Accordingly, the mathematical model of the vertical shaft pump structure is very much simplified. The water lifting pipe including the driving shaft is replaced by a slender cantilever beam with the lateral stiffness k , and the impeller section is replaced by a concentrated mass m_s attached at the tip of the pipe, and further the distributed mass of the pipe including the shaft is replaced by an equivalent mass m_p at the tip. The distributed mass of added water on the immersed portion of the pipe including the impeller section is also replaced by an equivalent mass m_a at the tip. The three dimensional effects of the added water mass at the tip and at the free water surface are neglected.

Although the fluid force caused by the sloshing is distributed along the immersed portion of the pipe, an equivalent concentrated fluid force acting on the tip is used to analyze the vibration of the pipe. Since a relatively large body was attached at the tip in the experimental model, the fluid force acting on this body only was considered in the theoretical calculation. And further it is assumed that the deflection of the pipe is so small that the fluid velocity distribution is not significantly different from that along the vertical axis $y = 0$ and the height of the immersed portion of the pipe does not significantly change.

The vibration equation of the pipe is therefore given by the expression

$$(m_s + m_p + m_a)d^2y/dt^2 + ky = -(m_s + m_p + m_a)d^2u/dt^2 + 2m_a dv/dt + (\rho AC_D/2)\{v - d(u + y)/dt\}\{v - d(u + y)/dt\} \quad (8)$$

where $y(t)$ is the relative displacement of the tip to the input displacement, $v(t)$ is the horizontal velocity of the fluid at the tip, C_D is the drag coefficient at the tip, A is the vertical cross sectional area of the tip and ρ is the fluid density. The effects of the internal damping force of the structure and the gravity were neglected.

The approximate solution of the above nonlinear equation is obtained by the equivalent linearization technique. In this case, the nonlinear term of the fluid force in Eq. (8) is approximated by the expression

$$(\rho AC_D \alpha / 2)\{v - d(u + y)/dt\} \quad (9)$$

where the equivalent linearization factor α depends on the amplitude and the phase lag of the response $y(t)$, which is the solution of the linearized equation. Since the fluid velocity $v(t)$ has the fundamental and the third order harmonics as shown in Eq. (7), the response $y(t)$ is given by the expression

$$y(t) = y_1(\omega)\sin(\omega t - \theta_1) + y_3(\omega)\sin(3\omega t - \theta_3) \quad (10)$$

If the maximum relative displacement $y_1(\omega) + y_3(\omega)$ at the tip is obtained, the maximum bending stress at the upper supporting point of the pipe is evaluated and its frequency response curve is plotted against the input frequency as shown later.

4. Experiment and discussion

In the experimental study, the bending stress near the upper fixed end of the beam corresponding to the water lifting pipe was picked up by strain gages for various excitation frequencies of a shaker. The specifications of the experimental model are indicated in Fig.1, and an example of the pictures is shown in Photo.1. The fundamental natural frequency of the sloshing was about 1.55 Hz, which is a little lower than the result of linear theory. The fundamental natural frequencies of the beams depend of the length of span and the immersed depth of the beams.

Fig.3 shows the frequency response curves of the maximum bending stress to the input acceleration for a relatively short span of the beam, accordingly, the fundamental resonance frequency of the beam (about 2.0 Hz) is higher than the fundamental sloshing frequency. The results of the linear and the nonlinear sloshing theories are shown in the left and right figures, respectively. From these results it is seen that the nonlinear sloshing theory is useful in explaining a jumping phenomenon at the resonance of the sloshing. In this nonlinear theory, however, the higher order resonances are not obtained.

Fig.4 shows the maximum bending stress and its phase lag to the input acceleration in the case of a relatively large immersed depth of the beam ($W = 0.5m$). In this case the effect of the fundamental sloshing is not prominent and the effect of the 2nd order sloshing disappears owing to the small sloshing velocity in the deep water. In such a case the linear sloshing theory is well available to explain the experimental results.

If the resonance frequency of the beam is very close to the sloshing frequency, the maximum bending stress becomes very large as shown in Fig.5, and the nonlinear sloshing theory is also effective to explain the results.

When the resonance frequency of the beam (about 1.3 Hz) is lower than the sloshing frequency, the nonlinear theory is also effective as shown in Fig.6.

Since the fluid velocity has a phase reversal at the resonance frequencies of the sloshing, the deep troughs of the curve appear near the peaks at the sloshing frequencies, and the effects of this phase reversal also appear at the phase difference of the bending stress as shown in Fig.4 (right).

5. Conclusions

The influences of the water sloshing on the bending stress produced at the beam immersed in the water were made clear, and it was seen that the bending stress becomes very large, if the resonance frequency of the beam coincides with the sloshing frequency.

To conclude the nonlinear sloshing theory is useful in explaining the dynamic behavior of the water lifting pipe of

the vertical shaft pump, especially in the case of a small immersed depth of the pipe. These theoretical results were in good agreement with the experimental results.

In practical problems, if the sloshing effects are considered, the snubbers should be provided to reduce the bending stress produced at the water lifting pipe under seismic excitation.

Acknowledgement

The author is grateful to Mr. Yamadera, T. and Mr. Tohma, H., students of Keio University, for performing the experimental work and theoretical calculation.

REFERENCES

- [1] Kovats, A., "Vibration of Vertical Pumps", Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 84, No.2 (1962), pp. 195-203.
- [2] Nolle, H., "Determination of Structural Natural Frequencies of a 215,000 gpm Water Pump Using a Dynamic Model", ISRAEL Journal of Technology, Vol. 11, No.4 (1973), pp. 205-216.
- [3] Shimogo, T., Nakano, M., Yoshida, K., and Kazao, Y., "Vibration of Vertical Shaft Pump", ASME, PVP-43 (1980), pp. 143-150.
- [4] Shimogo, T., Yoshida, K., and Kazao, Y., "Seismic Response of Vertical Shaft Pump Including Interaction between Shaft and Pipe", IFTOMM International Conference on Rotor Dynamic Problems in Power Plants, (1982), pp. 439-448.
- [5] Faltinsen, O. M., "A Nonlinear Theory of Sloshing in Rectangular Tanks", Journal of Ship Research, Vol. 18, No.4 (1974), pp. 224-241.
- [6] Faltinsen, O. M., "A Numerical Nonlinear Method of Sloshing in Tanks with Two-Dimensional Flow", Journal of Ship Research, Vol. 22, No.3 (1978), pp. 193-202.

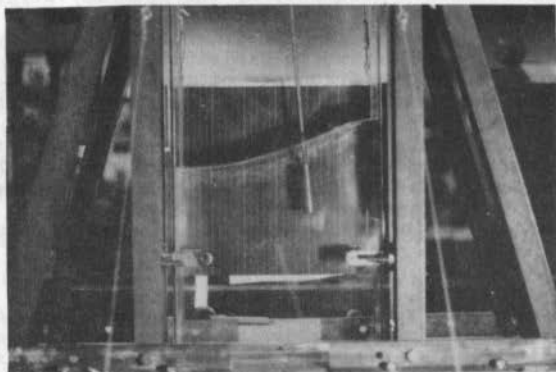


Photo.1. An example of pictures in the experiment

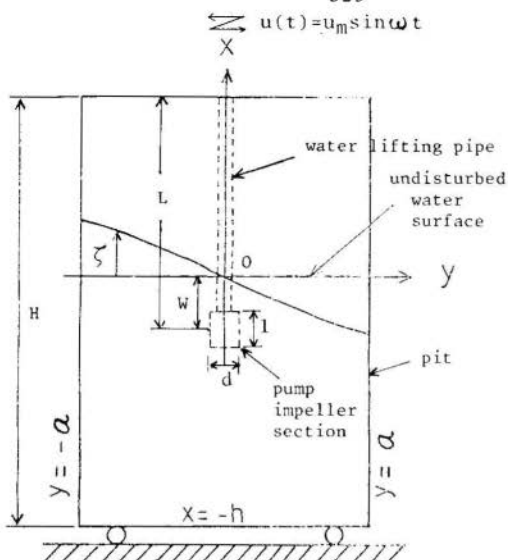


Fig.1.
Illustration of the
vertical shaft pump
immersed in a slosh-
ing water.

Experimental model:

height of pit $H = 1.1$ m

breadth of pit $2a = 0.3$ m (width = 0.1 m)

depth of water $h = 0.427$ m

size of impeller section

$l = 0.074$ m, $d = 0.02$ m

length of water lifting pipe

$L = 0.736 - 0.993$ m

height of immersed depth

$W = 0.1 - 0.5$ m

input amplitude $u_m = 0.0022$ m

bending stiffness of pipe

$EI = 5.80$ Nm²

(pipe diameter = 0.006 m)

fluid density $\rho = 999.2$ kg/m³

equivalent mass at the tip

$m_s + m_p + m_a = 0.1977$ kg

fluid drag coefficient

$C_D = 0.714$

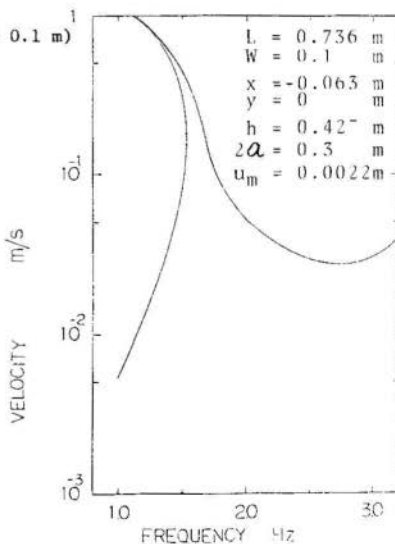


Fig.2. Maximum relative fluid
velocity of sloshing at
the tip of the pipe

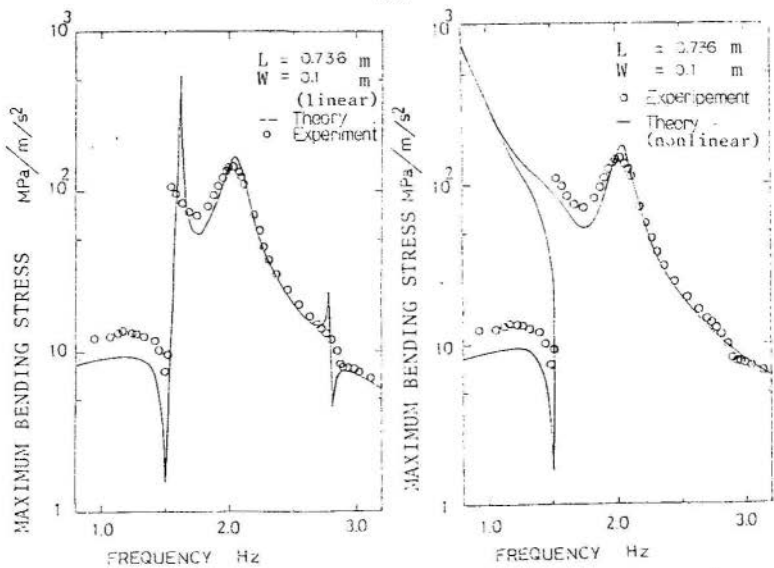


Fig.3. Frequency response curves of the maximum bending stress to the input acceleration

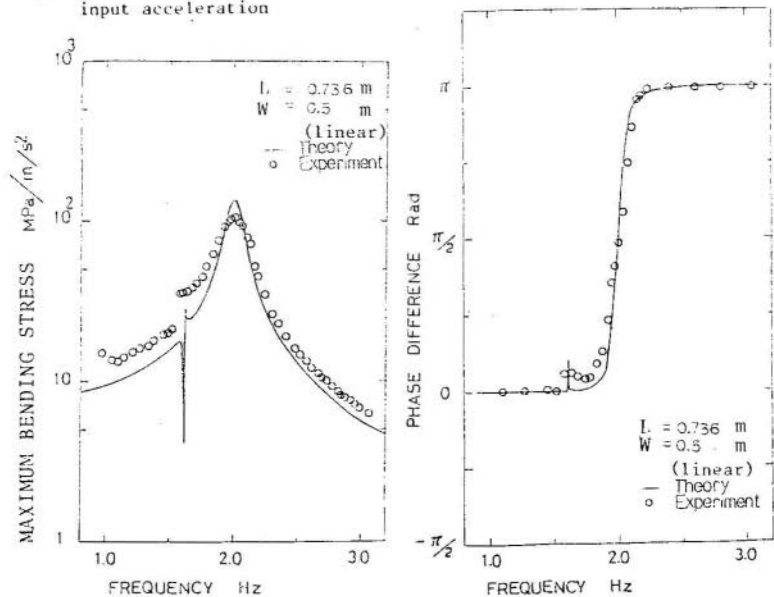


Fig.4. Frequency response curve and phase lag of the maximum bending stress to the input acceleration

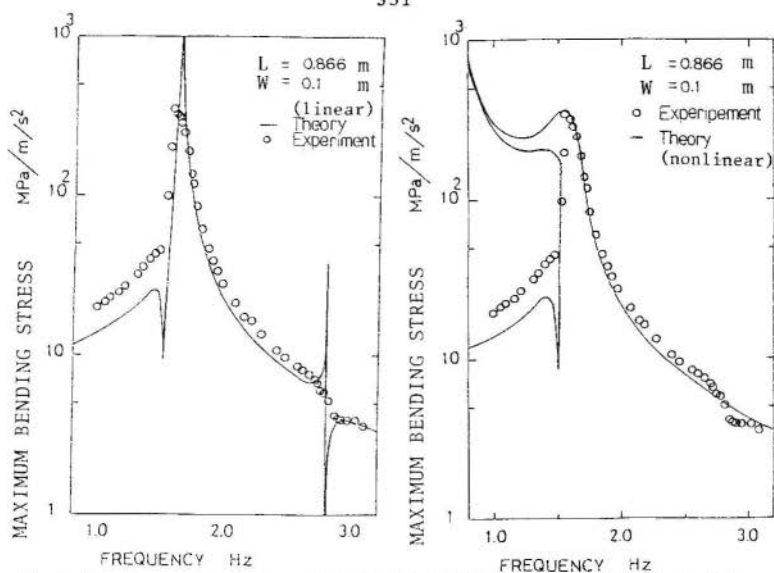


Fig.5. Frequency response curves of the maximum bending stress to the input acceleration

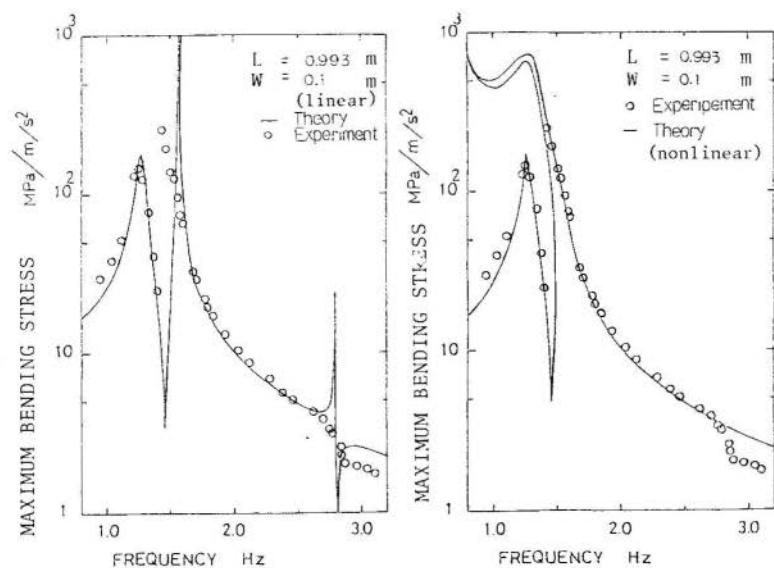


Fig.6. Frequency response curves of the maximum bending stress to the input acceleration



Composto e Impresso na
Gráfica da Universidade Federal de Uberlândia
Av. dos Universitários - S/Nº - Campus Sta. Mônica - Tel. 235-2888 - R. 125
CEP 38 400 - UBERLÂNDIA - MG.