

✓

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**UMA AVALIAÇÃO DE MANCAIS AEROSTÁTICOS  
PARA MÁQUINAS FERRAMENTAS: ESTUDO E  
DIMENSIONAMENTO DE EIXOS ÁRVORES**

Eng. MSc. Luiz Antonio Pinheiro Balestrero

Orientador: Prof. Dr. Benedito de Moraes Purquerio

Tese apresentada à escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

DEDALUS - Acervo - EESC



31100013400



**SÃO CARLOS**  
Estado de São Paulo - Brasil  
JUNHO - 1997

Class.	TESE
Cutt.	0503
Tombo	T129/97

Área: Engenharia Mecânica.

31160013400

ST 0934242

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

B184a Balestrero, Luiz Antonio Pinheiro  
Uma avaliação de mancais aerostáticos para  
máquinas ferramentas : estudo e dimensionamento  
de eixos árvores / Luiz Antonio Pinheiro  
Balestrero. -- São Carlos, 1997.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia  
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.

Área: Engenharia Mecânica

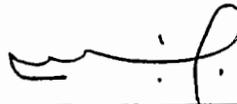
Orientador: Prof. Dr. Benedito de Moraes  
Purquerio

1. Mancais aerostáticos. 2. Eixos árvores de  
máquinas ferramentas. 3. Nariz do eixo árvore.  
4. Rigidez. 5. Flexibilidade. I. Título

**FOLHA DE APROVAÇÃO**

Candidato: Engenheiro **LUIZ ANTONIO PINHEIRO BALESTRERO**

Tese defendida e aprovada em 17-6-1997  
pela Comissão Julgadora:



---

Prof. Titular **BENEDITO DE MORAES PURQUÉRIO (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



---

Prof. Titular **JOÃO LIRANI**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



---

Prof. Doutor **BENEDITO DI GIACOMO**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



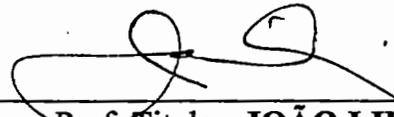
---

Prof. Doutor **CARLOS CHIEN-CHING TU**  
(Escola Politécnica - Universidade de São Paulo)



---

Prof. Doutor **CLAUDIONOR CRUZ**  
(Universidade Federal de Uberlândia - UFU)



---

Prof. Titular **JOÃO LIRANI**  
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



---

**JOSÉ CARLOS A. CINTRA**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

A

*meus pais, BENITO e VERA, cuja  
dedicação e sacrifício permitiram que  
chegasse até aqui.*

A

*minha esposa NILCEIA, pelo apoio e  
incentivo.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que, direta ou indiretamente, colaboraram para a realização deste trabalho. Em particular agradeço:

Ao Prof. Dr. Benedito de Moraes Purquerio, pela orientação, confiança e otimismo depositado ao longo deste trabalho;

Ao Prof. Dr. João Lirani, pela contribuição e sugestões apresentadas na parte experimental e análise dos dados;

Ao Prof. Dr. Benedito Di Giacomo, pelas sugestões envolvendo a metrologia e experimentação dos eixos árvores;

Aos Técnicos do LAMAFE: Adão Santo Bolzan, José Carlos Botelho, José Carlos Risardi e Luiz Carlos Bruno, pelo apoio técnico e prático dispensado;

Ao Engenheiro Newton Sá de Miranda Curi, pelo desenvolvimento de *Hardwares* e *softwares* na aquisição de dados;

Aos amigos e companheiros de trabalho, Aparecido Carlos Gonçalves, Carlos Alberto Fortulan, Denise Pizarro Vieira Sato, Inácio Regianni, Paulo Alberto Wrege e Renato Goulart Jacinevícius pelas idéias e colaboração durante a realização deste trabalho;

Ao CNPq, pela ajuda financeira;

E, finalmente, a todos os professores e Pós-Graduandos do LAMAFE que sempre demonstraram amizade e colaboração.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE ABREVIATURAS.....	xi
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xii
RESUMO.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. MANCAIS AEROSTÁTICOS - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1. Histórico.....	6
2.2. Princípio de Funcionamento dos Mancais Aerostáticos.....	8
2.2.1. Mancais aerostáticos radiais.....	8
2.2.2. Mancais aerostáticos axiais.....	10
2.3. Classificação Geral dos Mancais Aerostáticos.....	11
2.4. Fundamentos de Projeto, Desenvolvimento e Análise dos Mancais Aerostáticos Aplicados às Máquinas Ferramentas.....	17
3. METODOLOGIA DE PROJETO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS.....	47
3.1. Mancais Radiais com Ranhuras de Alimentação.....	47
3.1.1. Capacidade de carga.....	48
3.1.2. Vazão.....	50
3.1.3. Rigidez.....	50
3.1.4. Dimensões da ranhura.....	51
3.2. Mancais Radiais com Orifícios de Alimentação.....	54
3.2.1. Capacidade de carga.....	54
3.2.2. Diâmetro dos orifícios de alimentação.....	55
3.2.3. Rigidez.....	57

3.2.4. Vazão .....	57
3.3. Mancais Axiais com Ranhuras de Alimentação .....	58
3.3.1. Capacidade de carga .....	58
3.3.2. Rigidez .....	59
3.3.3. Vazão .....	59
3.4. Mancais Axiais com Orifícios de Alimentação.....	61
3.4.1. Capacidade de carga .....	61
3.4.2. Rigidez .....	63
3.4.3. Diâmetro dos orifícios de alimentação .....	63
3.4.4. Vazão .....	65
3.5. Projeto de Mancais Aerostáticos Considerando o Efeito da Velocidade (Mancais Híbridos).....	66
3.5.1. Generalidades .....	66
3.5.2. Projeto de mancais híbridos com ranhuras de alimentação....	69
3.5.3. Projeto de mancais híbridos com orifícios de alimentação.....	75
4. METODOLOGIA DE CÁLCULO DE EIXOS ÁRVORES COM RELAÇÃO A RIGIDEZ.....	77
4.1. Alguns Aspectos a Considerar no Projeto de Eixos Árvores.....	77
4.1.1. Rigidez e deflexão estática da árvore .....	79
4.1.2. Desvio total do eixo árvore.....	81
4.2. Cálculo da Rigidez de Eixos Árvores Suportados por Dois Mancais .	83
4.3. Método Gráfico para a Escolha da Distância entre os Mancais.....	88
4.4. Método de Cálculo da Árvore Considerando o Deslocamento Oblíquo .....	89
4.5. Cálculo de Eixos Árvores Considerando as Velocidades Críticas de Ressonância .....	98
4.6. Estratégia de Seleção do Par Tribológico Eixo Árvore - Mancais Aerostático .....	103

## 5. BANCO DE ENSAIOS PARA EIXOS ÁRVORES COM MANCAIS

AEROSTÁTICOS.....	113
5.1. Mesa de Granito Sintético para a Fixação dos Bancos de Ensaio...	113
5.2. Banco de Ensaio para Eixos Árvores e Mancais Aerostáticos .....	118
5.2.1. Circuito pneumático.....	123
5.3. Características do Sistema de Medição dos Bancos de Ensaio.....	126
5.3.1. Banco de ensaios axial .....	126
5.3.2. Banco de ensaios para eixos árvores .....	129
5.4. Interface entre Banco de Ensaio e Microcomputador.....	134
5.5. Resumo dos Cálculos e Características dos Mancais e Eixos Árvores Utilizados nos Ensaio Experimentais.....	138
6. ENSAIOS E RESULTADOS .....	141
6.1. Procedimento dos Ensaio .....	142
6.2. Obtenção da Folga Radial, Rigidez do Mancal Frontal e Flexibilidade com o Eixo em Rotação .....	145
6.3. Resultados Obtidos .....	151
7. ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	180
7.1. Pressão de Alimentação.....	180
7.2. Influência da Relação $b/a$ no Desempenho dos Mancais Radiais com Orifícios de Alimentação .....	181
7.3. Capacidade de Carga e Rigidez dos Modelos Teóricos e Real para os Mancais Radiais.....	183
7.4. Influência da Relação $b/a$ no Desempenho dos Eixos Árvores Equipados com Mancais Aerostáticos .....	184
7.5. Curvas de Flexibilidade dos Modelos Teóricos e Real .....	185
7.6. Influência da Relação $a/d$ no Comportamento dos Eixos Árvores Equipados com Mancais Aerostáticos .....	187
7.7. Diagramas Ótimos para o Projeto de Eixos Árvores Equipados com Mancais Aerostáticos e Comparação com os Modelos Teóricos.....	188

8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....	190
8.1. Conclusões.....	191
8.2. Sugestões.....	193
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	194

## APÊNDICES

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Mancal aerostático radial (POWELL, 1970).....	9
Figura 2.2 - Mancal aerostático axial (POWELL, 1970).....	11
Figura 2.3 - Tipos básicos de mancais aerostáticos para eixos árvores (PURQUERIO, 1989).....	13
Figura 2.4 - Tipos de restritores de vazão para mancais aerostáticos (PURQUERIO, 1989).....	16
Figura 2.5 - Construção de um mancal ranhurado (AEROSTATIC, 1971).....	20
Figura 2.6 - Ranhuras de alimentação obtidas através de um calço (ANON, 1970).....	21
Figura 2.7 - Escoamento existente nos mancais com orifícios e ranhuras (SHIRES & DEE, 1971).....	22
Figura 2.8 - Erros de perpendicularismo não afetam os mancais aerostáticos esféricos (UTERBERGER, 1981).....	26
Figura 2.9 - Cabeçote para retificadora interna de precisão e seu respectivo comando (SMITH, 1981) .....	27
Figura 2.10 - Mancais aerostáticos com ranhuras circulares de alimentação (YOSHIMOTO et alii, 1984) .....	29
Figura 2.11 - Mancal axial aerostático de rigidez infinita (BRYANT et alii, 1986) .....	30
Figura 2.12 - Mancal aerostático com alimentação parcial através de ranhuras (YOSHIMOTO, 1986).....	31
Figura 2.13 - Mancal axial aerostático com restitor controlado automaticamente (MIZUMOTO et alii, 1990).....	32
Figura 2.14 - Projeto básico de um A. A. J. B. (HORIKAWA & SHIMOKOBE, 1990) .....	33
Figura 2.15 - Mancal de teste e detalhes do fluido de amortecimento (MIYAGI & HARADA, 1991).....	35
Figura 2.16 - Mancal aerostático com restritor ECR (MIZUMOTO et alii,	

1990) .....	37
Figura 2.17 - Mancal aerostático com alta rigidez (HSB) (KAMIERSKI et alii, 1992).....	38
Figura 2.18 - Mancal aerostático radial com alta rigidez (YOKOTA et alii, 1992) .....	39
Figura 2.19 - Mecanismo do ACR (YOKOTA et alii, 1992).....	40
Figura 2.20 - Configurações de mancais aerostáticos radiais para eixos árvores de máquinas ferramentas (BALASAN'YAN, 1993) .....	42
Figura 2.21 - Mancal aerostático combinado com elementos rolantes (BUSHUEV & CHERNUS, 1993) .....	43
Figura 2.22 - (a) Mancal aerostático axial com restritor auto controlável empregando um disco flutuante; (b) Detalhes do restritor (YOSHIMOTO et alii, 1994).....	44
Figura 2.23 - Mancal aerostático axial com restritores compostos (NAKAMURA & YOSHIMOTO, 1996) .....	46
Figura 3.1 - Variação do coeficiente de carga com o fator de pressão: (a) Uma fileira de ranhuras; (b) Duas fileiras de ranhuras (STOUT & ROWE, 1973).....	49
Figura 3.2 - Coeficiente de vazão para mancais com uma e duas fileiras de alimentação (STOUT & ROWE, 1973) .....	51
Figura 3.3 - Variação do parâmetro de rigidez com a razão de excentricidade (STOUT & ROWE, 1974) .....	52
Figura 3.4 - Fator ranhura em função do fator $K_{go}$ (STOUT & ROWE, 1973) .	53
Figura 3.5 - Influência da relação $L / D$ no coeficiente de carga dos mancais radiais (POWELL, 1970) .....	55
Figura 3.6 - Diâmetro do orifício de alimentação com rebaixo em função da folga diametral (POWELL, 1970) .....	56
Figura 3.7 - Variação do parâmetro de carga e vazão com a relação $L / D$ (STOUT & ROWE, 1974).....	58
Figura 3.8 - Coeficiente de vazão em função da razão $b / a$ para mancais axiais (AEROSTATIC, 1971).....	60

Figura 3.9 - Coeficiente de carga ótimo para os mancais axiais (POWELL, 1970) .....	62
Figura 3.10 - Determinação do diâmetro dos orifícios com rebaixo em função da folga dos mancais aerostáticos axiais (POWELL, 1970) .....	64
Figura 3.11 - Estimativa da vazão para os mancais axiais com alimentação central e anular (NEALE, 1973) .....	66
Figura 3.12 - Mancais aerostáticos híbridos (POWELL, 1970) .....	68
Figura 3.13 - Estimativa do parâmetro $\bar{w}$ em função de $l/L$ para : (a) $L/D = 0,5$ ; (b) $L/D = 1,0$ ; (c) $L/D = 1,5$ ; (d) $L/D = 2,0$ (STOUT & TAWFIK, 1983).....	70
Figura 3.14 - Variação do parâmetro de carga $\bar{w}$ com o parâmetro velocidade $S_h$ (STOUT & TAWFIK, 1983).....	72
Figura 3.15 - Diagrama de projeto para determinar a folga diametral dos mancais aerostáticos radiais híbridos com ranhuras de alimentação (STOUT & TAWFIK, 1983).....	74
Figura 4.1 - Influência sobre o comportamento do eixo árvore (WECK et alii, 1991).....	78
Figura 4.2 - Deflexão de uma viga montada em suportes flexíveis e espaçamento ótimo entre os mancais (BRANDON & AL SHAREEF, 1992).....	82
Figura 4.3 - Árvore suportada por dois mancais (YANG SHUZI, 1981) .....	88
Figura 4.4 - Diagrama de projeto baseado em ótimos valores do vão $b$ e rigidez no nariz do eixo árvore (EL - SAYED, 1974) .....	90
Figura 4.5 - Deslocamento nos mancais e relações geométricas (HAHN, 1974) .....	92
Figura 4.6 - Nomograma para determinação da deflexão relativa adicional $\Delta \epsilon_s$ (HAHN, 1974).....	96
Figura 4.7 - Eixo árvore suportado por dois mancais aerostáticos .....	99
Figura 4.8 - Inter-relacionamento dos fatores que influenciam o sistema mancal eixo árvore .....	106

Figura 4.9 - Disposição dos mancais radiais e axiais em um eixo árvore de uma retificadora de precisão .....	110
Figura 5.1 - Molde utilizado na confecção da mesa de granito sintético.....	115
Figura 5.2 - Aspecto da mesa de granito sintético .....	118
Figura 5.3 - Banco de ensaios para eixos árvores e mancais aerostáticos .	119
Figura 5.4 - Esquema do banco de ensaios para mancais aerostáticos axiais .....	119
Figura 5.5 - Esquema do banco de ensaios para eixos árvores de precisão	121
Figura 5.6 - Aspecto do banco de ensaios para eixos árvores de precisão.	123
Figura 5.7 - Esquema do circuito pneumático .....	124
Figura 5.8 - Disposição do sistema de medição empregado no banco de ensaios axial.....	127
Figura 5.9 - Disposição do sistema de medição empregado no banco de ensaios para eixos árvores.....	130
Figura 5.10 - Apresentação da tela para aquisição de dados do banco de ensaios axial.....	136
Figura 5.11 - Apresentação da tela para aquisição de dados do banco de ensaios para eixos árvores de máquinas ferramentas .....	137
Figura 5.12 - Aspecto do eixo árvore e das buchas dos mancais utilizados nos ensaios experimentais .....	139
Figura 6.1 - (a) Disposição geral do banco em experimentação; (b)Aspecto do posicionamento dos sensores de medição da carga, rotação e deslocamento. ....	144
Figura 6.2 - Esquema das posições de aplicação da carga e leitura do deslocamento .....	145
Figura 6.3 - Carga em função da espessura do filme (folga radial) (PURQUERIO, 1988).....	149
Figura 6.4 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,3 MPa. ....	153
Figura 6.5 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,4 MPa. ....	153

Figura 6.6 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,5 MPa .....	154
Figura 6.7 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,6 MPa .....	154
Figura 6.8 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 3.....	155
Figura 6.9 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 4.....	155
Figura 6.10 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 6.....	156
Figura 6.11 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 2.....	156
Figura 6.12 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 5.....	157
Figura 6.13 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 8.....	157
Figura 6.14 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 7.....	158
Figura 6.15 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,3MPa .....	158
Figura 6.16 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,4MPa .....	159
Figura 6.17 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,5MPa .....	159
Figura 6.18 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,6MPa .....	160
Figura 6.19 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 3.....	160
Figura 6.20 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 4.....	161
Figura 6.21 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 6.....	161
Figura 6.22 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 2.....	162
Figura 6.23 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 5.....	162

Figura 6.24 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 8.....	163
Figura 6.25 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 7.....	163
Figura 6.26 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,3 MPa .....	164
Figura 6.27 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,4 MPa .....	164
Figura 6.28 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,5 MPa .....	165
Figura 6.29 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,6 MPa .....	165
Figura 6.30 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 3 .....	166
Figura 6.31 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 4 .....	166
Figura 6.32 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 6 .....	167
Figura 6.33 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 2 .....	167
Figura 6.34 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 5 .....	168
Figura 6.35 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 8 .....	168
Figura 6.36 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 7 .....	169
Figura 6.37 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,3 MPa .....	169
Figura 6.38 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,4 MPa .....	170
Figura 6.39 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,5 MPa .....	170
Figura 6.40 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o	

vão 1 para 0,6 MPa .....	171
Figura 6.41 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 3.....	171
Figura 6.42 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 4.....	172
Figura 6.43 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 6.....	172
Figura 6.44 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 2.....	173
Figura 6.45 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 5.....	173
Figura 6.46 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 8.....	174
Figura 6.47 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 7.....	174
Figura 6.48 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com os vãos 1, 3, 4 e 6.....	175
Figura 6.49 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com os vãos 2, 5 e 8.....	175
Figura 6.50 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com os vãos 1, 3, 4 e 6 .....	176
Figura 6.51 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com os vãos 2, 5, 8..	176
Figura 6.52 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 1, 3, 4, 6. Comparação com os modelos teóricos segundo YANG SHUZI.....	177
Figura 6.53 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 1, 3, 4, 6. Comparação com os modelos teóricos segundo HAHN.....	177
Figura 6.54 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 2, 5, 8. Comparação com os modelos teóricos segundo YANG SHUZI.....	178

- Figura 6.55 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os  
vãos 2, 5, 8. Comparação com os modelos teóricos segundo  
HAHN ..... 178
- Figura 6.56 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x relação  $b/a$ .  
Comparação com o modelo teórico segundo YANG SHUZI ... 179
- Figura 6.57 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x relação  $b/a$ .  
Comparação com o modelo teórico segundo HAHN ..... 179

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Comparação dos Tipos de Mancais (CHENG & ROWE, 1995) ...	3
Tabela 2.1 - Dimensões padronizadas para os mancais ranhurados (DEE, 1971).....	23
Tabela 3.1 - Coeficiente de carga e rigidez para valores do fator ranhura $a^*$ (BALESTRERO, 1991).....	61
Tabela 4.1 - Valores de $x$ e $y$ para eixos árvores (S K F, 1973).....	103
Tabela 4.2 - Comparação das configurações de mancais aerostáticos (CHENG & ROWE, 1995).....	108
Tabela 4.3 - Comparação dos restritores mais utilizados no projeto dos mancais aerostáticos (CHENG & ROWE, 1995).....	109
Tabela 4.4 - Quadro comparativo dos valores teóricos da rigidez $[N/\mu m]$ no nariz do eixo árvore.....	111
Tabela 5.1 - Especificação dos componentes utilizados no circuito pneumático do banco de ensaios .....	125
Tabela 5.2 - Resumo das características geométricas e operacionais dos mancais com orifícios de alimentação.....	138
Tabela 5.3 - Resumo das características geométricas e operacionais dos eixos árvores utilizados nos ensaios.....	140
Tabela 6.1 - Principais características das configurações de eixos árvores ensaiadas .....	141
Tabela 7.1 - Quadro comparativo entre os valores de capacidade de carga e rigidez obtidas com as configurações de eixos árvores.....	182
Tabela 7.2 - Quadro comparativo entre os valores obtidos com o modelo real e teórico para os vãos 3, 6 e 5.....	183
Tabela 7.3 - Quadro comparativo entre os valores de flexibilidade obtidas com as configurações de eixos árvores .....	185
Tabela 7.4 - Quadro comparativo entre os valores de flexibilidade obtidas com o modelo real e os modelos teóricos com os vãos 1, 5 e	

6 .....	186
Tabela 7.5 - Quadro comparativo entre os valores de máxima rigidez no nariz do eixo árvore obtidas com os vãos 6, 8 e 7 .....	187

**LISTA DE ABREVIATURAS**

- A. A. J. B. Mancal Radial Aerostático Ativo (Active Air Journal Bearing).
- A. C. R. Restritor Controlado Automaticamente (Automatically controlled Restrictor).
- A.P. Atuador Piezoelétrico.
- C. D. Discos compactos.
- E. C. R. Restritor de Controle de Exaustão (Exhaust Control Restrictor).
- H. S. B. Mancal Aerostático com Alta Rigidez (High Stiffness Bearings).
- I. S. A. T. Mancal Axial Aerostático de Rigidez Infinita (Infinit Stiffness Aerostatic Thrust Bearings).
- P. Z. T. Atuador Piezoelétrico de cerâmica (Piezoelectric ceramics).
- $R_a$  Rugosidade Superficial.
- R. C. A. Restritor Controlado Automaticamente (Aerostatically Controlled Restrictor).

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área do mancal axial ; Área de vazão dos orifícios [mm <sup>2</sup> ].
A <sub>r</sub>	Área de atrito [mm <sup>2</sup> ].
a	Parte em balanço do eixo (distância entre o nariz da árvore e o mancal frontal ; Raio do mancal [mm].
a*	Fator adimensional de ranhura.
a <sub>s</sub>	Largura da ranhura circunferencial [mm].
$\bar{B}$	Fator de forma do escoamento do mancal.
b	Distância entre mancais [mm].
C	Distância do mancal traseiro ao plano A - A (plano de medição do deslocamento) [mm].
C <sub>d</sub>	Folga diametral [μm].
C <sub>ℓ</sub> ; C <sub>ℓ<sub>a</sub></sub>	Coeficiente de carga (orifícios de alimentação).
c	Raio de posição dos restritores [mm].
D	Diâmetro do eixo ou do mancal radial [mm]
D <sub>i</sub>	Diâmetro do furo da árvore [mm].
d	Diâmetro dos orifícios ; Diâmetro da parte em balanço do eixo [mm] ; Derivada total.
d*	Diâmetro de orifício ótimo [mm].
E	Módulo de elasticidade [Kg/mm <sup>2</sup> ].
e	deslocamento do centro do mancal (excentricidade) [μm].
e <sub>y1</sub>	Deflexão no plano médio do mancal frontal [μm].
e <sub>y2</sub>	Deslocamento do eixo no mancal traseiro [μm].
e <sub>ys</sub>	Deslocamento do mancal frontal para um posição oblíqua θ [μm].
F ;	Força de corte [N].
F <sub>A</sub>	Esforço solicitante no mancal frontal [N].
F <sub>B</sub>	Esforço solicitante no mancal traseiro [N].

$F_c$	Força externa aplicada ; Força centrífuga [N].
$H_f ; H_p ; H_T$	Potência de atrito ; Potência do compressor ; Potência Total [W].
$h$	Folga do mancal radial [ $\mu\text{m}$ ].
$h_{mk} ; h_\theta$	Folga mínima do mancal frontal [ $\mu\text{m}$ ].
$h_o$	Folga radial para excentricidade zero ; Espessura do filme lubrificante [ $\mu\text{m}$ ].
$h_{o1} ; h_{o2}$	Folga concêntrica do mancal frontal ; Folga concêntrica do mancal traseiro [ $\mu\text{m}$ ].
$I$	Momento de inércia da parte do eixo entre os mancais [ $\text{mm}^4$ ].
$I_o$	Momento de inércia da parte do eixo em balanço [ $\text{mm}^4$ ].
$K$	Razão de potência ( $H_f / H_p$ ) ; Rigidez do mancal [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ].
$K_1 ; K_f$	Rigidez do mancal frontal [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ].
$K_2 ; K_R$	Rigidez do mancal traseiro [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ].
$K_g$	Fator de pressão.
$K_{go}$	Fator de pressão para o eixo concêntrico.
$L$	Comprimento do mancal radial [mm].
$\ell$	Distância do plano de alimentação até a extremidade do mancal [mm].
$m_R$	Massa do eixo [Kg].
$N ; N_o$	Rotação do eixo [rpm].
$n$	Número de restritores de alimentação por fileira.
$P_a$	Pressão atmosférica [ $\text{N}/\text{m}^2$ ].
$P_d$	Pressão a jusante do restritor de alimentação [ $\text{N}/\text{m}^2$ ].
$P_f ; P_m ; P_o$	Pressão no filme ; Pressão média ; Pressão de alimentação [ $\text{N}/\text{m}^2$ ].
$Q$	Vazão total do mancal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ].
$\bar{Q}$	Coefficiente de vazão.
$R$	Rigidez total no nariz do eixo árvore [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ].

$R_1$	Rigidez no nariz do eixo árvore devido à deflexão dos mancais [N/ $\mu\text{m}$ ].
$R_2$	Rigidez no nariz do eixo árvore devido à deformação da árvore [N/ $\mu\text{m}$ ].
$R_F$	Esforço solicitante no mancal frontal [N].
$R_R$	Esforço Solicitante no mancal traseiro [N].
$r_e$	Raio externo do mancal axial [mm].
$r_i$	Raio interno do mancal axial [mm].
$r_o$	Raio do mancal radial [mm]
$S_H$	Parâmetro de velocidade.
$T$	Temperatura [°C].
$V$	Velocidade do eixo [rads <sup>-1</sup> ].
$W$	Capacidade de carga do mancal [N].
$W_d$	Contribuição aerodinâmica da capacidade de carga [N].
$W_s$	Contribuição aerostática da capacidade de carga [N].
$\bar{w}$	Coefficiente de carga.
$y$	Comprimento da ranhura de alimentação [mm].
$z$	Profundidade da ranhura de alimentação [ $\mu\text{m}$ ].
$\beta$	Razão de pressão (mancais hidrostáticos)
$\Delta$	Número de SOMMERFELD.
$\Delta e_{ys}$	Incremento de deslocamento (posição oblíqua) [ $\mu\text{m}$ ].
$\Delta h$	Incremento de folga [ $\mu\text{m}$ ].
$\Delta W$	Incremento de carga [N].
$\Delta \mathcal{E}_s$	Deflexão relativa adicional no plano médio do mancal frontal.
$\delta$	Deflexão [ $\mu\text{m}$ ] ; profundidade de rebaixo dos orifícios [mm].
$\delta_F$	Deflexão do mancal frontal [ $\mu\text{m}$ ].
$\delta_R$	Deflexão do mancal traseiro [ $\mu\text{m}$ ].
$\delta_T$	Deflexão total no nariz da árvore [ $\mu\text{m}$ ].
$\delta_1$	Deflexão no nariz do eixo árvore devido à deformação dos

	mancais [ $\mu\text{m}$ ].
$\delta_2$	Deflexão no nariz do eixo árvore devido à deformação da árvore [ $\mu\text{m}$ ].
$\varepsilon$	Razão de excentricidade do mancal radial.
$\phi$	Inclinação da curva carga x folga ; Angulo de posição do mancal radial aerodinâmico [ $^\circ$ ].
$\phi_H$	Angulo de posição do mancal radial híbrido [ $^\circ$ ].
$\gamma$	Fator de vazão circunferencial.
$\eta$	Viscosidade do gás [ $\text{N.s/m}^2$ ].
$\Lambda_H$	Número de compressibilidade para mancais radiais híbridos.
$\bar{\lambda}$	Coefficiente de rigidez.
$\theta ; \theta_1 ; \theta_2$	Inclinação [ $^\circ$ ].
$\rho_{ar}$	Densidade do gás [ $\text{kg/m}^3$ ].
$\omega$	Freqüência natural de vibração [ciclos/s] ; Velocidade do eixo [ $\text{rads}^{-1}$ ].
$\omega_{Rcil}$	Velocidade de ressonância cilíndrica [ $\text{rads}^{-1}$ ].
$\omega_{Rcon}$	Velocidade de ressonância cônica [ $\text{rads}^{-1}$ ].

### Subscritos

a	ambiente.
F	mancal frontal.
m	médio.
o	suprimento ; projeto.
R	mancal traseiro.
T	total.
1	mancal frontal ; parcela devida à deflexão dos mancais.
2	mancal traseiro ; parcela devida à deflexão da árvore.

## RESUMO

BALESTRERO, L. A. P. Uma avaliação de mancais aerostáticos para máquinas ferramentas: Estudo e dimensionamento de eixos árvores. São Carlos, 1997. 208p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Este trabalho trata do estudo das características estáticas dos mancais aerostáticos aplicados a eixos árvores de máquinas ferramentas. São apresentados aspectos gerais sobre os mancais aerostáticos, seguidas de uma completa revisão bibliográfica destacando-se as configurações de mancais aerostáticos de alta rigidez aplicados aos eixos árvores de máquinas ferramentas. Dentro desse estudo procurou-se aplicar uma metodologia de projeto para os mancais axiais e radiais com ranhuras e orifícios de alimentação considerando-se também, o efeito da velocidade. Para isso construiu-se um banco de ensaios informatizado visando estender sua capacidade de ensaios para configurações diferentes de eixos árvores. Através de ensaios de eixos árvores com mancais aerostáticos de orifícios de alimentação, obtiveram-se curvas características que descrevem a capacidade de carga e rigidez do mancal frontal e a flexibilidade no nariz do eixo árvore, em função das variáveis pressão de alimentação, comprimento em balanço e distância entre mancais, estabelecendo-se também faixas ótimas de projeto. Modelos teóricos existentes na literatura foram utilizados para efeito de comparação com os resultados obtidos, servindo também para análise e discussão de problemas encontrados.

Palavras - Chave : Mancais aerostáticos, eixos árvores de máquinas ferramentas, mancais, estado da arte, mancal aerostático radial, ranhuras de alimentação, orifícios de alimentação, capacidade de carga, rigidez, flexibilidade, nariz do eixo árvore.

## ABSTRACT

BALESTRERO, L. A. P. A valuation of aerostatic bearings for machine tools : study and design of spindles. São Carlos, 1997. 208p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The static characteristics of machine tool spindles, supported on aerostatic bearings, have been studied. Several aspects of the state of the art of high stiffness gas lubricated bearings have been reviewed and analysed. Methods for the design of both slot and orifice fed aerostatic thrust and journal bearings have been evaluated including aerodynamics effects. An instrumented test rig, with automatic data collection, was developed for performing experiments on spindles supported by orifice fed aerostatic bearings. The load capacity and stiffness of the front bearing as well as the stiffness characteristics of the spindle nose were obtained as a function of the supply pressure, overhang and the distance between bearings. Test results were analysed and compared with theoretical models found in the literature, encountered differences were discussed.

Key - words : Aerostatic bearings, machine tools spindles, gas lubricated bearing, state of the art, journal aerostatic bearing, inlet slots, orifices entry, loady capacity, stiffness, softness, spindle nose.

## 1. INTRODUÇÃO

O desempenho de uma máquina ferramenta é avaliado por sua capacidade de produzir uma peça obra com características físicas aceitáveis. Entretanto, este desempenho é dependente do comportamento estático e dinâmico de todos os componentes que formam o ciclo das operações de fabricação, tais como a estrutura, mecanismos de acionamento, juntas, acoplamentos, eixos, mancais e a própria peça obra (AL - SHAREEF & BRANDON, 1990).

O par tribológico mancal - eixo árvore pode ser considerado como o de maior flexibilidade da máquina ferramenta, conduzindo a efeitos diretos sobre a conformidade dimensional e qualidade do acabamento superficial do produto, devido a curvatura elástica do eixo árvore e deflexão dos mancais (MARTIN et alii, 1995).

Portanto, o par tribológico mancal - eixo árvore representa, na maioria das vezes, o fator determinante da qualidade da máquina pois garante a precisão de giro, a repetibilidade de movimento, a capacidade de carga e principalmente a sua rigidez (KIM & KIM, 1989). Assim, os requisitos rigorosos relativos à precisão operacional de uma máquina devem, conseqüentemente, ser confrontados com os requisitos que os mancais desta máquina tem que satisfazer.

Segundo CHENG & ROWE (1995), a seleção do tipo de mancal para eixos árvores depende fundamentalmente do tipo de aplicação

e fatores operacionais desejados. Isso pode ser definido com a utilização da Tabela 1.1. Observando-se esta Tabela, nota-se que a tradicional preferência pelos mancais de elementos rolantes é devida ao seu baixo custo e alta rigidez, porém, apresentam limites de utilização menores quando se deseja alta velocidade, baixo atrito, repetibilidade de movimento, temperatura e aplicações especiais. Os mancais com lubrificação líquida são capazes, por sua vez, de oferecer uma operação suave, porém exibem uma elevada resistência ao atrito viscoso nas velocidades altas, apresentando problemas de aquecimento e necessitam de lubrificantes que possam suportar a severidade do ambiente. Portanto, grande atenção tem sido concentrada nos mancais que se utilizam do ar como lubrificante - os mancais aerostáticos.

Desta forma, devido a crescente necessidade de alta precisão, estabilidade e elevadas rotações de trabalho, os mancais aerostáticos tem-se destacado nas aplicações em máquinas ferramentas e equipamentos de precisão, particularmente nos Estados Unidos, Japão, Inglaterra e Alemanha.

Os mancais aerostáticos, quando aplicados às máquinas ferramentas (Tabela 1.1), podem proporcionar, além de alta rigidez e precisão de movimento, as seguintes vantagens: indiferença com relação a variação de temperatura, nível elevado de amortecimento, operação em altas velocidades, desgaste nulo e capacidade de suportarem ainda cargas radiais, axiais e combinadas, além de satisfazerem normalmente as formas construtivas cilíndricas, planas circulares e anulares (CHENG & ROWE, 1995 ; ROWE et alii, 1991). Em vista disso, cabeçotes equipados com mancais aerostáticos são normalmente utilizados como componentes indispensáveis para máquinas ferramentas de precisão ou máquinas especiais.

Tabela 1.1 - Comparação dos Tipos de Mancais (CHENG &amp; ROWE, 1995).

Tipos de mancais	Elementos rolantes	Atrito seco	Metal poroso	Princípios Hidrodinâmicos		Pressurizados Externamente	
				Líquidos	Aerodinâmicos	Aerostáticos	Hidrostáticos
Fatores Operacionais							
Alta Temperatura	**	***	*	*	****	****	*
Baixa Temperatura	**	***	*	*	****	****	**
Vibração externa	*	**	**	***	**	****	****
Limitação de espaço	****	****	***	***	**	*	**
Sujeira ou Poeira	*	**	*	***	*	****	***
Condições de umidade	*	**	***	****	***	***	****
Custos Operacionais	***	***	***	**	****	**	*
Custos de Produção	***	****	***	**	**	*	*
Precisão movim. Radial	**	*	**	***	***	****	****
Rigidez / Tamanho	***	**	*	***	**	***	****
Cap de carga/Tamanho	***	**	*	***	**	***	****
Amortecimento	*	**	**	***	*	***	****
Alta velocidade	***	*	*	**	****	****	****
Controle central	**	*	*	**	***	****	****
Aumento de temperatura	**	*	**	**	****	****	***
Durabilidade	***	**	**	***	**	****	****
Manutenção	***	****	***	**	**	*	*
Torque de partida	***	*	**	**	**	****	****
Torque de operação	***	*	**	**	****	****	**
Ruído	*	**	****	****	****	***	**
Freqüentes partidas/paradas	****	****	***	**	*	****	****
Dimensões externas	****	****	****	**	***	*	**
Facilidade de projeto	**	****	***	*	*	**	***
Facilidade de fabricação	***	****	***	*	*	*	**
Disponibilidade de peças normalizadas	****	**	***	*	#	#	#
Prevenção contaminação meio/produtos	**	**	**	*	****	****	*
Vácuo	*	****	*	*	#	#	*
Variação freqüentes sentido da rotação	****	****	**	**	*	****	****
Simplicidade de lubrificação	***	****	****	*	****	***	**
Radiação	**	***	*	*	****	****	*

\*\*\*\* excelente \*\*\* bom \*\* normal \* pobre # não considerado

Entretanto, a capacidade de carga e rigidez dos mancais aerostáticos, quando comparadas com os mancais convencionais hidrostáticos e de elementos rolantes, tem ainda limitadas as suas aplicações práticas. Em contrapartida, pouco esforço tem sido feito no sentido de encontrar soluções comprovadamente aceitáveis de aplicação desses mancais, principalmente em eixos árvores de máquinas ferramentas, onde informações de projeto que proporcionem a máxima rigidez no plano da força de corte (nariz do eixo árvore), em função dos parâmetros geométricos (relações distância entre mancais / comprimento em balanço e comprimento em balanço / diâmetro da árvore), não são encontradas na literatura.

Assim justifica-se a qualquer tempo, a investigação, seja ela teórica ou experimental, de novas possibilidades que visem a melhoria da qualidade dos projetos de máquinas, através da otimização do projeto de seus elementos constituintes particularmente do par tribológico mancal aerostático - eixo árvore.

A intenção deste trabalho é apresentar um estudo sobre o comportamento dos eixos árvores equipados com mancais aerostáticos, através de seu projeto, construção e experimentação, em função das variáveis tipo de mancal, diâmetro da árvore, distância entre mancais e distância em balanço, a saber:

- a) o projeto, construção e informatização, de um banco de ensaios, visando estender sua faixa de utilização para o estudo de diversas configurações de eixos árvores para máquinas ferramentas utilizando-se mancais aerostáticos;
- b) elaborar uma estratégia de seleção dos mancais aerostáticos para eixos árvores, bem como desenvolver, uma completa metodologia de cálculo

para o par tribológico mancal aerostático - eixo árvore;

- c) obter a capacidade de carga e rigidez do mancal frontal, a deflexão e rigidez no nariz do eixo árvore, em função do carregamento no nariz do eixo árvore, tipo de mancal aerostático, diâmetro da árvore, distância entre mancais, distância em balanço e pressão de alimentação, e apresentar os resultados na forma de equações e diagramas de projeto estabelecendo, a relação ótima  $b/a$  que proporcione a mínima deflexão (máxima rigidez) no nariz do eixo árvore;
- d) estudar o efeito da pressão de alimentação e das relações  $b/a$  (vão entre mancais / comprimento em balanço) e  $a/d$  (comprimento em balanço/ diâmetro em balanço), na rigidez dos mancais e na rigidez total no nariz do eixo árvore;
- e) confrontar os resultados teóricos com os experimentais das configurações dos eixos árvores, discutindo também os fatores propostos pelo autor, que influenciam na decisão da escolha dos mancais aerostáticos para máquinas ferramentas.

## **2. MANCAIS AEROSTÁTICOS - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Neste capítulo, a classificação geral dos mancais aerostáticos é seguida de uma revisão bibliográfica sobre o desenvolvimento desses mancais para máquinas ferramentas de precisão.

### **2.1. Histórico**

Os mancais pressurizados externamente têm uma história relativamente recente. WILLIS (1828) identificou os efeitos da pressão produzidos entre duas superfícies planas e opostas, tendo em uma delas um orifício alimentado com ar sob pressão. Ele mediu as forças de Bernoulli e comparou as forças de atração e repulsão em mancais pressurizados externamente. Casualmente, sem intenção definida, ele descobriu a lubrificação aerostática.

Certamente foram os trabalhos em mancais de filme de fluído conduzidos por HIRN (1854), que indicaram a possibilidade de reduzir o atrito em maquinaria através do uso de mancais aerostáticos. Novo impulso ao estudo dos mancais de filme de fluído foi proporcionado por KINGSBURY (1897), com a construção de um mancal radial com seis polegadas de diâmetro, lubrificado com ar e também com nitrogênio. Os resultados desses experimentos demonstraram que os mancais a gás eram viáveis e portanto, um baixo atrito poderia ser conseguido com eles.

Muitas patentes e projetos acompanharam a abertura do

século vinte, tais como a da WESTINGHOUSE (1904), que desenvolveu um mancal aerostático axial para suportar um eixo vertical de turbina e ABBOT (1920), que patenteou um projeto para um mancal aerostático radial.

Como as tolerâncias necessárias para produzir componentes de mancais aerostáticos são estreitas, um progresso limitado foi conseguido naquela época relativamente às aplicações. Paralelamente, os métodos teóricos envolvidos eram limitados às soluções aproximadas da equação de REYNOLDS (1886) para fluídos incompressíveis, melhoradas pelos métodos analíticos de SOMERFELD (1904) e MICHEL (1905).

O problema da lubrificação aerostática recebeu novo impulso, quando HARRISON (1913), desenvolveu uma forma apropriada da equação de Reynolds para fluídos compressíveis, porém, a não linearidade das equações e a falta de meios para resolvê-las, resultou no progresso lento em previsões teóricas que sustentassem a contento a investigação experimental.

Somente nos anos seguintes à segunda grande guerra, é que um progresso mais significativo pôde ser observado nessa nova tecnologia, porém, foi a partir de 1950 e 1960 que a tecnologia da lubrificação a ar se desenvolveu notadamente, devido as vantagens especiais que os mancais aerostáticos ofereciam com relação aos mancais convencionais. Inúmeros avanços foram então efetuados, tanto no campo teórico da lubrificação com ar (GROSS, 1962 ; CONSTANTINESCU, 1964) , como na prática do projeto de mancais que utilizam o ar como lubrificante (POWELL, 1970 ; GRASSAN & POWELL, 1964).

X Em vista disso, os mancais aerostáticos tem encontrado inúmeras aplicações nos artefatos que requerem um atrito extremamente baixo e operem em temperaturas muito altas ou muito baixas, altas rotações

e grande precisão de giro ou ainda em ambientes radioativos. Como exemplos, são os mancais utilizados em instrumentos de alta precisão, como nas unidades de inspeção e fabricação de discos compactos (CD) (NOGUCHI et alii, 1995), máquinas ferramentas de ultra precisão, como as furadeiras aerostáticas para placas de circuito impresso e cabeçotes de pequeno diâmetro para retificadoras (O' CONNOR, 1995), sistemas para posicionamento de ultra precisão que requerem constante estabilidade, como por exemplo a precisão necessária para mover uma ferramenta de ponta única de diamante para a peça obra (TOWNSEND, 1994), indústria aeroespacial (WILCOCK, 1971), centrais nucleares, turbinas dentárias (GREEN, 1961 ; POWELL et alii, 1963), etc. Existem algumas aplicações onde só é possível a utilização de mancais aerostáticos, como é o caso das máquinas ferramentas para usinagem com diamante, utilizadas na produção de espelhos de primeira grandeza com precisão nanométrica (BREHM, 1983).

## **2.2. Princípio de Funcionamento dos Mancais Aerostáticos**

### **2.2.1. Mancais Aerostáticos Radiais**

✧ O comportamento de um mancal radial ao sofrer a ação de uma carga como mostra a Figura 2.1 será explicado a seguir (POWELL, 1970 ; SLOCUM, 1992):

✧ O mancal é composto de uma bucha cilíndrica (comprimento  $L$  e diâmetro  $D$ ), onde são confeccionados os restritores (neste caso ranhurados) de espessura  $z$  e posicionados à um quarto do comprimento do mancal ( $\ell / L = 0,25$ ). O suprimento de gás para o mancal é feito através de uma fonte externa, à pressão constante  $P_0$ , o ar flui através dos restritores para a folga do mancal  $h$ , entre eixo e bucha, e em seguida,

axialmente, para as extremidades, onde é exaurido para a atmosfera. Quando o ar flui através dos restritores, ocorre uma queda de pressão e este atinge a folga do mancal à uma pressão  $P_d$  e mais uma queda de pressão ocorre até o fluido atingir a extremidade do mancal a uma pressão  $P_a$  (pressão atmosférica).

✓ Com o eixo descarregado e desprezando-se seu peso, o mesmo adota a posição concêntrica na bucha e desta forma não existe variação da pressão circunferencial em torno do mancal e  $P_{d1} = P_{d2}$ , ou seja, as forças de pressão estão balanceadas, conforme ilustra a Figura 2.1a.

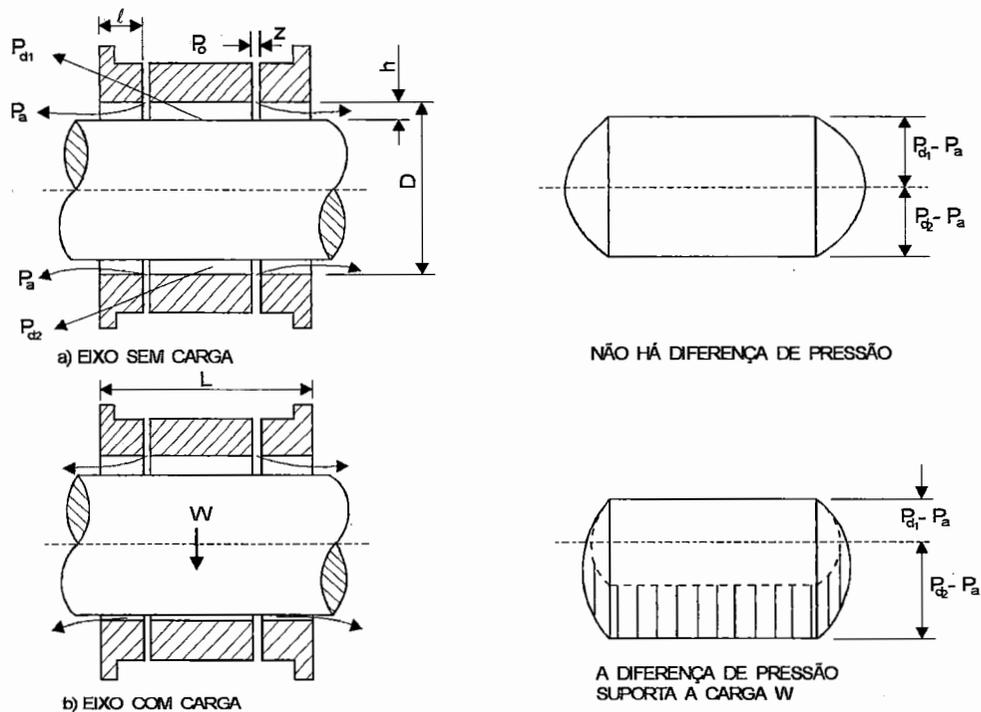


Figura 2.1 - Mancal aerostático radial (POWELL, 1970).

✗ Quando uma carga  $W$  é aplicada ao eixo na direção vertical, conforme mostrado na Figura 2.1b, o eixo deflete nesta direção, de modo que a resistência do fluxo de ar para a atmosfera na parte superior do

mancal diminui e na parte inferior aumenta. Este decréscimo faz com que mais ar flua através dos restritores e conseqüentemente aumente a queda de pressão nestes restritores, ou seja,  $P_{d1}$  será diminuída. O aumento da resistência ao fluxo na parte inferior do mancal, faz com que menos ar flua através dos restritores e, neste caso, diminui a queda de pressão nestes restritores, ou seja,  $P_{d2}$  será aumentada. A diferença de pressão ( $P_{d1} - P_{d2}$ ) atuando no eixo, balanceia a carga aplicada e para todas as cargas aplicadas dentro da capacidade do mancal, existe uma posição de equilíbrio para o eixo.

### 2.2.2. Mancal Aerostático Axial

Um mancal aerostático axial, está ilustrado esquematicamente na Figura 2.2. O mancal consiste de duas placas planas de raio interno  $r_i$  e raio externo  $r_e$ . Uma das placas são confeccionados os restritores (neste caso ranhurados), de raio  $c = (r_i \cdot r_e)^{1/2}$ , largura  $z$  e profundidade  $y$ . O ar comprimido do compressor é fornecido para o mancal à uma pressão constante  $P_o$ , em seguida passa através dos restritores até a folga do mancal, a uma pressão  $P_d$  e escoando radialmente até as bordas interna e externa, para a atmosfera á uma pressão  $P_a$ . Para esta configuração, os fluxos radiais internos e externos são iguais. Quando a carga axial é aplicada perpendicularmente à placa do mancal, esta se desloca nesta direção, diminuindo a folga entre as duas placas e aumentando, conseqüentemente, a resistência à vazão de ar de modo que menor quantidade de ar escoará para a atmosfera, reduzindo a queda de pressão nos restritores e fazendo com que a pressão na folga aumente e suporte a carga aplicada (POWELL, 1970).

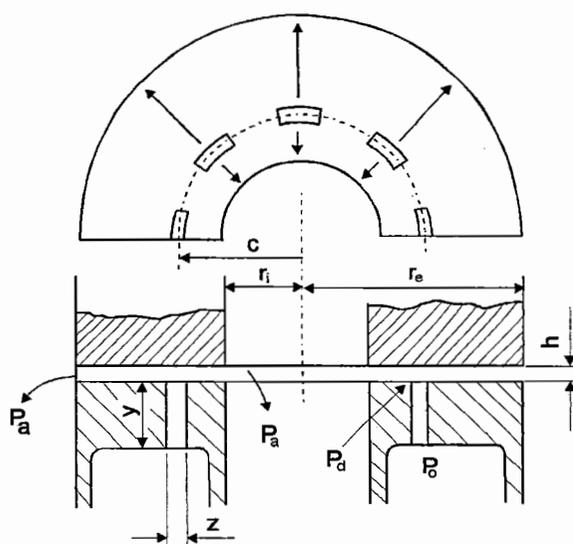


Figura 2.2 - Mancal aerostático axial (POWELL, 1970).

### 2.3. Classificação Geral dos Mancais Aerostáticos

Segundo PURQUERIO (1989), os mancais aerostáticos utilizados em eixos-árvores de máquinas ferramentas apresentam quatro mecanismos básicos de lubrificação: aerodinâmico, aerostático, película comprimida e híbrido, os quais, estão ilustrados na Figura 2.3.

Os mancais aerodinâmicos, também denominados de auto-atuantes, geram a sua própria pressão de sustentação no filme lubrificante de espessura  $h$  através do mecanismo de velocidade induzida  $u$  e cisalhamento viscoso no filme convergente. Nesses mancais, as pressões geradas no filme lubrificante são relativamente baixas. As vantagens desses mancais é a sua independência de qualquer fonte externa de alimentação de fluido para o seu funcionamento. Esses mancais sofreram um grande desenvolvimento no início de suas pesquisas devido, principalmente nas suas aplicações em giroscópios e sistemas nucleares. Contudo, os elevados padrões de qualidade requeridos na sua fabricação e capacidade de carga  $W$  muito baixa (proporcional a viscosidade do ar), limitaram a sua aplicação

dentro da engenharia de modo geral (PURQUERIO, 1989).

Os mancais de película comprimida também independem de uma fonte externa de alimentação. As propriedades do esmagamento da película de fluido  $h$  entre as superfícies geram a força de sustentação do mancal. Se o fluido for líquido, estas forças serão de amortecimento. Com os gases, as forças serão de amortecimento, se a velocidade (frequência) do movimento for baixa e neste caso, os mancais a gás terão amortecimento. Se a frequência for alta, acima de 20 kHz, e o movimento for oscilatório, o gás fluirá somente nas bordas do mancal, conforme ilustra a Figura 2.3. O gás no centro do mancal será esmagado e expandido a cada ciclo, gerando a pressão média, que será maior que a externa (atmosférica). Essa pressão interna permite que o mancal suporte cargas (PURQUERIO, 1989). O mancal deve ser colocado desta forma sobre uma fonte geradora de vibração, e a dificuldade de aplicar esse sistema para guias lineares reside em se submeter à vibração uma longa superfície de deslizamento. Em vista disso, os mancais de película comprimida encontram aplicações somente em laboratórios, não encontrando aplicações práticas gerais em problemas de engenharia (YOSHIMOTO & ANNO, 1993).

Os mancais aerostáticos, também chamados de pressurizados externamente, têm a pressão de sustentação proporcionada por uma fonte de alimentação externa. Conforme ilustra a Figura 2.3 o ar comprimido do compressor é fornecido para o mancal à uma pressão constante  $P_o$ , em seguida flui através do restritor atingindo o filme de fluido à uma pressão  $P_f$  e escoar até a extremidade do mancal para a atmosfera à uma pressão  $P_a$ . Os mancais aerostáticos proporcionam maior capacidade de carga  $W$  quando comparado com os dois mancais anteriormente citados.

Já o mancal híbrido, combina as soluções aerostáticas e aerodinâmicas para a sustentação da carga. O componente aerostático



Os mancais aerostáticos são também classificados quanto ao tipo de compensação (restrição) que utilizam (PURQUERIO, 1989 ; SLOCUM, 1992 ; CHENG & ROWE, 1995). O restritor de um mancal aerostático é definido como sendo o elemento que efetua a restrição do escoamento entre a fonte de alimentação e a folga do mancal e a restrição fornecida pelo filme lubrificante do mancal. Nos mancais aerostáticos alguma forma de restrição externa é necessária para que a capacidade de carga e rigidez aumentem com a diminuição do filme lubrificante do mancal, ou seja, para que o mancal tenha rigidez. A Figura 2.4 ilustra os tipos de restritores mais utilizados em mancais aerostáticos.

Os restritores de orifício, Figuras 2.4a e 2.4b, são os mais comumente utilizados. Esses restritores, com ou sem rebaixo, são compensadores de escoamento turbulento, ou seja, a queda de pressão que neles ocorre é devida a aceleração do gás quando se expande. O restritor de orifício com rebaixo pode propiciar instabilidade aerostática conhecida como "martelo pneumático". Esse fenômeno pode ser evitado, fazendo com que o volume do rebaixo (ou bolsa) seja bem pequeno. A forma construtiva mais comum para os orifícios é a utilização de plugues (bujões) roscados ou colados nos furos do mancal. Na fixação dos plugues no mancal, o rebaixo pode então ser apropriadamente definido (PURQUERIO, 1989 ; SLOCUM, 1992 ; CHENG & ROWE, 1995).

Comparando os dois tipos de restritores citados acima, nota-se que para o restritor com rebaixo, a menor área de vazão ocorre no furo de alimentação, sendo igual a  $A = \pi d^2 / 4$ , onde  $d$  é o diâmetro do orifício de alimentação. Quanto ao restritor sem rebaixo, a menor área de vazão ocorre na saída para a folga do mancal e neste caso é igual a  $A = \pi dh$ , onde  $h$  é a folga do mancal. A mínima profundidade de rebaixo usada na prática é  $\delta = d/4$ , pois assim o restritor pode operar com a folga local próxima de zero. Embora o orifício sem rebaixo seja de mais fácil fabricação,

e na maioria dos casos não sofre o problema da instabilidade aerostática, proporciona uma capacidade de carga para o mancal 33% menor comparativamente ao orifício com rebaixo (PURQUERIO, 1989 ; SLOCUM, 1992 ; CHENG & ROWE, 1995).

Uma segunda opção para os restritores de mancais aerostáticos são as ranhuras (Figura 2.4c), que podem ser produzidas através de calços colocados entre as superfícies adjacentes do mancal ou através da usinagem dessas superfícies. Esse tipo de restrição apresenta maior dificuldade de fabricação, propiciando porém maior rigidez e capacidade de carga, quando comparado com os restritores de orifício, pelo fato da alimentação do mancal não ser feita por uma fonte discreta, mas sim por uma linha de escoamento laminar. Os restritores de ranhura são os que mais se aproximam das condições ideais de alimentação do filme do mancal, eliminando desta forma, as perdas de capacidade de carga e rigidez associadas com a dispersão do fluxo de ar através da folga do mancal. Isto permite a obtenção de mancais curtos bastante eficientes (BALESTRERO, 1991).

O restritor capilar, Figura 2.4d, é composto de um tubo de diâmetro capilar e de comprimento longo, apresentando limitações na aplicação de mancais aerostáticos, devido à presença da instabilidade aerostática e dificuldade na fabricação. Encontra porém grande aplicação nos mancais hidrostáticos (RAIMONDI & BOYD, 1954 ; O' DONOGHUE & ROWE, 1969).

O restritor poroso, Figura 2.4e, pode se apresentar de duas formas, a primeira consiste de insertos de material poroso em furos usinados no mancal, e a segunda opção consiste, no fato de que a própria bucha do mancal pode ser fabricada totalmente de elemento poroso. A segunda opção devido a maior distribuição de ar na alimentação pode

proporcionar mais altas capacidades de cargas ao mancal. O restritor poroso apresenta relativa simplicidade de fabricação comparado a outros restritores, entretanto, possui uma imprevisível permeabilidade, e suas características de escoamento são complexas funções das dimensões do mancal e propriedades do fluido, o que vem a limitar sua utilização (CHENG & ROWE, 1995).

O restritor flexível, está ilustrado na Figura 2.4f, através de um elemento elástico com orifício. Diferentemente dos restritores anteriores, os quais são de restrição fixa, eles apresentam uma característica importante que consiste na variação da seção do escoamento do fluido, no caso o diâmetro do orifício, com a variação da pressão. A medida que a carga aplicada ao mancal é reduzida, a pressão no filme lubrificante diminui proporcionalmente e o elemento flexível se distende restringindo o escoamento, fazendo com que a espessura do filme lubrificante permaneça constante, ou seja, aumentando a rigidez do mancal (MARTINELLI, 1991).

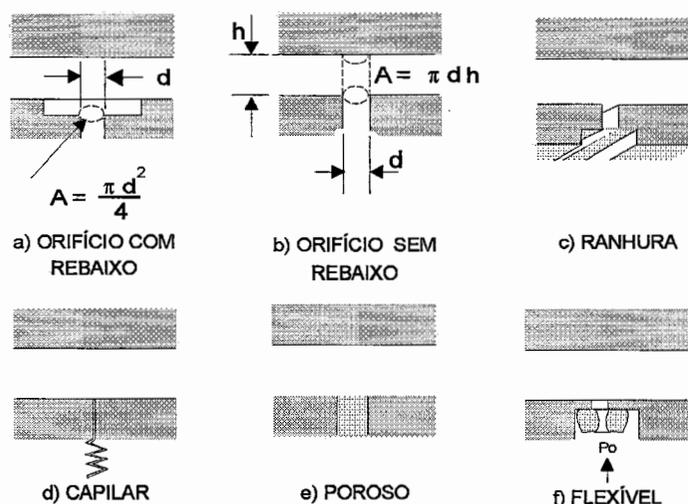


Figura 2.4 - Tipos de restritores de vazão para mancais aerostáticos (PURQUERIO, 1989).

## **2.4. Fundamentos de Projeto, Desenvolvimento e Análise dos Mancais Aerostáticos Aplicados às Máquinas Ferramentas**

As primeiras guias e eixo árvores com lubrificação aerostática foram introduzidas por volta de 1960 (SHEINBERG, 1979 ; BALASAN'YAN, 1990). Projetadas para operar a médias e altas velocidades, esses mancais tem sido utilizados principalmente nas máquinas ferramentas de ultra precisão na fabricação de peças pequenas e leves para dispositivos ópticos e eletrônicos (KIM, 1992 ; HAN et alii, 1994) e instrumentos de metrologia para medições precisas (YABE, 1994a - 1994b).

LAUB (1960), foi o primeiro a investigar orifícios elásticos para o controle do escoamento de fluido no mancal aerostático. A análise teórica mostrou ser possível aumentar a rigidez do mancal, através do aumento ou diminuição da taxa de vazão, a medida que o gradiente de pressão através do elemento variava. As limitações práticas desses compensadores eram relacionados com seu pequeno porte e a não homogeneidade da borracha.

LAUB & NORTON (1961), apresentaram um estudo analítico e experimental dos mancais aerostáticos esféricos com orifícios de alimentação. ALLEN et alii (1961), estudaram os efeitos do comprimento do mancal no desempenho de mancais com uma e duas fileiras de orifícios de alimentação. Estas análises foram baseadas considerando um modelo de escoamento idealizado pelos autores. A capacidade de carga obtida experimentalmente foi metade do valor calculado usando a teoria do fluxo axial. Segundo os autores, esta diferença se deve ao efeito do fluxo circunferencial.

TANG & GROSS (1962), avaliaram o desempenho dos mancais aerostáticos por meio de análises e diagramas de projetos. Esses pesquisadores, obtiveram curvas mais adequadas para o cálculo, das distribuições de pressão nas equações da lubrificação aerostática, eliminando desta forma, toda tarefa cansativa que os cálculos teóricos proporcionavam. As curvas também foram usadas para o projeto de mancais aerostáticos para máxima carga e rigidez.

TURNBLADE (1962), apresentou um novo tipo de mancal, empregando uma simples técnica de projeto. Ele desenvolveu equações para mancais retangulares, que por sua vez descrevem a relação entre as razões comprimento e largura do mancal. LEMON (1962), apresentou uma análise simplificada, para a determinação dos parâmetros de desempenho capacidade de carga, vazão e rigidez. Ele considerou o efeito do escoamento circunferencial utilizando uma equação aproximada e apresentou um método de projeto com o objetivo de se obter ótima rigidez em mancais aerostáticos radiais.

Uma análise teórica e experimental dos mancais radiais aerostáticos com seis orifícios de alimentação foi apresentada por MORI et alii (1963). A complexa teoria do escoamento potencial foi considerada ser o mais adequado método para obter a solução da equação de Reynolds. Com esta teoria, MORI et alii (1963) obtiveram a capacidade de carga e a taxa de vazão volumétrica, avançando desta forma nos estudos para o escoamento incompressível, apresentando uma solução para a capacidade de carga real e vazão em massa.

Acredita-se que LUND (1964), foi o responsável pelas primeiras investigações teóricas considerando um mancal radial aerostático com rotação. Ele utilizou uma teoria compatível para a perturbação da pressão devido aos efeitos da velocidade, e assumiu uma fonte linear de

alimentação na folga do mancal . Esse pesquisador construiu diagramas de projeto para capacidade de carga e ângulo de posicionamento (atitude) em função da pressão de alimentação e tipo de restritor utilizado no mancal. RIEGER (1966), por sua vez, apresentou diagramas de projeto para mancais aerostáticos radiais e estudou a relação entre o ângulo de posição e razão de excentricidade.

DUDGEON & LOWE (1965), prognosticaram teoricamente o desempenho estático dos mancais radiais aerostáticos, considerando os efeitos do escoamento axial e circunferencial. RIEGER & WILCOCK (1966), derivaram um método de projeto simplificado obtendo-se capacidade de carga, vazão e rigidez para mancais aerostáticos radiais e axiais. Uma análise sistemática e simplificada para projetar mancais radiais acompanhado de diagramas de projeto para estimar as características de desempenho dos mancais radiais também foram apresentadas.

CONSTANTINESCU & SALCUDEAN (1967) ; CONSTANTINESCU (1967), sugeriram um método aproximado para análises dos mancais aerostáticos supondo escoamento laminar, e afirmaram que este tratamento teórico conduz a resultados precisos para um pequeno número de orifícios de alimentação, isto é,  $n = 6$ .

Acredita-se que SHIRES e DEE (1967), tenham sido os primeiros a apresentarem o mancal aerostático alimentado por ranhuras. Estes pesquisadores mostraram que a alimentação por ranhuras, proporciona uma grande variedade de configurações de mancais, algumas das quais apresentam vantagens significativas sobre a maioria dos projetos convencionais. Destacaram também a possibilidade de fabricar esses mancais com outros metais ou materiais refratários com vantajosas propriedades. A concepção do restritor ranhurado foi desenvolvida após um cuidadoso estudo dos problemas relativos à dispersão do gás e fluxo

circunferencial associados ao projeto dos orifícios de alimentação (MORI & MIYAMATSO, 1968 ; MACCABLE, 1969 ; VOHR, 1969).

Uma construção simples para um mancal radial com uma única fileira central de alimentação com oito ranhuras radiais é mostrada na Figura 2.5. O mancal é composto de duas buchas internas A e B, montadas em um anel externo C. O anel é usinado, formando áreas de rebaixo R, intercaladas por ressaltos L. Na montagem do anel A com o anel B, os rebaixos R formam as ranhuras de alimentação (AEROSTATIC, 1971).

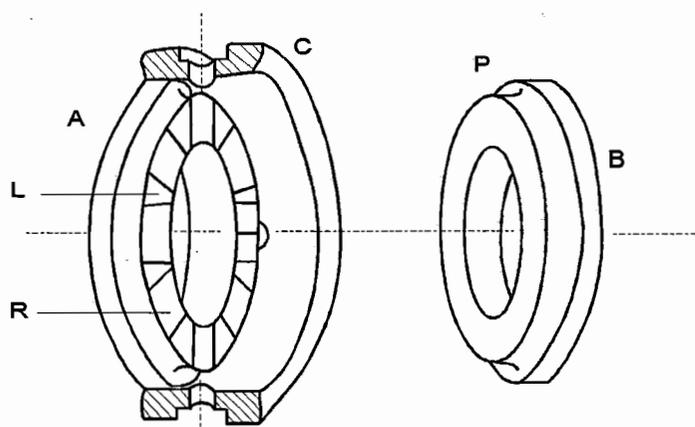


Figura 2.5 - Construção de um mancal ranhurado (AEROSTATIC, 1971).

Uma outra concepção para o mancal radial ranhurado é ilustrada na Figura 2.6. Nesta concepção as ranhuras são obtidas através de um calço A, colocado entre as superfícies adjacentes B e C do mancal (ANON, 1970).

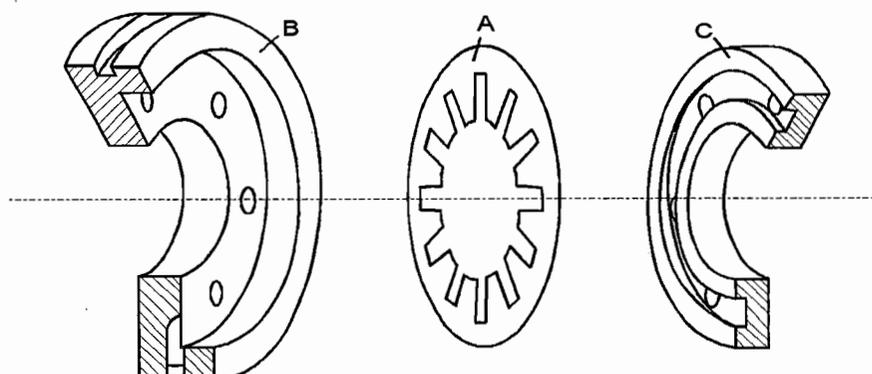


Figura 2.6 - Ranhuras de alimentação obtidas através de um calço (ANON, 1970).

Segundo SHIRES & DEE (1971), as funções do mancal com ranhuras de alimentação são similares às funções dos mancais aerostáticos convencionais, mas suas vantagens se devem principalmente à presença de uma fonte laminar de alimentação. As dimensões das ranhuras de alimentação são da mesma ordem das dimensões da folga do mancal, isto é, o escoamento no interior das ranhuras, assim como na folga do mancal é laminar, resultando desta forma, em critérios de projeto mais simples, não envolvendo as propriedades do fluido. A capacidade de carga e rigidez são funções apenas das dimensões do mancal e da pressão do fluido, que permitem ao mancal operar tão bem com fluidos líquidos quanto com gases em uma ampla faixa de pressão, sem mudança de projeto.

SHIRES & DEE (1971), comparou os efeitos da dispersão e do escoamento não axial encontrados nas configurações de mancais com orifícios, com o fluxo desenvolvido dentro das configurações dos mancais com ranhuras. A Figura 2.7, ilustra os escoamentos que ocorrem nas configurações de ranhuras e orifícios de alimentação. Pode-se notar que os efeitos da dispersão (representado pelas setas) são maiores para mancais de pequeno comprimento e com poucos orifícios de alimentação. Nesses casos o escoamento de ar não consegue preencher totalmente a

circunferência do mancal antes de sua passagem para a atmosfera, nas bordas do mancal. Em mancais com ranhuras de alimentação, com relações  $L / D$  similares à dos orifícios, suas ranhuras constituem 90% da circunferência do mancal, ocasionando uma insignificante perda por dispersão. O segundo fator leva em conta o escoamento não axial. Até aqui foi suposto que em cada setor equivalente do mancal, o escoamento de ar vai axialmente do plano de alimentação para a extremidade do mancal.

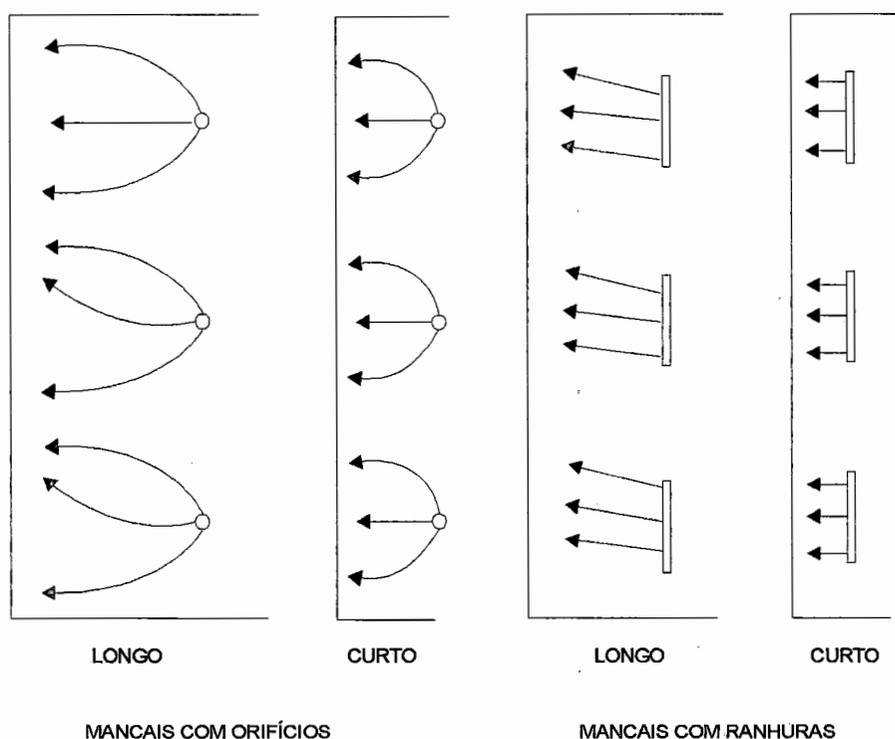


Figura 2.7 - Escoamento existente nos mancais com orifícios e ranhuras (SHIRES & DEE, 1971).

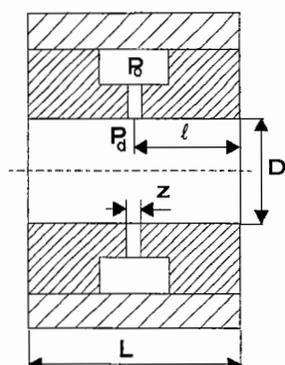
Na prática, a distribuição circunferencial de pressão faz com que haja um escoamento de ar na região de alta para a de baixa pressão. O efeito deste escoamento não axial faz com que ocorra uma redução da pressão diferencial através do eixo, o que reduz a capacidade de carga do mancal. Mancais longos são raramente usados, uma vez que o efeito do escoamento não axial se eleva com o aumento da relação comprimento/ diâmetro ( $L / D$ ),

tornando-se menos eficientes para suportar a carga. Para pequenas relações  $L / D$ , onde os efeitos do escoamento circunferencial são pequenos, as condições teóricas de um mancal alimentado por ranhuras são altamente simplificadas, apresentando máxima capacidade de carga teórica (SHIRES & DEE , 1971).

DEE & PORRIT (1971) ; DEE (1971), padronizaram o projeto dos mancais aerostáticos ranhurados, levando a construção de mancais modulares com dimensões idênticas aos padrões dos mancais de elementos rolantes. Desta forma os mancais aerostáticos ranhurados podem substituir diretamente os mancais de elementos rolantes em algumas situações, destacando-se os cabeçotes para retificação, as turbinas axiais aerostáticas, viscosímetros e eixos árvores para máquinas ferramentas de precisão. As faixas de padronização dos mancais ranhurados incluem mancais radiais e mancais para cargas combinadas axiais e radiais. A Tabela 2.1 ilustra as dimensões padronizadas dos mancais ranhurados para cargas radiais. Os dados de projeto são ideais para pequenas excentricidades e foram derivados para um fator de ranhura  $a^* = 3,5$ . Isto, segundo DEE (1971), é devido a dois fatores :

- a) um projeto mais universal abrangendo uma maior faixa de aplicação;
- b) tolerâncias para fabricação mais acuradas.

Tabela 2. 1 - Dimensões padronizadas para os mancais ranhurados (DEE, 1971).



Tipo	A. 010 - A.150
D	10 a 150mm
L	11 a 80mm
ho	0.0175 a 0.060mm
w. L. D	0.027 a 5.45
$\frac{\eta \cdot L \cdot D}{ho}$	68 a 3980

MAJUMDAR (1970a, 1970b, 1970c, 1970d, 1972), conduziu trabalhos experimentais e teóricos dos mancais aerostáticos com 4, 6 e 8 orifícios de alimentação para um quarto de estação ( $\ell / L = 0,25$ ). No desenvolvimento teórico considerou-se os escoamentos axial e circunferencial. Segundo esse pesquisador quando os efeitos do escoamento circunferencial são considerados, as análises da distribuição de pressão difere das obtidas considerando apenas o modelo do escoamento axial na folga do mancal para a atmosfera.

STOUT & ROWE (1973, 1974a, 1974b) ; STOUT et alii (1974), dando continuidade ao estudo do restritor ranhurado, propuseram um método de cálculo, baseado em técnicas precisas por diferenças finitas para a solução das várias formas da equação de REYNOLDS, permitindo maior grau de confiança para os projetistas. O estudo destes pesquisadores cobrem projetos de mancais ranhurados aerostáticos e hidrostáticos em conjunto com tolerâncias ótimas para a fabricação.

PINK (1974), comparou os resultados apresentados por RIEGER (1966), CONSTANTINESCU & SALCUDEAN (1967) e POWELL (1970), com os dados experimentais obtidos por EUSEPI & LEWIS (1964), e concluiu que há considerável discrepância entre os vários métodos de projetos publicados para o cálculo da capacidade de carga e rigidez estática dos mancais aerostáticos. Segundo esse pesquisador os resultados conflitantes obtidos deve-se a não consideração dos efeitos do escoamento circunferencial em alguns estudos, supondo-se um modelo de escoamento axial, e a consideração dos dois modelos de escoamentos em outros.

ZHED & SHEYNBERG (1975), realizaram estudos de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos para retificadoras pesadas operando a baixas e altas velocidades. A experiência operacional dessas máquinas mostrou que os mancais aerostáticos quando operando a

baixas velocidades apresentaram as seguintes vantagens:

- o aquecimento que causa deformações térmicas dos componentes das máquinas ferramentas é eliminado;
- a perda devido ao atrito é menor;
- a qualidade e produtividade das retificadoras são melhoradas devido ao aumento da massa e suavidade de operação do eixo árvore;
- a vida útil de operação na qual a acuracidade é mantida é longa.

Os autores também realizaram testes em retificadoras internas para serviço pesado, onde o cabeçote tem um eixo árvore de diâmetro 220 mm e massa de 70 Kg, proporcionando uma rigidez radial na zona de corte de 19 Kgf /  $\mu\text{m}$ . Observou-se também que para altas velocidades o componente aerodinâmico da carga aumentou 3,37 vezes em comparação com a capacidade de carga devido a alimentação do compressor. Os autores destacam ainda que a utilização dos mancais aerostáticos neste tipo de eixo árvore é particularmente vantajosa quando uma turbina aerostática aciona o eixo. Desta forma, o ar que alimenta os mancais também aciona a turbina à uma pressão de 4 a 5 Kgf /  $\text{cm}^2$ .

O estudo dos mancais aerostáticos prosseguiu sem grandes novidades, quando novo impulso foi dado por MAJUNDAR (1980). Ele revisou diversos métodos de cálculo existentes para os mancais com orifícios de alimentação, e concluiu que as características estáticas previstas teoricamente de capacidade de carga, vazão e rigidez dos mancais aerostáticos sujeitos as cargas leves podem ser previstas com razoável acuracidade, utilizando a teoria do escoamento axial na folga do mancal para a atmosfera. Entretanto, esta teoria se mostrou insatisfatória para mancais sujeitos à cargas pesadas. Segundo esse pesquisador, a teoria do escoamento axial sempre superestima a capacidade de carga e não leva em consideração a variação do perfil da pressão entre os dois planos de alimentação do mancal ( $\ell / L = 0,25$ ). Desta forma, essa teoria

tem sido adotada por poucas análises, e as soluções encontradas não podem ser consideradas como soluções gerais.

UNTERBERGER (1981), conduziu trabalhos teóricos e práticos em máquinas para usinagem com diamante utilizando mancais aerostáticos. Segundo esse pesquisador, a grande dificuldade observada na fabricação de cabeçotes com mancais aerostáticos está relacionada com o acurado perpendicularismo necessário entre os mancais axiais e radiais usinados ou montados no eixo, pois qualquer imprecisão de montagem nessa faixa de tolerância exigida acarretará uma folga maior entre as superfícies do mancal, gerando queda de rigidez do conjunto e erros de giro em operação, tanto axiais como radiais. Para minimizar este problema UNTERBERGER (1981), sugeriu que o cabeçote seja projetado com mancais esféricos para facilitar o projeto na montagem conforme ilustra a Figura 2.8.

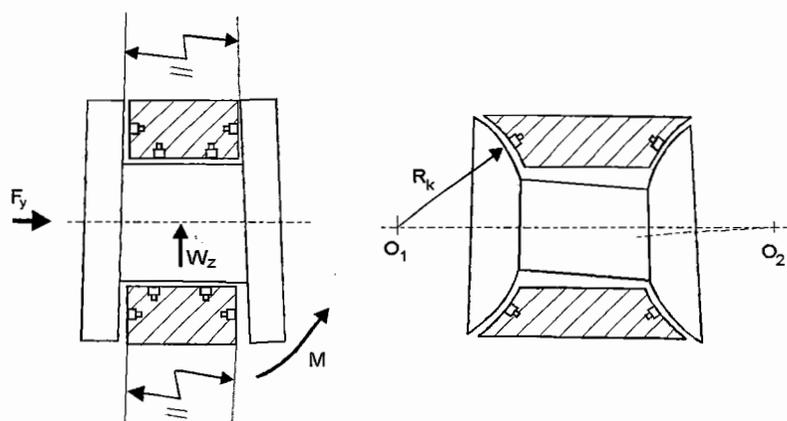


Figura 2.8 - Erros de perpendicularismo não afetam os mancais aerostáticos esféricos (UNTERBERGER, 1981).

SMITH et alii (1981), realizou testes em cabeçotes de retificadoras cilíndricas de precisão usadas na fabricação dos mancais aerostáticos. Conforme ilustra a Figura 2.9, o cabeçote utiliza mancais

aerostáticos e hidrostáticos, e o motor de acionamento teve seus mancais de elementos rolantes substituídos por mancais aerostáticos ranhurados modulares, com o objetivo de eliminar vibrações que podem ser transmitidas para o cabeçote influenciando negativamente na usinagem da peça obra.

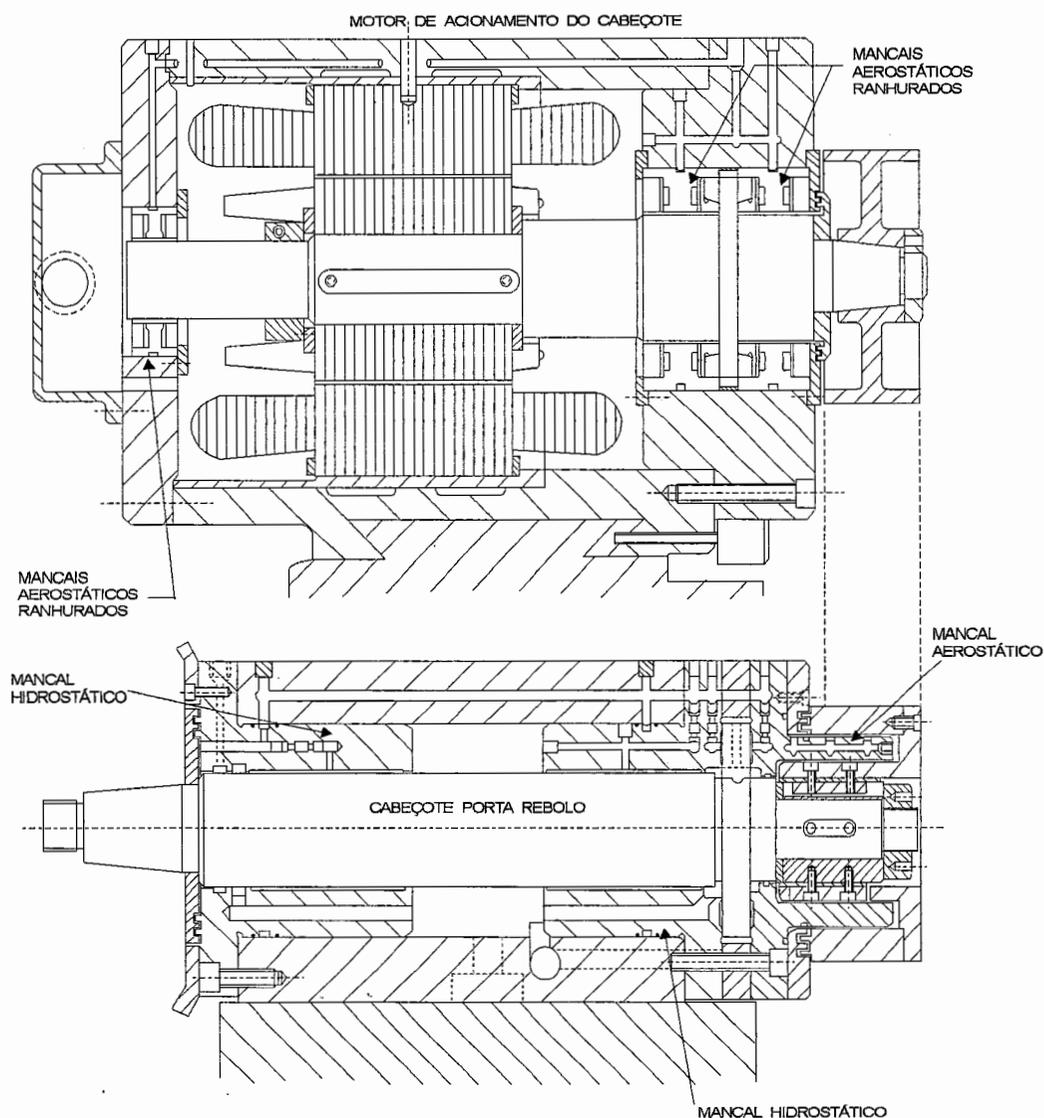


Figura 2.9 - Cabeçote para retificadora interna de precisão e seu respectivo comando (SMITH, 1981).

PINK & STOUT (1981), analisaram o desempenho teórico dos mancais aerostáticos, aerodinâmicos e híbridos, com orifícios de alimentação utilizando o método das diferenças finitas. Eles apresentaram características de desempenho, considerando o efeito da contribuição aerodinâmica para velocidades variáveis, razão  $L / D$  e pressão de alimentação. Esses pesquisadores obtiveram como resultados uma boa correlação entre teoria e experimento para os três modos de operação do mancal. Destacam ainda que para o caso dos mancais aerostáticos híbridos, o tipo de malha utilizada na computação relata largamente os efeitos da dispersão freqüentemente ignoradas na maioria dos modelos teóricos.

TAWFIK & STOUT (1981,1982,1983), apresentaram uma grande contribuição para o desenvolvimento dos mancais aerostáticos híbridos com ranhuras de alimentação. Esses pesquisadores apresentaram um manancial de informações contendo parâmetros ótimos de projeto otimizados, métodos gráficos de projeto, tolerâncias para a fabricação, com o objetivo de se obter ótimo desempenho na operação desses mancais.

YOSHIMOTO et alii (1984,1989), apresentaram novo impulso no estudo dos mancais aerostáticos com ranhuras de alimentação. Estes pesquisadores analisaram as características estáticas e dinâmicas dos mancais aerostáticos com restritores ranhurados circulares (contínuos) e concluíram que estes mancais apresentam maior facilidade na fabricação, além de uma pequena influência do fluxo circunferencial na capacidade de carga, comparativamente aos mancais com ranhuras discretas de alimentação. Os resultados obtidos para capacidade de carga mostraram-se comparáveis aos obtidos por SHIRES e DEE (1971), no projeto de mancais com ranhuras discretas de alimentação. A Figura 2.10 ilustra uma concepção para os mancais radiais com ranhuras circulares (contínuas) de alimentação.

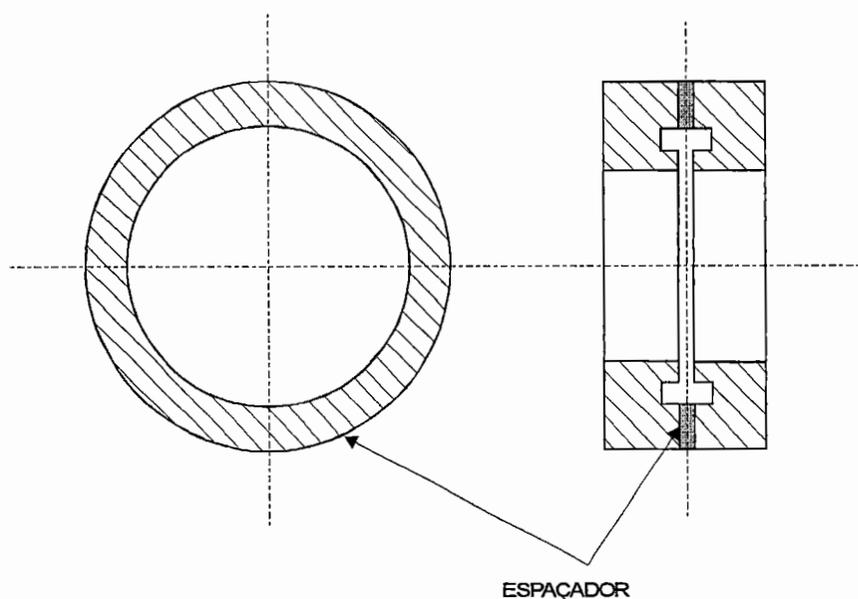


Figura 2.10 - Mancais aerostáticos com ranhuras circulares de alimentação (YOSHIMOTO et alii, 1984).

BALASAN'YAN (1984,1985), estudou experimentalmente o campo de aplicação dos eixos árvores com mancais aerostáticos para altas velocidades. As características de capacidade de carga e parâmetros de projeto ideais para a operação dos mancais aerostáticos também foram obtidos. Segundo esse pesquisador, as dimensões dos orifícios de alimentação que proporcionam as máximas características de capacidade de carga são muito pequenas (diâmetro de 0,1 a 0,2 mm), o que torna difícil sua fabricação. Destaca ainda que o mais eficiente campo para a aplicação desses eixos árvores são em primeiro lugar as retificadoras internas, operando sob baixa potência, onde há especificações rigorosas quanto a rugosidade superficial ( $Ra < 0,08 \mu m$ ).

O desejo de manter alta acuracidade posicional levou BRYANT et alii (1986), a desenvolverem o projeto de um mancal ISAT (mancal axial aerostático de rigidez infinita). Esses pesquisadores demonstraram que a rigidez infinita pode ser conseguida e mantida, a aproximadamente 20% na faixa de carga do mancal, apenas por meio de

uma ótima seleção de seus parâmetros geométricos de projeto. Esta seleção envolve uma otimização, na qual determina-se a espessura ótima da membrana  $h_v$  para um dado diâmetro do orifício de alimentação. Os resultados são apresentados na forma de diagramas de projeto, permitindo-se projetar o mancal ISAT em uma variedade de tamanhos. Conforme ilustra a Figura 2.11, o mancal é composto de um corpo principal e uma membrana flexível, que deflete devido as mudanças de carregamento.

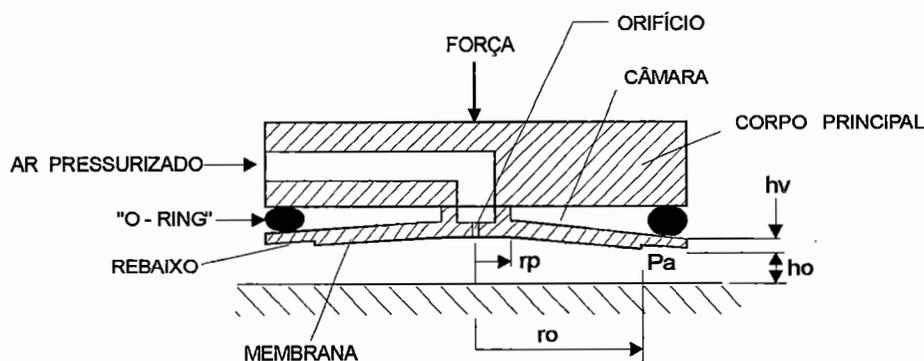


Figura 2.11 - Mancal axial aerostático de rigidez infinita (BRYANT et alii, 1986).

YOSHIMOTO (1986), estudou um novo tipo de mancal com restrição parcial através de ranhuras de alimentação. Neste tipo de mancal o fluido é alimentado através de estreitas ranhuras ao invés de orifícios, extensivamente estudado por YOSHIMOTO (1988), e apresentando problemas de fabricação devido ao seu pequeno diâmetro (menores que 0,1 mm). Conforme ilustra a Figura 2.12, o escoamento do fluido é restringido por uma resistência viscosa na região da ranhura de raio  $r_s$  e outra resistência ao escoamento na entrada das estreitas fendas formadas por um calço bem fino. Esse pesquisador concluiu ainda que as perdas devido à dispersão do gás são minimizadas, traduzindo em pequeníssimas perdas da capacidade de carga do mancal. O mancal

proposto apresentou ainda uma capacidade de carga máxima 10% maior que a do mancal com restritores ranhurados circulares para uma mesma folga.

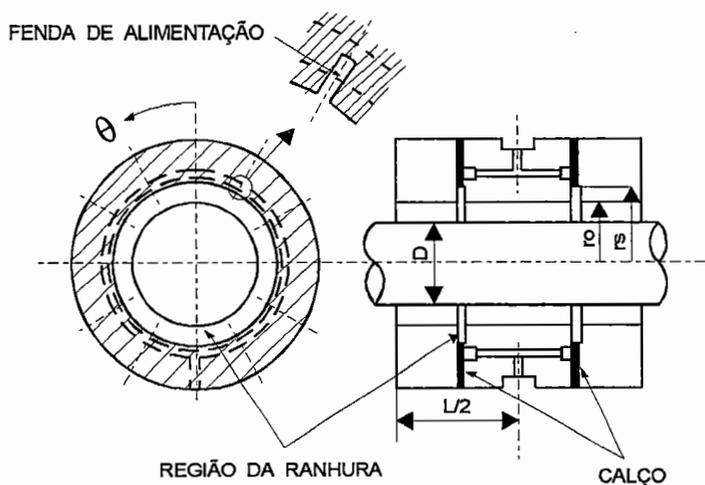


Figura 2.12 - Mancal aerostático com alimentação parcial através de ranhuras (YOSHIMOTO,1986).

MIZUMOTO et alii (1990), estudaram um novo tipo de restritor de filme de ar ativo com o objetivo de se obter flexibilidade zero em um mancal axial aerostático. Conforme ilustra a Figura 2.13, o membro móvel do restritor ativo é suportado elasticamente por outro mancal aerostático incorporado no interior do mancal axial. Esses pesquisadores batizaram este restritor de restritor controlado automaticamente (RCA). As análises estáticas e dinâmicas conduzidas por eles mostraram que:

- a flexibilidade do mancal axial com RCA foi menor que  $1\text{nm N}^{-1}$ , quando a frequência da carga aplicada foi menor que 2Hz;
- dentro de uma carga estática de 400N, a flexibilidade apresentada foi nula e até negativa;
- o fenômeno de martelo pneumático não ocorreu durante os ensaios.

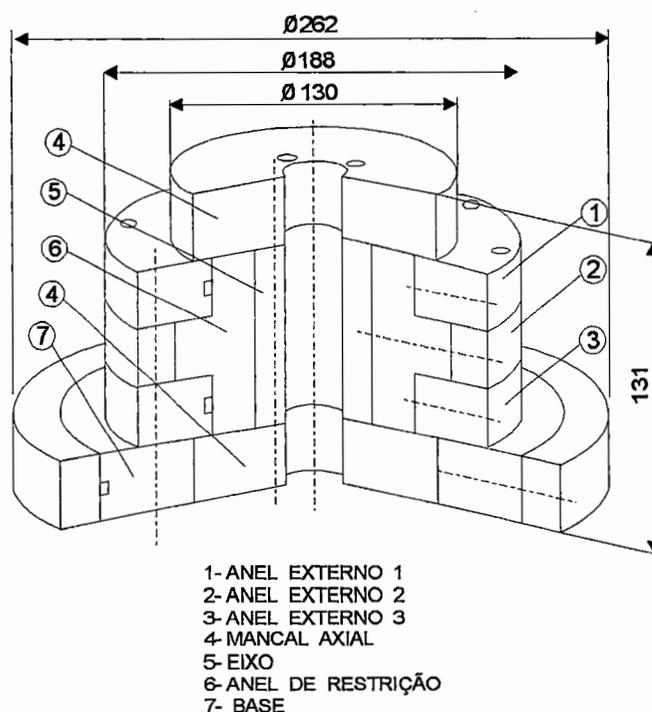


Figura 2.13 - Mancal axial aerostático com RCA (MIZUMOTO et alii, 1990).

HORIKAWA & SHIMOKOBE (1990), com o objetivo de solucionar problemas como: vibração devido a baixa rigidez e ausência de amortecimento, imprecisão de movimento devido aos desvios de circularidade do eixo e dos componentes dos mancais, presentes em alguns dos mancais aerostáticos convencionais, propuseram, um mancal radial aerostático ativo (A.A.J.B.) com as seguintes características:

- ultra precisão;
- infinita rigidez estática;
- capacidade de amortecimento em alta vibração;
- novas funções (posicionamento do eixo e controle da rigidez dinâmica).

Segundo HORIKAWA & SHIMOKOBE (1990), o A.A.J.B. é

um novo tipo de mancal mecatrônico composto de sensores sem contato para detectar a posição radial de seu eixo e atuadores sem contato (sapatas aerostáticas móveis acionadas por atuadores PZT) para acionar o eixo e um controlador para regular o sistema total. O Projeto básico de um A.A.J.B. está ilustrado na Figura 2.14, onde um eixo acionado por uma turbina aerostática, é suportado sem contato mecânico por quatro sapatas aerostáticas, as quais são conectadas com o corpo do mancal através de molas articuláveis elásticas de tal forma que as sapatas não se movem nas direções X e Y. Um atuador PZT é inserido entre o corpo do mancal e cada sapata aerostática.

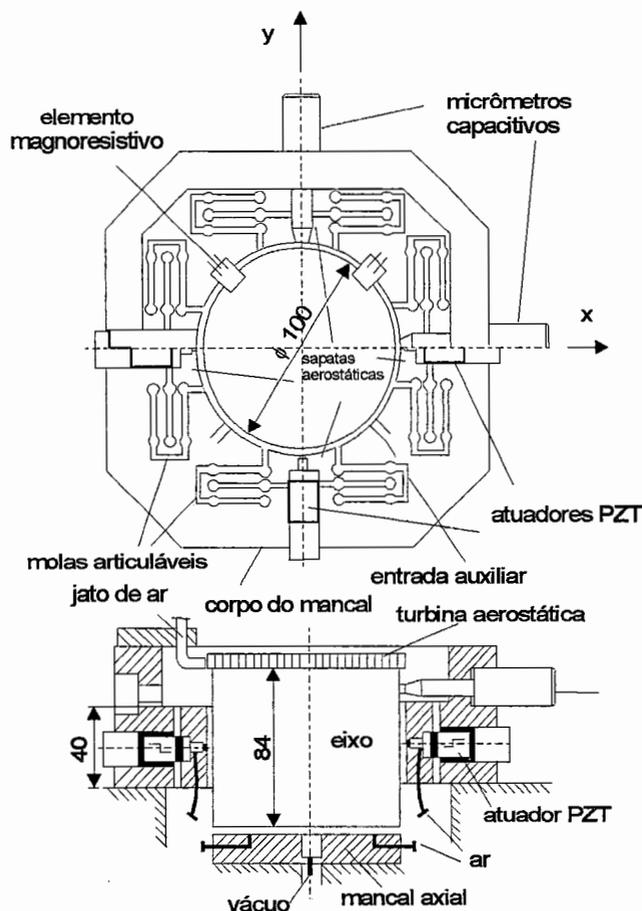


Figura 2.14 - Projeto básico de um A.A.J.B. (HORIKAWA & SHIMOKOBE, 1990).

Cada atuador PZT e as sapatas aerostáticas compreendem o mecanismo responsável pelo deslocamento do eixo nas

direções X ou Y através do filme de ar. Micrômetros capacitivos são instalados nas direções X e Y, para medir a posição do eixo, e o sinal de saída (erros de posicionamento do eixo devido as forças perturbadoras e desvios de circularidade do eixo e das partes do mancal) é enviado para um controlador. Dois elementos magnoresistivos sem contato geram 400 pulsos por rotação do eixo. Esses pulsos expressam o ângulo de rotação do eixo.

BALASAN'YAN (1990), estudou alternativas no sentido de aumentar a precisão de rotação e precisão de fabricação dos eixos árvores por meio de uma seleção racional dos parâmetros de projeto dos mancais aerostáticos utilizados. Segundo esse pesquisador para aumentar a precisão de rotação, os parâmetros de projeto dos mancais radiais e axiais devem ser otimizados com relação a folga, e seus restritores devem ser fabricados com um mínimo de variação possível em seu diâmetro. Nos experimentos realizados observou-se que a acuracidade da superfície final usinada é afetada pela excentricidade axial e erros de rotação na direção radial do eixo árvore e seu nariz.

BALESTRERO (1991), também apresentou sua contribuição para o estudo dos mancais aerostáticos com ranhuras de alimentação. O autor projetou e construiu mancais axiais e radiais, e avaliou experimentalmente o desempenho estático em função das variáveis, pressão de alimentação e profundidade da ranhura, obtendo como resultados informações encorajadoras para a continuidade dessa linha de pesquisa. As ranhuras com profundidade  $Z = 14\mu\text{m}$  foi a que revelou melhor desempenho nos ensaios, estando dentro das estimativas teóricas.

Segundo MIYAJI & HARADA (1991), a instabilidade denominada martelo pneumático tem sido o maior obstáculo no desenvolvimento e projeto dos mancais aerostáticos para alta rigidez. Para solucionar este problema os autores propuseram um novo tipo de mancal

aerostático radial com rebaixo e fluido de amortecimento. A Figura 2.15 ilustra um cabeçote para teste equipados com os mancais e detalhes do fluido de amortecimento. Observando-se essa Figura nota-se que o mancal radial com 55mm de diâmetro e 50mm de comprimento apresenta oito rebaiços (*pockets*), e o canal circular de saída do ar localizado em seu centro tem 1mm de largura e 1mm de profundidade. O restritor com 0,2 mm de diâmetro é localizado no centro do rebaixo (profundidade 0,1mm e comprimento 4mm). O fluido de amortecimento composto de água e três tipos de óleo de silicone de diferentes viscosidades, por sua vez, é localizado fora do mancal radial aerostático nas duas extremidades do cabeçote.

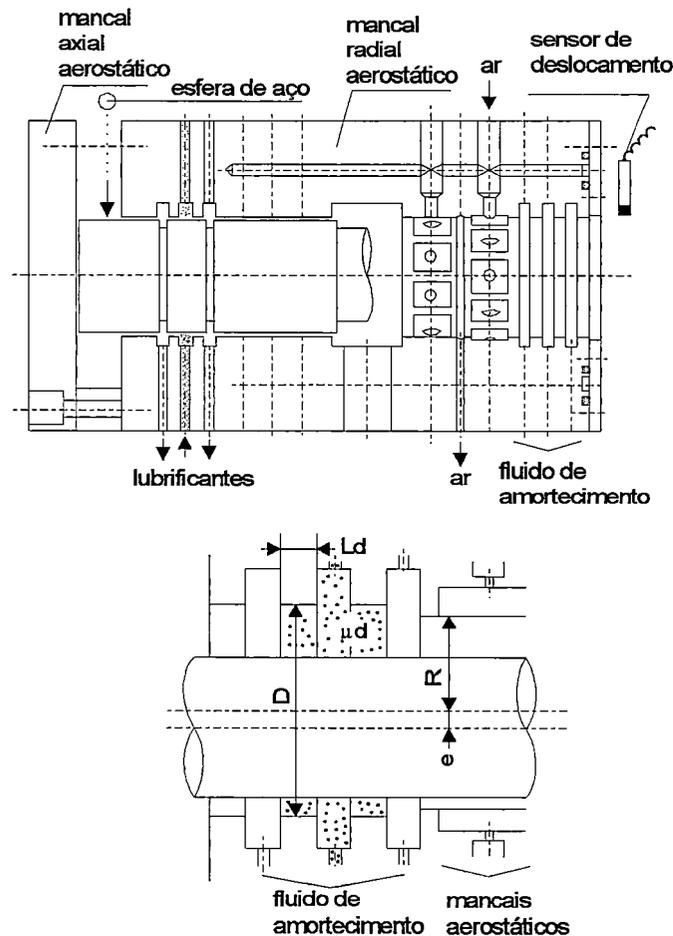


Figura 2.15 - Mancal de teste e detalhes do fluido de amortecimento (MIYAGI & HARADA, 1991).

MIYAJI & HARADA (1991), submeteu o cabeçote a testes experimentais e os seguintes resultados foram obtidos:

- a rigidez do cabeçote foi de  $300 \text{ N} / \mu\text{m}$ ;
- o fluido de amortecimento apresentou uma boa influência na prevenção do martelo pneumático no rebaixo do mancal aerostático radial;
- alta rigidez de mancais aerostáticos com largos rebaiços pode ser obtida facilmente com a utilização do fluido de amortecimento.

MIZUMOTO et alii (1992), investigaram experimentalmente, um restritor de controle de exaustão (ECR) para mancais aerostáticos. Este restritor ilustrado na Figura 2.16, controla o volume de ar exaurido da superfície do mancal, permitindo o controle da pressão na folga do mancal  $P_0$  através de um atuador piezoelétrico (AP) em resposta a variação de carregamento do mancal. Segundo esses pesquisadores, o deslocamento do eixo é detectado por um micrômetro eletrônico e realimentado para um micro computador, que por sua vez, calcula a voltagem de saída para uma amplificador, o qual amplifica em 50 vezes a voltagem que alimenta o A. P. Desta forma, quando a voltagem aumenta (devido ao aumento da carga) o A. P. diminui a abertura  $h_d$  do ECR e conseqüentemente a pressão no orifício de exaustão  $P_1$  aumenta. Inversamente  $P_1$  pode ser diminuída pelo decréscimo da voltagem. Portanto, sem variar a espessura do filme de fluido  $h_0$ , o atuador piezoelétrico pode controlar a pressão na superfície do mancal, mantendo a posição do eixo constante, indicando que a rigidez estática do mancal pode ser infinita. Devido ao efeito de amortecimento inerente aos restritores ECR, não ocorreu nos experimentos a instabilidade denominada martelo pneumático.

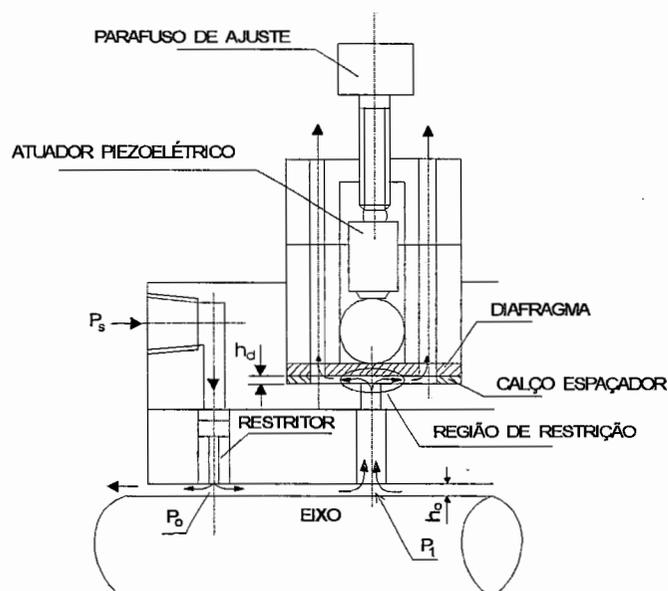


Figura 2.16 - Mancal aerostático com restritor ECR (MIZUMOTO et alii, 1990).

KAZIMIERSKI et alii (1992) ; KAZIMIERSKI & BRZESKI (1992) ; CZOLCZYNSKI (1994), atentos a crescente necessidade de se obter mancais aerostáticos com alta rigidez para a utilização em eixos árvores das máquinas ferramentas de precisão, propuseram uma nova concepção de projeto para um mancal aerostático, denominado por eles de H S B (mancal aerostático com alta rigidez). Conforme ilustrado na Figura 2.17, este mancal consiste de um alojamento (6), uma bucha de raio  $R_2$  (3), a qual é flexivelmente montada em anéis elásticos (4), diafragmas (11) e o eixo de raio  $R_1$  (9). O fluido de alimentação é restringido três vezes pelos orifícios (7), por elementos de estrangulamento (10) e pela própria folga do mancal. Segundo esses pesquisadores, a força radial causa uma redução da folga  $h_1$  entre eixo e bucha, e conseqüentemente tem-se um aumento da pressão. A diferença de pressão resultante da parte inferior e superior da bucha e alojamento causa um movimento radial oposto na direção da carga. Estes elementos estranguladores causam um aumento de pressão na câmara de raio  $R_3$  (1) para o lado oposto da carga limitando assim o retorno da bucha. Nas investigações experimentais conduzidas a rigidez desse

mancal mostrou-se maior que a dos mancais hidrostáticos convencionais. As características de capacidade de carga e deslocamento (folga) do HSB obtidas mostraram rigidez infinita para um deslocamento nulo do eixo em uma ampla faixa de carregamento. Um eixo árvore de uma retificadora equipado com 2 HSB radiais e um HSB axial também foi investigado, apresentando uma rigidez infinita em uma faixa de carregamento  $F < 1000N$ , para uma deslocamento nulo do eixo. Segundo esses pesquisadores uma grande vantagem do eixo árvore equipado com esses mancais é o curto tempo de *sparking out*.

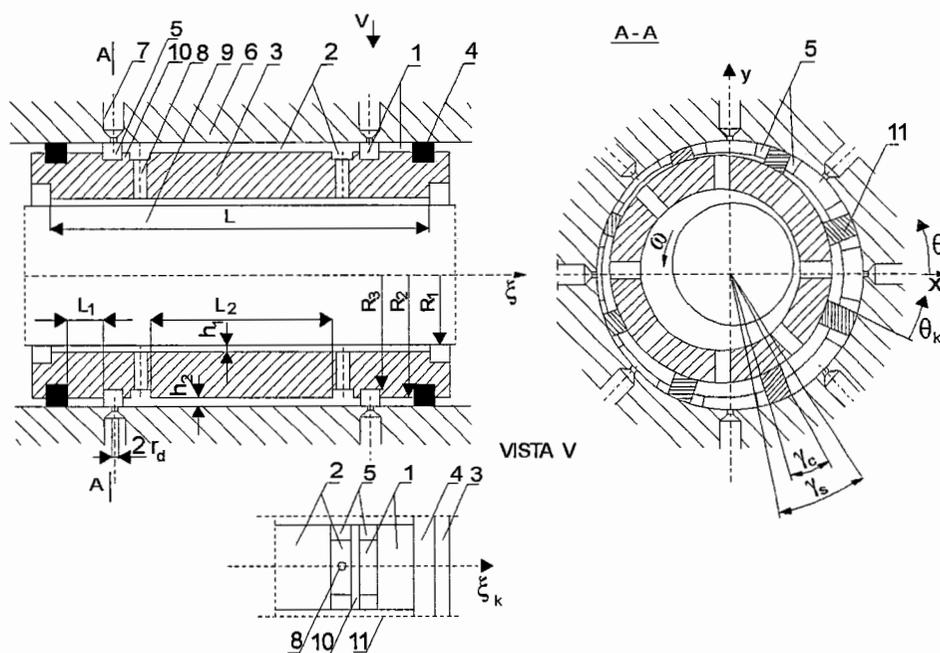


Figura 2.17 - Mancal aerostático com alta rigidez (HSB) (KAZIMIERSKI et alii, 1992).

Segundo SEKI et alii (1992) ; SEKI & TOGO (1992), um dos mais simples caminhos para aumentar a rigidez dos mancais aerostáticos é pelo aumento da pressão de alimentação. Esses pesquisadores examinaram experimentalmente a possibilidade e praticidade da utilização de pressões de alimentação mais altas no projeto dos mancais aerostáticos com ranhuras de alimentação com o objetivo de obterem consequentemente rigidez mais altas que ampliem desta forma a faixa de

utilização desses mancais em eixos árvores de máquinas ferramentas de precisão. As pressões de alimentação utilizadas foram na faixa de 882 a 1764 KPa. Esses pesquisadores concluíram que a rigidez dos mancais axiais e radiais aumentam quase linearmente com a pressão de alimentação, e para pequenas folgas ( $12\mu\text{m}$ ) os mancais apresentaram - se estáveis ao martelo pneumático e a vazão não aumentou demasiadamente com altas pressões de alimentação. Concluíram ainda, que variando-se a folga do mancal a capacidade de carga e rigidez se apresentaram melhores do que manter a folga constante, e por fim, não foi observada nenhuma deformação do mancal devido as altas pressões de alimentação atuantes.

YOKOTA et alii (1992), também apresentaram um estudo para o aumento da rigidez dos mancais aerostáticos, através do projeto e experimentação de um restritor controlado automaticamente (ACR) com diafragma. Segundo esses pesquisadores o restritor ACR , também chamado de híbrido, atua em conjunto com o próprio restritor do mancal (ranhura, orifício, flexível). A Figura 2.18, ilustra um mancal radial com 2 fileiras de orifícios de alimentação atuando em conjunto com o restritor ACR.

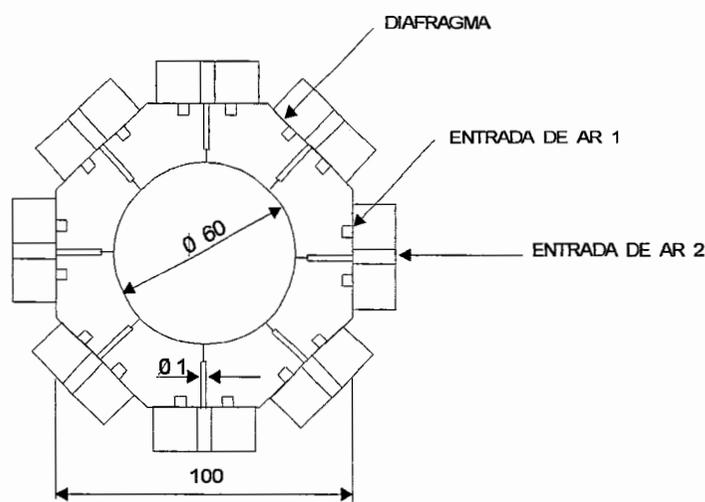


Figura 2.18 - Mancal aerostático radial com alta rigidez (YOKOTA et alii,1992).

O mecanismo de funcionamento do ACR pode ser visto na Figura 2.19. O ar pressurizado primário é fornecido pela entrada 1 à pressão constante  $P_s$ . Desta forma o ar é alimentado através da folga do ACR, enquanto que o ar secundário à pressão constante  $P_b$  é fornecido pela entrada 2. A posição do diafragma é ajustável pela variação da pressão de controle  $P_b$ . Portanto, as características do ACR dependem da pressão de controle  $P_b$  e espessura do diafragma  $H_v$ .

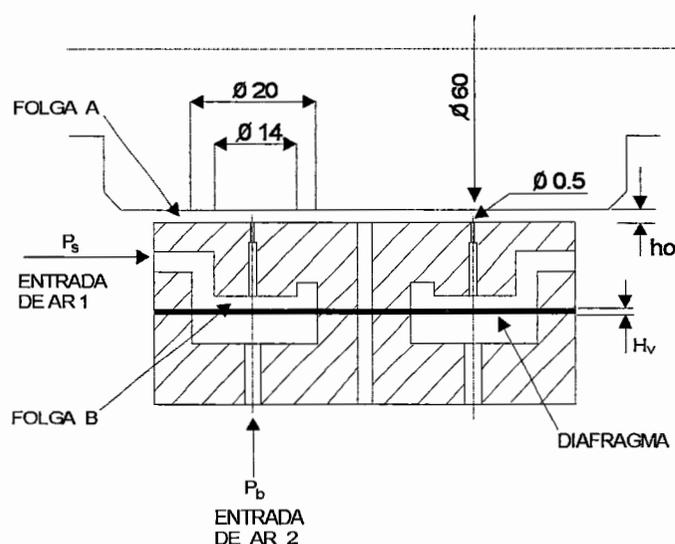


Figura 2.19 - Mecanismo do ACR (YOKOTA et alii, 1992).

Segundo esses pesquisadores, quando uma carga externa é aplicada ao eixo, este deflete na direção da carga aplicada. Desta forma, com a diminuição da folga  $h_o$ , a pressão aumenta devido ao acréscimo da resistência ao fluxo de ar. Este aumento de pressão causa um aumento da folga B do ACR, aumentando conseqüentemente a vazão em massa de ar, através do ACR para a folga do mancal. Desta forma, a posição do eixo é mantida no ponto original, isto é, a rigidez infinita é estabelecida. O mancal foi projetado com uma folga de  $12\mu\text{m}$  e o diafragma foi fabricado de bronze fosforoso, com espessuras de 0,4 e 0,5 mm. Mantendo-se a pressão de alimentação em 0,52 MPa o máximo efeito do ACR foi obtido, e a rigidez apresentada foi três vezes maior que os mancais

aerostáticos convencionais. Nos ensaios realizados as seguintes conclusões foram ainda estabelecidas:

- a quase infinita rigidez é obtida pela aplicação do ACR proposto em mancais radiais com orifícios de alimentação;
- a rigidez dinâmica diminui com o aumento da rigidez estática desenvolvida pela atuação do ACR;
- com a rotação do eixo árvore, as pressões hidrodinâmicas geradas, aumentam o efeito do ACR; o desempenho do ACR proposto se apresentou estável mesmo quando o eixo árvore foi submetido à rotação.

BALASAN'YAN (1993), estudou experimentalmente, várias configurações dos mancais aerostáticos radiais, para a utilização em eixos árvores de máquinas ferramentas, conforme ilustra a Figura 2.20. Segundo esse pesquisador, o mancal aerostático anular (Figura 2.20a) com duas fileiras de orifícios de alimentação, é até agora a mais favorável configuração para os mancais utilizados em máquinas de usinagem de precisão e máquinas de medição, entretanto, sua principal inconveniência é a presença de um grande número ( $n = 8 - 16$ ) de orifícios de alimentação de pequeno diâmetro ( $d < 0,2\text{mm}$ ) em cada fileira. Isto além de proporcionar ao mancal maior dificuldade de fabricação, reduz a resistência do próprio eixo árvore com a possibilidade de obstrução dos orifícios.

A configuração com ranhuras longitudinais entre os orifícios de alimentação (Figura 2.20b) por sua vez, equilibra a pressão do filme de ar ao longo da circunferência do mancal, e dependendo do comprimento relativo do mancal a rigidez é aumentada em até 20%.

O número de orifícios de alimentação podem ser diminuídos ( $n = 3 - 6$ ), utilizando a configuração de mancais com ranhuras anulares contínuas (Figura 2.20c) ou interrompidas (Figura 2.20d). A rigidez

dessas configurações de mancal foi equivalente aos dos mancais com duas fileiras de orifícios de alimentação quando  $n = 8 - 12$ . Isto resulta em uma maior simplicidade na fabricação desses mancais, além da pouca possibilidade de obstrução dos orifícios, proporcionando uma maior confiança na operação de eixos árvores com esses mancais.

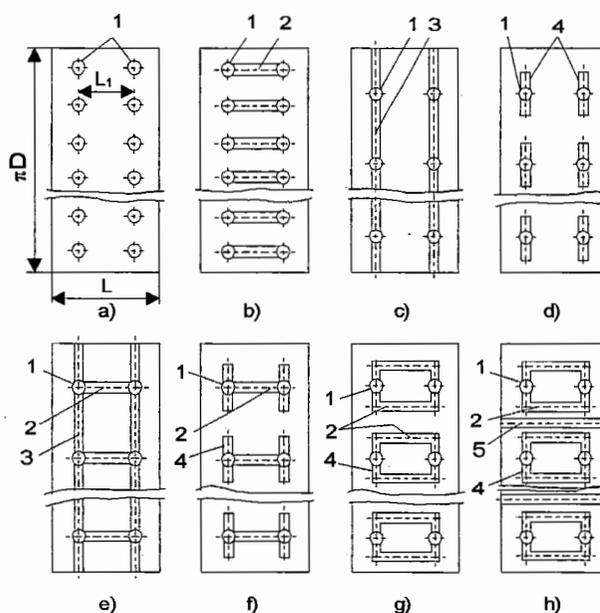


Figura 2.20 - Configurações de mancais aerostáticos radiais para eixos árvores de máquinas ferramentas (BALASAN'YAN, 1993).

Os mancais (Figura 2.20e - g) com ranhuras longitudinais (2), ranhuras circulares contínuas (3) e ranhuras interrompidas (4) também apresentaram aumento da rigidez, entretanto a relação custo benefício foi alta.

Das configurações dos mancais ilustradas na Figura 2.20, a máxima rigidez foi obtida com os mancais com ranhuras de drenagem (5) (Figura 2.20h), entretanto sua utilização na prática é raríssima, devido a sua extrema complexidade de manufatura.

BUSHUEV & CHERNUS (1993), estudando a possibilidade de aumentar a máxima velocidade de rotação e precisão de

giro dos eixos árvores, desenvolveram um novo tipo de suporte, o qual combina mancais aerostáticos com mancais de elementos rolantes, conforme ilustra a Figura 2.21. Observando essa Figura, nota-se que o conjunto consiste de um eixo 1, no qual uma bucha de cerâmica 2 é ajustada, um alojamento 6, o qual forma com a bucha 2 o mancal aerostático, e dois mancais de elementos rolantes com contato angular 5.

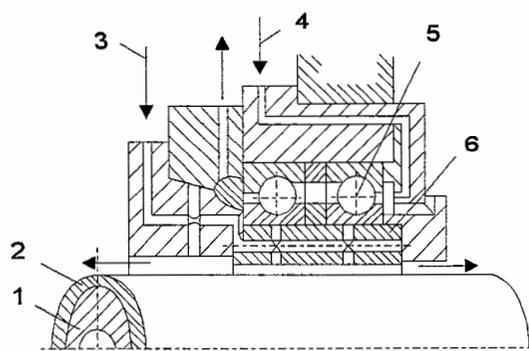


Figura 2.21 - Mancal aerostático combinado com elementos rolantes  
(BUSHUEV & CHERNUS, 1993).

O óleo é alimentado para os elementos rolantes através da passagem 4, e o ar comprimido para o mancal aerostático pela passagem 3. Para pequenas cargas radiais aplicadas ao eixo, o mancal aerostático está operando. Com o aumento da carga, a folga entre a bucha 2 e o alojamento 6 torna-se menor, e conseqüentemente os mancais de elementos rolantes começam a atuar.

YOSHIMOTO et alii (1994), com o objetivo de proporcionar altíssima rigidez estática nos mancais aerostáticos propuseram, um novo tipo de restritor auto - controlado empregando um pequeno disco flutuante. YOSHIMOTO et alii (1994), procuraram também solucionar algumas das desvantagens presentes nos mancais com restritores de diafragma, isto é, dificuldade de se manter alta rigidez devido a grande variação na pressão de alimentação e carga aplicada, propensão

ao martelo pneumático e tolerâncias das partes muito apertadas. A Figura 2.22 (a) e (b) ilustra respectivamente a configuração do mancal e detalhes do restritor auto controlável.

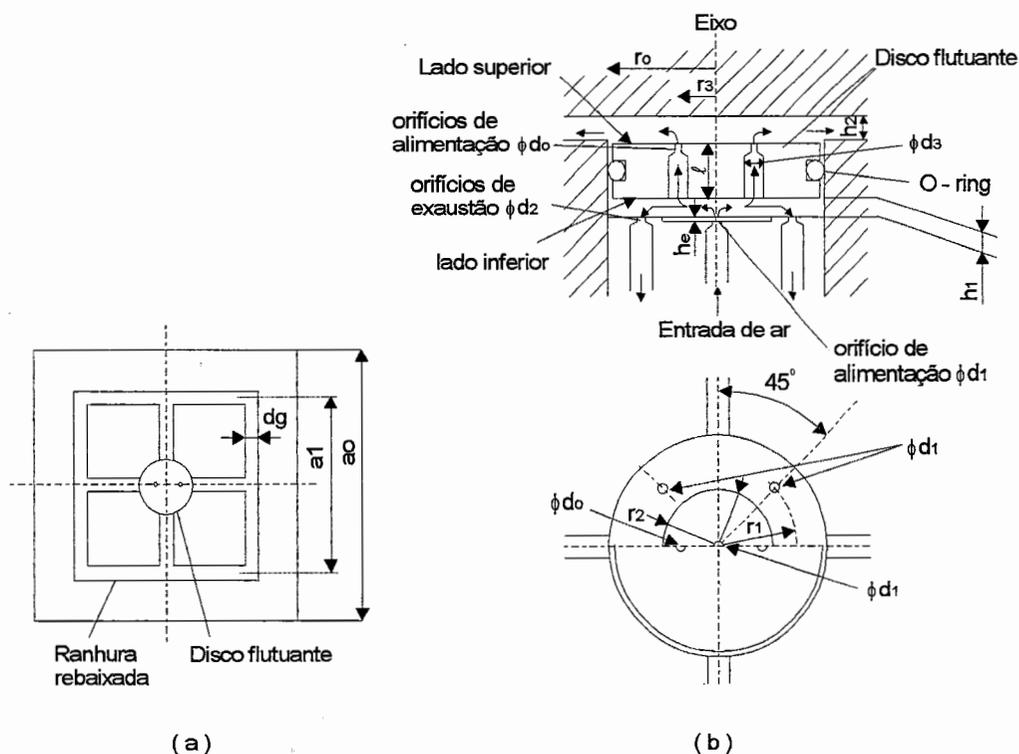


Figura 2.22 - (a) Mancal aerostático axial com restritor auto controlável empregando um disco flutuante; (b) detalhes do restritor (YOSHIMOTO et alii, 1994).

Como pode ser visto na Figura 2.22, quatro canais para escoamento do ar são confeccionados na superfície do mancal, e o restritor auto controlável é posicionado em seu centro. O ar é alimentado para a estreita folga  $h_1$  através de um orifício de alimentação  $d_1$ , e então uma parte do ar flui para a folga  $h_2$  do mancal através dos orifícios de alimentação  $d_0$ , e o restante do ar flui para fora através de quatro orifícios de saída  $d_2$ . Quando há um aumento da carga aplicada ao mancal para uma determinada posição, conseqüentemente a folga  $h_2$  é diminuída e a pressão sobre o disco flutuante sofre um acréscimo. Isto causa um deslocamento descendente do disco flutuante e a folga  $h_1$  é diminuída, reduzindo

subseqüentemente a vazão de ar através dos orifícios de exaustão. Conseqüentemente, a pressão na folga  $h_1$  e a pressão sobre o disco flutuante são aumentadas e finalmente, a folga do mancal  $h_2$  é restabelecida à um certo valor correspondente ao aumento da pressão. Quando a carga aplicada é reduzida o procedimento inverso ocorre. Desta forma o mancal proposto pode controlar as pressões na folga, somente pelo movimento do pequeno disco flutuante, dispensando as configurações com largos rebaixos na superfície do mancal como os mancais convencionais com restritores com diafragma.

YOSHIMOTO et alii (1994), investigaram as características teóricas e experimentais desse mancal, e os seguintes resultados foram obtidos:

- o mancal proposto obteve rigidez dez vezes maior do que os mancais aerostáticos convencionais em uma ampla faixa de cargas aplicadas;
- as condições de projeto para se obter alta rigidez são insensíveis a pressão de alimentação;
- a folga do mancal responsável pela obtenção de altíssimas rigidez é facilmente obtida pela variação do diâmetro dos orifícios de alimentação;
- os resultados teóricos mostraram uma boa concordância com os resultados experimentais.

NAKAMURA & YOSHIMOTO (1996), estudaram as características de projeto dos mancais aerostáticos com sapatas opostas e restritores compostos. Segundo esses pesquisadores os mancais aerostáticos com restritores compostos tem sido freqüentemente empregados em máquinas ferramentas de ultra precisão e equipamentos de medição, devido a facilidade de obtenção de alta rigidez, comparados com outros restritores e a facilidade de fabricação. Mancais axiais com restritores

compostos estão ilustrados na Figura 2.23, onde observa-se que o restritor composto combina um restritor de orifícios de alimentação com um restritor com compensação através de ranhuras, de tal forma que o orifício de alimentação é confeccionado no próprio rebaixo do restritor ranhurado.

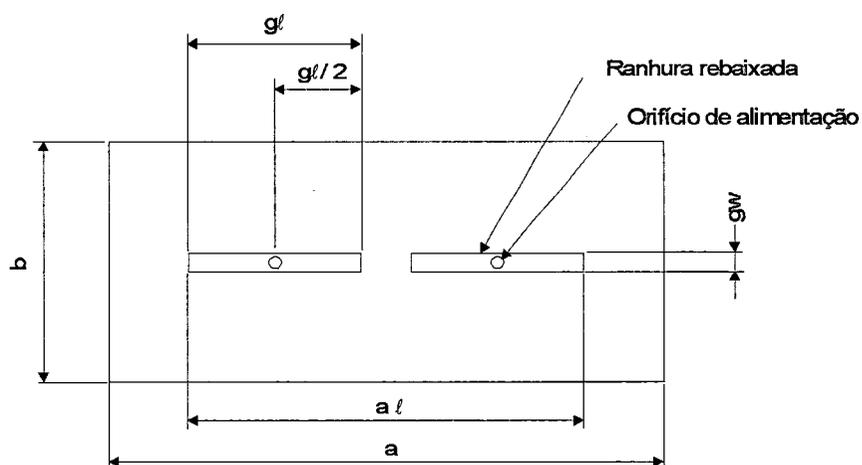


Figura 2.23 - Mancal aerostático axial com restritores compostos (NAKAMURA & YOSHIMOTO, 1996).

### **3. METODOLOGIA DE PROJETO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS**

Neste capítulo, a apresentação da metodologia de projeto dos mancais aerostáticos com ranhuras e orifícios de alimentação é seguida de um estudo em que é considerado, o efeito da velocidade nos mancais aerostáticos (Mancais Híbridos).

#### **3.1. Mancais Radiais com Ranhuras de Alimentação**

Há décadas, o projeto dos mancais aerostáticos com ranhuras de alimentação tem sido descrito principalmente por SHIRES e DEE (1967,1969), POWELL (1970), PORRIT (1969) e STOUT e ROWE (1973,1974), sendo que estes últimos apresentam um método de cálculo baseado em métodos acurados por diferenças finitas, permitindo maior grau de confiança para os projetistas. Segundo esses pesquisadores, no projeto dos mancais ranhurados são considerados os seguintes parâmetros geométricos:

- Relação  $L/D$ ;
- Fator de pressão  $K_{go}$ ;
- Razão da pressão de alimentação  $P_o / P_o - P_a$ ;
- Folga diametral  $C_d$ .

Os diagramas apresentados a seguir permitem ao projetista determinar a capacidade de carga, vazão, rigidez e dimensões das ranhuras.

### 3.1.1. Capacidade de carga

A capacidade de carga de um mancal aerostático radial está relacionada com a pressão de alimentação, comprimento e diâmetro do mancal, e é obtida multiplicando-se a área projetada do mancal pela respectiva pressão de entrada do ar. Para os mancais radiais ranhurados a Capacidade de carga segundo STOUT & ROWE (1973), é expressa da seguinte forma:

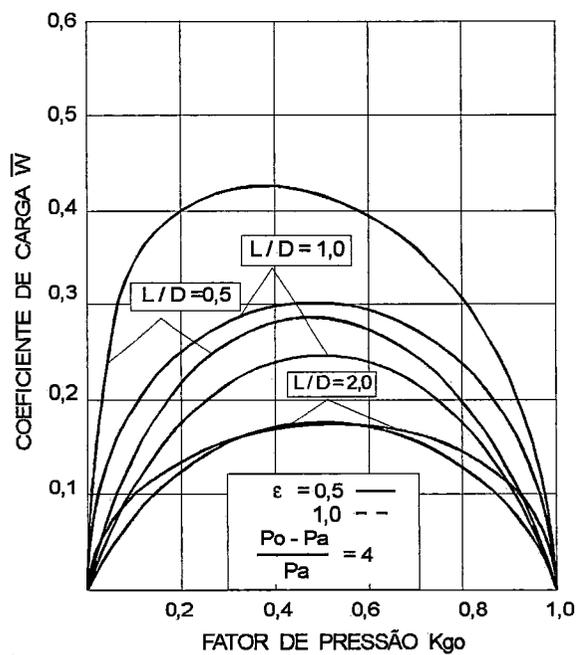
$$W = \bar{w} \cdot L \cdot D \cdot (P_o - P_a) \quad (3.1)$$

Diagramas de projetos são ilustrados na Figura 3.1, os quais mostram a variação do parâmetro de carga  $\bar{w}$  com o fator de pressão  $K_{go}$ . Esses diagramas mostram que valores aceitáveis para  $K_{go}$  estão na faixa  $0,25 < K_{go} < 0,65$ , embora ocorra um decréscimo no coeficiente de carga à medida em que o fator de pressão  $K_{go}$  afasta-se de 0,5.

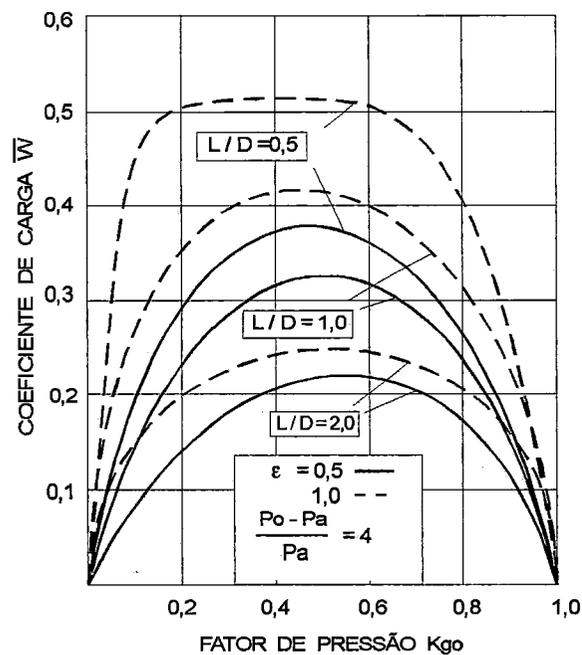
Segundo POWELL (1970), no projeto dos mancais aerostáticos radiais, o parâmetro de carga  $\bar{w}$  para uma determinada relação de excentricidade  $\epsilon$  (deslocamento do centro do mancal e / folga radial  $h_o$ ), depende do fator de pressão  $K_{go}$  que, para uma posição concêntrica do eixo, é expresso pela relação:

$$K_{go} = \frac{P_d - P_a}{P_o - P_a} \quad (3.2)$$

O significado físico do fator de pressão  $K_{go}$ , vem a ser a queda de pressão na folga do mancal, como uma fração da queda total de pressão disponível, quando o mancal não está carregado (POWELL, 1970).



(a)



(b)

Figura 3.1 - Variação do coeficiente de carga com o fator de pressão: (a) Uma fileira de ranhuras, (b) Duas fileiras de ranhuras (STOUT & ROWE, 1973).

### 3.1.2. Vazão

A vazão de ar do sistema restritor mancal é estreitamente dependente da folga do mancal e das dimensões do restritor, pois em ambos os casos a variação de uma é proporcional ao cubo da outra (BALESTRERO, 1991).

Segundo STOUT & ROWE (1973), para os mancais ranhurados a vazão  $Q$  é calculada pela seguinte expressão:

$$Q = \frac{(P_o - P_a) \cdot h_o^3 \cdot \bar{Q}}{\eta} \quad (3.3)$$

Para essa expressão, a variação do coeficiente de vazão  $\bar{Q}$  com o fator de pressão  $K_{g_0}$  para várias relações  $L/D$ , é ilustrado pela Figura 3.2. Verifica-se nessa Figura que os mancais com duas fileiras de alimentação requerem duas vezes mais vazão que os mancais com uma fileira de alimentação. Nota-se também que o coeficiente de vazão é inversamente proporcional à relação  $L/D$ .

### 3.1.3. Rigidez

A rigidez de um mancal aerostático, é definida como sendo a taxa de variação entre a carga aplicada e a folga do mancal, e esta depende essencialmente do tipo de restritor utilizado. Segundo STOUT & ROWE (1973), a rigidez dos mancais ranhurados é obtida através da seguinte expressão:

$$K = \frac{(P_o - P_a) \cdot L \cdot D \cdot \bar{\lambda}}{h_o} \quad (3.4)$$

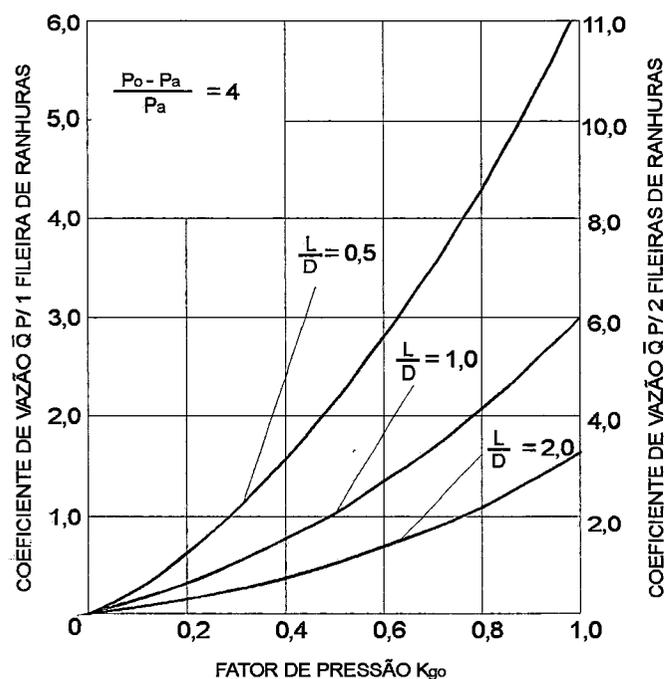


Figura 3.2 - Coeficiente de vazão para mancais com uma e duas fileiras de alimentação (STOUT & ROWE, 1973).

Nessa expressão o coeficiente de rigidez  $\bar{\lambda}$  para vários valores de  $K_{go}$ , são obtidos através da Figura 3.3. Esses resultados são apresentados para um valor típico da razão de pressão  $(P_o - P_a) / P_a = 4$ . As curvas mostram que  $K_{go} = 0,50$ , proporciona uma maior rigidez para  $\varepsilon = 0,50$ , embora a faixa  $0,25 < K_{go} < 0,65$  seja aceitável. A rigidez é reduzida com o aumento da folga, embora isto não seja observado no diagrama, pode ser visto através da equação (3.4). Para mancais com uma fileira de ranhuras de alimentação o valor do coeficiente  $\bar{\lambda}$  deve ser multiplicado por 0,6923 (BALESTRERO, 1991).

### 3.1.4. Dimensões da ranhura

Segundo STOUT & ROWE (1973); SLOCUM (1992), um dos principais cuidados no projeto dos mancais aerostáticos (ranhurados) vem a ser a escolha das dimensões do restritor (ranhura) e da folga do

mancal, os quais devem ser feitos em conjunto, para que proporcionem condições operacionais ótimas ao mancal. A combinação incorreta desses parâmetros resultarão na baixa rigidez para o mancal e ineficiência operacional.

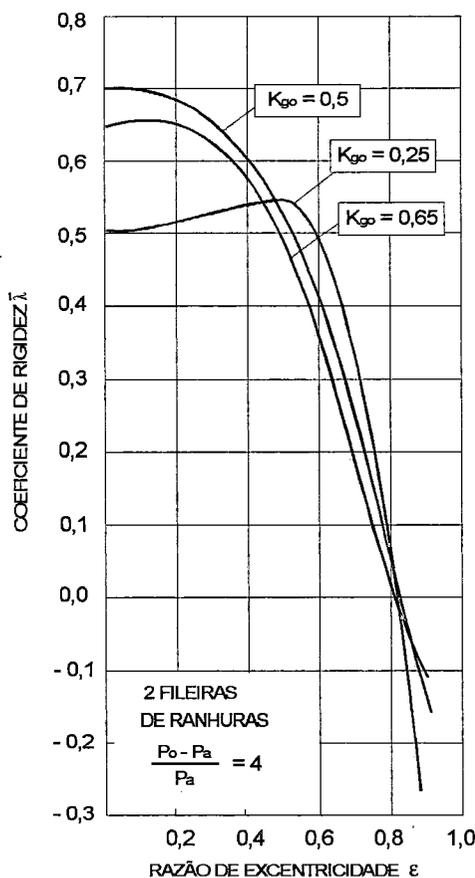


Figura 3.3 - Variação do parâmetro de rigidez com a razão de excentricidade (STOUT & ROWE, 1974).

Para dimensionar as ranhuras de alimentação é necessário considerar o número  $n$  de ranhuras dispostas circunferencialmente no mancal e a relação  $L/D$ , conforme ilustra a Figura 3.4. É prático estimar a espessura inicial  $z$  da ranhura em 0,0125 mm para aplicações em mancais aerostáticos. Uma dimensão conveniente para a largura da ranhura é dada pela expressão (3.5).

$$a_s = 0,75 \cdot \frac{\pi \cdot D}{n} \quad (3.5)$$

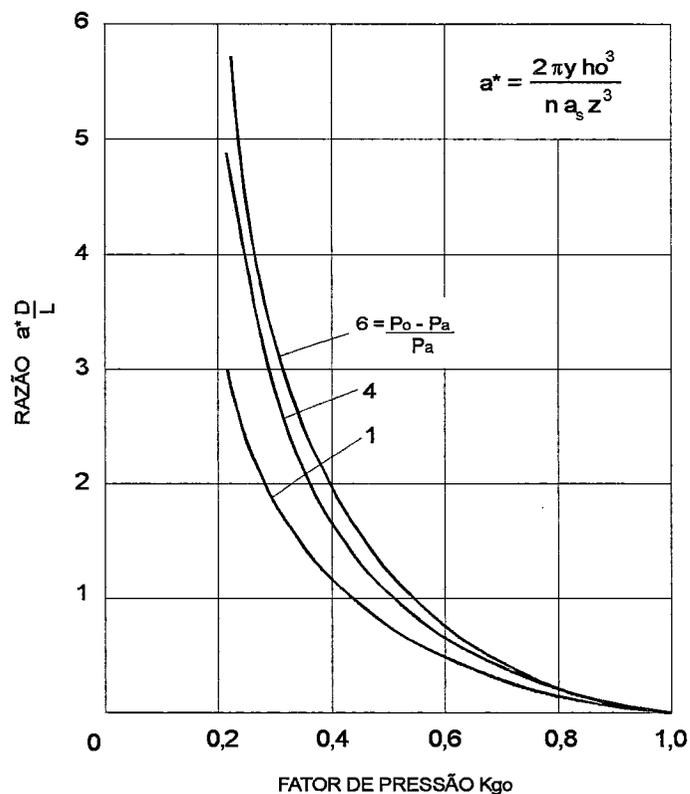


Figura 3.4 - Fator ranhura em função do fator  $K_{go}$  (STOUT & ROWE, 1973).

O comprimento da ranhura  $y$  é expresso em função de outros parâmetros pela equação (3.6).

$$y = \frac{a^* \cdot n \cdot a_s \cdot z^3}{2 \cdot \pi \cdot h_o^3} \quad (3.6)$$

### 3.2. Mancais Radiais com Orifícios de Alimentação

Com base no trabalho de DUDGEON & LOWE (1965), SHIRES (1968), e em dados experimentais, POWEL (1970), apresenta um método de cálculo para mancais aerostáticos radiais com orifícios de alimentação, permitindo estimar a capacidade de carga e a rigidez do mancal com um erro de 10% em relação aos valores reais.

Os parâmetros geométricos que governam o projeto desses mancais são determinados de maneira similar aquela adotada anteriormente para os mancais radiais com ranhuras de alimentação.

#### 3.2.1. Capacidade de carga

Uma vez determinadas as características geométricas do mancal, é possível determinar a sua capacidade de carga através do coeficiente de carga  $C_\ell$  pela equação (3.7).

$$C_\ell = \frac{W}{(P_o - P_a) \cdot L \cdot D} \quad (3.7)$$

Para essa expressão a Figura 3.5 ilustra a variação da razão  $L/D$  com o coeficiente de carga  $C_\ell$  para  $\ell / L = 0,5$  (alimentação central) e  $\ell / L = 0,25$  (duas fileiras de alimentação a um quarto de estação). Esses resultados são apresentados para mancais com orifícios com rebaixo,  $K_{go} = 0,4$ ,  $N=0$ ,  $n = 8$  e  $\varepsilon = 0,50$ .

Segundo POWELL (1970), o valor ótimo de  $K_{go}$  no projeto desses mancais é 0,4, o qual proporciona-lhe a máxima capacidade de carga.

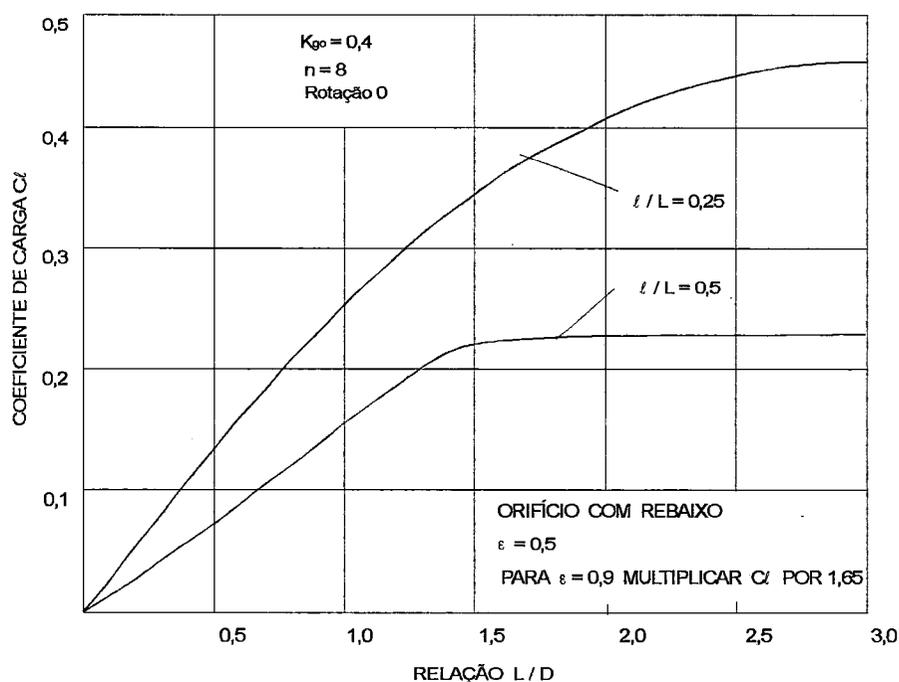


Figura 3.5 - Influência da relação  $L/D$  no coeficiente de carga dos mancais radiais (POWELL, 1970).

POWELL (1970), também recomenda projetar mancais radiais com  $\epsilon = 0,5$ . Esse valor é escolhido por duas razões. A primeira se deve ao fato dos mancais apresentarem rigidez praticamente constante até  $\epsilon = 0,5$ . Em segundo lugar, o valor de  $\epsilon = 0,5$  é utilizado porque mancais operando à excentricidades maiores, embora tenham capacidade de carga maior, poderiam falhar com pequena sobrecarga.

### 3.2.2. Diâmetro dos orifícios de alimentação

Segundo POWELL (1970), o diâmetro dos orifícios de alimentação com rebaiço pode ser determinado em função da folga diametral e do fator de pressão  $K_{go}$ , utilizando-se a Figura 3.6.

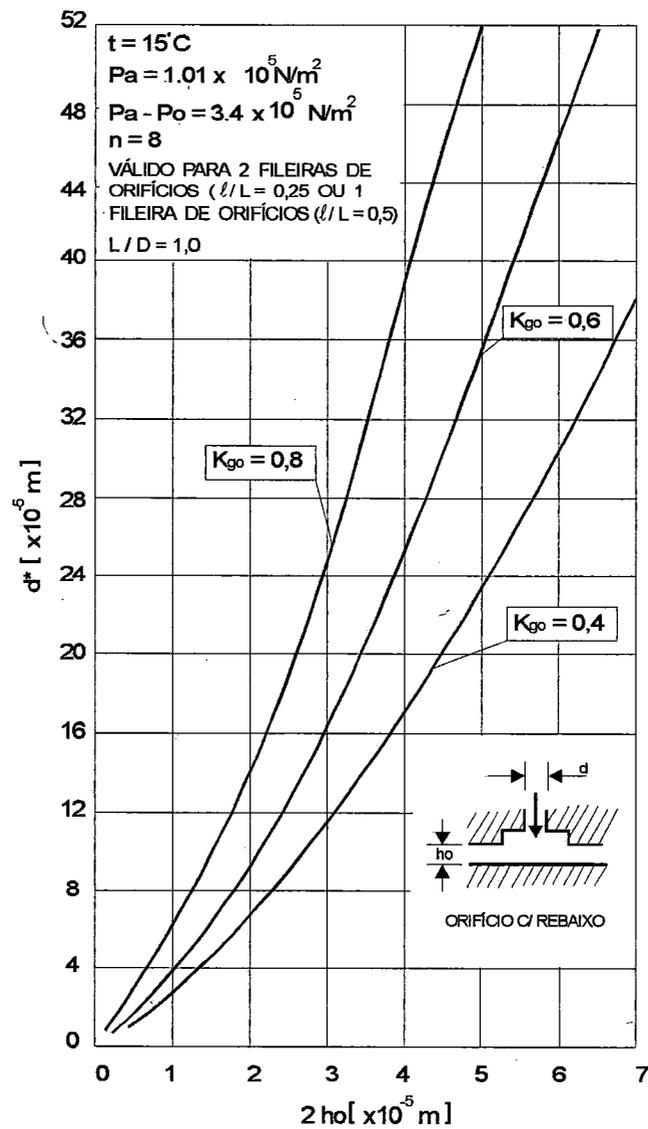


Figura 3.6 - Diâmetro do orifício de alimentação com rebaixo em função da folga diametral (POWELL, 1970).

O diâmetro encontrado na Figura 3.6, refere-se às condições especificadas. Portanto, se as condições de trabalho forem diferentes daquelas, é necessário aplicar correções no valor encontrado.

Para orifícios com rebaixo:

$$d = d^* \cdot \left(\frac{Cd}{Cd^*}\right) \cdot \left(\frac{8}{n} \cdot \frac{D}{L}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.8)$$

Para orifícios sem rebaixo:

$$d = d^* \cdot \frac{Cd}{Cd^*} \cdot \frac{8.D}{nL} \quad (3.9)$$

Para  $P_o - P_a = 4 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ :

$$d = 1,1 \cdot d^* \quad (3.10)$$

### 3.2.3. Rigidez

Segundo POWEL (1970), a rigidez radial de um mancal aerostático é inversamente proporcional a folga radial com o eixo concêntrico, e para os mancais com orifícios de alimentação pode ser calculada pela equação (3.11).

$$K = \frac{2 \cdot W}{h_o} \quad (0 < \varepsilon < 0,5) \quad (3.11)$$

### 3.2.4. Vazão

Segundo STOUT & ROWE (1974), a vazão de um mancal aerostático radial com orifícios de alimentação pode ser estimado em função da folga radial, pressão e viscosidade do ar, e pode ser calculada pela

expressão (3.12).

$$Q = \frac{(P_o - P_a) \cdot \bar{Q} \cdot h_o^3}{\eta} \quad (3.12)$$

O coeficiente de vazão  $\bar{Q}$  é obtido através da Figura 3.7, em função da relação  $L/D$  e  $C_\ell$  para  $\varepsilon = 0,5$  e  $K_{go} = 0,4$ .

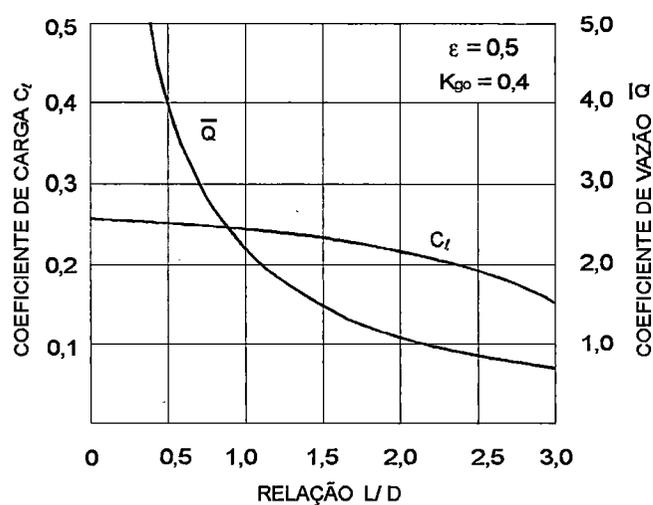


Figura 3.7 - Variação do parâmetro de carga e vazão com a relação  $L/D$  (STOUT & ROWE, 1974).

### 3.3. Mancais Axiais com Ranhuras de Alimentação

Segundo a AEROSTATIC (1971), três parâmetros governam o projeto dos mancais axiais com ranhuras de alimentação, os quais são determinados a seguir:

#### 3.3.1. Capacidade de carga

Segundo a AEROSTATIC (1971), a capacidade de carga

de um mancal aerostático axial com ranhuras de alimentação, está relacionada com a área do mancal e a pressão de alimentação, e é obtida pela expressão (3.13).

$$W = \bar{w} \cdot A \cdot (P_o - P_a) \quad (3.13)$$

Onde  $\bar{w} = 0,25$  para mancais simples com cargas em uma direção, e  $\bar{w} = 0,23$  para mancais com cargas opostas.

### 3.3.2. Rigidez

Assim como nos mancais radiais com ranhuras de alimentação, a rigidez para os mancais axiais também é definida como a taxa de variação da carga aplicada ao mancal com relação a sua folga axial, e pode ser estimada pela equação (3.14).

$$K = \frac{dW}{dh} = \bar{\lambda} \cdot \frac{A}{h_o} \cdot (P_o - P_a) \quad (3.14)$$

Onde  $\bar{\lambda} = 0,375$  para mancais simples com carga em uma direção e,  $\bar{\lambda} = 0,5$  para mancais opostos com cargas em duas direções.

### 3.3.3. Vazão

A vazão de ar para os mancais axiais com ranhuras de alimentação também pode ser estimada em função da folga do mancal, e é obtida pela equação (3.15).

$$Q = \bar{Q} \cdot h_o^3 \cdot K_f \cdot f(p) \quad (3.15)$$

Onde  $f(p) = (P_o - P_a)$  para líquidos,  $f(p) = (P_o^2 - P_a^2)$  para

gases ,  $K_f = 8,22 \times 10^{-7} / \eta$  para gases na unidade métrica, e os valores de  $\bar{Q}$  podem ser obtidos através da Figura 3.8.

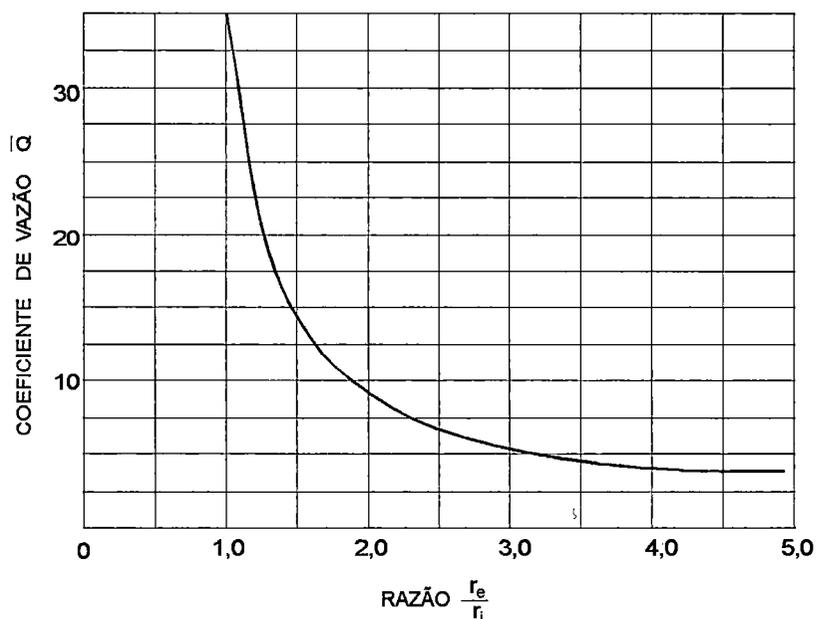


Figura 3.8 - Coeficiente de vazão em função da razão b/a para mancais axiais (AEROSTATIC, 1971).

Os valores de  $\bar{w}$  e  $\bar{\lambda}$  acima foram calculados considerando um fator ranhura ótimo para mancais axiais  $a^* = 1,25$  (AEROSTATIC, 1971). Outros parâmetros geométricos dos mancais axiais ranhurados também podem ser calculados em função de  $a^*$  pela expressão (3.16).

$$a^* = \left(\frac{h}{z}\right)^3 \cdot \left[ \frac{4 \cdot y}{\sqrt{r_i \cdot r_e} \log r_e / r_i} \right] \quad (3.16)$$

Portanto para outros valores de  $a^*$  deve-se utilizar a Tabela 3.1 (BALESTRERO, 1991).

Tabela 3.1- coeficiente de carga e rigidez para valores do fator ranhura  $a^*$  (BALESTRERO,1991).

Fator ranhura	$\bar{w}$	$\bar{\lambda}$
$a^* = 0,77$	0,29	0,43
$a^* = 0,45$	0,32	0,248
$a^* = 0,27$	0,36	0,228

### 3.4. Mancais Axiais com Orifícios de Alimentação

Segundo POWELL(1970), nos mancais aerostáticos axiais com orifícios de alimentação, a relação entre a carga e a folga não é linear. Portanto, torna-se necessário considerar não somente a capacidade de carga do mancal, mas também a sua rigidez axial, ou seja a razão da variação da capacidade de carga com a folga.

Usualmente projetam-se mancais aerostáticos para rigidez máxima e esta ocorre, para um fator de pressão  $K_{g_0} = 0,69$ . Os diagramas apresentados a seguir permitem o projetista determinar capacidade de carga, rigidez, diâmetro dos orifícios e vazão do mancal.

#### 3.4.1. Capacidade de carga

Segundo POWELL(1970), a capacidade de carga para os mancais axiais com orifícios de alimentação, também está relacionada com as dimensões do mancal e pressão de alimentação, e pode ser estimada pela equação (3.17).

$$W = Cl_a \cdot \pi \cdot b^2 \cdot (P_o - P_a) \quad (3.17)$$

Os valores do coeficiente de carga  $Cl_a$  podem ser obtidos através da Figura 3.9 para os mancais com alimentação central e anular. Nota-se nessa Figura que o máximo coeficiente de carga é obtido para uma relação  $r_e / r_i = 3,5$ . Entretanto, na maioria dos eixos árvores de máquinas ferramentas é necessário empregar dois mancais axiais opostos um em relação ao outro, e a capacidade de carga é obtida multiplicando-se a equação (3.17) por 1,25, isto é,  $W^* = W \times 1,25$  (POWELL, 1970).

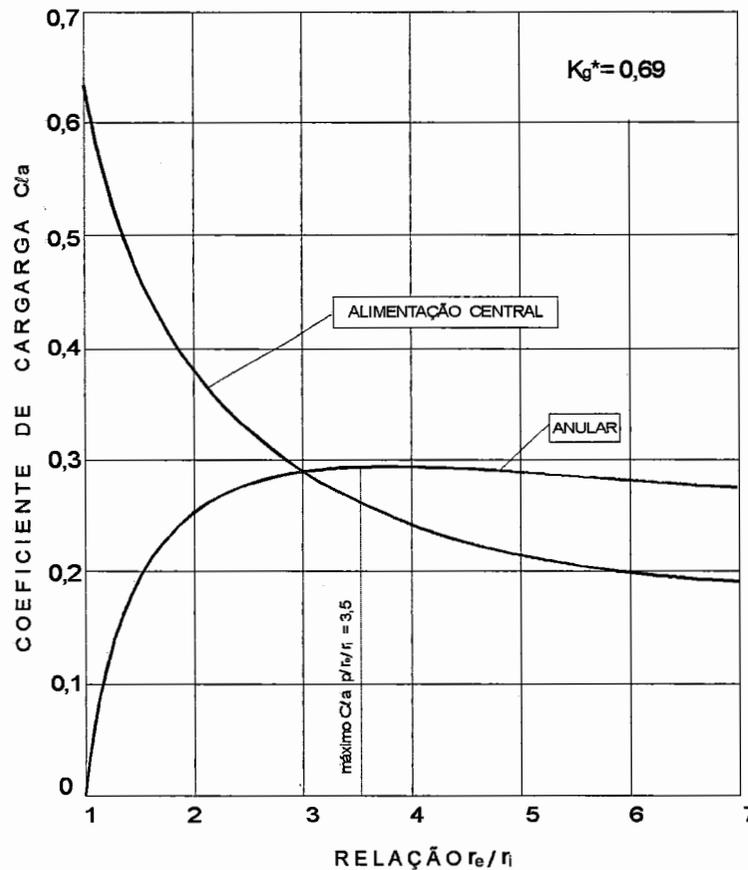


Figura 3.9 - Coeficiente de carga ótimo para os mancais axiais (POWELL, 1970).

### 3.4.2. Rigidez

Segundo POWELL(1970), a rigidez axial de um mancal aerostático é obtida pela relação entre a carga e a folga axial do mancal, e pode ser estimada pela equação (3.18).

$$K = 1,44 \frac{W}{h} \quad (3.18)$$

Para o caso de se empregar dois mancais aerostáticos opostos um em relação ao outro a rigidez axial é dada pela equação (3.19).

$$K = 2,88 \frac{W^*}{h} \quad (3.19)$$

### 3.4.3. Diâmetro dos orifícios de alimentação

Segundo POWELL (1970), o diâmetro dos orifícios de alimentação com rebaixo pode ser determinado em função da folga  $h_o$ , para várias relações  $r_o / r_i$  (raio externo / raio interno), utilizando a Figura 3.10.

O diâmetro encontrado na Figura 3.10, refere-se às condições especificadas. Portanto, se as condições de trabalho forem diferentes daquelas, é necessário aplicar correções no valor encontrado.

Para outros valores da folga  $h$

$$d = d^* \cdot \left(\frac{h}{h_o}\right)^{3/2} \quad (3.20)$$

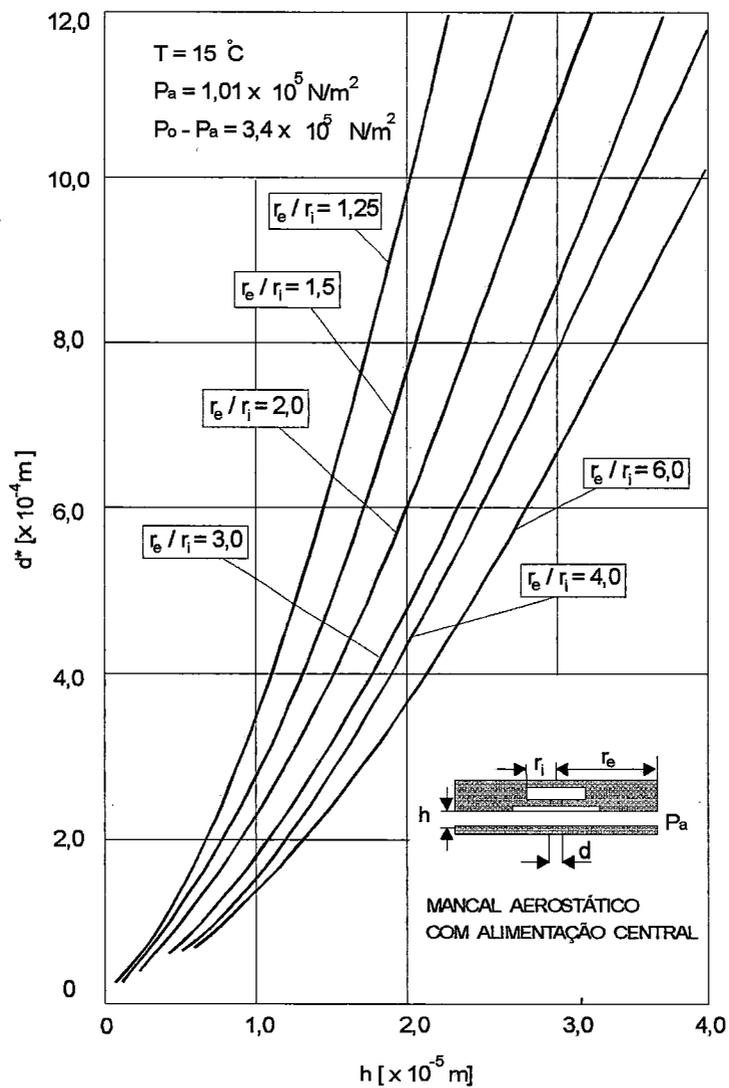


Figura 3.10 - Determinação do diâmetro dos orifícios com rebaixo em função da folga dos mancais aerostáticos axiais (POWELL, 1970).

Para mancais anulares com  $n$  orifícios com rebaixo:

$$d = d^* \cdot \left( \frac{h}{h_o} \right)^{3/2} \cdot \frac{2}{\sqrt{n}} \quad (3.21)$$

Para mancais anulares com  $n$  orifícios sem rebaixo:

$$d = \frac{d^* \cdot h^2}{n \cdot h_o^3} \quad (3.22)$$

Para  $(P_o - P_a) = 4 \times 10^5 \text{ N / m}^2$  :

$$d = 1,1 \cdot d^* \quad (3.23)$$

Para mancais anulares o raio de posicionamento  $c$  dos orifícios ao redor do mancal é dado por (POWELL, 1979):

$$c = \sqrt{r_i \cdot r_e} \quad (3.24)$$

#### 3.4.4. Vazão

Segundo NEALE (1973), a vazão independe do tipo de orifício de alimentação e pode ser estimada, para qualquer um dos tipos de mancais pela expressão (3.25).

$$Q = 4 \cdot Q^* \cdot \left( \frac{h}{h_o} \right)^3 \quad (3.25)$$

O diagrama ilustrado na Figura 3.11 permite estimar a vazão do mancal em função da relação  $r_e / r_i$  para várias pressões de alimentação.

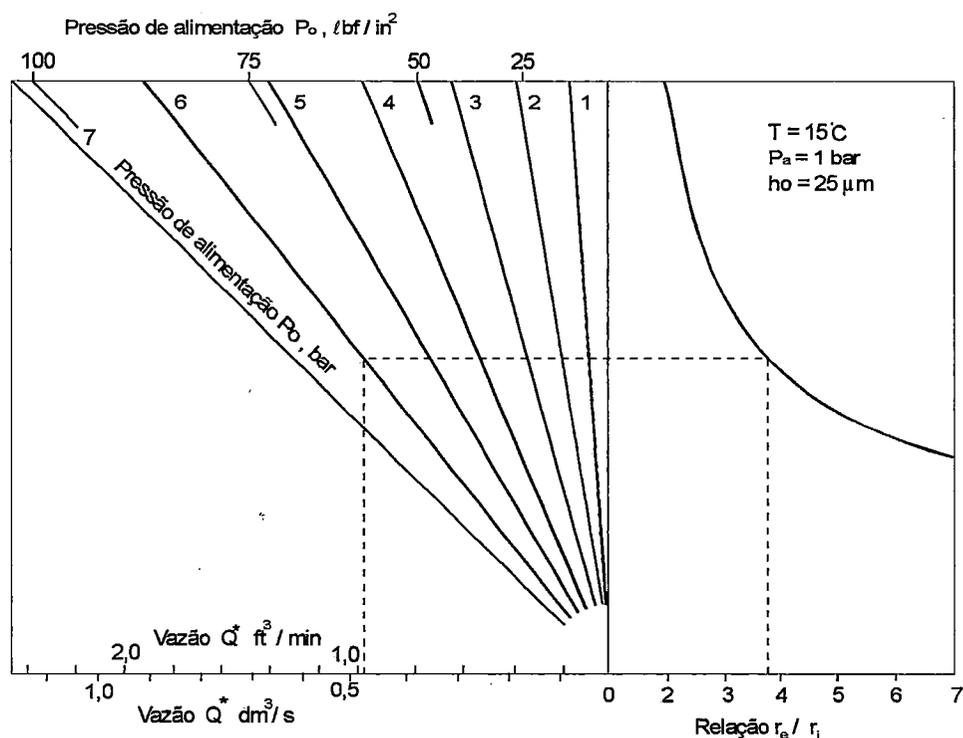


Figura 3.11 - Estimativa da vazão para os mancais axiais com alimentação central e anular (NEALE, 1973).

### 3.5. Projeto de mancais Aerostáticos Considerando o Efeito da Velocidade ( Mancais Híbridos )

#### 3.5.1. Generalidades

Segundo ROWE (1989), um mancal híbrido combina dois mecanismos para a sustentação da carga : o aerostático e o aerodinâmico.

Para baixas velocidades o mancal atua puramente aerostático, enquanto que para altas velocidades (acima de  $N = 5000$  rpm), já há uma razoável contribuição aerodinâmica na capacidade de carga (ROWE, 1989 ; ROWE & KOSHAL,1980).

POWELL (1970), realizou testes experimentais com

mancais aerostáticos operando no modo híbrido e observou que a capacidade de carga aumenta substancialmente com o efeito da velocidade. Para mancais projetados com pequenas folgas ( $h = 7\mu\text{m}$ ), o efeito aerodinâmico aumentou a capacidade de carga em até três vezes o valor estático.

Segundo POWELL (1970), uma das mais simples configurações de um mancal híbrido consiste de um eixo cilíndrico com rotação  $N$ , em uma bucha cilíndrica, conforme ilustra a Figura 3.12. Observando-se a Figura 3.12 nota-se que a carga  $W$  aplicada deflete o eixo à uma distância  $e = \epsilon h_0$  para um ângulo  $\phi$  (ângulo híbrido de posição) com a linha de carga.

Segundo KOSHAL & ROWE (1981), para mancais aerodinâmicos a carga é relacionada com a velocidade pelo número de SOMMERFELD pela equação (3.26).

$$\Delta = \frac{W}{\eta \cdot N \cdot L \cdot D} \cdot \left(\frac{Cd}{D}\right)^2 \quad (3.26)$$

Segundo KOSHAL & ROWE, (1981), o parâmetro de carga dos mancais aerostáticos está relacionado com a pressão de alimentação e área do mancal pelo número de FULLER na expressão (3.27).

$$\bar{w} = \frac{W}{P_s \cdot L \cdot D} \quad (3.27)$$

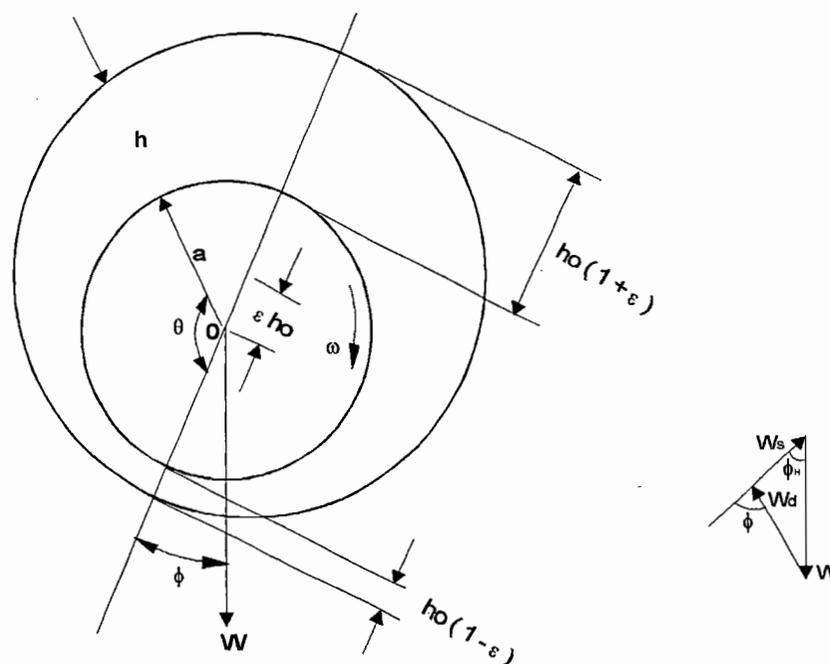


Figura 3.12 - Mancal aerostático híbrido (POWELL, 1970).

Entretanto, KOSHAL & ROWE, (1981) propôs para os mancais híbridos, um número  $S_h$  (Parâmetro de velocidade), o qual expressa a contribuição aerodinâmica devido a rotação do mancal, estimado pela equação (3.28).

$$S_h = \frac{\eta \cdot N}{P_o} \cdot \left(\frac{D}{C_d}\right)^2 \quad (3.28)$$

Quando  $P_o = 0$ , o mancal está operando puramente Aerodinâmico, e quando a rotação  $N$  for nula o mancal, por sua vez, opera puramente aerostático.

Desta forma quando um mancal aerostático está operando em um modo híbrido, os números de SOMMERFELD e FULLER

são relacionados com  $S_h$  pela equação (3.29).

$$\bar{w} = S_h \cdot \Delta \quad (3.29)$$

### 3.5.2. Projeto de Mancais Híbridos com Ranhuras de Alimentação

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), no projeto dos mancais híbridos ranhurados para máxima carga e rigidez, a nova faixa do fator de pressão utilizado é  $0,4 \leq K_{go} \leq 0,7$ , a qual difere da anterior ( $0,25 \leq K_{go} \leq 0,65$ ), devido ao efeito da velocidade. Os diagramas apresentados a seguir permitem ao projetista determinar a capacidade de carga, parâmetro velocidade, folga, vazão e rigidez dos mancais híbridos.

#### a-) Capacidade de carga

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), a capacidade de carga nos mancais híbridos aumenta proporcionalmente com a rotação, e pode ser estimada de modo similar ao adotado nas seções 3.1 e 3.2 pela equação (3.30).

$$\bar{w} = \frac{W}{(P_o - P_a) \cdot L \cdot D} \quad (3.30)$$

O coeficiente de carga  $\bar{w}$ , pode ser determinado pela Figura 3.13 em função de  $L/D$  e  $\ell/L$ .

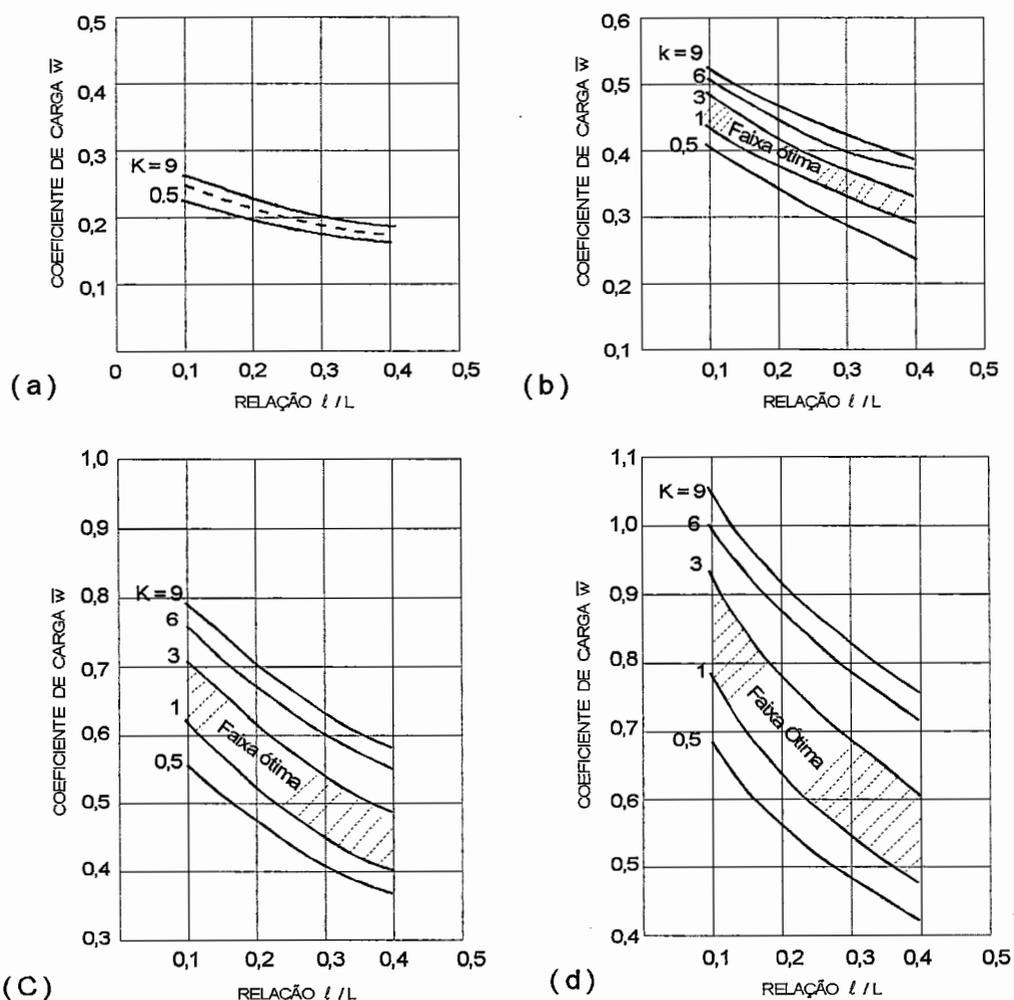


Figura 3.13 - Estimativa do parâmetro  $\bar{w}$  em função de  $l/L$  para: (a)  $L/D = 0,5$ , (b)  $L/D = 1,0$ , (c)  $L/D = 1,5$ , (d)  $L/D = 2,0$  (STOUT & TAWFIK, 1983).

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), para baixas razões de excentricidades  $\varepsilon < 0,5$  e  $K_{g0} < 0,5$  o valor de  $l/L$  recomendado é 0,25. Já para mancais operando com  $\varepsilon > 0,5$  e  $K_{g0} < 0,5$  o valor recomendado de  $l/L$  é 0,1. Os valores recomendados para  $L/D$  estão na faixa  $0,8 < L/D < 1,5$  embora na maioria dos casos utiliza-se  $L/D = 1,0$ .

### b-) Parâmetro Velocidade $S_h$ e Razão de Potência $K$

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), o parâmetro velocidade  $S_h$  é definido como a contribuição aerodinâmica devido a

rotação do mancal, e para os mancais híbridos pode ser calculado, por duas diferentes formas.

A primeira definição, a qual relaciona a contribuição aerodinâmica com a rotação do mancal, é dada pela equação (3.31).

$$S_h = \frac{\eta \cdot N}{P_o} \cdot \left(\frac{D}{C_d}\right)^2 \quad (3.31)$$

O efeito de  $S_h$  sobre o parâmetro de carga pode ser visto na Figura 3.14, na qual nota-se facilmente que com o aumento de  $S_h$  aumenta a contribuição aerodinâmica na capacidade de carga.

Outra definição para  $S_h$ , a qual relaciona o parâmetro velocidade com os parâmetros geométricos do mancal é dada por (STOUT & TAWFIK, 1983):

$$S_h = \frac{I}{4 \cdot \pi} \cdot \left[ \frac{K \cdot \bar{B}}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{D}{L} \cdot \frac{P_d^2 - P_a^2}{P_a^2} \cdot \log_e \left( \frac{P_o}{P_a} \right) \right]^{1/2} \quad (3.32)$$

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), a razão de potência  $K$  é definida pela relação entre a potência dissipada com o atrito do mancal e a potência do compressor, e é expressa pela equação (3.33).

$$K = \frac{H_f}{H_p} \quad (3.33)$$

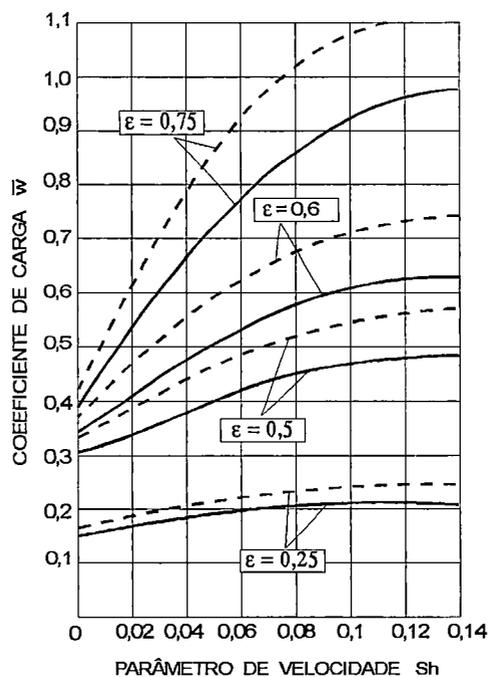


Figura 3.14 - Variação do parâmetro de carga com o parâmetro velocidade (STOUT & TAWFIK, 1983).

A potência dissipada pelo atrito para rotacionar o eixo do mancal é dada pela equação (3.34).

$$H_f = \frac{\eta_{ar} \cdot A_f \cdot V^2}{h_o} \quad (3.34)$$

A potência do compressor  $H_p$  é dada pela equação (3.35).

$$H_p = \frac{P_o}{\rho_{ar}} \log_e \left( \frac{P_o}{P_a} \right) \rho_{ar} Q \quad (3.35)$$

Portanto a potência total do sistema é dada pela equação (3.36).

$$H_T = H_p + H_f \quad (3.36)$$

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), o fator de forma  $\bar{B}$  é definido pela equação (3.37).

$$\bar{B} = \frac{\pi \cdot D / L}{\ell \cdot \ell / L} \quad (3.37)$$

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), a condição ótima de projeto para mínima potência dissipada ocorre quando a potência de atrito é 3 vezes a potência do compressor ( $K = 3$ ), embora a faixa  $1 < K < 3$  seja aceitável.

### c-) Folga

O valor da folga diametral para mancais híbridos pode ser obtida da seguinte forma utilizando o diagrama da Figura 3.15 (STOUT & TAWFIK, 1983):

- entre em 3.15(e) horizontalmente com o valor de  $K$  até o valor  $P_o / P_a$  escolhido;
- em seguida projete uma linha vertical em 3.15(d) até interceptar o valor  $\ell / L$  escolhido;
- com o valor de  $\ell / L$  projete uma linha horizontal em 3.15(c) até o valor  $L/D$  escolhido;
- em seguida entre verticalmente em 3.15(b) até interceptar o valor  $P_o / P_a$  escolhido e determine  $S_h$ ;
- finalmente projete uma linha horizontal em 3.15(a) até interceptar o valor de  $N$  e determine o limite superior da folga ( $C_d \text{ max}$ ).

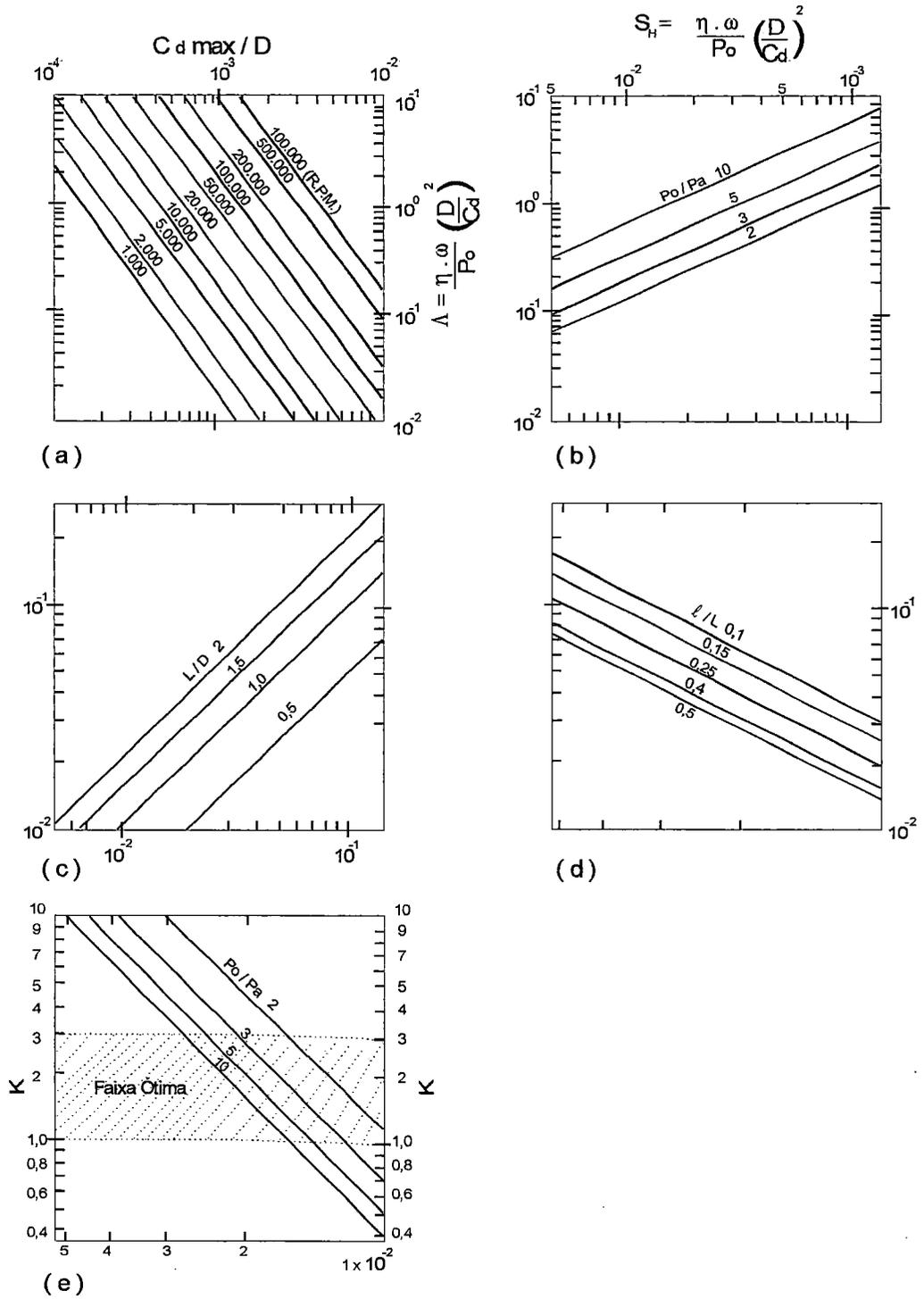


Figura 3.15 - Diagrama de projeto para determinar a folga diametral dos mancais aerostáticos radiais híbridos com ranhuras de alimentação (STOUT & TAWFIK, 1983).

O limite inferior da folga é calculado combinando o valor encontrado de  $C_d$  max com a seguinte expressão (3.38).

$$\frac{C_d (m \acute{a} x)}{C_d (min)} \leq 1,61 \quad (3.38)$$

#### d-) Rigidez, Vazão e dimensões das ranhuras

Segundo STOUT & TAWFIK (1983), a rigidez dos mancais ranhurados híbridos também é definida como a taxa de variação da carga aplicada ao mancal pela sua folga, e é estimada pela equação (3.39).

$$K = \frac{2 \cdot W}{h_o} \quad (\varepsilon < 0,5) \quad (3.39)$$

Para o cálculo da vazão e dimensões das ranhuras, o mesmo procedimento apresentado para mancais aerostáticos ranhurados em 3.1 é aqui utilizado.

#### 3.5.3. Projeto de mancais híbridos com orifícios de alimentação

Segundo POWELL (1970), para mancais híbridos com orifícios de alimentação, o primeiro passo a considerar, é o efeito aerodinâmico definido aqui pelo número de compressibilidade  $\Lambda_H$ , dado pela expressão (3.40).

$$\Lambda_H = \frac{\eta \cdot \omega}{P_m} \cdot \left(\frac{a}{h_o}\right)^2 \quad (3.40)$$

Onde  $a$  é o raio do mancal e  $P_m = P_o + P_a / 2$  é a pressão média.

Segundo POWELL (1970), o efeito aerostático produz uma força  $W_s$  na direção oposta da deflexão do eixo. O efeito aerodinâmico produz uma força  $W_d$ , formando um ângulo  $\phi$  com a linha de carga. Resolvendo o triângulo de forças calcula-se a capacidade de carga total considerando os efeitos aerostático e aerodinâmico:

$$W = W_s \cdot \cos \phi_H + W_d \cdot \cos (\phi - \phi_H) \quad (3.41)$$

$$\coth \phi_H = \frac{W_s}{W_d \cdot \sin \phi} + \coth \phi \quad (3.42)$$

Segundo POWELL (1970), a contribuição aerodinâmica  $W_d$  é dada pela expressão (3.43).

$$W_d = 0,7 \cdot \left( \frac{P}{P_m} \right) \cdot L \cdot D \cdot P_m \quad (3.43)$$

Os valores de  $P / P_m$  e do ângulo  $\phi$  em função de  $\Lambda_H$  foram obtidos por POWELL(1970). O cálculo da capacidade de carga aerostática  $W_s$ , rigidez, vazão e dimensões dos orifícios é similar ao apresentado em 3.2 para os mancais aerostáticos com orifícios de alimentação.

## **4. METODOLOGIA DE CÁLCULO DE EIXOS ÁRVORES COM RELAÇÃO À RIGIDEZ**

Neste capítulo, a apresentação da metodologia de cálculo para eixos árvores é seguida de uma estratégia de seleção para o par tribológico eixo árvore - mancal aerostático.

### **4.1. Alguns Aspectos a Considerar no Projeto de Eixos Árvores**

Segundo BRANDON & AL SHAREEF (1992), o sistema mancal - eixo árvore constitui um elemento crucial na determinação do desempenho de uma máquina ferramenta.

Origem de maior flexibilidade da máquina ferramenta, o sistema mancal - eixo árvore apresenta um efeito significativo sobre a precisão de fabricação, influenciando diretamente a conformidade dimensional e qualidade superficial do produto, devido aos desvios relativos ao seu centro de rotação (BRANDON & AL SHAREEF, 1992). Segundo WECK et alii (1991) esses desvios relativos ao eixo de rotação, que podem ocorrer com um eixo árvore são causados pelas propriedades estáticas, dinâmicas, geométricas e térmicas do eixo árvore. A Figura 4.1 ilustra a influência destes fatores sobre o comportamento do eixo árvore.

Segundo BRANDON & AL SHAREEF (1992), o eixo árvore suporta um complexo carregamento devido as forças de corte, avanço e acionamento, resultando em três componentes axial, tangencial e

radial, no qual cada componente induz a flexão na direção associada. O mais significativo é o componente na direção radial, responsável pela deflexão devido a curvatura elástica do eixo e deflexão dos mancais, apresenta um efeito direto sobre a estabilidade dimensional e acabamento superficial. As outras deflexões, isto é, devido ao alojamento dos mancais são de menor importância devido a alta rigidez do alojamento comparada com a rigidez dos mancais e eixo árvore.

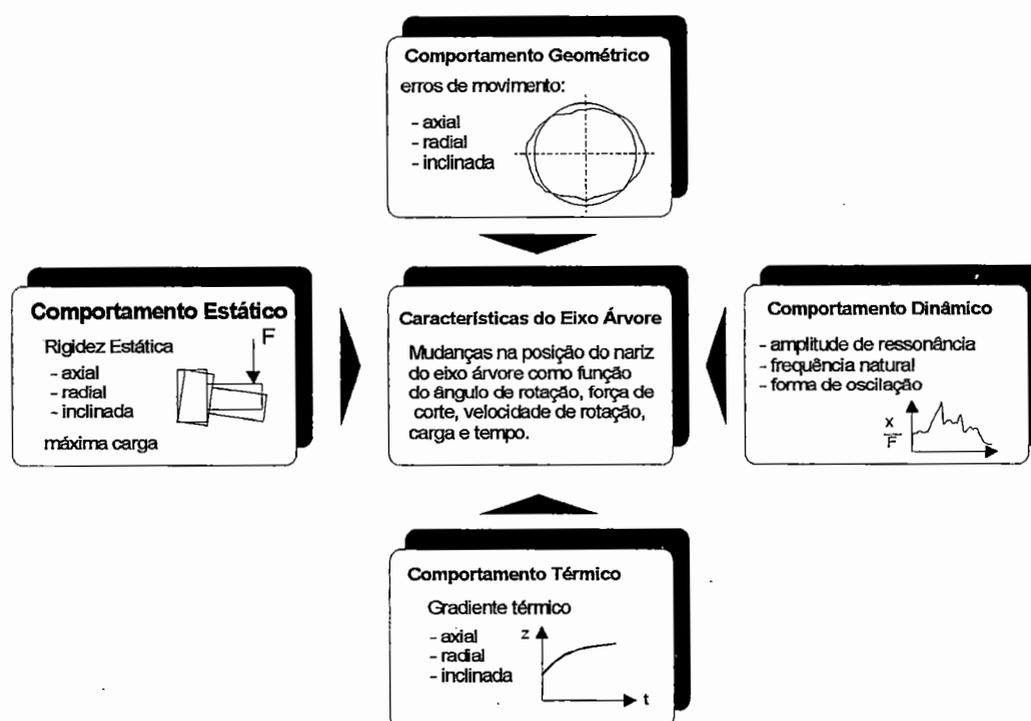


Figura 4.1 - Influência sobre o comportamento do eixo árvore (WECK et alii, 1991).

Entretanto, forças pulsantes no ponto de corte ou no mecanismo de acionamento podem causar vibrações, cujas amplitudes podem ser consideráveis quando ocorrer ressonância. As deformações provindas dos mancais podem ser elevadas, a menos que sejam utilizados mancais que possuam pequena deflexão (S K F, 1973).

Desta forma a seleção dos mancais constitui o maior compromisso no projeto do sistema mancal - eixo árvore, onde os desvios

de circularidade da bucha do mancal e do eixo podem conduzir a excessivas deflexões no nariz do eixo árvore, efeitos que podem ser minimizados através de um cuidadoso projeto, fabricação e montagem do sistema mancal - eixo árvore (BRANDON & AL SHAREEF, 1992).

Segundo WECK et alii (1991), o comportamento estático do sistema mancal - eixo árvore é dependente de vários fatores como por exemplo, a distância entre os mancais frontal e traseiro, a distância entre o nariz do eixo árvore e o mancal frontal (mancal mais próximo ao nariz do eixo árvore) e a rigidez dos mancais utilizados, os quais apresentam um efeito considerável na rigidez no nariz do eixo árvore. Entretanto, nem sempre no projeto de máquinas ferramentas é possível alcançar a máxima rigidez necessária para o eixo árvore, somente com dois mancais, tornando-se, então, necessária a utilização de um terceiro mancal para suportar o eixo. Devido ao custo maior e também, as condições de carregamento dos mancais serem estaticamente indeterminadas, o projetista freqüentemente evita a utilização de eixos árvores com três mancais, por outro lado adota dimensões maiores e a menor dimensão em balanço possível (S K F, 1973).

#### **4.1.1. Rigidez e Deflexão Estática da Árvore**

Quando se desenvolve um projeto de máquina ferramenta o critério geralmente adotado para escolher os valores da deflexão estática que permitem a obtenção de bons resultados de usinagem é, sem dúvida o da experiência (S K F, 1973). As máquinas utilizadas para operações de alta precisão requerem um eixo árvore rígido o suficiente nas altas velocidades para evitar trepidação e acabamento superficial ruim permitindo acuracidade na trajetória da ferramenta de usinagem no nariz do eixo árvore, entretanto, não existe mérito algum concentrar-se muito na rigidez do eixo árvore se não for considerada a rigidez da máquina como um

todo (S K F, 1973 ; O' CONNOR, 1995).

Segundo YANG SHUZI (1981) ; WECK et alii (1991), a rigidez de um eixo árvore é definida como sua capacidade de resistir a deflexão sob a ação de uma força de corte.

$$R = \frac{dF}{d\delta} \quad (4.1)$$

Onde F é a força que atua no nariz do eixo árvore, fornecendo uma deflexão na mesma direção de  $1\mu\text{m}$ .

Da mesma forma, o recíproco da rigidez é chamada de flexibilidade, e é definida como  $1/R$ , ou seja, a deflexão produzida por uma força unitária aplicada no nariz do eixo árvore (YANG SHUZI, 1981).

Árvores que possuem um momento de inércia constante para a porção entre mancais podem ser encaradas como uma viga simplesmente apoiada nas duas extremidades e carregadas com uma força F no nariz do eixo árvore. Quando a distância entre mancais é considerável, são necessárias árvores muito robustas para atingir estes valores da rigidez, resultando em mancais super dimensionados e de custo elevado. Deve ser levado em conta na consideração do custo que, neste caso, a estrutura que suporta os mancais será também mais cara pois torna-se necessário um suporte intermediário para os mancais. A usinagem de três alojamentos para os mancais, por outro lado, pode ocasionar alguns problemas pois torna-se difícil eliminar completamente os erros de alinhamento. As forças adicionais produzidas não podem ser medidas com eficiência e é possível surgir problemas nos mancais, especialmente com o aumento da rigidez da árvore (S K F, 1973).

A rigidez da árvore não só é importante para a qualidade de fabricação, mas afeta diretamente o período de utilização dos mancais. A distribuição não favorável de carga nos mancais é causada pela deflexão excessiva da árvore resultando em danos por fadiga prematura (S K F, 1973).

#### 4.1.2. Desvio Total do Eixo Árvore

O desvio total do eixo árvore relativamente ao seu eixo geométrico de rotação é decorrente do efeito de forças de origem estática, dinâmica e térmica (S K F, 1973).

Segundo BRANDON & AL SHAREEF (1992), a deformação elástica que ocorre nos mancais e na árvore, decorrente da ação da força de corte produz uma deflexão total no ponto de aplicação da força de corte, conforme ilustra a Figura 4.2. Observando a Figura 4.2 nota-se, que a deflexão  $\delta_1$ , parcela devido a deformação dos mancais, diminui inversamente com o aumento da relação distância entre mancais / comprimento em balanço, enquanto que a deflexão  $\delta_2$ , parcela devido a deformação do eixo árvore aumenta proporcionalmente com o aumento da relação distância entre mancais / comprimento em balanço. A forma da curva  $\delta_1$  está relacionada com os mancais de elementos rolantes. Nos mancais aerostáticos, a relação entre a carga aplicada e a deflexão  $\delta_1$  não é linear, apresentando uma forma típica de curva para todos esses mancais (Figura 6.3, seção 6.2). Desta forma, sempre é possível minimizar a deflexão na zona de corte através de uma correta seleção das dimensões do eixo árvore e da rigidez associada aos mancais (tipo de mancal aerostático utilizado).

Entretanto, devido as variações da força de corte, esses desvios não são constantes durante uma revolução, particularmente se a

árvore e seus mancais não são convenientemente dimensionados (YANG SHUZI, 1981).

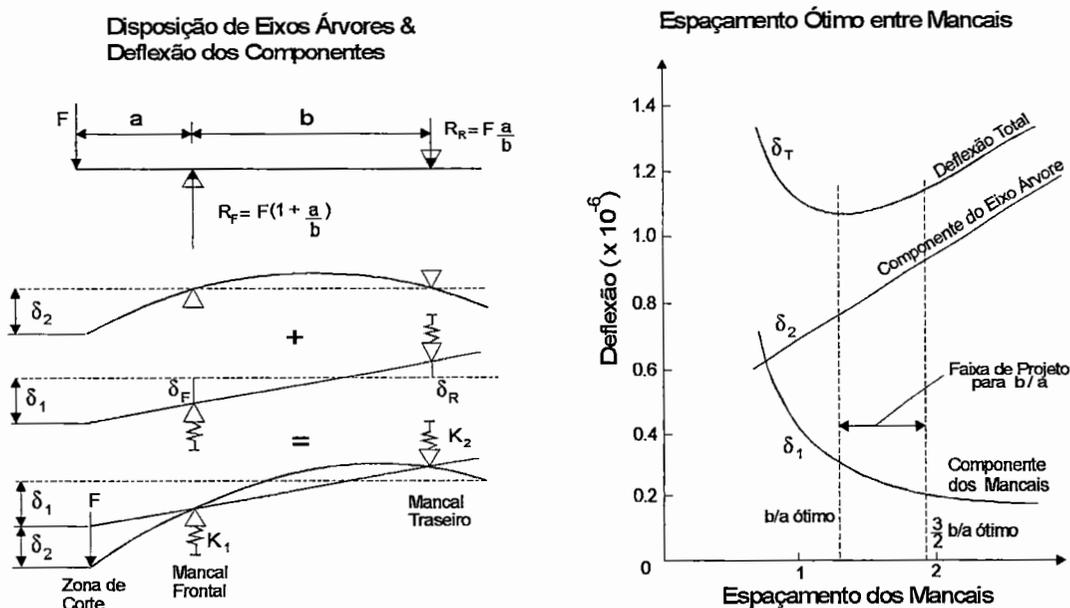


Figura 4.2 - Deflexão de uma viga montada em suportes flexíveis e espaçamento ótimo entre os mancais (BRANDON & AL SHAREEF, 1992).

Durante a operação do eixo árvore, o deslocamento no nariz do eixo é causado não somente pela força  $F$ , produzida pela força de corte e exercida sobre o nariz do eixo árvore, mas também pelo momento binário  $M$ , produzido também pela força de corte e exercida sobre o nariz do eixo árvore e pela força de acionamento  $Q$ , proveniente de engrenagens e polias, exercidas sobre um determinado ponto do eixo árvore. O desvio total também é afetado pelos erros de rotação dos mancais (batida radial), bem como, pelas excentricidades do eixo árvore. Toda folga nos mancais é considerada como constante (YANG SHUZI, 1981).

Segundo ARCHERKAN (1973), o valor permissível para a deflexão no nariz de eixos árvores utilizados na prática em projetos de máquinas ferramentas deve ser menor que 0,0002 vezes o vão entre os mancais, isto é,  $\delta < 0,0002 b$ .

Quando se avalia a importância dos desvios na precisão da usinagem, estes são considerados em relação à ferramenta de corte ou à peça obra, e não com relação às bases ou mesas, quando estas últimas são utilizadas como referência, as deflexões do cabeçote e as variações causadas pela temperatura de trabalho também devem ser consideradas (SKF, 1973).

#### **4.2. Cálculo da Rigidez de Eixos Árvores Suportados por Dois Mancais**

Segundo YANG SHUZI (1981), os eixos árvores montados em dois mancais são divididos em quatro classes a saber :

- aqueles sem a força de acionamento  $Q$  (eixos árvores descarregados);
- aqueles no qual a força  $Q$  é exercida sobre a parte em balanço;
- aqueles com a força  $Q$  exercida na parte traseira do eixo árvore;
- aqueles com a força  $Q$  exercida sobre o vão entre os dois mancais.

Para obter as equações seguintes o eixo árvore foi considerado como uma viga apoiada em dois suportes separados da distância  $b$  e com uma parte em balanço a uma distância " $a$ " de um dos suportes, conforme ilustra a Figura 4.2. A força  $F$  é aplicada na extremidade da parte em balanço da viga (SKF, 1973 ; ARCHERKAN, 1973 ; EL SAYED, 1974 ; SINGHVI et alii, 1980 ; YANG SHUZI, 1981 ; BRANDON & AL SHAREEF, 1992). Além disso o tratamento fica simplificado se outras hipóteses forem consideradas, a saber:

- somente a força  $F$  atua sobre o eixo árvore (eixos árvores descarregados);
- o momento de inércia da parte do eixo entre mancais e da parte em balanço é considerada constante, particularmente para os mancais

aerostáticos onde a presença de escalonamento no eixo entre os mancais frontal e traseiro aumenta a dificuldade de fabricação desses mancais;

- a rigidez do mancal frontal  $K_1$  é maior ou igual a rigidez do mancal traseiro  $K_2$ ;
- a rigidez nas direções axial e tangencial são desprezadas, particularmente para as operações de acabamento;
- a deflexão dos alojamentos são assumidas serem desprezíveis, devido a alta rigidez dos mesmos quando comparada com a dos mancais;
- a deflexão radial dos mancais e eixo árvore são consideradas necessárias nas análises, devido ao seu efeito direto sobre as dimensões do produto e qualidade da superfície;
- o eixo central da árvore coincide com a linha de centro do furo dos dois mancais, isto é, não há desalinhamento devido aos erros de fabricação ou montagem;
- a contribuição da deflexão por cisalhamento na deflexão geral é assumida ser desprezível, embora, esta deflexão dependa largamente da relação vão / comprimento em balanço do eixo árvore.

A deflexão provocada pela força  $F$  é devido a deformação  $\delta_1$  dos suportes (mancais) e  $\delta_2$  da viga (árvore). As deflexões parciais em conjunto fornecem a deflexão total  $\delta = \delta_1 + \delta_2$  (Figura 4.2).

Da definição de rigidez, vem que:

$$\frac{I}{R} = \frac{d\delta}{dF} \quad (4.2)$$

Se a rigidez dos mancais é  $R_1$  e a rigidez da árvore é  $R_2$ , a rigidez total do conjunto árvore - mancais é obtida pela relação:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (4.3)$$

Para o cálculo de  $1/R_1$  a deformação provocada pela força  $F$  resultante da deflexão  $\delta_1$  dos mancais é relacionada com as deflexões  $\delta_F$  e  $\delta_R$  dos mancais frontal e traseiro, respectivamente, como ilustra a Figura 4.2. Portanto,

$$\frac{\delta_1 + \delta_R}{\delta_F + \delta_R} = \frac{a+b}{b} \quad (4.4)$$

ou simplificando tem-se:

$$\delta_1 = \delta_F \left( 1 + \frac{a}{b} \right) + \delta_R \left( \frac{a}{b} \right) \quad (4.5)$$

Substituindo  $\delta_F$  e  $\delta_R$  respectivamente por  $R_F/K_1$  e  $R_R/K_2$  e simplificando tem-se (Figura 4.2):

$$\delta_1 = F \left[ \frac{1}{K_1} \left( 1 + \frac{a}{b} \right)^2 + \frac{1}{K_2} \left( \frac{a}{b} \right)^2 \right] \quad (4.6)$$

A equação (4.6) foi obtida considerando-se, uma árvore suportada por dois mancais de elementos rolantes com rigidez  $K_1$  do mancal frontal e  $K_2$  do mancal traseiro (SKF, 1973 ; ARCHERKAN, 1973 ; EL SAYED, 1974 ; SINGHVI et alii, 1980 ; YANG SHUZI, 1981 ; BRANDON & AL SHAREEF, 1992). Nos mancais aerostáticos por sua vez, a rigidez  $K_1$  do mancal frontal e  $K_2$  do mancal traseiro são funções da força  $F$ , obtidas pela variação da carga no mancal com a espessura do filme lubrificante. Portanto, na ausência de uma formulação na literatura exclusiva para os mancais

aerostáticos utilizar-se-á as expressões derivadas da equação (4.6) apenas para efeito comparativo, admitindo-se  $K_1$  e  $K_2$  constantes sobre uma pequena faixa (faixa de máxima rigidez de operação do mancal aerostático).

E então aplicando a definição:

$$\frac{1}{R_1} = \frac{d\delta_1}{dF} \quad (4.7)$$

Vem:

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{K_1} \left(1 + \frac{a}{b}\right)^2 + \frac{1}{K_2} \left(\frac{a}{b}\right)^2 \quad (4.8)$$

Para o cálculo de  $1/R_2$ , a deflexão  $\delta_2$  sob a ação da força  $F$  é dada pela relação (WECK et alii, 1991):

$$\delta_2 = \frac{F x a^3}{3 \cdot E \cdot I} \left(\frac{b}{a} + \frac{I}{I_a}\right) \quad (4.9)$$

Ou seja:

$$\delta_2 = F \left[ \frac{b a^2}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot I_a} \right] \quad (4.10)$$

Aplicando-se a definição em (4.2) e simplificando tem-se:

$$\frac{1}{R_2} = \frac{b a^2}{3.E.I} + \frac{a^3}{3.E.I_a} \quad (4.11)$$

Portanto, a rigidez total no nariz do eixo árvore, obtida pela soma das equações (4.8) e (4.11) é dada pela equação (4.12) (SKF, 1973 ; ARCHERKAN, 1973 ; EL SAYED, 1974 ; SINGHVI et alii, 1980 ; YANG SHUZI, 1981 ; BRANDON & AL SHAREEF, 1992).

$$\frac{1}{R} = \frac{a^3}{3 E I_a} + \frac{b a^2}{3 E I} + \frac{1}{K_1} \left(1 + \frac{a}{b}\right)^2 + \frac{1}{K_2} \left(\frac{a}{b}\right)^2 \quad (4.12)$$

O deslocamento total no nariz do eixo árvore também pode ser obtido pela soma das equações (4.6) e (4.10), isto é :

$$\delta = F \left[ \frac{a^3}{3.E.I_a} + \frac{b a^2}{3.E.I} + \frac{1}{K_1} \left(1 + \frac{a}{b}\right)^2 + \frac{1}{K_2} \left(\frac{a}{b}\right)^2 \right] \quad (4.13)$$

Onde:

a = comprimento em balanço;

b = comprimento entre mancais;

E = elasticidade;

I<sub>a</sub>, I = momento de inércia da parte do eixo em balanço e entre mancais;

K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> = rigidez dos mancais frontal e traseiro.

Como pode ser visto na Figura 4.3 , o primeiro termo da equação 4.12 representa a deflexão da parte em balanço para seu nariz, o segundo termo representa o deslocamento no nariz do eixo árvore produzido pela deflexão de uma simples viga suportada por dois mancais, o terceiro e o quarto são deslocamentos para o nariz do eixo árvore produzidos pela deflexão dos mancais frontal e traseiro respectivamente. Esses quatro deslocamentos são todos na mesma direção (YANG SHUZI, 1981).

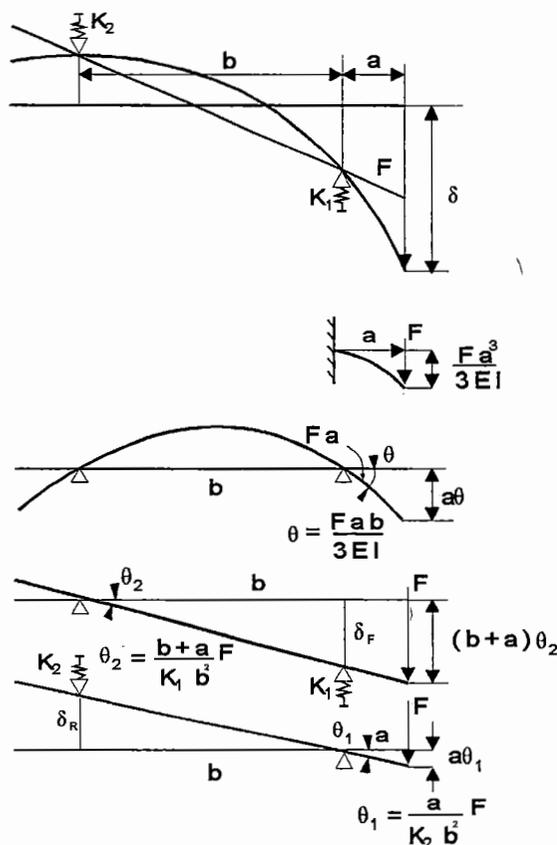


Figura 4.3 - Ávore suportada por dois mancais (YANG SHUZI, 1981).

### 4.3. Método Gráfico para a Escolha da Distância entre os Mancais

Com o objetivo de se obter um comprimento ótimo do vão do eixo árvore, que proporcione uma mínima deflexão no nariz do eixo árvore e conseqüentemente a máxima rigidez, ALL-SAYED (1974), estudou quatro casos possíveis de configurações para eixos árvores: 1)  $K_2 \neq K_1$  e  $b = b_0$ , 2)  $K_2 = K_1$  e  $b = b_0$ , 3)  $K_2 = K_1$  e  $b = b_0 \pm d$ , 4)  $K_2 \neq K_1$  e  $b = b_0 \pm d$ .

O comprimento ótimo do vão foi obtido pela diferenciação da equação 4.12 com relação a  $b$  ( $d \frac{1}{R/d} \frac{db}{db} = 0$ ) obtendo-se:

$$b^3 - \left(\frac{6EI}{a K_1}\right) b - 6EI \left(\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_1}\right) \quad (4.14)$$

Onde a raiz real da equação acima representa o vão ótimo da viga para valores conhecidos de  $E$ ,  $I$ ,  $a$ ,  $K_1$  e  $K_2$ .

Baseado neste estudo, ALL-SAYED (1974), construiu um diagrama de projeto para eixos árvores, o qual está ilustrado na Figura 4.4. Observando-se a Figura 4.4, nota-se que as ótimas dimensões do eixo árvore e rigidez dos mancais podem ser determinadas em função de uma rigidez conhecida no nariz do eixo árvore, ou também, conhecendo-se a rigidez dos mancais e as dimensões do eixo árvore pode-se determinar a rigidez final no nariz do eixo árvore.

#### **4.4. Método de Cálculo da Árvore Considerando o Deslocamento Obliquo**

Nos estudos devolvidos até aqui por SKF (1973); ARCHERKAN (1973); ALL-SAYED (1974); SINGHVI et alii, (1980); YANG SHUZI (1981); BRANDON & AL SHAREEF (1992), considerou-se que para o cálculo da rigidez estática dos mancais aerostáticos, atua uma carga no ponto médio do mancal, perpendicularmente ao eixo geométrico do mesmo provocando um deslocamento paralelo (Figuras 4.2 e 4.3).

Segundo HAHN (1974), essa hipótese simplificadora não corresponde à situação que ocorre em árvores de máquinas ferramentas, onde as mesmas ficam inclinadas em relação ao eixo geométrico, quando carregadas.

Essa inclinação conduz a uma folga mínima, entre o eixo e o mancal, menor do que no caso de deslocamento paralelo, e inclusive leva a uma diminuição de rigidez. Com essa diminuição da rigidez há uma maior aproximação do eixo em relação ao mancal, aumentando a deformação do primeiro (HAHN, 1974).

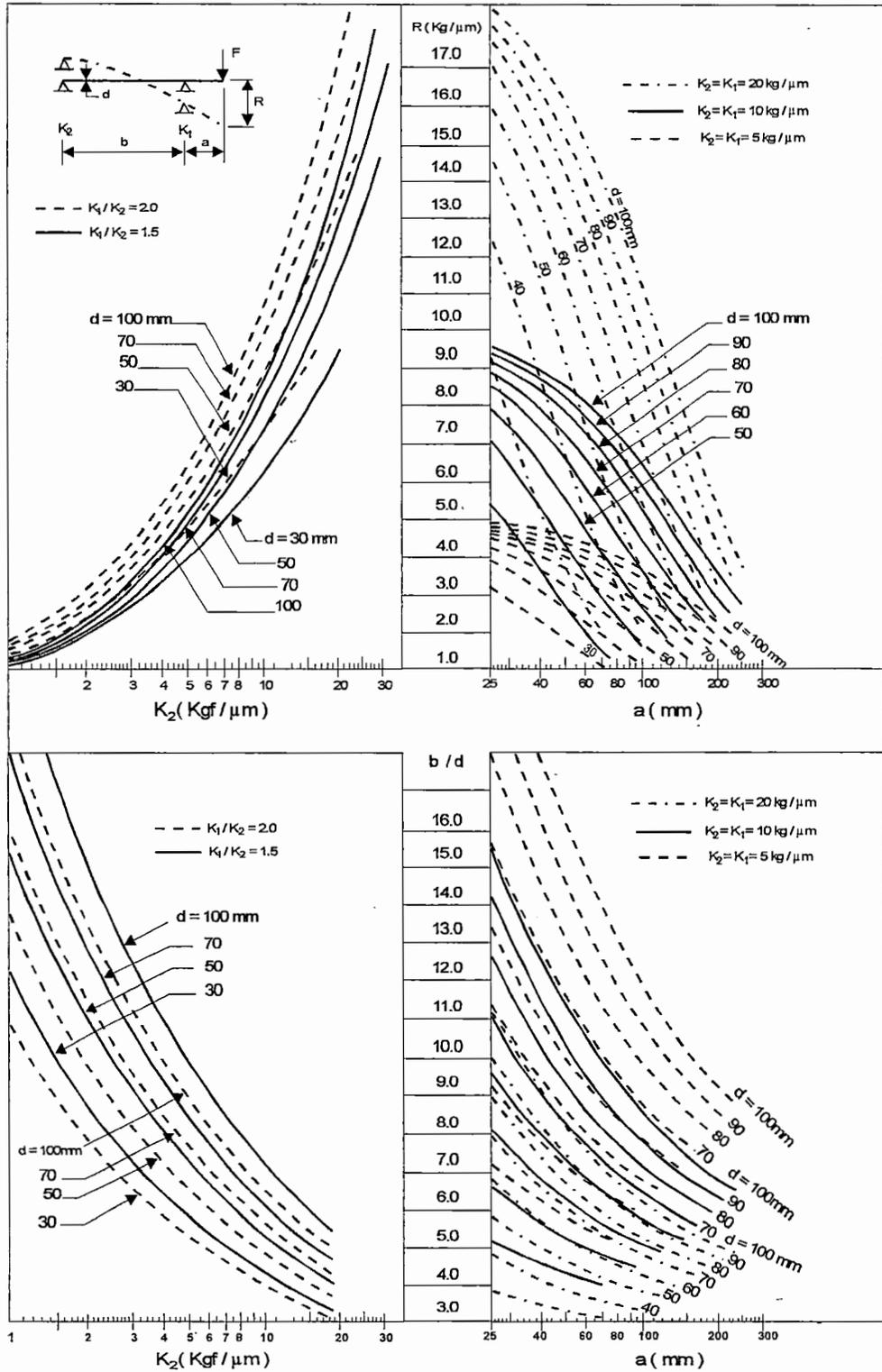


Figura 4.4 - Diagrama de projeto baseado em ótimos valores do vão  $b$  e rigidez no nariz do eixo árvore (EL-SAYED, 1974).

A Figura 4.5, ilustra mais detalhadamente as parcelas dos deslocamentos paralelo e oblíquo. É importante notar que no mancal dianteiro a inclinação do eixo também se divide em duas parcelas angulares  $\theta_1$  e  $\theta_2$ , onde  $\theta_1$  é a parcela de inclinação devido à deformação dos mancais e  $\theta_2$  é a parcela de inclinação devida à deformação do eixo. Ambos os ângulos serão imprescindíveis na obtenção do deslocamento da árvore inclinada, no mancal dianteiro (HAHN, 1974).

Assim:

$e_{y1}$  = deflexão no plano médio do mancal, no caso de deslocamento paralelo.

$$e_{y1} = \frac{F_A}{K_A} \quad (4.15)$$

$e_{ys}$  = deslocamento para uma posição oblíqua  $\theta$ .

$$e_{ys} = e_{y1} + \Delta e_{ys} \quad (4.16)$$

$h_\theta$  = Comprimento no qual a borda do mancal dianteiro é limitada pelos lados do ângulo  $\theta = \theta_1 + \theta_2$ .

$h_{mk}$  = aproximadamente a  $h_\theta$ .

$e_{y2}$  = deslocamento do eixo no mancal traseiro (considerado paralelo, sem prejuízo de precisão).

$$e_{y2} = \frac{F_B}{k_B} \quad (4.17)$$

$h_{01}$ ,  $h_{02}$  = folgas radiais de projeto (concêntricas) dianteira e traseira.

$L$  = comprimento do mancal.

- $D$  = diâmetro do mancal.  
 $a$  = comprimento do eixo em balanço.  
 $b$  = comprimento do eixo entre os mancais.  
 $F_A$  = esforço solicitante no mancal A.  
 $F_B$  = esforço solicitante no mancal B.  
 $F_c$  = força externa aplicada.

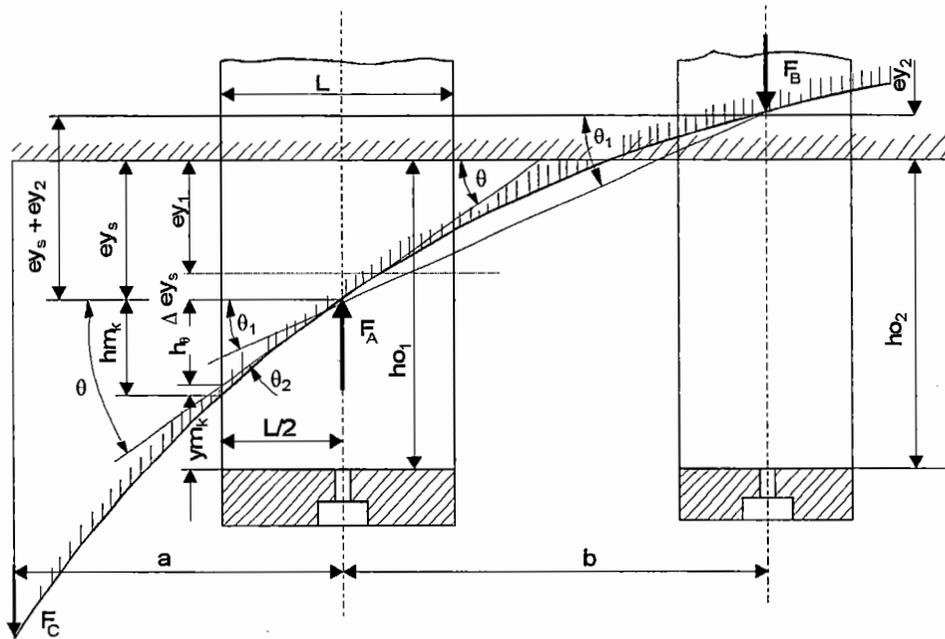


Figura 4.5 - Deslocamento nos mancais e relações geométricas (HAHN, 1974).

Com o auxílio das relações geométricas até aqui apresentadas, pode-se deduzir algumas equações básicas para a determinação das pequenas folgas e o deslocamento total no mancal dianteiro (HAHN, 1974).

A relação para a folga mínima  $y_{mk}$  é obtida da Figura 4.5 e é dada por:

$$y_{mk} = h_{o1} - (e_{y1} + \Delta e_{ys} + h_{mk}) \quad (4.18)$$

Então o deslocamento máximo no mancal frontal é dado por:

$$h_{01} - y_{mK} = e_{y1} + \Delta e_{ys} + y_{mK} \quad (4.19)$$

Relacionando-se na Figura 4.5  $y_{mK}$  com as inclinações relativas tem-se:

$$\Theta_{rel} = \frac{h_{\Theta}}{h_{01}} \approx \frac{h_{mK}}{h_{01}} \quad (4.20)$$

Para uma determinação adequada dos apoios aerostáticos da árvore, deve-se então ser conhecidas as modificações correspondentes na folga, que aparecem sob carga, já na fase de anteprojecto. Só desta maneira é possível se projetar os mancais de modo que não ocorra nenhum contato entre eixo e mancal durante o funcionamento (HAHN, 1974).

Nas equações a seguir, exceto a força radial atuante no nariz da árvore, não atua nenhuma outra força externa, o que na prática significa um eixo com acionamento livre de forças transversais (HAHN, 1974).

Para as deduções que se seguem, é conveniente substituir a inclinação relativa  $\theta_{rel}$  pela expressão:

$$\Theta_{rel} = \frac{h_{mK}}{h_{01}} = \Theta \cdot \frac{L/2}{h_{01}} \quad (4.21)$$

Onde a relação:

$$\Theta = \frac{h_{mk}}{L/2} \quad (4.22)$$

válida para um ângulo  $\theta$  muito pequeno, foi obtida a partir da equação (4.20) e das relações geométricas na Figura 4.5.

Substituindo-se a expressão (4.22) na expressão (4.19), obtém-se:

$$h_{0l} - y_{mk} = e_{y1} + \Delta e_{ys} + \Theta \cdot L/2 \quad (4.23)$$

A introdução de  $\theta$  possibilita a expansão das considerações para quaisquer dimensões dos mancais aerostáticos. Isto será mostrado a seguir (HAHN, 1974).

De acordo com a Figura 4.5,  $\theta$  pode ser dividido em duas partes:  $\theta_1$  e  $\theta_2$ .

Isto é :

$$\Theta_1 = \frac{e_{ys} + e_{y2}}{b} \quad (4.24)$$

e

$$\Theta_2 = \frac{a \cdot b}{3 \cdot E \cdot I} \cdot F_e \quad (4.25)$$

Substituindo o valor de I, na equação 4.25 vem:

$$\Theta_2 = \frac{64}{3 \cdot \pi \cdot E} \cdot \frac{a \cdot b}{D^4} \cdot F_e \quad (4.26)$$

A expressão 4.25 é deduzida levando-se em consideração que o momento de inércia da parte em balanço é muito maior que o da parte entre os apoios, sendo essa uma hipótese simplificadora (HAHN, 1974).

Rescrevendo a equação 4.23 e substituindo-se  $\theta$  por  $\theta_1$  e  $\theta_2$ , obtém-se finalmente o deslocamento total no mancal A, considerando a posição oblíqua:

$$h_{01} - y_{mk} = [e_{y1} + \Delta e_{ys} + (\frac{e_{ys}}{b} + \frac{e_{y2}}{b} + \frac{64}{3 \cdot \pi \cdot E} \cdot \frac{a \cdot b}{D^4} \cdot F_c) \cdot \frac{L}{2}] \quad (4.27)$$

Além das dimensões do sistema mancal - eixo árvore a, b, D, L e  $h_0$ , essa equação contém a carga externa atuante  $F_c$ . As grandezas  $e_{ys}$  e  $e_{y2}$  são as deflexões no mancal dianteiro (na posição oblíqua e com deformação por flexão), e no mancal traseiro, respectivamente.

Segundo HAHN (1974), a deflexão no mancal traseiro  $e_{y2}$ , é somente calculada para deslocamento paralelo, sem prejuízo na precisão. Outra forma, mais adequada, para a expressão 4.27 é dada a seguir:

$$h_{01} - y_{mk} = e_{ys} + (\Theta_1 + \Theta_2) \cdot \frac{L}{2} \quad (4.28)$$

A partir desta expressão, o cálculo deve ser dividido em três partes (HAHN, 1974):

- determinação do deslocamento paralelo ao eixo  $e_{y1}$ , de acordo com os processos de cálculo apresentados em 3. e 4.2;
- determinação de  $\Delta e_{ys}$  (deslocamento oblíquo) de acordo com o

processo empírico desenvolvido por HAHN (1974);

- determinação de  $\theta_2$  (equação 4.26), e  $\theta_1$  de acordo com a metodologia desenvolvida por HAHN (1974).

A determinação do deslocamento oblíquo  $\Delta e_{ys} = \Delta \epsilon_s \cdot h_{01}$ , baseia-se em pesquisas experimentais desenvolvidas por HAHN (1974) para mancais hidrostáticos com 4 orifícios de alimentação (bolsas), e a deflexão relativa adicional no plano médio do mancal dianteiro  $\Delta \epsilon_s$  é obtida do nomograma da Figura 4.6, construído com base nessas pesquisas. Desta forma, a utilização dessa metodologia para os mancais aerostáticos será efetuada apenas para efeito comparativo.

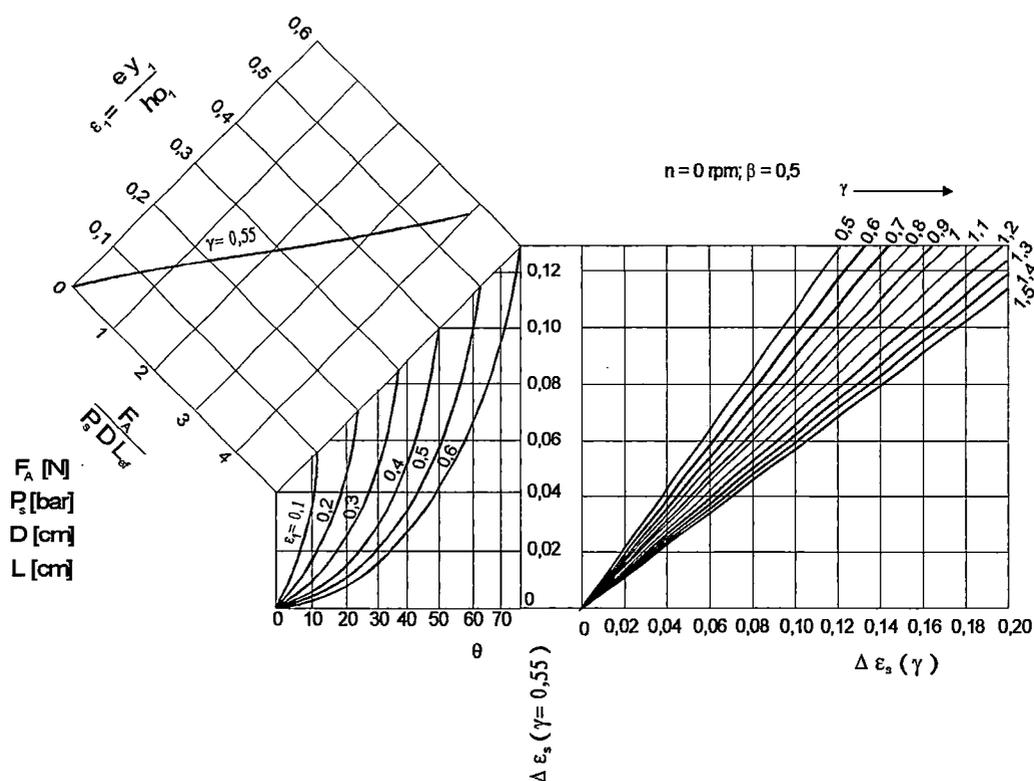


Figura 4.6 - Nomograma para determinação da deflexão relativa adicional  $\Delta \epsilon_s$  (HAHN, 1974).

Para a utilização do nomograma da Figura 4.6 com os mancais aerostáticos, as seguintes hipóteses devem ser consideradas:

- a pressão hidrostática  $P_s$  (parte inferior esquerda do nomograma) é substituída pela pressão de alimentação de projeto  $P_o = 5$  bar para os mancais aerostáticos;
- a relação de excentricidade  $\varepsilon_1$  (parte superior esquerda do nomograma) é calculada considerando-se a folga de projeto para os mancais aerostáticos  $h_o = 13 \mu\text{m}$ ;
- nos mancais de filme de fluido além do fluido que escoo axialmente na saída do restritor para a folga do mancal, há um fluxo circunferencial da região de alta para a de baixa pressão. A quantificação desse fluxo circunferencial é dado aqui, pelo fator de vazão circunferencial  $\gamma$ . O fator de vazão circunferencial  $\gamma = 0,55$  é devido as dimensões dos mancais empregados por HAHN (1974) nos ensaios. Para os mancais aerostáticos com orifícios de alimentação utilizados (relação  $L / D = 1,0$ ), o fator de vazão circunferencial situa-se em torno de 0,6, e é associado à redução da capacidade de carga e rigidez do mancal devido aos efeitos da dispersão do fluxo na saída dos orifícios de alimentação (BALESTRERO, 1991 - p.17);
- a relação de pressão  $\beta = 0,5$  (parte superior direita do nomograma) para os mancais hidrostáticos, equívale ao fator de pressão  $k_{g0}$  para os mancais aerostáticos. O valor do fator de pressão  $k_{g0}$  no projeto dos mancais aerostáticos com orifícios de alimentação situa-se na faixa  $0,35 < K_{g0} < 0,65$  (POWELL, 1970 - p.73).

Então, a deflexão relativa adicional  $\Delta\varepsilon_s$  é obtida do nomograma da Figura 4.6 da seguinte forma:

- com o valor da carga específica, e da excentricidade relativa  $\varepsilon_1 = e_{y1}/h_{o1}$  para  $\gamma = 0,55$ , obtém-se o valor da ordenada  $\Delta\varepsilon_s (0,55)$ , no ponto de cruzamento da carga com a excentricidade relativa;
- seguindo horizontalmente com esse valor até interceptar a reta  $\gamma = 1$ , a qual serve para fazer a correção do valor do fator de fluxo circunferencial  $\gamma$  adotado, obtém-se finalmente a deflexão relativa

adicional no plano médio do mancal dianteiro  $\Delta \varepsilon_s$  ( $\gamma = 1,0$ ).

Entretanto nessa metodologia, para a obtenção do deslocamento total no mancal frontal, há necessidade do valor de  $\theta_1$  (equação 4.28), que por sua vez, há necessidade do valor de  $e_{ys}$  (equação 4.24). Portanto, como primeira estimativa, escolhe-se inicialmente um valor de  $\Delta e_{ys}$ , igual a 10% ou 20% de  $e_{y1}$ , isto é,  $e_{ys} = (1,2 \text{ ou } 1,1) e_{y1}$  (HAHN, 1974).

Esta estimativa, deve ser reavaliada no final dos cálculos e comparada com o valor

$$\frac{\Delta e_{ys}}{e_{y1}} = \frac{\Delta \varepsilon_s (\gamma)}{\varepsilon_1} \quad (4.29)$$

e se a diferença for inferior a 5% não há necessidade de um cálculo repetido, principalmente se o valor calculado for menor que o estimado para  $\Delta e_{ys}$  (HAHN, 1974).

Segundo HAHN (1974), os efeitos da vazão circunferencial são mínimos para pequenos valores da variável  $\gamma$ . Na maioria dos casos,  $\gamma$  está compreendido entre 0,5 e 2,0.

#### **4.5. Cálculo de Eixos Árvores Considerando as Velocidades Críticas de Ressonância**

O sistema mancal - eixo árvore compreende uma das mais importantes partes de uma máquina ferramenta, suas características dinâmicas afetam diretamente a capacidade de usinagem de uma máquina como um todo. Desta forma o desempenho da fabricação pode ser aumentado notavelmente pelo aumento da rigidez dinâmica do sistema

mancal - eixo árvore (WANG & CHANG, 1994).

Em vista disso segundo CZOLCZYNSKI (1994), um dos mais importantes cuidados no projeto de eixos árvores com mancais aerostáticos, consiste na determinação das regiões estáveis de operação, a qual as vibrações do rotor do eixo árvore desaparecem depois de um certo período. Nas regiões instáveis, as amplitudes por sua vez, aumentam exponencialmente com o tempo. As características que influenciam o comportamento dinâmico de um eixo árvore com mancais aerostáticos são as seguintes (CZOLCZYNSKI 1994):

- rotação do eixo árvore;
- formas e amplitudes de vibração;
- amortecimento e vibrações do eixo árvore;
- forças e momentos perturbadores periódicos externos.

Considere um eixo árvore suportado por mancais aerostáticos, conforme ilustra a Figura 4.7. Para baixas velocidades o eixo move-se suavemente com um imperceptível nível de vibração. Desta forma, o efeito de qualquer desbalanceamento residual tornar-se-á perceptível com as altas velocidades (SKF, 1973).

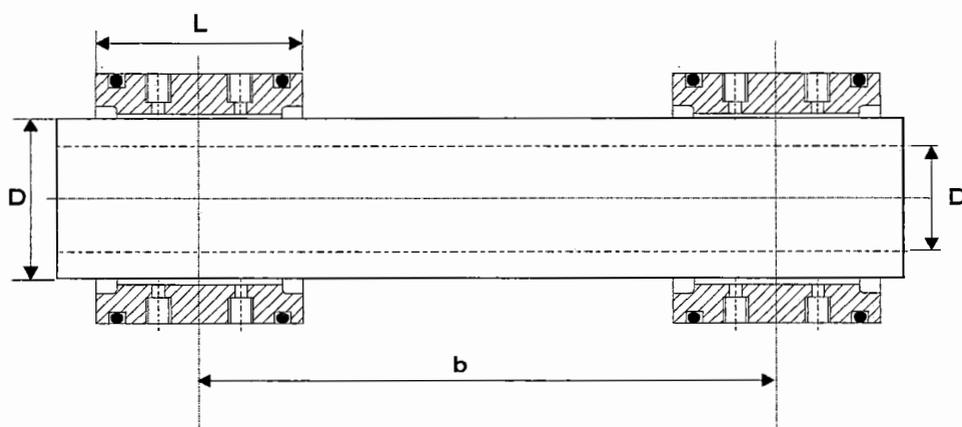


Figura 4.7 - Eixo árvore suportado por dois mancais aerostáticos.

Se o efeito giroscópico for desprezado, a árvore apresentará a seguinte frequência natural de vibração (SKF, 1973):

$$\omega = \frac{\Pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_R \cdot b^3}} \quad (4.30)$$

Se a árvore apresentar uma excentricidade  $e$ , aparecerá uma força centrífuga atuando na rotação  $N$  (POWELL, 1979 ; SKF, 1973):

$$F_c = m_R \cdot e \cdot \left(\frac{\pi \cdot N}{30}\right)^2 \quad (4.31)$$

Quando a frequência de rotação coincide com a frequência natural de vibração da árvore, ocorre a ressonância, e a deflexão da árvore torna-se elevada, sendo possível até haver o rompimento da mesma se o sistema de amortecimento não atuar com eficiência (POWELL, 1979 ; SKF, 1973).

Nesse caso, a árvore então está operando na sua primeira velocidade crítica fundamental. Se o eixo árvore for horizontal, a força de gravidade também afetará o comportamento do mesmo, gerando uma perturbação externa com uma frequência igual a duas vezes a velocidade de rotação do eixo. A árvore terá, então, uma condição crítica na metade do valor da velocidade crítica fundamental (POWELL, 1979 ; SKF, 1973).

Segundo POWELL (1970), essas velocidades críticas podem ser cilíndricas ou cônicas, dependendo da forma de desbalanceamento presente. Segundo esse pesquisador, se somente desbalanceamento estático está presente, a perturbação gerada é denominada cilíndrica e a rotação produz uma simples força atuando no

centro de gravidade do rotor.

A velocidade de ressonância cilíndrica é calculada por (POWELL, 1970):

$$\omega_{Rcil} = \sqrt{\frac{2 \cdot K}{m_R}} \quad (4.32)$$

Por outro lado, se somente o desbalanceamento dinâmico está presente, a perturbação gerada, é denominada cônica, e a rotação do rotor produz um binário, o qual gera dois cones com um ápice comum no centro de gravidade do rotor (POWELL, 1970).

Segundo POWELL (1970), a velocidade de ressonância cônica é calculada por:

$$\omega_{Rcon} = \sqrt{\frac{K \cdot b^2}{2 \cdot (I - I_o)}} \quad (4.33)$$

A rotação crítica fundamental para o eixo da Figura 4.7, é dada pela relação (SKF, 1973):

$$N_o = 30 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_R \cdot b^3}} \quad (4.34)$$

Entretanto, os furos dos eixos árvores afetam a rotação crítica (frequência natural do eixo). Se um eixo árvore sólido e um vazado apresentarem respectivamente, as rotações críticas N e N<sub>o</sub>, então (SKF, 1973):

$$\frac{N_o}{N} = \sqrt{1 + \left(\frac{D_i}{D}\right)^2} \quad (4.35)$$

Daí vem:

$$\frac{N_o}{N} \leq \sqrt{2} \quad (4.36)$$

Isto significa que a rotação crítica fundamental é maior devido ao furo, embora seja sempre menor que 41% (SKF, 1973).

Até aqui, fez-se referência a um eixo árvore oco simplesmente (Figura 4.7), entretanto, na prática os eixos árvores possuem normalmente ombros e o cálculo da freqüência natural é extremamente complicado. Torna-se então necessário, efetuar o cálculo aproximado utilizando um diâmetro médio estimado. A Tabela 4.1, ilustra algumas disposições de árvores uniformes, como também os valores apropriados que podem ser utilizados para dimensionamentos aproximados (SKF, 1973).

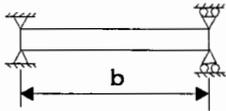
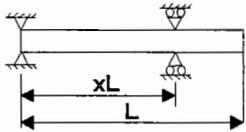
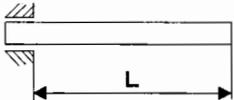
Segundo a SKF (1973), a freqüência de vibração pode ser escrita da seguinte forma:

$$\omega = \gamma \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot L^3}} \quad (4.37)$$

e a velocidade crítica fundamental será portanto (SKF, 1973):

$$N = 60 \cdot \omega \quad (4.38)$$

Tabela 4.1 - Valores de x e y para eixos árvores (S K F, 1973).

$\omega = \gamma \sqrt{\frac{E \cdot I}{mb^3}}$ CICLOS / s $N = 60 \omega$ R. P. M.					
<b>Caso 1</b>					
				$\gamma = 1.571$	
$x = 1$					
<b>Caso 2</b>					
					
$x = 0$	0.05	0.10	0.15	0.20	
$\gamma = 0.5596$	0.5994	0.6446	0.6965	0.7565	
$x = 0.25$	0.30	0.35	0.40	0.45	
$\gamma = 0.8265$	0.9089	1.007	1.125	1.268	
$x = 0.50$	0.55	0.60	0.65	0.70	
$\gamma = 1.444$	1.658	1.913	2.188	2.403	
$x = 0.75$	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00
$\gamma = 2.446$	2.327	2.135	1.931	1.740	1.571
<b>Caso 3</b>					
				$\gamma = 0.5596$	
$x = 0$					

#### 4.6. Estratégia de Seleção do Par Tribológico Eixo Árvore - Mancal Aerostático

O comportamento do sistema mancal - eixo árvore é dependente de vários fatores, por exemplo, como o eixo árvore e os mancais são arranjados e dispostos um em relação ao outro, a distância

entre os mancais frontal e traseiro, o comprimento em balanço, a rotação do eixo e a rigidez do mancal utilizado etc.

A Figura 4.8 ilustra os fatores propostos pelo autor que influenciam no comportamento do sistema mancal aerostático - eixo árvore e o inter-relacionamento entre eles. Observando-se a Figura 4.8 nota-se, que os mancais aerostáticos com a respectiva configuração, são selecionados em ordem crescente, obedecendo requisitos como custo, rigidez, facilidade de fabricação e tamanho normal (parte superior da Figura 4.8). Os mancais com orifícios de alimentação (Figura 4.8) apresentam um baixo custo de fabricação, possuem uma baixa rigidez comparativa com os demais, apresentam uma alta facilidade de fabricação só perdendo para os mancais aerodinâmicos e apresentam um tamanho normal razoável (porte médio). Já os mancais ranhurados possuem um custo de fabricação mais alto que os mancais de orifícios, uma alta rigidez só perdendo para os mancais com restritores flexíveis, possuem a menor facilidade de fabricação comparativamente com os demais e apresentam um pequeno tamanho normal. Os mancais porosos por sua vez, apresentam um maior custo de fabricação que os mancais de orifícios e ranhuras, possuem uma rigidez média, uma baixa facilidade de fabricação e um grande porte (tamanho normal). Já os mancais com restritores flexíveis apresentam o maior custo de fabricação, rigidez e tamanho normal comparativamente com os demais e possuem uma média facilidade de fabricação. Os mancais aerodinâmicos por sua vez, possuem os menores custos de fabricação, rigidez e tamanho normal e apresentam a maior facilidade de fabricação comparativamente com os demais. Os mancais aerostáticos são aplicados aos eixos árvores (parte central da Figura 4.8) considerando-se, os parâmetros que influenciam no comportamento estático do sistema eixo árvore - mancal aerostático, isto é, rigidez total no nariz do eixo árvore, metodologia de cálculo, disposição dos mancais (rigidez do par), rotação, deflexão no nariz da árvore e geometria. Desta forma, o inter-relacionamento entre os

parâmetros que fazem parte do sistema mancal aerostático - eixo árvore (parte inferior da Figura 4.8 da esquerda para a direita) é realizado a saber:

- rigidez total no nariz da árvore em função da disposição dos mancais aerostáticos utilizados;
- rigidez total no nariz da árvore em função de sua geometria;
- rigidez total no nariz da árvore em função tamanho normal do mancal aerostático utilizado;
- rigidez total no nariz da árvore em função facilidade de fabricação do mancal aerostático utilizado;
- rigidez total no nariz da árvore em função da rigidez do mancal aerostático utilizado;
- rigidez total no nariz da árvore em função do custo de fabricação do mancal aerostático utilizado;
- rigidez do mancal aerostático em função de seu tamanho normal;
- rigidez do mancal aerostático em função de sua facilidade de fabricação;
- rigidez do mancal aerostático em função de seu custo de fabricação;
- deflexão no nariz da árvore em função de sua geometria;
- rigidez total no nariz da árvore em função de sua rotação;
- rigidez total no nariz em função da metodologia de cálculo utilizada.

Com o inter-relacionamento entre os parâmetros discutidos acima, espera-se ter contribuído no sentido de se extrair o maior número de informações, para a otimização do projeto dos eixos árvores para máquinas ferramentas de precisão equipados com mancais aerostáticos.

Segundo BRANDON & AL SHAREEF (1992) ; EL SAYED (1974), a acuracidade de uma peça obra produzida por uma máquina ferramenta de precisão é determinada pela rigidez no nariz do eixo árvore.

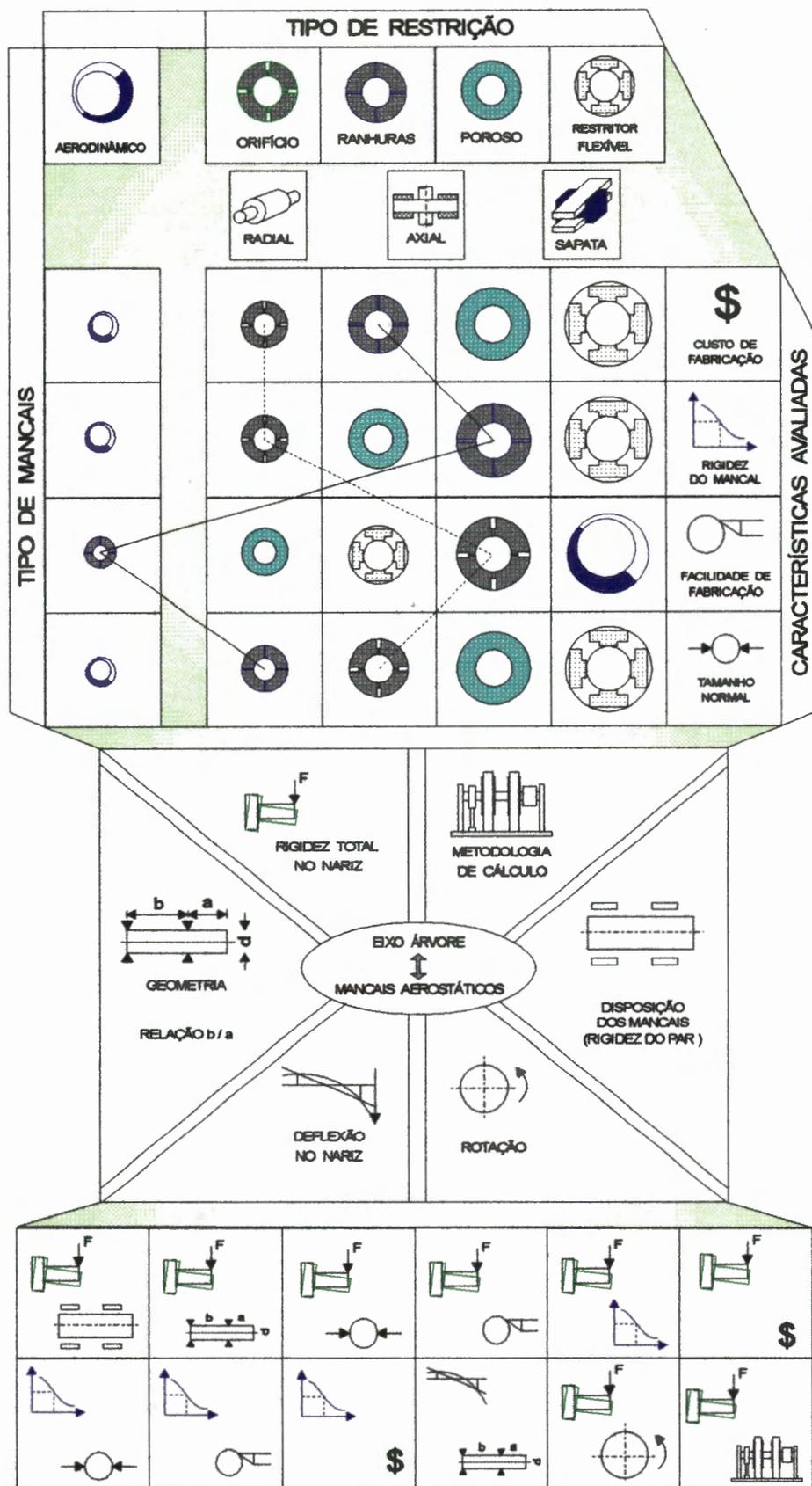


Figura 4.8 - Inter-relacionamento dos fatores que influenciam o sistema mancal - eixo árvore.

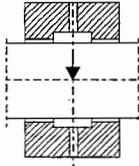
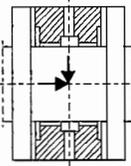
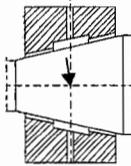
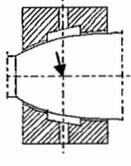
Desta forma uma considerável redução nas deflexões no nariz do eixo árvore pode ser conseguida através de uma correta seleção dos parâmetros geométricos do eixo árvore e do mancal utilizado.

Para melhor explicitar esta estratégia de seleção considere um eixo árvore com os seguintes requisitos operacionais:

- velocidade - 0 e 5.000 rpm;
- erro de movimento na direção radial - menor que  $0,4 \mu\text{m}$ ;
- rigidez radial - alta;
- capacidade de carga radial - alta;
- rigidez e capacidade de carga axial - moderada;
- diâmetro do mancal - 41 mm;
- força de usinagem no nariz do eixo - 100 N;
- relação vão entre mancais / comprimento em balanço - 3,63 a 2,36;
- relação comprimento em balanço / diâmetro - 1,34.

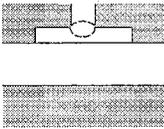
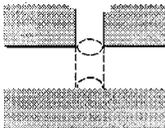
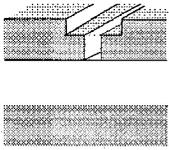
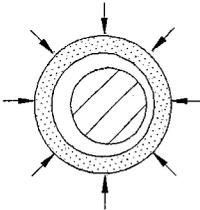
O primeiro passo da estratégia consiste na escolha de uma configuração apropriada para os mancais aerostáticos radiais. A Tabela 4.2 ilustra os fatores operacionais para os mancais aerostáticos radiais, onde nota-se que para os requisitos operacionais do eixo árvore a configuração de mancal mais indicada é o radial cilíndrico, pois atuando nos eixos árvores, em conjunto com mancais axiais, oferece maior rigidez e capacidade de carga axial e radial do que a configuração de Yates (TAWFIK & STOUT, 1981).

Tabela 4.2 - Comparação das configurações de mancais aerostáticos (CHENG &amp; ROWE, 1995).

Configuração	Radial Cilíndrico	Yates	Radial Cônico	Esférico
				
<b>Fatores Operacionais</b>				
Capacidade de carga na direção axial	*	****	***	***
Capacidade de carga na direção radial	****	***	**	**
Acuracidade de posicionamento na direção axial	*	***	****	****
Acuracidade de posicionamento na direção angular	*	****	****	***
Acuracidade de posicionamento na direção radial	***	**	****	****
Rigidez na direção radial	****	***	**	**
Rigidez na direção axial	*	****	***	**
Custos de produção	****	***	**	*
Facilidade de projeto	****	***	***	**
facilidade de fabricação	****	***	***	*
Facilidade de manutenção	****	***	**	**
Capacidade de alinhamento próprio	*	*	****	**
capacidade de suportar cargas combinadas radiais e axiais	*	****	***	**
economia de vazão, potência e número de partes do mancal	*	***	****	***
capacidade de suportar vibração externa	**	****	**	**
dimensão externa para ajuste do diâmetro do eixo	****	***	**	**
amortecimento e estabilidade	**	****	***	***
**** excelente *** bom ** normal * pobre				

O próximo passo consiste na seleção do restritor de alimentação. Segundo CHENG & ROWE (1995), os principais fatores que afetam a escolha do restritor de alimentação a ser utilizado em um mancal aerostático são a rigidez, a precisão de fabricação, as dimensões externas, o efeito na estabilidade do mancal e o custo de fabricação. A Tabela 4.3 ilustra as características dos restritores mais utilizados nos mancais aerostáticos.

Tabela 4.3 - comparação dos restritores mais utilizados no projeto dos mancais aerostáticos (CHENG & ROWE, 1995).

Tipo de Restritor	Vantagens	Desvantagens
<p>Orifício com rebaixo</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Esta é a geometria mais comum e proporciona maior rigidez</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pode propiciar instabilidade aerostática conhecida como martelo pneumático.</li> <li>• Fabricação mais difícil.</li> </ul>
<p>Orifício sem rebaixo</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mais simples forma de construção do mancal e não ocorre o martelo pneumático.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• A capacidade de carga e rigidez são 33% menor que os mancais de orifícios com rebaixo.</li> </ul>
<p>Ranhura</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mancais com este tipo de restritor podem apresentar baixas relações L/D e pequeno tamanho.</li> <li>• Evita as perdas relativas a dispersão do gás associada ao projeto dos orifícios.</li> <li>• Livre do martelo pneumático.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• As ranhuras apresentam maior dificuldade de fabricação e estão sujeitas ao entupimento.</li> </ul>
<p>Poroso</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Devido a maior distribuição de ar na alimentação, pode proporcionar alta capacidade de carga.</li> <li>• construção (estrutura) simples.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Largas folgas.</li> <li>• Permeabilidade imprevisível.</li> <li>• As características de queda de pressão é uma complexa função das dimensões do mancal e propriedades do fluido.</li> </ul>

Segundo CHENG & ROWE (1995), na prática a seleção do tipo do restritor é realizada em paralelo com a configuração do mancal, devida a ambos apresentarem a mesma importância no desempenho

operacional do mancal. Desta forma, nos cálculos subsequentes considerar-se - á um eixo árvore com a seguinte configuração ilustrada pela Figura 4.9.

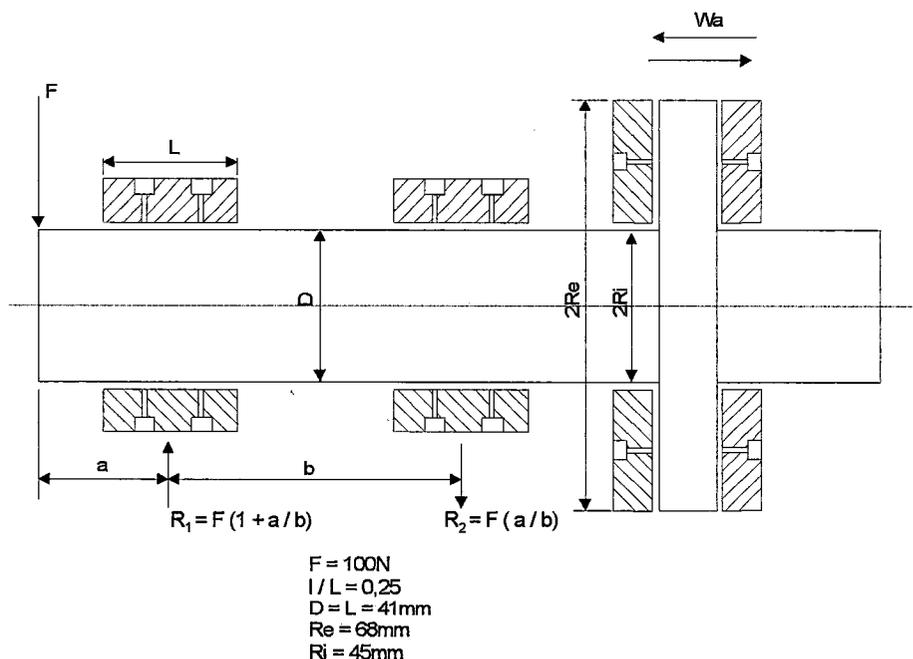


Figura 4.9 - Disposição dos mancais radiais e axiais em um eixo árvore de uma retificadora de precisão.

Para um melhor efeito comparativo calcular - se - á a rigidez no nariz do eixo árvore para quatro configurações eixos árvores ( $b/a = 3,63, 3,09, 2,72$  e  $2,36$ ) com mancais aerostáticos à pressão  $P_o = 0,5$  MPa, empregando os restritores com orifícios, ranhuras, porosos e flexíveis utilizando-se a metodologia de projeto descrita nos Capítulos 3 e 4. Os mancais aerostáticos com restritores porosos e flexíveis foram calculados respectivamente utilizando-se a metodologia proposta por VICTOR & SCHMIDT (1976) e MARTINELLI (1991). A Tabela 4.4 ilustra os valores teóricos da rigidez total no nariz do eixo árvore para as relações  $b/a = 3,63, 3,09, 2,72$  e  $2,36$ .

Tabela 4.4 - Quadro comparativo dos valores teóricos da rigidez [N/mm] no nariz do eixo árvore.

Mancais	Relação b/a			
	3,63	3,09	2,72	2,36
Orifícios	13	12,5	11,8	11
Ranhuras	14,5	13,7	13	12
Flexível	10	9,5	8,5	8
Poroso	10,5	10	9,2	8,5

A metodologia de projeto utilizada no cálculo dos valores da rigidez no nariz do eixo árvore ilustradas na Tabela 4.4 apresentou os seguintes passos:

1. seleção de uma configuração apropriada para os mancais aerostáticos radiais utilizados (Tabela 4.2);
2. seleção do restritor de alimentação (Tabela 4.3);
3. cálculo das dimensões do restritor, capacidade de carga e rigidez do mancal (Capítulo 3 para os mancais com ranhuras e orifícios de alimentação);
4. cálculo da flexibilidade no nariz da árvore  $1/R_1$  devido à deformação dos mancais (equação 4.8);
5. cálculo da flexibilidade no nariz da árvore  $1/R_2$  devido à deflexão da própria árvore (equação 4.11);
6. cálculo da rigidez total no nariz da árvore (equação 4.12);
7. repete-se tudo à partir do item 4 para os demais valores da relação b/a.

Observando - se a Tabela 4.4 em conjunto com a Figura 4.8, nota-se que as configurações de eixos árvore equipados com mancais

com restritores flexíveis e porosos não apresentaram um bom desempenho, devido as baixas rigidez no nariz do eixo árvore comparativamente com os restritores de ranhuras e orifícios. Os restritores flexíveis (Figura 4.8) apresentam custo elevado e uma alta rigidez, entretanto, devido ao grande porte dos elementos flexíveis, esses mancais possuem geralmente 4 restritores na circunferência do mancal ( $n=4$ ) contra 8 nos mancais com ranhuras e orifícios de alimentação. O mancal poroso por sua vez, proporcionou rigidez no nariz do eixo árvore aproximadamente 5% maior que os mancais com restritores flexíveis, entretanto o comportamento teórico desses mancais ainda é uma incógnita devido a sua imprevisível impermeabilidade.

As configurações de eixos árvores equipados com mancais de ranhuras e orifícios de alimentação (Tabela 4.4) foram os que apresentaram melhor desempenho, embora a rigidez no nariz do eixo árvore com os mancais ranhurados seja em média 10% maior que os com mancais de orifícios. Os restritores ranhurados, apresentam maior custo e dificuldade de fabricação, e sua rigidez e tamanho normal (Figura 4.8) constituem os únicos fatores positivos na sua utilização. Portanto em situações onde o tamanho do mancal não é um fator determinante, os mancais com orifícios de alimentação por sua vez podem ser utilizados preferencialmente aos mancais ranhurados, pois a rigidez no nariz do eixo árvore aproximadamente 10% menor é compensada pelo baixo custo e facilidade de fabricação. Nota-se ainda que a rigidez total no nariz do eixo árvore (Tabela 4.4) aumentou com o acréscimo da relação  $b/a$  e a faixa ótima de projeto da relação  $b/a$  situou-se entre 3,09 e 3,63.

## **5. BANCO DE ENSAIOS PARA EIXOS ÁRVORES COM MANCAIS AEROSTÁTICOS**

Neste capítulo, a apresentação da construção de um banco de ensaios informatizado é seguida de uma descrição dos equipamentos necessários à investigação proposta.

### **5.1. Mesa de Granito Sintético para a Fixação dos Bancos de Ensaio**

Com o objetivo de construir um banco de ensaios para todos os mancais aerostáticos em estudo neste trabalho, projetou-se e construiu-se uma mesa de granito sintético para a fixação dos bancos de ensaios radiais e axiais.

O granito sintético ou granito polimérico é constituído de um agregado de britas de granito, de vários tamanhos definidos, misturados de modo a otimizar seu coeficiente de empacotamento, minimizando assim os espaços vazios que serão preenchidos com resinas poliméricas e um aditivo endurecedor. É um material adequado para a construção de estruturas de máquinas ferramentas que necessitam suportar elevadas cargas mecânicas, vibração e estruturas de máquinas e equipamentos de precisão (PENTEADO & PURQUERIO, 1993).

Nesta mistura de britas de vários tamanhos as maiores,

tem a função de proporcionar resistência estrutural ao material e as britas de tamanhos menores, tem a função básica de preencher os espaços vazios. Para proporcionar uma boa resistência estrutural as britas maiores devem apresentar um diâmetro equivalente entre 7 e 10 mm (MORIWAKI et alii, 1982).

Nesses tipos de aplicações, a mistura é colocada em moldes que reproduzem as estruturas desejadas a um custo bem mais baixo do que as de aço ou ferro fundido. O granito sintético oferece excelentes características de estabilidade e amortecimento interno e o seu coeficiente de expansão térmica pode ser controlado na mistura, tornando-o um material adequado para a substituição total ou parcial do aço em estruturas de alta precisão como por exemplo as máquinas para usinagem com diamante e as máquinas de medição, sejam nas bases, mesas ou colunas dessas máquinas (FORTULAN & PURQUERIO, 1995).

O processo de fabricação do granito sintético começa com a mistura de um dos vários tamanhos disponíveis das pedras de granito com a resina epóxi. As pedras são de forma aproximadamente cúbica para maximizar a rigidez e a resina utilizada apresenta uma viscosidade e tensão superficial mínimas para alcançar o molhamento máximo de todas as pedras. A mistura então é agitada sob vibração controlada e o produto resultante contém uma quantidade máxima de pedras por volume. A mistura é despejada no molde confeccionado e este posicionado em uma mesa vibratória para formar a peça ou moldado (PENTEADO & PURQUERIO, 1993).

Os moldes podem ser feitos de aço, alumínio, plástico e madeira (FORTULAN & PURQUERIO, 1995), sendo os dois últimos, mais adequados para protótipos, componentes únicos ou componentes sem precisão. A Figura 5.1, ilustra um aspecto do molde utilizado, já com os

insertos metálicos posicionados. Nota-se nessa Figura, que foram utilizados insertos com seções vazadas, como é o caso da tubulação de PVC, que além de formar o conduto elétrico e pneumático, reduz a massa total do moldado. Nota-se ainda, que no interior do molde de madeira foi colocada uma chapa zincada com o objetivo de proporcionar melhor acabamento no moldado.

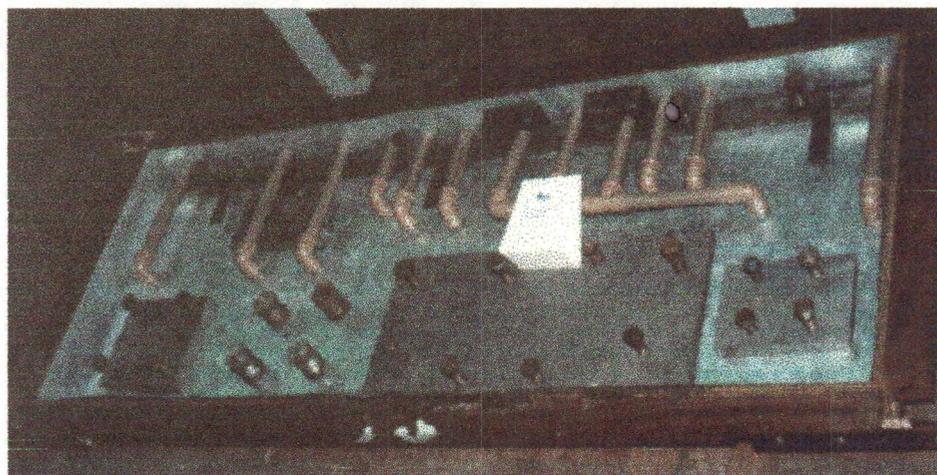


Figura 5.1 - Molde utilizado na confecção da mesa de granito sintético.

A vibração no molde foi de aproximadamente três horas, para se conseguir a densidade adequada, após o que o moldado foi deixado para curar cerca de dez horas. O moldado foi então removido do molde, porém a resistência máxima e estabilidade só foi conseguida após seis dias. O granito sintético apresenta dessa forma, uma grande vantagem sobre o concreto comum que leva pelo menos três meses para a cura completa (FORTULAN & PURQUERIO, 1995).

Após a remoção do molde, o granito sintético pode ser usinado com ferramentas apropriadas, mas, no caso deste trabalho as operações pós moldagens foram eliminadas pela moldagem in situ.

Se comparado com as estruturas de aço fundido, uma economia de até 50% pode ser obtida com os moldados de granito sintético relativamente aos itens usinagem, tratamento térmico, pintura etc. Em adição o produto final apresenta elevada estabilidade dimensional com movimento sistemático (creep) menores do que  $6\mu\text{m}$  num período de 6 anos. Outras características incluem elevada rigidez e um alto amortecimento interno se comparado com o aço. O alto amortecimento é de grande importância para estruturas sujeitas a choques mecânicos e vibrações elevadas bem como para eliminação de ressonâncias inerentes nas máquinas ferramentas destinadas a produzir componentes de alta precisão (FORTULAN & PURQUERIO, 1995).

Em adição a possibilidade de fundir elementos metálicos moldados (como é o caso dos insertos ilustrados na Figura 5.1) constitui uma grande vantagem desse material. É possível deixar espaços internos no moldado para incluir os condutos elétricos, os tubos para refrigeração e lubrificação, os quais podem ser fundidos na posição, para formar uma tubulação de baixo custo.

Resumindo-se, as principais vantagens do granito sintético como material para estrutura de máquinas são as seguintes (FORTULAN & PURQUERIO, 1995):

- a) simplificação do processo de produção, fresamento, mandrilamento, retificação, etc, são substituídos por modelação e fundição in situ;
- b) fabricação de máquinas grandes em fábricas pequenas;
- c) menor custo de transporte e de montagem;
- d) possibilidade de colagem e fundições posteriores;
- e) elevadas propriedades de amortecimento;

- f) estruturas em caixas fechadas podem ser obtidas para fornecer elevada rigidez torsional;
- g) o módulo de elasticidade e a densidade são de 33% do ferro fundido, de forma que a rigidez estrutural é obtida sem aumento de peso;
- h) o granito sintético não é afetado por umidade, alcalóides, ácidos e óleos hidrocarbonetos.

A Figura 5.2 ilustra um aspecto da mesa de granito sintético, já com o painel pneumático e o banco de ensaios para mancais axiais posicionados. Observando-se as Figuras 5.1 e 5.2 nota-se, que foram construídos vários insertos, os quais são fundidos junto com o granito sintético. Além dos insertos para a fixação dos bancos de ensaios, foram construídos insertos para:

- fixação de um painel de madeira onde é montada toda a instrumentação pneumática, e válvulas de controle;
- fixação de um motor elétrico para acionamento dos bancos em determinados tipos de ensaios;
- condutos para a linha pneumática de alimentação dos bancos de ensaios;
- condutos para fiação elétrica dos sensores de medição;
- insertos roscados para a fixação da estrutura de cantoneira.

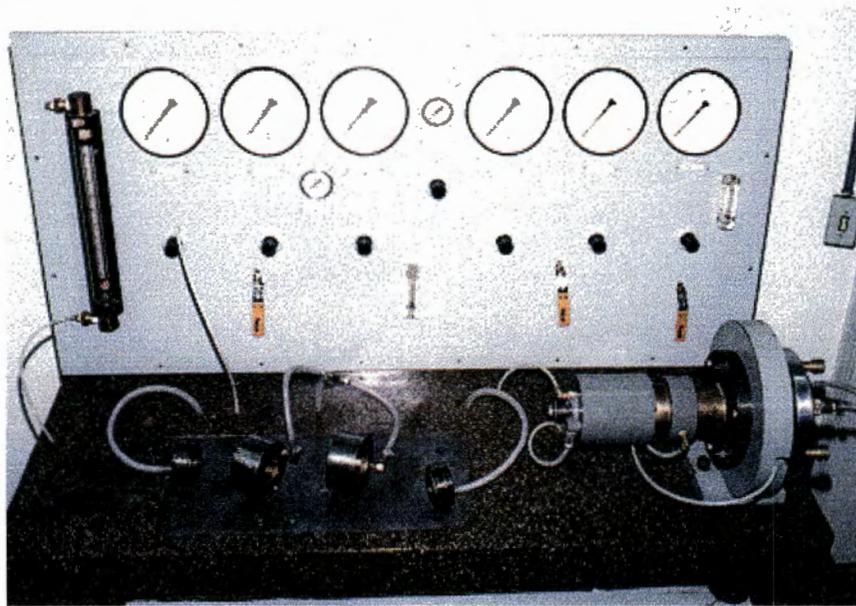


Figura 5.2 - Aspecto da mesa de granito sintético.

## 5.2. Banco de Ensaio para Eixos Árvores e Mancais Aerostáticos

O laboratório de Máquinas Ferramentas LAMAFE - SP - São Carlos, iniciou pioneiramente no Brasil a pesquisa em mancais aerostáticos no ano de 1973. Nesse período foram construídos dois bancos de ensaios, um para mancais axiais (PURQUERIO, 1975), e outro para mancais radiais (GAMBARINI, 1976). Esses bancos de ensaios foram informatizados e equipados, visando estender sua faixa de utilização para o estudo de eixos árvores para máquinas ferramentas de precisão utilizando-se mancais aerostáticos, objetivo do presente trabalho. A Figura 5.3, ilustra um aspecto geral dos bancos de ensaios. Observando-se essa Figura, nota-se que o conjunto é composto de 4 partes, estrutura, mesa de granito sintético, painel pneumático e os bancos de ensaios para eixos árvores e mancais aerostáticos axiais.

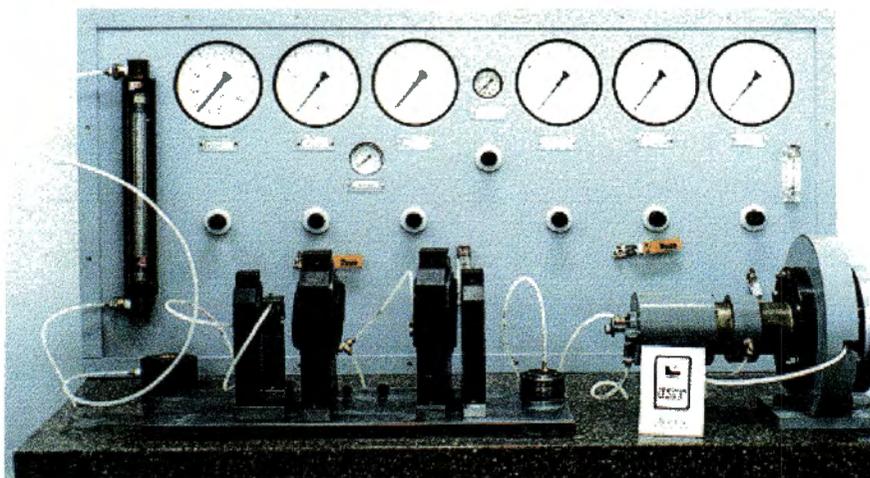


Figura 5.3 - Banco de ensaios para eixos árvores e mancais aerostáticos.

O banco de ensaios para mancais aerostáticos axiais (banco à direita da Figura 5.3), está também ilustrado esquematicamente na Figura 5.4, que destaca os seus principais componentes.

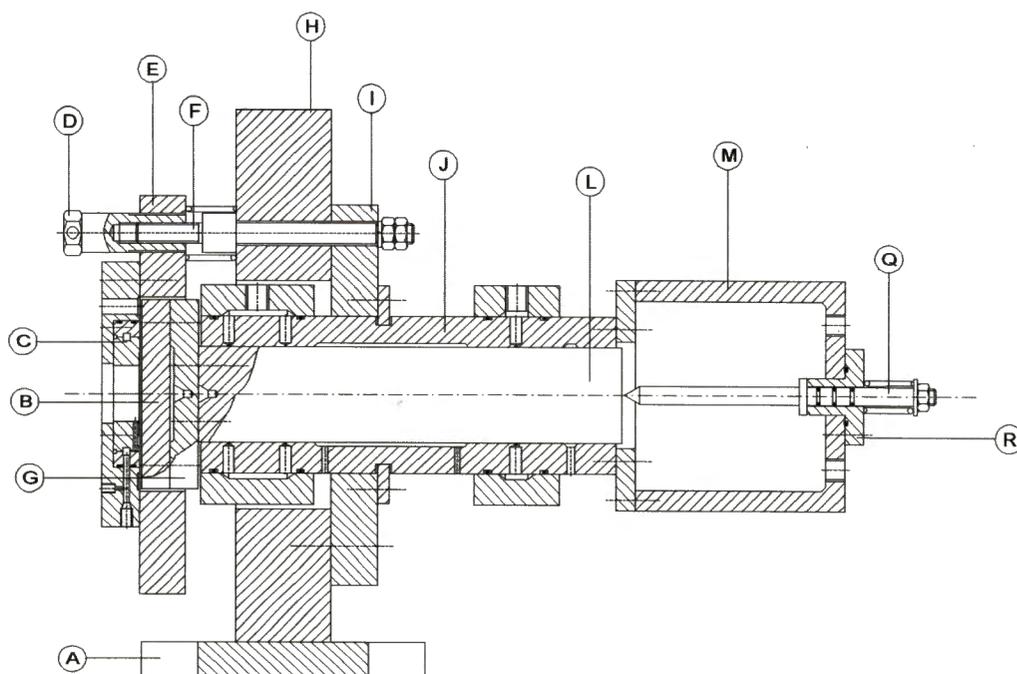


Figura 5.4 - Esquema do banco de ensaios para mancais aerostáticos axiais (PURQUERIO, 1975)

Considerando a Figura 5.4, pode-se observar que todo o conjunto é sustentado pelo suporte principal (H) e pela base de fixação (A). O suporte principal é dotado de três pinos (F) que, além de constituírem os parafusos reguladores internos, são também os fixadores do disco suporte (I), no qual é montada a bucha (J) dos mancais aerostáticos radiais. Os parafusos reguladores internos (F) atuam juntamente com os três parafusos reguladores externos (D), constituindo um sistema diferencial de roscas, que permite um posicionamento preciso do disco suporte (E) do mancal aerostático axial (C) em relação ao disco (B) do eixo.

A diferença entre os passos das roscas dos parafusos reguladores externos e internos, permite uma aproximação ou afastamento do suporte (E) e, conseqüentemente do mancal axial nele montado, de  $20\mu\text{m}$ , para cada volta completa de cada um dos parafusos reguladores externos. A folga das roscas dos parafusos reguladores é eliminada por molas de compressão.

O eixo, suportado por mancais radiais, é constituído de um corpo cilíndrico (L), um disco de fixação (G) e um disco (B), que vem a ser a superfície oposta (contra - mancal) do mancal axial.

Montada na extremidade da bucha dos mancais radiais, encontra-se uma câmara de pressão (M), cuja pressão interna atua sobre a superfície exposta do eixo, produzindo a força axial necessária aos ensaios. A pressão na câmara é controlada através de um regulador de pressão com manômetro e medida com um sensor de pressão. Cada divisão do manômetro equivale a 9,81 KPa e, sendo a área de seção transversal do eixo igual a  $1,963 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ , esta pressão provoca uma força no eixo de, aproximadamente, 19N. Nesta câmara foi montado um excitador (Q) constituído por um pino móvel que desliza na guia (R), vedada com anéis de borracha, cuja função é excitar o mancal; no caso de se realizar ensaios de

amortecimento da película de ar.

Todos os componentes do banco de ensaios, com exceção do mancal axial, uma vez montados e regulados, não necessitam de posterior ajustagem, permanecendo em suas posições definitivamente. Quanto ao mancal axial, devido as diferentes características dos restritores a serem estudados, deve ser substituído a cada ensaio. Como a fixação do mancal axial no disco suporte é feita através de parafusos, esta troca pode ser feita com relativa facilidade bem como seu posicionamento em relação ao eixo do banco.

Os ensaios experimentais para eixos árvores de máquinas ferramentas foram realizados no banco de ensaios localizado à esquerda da Figura 5.3, o qual está também ilustrado esquematicamente na Figura 5.5, destacando com maiores detalhes seus principais componentes. Considerando a Figura 5.5, observa-se a base de fixação (A), à qual estão fixados os calços (B) dos suportes dos mancais radiais (C) e dos mancais axiais (D).

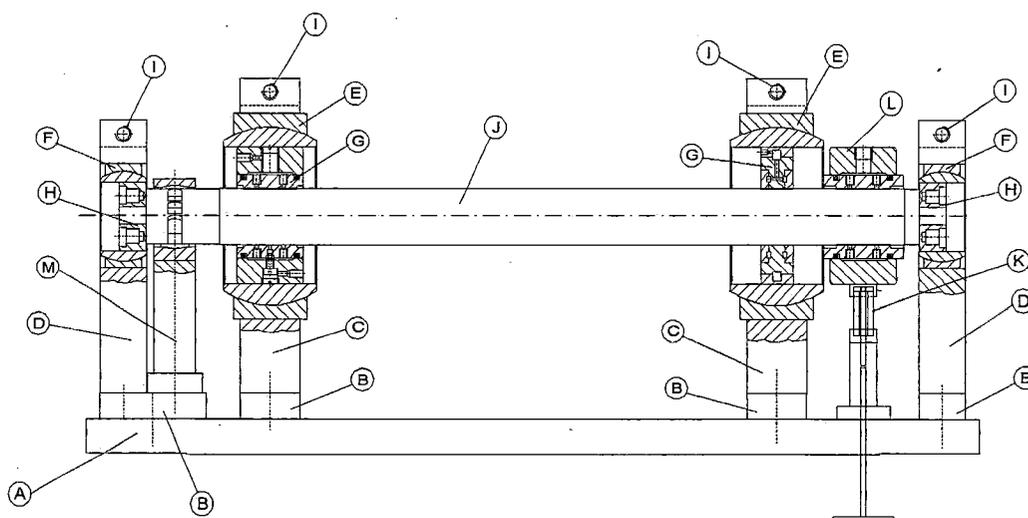


Figura 5.5 - Esquema do banco de ensaios para eixos árvores de precisão.

Esta configuração, permite ensaios de eixos árvores com diversas relações b/a (vão entre mancais e distância entre mancal frontal e nariz do eixo árvore), obtidas no banco de ensaios, com o deslocamento do calço (B) e suporte (C), nas diferentes posições na base de fixação (A).

Com o objetivo de permitir um alinhamento preciso dos mancais radiais e axiais, foram utilizadas rótulas S.K.F. GE 100 ES (E) e GE 50 ES (F). A utilização dessas rótulas permitiu o alinhamento dos mancais (G) e (H), dentro de tolerâncias de  $\pm 1\mu\text{m}$ . Os mancais radiais (G) foram montados nas rótulas (E) utilizando-se o ajuste indeterminado H7m6 (folga máxima  $22\mu\text{m}$  e interferência máxima  $35\mu\text{m}$ ), e em seguida o conjunto composto pelas rótulas e mancais foi fixado aos suportes (C) e (D) pelo aperto dos parafusos (I).

O carregamento aplicado ao eixo (J) foi feito através do balancim de carga (K), posicionado no centro da sapata de carga (L), localizada na extremidade direita da rótula GE 100 ES (E), mantendo-se desta forma a distância entre o mancal frontal e nariz do eixo árvore "a" constante.

A Figura 5.6, ilustra outro aspecto do banco de ensaios para eixos árvores de precisão. Utilizou-se também uma turbina (M) para o acionamento do eixo árvore permitindo rotações de até 5.000 RPM.

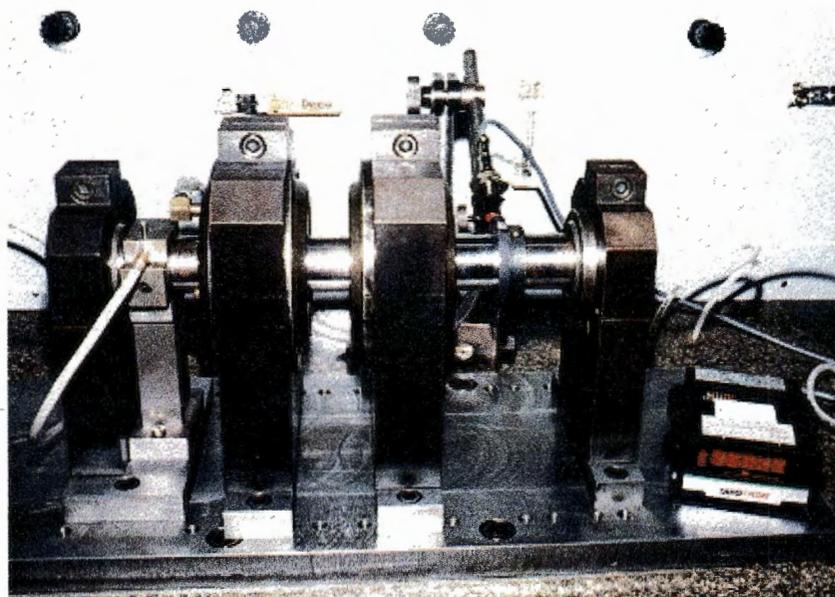


Figura 5.6 - Aspecto do banco de ensaios para eixos árvores de precisão.

### 5.2.1. Circuito Pneumático

O circuito pneumático do banco de ensaios conforme esquematizado na Figura 5.7, constitui-se basicamente de um compressor, um secador de ar, um pulmão de ar, filtros, reguladores de pressão, medidores de vazão e manômetros. O compressor fornece ar comprimido seco para um pulmão, que abastece o banco de ensaios através de uma linha de alimentação principal, da qual derivam sete linhas de alimentação secundárias. A linha I alimenta o mancal aerostático axial de teste, a linha II, os mancais aerostáticos radiais, a linha III, a câmara de pressão, a linha IV, a turbina aerostática para acionamento do eixo árvore, a linha V, alimenta os dois mancais radiais do eixo árvore, substituídos a cada ensaio, a linha VI, os mancais axiais do eixo árvore e a linha VII, a sapata de carregamento do eixo.

As especificações dos componentes utilizados no circuito pneumático do banco de ensaios encontram-se na Tabela 5.1.

Os mancais radiais e axiais, alimentados pelas linhas secundárias II, VII e VI respectivamente, operam sempre com a mesma pressão de alimentação  $P_o = 0,4 \text{ MPa}$ .

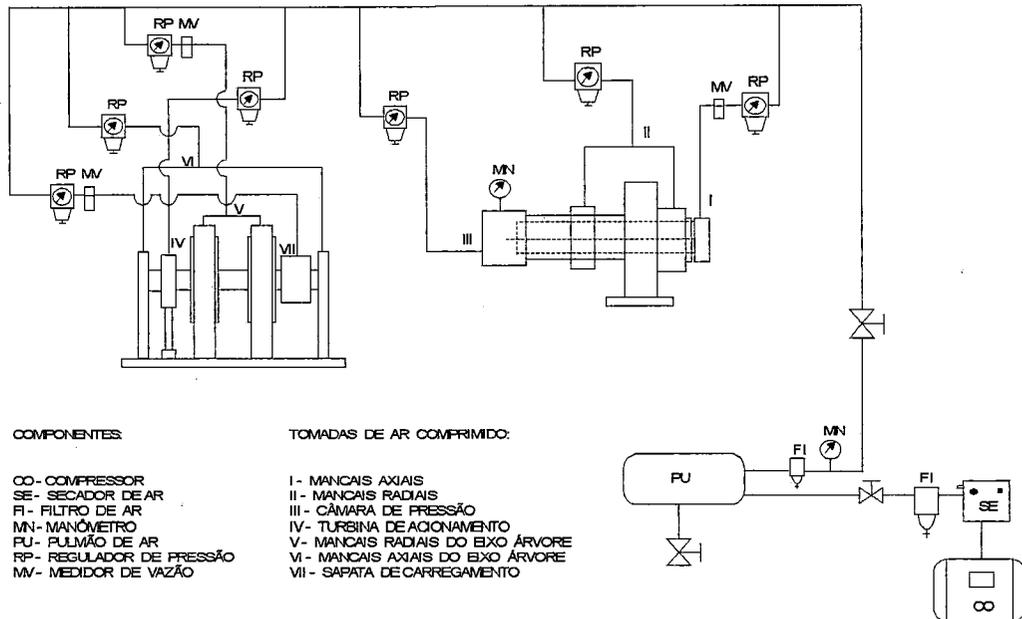


Figura 5.7 - Esquema do circuito pneumático.

Os mancais axiais de testes, a câmara de pressão, os mancais radiais do eixo árvore e a turbina de acionamento, alimentados pelas linhas I, III, V e IV, operam respectivamente com as seguintes pressões de alimentação: 0,3 a 0,6 MPa, 0,01 a 0,3 MPa, 0,3 a 0,6 MPa e 0,01 a 0,2 MPa, as quais são obtidas através dos reguladores de pressão. Desta forma, para cada pressão de alimentação utilizada nos ensaios dos mancais axiais para eixos árvores de máquinas ferramentas é possível variar a pressão de alimentação na câmara e conseqüentemente o carregamento do mancal.

Tabela 5.1 - Especificação dos componentes utilizados no circuito pneumático do banco de ensaios.

Componente	Especificação		Tomadas
Regulador de Pressão	Fabricante	Schrader Bellows	I a VII
	Referência	8BR23E00F	
	Procedência	Nacional	
	Pressão máxima	10 bar	
	Precisão fundo de escala	$\pm 0,1$	
Filtro	Fabricante	Schrader Bellows	I a VII
	Referência	A 1532 - A	
	Procedência	Nacional	
	Pressão Máxima	10 bar	
	Capacidade Nominal de filtragem	0,3	
Medidor de Vazão I	Fabricante	Fisher e Porter	VII
	Referência	FP 1/2.17C.10	
	Procedência	Inglaterra	
	Pressão máxima	27 bar	
	Precisão % do fundo de escala	$\pm 2$	
	Vazão	0,5 l/s	
Medidor de Vazão II	Fabricante	Dwyer	I e V
	Referência	10 A3565A	
	Procedência	U.S.A.	
	Pressão máxima	28 bar	
	Precisão % do fundo de escala	$\pm 2$	
	Vazão máxima (LPM)	10	
Manômetro	Fabricante	Haenni	I a VII
	Referência	1\ 801	
	Procedência	Suíça	
	Pressão Máxima	10 bar	
	Precisão (% do fundo de escala)	$\pm 1$	
Secador de ar	Fabricante	Hb	I a VII
	Referência	DPR 009	
	Procedência	Nacional	
	Potência	1/4 HP	
	Capacidade	30 m <sup>3</sup> /h	
Compressor rotativo de parafusos helicoidais	Fabricante	Chicago Pneumatic	I a VII
	Referência	10-25 LA	
	Procedência	Nacional	
	Pressão máxima	7,6 bar	
	Vazão	2,83 m <sup>3</sup> /min	
	Potência	25 CV	

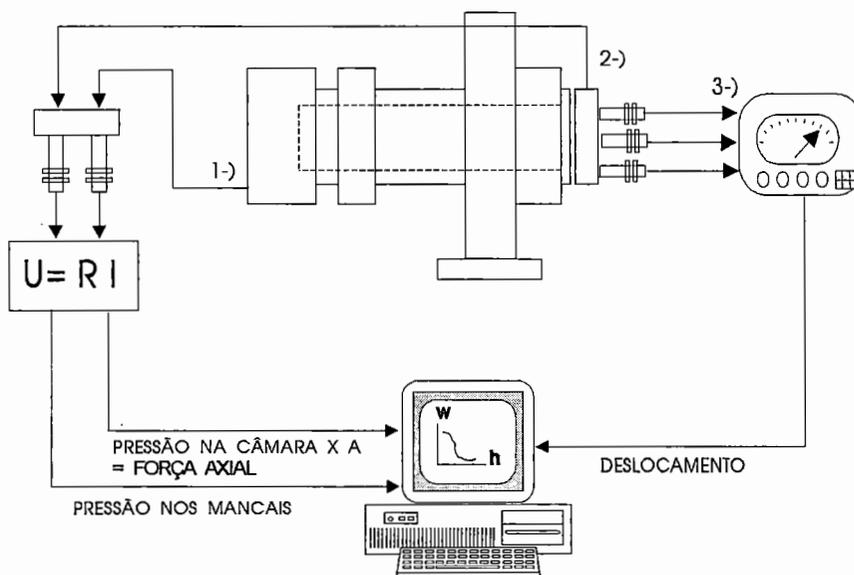
### 5.3. Características do Sistema de Medição dos Bancos de Ensaio

A apresentação do sistema de medição proposto para o banco de ensaios axial é seguida da descrição do sistema de medição utilizado na experimentação do banco de ensaios para eixos árvores de máquinas ferramentas.

#### 5.3.1. Banco de Ensaio Axial

A Figura 5.8 ilustra esquematicamente, a disposição geral do sistema de medição projetado para o Banco de ensaios para mancais axiais. Os parâmetros a medir são, pressão na câmara , pressão  $P_d$  do mancal de teste e folga axial do mancal. Considerando a Figura 5.8, para medir a pressão na câmara (1) e a pressão  $P_d$  no mancal (2), utilizam-se dois transdutores de pressão *Ashcroft* com as seguintes características:

Fabricante	Dresser
Procedência	Nacional
Modelo	K-1
Faixa de medição	0 a 200 psi
Sinal de saída	4 a 20 mA



- 1-) PRESSÃO NA CÂMARA 0 A 7 Kg/cm<sup>2</sup>, FAIXA 0,2 Kg/cm<sup>2</sup>, PRECISÃO 0,1 Kg/cm<sup>2</sup>
- 2-) PRESSÃO NOS MANCAIS 0 A 7 Kg/cm<sup>2</sup>, FAIXA 3 A 6 Kg/cm<sup>2</sup>, PRECISÃO 0,1 Kg/cm<sup>2</sup>
- 3-) DESLOCAMENTO AXIAL 0 A 50 μm, PRECISÃO 0,5 μm

Figura 5.8 - Disposição do sistema de medição empregado no Banco de ensaios axial.

Para a medição do deslocamento do eixo (3), com a aplicação da carga, utiliza-se um instrumento eletrônico para medição linear "Tesatronic".

O *tesatronic* opera pela sensibilidade de variações dimensionais e converte estas em sinais elétricos, que depois de amplificados são exibidos analógica ou digitalmente. O equipamento completo consiste de dois componentes distintos: os sensores LVDT (*gauge head*) e o instrumento de indicação. Em contraste aos dispositivos de medida mecânicos, tal como comparadores e indicadores, este instrumento não dispõe de nenhuma forma de transmissão mecânica.

O calibre apalpador é guiado com precisão pela

superfície externa no centro do sistema de enrolamento alimentado com voltagem alternada e qualquer deslocamento do sensor causa uma mudança na indutividade do sistema, produzindo um sinal elétrico que depois de amplificado e retificado é transmitido ao indicador do instrumento.

O *tesatronic* dispõe de dois canais de medida separados, que podem ser utilizados individualmente ou em combinação, e o ajuste do zero em cada canal é feito nos potenciômetros individuais com ampla faixa de operação e dupla capacidade. As características do *tesatronic* são especificadas abaixo:

Fabricante	Tesa
Procedência	suiça
Modelo	TTA - 20
Faixas de medidas	$\pm 3\mu\text{m}$ , $\pm 10\mu\text{m}$ , $\pm 30\mu\text{m}$ , $\pm 100\mu\text{m}$ , $\pm 300\mu\text{m}$ , $\pm 1000\mu\text{m}$
Valor de uma divisão para cada faixa	0,1 $\mu\text{m}$ , 0,5 $\mu\text{m}$ , 1 $\mu\text{m}$ , 5 $\mu\text{m}$ , 10 $\mu\text{m}$ , 50 $\mu\text{m}$
Funções simples	+A, -A, +B, -B
Função medição	+A +B, +A -B, -A +B, -A -B
Erro máximo da faixa de medida	2%
Erro máximo da faixa $\pm 3\mu\text{m}$	3%
Erro máximo na mudança de faixa	1%
Erro máximo na mudança da função da medida	1 $\mu\text{m}$ ou 1%
Erro da variação de temperatura (0 a 40°C)	1%
Tempo máximo para estabilização do ponteiro	1s

Temperatura de trabalho	0 a 40 °C
Umidade relativa	0,8
Voltagem	220 ou 110 V
Frequência	50 - 60 Hz
Flutuação da voltagem permissível	±10%
Consumo de potência	10W
Sinal de saída	± 1V

### 5.3.2. Banco de ensaios para eixos árvores

Nos ensaios experimentais realizados procurou-se levantar as características da rigidez no nariz do eixo árvore, em função da relação  $b/a$  (vão entre mancais e distância mancal frontal e nariz do eixo árvore), envolvendo os parâmetros carga aplicada, rotação do eixo árvore e pressão  $P_d$  nos mancais utilizados.

A Figura 5.9 ilustra esquematicamente, a disposição geral do sistema de medição utilizado no banco de ensaios para eixos árvores. Os parâmetros medidos foram força (1), deslocamento (2), rotação do eixo árvore (3) e pressão nos mancais  $P_d$  (4).

As aferições dos sensores foram realizadas criteriosamente, segundo as práticas aceitas pela comunidade científica, e todos os conjuntos de pontos levantados, foram ajustados às funções pelo método dos mínimos quadrados para uma confiabilidade de 99%. Todas as curvas de calibração dos sensores estão ilustradas nos Apêndices finais.



Célula de carga	
Fabricante	Sodmex
Procedência	Nacional
Modelo	N - 250
Escala nominal	500 N
Alimentação (excitação)	10 Vcc
Impedância de entrada e saída	350hms nominal
Temperatura de utilização	-20 a 80 °C
Sensibilidade	-2 mV/V nominal
Histerese	± 0,5% da E.N.
Repetibilidade	0,3% da E.N.

O conversor amplificador por sua vez foi desenvolvido, para permitir ligações do transdutor (força) equipados com extensômetro elétrico tipo metal - filme, com instrumentos de leitura ou processamento que sejam compatíveis com um sinal de entrada de 0 a  $\pm 2,0$  a  $\pm 5,0V$  ou 1 a 5Vcc. O conversor apresenta as seguintes características:

Fabricante	Sodmex
Precedência	Nacional
Modelo	CVV - 201
Alimentação	20 a 32 Vcc
Sinal de saída	0 a 5Vcc
Temperatura de operação	0 a 50°C
Sinal de entrada	20mV $\pm$ 20% (opção 10mV e 30mV)
Impedância de entrada	1M ohms

A aferição da célula de carga N - 250 foi realizada utilizando-se vários pesos calibrados de 0,5, 10 e 20N, aplicados através do balancim de carga. A equação da força  $F$  [N] em função da leitura da célula de carga é dada por:

$$F[N] = 100,43 \cdot L[Volts] + 0,1081 \quad (5.1)$$

O deslocamento do eixo árvore (2) em função da carga aplicada, foi medido no plano A-A (Figura 5.9) utilizando-se um equipamento de medição de distância sem contato *Hypertone*. O equipamento completo consiste de dois componentes distintos : o sensores capacitivo MA1 - 638 e o instrumento de indicação. As características principais do *Hypertone* são especificadas abaixo:

Fabricante	Hypertone
Modelo	DME 1000
Procedência	Inglesa
Faixa de medição	0 a 250 $\mu\text{m}$
Faixa de medição com o sensor MA1 - 638	0,75 a 64 $\mu\text{m}$
Temperatura	0 a 40 °C
Sinal de saída	0 a 2 Vcc

A calibração do sensor capacitivo MA1 - 638 foi realizado no plano de medição A-A, onde a partir de um deslocamento conhecido do eixo (medido no ponteiro analógico do *Tesatron*) mediu-se a respectiva leitura de saída (Volts) do sensor MA1 638 no *Hypertone*.

A equação do deslocamento  $\delta$  [ $\mu\text{m}$ ] em função da leitura

do sensor MA1 - 638 é dada por:

$$\delta [\mu m] = 31,238 \cdot L [Volts] + 1,6122 \quad (5.2)$$

A rotação do eixo árvore nos ensaios (3), foi medida utilizando um tacômetro digital com sensor indutivo RTD 60, utilizado para medir rotação sem contato físico, atuando sobre engrenagens de 1 a 6 dentes, à uma distância de 1 a 5mm. O tacômetro digital apresenta as seguintes características:

Fabricante	Tako
Modelo	TD 2005
Procedência	Nacional
Faixa de medição	0 a 99990 RPM
Temperatura	0 a 55°C
Sinal de saída	0 a 5V

A equação da rotação [rpm] em função da leitura do sensor indutivo RTD - 60 é dada por:

$$N [rpm] = 20267 \cdot L [Volts] - 18,879 \quad (5.3)$$

A pressão nos mancais (4) foi medida utilizando-se transdutores de pressão com as seguintes características:

Fabricante	Sodmex
Procedência	Nacional
Referência	HPG - 2310
Escala de medição nominal	0 a 7 kg / cm <sup>2</sup>
Tensão de alimentação	12 a 30Vcc
Sinal de saída	0 - 10Vcc
Tempo de resposta	1ms

A calibração do sensor de pressão HPG 2310 foi feita utilizando-se o manômetro *Haenni* do banco de ensaios (Tabela 5.1) previamente aferido. A equação da pressão em função da leitura do transdutor HPG 2310 é dada por:

$$P[MPa] = 0,0657 \cdot L[Volts] - 0,0067 \quad (5.4)$$

Todo o sistema elétrico de medição, incluindo os sensores de pressão, as fontes, o amplificador de carga, foram posicionados atrás da estrutura do banco de ensaios. O diagrama das ligações elétricas dos sensores pode ser visto no Apêndice final.

#### 5.4. Interface entre Banco de Ensaios e Micro Computador

A interface entre banco de ensaios e micro computador foi feita utilizando-se uma placa de aquisição de dados PC-LPM-16 com *software* específico da National Instruments conectada a um micro computador da linha IBM PC para a leitura dos sinais elétricos dos sensores de medição utilizados nos bancos de ensaios.

Todos os sinais elétricos dos bancos de ensaios, especificados na seção 4.3 foram convertidos na faixa de 0 a 5V, utilizando-se uma eletrônica condicionadora de sinal, para posterior leitura da placa de aquisição de dados PC- LPM 16. A Placa PC - LPM 16 apresenta as seguintes características:

Fabricante	National Instruments
Procedência	U.S.A.
Modelo	PC - LPM - 16
Número de canais de entrada	16 canais analógicos de entrada
conversão de digitalização	12 bit
Velocidade de leitura	75.000 amostras de leitura em 1segundo por canal
Faixa de temperatura	0 a 70 °
Sinal analógico de entrada	± 5V

O *software* utilizado com a placa de aquisição PC - LPM 16, foi o *Lab view for windows*, um inovativo *software* da National Instruments com linguagem de programação tipo objeto orientado utilizado no desenvolvimento de programas com aplicações em aquisição de dados e controle.

O *Lab view* possui uma extensa biblioteca para aquisição e análise de dados, controle de instrumentos e apresentação gráfica. A Figura 5.10 ilustra um aspecto da tela de apresentação do *lab view*, para a aquisição de dados do banco de ensaios axial. Observando a Figura 5.10

nota-se, que utilizou-se 3 canais para medir respectivamente força na câmara [N], pressão  $P_d$  no mancal [MPa] e folga no mancal [ $\mu\text{m}$ ]. A pressão na câmara é diretamente transformada na força aplicada ao mancal, pela utilização de uma constante inserida no programa. Nota-se também que foram incluídos janelas como opções que indicam, o tempo de ensaios [s], a folga limite [ $\mu\text{m}$ ], a configuração utilizada (modelo), o número de leituras por segundo em cada ensaio realizado e o armazenamento e encerramento para a aquisição de dados (*stop*). Para iniciar a aquisição de dados basta acionar a opção  $\Rightarrow$  indicada no menu de comandos da apresentação da tela do programa (Figura 5.10), e para armazenar os dados, acionar a opção correspondente na parte inferior direita da tela ao lado da tecla *Stop* (para encerrar a aquisição de dados).

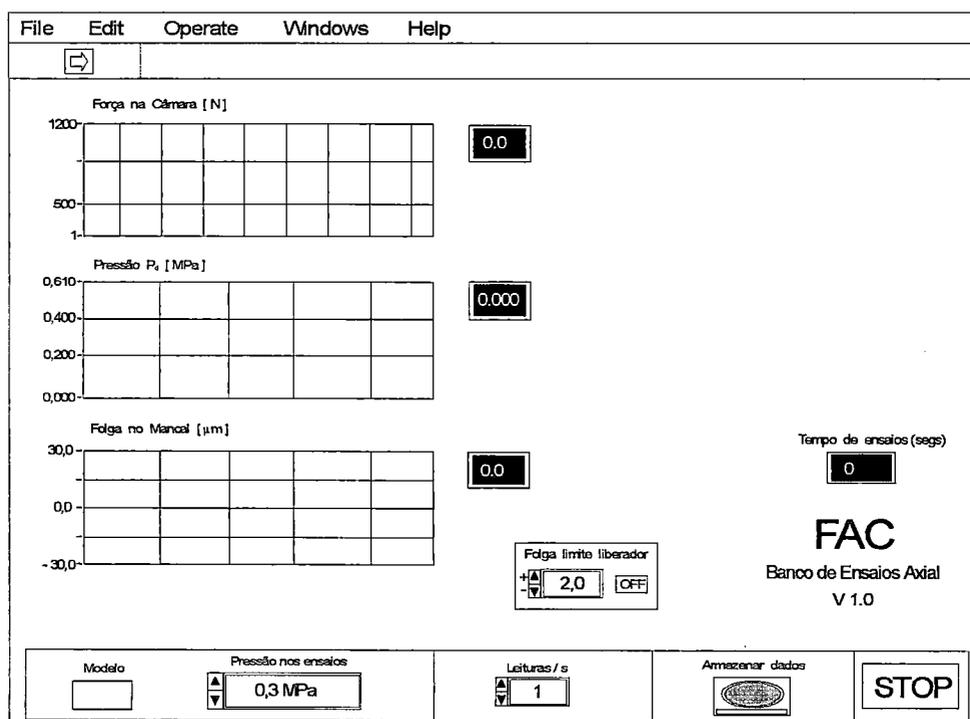


Figura 5.10 - Apresentação da tela para aquisição de dados do banco de ensaios axial.

A Figura 5.11, ilustra a tela de apresentação do *lab view* utilizada na aquisição de dados nos ensaios de eixos árvores de máquinas

ferramentas. Os parâmetros a serem medidos são, pressão  $P_d$  [MPa] nos mancais (3 canais), carga aplicada [N], rotação [rpm], deslocamento [ $\mu\text{m}$ ] (2 canais). Nota-se na Figura 5.11 que também foram incluídas janelas com várias opções para tempo de ensaios [s], peso morto do balancim de carga [N] já inserido no programa, número de leituras por segundo desejado nos ensaios, modelo ensaiado, pressão de ensaio [MPa], configurações para eixos árvores ( $\lambda = b/a$ ) e o deslocamento limite [ $\mu\text{m}$ ], bem como, a opção para armazenar os dados e finalizar sua aquisição. Para evitar que haja atrito entre eixo e mancal nos ensaios assim que o deslocamento limite atingir um certo valor determinado o programa emite um sinal visual, encerrando automaticamente a aquisição de dados. As condições descritas acima para o banco axial para iniciar e encerrar a aquisição de dados são aqui utilizadas.

The screenshot shows the FAC software interface for data acquisition. The window title is "FAC Banco de Ensaios Radial V 1.0". The menu bar includes "File", "Edit", "Operate", "Windows", and "Help". The main interface features several data entry fields and gauges:

- Pressão Mancal Traseiro [MPa]:** A gauge with a scale from 0,000 to 0,750. The current value is 0,000.
- Pressão Mancal Dianteiro [MPa]:** A gauge with a scale from 0,000 to 0,750. The current value is 0,000.
- Pressão Mancal de Testes [MPa]:** A gauge with a scale from 0,000 to 0,750. The current value is 0,000.
- Carga Aplicada [N]:** A gauge with a scale from 0 to 100. The current value is 0,00.
- Rotação [RPM]:** A gauge with a scale from 0 to 10000. The current value is 0.
- Deslocamento A [ $\mu\text{m}$ ]:** A gauge with a scale from 0,0 to 20,0. The current value is 0,0.
- Deslocamento B [ $\mu\text{m}$ ]:** A gauge with a scale from 0,0 to 20,0. The current value is 0,0.
- Tempo de ensaios (segs):** A digital display showing 0.
- Leituras / s:** A digital display showing 1.
- Peso Morto:** A digital display showing 0,00.
- Modelo:** A text input field.
- Pressão nos ensaios:** A digital display showing 0,3 MPa.
- Vãos Eixo Árvore b/a =:** A text input field.
- Deslocamento A:** A digital display showing 0,0.
- OFF:** A button to toggle the displacement limit.
- Armazenar dados:** A button to save data.
- STOP:** A button to stop the acquisition.

Figura 5.11 - Apresentação da tela para aquisição de dados do banco de ensaios para eixos árvores de máquinas ferramentas.

### 5.5. Resumo dos Cálculos e Características dos Mancais e Eixos Árvores Utilizados nos Ensaio Experimentais

Os mancais aerostáticos radiais com orifícios de alimentação com rebaixo utilizados nos ensaios experimentais foram construídos por GAMBARINI (1976) a partir de uma bucha de bronze TM 23 de fundição contínua.

Para o dimensionamento dos mancais utilizou-se os fundamentos teóricos propostos por POWELL(1970) descritos no capítulo 3. A Tabela 5.2 ilustra um resumo das principais características dos mancais radiais utilizados. O rebaixo no orifício de alimentação variou de 0,08 a 0,1 mm.

Tabela 5.2 - Resumo das características geométricas e operacionais dos mancais com orifícios de alimentação.

Resumo	Mancal de orifícios
L [mm]	40
D [mm]	41
d [mm]	0,15
$l / L$	0,25
n	8
$h_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	14
$P_o$ [MPa]	0,5
$e / h_o$	0,5
$K_{go}$	0,4
W [N]	164
K [N/ $\mu\text{m}$ ]	23,5
$Q \times 10^{-4}$ [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	1,21

O eixo do banco de ensaios de aço carbono ABNT 1045 apresentou como fases de fabricação, a usinagem básica, seguida de uma retificação, objetivando obter bom acabamento superficial e um reduzido erro de forma. Em seguida o eixo, foi recoberto com uma camada uniforme de 0,04mm de espessura de cromo duro para evitar sua oxidação, recebendo nova retificação até seu diâmetro final de 40,974mm. A Figura 5.12 ilustra um aspecto do eixo e das buchas dos mancais utilizados nos ensaios.

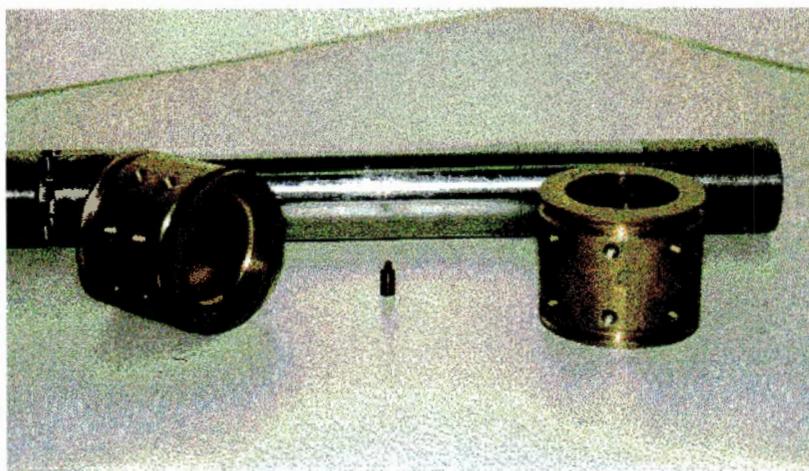


Figura 5.12 - Aspecto do eixo árvore e das buchas dos mancais utilizados nos ensaios experimentais.

Para o dimensionamento das configurações de eixos árvores utilizou-se os fundamentos teóricos propostos por YANG SHUZI (1981) e SKF (1973), descritos no capítulo 4. A Tabela 5.3 ilustra um resumo das características geométricas e operacionais dos eixos árvores utilizados, para várias relações  $b/a$ .

Tabela 5.3 - Resumo das características geométricas e operacionais dos eixos árvores utilizados nos ensaios.

Resumo das características	Configurações de eixos árvores ( $\lambda = b/a$ )							
	3,63	3,09	2,72	2,36	1,7	1,5	1,3	1,08
Deslocamento no nariz do eixo árvore $\delta_T$ [ $\mu\text{m}$ ]	8,12	8,6	9,2	10	15	16,7	18,5	23,6
Flexibilidade $1/R \times 10^{-2}$ [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]	8,1	8,6	9,2	10	15	17	18,5	23
Rigidez no nariz do eixo árvore $K$ [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	12,3	11,5	10,8	9,97	6,5	6,0	5,4	4,2
Vão entre mancais $b$ [mm]	200	170	150	130	170	150	130	130
Comprimento em balanço $a$ [mm]	55				100			120
Força de corte $F$ [N]	100							

## 6. ENSAIOS E RESULTADOS

Os ensaios das configurações de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos com restritores de orifícios de alimentação foram realizados no banco de ensaios, onde obtiveram-se, para diferentes relações  $b/a$  (vão entre mancais / comprimento em balanço), os valores da capacidade de carga e rigidez do mancal frontal em função da folga radial, a deflexão e flexibilidade no nariz do eixo árvore em função da força aplicada, respectivamente para várias pressões de alimentação. Para cada ensaio mediu-se ainda, a rotação do eixo árvore e a pressão  $P_d$  dos mancais. A Tabela 6.1, ilustra as principais características das configurações de eixos árvores ensaiadas, assim como, os valores das pressões de alimentação utilizadas em cada ensaio.

Tabela 6.1 - Principais características das configurações de eixos árvores ensaiadas.

Características	Número do vão							
	1	3	4	6	2	5	8	7
Relação $b/a$	3,09	3,63	2,72	2,36	1,7	1,5	1,3	1,08
Vão entre mancais $b$ [mm]	170	200	150	130	170	150	130	130
Relação $a/d$	1,34				2,44			2,92
Comprimento em balanço $a$ [mm]	55				100			120
Pressão de alimentação [MPa]	0,3 a 0,6 MPa							

## 6.1. Procedimento dos Ensaios

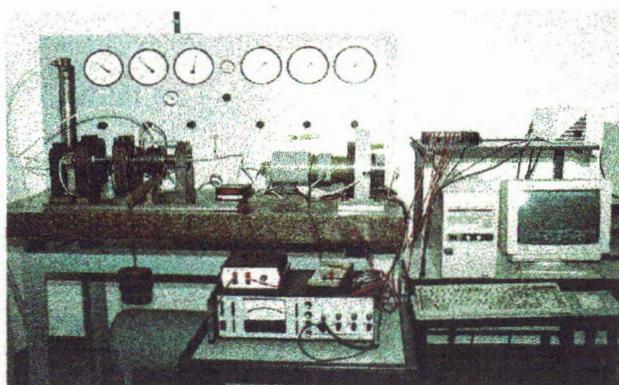
Durante os ensaios experimentais realizados no banco de ensaios para eixos árvores, procurou-se obter as características de operação dos vários eixos árvores estudados para avaliá-los com a teoria e os métodos de projetos existentes. Para cada configuração de eixo árvore estudada, obedeceu-se ao procedimento descrito a seguir:

- a) ligar o compressor e alimentar o pulmão de ar localizado na parte inferior do banco de ensaios;
- b) abrir a válvula para alimentação dos bancos de ensaios;
- c) selecionar o vão do eixo árvore a ser ensaiado;
- d) proceder a limpeza dos componentes com benzina retificada e ar comprimido e em seguida colocar em funcionamento os mancais radiais, axiais e sapata de carga, a uma pressão de alimentação  $P_0 = 0,4$  MPa;
- e) montar o eixo com o disco para medir rotação e a sapata de carga no banco de ensaios;
- f) com os mancais radiais em funcionamento, ajustam-se dois relógios comparadores, um em cada extremidade do eixo, a pressão de alimentação então é cortada e o deslocamento do eixo é medido nos dois comparadores a fim de se verificar o alinhamento dos mancais radiais;
- g) posicionar o balancim de carga e os sensores de medir deslocamento, força e rotação, e conectar as mangueiras de ar do ponto de medição para os sensores de pressão posicionados no *rack* atrás da estrutura do banco de ensaios;

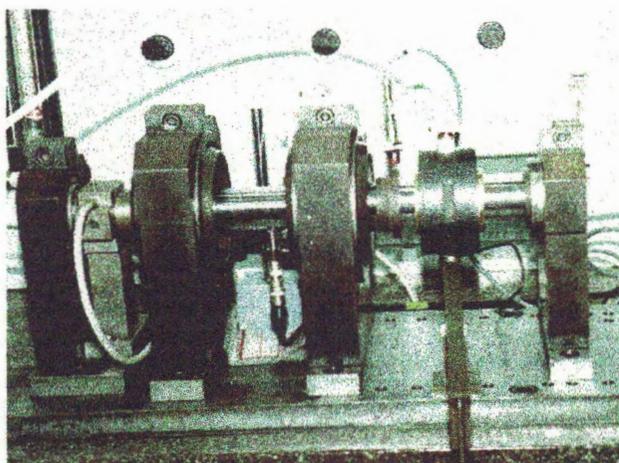
- h) entrar no programa de aquisição de dados e ligar as fontes dos sensores;
- i) acionar a turbina aerostática à uma pressão correspondente à uma rotação nominal ( Eixo árvore sem carga) para os ensaios;
- j) alimentar os mancais radiais com o primeiro valor da pressão de alimentação;
- k) carregar o eixo através da sapata de carga, por meio de pesos calibrados, provocando-se o deslocamento do mesmo;
- l) iniciar a aquisição e armazenamento dos dados, medindo simultaneamente carga aplicada, rotação, deslocamento do mancal frontal no plano A-A, e pressão  $P_d$  nos mancais radiais;
- m) repetir tudo à partir do item (j) para os demais valores da pressão de alimentação;
- n) repetir tudo à partir do item (c) para os demais vãos de eixos árvores utilizados.

Todos os ensaios foram realizados no mínimo três vezes ida e volta, utilizando-se sempre a mesma seqüência descrita. Os dados depois de armazenados foram exportados para o *Microsoft Excel 6.0 for Windows 95* para posterior análise. A Figura 6.1(a) e (b) ilustra respectivamente a disposição geral do banco realizando ensaios e um aspecto do posicionamento dos sensores de medição de carga, rotação e deslocamento.

Foram efetuados ensaios preliminares onde se verificou que a máxima rotação atingida foi em torno de 5000 rpm, o que não influenciou o comportamento do sistema mancal - eixo árvore. Portanto em cada ensaio procurou-se manter a rotação aproximadamente na faixa entre 2100 a 3000 rpm.



a)



b)

Figura 6.1- (a) Disposição geral do banco em experimentação; (b) Aspecto do posicionamento dos sensores de medição da carga, rotação e deslocamento.

## 6.2. Obtenção da Folga Radial, Rigidez do Mancal Frontal e Flexibilidade com o Eixo em Rotação

A carga foi aplicada ao eixo árvore em rotação através de um balancim de carga, posicionado no centro da sapata de carga na direção vertical (Figura 6.1). O deslocamento da árvore devido à deflexão dos mancais foi medido no plano A-A, conforme ilustra esquematicamente na Figura 6.2.

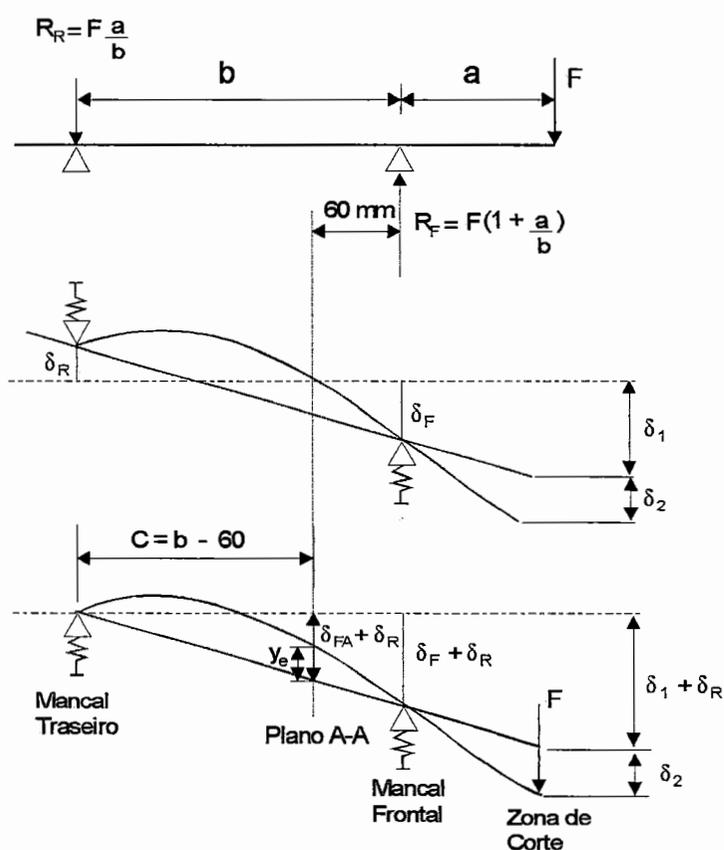


Figura 6.2 - Esquema das posições de aplicação da carga e leitura do deslocamento.

A força aplicada  $F$  resulta nos esforços solicitantes  $R_F$  e  $R_R$  nos planos médios dos mancais frontal e traseiro respectivamente, como ilustra esquematicamente na Figura 6.2.

O deslocamento total do eixo é composto pela soma das deformações do próprio eixo e dos mancais, conforme já discutido na seção 4.1.2 e ilustrado esquematicamente na Figura 6.2.

Assim para um plano A-A, à uma distância de 60 mm do plano do mancal frontal (Figura 6.2), a deformação total do eixo (Leitura) é dada pela seguinte expressão:

$$L = \delta_{FA} - \delta_{eixo} \quad (6.1)$$

onde,

$\delta_{FA}$  é o deslocamento do mancal frontal medido no plano A-A.

$\delta_{eixo}$  é a deformação elástica do eixo no plano A-A.

Aplicando-se uma semelhança de triângulos na Figura 6.2 tem-se:

$$\frac{\delta_F + \delta_R}{b} = \frac{\delta_{FA} + \delta_R}{c} = \frac{\delta_1 + \delta_R}{b+a} \quad (6.2)$$

dai vem,

$$\delta_F = \frac{b}{c} \cdot (\delta_{FA} + \delta_R) - \delta_R \quad (6.3)$$

e

$$\delta_1 = \frac{b+a}{c} \cdot (\delta_{FA} + \delta_R) - \delta_R \quad (6.4)$$

Substituindo-se (6.1) em (6.3) e (6.4) tem-se:

$$\delta_F = \frac{b}{c} \cdot (L + \delta_{eixo} + \delta_R) - \delta_R \quad (6.5)$$

e

$$\delta_1 = \frac{(b+a)}{c} \cdot (L + \delta_{eixo} + \delta_R) - \delta_R \quad (6.6)$$

A deformação elástica do eixo  $\delta_{eixo}$  foi medida experimentalmente no plano A-A para cada configuração de eixo árvore ensaiada. O deslocamento do mancal traseiro  $\delta_R$  foi medido inicialmente, entretanto, os resultados obtidos não foram satisfatórios devido a deformação da estrutura além da esperada. Desta forma, a deflexão do mancal traseiro  $\delta_R$  pode ser obtida teoricamente sem prejuízo na precisão dos resultados admitindo-se, que o mancal traseiro esteja operando na região de máxima rigidez teórica (Figura 6.3). Segundo HAHN (1974), a parcela da deflexão do mancal traseiro  $\delta_R$  corresponde a aproximadamente 5% a 10% da deflexão total no nariz do eixo árvore, e a rigidez teórica do mancal traseiro apresenta também boa coincidência com os valores experimentais.

Desta forma, para uma faixa pequena onde a força no mancal traseiro  $F_R$  permanece dentro dos limites da posição linear da curva da Figura 6.3, o deslocamento do mancal traseiro pode ser calculado para as pressões de alimentação 0,3 a 0,6 MPa pela equação (6.7) (ROWE, 1983 - p.70).

$$\delta_R = \frac{F_R}{K_R} \quad (6.7)$$

substituindo-se o valor da reação no mancal traseiro  $F_R$  em função da força no nariz da árvore  $F$  (Figura 6.1) vem,

$$\delta_R = \frac{F}{K_R} \cdot \frac{a}{b} \quad (6.8)$$

Desta forma com os resultados de  $\delta_F$  obtidos em (6.5), calcula-se a folga radial do mancal frontal pela seguinte equação:

$$h = 14 - \delta_F \quad (6.9)$$

Obtém-se desta forma para cada valor de  $h$  com uma carga correspondente, as curvas de Capacidade de carga do mancal frontal x Folga radial ( $W \times h$ ).

Nos mancais aerostáticos, a relação entre a carga e a espessura do filme lubrificante não é linear. Portanto, na análise desses mancais, torna-se necessário considerar a sua rigidez, ou seja, a variação da capacidade de carga com a espessura do filme. Supondo então, que um mancal esteja operando com uma espessura de filme  $h$ , sob uma carga aplicada  $W$ , então se esta carga é aumentada para um valor  $W + \Delta W$ , a espessura do filme será reduzida para um valor  $h - \Delta h$  (Figura 6.3). Inversamente, se o carregamento do mancal foi reduzido para um valor

$W - \Delta W$ , a espessura do filme tenderá a aumentar para um valor  $h + \Delta h$  (PURQUERIO, 1988).

A forma da curva  $W \times h$  é típica para todos os mancais aerostáticos, e a rigidez é definida por SHIRES (1964):

$$K = \operatorname{tg} \phi = -\frac{dW}{dh} \quad (6.10)$$

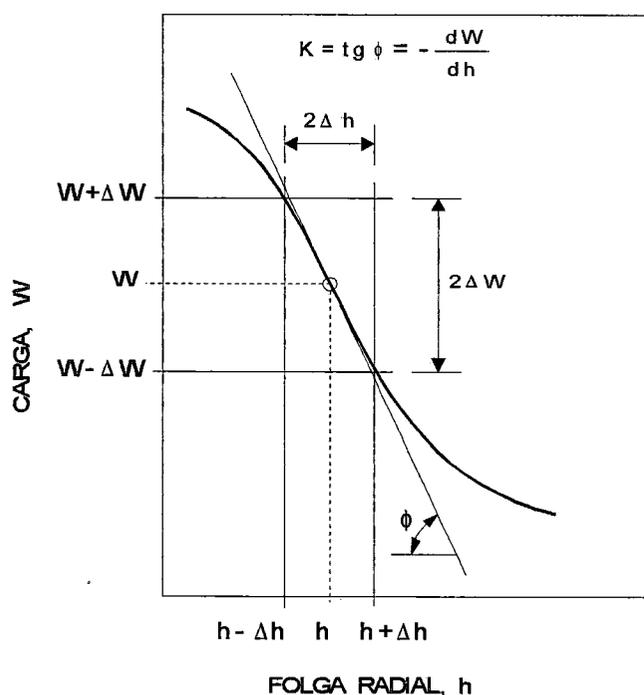


Figura 6.3 - Carga em função da espessura do filme (folga radial) (PURQUERIO, 1988).

A variação da carga com a conseqüente variação da espessura do filme denota uma região onde a curva apresenta uma maior inclinação. O ponto de maior inclinação na curva  $W \times h$ , é o ponto de operação de rigidez máxima do mancal. Obtém-se desta forma para cada valor de  $h$  com uma rigidez correspondente, as curvas de Rigidez do mancal

frontal x Folga radial ( $K_f \times h$ ).

O próximo passo consiste no cálculo do deslocamento total no nariz do eixo árvore em função da carga aplicada. Desta forma, com os valores do deslocamento  $\delta_1$  obtidos em (6.6), calcula-se o deslocamento total no nariz do eixo árvore pela equação (6.11).

$$\delta_T = \delta_1 + \delta_2 \quad (6.11)$$

Onde  $\delta_2$  é parcela da deflexão no nariz do eixo árvore, devido a deformação do próprio eixo, a qual foi obtida teoricamente sem prejuízo na precisão dos resultados pela equação (6.12) (BLODGETT, 1963).

$$\delta_2 = \frac{F \cdot a}{6 \cdot E \cdot I} (2 \cdot a \cdot b + 2a^2) \quad (6.12)$$

Obtém-se desta forma para cada valor de  $\delta_T$  com uma carga correspondente as curvas de deflexão no nariz do eixo árvore x Força de corte ( $\delta_T \times F$ ).

Finalmente, as curvas de flexibilidade no nariz do eixo árvore para uma força de corte correspondente são obtidas aplicando-se a definição (YANG SHUZI, 1981):

$$\frac{1}{R} = \frac{d\delta_T}{dF} \quad (6.13)$$

### 6.3. Resultados Obtidos

Com os resultados obtidos nos ensaios de cada configuração de eixo árvore, construíram-se inicialmente curvas individuais de capacidade de carga em função da folga radial e deflexão no nariz do eixo árvore em função da força, para cada pressão de alimentação utilizadas nos ensaios. Essas curvas foram ajustadas nos pontos experimentais utilizando-se uma função polinomial de grau 3, que melhor se comportou, e apresentou maior coeficiente de correlação. As Figuras 6.4 a 6.7 e 6.26 a 6.29 ilustram respectivamente algumas dessas curvas para a relação  $b/a = 3,09$ .

A partir das curvas de Capacidade de carga em função da folga radial, e deflexão no nariz do eixo em função da força de corte, obtiveram-se também curvas individuais da rigidez do mancal frontal em função da folga radial e Flexibilidade no nariz do eixo em função da força de corte, para cada pressão de alimentação. Os pontos das curvas de rigidez e flexibilidade não são experimentais, foram obtidos das derivadas das respectivas equações das curvas de capacidade de carga em função da folga e da deflexão em função da força de corte, como descrito na seção 6.2. As Figuras 6.15 a 6.18 e 6.37 a 6.40 ilustram respectivamente essas curvas também para a relação  $b/a = 3,09$ .

A partir da equação das curvas individuais, obtiveram-se respectivamente, para todas as configurações de eixos árvores utilizadas, as famílias de curvas (pressões de 0,3 a 0,6 MPa) de capacidade de carga em função da folga radial (Figuras 6.8 a 6.14), deflexão no nariz do eixo árvore em função da força de corte (Figuras 6.30 a 6.36), rigidez do mancal frontal em função da folga radial (Figuras 6.19 a 6.25) e flexibilidade no nariz do eixo em função da força de corte (Figuras 6.41 a 6.47).

Tomando-se os modelos teóricos para os mancais radiais com orifícios de alimentação descritos no Capítulo 3 e para os eixos árvores descritos no Capítulo 4, construíram-se respectivamente curvas teóricas de capacidade de carga em função da folga (Figuras 6.48 e 6.49), Rigidez em função da folga (Figuras 6.50 e 6.51) e flexibilidade no nariz do eixo árvore em função da força (Figuras 6.52 a 6.55) à uma pressão de alimentação  $P_0 = 0,5$  MPa. Juntamente com estas, encontram-se também os valores experimentais obtidos com as configurações de eixos árvores 1, 3, 4, 6 (Figuras 6.52 e 5.53), e 2, 5, 8 (Figuras 6.54 e 6.55), à uma mesma pressão de alimentação.

A partir dos valores mínimos da flexibilidade para cada configuração de eixo árvore, foi construído um diagrama de projeto para as pressões de 0,3 a 0,6 MPa, indicando a faixa ótima de operação que proporcione a mínima deflexão (máxima rigidez) no nariz do eixo árvore (Figura 6.56). Juntamente com estas também encontram-se os valores teóricos obtidos por YANG SHUZI (Figura 6.56) e por HAHN (Figura 6.57).

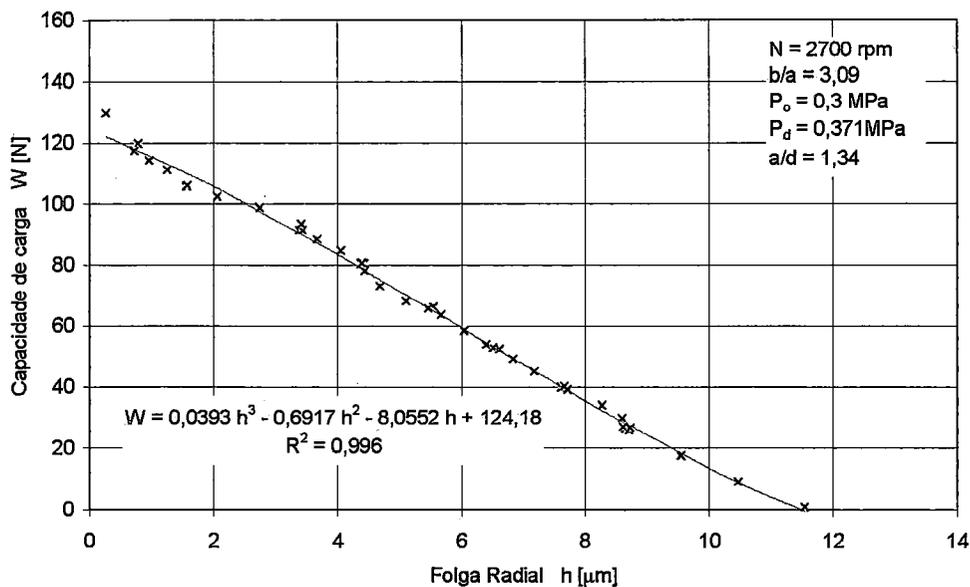


Figura 6.4 - Capacidade de carga x Folga do mancal frontal com o vão 1 para 0,3 MPa.

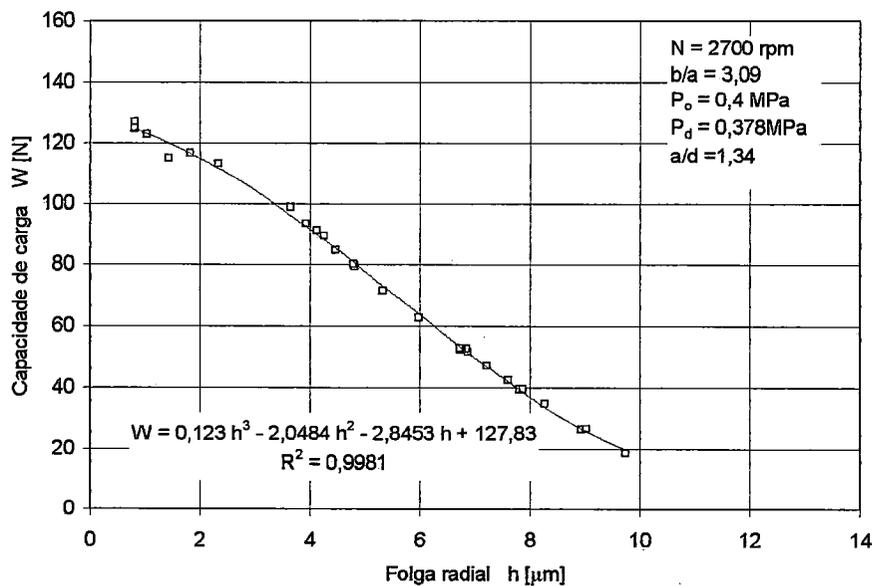


Figura 6.5 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,4MPa.

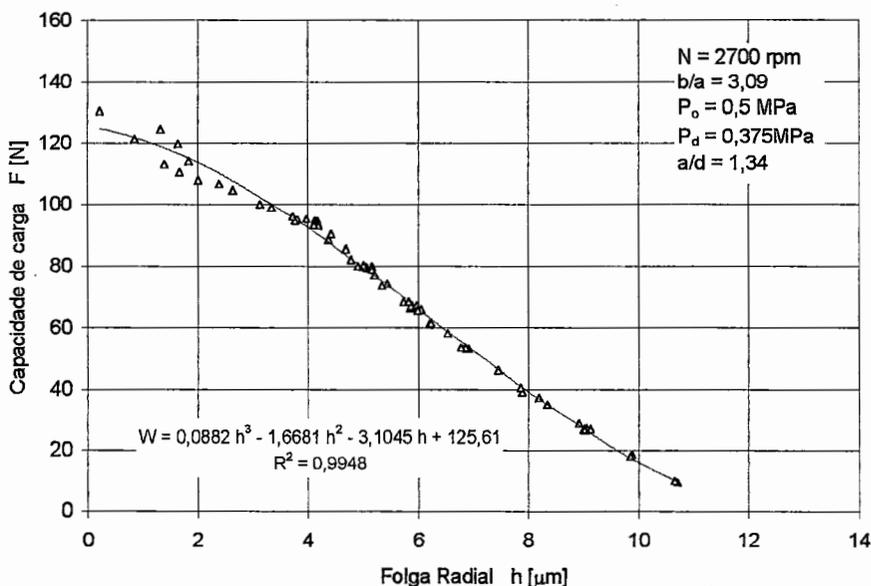


Figura 6.6 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,5MPa.

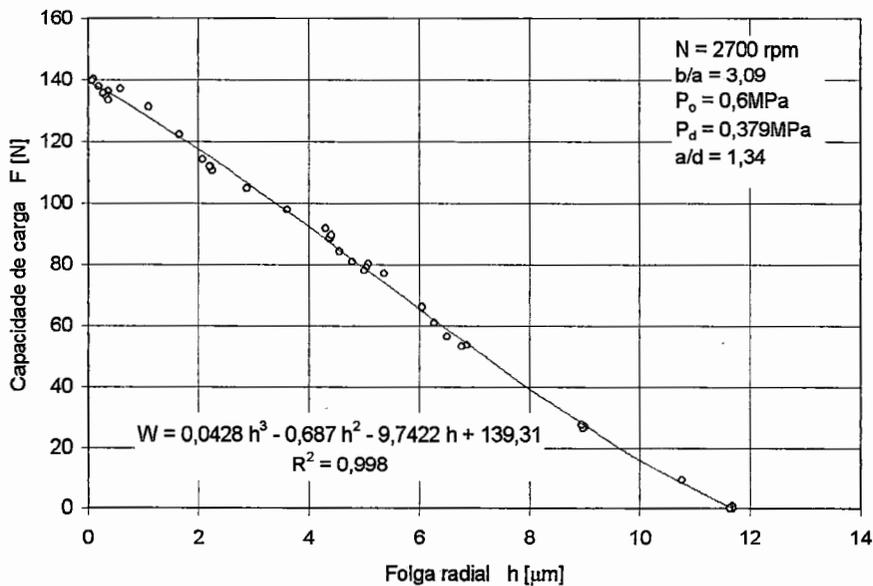


Figura 6.7 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,6 MPa.

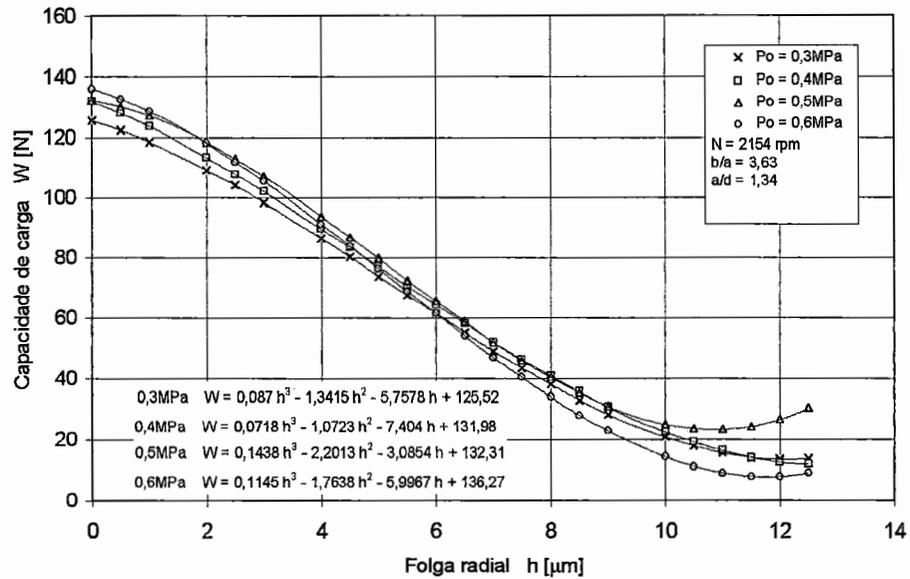


Figura 6.8 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 3.

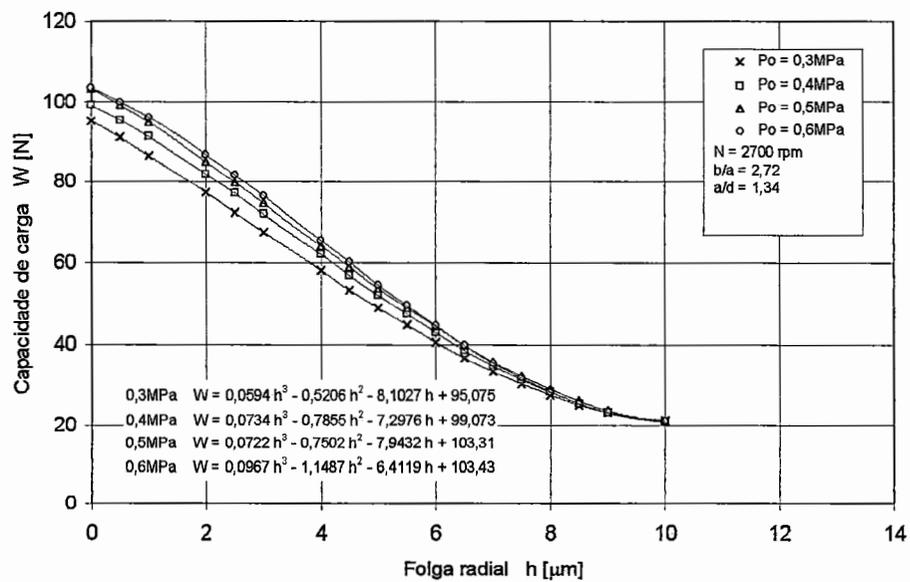


Figura 6.9 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 4.

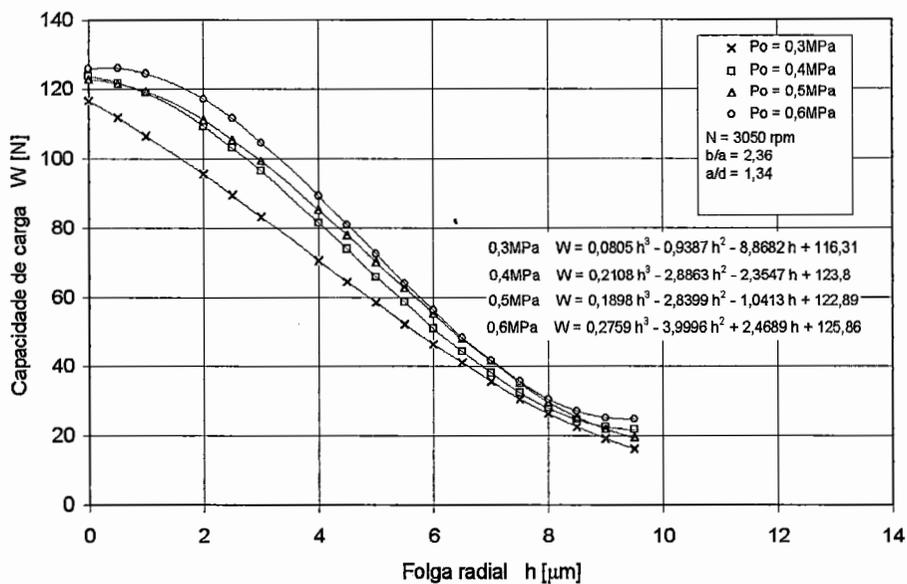


Figura 6.10 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 6.

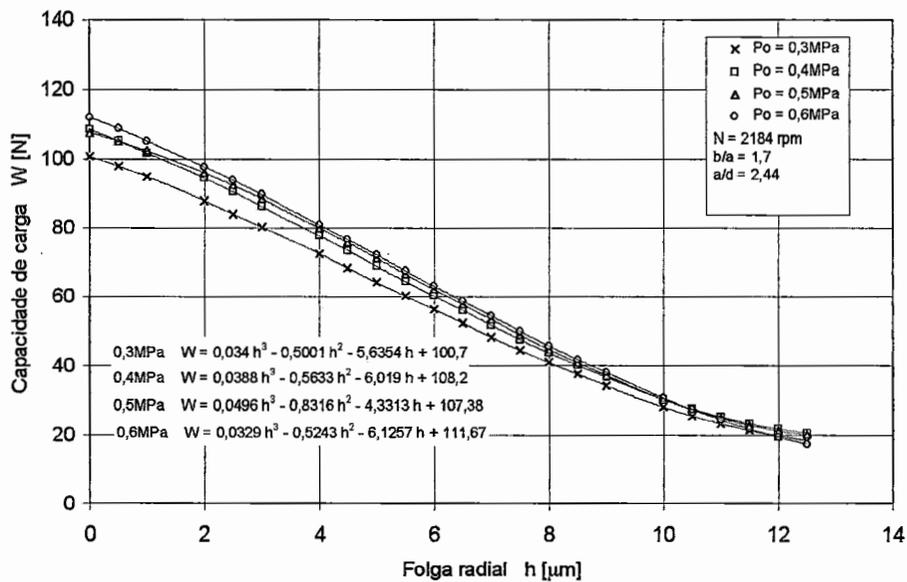


Figura 6.11 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 2.

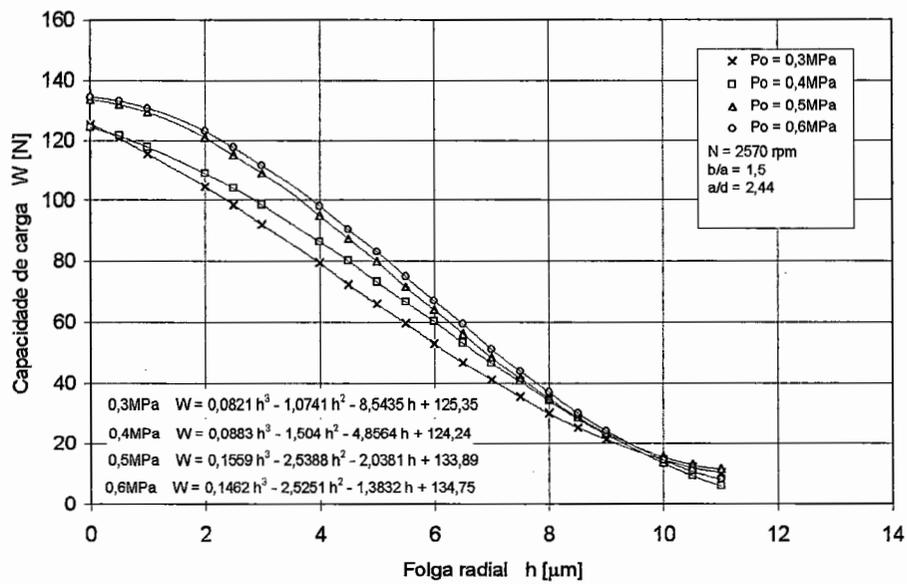


Figura 6.12 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 5.

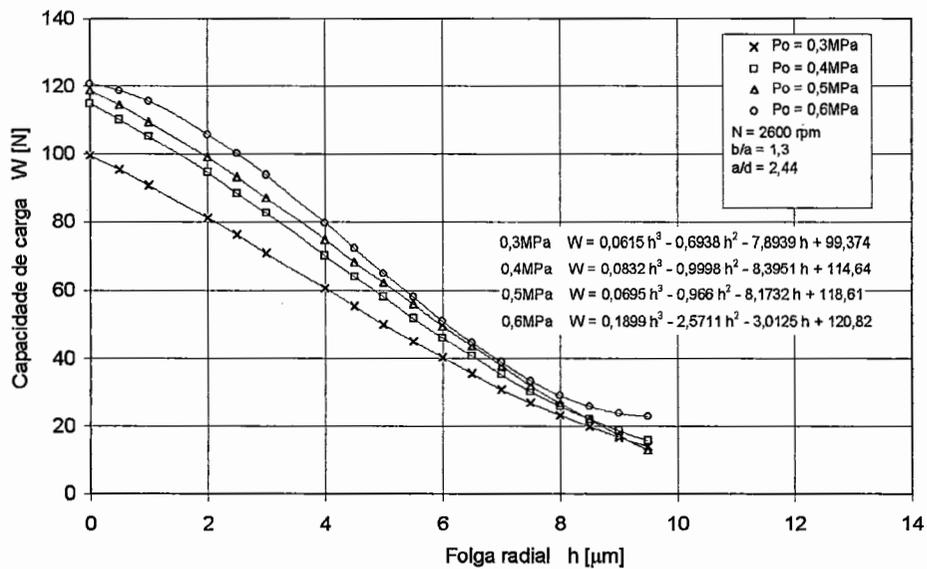


Figura 6.13 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 8.

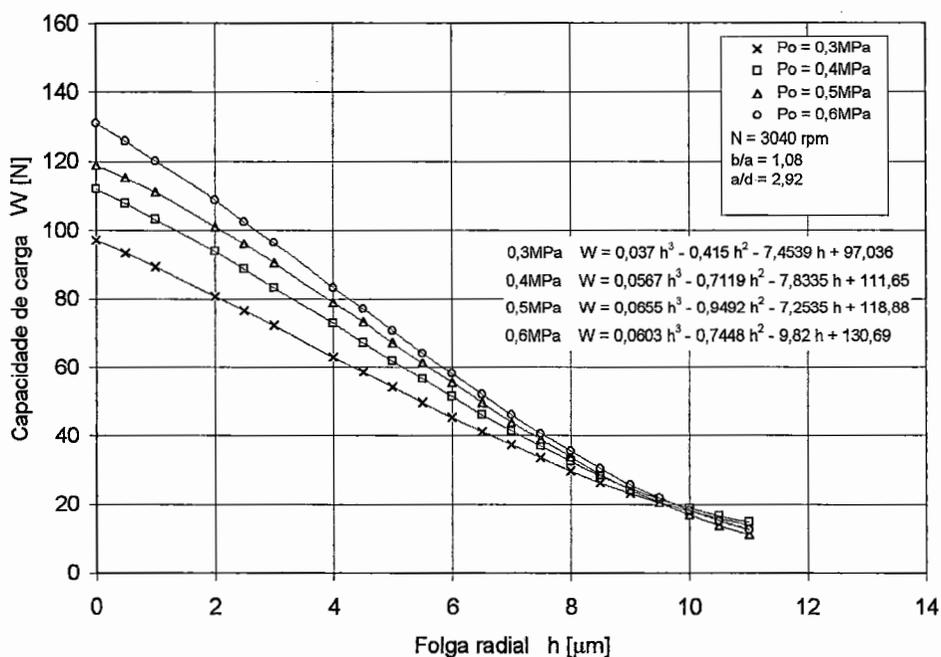


Figura 6.14 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com o vão 7.

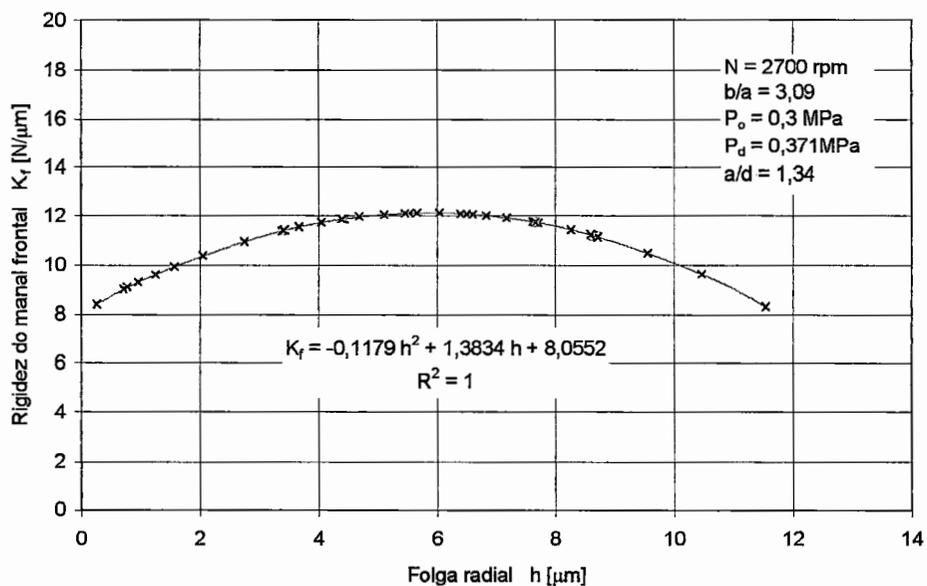


Figura 6.15 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,3 MPa.

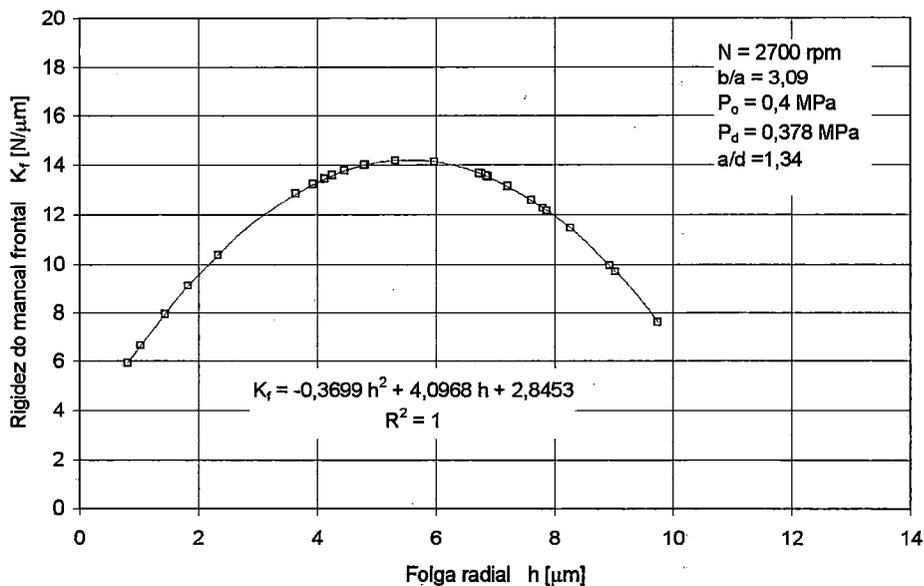


Figura 6.16 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,4MPa.

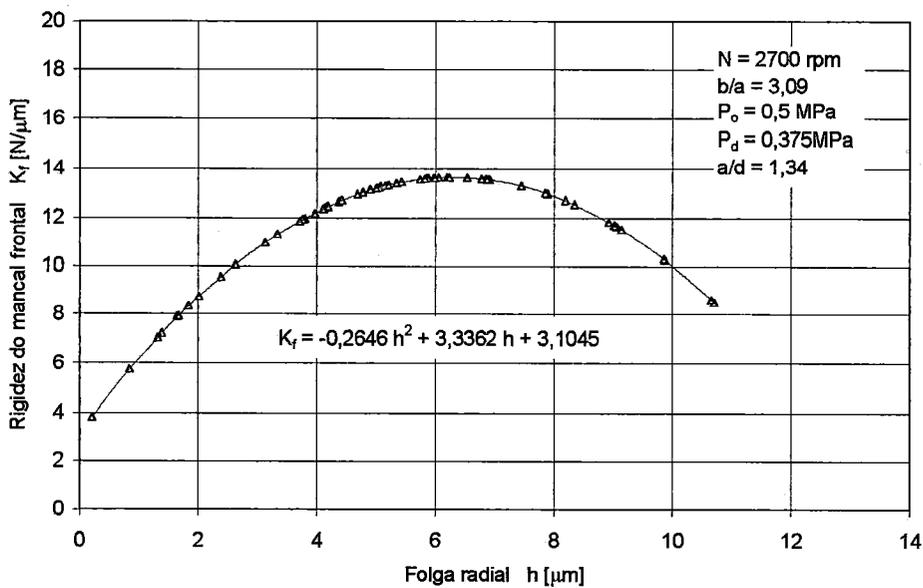


Figura 6.17 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,5 MPa.

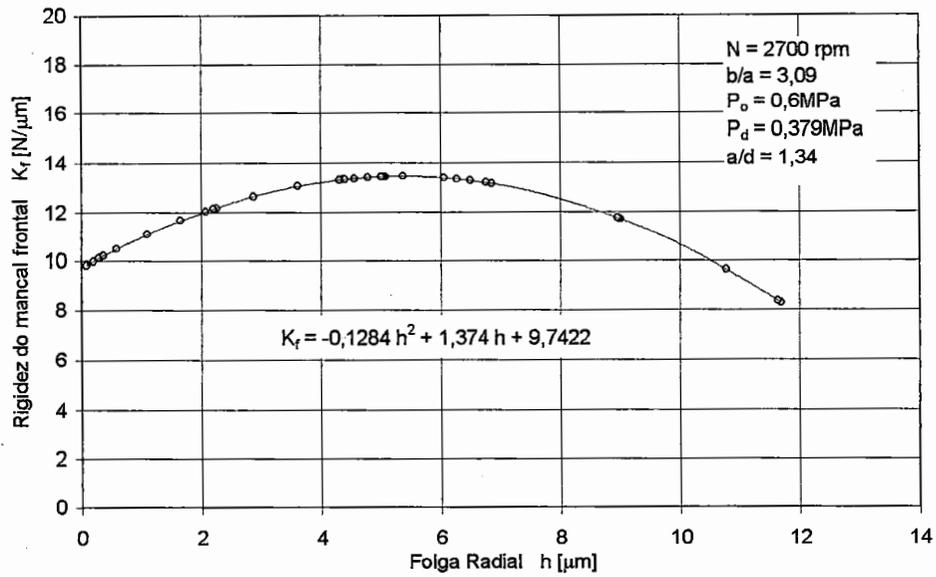


Figura 6.18 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 1 para 0,6 MPa.

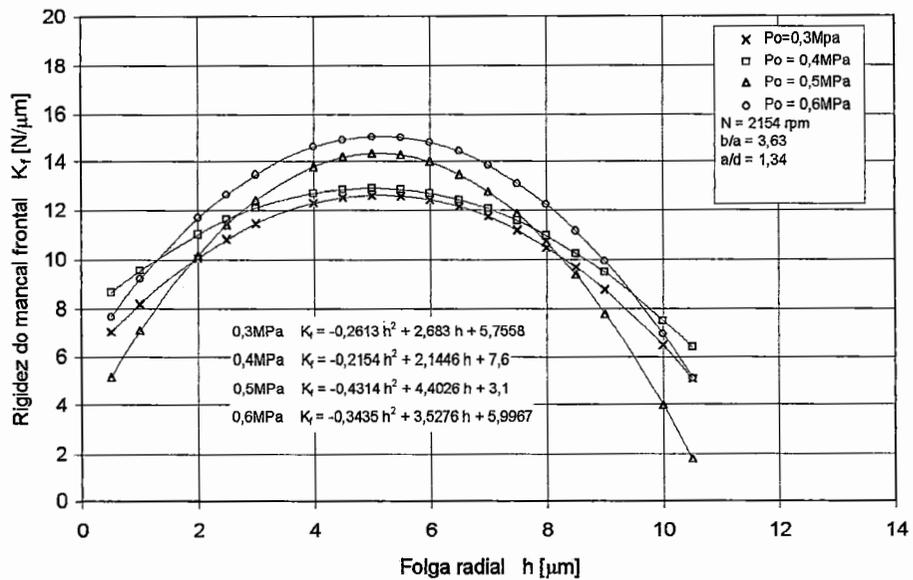


Figura 6.19 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 3.

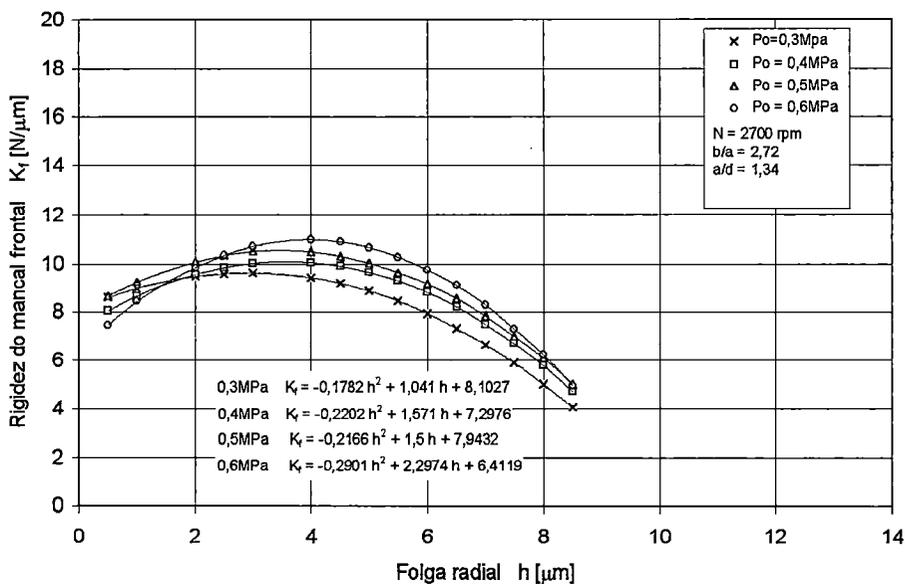


Figura 6.20 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 4.

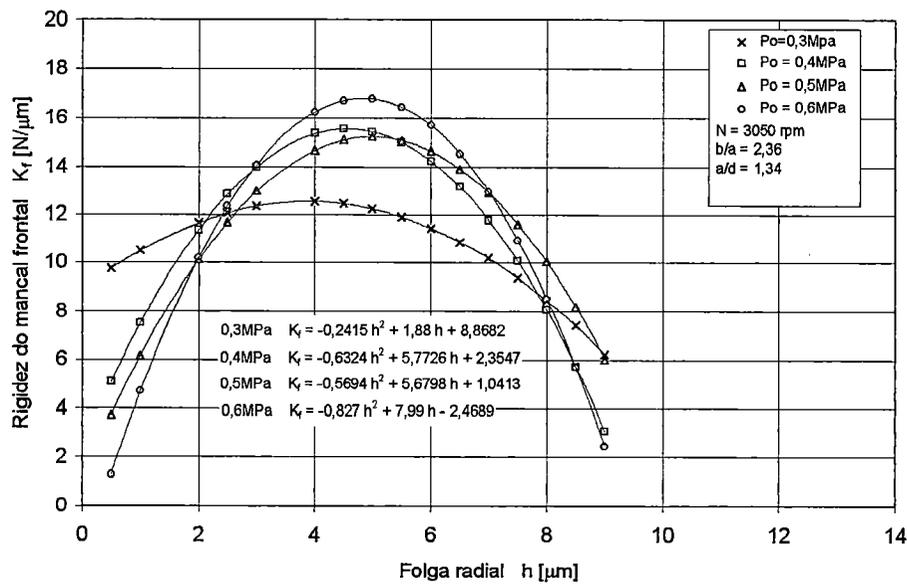


Figura 6.21 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 6.

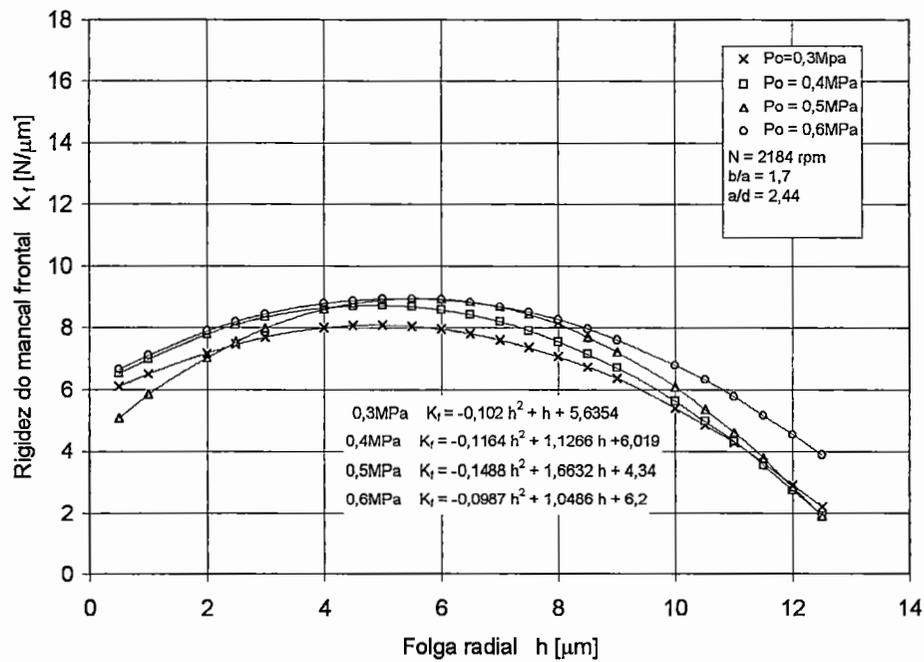


Figura 622 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 2.

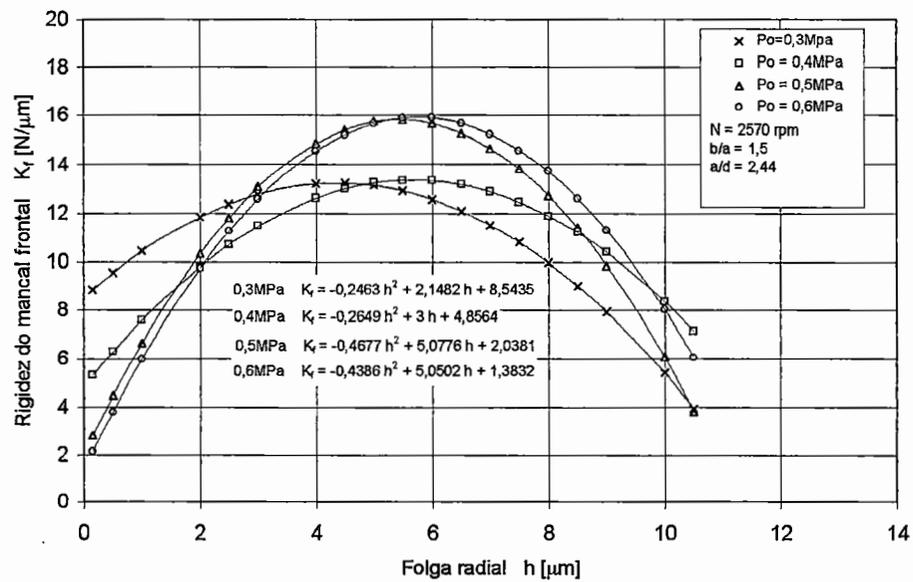


Figura 623 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 5.

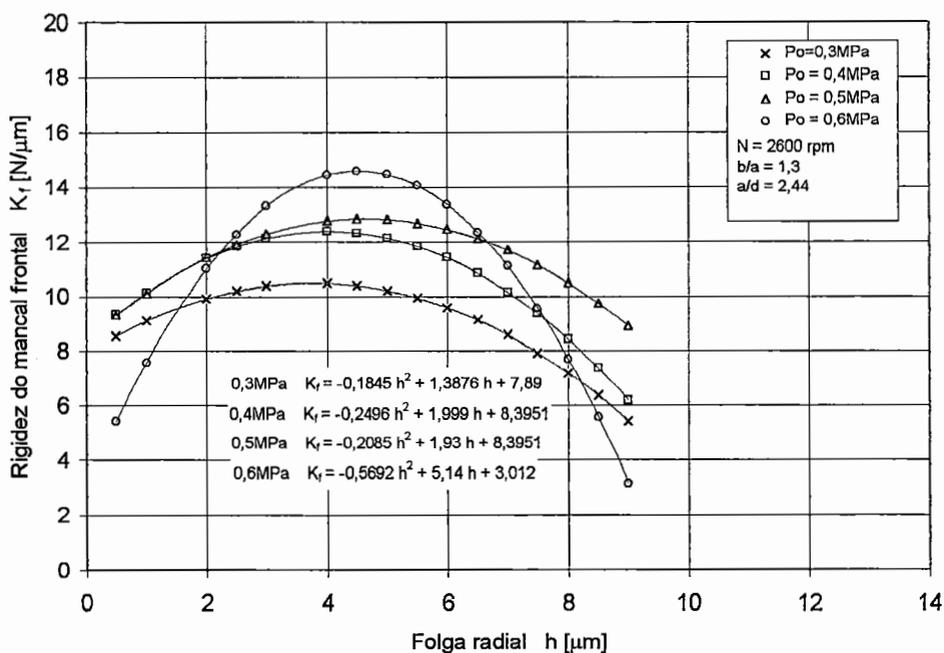


Figura 624 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 8.

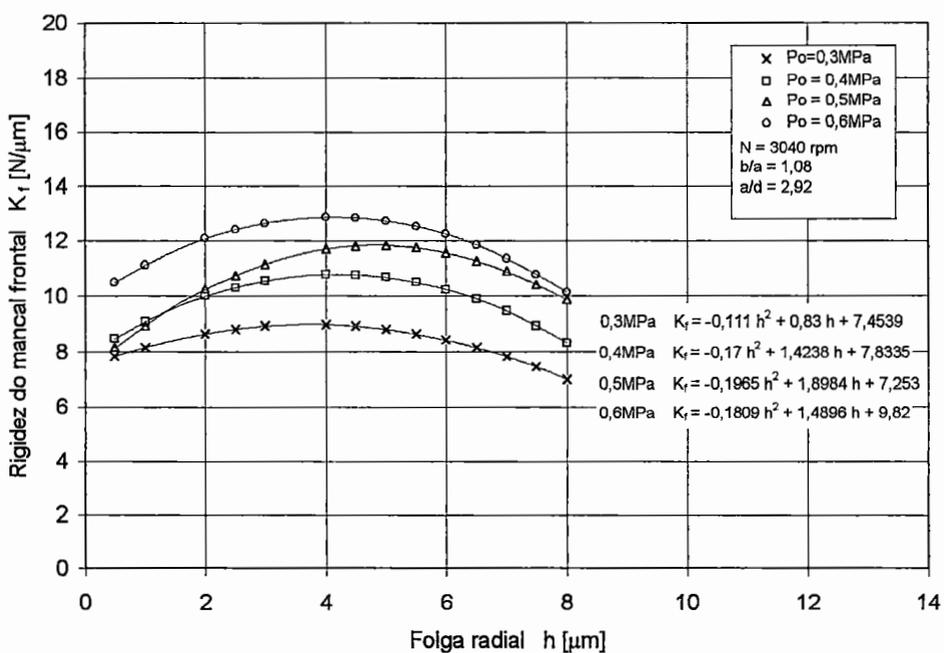


Figura 625 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com o vão 7.

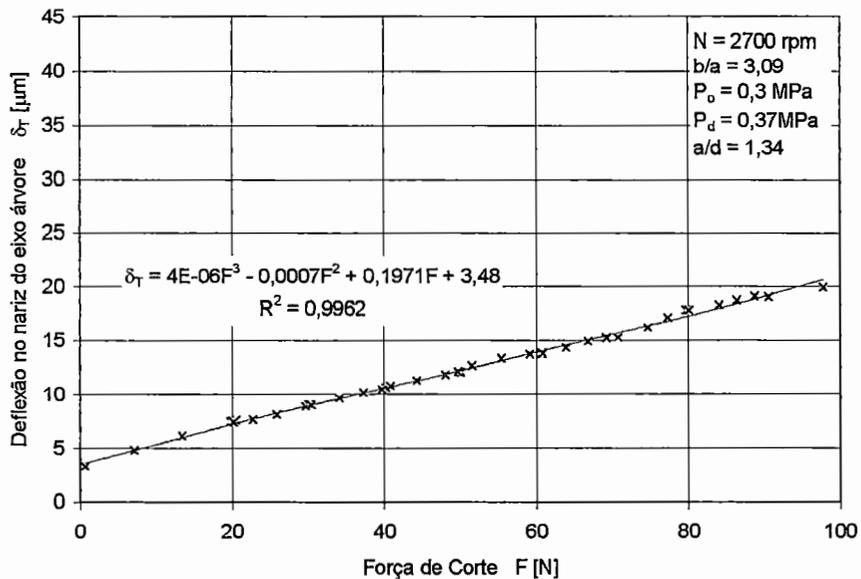


Figura 6.26 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,3 MPa.

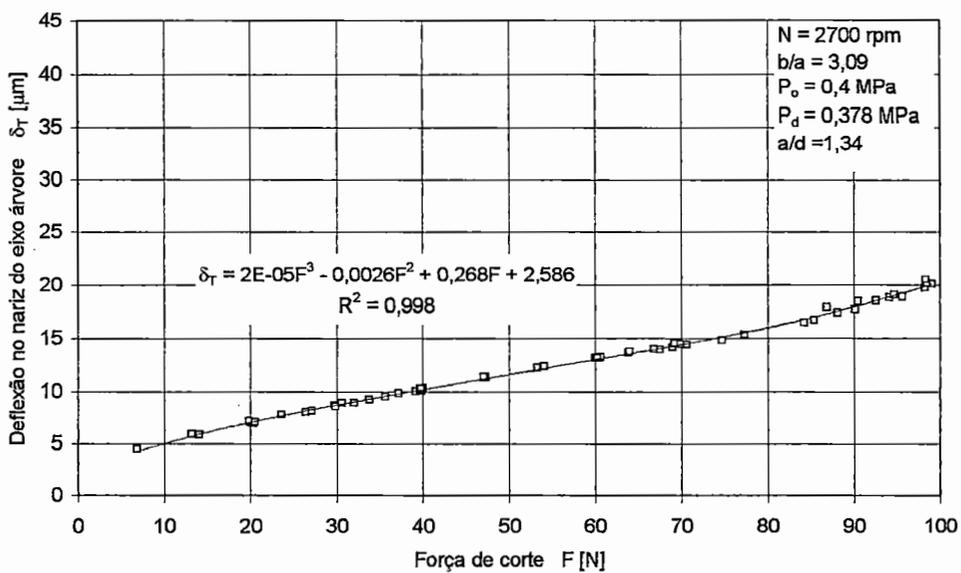


Figura 6.27 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,4 MPa.

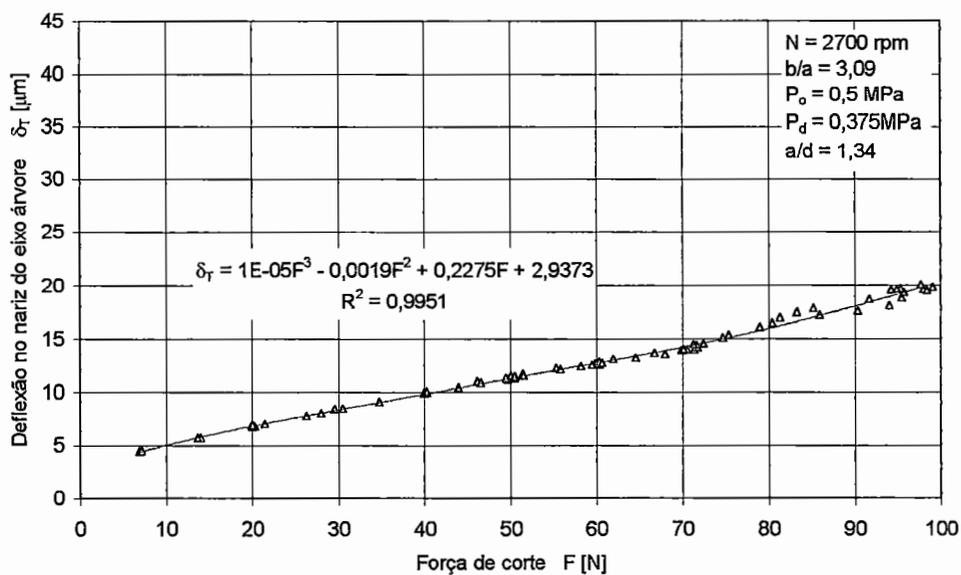


Figura 628 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,5 MPa.

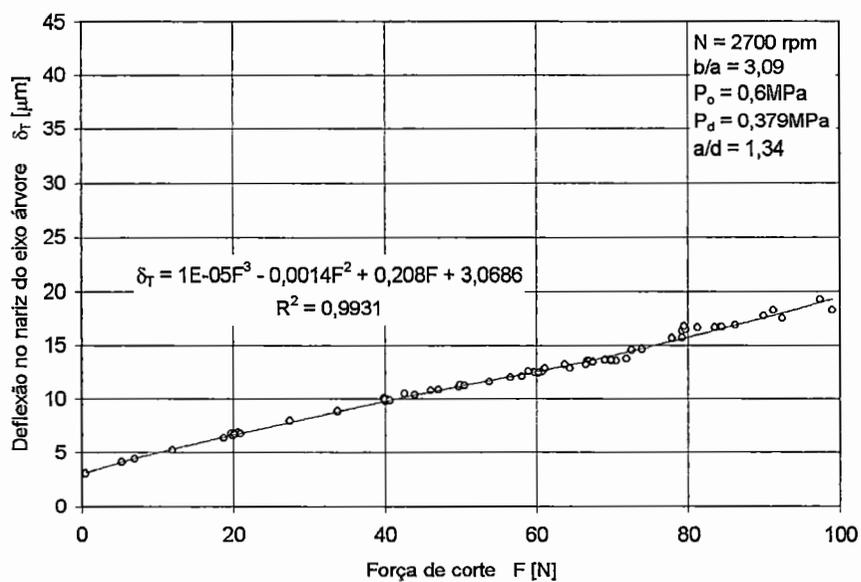


Figura 629 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,6 MPa.

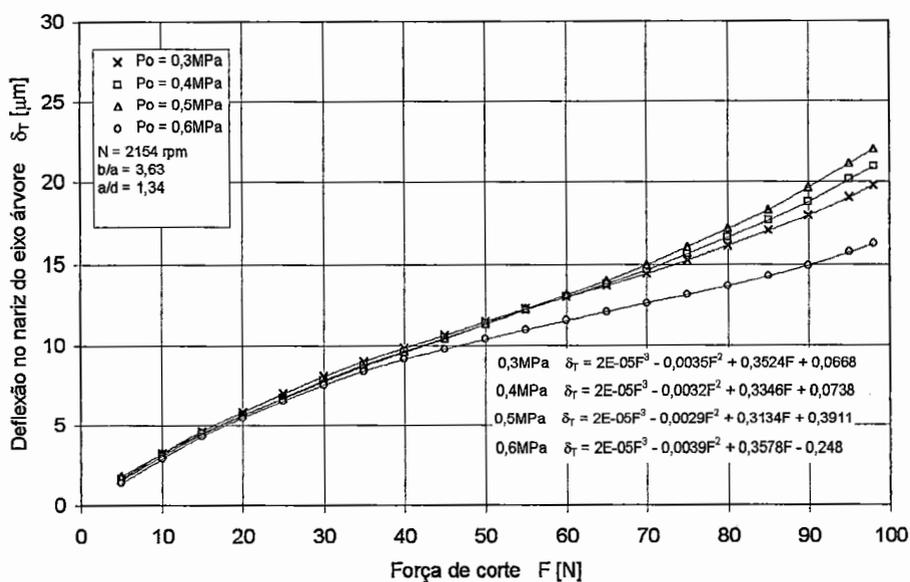


Figura 6.30 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 3.

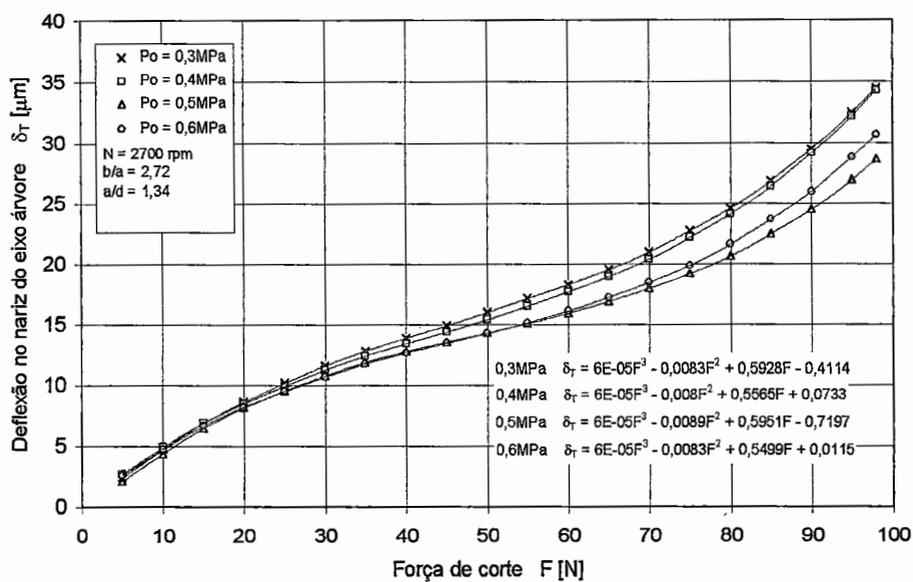


Figura 6.31 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 4.

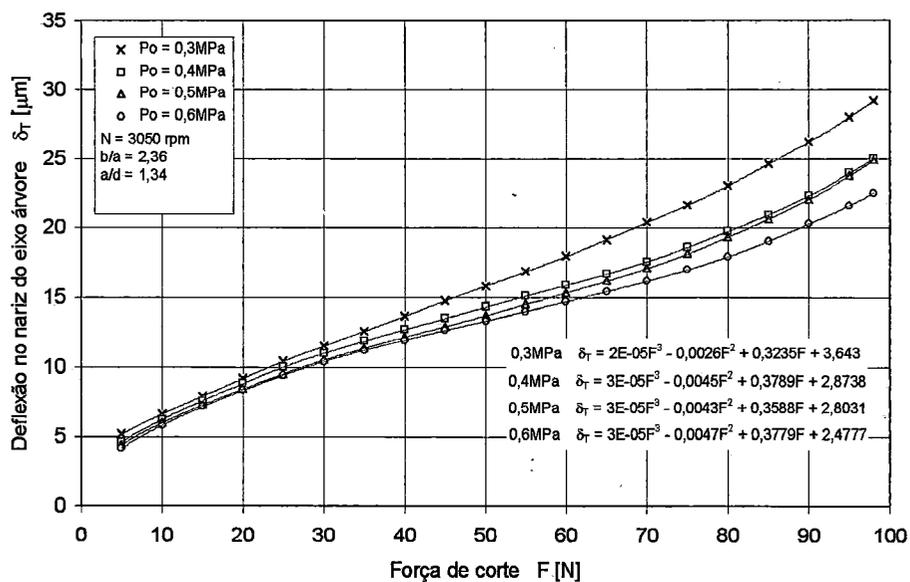


Figura 6.32 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 6.

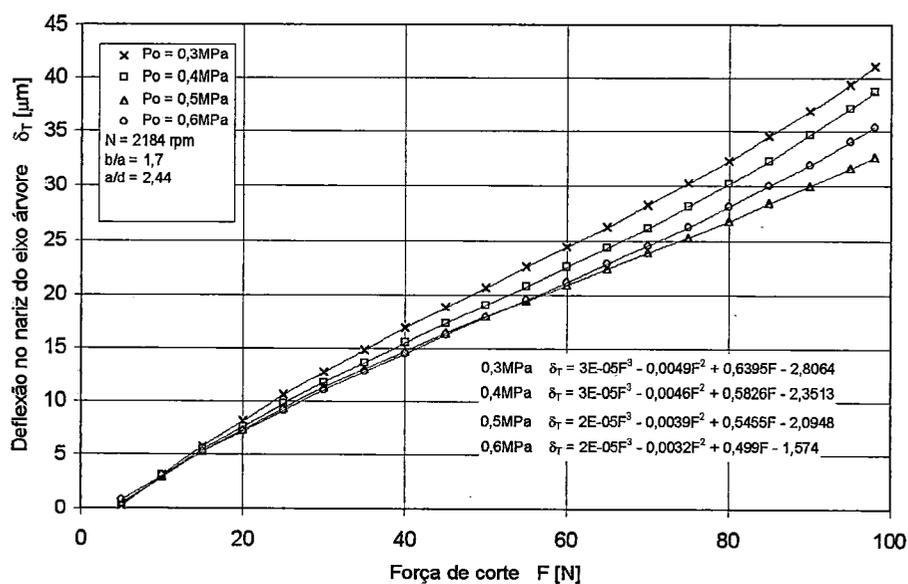


Figura 6.33 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 2.

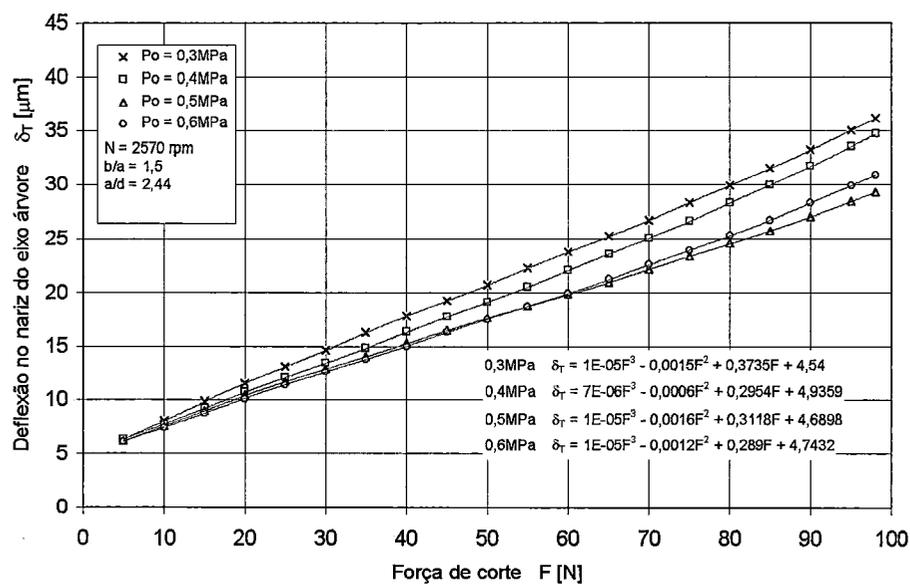


Figura 6.34 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 5.

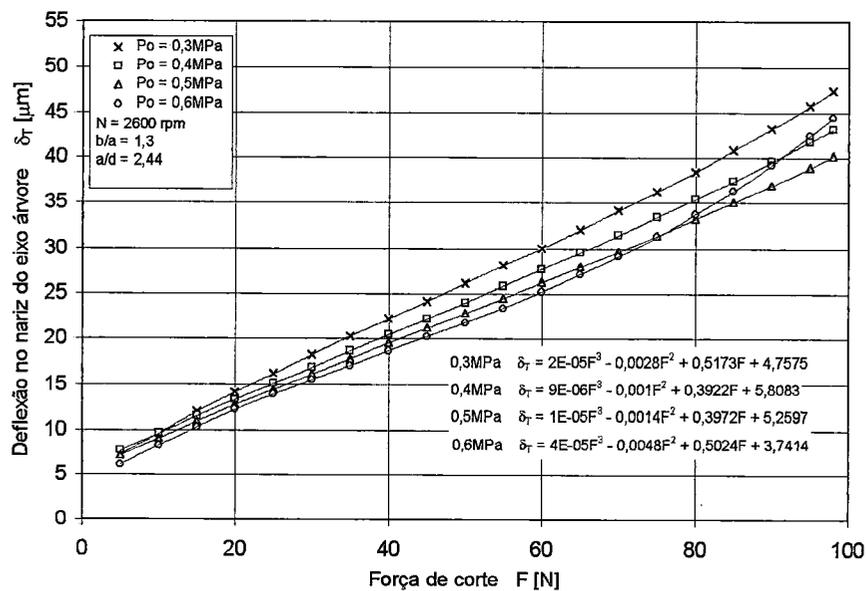


Figura 6.35 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 8.

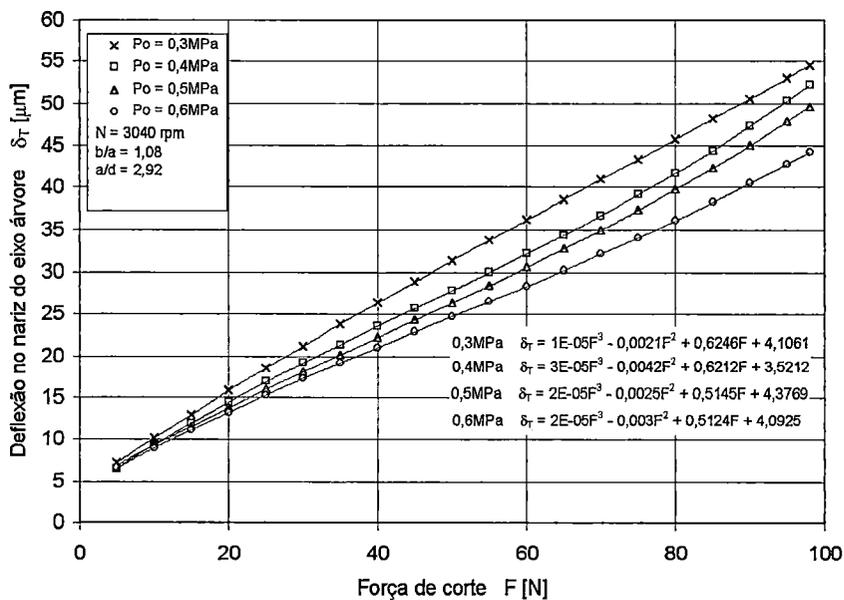


Figura 6.36 - Deflexão no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 7.

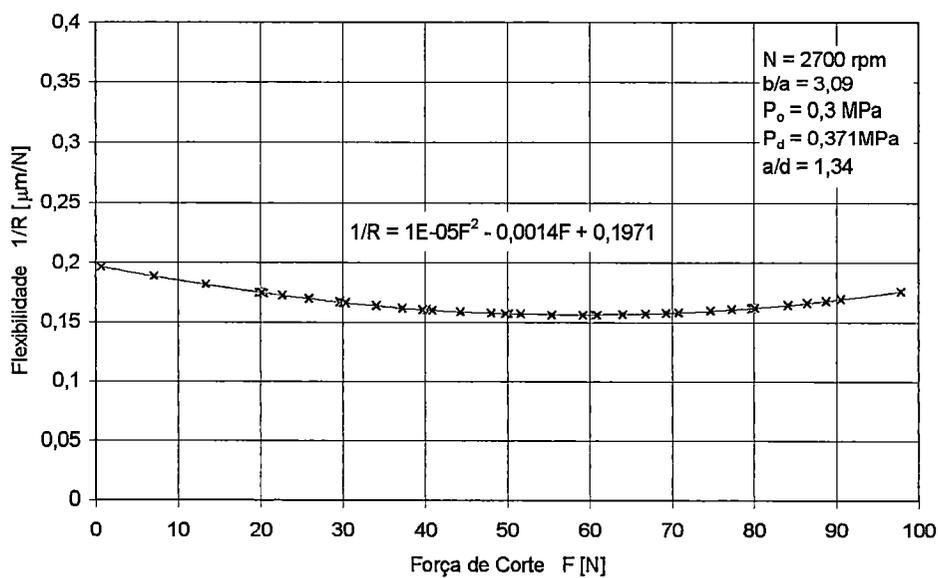


Figura 6.37 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,3 MPa.

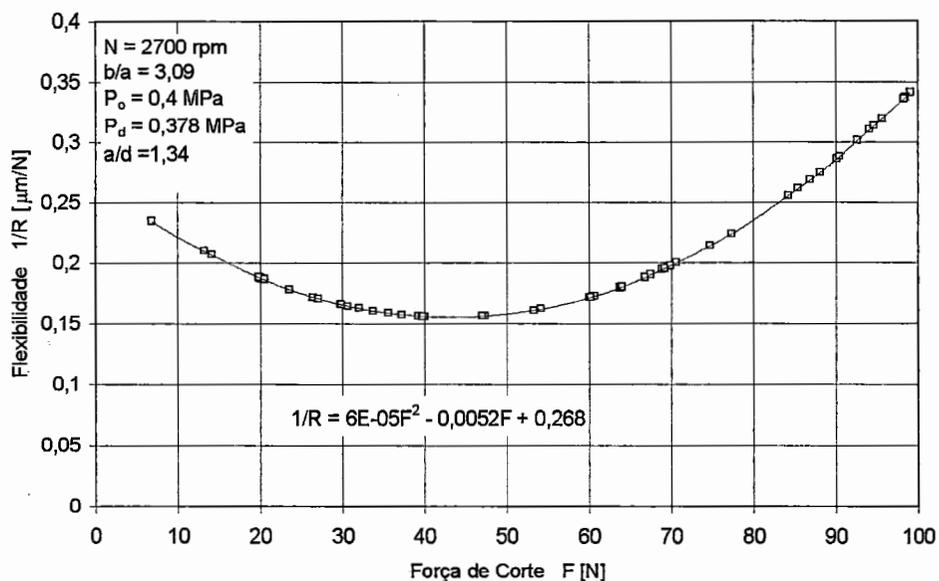


Figura 6.38 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,4 MPa.

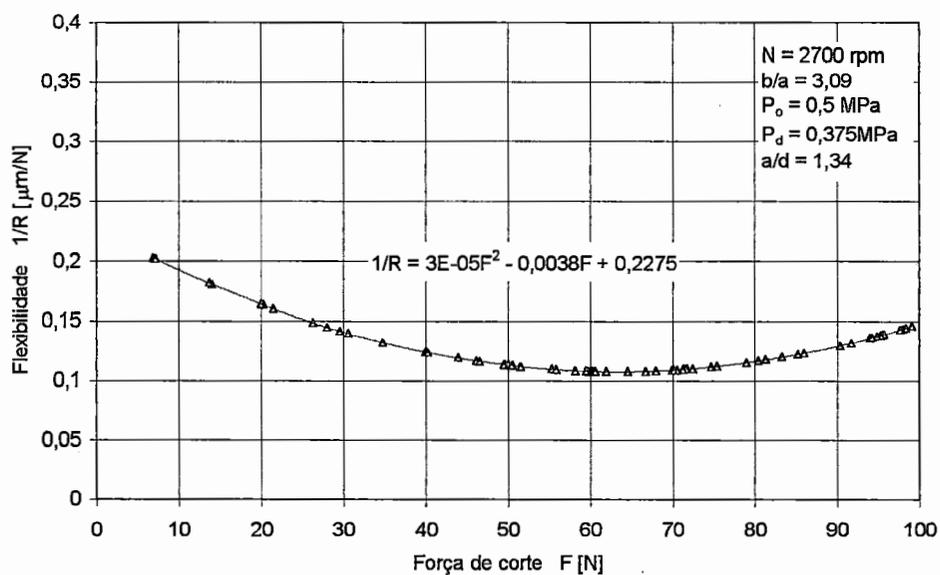


Figura 6.39 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,5 MPa.

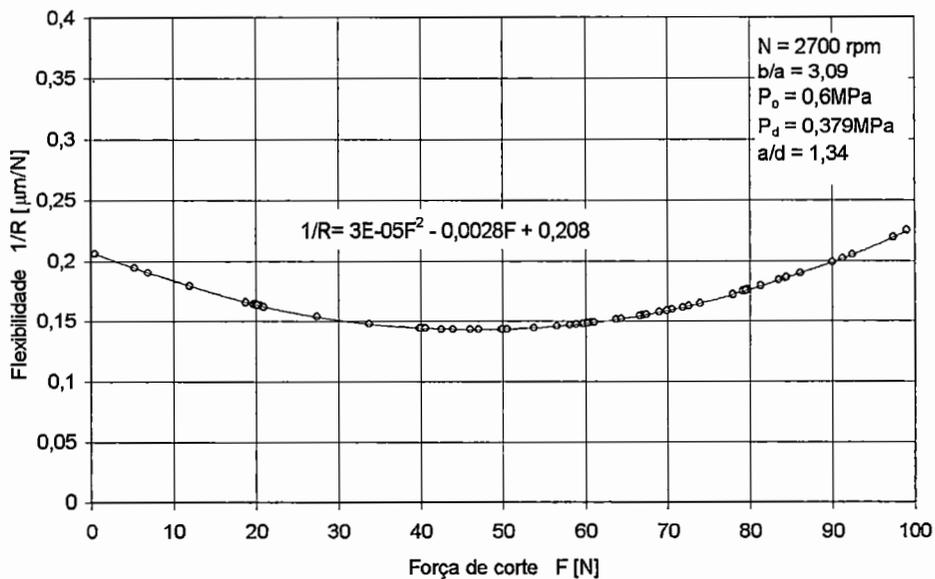


Figura 6.40 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 1 para 0,6 MPa.

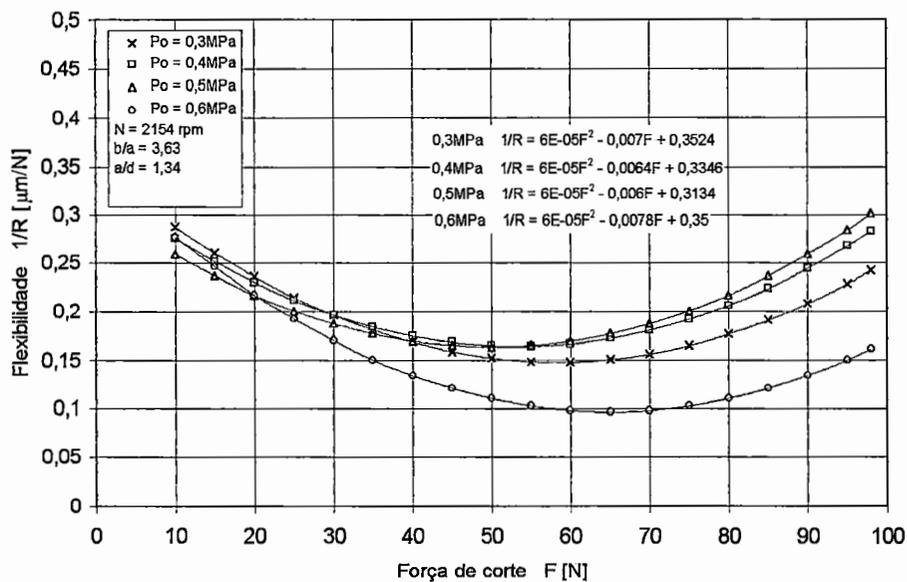


Figura 6.41 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 3.

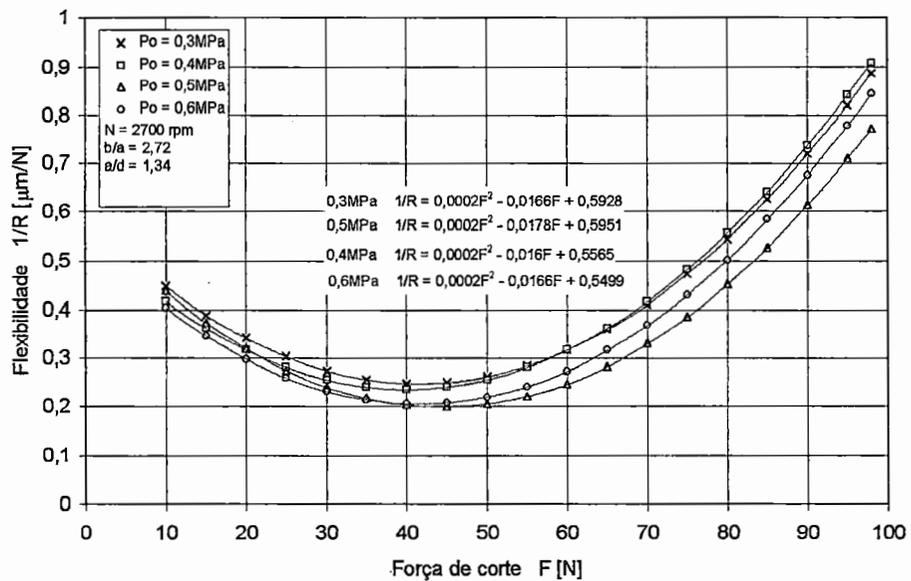


Figura 6.42 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 4.

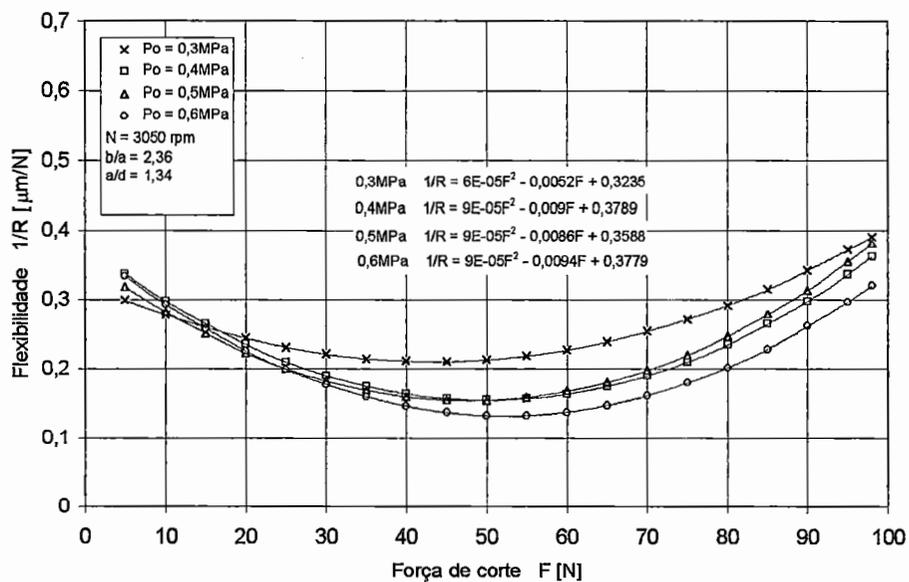


Figura 6.43 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 6.

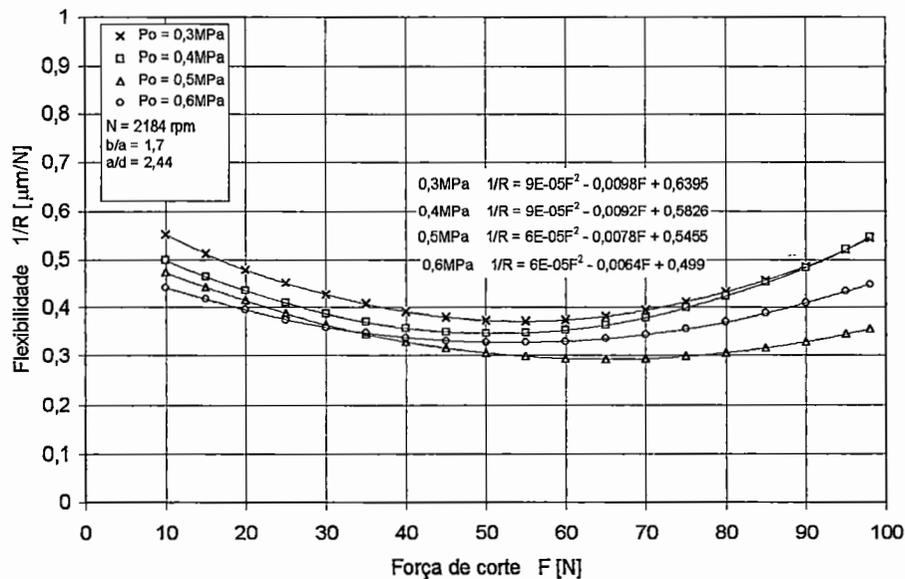


Figura 6.44 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 2.

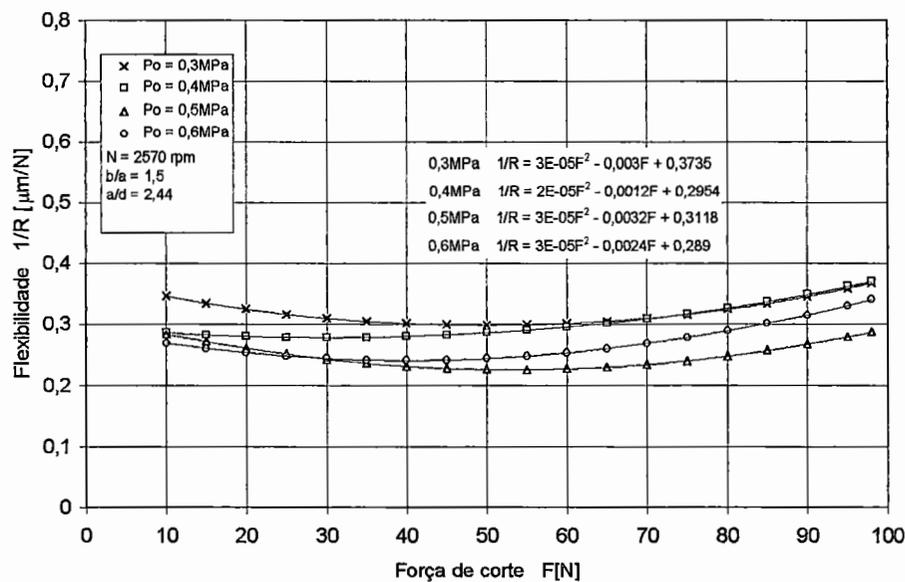


Figura 6.45 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 5.

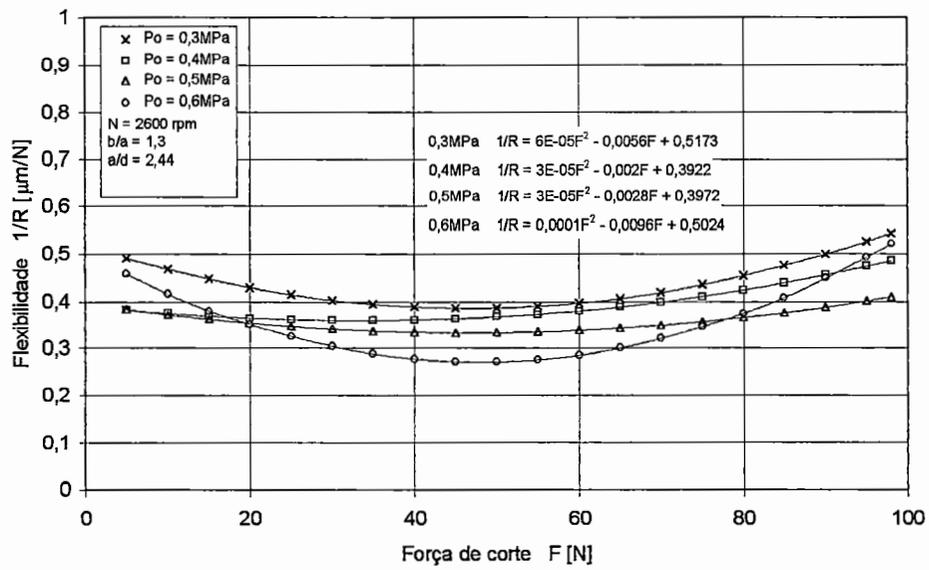


Figura 6.46 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 8.

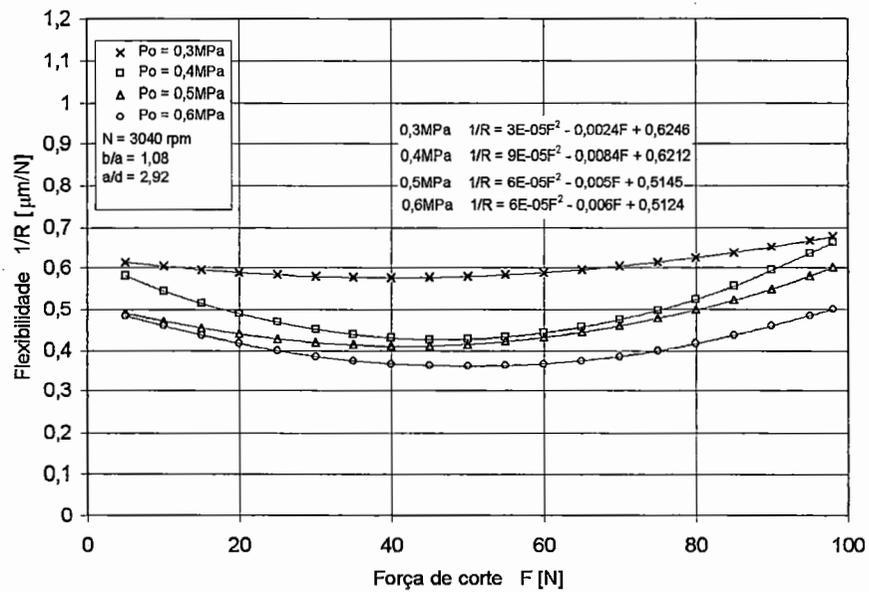


Figura 6.47 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com o vão 7.

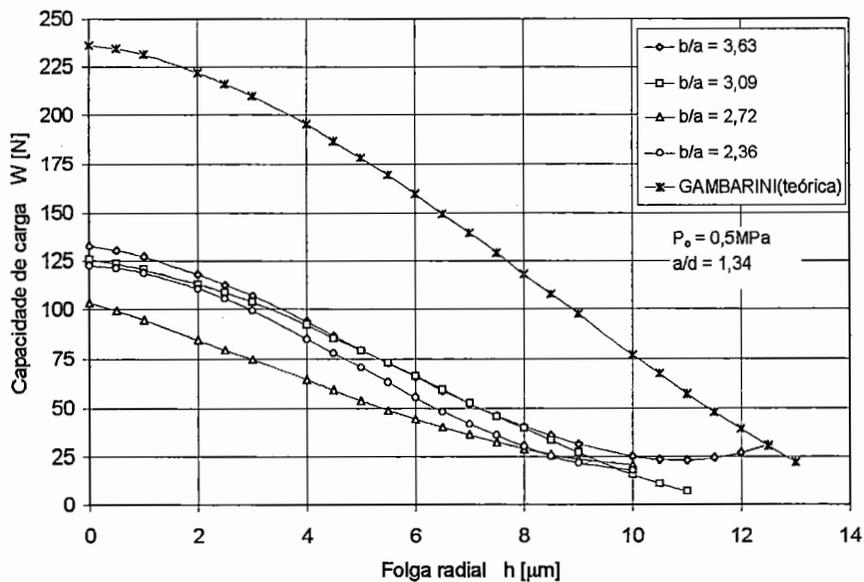


Figura 6.48 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com os vãos 1, 3, 4, 6.

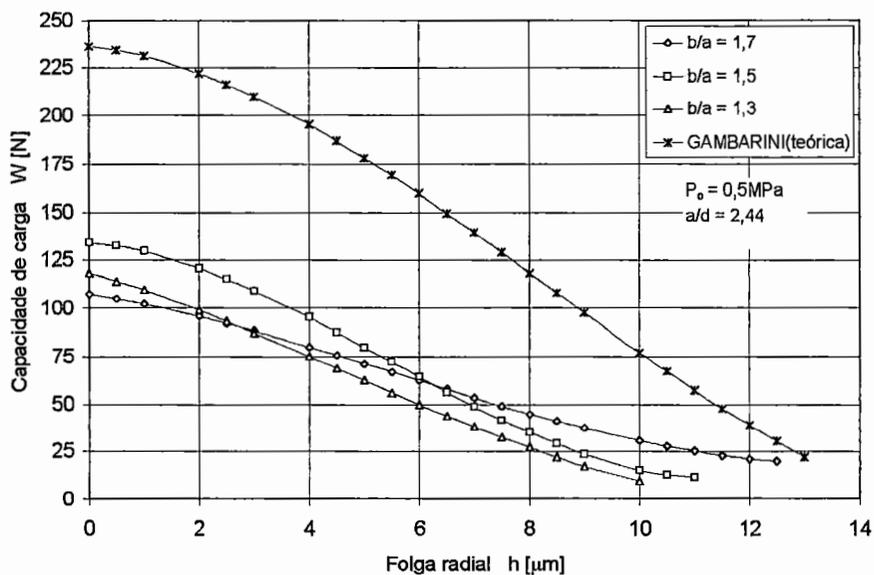


Figura 6.49 - Capacidade de carga x folga radial do mancal frontal com os vãos 2, 5, 8.

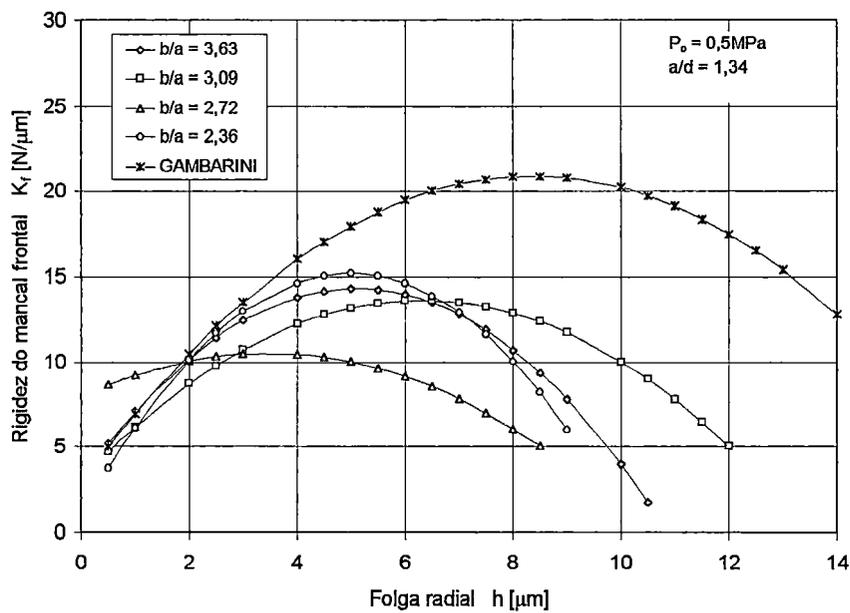


Figura 6.50 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com os vãos 1, 3, 4, 6.

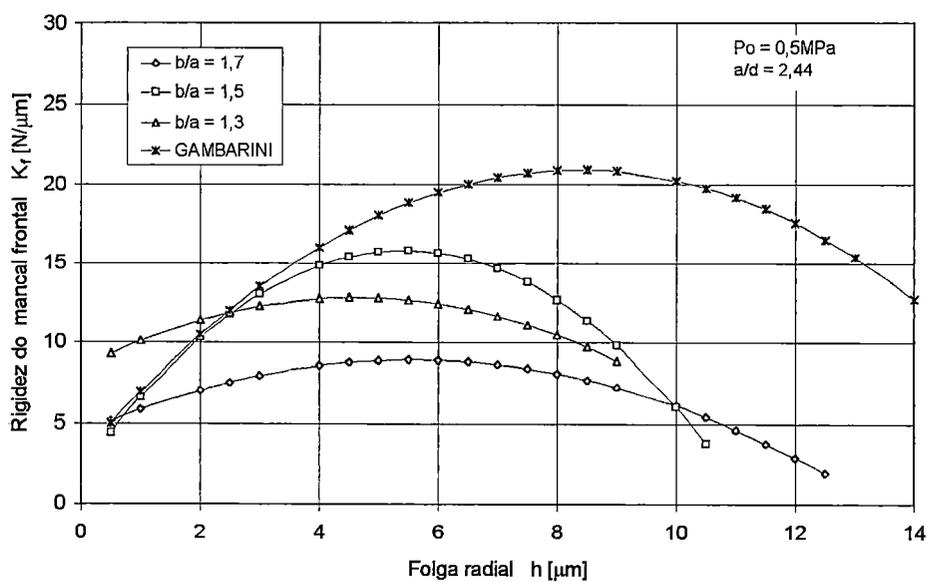


Figura 6.51 - Rigidez x folga radial do mancal frontal com os vãos 2, 5, 8.

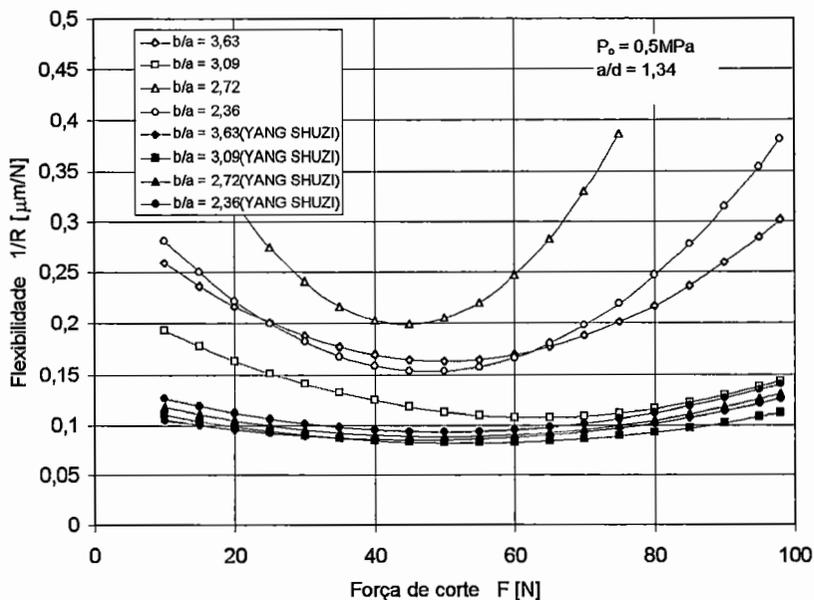


Figura 6.52 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 1, 3, 4, 6. Comparação com os modelos teóricos segundo YANG SHUZI.

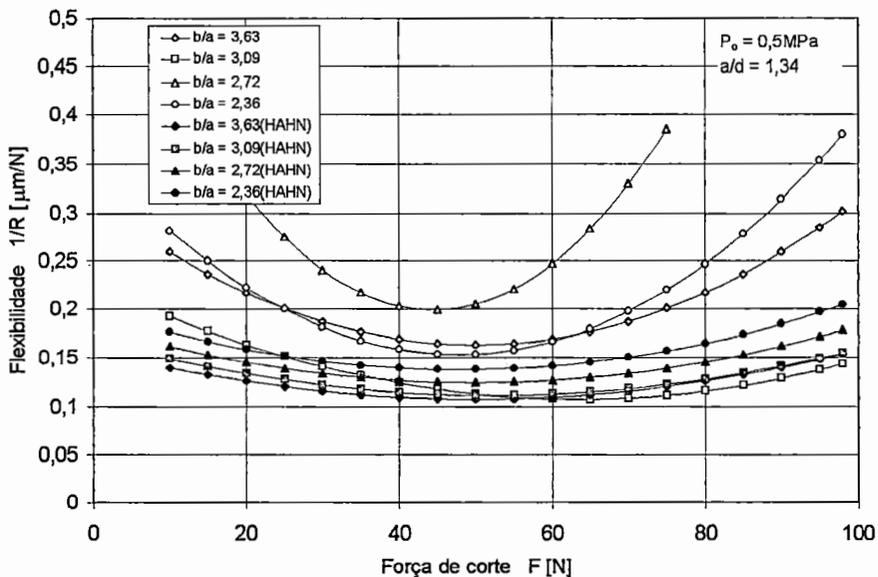


Figura 6.53 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 1, 3, 4, 6. Comparação com os modelos teóricos segundo HAHN.

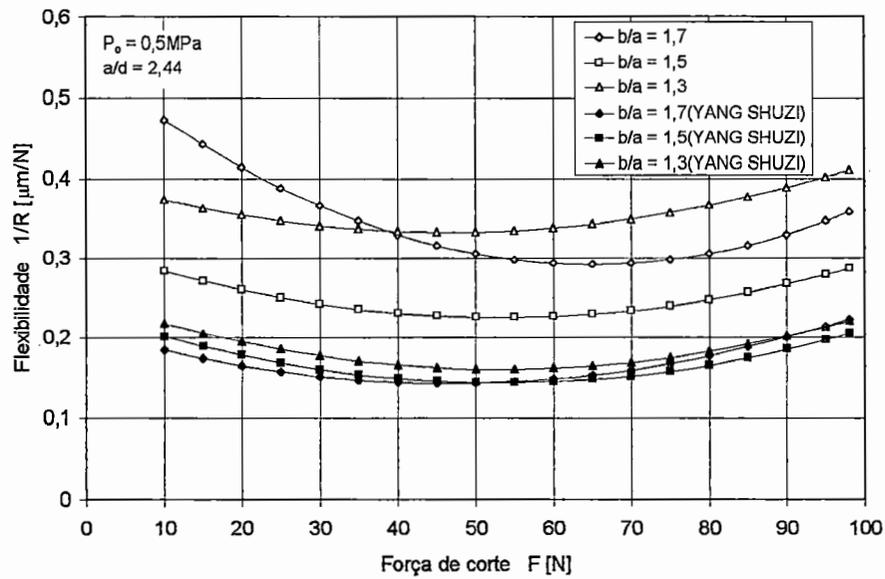


Figura 6.54 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 2, 5, 8. Comparação com os modelos teóricos segundo YANG SHUZI.

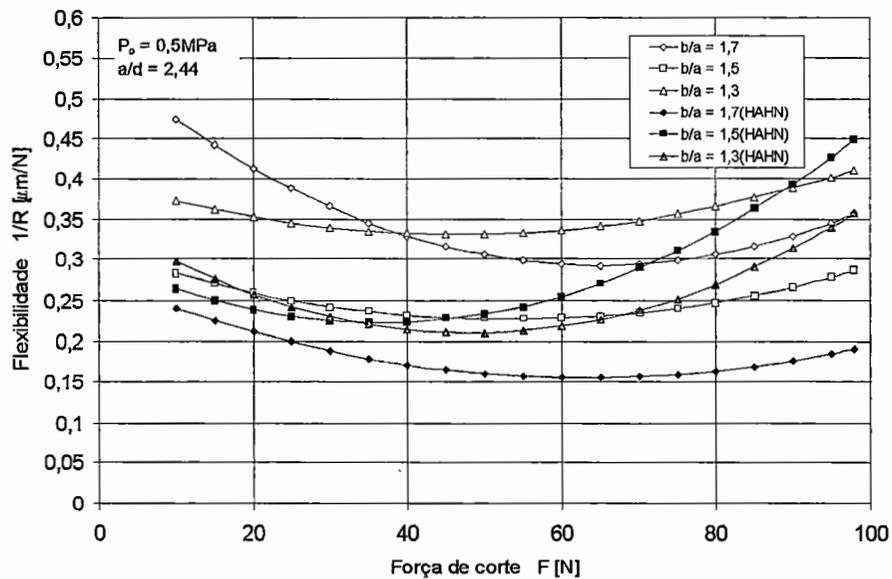


Figura 6.55 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x força de corte com os vãos 2, 5, 8. Comparação com os modelos teóricos segundo HAHN.

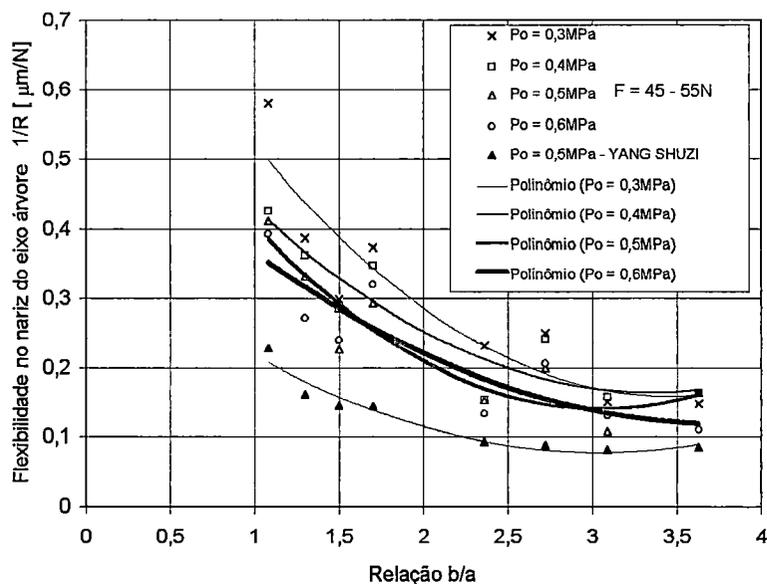


Figura 6.56 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x relação  $b/a$ . Comparação com o modelo teórico segundo YANG SHUZI.

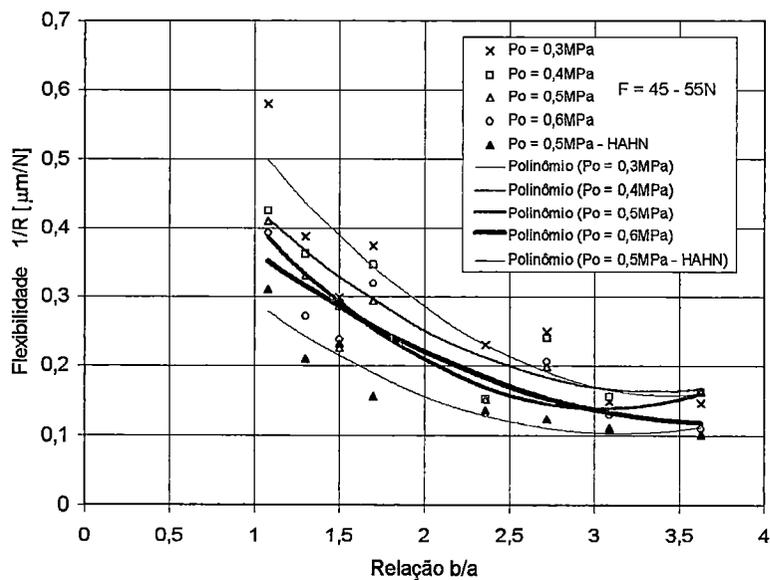


Figura 6.57 - Flexibilidade no nariz do eixo árvore x relação  $b/a$ . Comparação com o modelo teórico segundo HAHN.

## **7. ANÁLISE DOS RESULTADOS**

Neste capítulo, uma análise criteriosa evidencia os resultados obtidos, extraindo informações pertinentes aos parâmetros que influenciam significativamente o desempenho estático dos eixos árvores de máquinas ferramentas equipados com mancais aerostáticos com restritores de orifícios de alimentação. Mostra também, o confronto entre o comportamento das configurações de eixos árvores previstos pelos modelos teóricos de YANG SHUZI (1981) e HAHN (1974), e os obtidos nos ensaios experimentais. Finalmente é estabelecida uma faixa ótima de projeto para os eixos árvores com pressões de alimentação de 0,3 a 0,6 MPa.

### **7.1. Pressão de alimentação**

A pressão de alimentação é um parâmetro fundamental no projeto de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos. A sua influência sobre o desempenho do mancal frontal é evidenciada pelas curvas de capacidade de carga (Figuras 6.4 a 6.14) e rigidez (Figuras 6.15 a 6.25), as quais, de um modo geral, mostram que quanto maior for a pressão de alimentação, tanto maior será respectivamente a capacidade de carga e a rigidez para uma mesma folga de projeto.

As Figuras 6.26 a 6.36 e 6.37 a 6.47, ilustram a influência da pressão de alimentação no comportamento dos eixos árvores, as quais

por sua vez mostram, que quanto maior for a pressão de alimentação, tanto menor será respectivamente a deflexão e flexibilidade (maior rigidez) no nariz do eixo árvore para uma mesma força de corte. Nota-se ainda que o efeito de uma mudança de pressão de alimentação sobre as curvas de capacidade de carga, rigidez, deflexão e flexibilidade, consiste no deslocamento das posições destas, pouco influenciando na sua forma. Isto permite que se analise os outros parâmetros do sistema mancal - eixo árvore para uma mesma pressão de alimentação e extrapole-se que um comportamento semelhante será observado em pressões de alimentação diferentes. Algumas das análises subsequentes, por esse motivo, serão efetuadas apenas para a pressão de alimentação de projeto  $P_0 = 0,5 \text{ MPa}$ .

Observou-se ainda nos eixos árvores com relações  $b/a$  3,09, 2,72, 1,7 e 1,5 para a pressão  $P_0 = 0,6 \text{ MPa}$ , a ocorrência de uma instabilidade conhecida como martelo pneumático o que comprometeu seu desempenho, apresentando como consequência uma flexibilidade no nariz do eixo árvore um pouco maior do que seria realmente, como ilustra as Figuras 6.40, 6.41, 6.44 e 6.45.

## **7.2. Influência da Relação $b/a$ no Desempenho dos Mancais Radiais com Orifícios de Alimentação**

Analisando as Figuras 6.4 a 6.10, nota-se que para a relação  $a/d = 1,34$  as configurações  $b/a = 3,63$  e  $3,09$  apresentam a maior capacidade de carga para uma mesma folga radial, enquanto que a configuração  $b/a = 2,72$  apresentou a menor capacidade de carga para uma mesma folga radial. Já para a relação  $a/d = 2,44$  (Figuras 6.11 a 6.13), a configuração  $b/a = 1,5$  apresentou a maior capacidade de carga respectivamente para uma mesma folga radial. Porém, o parâmetro capacidade de carga por si só não é suficiente para se propor

considerações sobre o desempenho do mancal frontal, pois não se considerou o parâmetro rigidez.

A Tabela 7.1 ilustra os valores de máxima rigidez e capacidade de carga, obtidas com o mancal frontal nas configurações de eixos árvores ensaiadas para  $a/d = 1,34$  e  $2,44$  à uma pressão  $P_0 = 0,5$  MPa. Os valores de capacidade de carga foram obtidos das Figuras 6.6 e 6.8 a 6.13, enquanto os valores da rigidez e folga radial foram obtidos das Figuras 6.17 e 6.19 a 6.24.

Tabela 7.1 - Quadro comparativo entre os valores de capacidade de carga e rigidez obtidas com as configurações de eixos árvores.

Características	Número do vão						
	1	3	4	6	2	5	8
W [N]	66	80	64	70	62	72	63
K [N/ $\mu\text{m}$ ]	13,5	14,3	10,5	15,2	9	15,8	13
h [ $\mu\text{m}$ ]	6	5	4	5	6	5,5	5

Analisando os valores dos vãos 1, 3, 4 e 6 para  $a/d = 1,34$  (Tabela 7.1), nota-se que o mancal frontal do vão 4 não apresentou um bom desempenho, devido a baixa rigidez e capacidade de carga obtidas, comparativamente com as demais. Já o mancal frontal dos vãos 3 e 6 ( $b/a=3,63$  e  $b/a = 2,36$ ), foram as que apresentaram melhor desempenho, embora, o vão 3 ( $b/a = 3,63$ ) apresente uma capacidade de carga 14% maior que o vão 6 ( $b/a = 2,36$ ), sua rigidez é 6% menor. Para a relação  $a/d=2,44$  (vãos 2, 5 e 8) o mancal frontal do vão 5 ( $b/a = 1,5$ ) apresentou o melhor desempenho, com capacidade de carga e rigidez maiores respectivamente 16% e 75% que o vão 2 ( $b/a = 1,7$ ) e 14% e 21 % que o vão 8 ( $b/a = 1,3$ ).

### 7.3. Capacidade de Carga e Rigidez dos Modelos Teóricos e Real para os Mancais Radiais

Das Figuras 6.48 a 6.51, observa-se que os valores experimentais da capacidade de carga e rigidez em função da folga obtidas com o mancal frontal dos vãos 1, 3, 4 e 6 para a relação  $a/d = 1,34$  e vãos 2, 5 e 8 para a relação  $a/d = 2,44$ , encontram-se deslocados da curva teórica. Para avaliar tais desvios, construiu-se a Tabela 7.2 a qual mostra os valores de máxima capacidade de carga e rigidez obtidos com o mancal frontal para os vãos que apresentaram melhor desempenho, isto é, vãos 3 e 6 ( $b/a = 3,63$  e  $2,36$ ) para  $a/d = 1,34$  e vão 5 ( $b/a = 1,5$ ) para  $a/d = 2,44$ .

Tabela 7.2 - Quadro comparativo entre os valores obtidos com o modelo real e teórico para os vãos 3, 6 e 5.

Modelo	Características		
	$h$ [ $\mu\text{m}$ ]	$W$ [N]	$K$ [N/ $\mu\text{m}$ ]
$b/a = 3,63$	5	80	14,3
$b/a = 2,36$	5	70	15,2
$b/a = 1,5$	5,5	72	15,8
Teórico	8	118	21

A Tabela 7.2 mostra que o modelo teórico sugerido por GAMBARINI (1976), apresenta uma previsão de desempenho do mancal frontal um pouco além do que pode ser obtido realmente. A configuração que mais se aproximou do modelo teórico foi a o vão 5 ( $b/a = 1,5$ ) que apresentou maior rigidez, embora sua capacidade de carga seja 11% menor que o vão 3 ( $b/a = 3,63$ ), que por sua vez apresentou uma rigidez 10% menor.

Conforme discutido no capítulo 2 estas discrepâncias ocorrem devido as simplificações dos modelos matemáticos e das equivalências. Segundo POWELL (1970), a variação entre a capacidade de carga e rigidez predita nos modelos teóricos e aquela obtida através dos ensaios, pode atingir em torno de 30%.

#### **7.4. Influência da Relação $b/a$ no Desempenho dos Eixos Árvores Equipados com Mancais Aerostáticos**

A relação geométrica  $b/a$  (vão entre mancais / comprimento em balanço) é considerada como um dos parâmetros mais críticos no projeto de eixos árvores de máquinas ferramentas. Sua escolha apropriada proporciona um excelente desempenho ao eixo árvore, porém, valores impróprios de  $b/a$  proporcionam excessivas deflexões no nariz do eixo árvore, comprometendo desta forma o desempenho do par tribológico mancal - eixo árvore.

Analisando de modo geral as Figuras 6.39 e 6.41 a 6.46, nota-se que com a relação  $a/d = 1,34$  a configuração  $b/a = 3,09$  (Vão 1), foi a que apresentou menor flexibilidade (Maior rigidez) no nariz do eixo árvore para uma mesma força de corte, enquanto com a relação  $a/d = 2,44$  a configuração  $b/a = 1,5$  (vão 5) apresentou a menor flexibilidade no nariz do eixo árvore para uma mesma força de corte.

Entretanto, para uma análise mais precisa construiu-se a Tabela 7.3, a qual mostra os valores de mínima flexibilidade no nariz do eixo árvore obtidas das Figuras 6.39 e 6.41 a 6.46 com a correspondente força de corte à uma pressão  $P_o = 0,5$  MPa.

Tabela 7.3 - Quadro comparativo entre os valores de flexibilidade obtidas com as configurações de eixos árvores.

Características	Número do vão						
	1	3	4	6	2	5	8
1/R [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]	0,107	0,165	0,199	0,154	0,293	0,226	0,332
$K_{\text{Aero}}$ [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	9,34	6	5	6,5	3,41	4,41	3
F [N]	55	60	45	50	60	55	50
a/d	1,34				2,44		

A Tabela 7.3 mostra que as menores flexibilidades (máxima rigidez) no nariz do eixo árvore ocorrem com os vãos 1 e 6 ( $b/a = 3,09$  e  $2,36$ ) para uma relação  $a/d = 1,44$ , embora, a rigidez do vão 1 seja 43% maior. Os vãos 2, 5 e 8 ( $b/a = 1,7$ ,  $1,5$  e  $1,3$ ) não apresentaram um bom desempenho devido as mais altas flexibilidade (menores rigidez) apresentadas. Portanto até aqui conclui-se que uma ótima relação  $b/a$  no projeto de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos com restritores de orifícios de alimentação situa-se entre  $2,36$  e  $3,09$ .

### 7.5. Curvas de Flexibilidade dos Modelos Teóricos e Real

Neste ponto torna-se necessário confrontar as características de desempenho obtidas nos ensaios experimentais com as configurações de eixos árvores com as previstas nos modelos teóricos, a fim de que se possa avaliar a precisão destes.

Das Figuras 6.52 a 6.55 observa-se, que os valores experimentais da flexibilidade em função da força de corte obtidas nos ensaios encontram-se um pouco deslocadas das curvas teóricas, embora a

tendência de inclinação das curvas sejam bastante próximas, excetuando-se a relação  $b/a = 2,72$  que apresentou a maior deformação no nariz do eixo árvore. Para avaliar tais desvios, construiu-se a Tabela 7.4, a qual mostra os valores de mínima flexibilidade (máxima rigidez) no nariz do eixo árvore obtidas com alguns dos modelos teóricos e real.

Tabela 7.4 - Quadro comparativo entre os valores da flexibilidade obtidos com o modelo real e os modelos teóricos com os vãos 1, 5 e 6.

Modelo	Vão 1		Vão 6		Vão 5	
	1/R[ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]	F[N]	1/R[ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]	F[N]	1/R[ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]	F[N]
Real	0,107	55	0,153	50	0,226	55
YANG SHUZI	0,0821	50	0,0936	50	0,145	50
HAHN	0,111	50	0,137	50	0,233	50

A Tabela 7.4 evidencia a grande divergência entre os modelos teóricos existentes na literatura para o cálculo da flexibilidade no nariz do eixo árvore, com variações entre eles de 35%, 46% e 60% respectivamente para os vãos 1, 6 e 5, o que vem de certa forma fortalecer a confiabilidade nos resultados experimentais obtidos nos ensaios.

O modelo proposto por YANG SHUZI (1981), apresentou uma previsão um pouco além do que foi obtida realmente, com variações de 30%, 60% e 55% respectivamente para os vãos 1, 6 e 5. Já o modelo proposto por HAHN (1974), por sua vez, foi o que mais se aproximou do modelo real, apresentando uma previsão menor (menos rígido) para os vãos 1 e 5 com variações de 3,7% e 3,2% respectivamente, e um pouco além (mais rígido) com variação de 11% para o vão 6.

## 7.6. Influência da Relação $a/d$ no Comportamento dos Eixos Árvores Equipados com Mancais Aerostáticos

Outro parâmetro geométrico que influencia a rigidez total no nariz do eixo árvore é a relação comprimento em balanço/diâmetro da árvore ( $a/d$ ). Para avaliar mais precisamente essa influência construiu-se a Tabela 7.5, a qual mostra os valores de máxima rigidez no nariz do eixo árvore com a respectiva força de corte para os vãos 6, 7 e 8. Os valores foram obtidos das Figuras 6.43, 6.46 e 6.47 onde variou-se, o comprimento em balanço mantendo-se constante o diâmetro do eixo.

Tabela 7.5 - Quadro comparativo entre os valores de máxima rigidez obtidas com os vãos 6, 8 e 7.

Características	Número do vão		
	6	8	7
$1/R$ [ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]	0,154	0,332	0,411
$K_{\text{Aero}}$ [ $\text{N}/\mu\text{m}$ ]	6,5	3	2,44
$F$ [ $\text{N}$ ]	50	50	45
$a/d$	1,34	2,44	2,92

A Tabela 7.5 evidencia que há uma razoável decréscimo da rigidez no nariz do eixo árvore com o aumento relação comprimento em balanço/diâmetro da árvore. Portanto deve-se evitar o projeto de eixos árvores com grandes porções em balanço, concluindo-se desta forma que a relação  $a/d$  ótima no projeto de eixos árvores com mancais aerostáticos de orifícios de alimentação situa-se em torno de  $a/d = 1,34$ .

### 7.7. Diagramas Ótimos para o Projeto de Eixos Árvores Equipados com Mancais Aerostáticos e Comparação com os Modelos Teóricos

As discussões conduzidas até aqui neste Capítulo evidenciam a extrema importância da relação  $b/a$  no projeto de eixos árvores de precisão, desta forma, valores impróprios de  $b/a$  conduzem a excessivas deflexões no nariz do eixo árvore, apresentando conseqüentemente uma baixa rigidez, afetando significativamente a conformidade dimensional e qualidade superficial da peça obra.

Portanto neste ponto torna-se necessário uma análise mais abrangente da flexibilidade no nariz do eixo árvore, estendendo-se, para todas pressões de alimentação utilizadas nos ensaios, isto é, 0,3 a 0,6 MPa. As Figuras 6.56 e 6.57 ilustram a flexibilidade no nariz do eixo árvore em função de uma ótima relação  $b/a$ . Junto com essas curvas encontram-se os modelos teóricos propostos por YANG SHUZI (1981) e HAHN (1974) à uma pressão de alimentação  $P_o = 0,5$  MPa. Os valores mínimos da flexibilidade obtidas nos ensaios para cada pressão de alimentação foram obtidos das Figuras 6.37 a 6.47, enquanto que os valores teóricos mínimos segundo YANG SHUZI (1981) e HAHN (1974) à pressão  $P_o = 0,5$  MPa, foram obtidos das Figuras 6.52 a 6.55.

Analisando as Figuras 6.56 e 6.57 nota-se que a pressão de alimentação aumenta com o decréscimo da flexibilidade, excetuando-se a faixa entre  $b/a = 1,75$  a  $2,8$  à pressão  $P_o = 0,6$  MPa devido ao fenômeno denominado martelo pneumático. Pode-se notar também que a tendência de inclinação das curvas é praticamente a mesma para todas as pressões de alimentação inclusive para os modelos teóricos, proporcionando uma faixa ótima de projeto da relação  $b/a$  praticamente idêntica para todas as pressões situando-se em torno de  $2,9$  a  $3,1$ . Isto vem a fortalecer a confiabilidade dos resultados obtidos. Pode-se notar ainda nas Figuras 6.56 e 6.57 a

divergência entre os modelos teóricos existentes na literatura, desta forma, o modelo proposto por HAHN (1974) foi o que mais se aproximou do modelo real.

## 8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste trabalho, apresentou-se a tecnologia adquirida no projeto e estudo do par tribológico mancal aerostático - eixo árvore, ressaltando-se a consecução de modo satisfatório dos objetivos propostos, no que concerne ao projeto e construção de um banco de ensaios informatizado, elaboração de uma estratégia ótima de projeto e análise experimental das configurações de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos com restritores de orifícios de alimentação. Com os resultados experimentais obtidos na forma de equações e diagramas de projeto, espera-se ter contribuído no sentido de suprir a carência de informações existentes na literatura, constituindo-se dessa forma, uma indispensável ferramenta para engenheiros e projetistas no que se refere ao projeto de eixos árvores de precisão equipados com mancais aerostáticos. Mostrou-se também as principais dificuldades encontradas na viabilização deste trabalho, assim como, as soluções para sobrepô-las de forma a abrir novos caminhos para futuras investigações. Dentro dos estreitos limites estabelecidos na estratégia de seleção desenvolvida para o par tribológico mancal - eixo árvore, confrontou-se os resultados experimentais com os teóricos obtidos através da metodologia de projeto desenvolvida, colocando o objeto em estudo próximo às existentes. Avaliou-se experimentalmente o sistema mancal aerostático - eixo árvore, relativamente ao seu comportamento em função das variáveis pressão de alimentação, distância entre mancais, comprimento em balanço e diâmetro da árvore, apresentando como resultados informações incentivadoras para a

continuidade dessa linha de pesquisa.

### 8.1. Conclusões

As conclusões do presente trabalho resumem-se nas seguintes:

- a) na carência de informações para o cálculo do par tribológico eixo árvore - mancal aerostático, encontrou-se estreita semelhança entre o equacionamento obtido nos ensaios com o modelo utilizado que rege o comportamento de eixos árvores com mancais de elementos rolantes obtido através da revisão bibliográfica, excetuando-se o parâmetro rigidez do mancal, o único distinto entre os dois modelos;
- b) nos experimentos realizados no banco de ensaios informatizado, a capacidade de carga e rigidez do mancal frontal aumentaram com o acréscimo da pressão de alimentação;
- c) a flexibilidade no nariz do eixo árvore, obtida a partir das curvas de deflexão total em função da força de corte diminuiu com o acréscimo da pressão de alimentação;
- d) o mancal frontal dos vãos 3 e 6 ( $b/a = 3,63$  e  $2,36$ ) foram os que revelaram melhor comportamento nos ensaios para a relação  $a/d = 1,34$ , enquanto que para  $a/d = 2,44$  o vão 5 ( $b/a = 1,5$ ), foi o que revelou o melhor desempenho;
- e) o mancal frontal do vão 5 ( $b/a = 1,5$ ) foi o que mais se aproximou do comportamento teórico previsto por GAMBARINI;

- f) as menores flexibilidades no nariz do eixo árvore foram obtidas com os vãos 1 e 6 ( $b/a = 3,09$  e  $2,36$ ), enquanto que os vãos 2, 5 e 8 ( $b/a = 1,7$ ,  $1,5$  e  $1,3$ ) não revelaram bom desempenho apresentando, as maiores flexibilidades no nariz do eixo árvore;
- g) o modelo teórico proposto por HAHN foi o que apresentou melhor concordância com os modelos reais de eixos árvores, enquanto que o modelo proposto por YANG SHUZI, deu margem a uma grande defasagem;
- h) há um razoável decréscimo da rigidez no nariz do eixo árvore com o aumento da relação  $a/d$ , sendo a relação  $a/d = 1,34$  a que revelou melhor comportamento nos ensaios, apresentando as menores flexibilidades no nariz do eixo árvore comparativamente com  $a/d = 2,44$  e  $2,92$ ;
- i) a faixa ótima  $b/a$  que proporcionou a mínima flexibilidade no nariz dos eixos árvores para pressões de alimentação  $0,3$  a  $0,5$  MPa situa-se entre  $2,9$  e  $3,1$ ;
- j) no projeto de eixos árvores com mancais aerostáticos com restritores de orifícios à pressão  $P_o = 0,6$ MPa deve-se evitar, a faixa da relação  $b/a$  situada entre  $1,75$  a  $2,8$ , onde observou-se a ocorrência da instabilidade denominada martelo pneumático, fazendo a flexibilidade no nariz do eixo árvore um pouco menor do que seria realmente;
- k) as configurações que apresentaram menor flexibilidade no nariz do eixo árvore também apresentaram uma alta rigidez do mancal frontal, confirmando a previsão teórica que a parcela da rigidez do mancal frontal é a que exerce a maior influência na rigidez total no nariz do eixo árvore.

## 8.2. Sugestões

A investigação experimental do sistema mancal aerostático - eixo árvore, precedida da pesquisa bibliográfica pertinente ao assunto e da análise teórica permitem sugerir que:

- a) seja estendida para os demais tipos de mancais aerostáticos, isto é, com restritores ranhurados, porosos e flexíveis, as análises aqui efetuadas;
- b) seja feita a análise do desempenho dinâmico do sistema mancal aerostático - eixo árvore, utilizando-se uma fonte geradora de vibração;
- c) seja investigado a influência da deformação da estrutura na flexibilidade do nariz do eixo árvore;
- d) seja investigado o comportamento dos eixos árvores equipados com mancais aerostáticos com outros diâmetros e relações  $b/a$  maiores que 3,63;
- e) seja feita uma análise do sistema mancal - eixo árvore utilizando-se mancais hidrostáticos com ranhuras de alimentação;
- f) seja feita uma análise dos mancais axiais com ranhuras e orifícios de alimentação para eixos árvores de máquinas ferramentas;
- g) seja formulado um modelo teórico mais aprofundado e exclusivo para o cálculo da rigidez no nariz de eixos árvores equipados com mancais aerostáticos.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABOTT, W. G. *Device for utilizing fluid under pressure for lubricating relatively movable elements*. U. S. Patent, (1) : 185 - 571, 1920.
- AEROSTATIC, L. T. D. *The application of fluistic fluid bearing*. engineer's Nuffield State - O. K., 1971. 32p. (Handbook 1)
- ALLEN, D. S. ; STOKES, P. J. ; WHITLEY S. The performance of externally pressurized bearings using simple orifice restrictors. *ASLE trans.*, 4: p161, 1961.
- AL - SHAREEF, K. J. H. & BRANDON, J. A. On the quasi - static design of machine tool spindles. *Proc. Instn. Mech. Engrs., part B: Journal of engineering manufacture*, 204 : 91 - 104, 1990.
- ANON. Fluistic externally pressurized slot- entry bearings. *Machinery and production engineering*, 117 (3025), nov. 1970.
- ARCHERKAN, N. *Machine Tool Design*. Moscow, The Moscow Publishers, 1973. Vol 3. 326 p.
- BALASAN'YAN, V. S. Aerostatic radial bearings for machine tools. *Soviet engineering research*, 4 (7) : 43-46, 1984.

- BALASAN'YAN, V. S. Special features in the design of high speed spindles on air pressurized bearings. *Soviet engineering research*, **5** (6) : 52-55, 1985.
- BALASAN'YAN, V. S. Designing precision air bearing spindle assemblies. *Soviet engineering research*, **10** (3) : 96-101, 1990.
- BALASAN'YAN, V. S. Improvement of the load characteristics of spindle units on aerostatic bearings. *Russian engineering research*, **13** (4) : 47-52, 1993.
- BALESTRERO, L. A. P. Estudo de restritores ranhurados para mancais aerostáticos radiais e axiais. São Carlos, 1991. 127p. (Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos / USP).
- BLODGETT, O. W. *Design of Weldments*. Cleveland, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 1963, 466p.
- BRANDON, J. A. & AL - SHAREEF, K. J. H. Optimization strategies for machine tool spindle - bearing systems: a critical review. *Journal of engineering for industry, Transactions of the ASME*, **114** : 244-253, may 1992.
- BREHM, P. D. A designer's guide to diamond machined optics. *Pneumo Precision, Inc.*, Keene (USA), 1983.
- BRYANT, M. R. ; VELINSKY, S. A. ; BEACHLEY, N. H. ; FRONCZAK, F.J. A design methodology for obtaining infinite stiffness in an aerostatic thrust bearing. *Trans. ASME J. mech.*, **108** : 448-453, 1986.
- BUSHUEV, V. V. & CHERNUS, G. V. Spindle Assembly with combination

- bearing supports. *Russian engineering research*, **13** (2) : 85-93, 1993.
- CHENG, K. & ROWE, W. B. A selection strategy for the design of externally pressurized journal bearings. *Tribology International*, **28** (7) : 465 - 474, 1995.
- CONSTANTINESCU, V. N. *Gas lubricated bearings*. London, Butterworths, 1964. 309p.
- CONSTANTINESCU, V. N. Pressure distribution in externally pressurized gas-lubricated journal bearings with two rows of orifices. *Rev. roum. sci. tech. ser. mech. Appl.*, **12** : p1037, 1967.
- CONSTANTINESCU, V. W. & SALCUCDEAN, M. An approximate method for analysis of externally pressurized journal bearings. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM - UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 4., Cranfield, 1967. *Anais*. BHRA, paper 1.
- CZOLCZYNSKI, K. Stability of high stiffness gas journal bearings. *Wear*, **172** : 175 - 183, 1994.
- DEE, C. W. Some applications of externally pressurized slot fed fluid bearing. *Instn. Mech. engrs. c.*, **58** : 431 - 458, 1971.
- DEE, C. W. & PORRIT, T. E. The design and application of the universal slot fluid bearing. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 5., Cranfield, 1971. *Anais*. Paper 12.
- DUDGEON, E. H. & LOWE, I. R. G. A theoretical analysis of hydrostatic gas journal bearings, *Mech. eng. rep. MT 54, nacional research council*

*of canada*, 1965.

EL - SAYED, H. R. Bearing stiffness and the optimum design of machine tool spindles. *Machinery and production engineering*, **125** (3232) : 519 - 524, November 1974.

EUSEPI, M. & LEWIS, P. Research on gas lubrication at higher temperature and flow rates. *5th quarterly rep :MTI 64 tr 53*, MTI, Latham, N.Y. Sept 1964.

FORTULAN, C. A. & PURQUERIO, B. DE M. Seleção, propriedades e processamento de materiais não metálicos para projetos mecânicos. 1 ed., São Carlos, EESC-USP, 1995, 60p.

GAMBARINI, J R. Banco de Ensaio para Mancais Aerostáticos Radiais, Projeto, Construção e Testes Experimentais. São Carlos, 1976. 119p. (Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos - USP).

GRASSAN, N. & POWELL, J. W. *Gas lubricated bearings*. London, Butterworths, 1964. 309p.

GREEN, G. L. Miniature air-bearing supported air turbine dental hand piece. *USAF aerospace medical centre, school of aerospace medicine*, Rep 61-90, 1961.

GROSS, W. A. *Gas film lubrication*. New York, John Wiley & Sons, 1962. 413 p.

HAHN, W. Das hydrostatische Spindellager bei schiefer Verlagerung. *Werkzeugmaschine International*, **3** : 9 -14, jun. 1974.

- HAN, D. C. ; PARK, S. S. ; KIM, W. J. ; KIM, J. W. A study on the characteristics of externally pressurized air bearings. *Precision Engineering*, **16** (3) : 164-173, july 1994.
- HARRISON, W. J. The hydromechanical theory of lubrication with special reference to air as a lubricant. *Trans. camb. phil. soc.*, **228** : 39 - 54, May. 1913.
- HIRN, M. G. Sur les principaux phenomenes que presentent les frottements ediate, et sur les diverses manieres de determiner la valeur mecanique des machines. *Soc. ind mulhouse bull.*, 26 - 200, jun. 1854.
- HORIKAWA, O. & SHIMOKOBE, A. Active air bearing (Control of radial axis motion and stiffness). *JSME International Journal , Series 3: Vibration, Control Engineering, Engineering for Industry*, **33** (1) : 55-60, mar. 1990.
- KAZIMIERSKI, Z. & BRZESKI, L. Infinite stiffness gas bearings for precision spindles. *Precision engineering*, **14** (2) : 105-109, april 1992.
- KAZIMIERSKI, Z. ; BRZESKI, L. ; HORODKO, L. Gas bearing of infinite stiffness. *Journal of tribology transactions of the ASME*, **114**: 270-273, april 1992.
- KIM, K. & KIM, S. S. Effect of preload on running accuracy of spindle. *Int. J. Mach Tools Manufact.*, **29** (1) : 99 - 105, 1989.
- KIM, K. M. & KIM, K. W. An analytical study on the rotacional accuracy of externally pressurized air journal bearing. *JSME International Journal series III*, **35** (3) : 485-492, 1992.

- KINGSBURY, A. Experiments with an air lubricated journal. *I. Amer. soc. nav. Engrs.*, **9** : 267 - 292, 1897.
- KOSHAL, D. & ROWE, W. B. Fluid - film journal bearings operating in a hybrid mode: part 1 - Theoretical analysis and design. *Journal of lubrication techonology Transactions of the ASME*, **103**: 558-565, october 1981.
- LAUB, J. H. Elastic orifice for gas-lubricated bearings. *Journal of basic engineering (transactions of ASME)*, New York, **82** : 980-982, 1960.
- LAUB, J. H. & NORTON, R. H. Externally pressurized spherical gas bearings. *Asle trans.*, **4** : p 172, 1961.
- LEMON, J. R. Analytical and experimental study of externally pressurized air-lubricated journal bearings. *J. basic. eng.*, **84** : p159, 1962.
- LUND, J. W. The hydrostatic gas bearings with journal rotation and vibration. *J. basic. Eng.*, **84** : p 328, 1964.
- MAJUMDAR, B. C. Analysis of externally pressurized gas journal bearings. *J. mech. eng. sci.*, **12** : 1, 1970a.
- MAJUMDAR, B. C. Theoretical analysis of externally pressurized air journal bearings. *J. mech. Eng. Sci.*, **12** : 123, 1970b.
- MAJUMDAR, B. C. Externally pressurized air journal bearings with multiple supply holes. *Appl. Sci. Res.*, **22** : 239, 1970c.
- MAJUMDAR, B. C. The numerical solution of aerostatic journal bearing with several supply ports. *Wear*, **15** : 331, 1970d.

- MAJUMDAR, B. C. On the general solution of externally pressurized gas journal bearings. *J. Lubr. Technol.*, **94** : 291, 1972.
- MAJUMDAR, B. C. Externally pressurized gas bearings : A review. *Wear*, **62** : 299-314, 1980.
- MARTIN, D. L. ; TABENKIN, A. N. ; PARSONS, F. G. Precision spindle and bearing error analysis. *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, **35** (2) : 187 - 193, 1995.
- MARTINELLI, S. A. Estudo de mancais aerostáticos alimentados por restritores flexíveis metálicos. São Carlos, 1991. 120p. (Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos / USP).
- MCCABLE, J. T. Summary of investigation of entrance effects of circular thrust bearings. In: UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON GAS BEARING SYMPOSIUM, Cranfield, apr. 1969, *Anais. BHRA*, paper 17.
- MIYAJI, R. & HARADA, M. Shaft response characteristics of hydrostatic pocket journal gas bearings with fluid damper. *International Journal of Japan Society for Precision Engineering*, **25** (4) : 321 - 322, dec. 1991.
- MIZUMOTO, H. ; MATSUBARA, T. ; HATA, N. ; USUKI, M. Zero compliance aerostatic bearing for an ultra precision machine. *Precision engineering*, **12** (2) : 75-80, april 1990.
- MIZUMOTO, H. ; OKUNO, K. ; MATSUBARA, T. ; YABUYA, M. An infinite-stiffness aerostatic bearing with an exhaust - control restrictor. *International journal of the Japan society for precision engineering research*, **10** (3) : 96-101, 1990.

- MORI, H. & MIYAMATSO, Y. Theoretical flow models for externally pressurized gas bearings. *ASME paper 60 - lubs*, **2**, july 1968.
- MORI, H. ; SHIBAYAMA, T. ; YAMAMOTA, T. Research on externally pressurized gas bearings. *Bull. Jsme*, **6** : 5, 1963.
- MORIWAKI, T. ; UENO, S. ; IWATA, K. Comparative assessment of dynamic characteristics of concretes for machine tool structures. *MEMOIRS OF THE FACULTY OF ENGINEERING KOBE UNIVERSITY*, **29** : 49 - 59, 1982.
- MUNDAY, A. J. A review of the gas bearing. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 5., Cranfield, 1971. *Anais. BHRA*, p 65- 75.
- NAKAMURA, T. & YOSHIMOTO, S. Static tilt characteristics of aerostatic rectangular double - pad thrust bearings with compound restrictors. *Tribology International*, **29** (2) : 145 - 152, 1996.
- NEALE, M. J. Gas bearings. In: MUNDAY, A. J. *ed Tribology handbook*, London, Butterworths, 1973. Part A10.
- NOGUCHI, S. ; TSUKADA, T. ; SAKAMOTO, A. Evaluation method to determine high radial accuracy of precision spindles. *Precision Engineering*, **17** : 266 - 273, 1995.
- O' CONNOR, L. Machining with super - fast spindles. *Mechanical engineering*, 62 - 64, may 1995.
- O' DONOGHUE, J. P. & ROWE, W. B. Hydrostatic bearing design. *Tribology*, **2** (1) : 25-40, 1969.

PENTEADO, L. A. A. & PURQUERIO, B. de M. Aplicação de granito polimérico na engenharia mecânica de precisão. In: XVII JORNADAS METALURGICAS - ENCUENTRO ARGENTINO DE CERAMICOS Y REFRACTARIOS, 2., São Carlos de Bariloche, Argentina, 1993. *Anais*. P 276-279.

PINK, E.G. Investigation into methods for externally pressurized gas journal bearings. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 6., Cranfield, 1974. *Anais*. BHRA, paper A3.

PINK, E. G. & STOUT, K. J. Characteristics of orifice compensated hybrid journal bearings. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM BY LEICESTER POLYTECHNIC, 8., England, april 1981. *Anais*. paper 3, p29-44.

PORRIT, T. E. The load capacity of pressurized annular thrust bearings with inlet slots. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 1969. *Anais*. paper 23.

POWELL, J. W. *Design of aerostatic bearings*. London, The machinery publishing, 1970. 280p.

POWELL, J. W. ; MAYE, H. H. ; DWIGHT, P. R. Fundamental theory and experiments on hydrostatic air - bearings. In: LUBRICATION AND WEAR CONVENTION, BOURNEMOUTH, London, may 1963. *Proceedings*. Inst. mech. eng, 1963.

PURQUERIO, B. de M. Banco de Ensaio para Mancais Aerostáticos Axiais, Projeto, construção e Testes Experimentais. São Carlos, 1975.

87 p. (Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos / USP).

PURQUERIO, B. de M. Mancais de filme de fluido: projeto e fabricação. *Máquinas e metais*. p75-81, set 1989.

RAIMONDI, A. A. & BOYD, J. An analysis of orifice and capillary compensated hydrostatic journal bearings. In: ASME ASLE JOINT CONFERENCE ON LUBRICATION, Baltimore, october 1954. *Anais*. Scientif paper n60- 9441-8-P1.

REYNOLDS, O. On the theory of lubricating and its application to Mr Beanchamp Tower Experiments, including an determination of the viscosity of olive oil. *Phil trans.*, **177**: 157 - 834, 1886.

RIEGER, N. F. Design of gas bearings. In: R.P.I. - M.T.I., *Ed. Gas bearing design course*. Lathan, N.Y., Mechanical Techonology Inc., 1966. Vol1.

RIEGER, N. F. & WILCOCK, D. F. A simplied approach to the design of hydrostatic gas bearings. *Mach. Des.*, **38** : 107, Lathan, 1966.

ROWE, W. B. *Hydrostatic and hybrid bearing design*. London, Butterworths, 1983. 240p.

ROWE, W. B. Advances in hydrostatic and hybrid bearing techonology. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **23** : 225 -242, 1989.

ROWE, W. B. ; CHENG, K. ; IVES, D. A knowledge - based system for the selection of fluid film journal bearings. *Tribology International*, **24**(5): 291 - 297, oct. 1991.

ROWE, W. B. & KOSHAL, D. A new basis for the optimization of hybrid

- journal bearings. *Wear*, **64** : 115 - 131, 1980.
- SEKI, T. & TOGO, S. High stiffness thrust gas bearings with higher supply pressure. *International journal of the japan society for precision engineering*, **26** (1) : 62-63, march 1992.
- SEKI, T. ; TOGO, S. ; UNNO, K. ; ONODERA, A. Improvement of the gas bearing stiffness by higher supply pressure. *Journal of the Japan society of precision engineering*, **58** (12) : 1955-2000, dec. 1992.
- SHEINBERG, S. A. Gas-lubricated friction bearings, *Rev. and suppl.*, 2nd edn, mashinostronie, moscow 1979.
- SHIRES, G. L. The design of externally pressurized Bearings. IN: GRASSAN, N. S. & POWELL, J. W. ed. *Gas lubricated bearings*. London, Butterworths, 1964. Part 4.
- SHIRES, G. L. Design of pressurized Bearings. *Tribology*, **1**(4) : 219-229, 1968.
- SHIRES, G. L. & DEE, C. W. Pressurized bearings with inlet slots. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, apr. 1969. *Anais*. paper 7.
- SHIRES, G. L. & DEE, C. W. The current state of the art of fluid bearings with discret slot inlets. *Journal of lubrication technology transaction of the asme*, **93** (4) : 441-450, out. 1971.
- SINGHVI, S. C. ; BALASUBRAHMANYAM, C. ; SETH, N. K. ; GANGOPADHYAY, A. K. Functional optimization of spindle bearing systems. *Annals of the CIRP*, **29** (1) 263-268, 1980.

SKF. *Bearings in Machine Tools*. Goteborg Wezata, 1973. 180p.

SLOCUM, A. H. *Precision machine design*. Englewood Clifffis : Prentice Hall, 1992. 750p.

SMITH, P. H. ; FAULKNER, F. ; GRIFFIN, H. L. The precision cylindrical grinding and metrology of components to gas bearing. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM BY LEICESTER POLYTECHINIC, 8., England, april 1981. *Anais*. paper 7. p99-118.

STOUT, K. J. & ROWE, W. B. Design of externally pressurized gas fed jornal bearings employing slot restrictors. *Tribology*, **6**(4): 140 - 144, aug. 1973.

STOUT, K. J. & ROWE, W. B. Externally pressurized bearings - Design for manufacture part 2 - Design of gas bearings. *Tribology international*, **7**(4): 169-176, 1974.

STOUT, K. J. & ROWE, W. B. Externally pressurized bearings - design for manufacture part 3 - Design of liquid bearings. *Tribology International*, **7**(5): 195-212, 1971.

STOUT, K. J. ; ROWE, W. B. ; PORRIT, T. E. The performance of externally pressurized slot restricted journal bearing. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 1974. *Anais*. paper 46.

STOUT, K. J. & TAWFIK, M. Graphical procedures for sloty entry gas journal bearings. *Wear*, **87**: 51-58, 1983.

- TANG, I. C. & GROSS, W. A. Analysis and design of externally pressurized gas bearings. *ASLE trans.*, **5**: p 261, 1962.
- TAWFIK, M. & STOUT, K. J. Characteristics of slot entry hybrid gas bearings. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM BY LEICESTER POLYTECHNIC, 8., England, april 1981. *Anais.* paper 11, p.159-170.
- TAWFIK, M. & STOUT, K. J. Optimisation of slot entry hybrid gas bearings. *Tribology international*, **15**: 31-6, feb. 1982.
- TOWNSEND, M. Air bearings provide stable speed and precise positioning. *Laser Focus World*, **30** (2) : 115 - 119, february 1994.
- TURNBLADE, R. C. The design of externally pressurized gas lubricated bearings by the method of bearing equivalence. *Asle trans*, **5**: p.385, 1962.
- UNTERBERGER, R. Air bearings for a diamong turnig machine. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM BY LEICESTER POLYTECHNIC, 8., England, april 1981. *Anais.* paper 9, p.133 - 148.
- VICTOR, H. R. ; SCHMIDT, J. Porous bearings with low consumption for application in textile industry. In: INTERNATIONAL GAS BEARING SYMPOSIUM OF THE UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON, 7., Cranfield, 1976. *Anais.* BHRA, paper A3, p. 33-48.
- VOHR, J. H. A study of inherent restrictor characteristics for hydrostatic gas bearings. In: UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON GAS BEARING SYMPOSIUM, Cranfield, apr. 1969, *Anais.* BHRA, paper 30.

- WECK, M. ; BISPINK, T. ; BOTTGER, U. ; LUDERICH, J. *High precision spindle technology*. Fraunhofer-Institut Fur Produktionstechnologie (IPT), AACHEN, Germany, 1991. 100p.
- WESTINGHOUSE, G. *Vertical fluid pressure turbine*. U. S. Patent, 745, 400, 1904.
- WILCOCK, D. F. Design and performance of Gas- pressurized spherical space - simulator bearings. *J. basic eng.*, **83** : 595, 1971.
- WILLIS, R. On the pressure produced on a flat plate when opposed to a stream of air issuing from an orifice in a plane surface. *Trans. Camb. Phil. Soc.*, **3**: 129 - 141, apr. 1828.
- YABE, H. A study on run - out characteristics of externally pressurized gas journal bearing (rotor run-out characteristics). *JSME International Journal series C*, **37** (2) : 355-361, 1994a.
- YABE, H. A study on run - out characteristics of externally pressurized gas journal bearing (Modified DF method for point - source solution). *JSME International Journal series C*, **37** (2) : 362-368, 1994b.
- YANG SHUZI, A study of the static stiffness of machine tool spindles. *Int. J. Machine Tool Des. Res.*, **21**(1): 23 - 40, 1981.
- YOKOTA, H. ; AOYAMA, T. ; INASAKI, I. Development of high stiffness externally pressurized journal air bearings with an automatically controlled restrictor. *International journal of the japan society for precision engineering*, **26**(4): 336-339, march. - dec. 1992.
- YOSHIMOTO, S. Static characteristic of an aerostatic journal bearing with

- partially gas-fed slot restrictor ( On the double-row admission bearing using feeding slits). *Bulletin of JSME*, **29**(252): 1907-1912, june 1986.
- YOSHIMOTO, S. Static characteristics of a sloty-entry gas journal bearing with feeding holes. *Journal of tribology*, **110**: 587-591, october 1988.
- YOSHIMOTO. S. & ANNO, Y. Ractangular squeeze - film gas bearing using a piezoelectric actuator - application to a linear motion guide. *Int. J. Japan Soc. Prec. Eng.*, **27** (3) : 259-263, 1993.
- YOSHIMOTO. S. ; ANNO, Y. ; HIRAKAWA, Y. Aerostatic thrust bearing with a self - controlled restrictor employing a floating disk (static characteristics). *JSME International, Series C: Dynamics, Control, Robotics, Design and Manufacturing*, **37** (2) : 369 - 375, jun. 1994.
- YOSHIMOTO, S. ; NAKANO, Y. ; KAKUBARI, T. Dynamic properties of externally pressurized gas journal bearings with circular slot restrictors. *Bulletim of the JSME*, **27**(229): 1537- 1543, jul 1984.
- YOSHIMOTO, S. ; NAKANO, Y. ; KAKUBARI, T. Static characteristics of externally pressurized gas journal bearings with circular slot restrictors. *Tribology international*, **7**(4): 199-203, aug. 1989.
- ZHED, V. P. & SHEINBERG, S. A. Industrial use of air bearings : the state of the art and future prospects. *Stanki i instrument*, (11): 18-21, 1975a.
- ZHED, V. P. & SHEYNBERG, S. A Present status and prospects of industrial use of air - lubricated bearing assemblies. *Machines tooling*, **V XL VI**(11): 26-30, 1975b.

## **APÊNDICE A**

# **DIAGRAMAS DE LIGAÇÕES ELÉTRICAS DOS SENSORES DE MEDIÇÃO**

Diagrama das ligações elétricas dos sensores utilizados no Banco de Ensaio para eixos árvores.

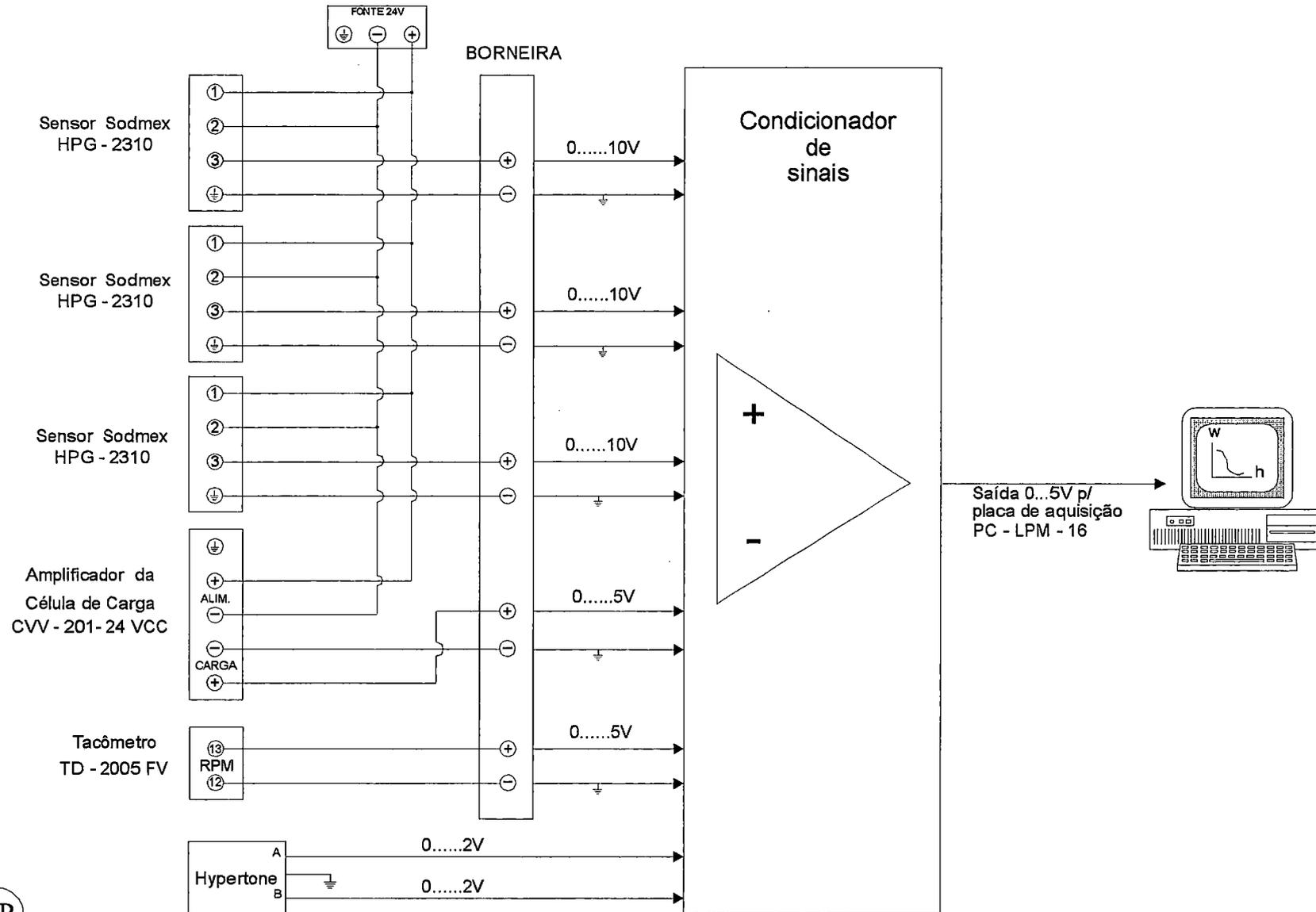
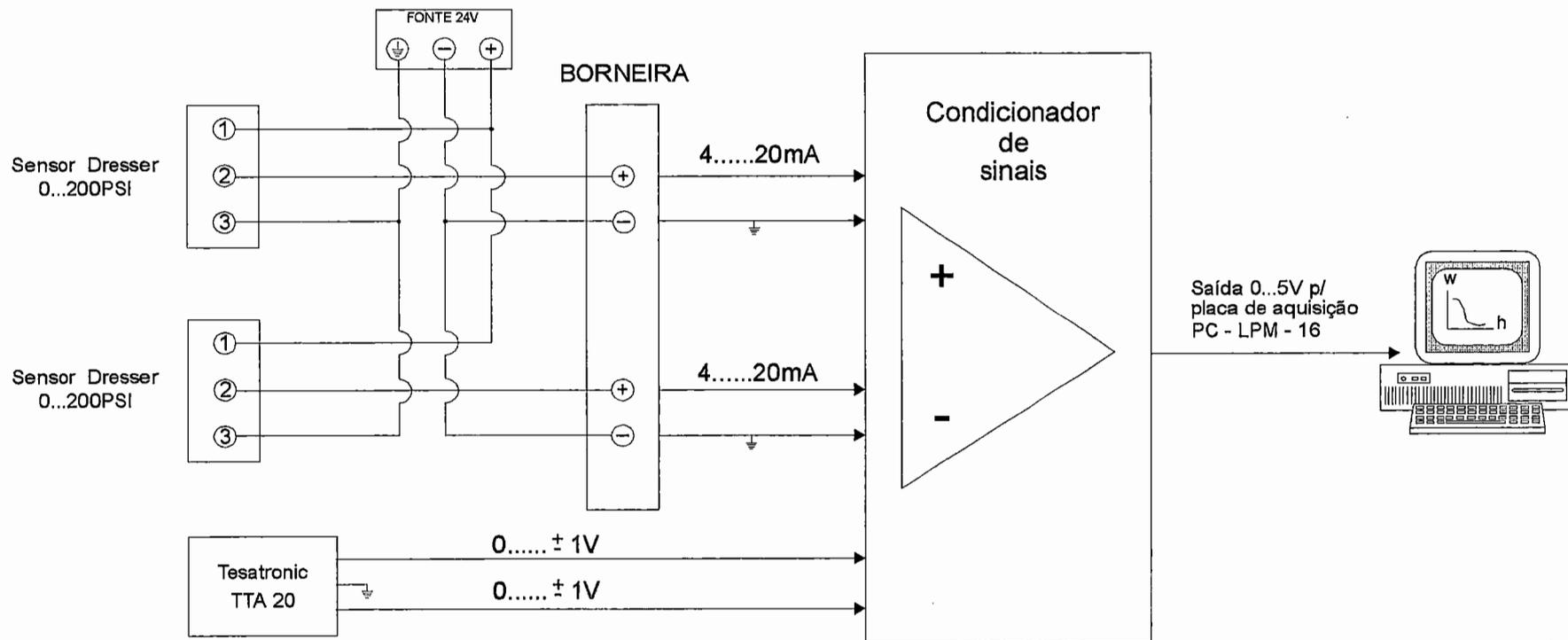


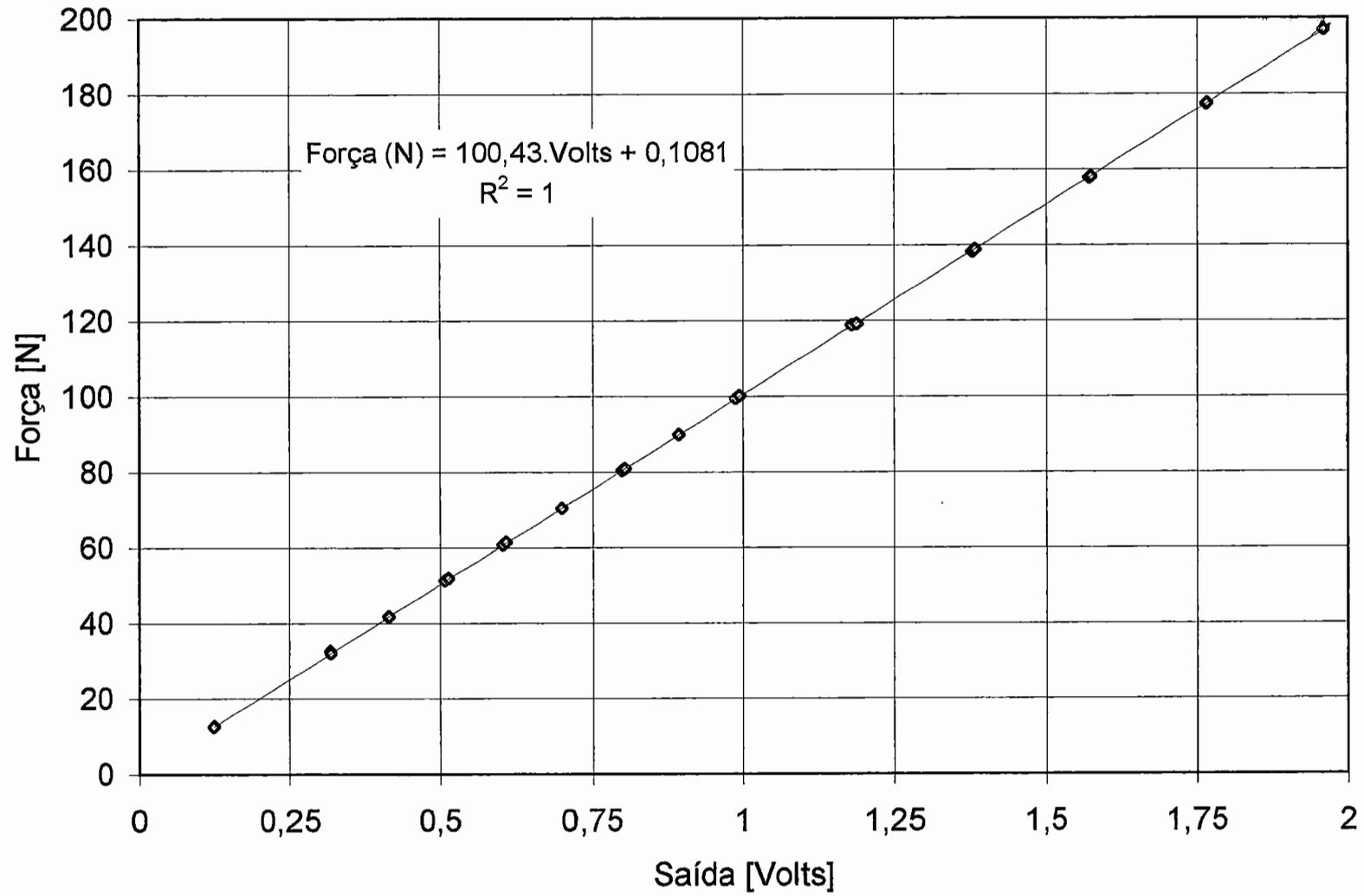
Diagrama das ligações elétricas dos sensores utilizados no Banco de Ensaio para Mancais Aerostáticos Axiais



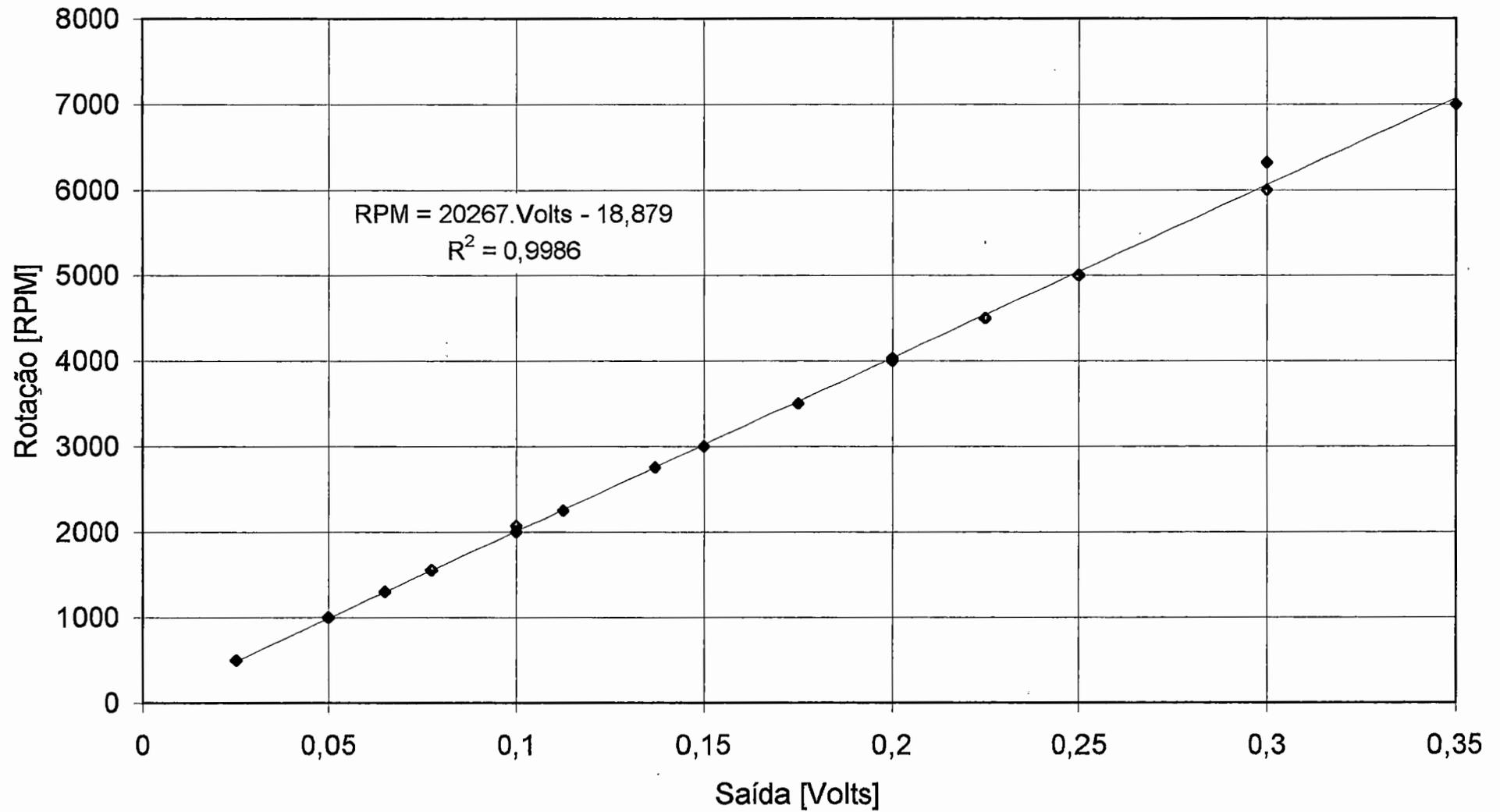
## **APÊNDICE B**

### **CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES UTILIZADOS**

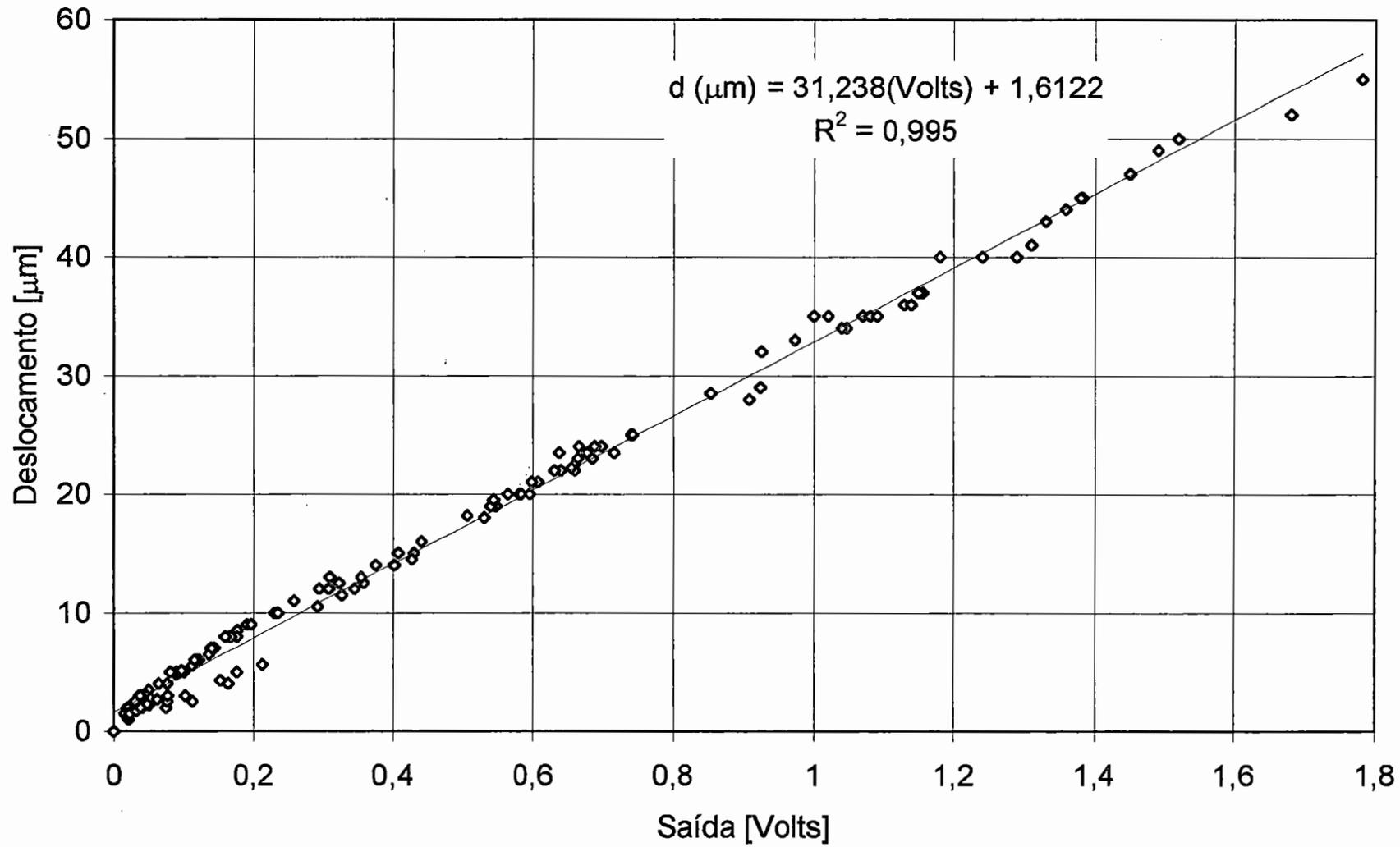
### Calibração da célula de carga N - 250



### Calibração do sensor indutivo de rotação RTD 60



### Calibração sensor MA1 - 638



### Calibração do sensor de pressão HPG-2310

