

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

COMPORTAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO DE
LUVAS AEROSTÁTICAS PARA GUIAS LINEARES

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

RODRIGO LIMA STOETERAU

FLORIANÓPOLIS, ABRIL 1992

COMPORTAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO DE
LUVAS AEROSTÁTICAS PARA GUIAS LINEARES

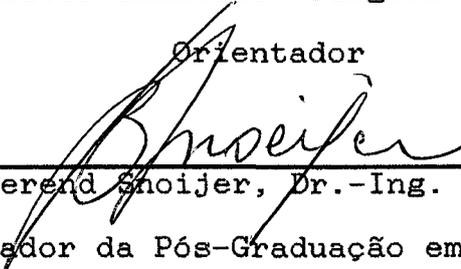
RODRIGO LIMA STOETERAU

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
FABRICAÇÃO, APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA.



Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr.-Ing.

Orientador



Prof. Berend Snoijer, Dr.-Ing.

Coordenador da Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

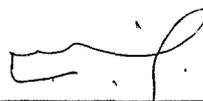
BANCA EXAMINADORA



Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr.-Ing.



Prof. João José Espindola, Ph.D.



Prof. Benedito Purquerio, Ph. D.

DEDICATÓRIA

À Deus.

Aos meus pais, Rogério e Nice

À minha namorada.

AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, pela orientação do trabalho, incentivo, empenho e pela amizade.
- Ao Prof. José João Espindola, pela cooperação, estímulo e amizade na realização deste trabalho.
- Ao Prof. Antônio Salvador da Rocha, pelo auxílio e discussões que muito contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.
- Ao Prof. Álvaro Toubes Prata, pela a auxílio na compreensão do problema de escoamento de fluido em mancais.
- Aos estagiários Régis Scapini, Luiz Antônio Müller, Sérgio Douible e Lisiane Polli, que contribuíram com seu tempo, esforço, dedicação e amizade.
- Aos técnicos do Laboratório de Máquinas Ferramentas e do Laboratório de Mecânica de Precisão, pelo empenho e esmero na fabricação dos componentes mecânicos base deste trabalho.
- Ao CNPq , PADCT e ao Departamento de Engenharia Mecânica pelo apoio financeiro.
- A todos que mesmo não citados diretamente aqui e que contribuíram direta ou indiretamente na realização deste trabalho, e aos quais serei sempre agradecido.

RESUMO

Esta dissertação refere-se ao desenvolvimento de mancais aerostáticos cilíndricos de baixo custo, para utilização em máquinas ferramentas de ultraprecisão ou instrumentos metrológicos.

Três diferentes tipos de mancais aerostáticos cilíndricos foram projetados e testados em suas características estáticas e dinâmicas. O primeiro com uma relação comprimento/diâmetro (L/D) igual a um e alimentado por uma única carreira de oito restritores de fluxo. O segundo mancal com uma relação L/D igual a 1.5, conta com três carreiras de alimentação de ar, cada qual com oito restritores de fluxo. O terceiro mancal com uma relação L/D de duas vezes, também com três carreiras de oito restritores.

Devido a tecnologia envolvida em sua fabricação, todos os três mancais foram fabricados com restritores de fluxo do tipo orifício com diâmetro de 1 mm, os quais são de fácil fabricação.

Um quarto mancal foi fabricado com as mesmas relações geométricas do segundo, diferenciado quanto à técnica de fabricação e diâmetro dos restritores. Esta nova técnica permite a fabricação de mancais aerostáticos com menores erros de forma e restritores de fluxo com diâmetro inferiores a um milímetro, a custos reduzidos, o que permitiu a obtenção de resultados comparativos quanto à influência dos restritores nas características do mancal.

Todos os mancais foram ensaiados em diferentes condições de pressão de alimentação, número de carreiras de restritores e folga radial entre mancal e eixo. O que possibilitou o levantamento das características estáticas (capacidade de carga, rigidez e excentricidade) e dinâmicas (amortecimento, frequências críticas, entre outras) em diferentes condições de operação.

Toda a descrição do projeto, fabricação, cálculos teóricos, aparato experimental, resultados e suas conclusões são apresentados nesta dissertação.

A análise dos resultados obtidos experimentalmente, fornecerão os subsídios necessários para a verificação da metodologia empregada no projeto, principalmente em face da utilização de novas técnicas de fabricação.

ABSTRACT

This master dissertation concerns about the development of low cost cylindrical air bearing for linear guides to be used on ultraprecision machine tools and metrological instruments.

Three different cylindrical air bearings sizes were designed, the first one has a length/diameter (L/D) of one and a single row with eighth flow restructures located at half length. The second air bearing has a length/diameter relation of one and half (1.5) and three rows, each one with eighth flow restrictors. The third bearing has a L/D relation of two and three rows, each also with eighth flow restrictors.

Since the flow restrictors have a great influence in the total cost of an air bearing, specially because of the technology involved in its manufacturing, all the flow restrictors were machined with a new one millimeter diameter, which are easy to manufacture by low cost.

A forth bearing was manufactured, with the same geometrical parameters of the second one, but manufactured with a technology, which assures a low cost and high quality bearing. Flow restrictors smaller than one millimeter, was tested, to achieve parameters of comparison related with the restrictors.

All bearings were tested statically (load capacity, stiffness and eccentricity) and dynamically (critical frequencies, dynamic stiffness and damping) for different operational situations which were feed pressure, form of air feed and radial clearance.

The bearings design, calculation, manufacturing, experimental apparatus, results and conclusion are explained in details in the followings chapters of this thesis.

The results give information for development of a new manufacturing technology.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 1
1.1. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA 2
1.2. OBJETIVOS 5
2. ESTADO DA ARTE 7
2.1. MANCAIS DE ESCORREGAMENTO 8
2.2. MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES 9
2.3. MANCAIS LUBRIFICADOS A FILME FLUIDO	11
2.3.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	11
2.3.2. MANCAIS HIDROSTÁTICOS	12
2.3.3. MANCAIS AEROSTÁTICOS	14
2.3.4. SISTEMA DE SUPRIMENTO DE AR	16
2.3.5. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO	16
2.4. MANCAIS MAGNÉTICOS	18
2.5. MANCAIS ESPECIAIS	19
2.5.1. MANCAIS EM FORMA DE GARFO E PIVOTADOS	19
2.5.2. MANCAIS BARRA DE TENSÃO	19
2.6. COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE MANCAIS	20
2.7. GUIAS LINEARES	21
3. ESTUDO DO OBJETO	26
3.1. RESTRITORES	27
3.2. MANCAIS AEROSTÁTICOS	28
3.3. FOLGA	31
3.4. CÁLCULO DOS MANCAIS	32
4. PROPRIEDADES DO SISTEMA MANCAL	38
4.1. INTRODUÇÃO	38
4.2. COMPORTAMENTO GEOMÉTRICO	38
4.3. COMPORTAMENTO ESTÁTICO.	41

4.4. COMPORTAMENTO DINÂMICO	42
4.5. COMPARAÇÃO ENTRE OS PRINCIPAIS TIPOS DE MANCAIS	47
5. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL	49
5.1. INFRAESTRUTURA DO EXPERIMENTO	49
5.1.1. SISTEMA DE FILTRAGEM DE AR	50
5.1.2. BANCADA	50
5.1.3. SISTEMA DE MEDIÇÕES DE DESLOCAMENTO	51
5.1.4. SISTEMA DE MEDIÇÕES DE VIBRAÇÕES	54
5.2. PROCEDIMENTO DE EXECUÇÃO	55
5.2.1. VARIÁVEIS DE ENSAIO	56
5.3. PRÉ-ENSAIOS	57
5.4. ENSAIOS DE TEMPO MÍNIMO	57
5.5. ENSAIOS ESTÁTICOS	58
5.6. ENSAIOS DINÂMICOS	59
5.7. CONCLUSÕES	61
6. ANÁLISE DOS RESULTADOS	62
6.1. PRELIMINARES.	62
6.2. RESULTADOS ESTÁTICOS.	64
6.2.1. MANCAL AEROSTÁTICO – C	66
6.2.2. MANCAL AEROSTÁTICO – B	67
6.2.3. MANCAL AEROSTÁTICO – A	70
6.2.4. MANCAL AEROSTÁTICO – D	74
6.3. RESULTADOS DINÂMICOS	75
6.3.1. MANCAL AEROSTÁTICO – C	76
6.3.2. MANCAL AEROSTÁTICO – B	77
6.3.3. MANCAL AEROSTÁTICO - A	81
6.3.4. MANCAL AEROSTÁTICO – D	84

7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUAÇÃO	86
7.1. CONCLUSÕES	86
7.2 SUGESTÕES PARA CONTINUAÇÃO	89
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICA	91
ANEXOS	94
ANEXO 1 - PROJETO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS	94
ANEXO 2 - VALORES CALCULADOS E VALORES AFERIDOS PARA O EIXO GUIA DA BANCADA DE ENSAIOS.	98
ANEXO 3 - CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL DOS MANCAIS AEROSTÁTICAS.	99
ANEXO 4 - CONSIDERAÇÕES DE APOIO UTILIZADAS PARA CALCULO DA RIGIDEZ E FREQUÊNCIAS CRÍTICAS DO EIXO GUIA DA BANCADA DE ENSAIOS.	100
ANEXO 5 - CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE FILTRAGEM DE AR.	101
ANEXO 6 - CARACTERÍSTICAS DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO UTILIZADOS NOS ENSAIOS.	102

RELAÇÃO DE FIGURAS

FIGURA 01 - Diagrama básico de vibrações.	2
FIGURA 02 - Exemplo de aplicação de mancais de escorregamento.	8
FIGURA 03 - Tipos de mancais de rolamento.	10
FIGURA 04 - Eixo de árvore de um torno de ultraprecisão com mancais de elementos rolantes.	10
FIGURA 05 - Classificação quanto à forma de sustentação.	11
FIGURA 06 - Princípio de funcionamento do mancal hidrostático.	13
FIGURA 07 - Família dos principais mancais hidrostáticos.	13
FIGURA 08 - Torno de ultraprecisão USIMAQ - UFSC.	17
FIGURA 09 - Cabeçote retificador LAMFE - UF São Carlos.	17
FIGURA 10 - Princípio de funcionamento dos mancais magnéticos.	18
FIGURA 11 - Exemplo de aplicação de mancais magnéticos.	18
FIGURA 12 - Exemplo de mancais em forma de garfo e pivotados.	19
FIGURA 13 - Exemplo de mancais barra de tensão.	19
TABELA 01 - Quadro comparativo dos mancais.	20
FIGURA 14 - Evolução das máquinas-ferramentas.	22
FIGURA 15 - Exemplos de formas construtivas de guias.	22
FIGURA 16 - Patente francesa de guia de 1932.	23
FIGURA 17 - Tipos de restritores de fluxo.	27
FIGURA 18 - Principais informações sobre mancais aerostáticos.	30
FIGURA 19 - Definição da folga em função da posição.	31
FIGURA 20 - Definição de e e ϵ .	33
GRÁFICO 01 - W e Q em função de L e D .	34
TABELA 02 - W em função de L e D .	35
GRÁFICO 02 - Carga para $\hat{t} = 0.5 \times$ Pressão de alimentação.	35
GRÁFICO 03 - Carga para $\hat{t} = 0.9 \times$ Pressão de alimentação.	36
TABELA 03 - Valores de Q em função L e D .	37
GRÁFICO 04 - Fluxo de ar em função da folga.	37
FIGURA 21 - Comportamento geométrico.	38
FIGURA 22 - Condição de auto travamento.	39

FIGURA 23 - Compensação da flexão do eixo. 40
FIGURA 24 - Erros de paralelismo e ortogonalidade. 40
FIGURA 25 - Modelo estático 41
FIGURA 26 - Análise do modelo estático. 42
GRÁFICO 05 - ω_0 em função de c e e. 44
FIGURA 27 - Modelo dinâmico. 44
GRÁFICO 06 - Flexibilidade radial X resposta em freqüência para um eixo com mancais de rolamento. 47
GRÁFICO 07 - Flexibilidade radial X resposta em freqüência para um eixo com mancais aerostáticos. 47
GRÁFICO 08 - Flexibilidade radial X resposta em freqüência para um eixo com mancais hidrostáticos. 48
FIGURA 28 - Infra-estrutura do experimento. 49
FIGURA 29A - Erros de paralelismo nos transdutores. 53
FIGURA 29B - Erros no berço dos transdutores. 53
TABELA 04 - Condições de ensaios. 55
TABELA 05 - Variáveis de ensaios. 56
TABELA 06 - Variação da folga para cada mancal. 57
FIGURA 30 - Análise dos resultados. 61
GRÁFICO 9A - Relação entre deslocamento em Z e excentricidade e. 63
GRÁFICOS 9B E 9C - Relação entre W X dzc. 63
GRÁFICOS 10 - Capacidade de carga teórica X experimental. 64
GRÁFICOS 11 - Capacidade de carga máxima, teórico X experimental. 65
GRÁFICOS 12 - Capacidade de carga máxima, teórico X experimental. 66
GRÁFICO 13 - Rigidez estática X pressão, Mancal – C 67
GRÁFICO 14 - Capacidade de carga em função da pressão mancal B - I.II.III 68
GRÁFICO 15 - Rigidez em função da pressão para folgas - Mancal B - I.II.III. 68
GRÁFICO 16 – W x Pa - Mancal B com a carreira central aberta. 69
GRÁFICO 17 – Rigidez experimental em função da pressão mancal B. 69
GRÁFICO 18 - Capacidade de carga em função da pressão - mancal A - I.II.III. 71
GRÁFICO 19 - Rigidez em função da pressão - Mancal A - I.II.III. 71
GRÁFICO 20 - Capacidade de carga X da pressão - Mancal A - I.X.III. 72

GRÁFICO 21 - Rigidez em função da pressão Mancal A - I.X.III. 72
GRÁFICO 22 - Carga em função da pressão - Mancal A - I.O.III. 73
GRÁFICO 23 - Rigidez em função da pressão - Mancal A - I.O.III. 73
GRÁFICO 24 - Carga em função da pressão- Mancal D Moldado - I.II.III. 74
GRÁFICO 25 - Rigidez em função da pressão - Mancal D Moldado - I.II.III. 75
FIGURA 31 - Amortecimento pelo método de meia potência. 75
GRÁFICO 26 - Resultados dinâmicos para o mancal - C. 76
GRÁFICO 27- Resposta em freqüência - Mancal C. 77
GRÁFICO 28 - Resultados dos ensaios dinâmicos para o mancal B - I.II.III. 78
GRÁFICO 29 - Resposta em freqüência - Mancal B. 78
GRÁFICO 30 - Resultados dos ensaios dinâmicos Mancal B, carreira central fechada.	79
GRÁFICO 31 - Resposta em freqüência, Mancal B - I.X.III. 79
GRÁFICO 32 - Resultados dos ensaios dinâmicos para o mancal B – I.O.III 80
GRÁFICO 33 - Resposta em freqüência, Mancal B – I.O.III. 80
GRÁFICO 34 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal A - I.II.III. 81
GRÁFICO 35 - Resposta em freqüência módulo, fase e coerência, Mancal A - I.II.III. 82
GRÁFICO 36 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal A - I.X.III. 82
GRÁFICO 37 - Resposta em freqüência, Mancal A - I.X.III. 83
GRÁFICO 38 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal A - I.O.III. 83
GRÁFICO 39 – Resposta em freqüência, Mancal A - I.O.III. 84
GRÁFICO 40 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal D - I.II.III. 85
FIGURA A1 – Desenho detalhado do Mancal – C. 94
FIGURA A2 – Desenho detalhado do Mancal – B. 95
FIGURA A3 – Desenho detalhado do Mancal – A. 96
FIGURA A4 – Desenho detalhado do Mancal – D. 97

CONVENÇÕES

$f(\omega)$	função resposta em freqüência	[--]
ξ	amortecimento	[--]
ω	freqüência	[Hz]
ω_c	freqüência crítica	[Hz]
ω_o	freqüência central	[Hz]
b	posição das carreiras de alimentação	[--]
c_o	folga	[mm]
d_r	diâmetro do restritor	[mm]
e	excentricidade adimensional	[--]
m	massa	[Kg]
t	tempo	[s]
u, v, w	rotação em torno das direções coordenadas	[rad.]
CL	Fator adimensional de carga	[--]
D	diâmetro do mancal	[mm]
D_z	deslocamento do mancal na direção Z	[mm]
D_{zc}	deslocamento em Z corrigido	[mm]
F	força	[N]
F_o	força de atrito	[N]
F	força	[N]
K_e	rigidez estática	[N/ μ m]
$K_d(\omega)$	rigidez dinâmica	[N/ μ m]
L	comprimento do mancal	[mm]
$M(\omega)$	massa dinâmica	[kg]
N_{cr}	número de carreiras de restritores	[--]
N_r	número de restritores	[--]
P_o	pressão de alimentação	[bar]
Q'	consumo de ar (vazão)	[l/min]
$S(\omega)$	inertância	[kg ⁻¹]

T	temperatura	[°C]
W	carga estática	[N]
W(ω)	carga dinâmica	[N]

CAPÍTULO - 1

INTRODUÇÃO

Mecânica de precisão é muito difícil de ser definida, principalmente quando a extensão de seus horizontes de atuação não está completamente conhecida. De forma geral define-se mecânica ou engenharia de precisão como o ramo da engenharia que está voltado para o desenvolvimento de projetos, processos de fabricação ou ainda dos projetos de dispositivos de medições e sistemas de controle, que estão ligados a alta definição de precisões relativas [1].

No abrangente espectro da engenharia de precisão, a fabricação de precisão detém uma posição chave, onde os processos de fabricação de precisão quase sempre são processos de acabamento. Assim, o comportamento das peças, a função das máquinas-ferramentas ou dos dispositivos de medição, é dependente do processo de fabricação no acabamento. E esta dependência com o grau de acabamento influencia no rendimento e o nível de ruído.

1.1. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Na utilização de máquinas-ferramentas geralmente são encontradas vibrações. Estas dão origem a ondulações na superfície usinada, conseqüência da variação da secção de usinagem, que gera variações na força de corte, as quais prejudicam a vida da ferramenta e da máquina [3,4,5].

O processo de vibrações auto excitadas na usinagem de metais é apresentado na Figura - 1, trata-se de um sistema fechado, dividido em duas partes fundamentais, o processo de usinagem e o sistema vibratório máquina. A estes somam-se também a mútua interação entre as duas partes, Figura 1.

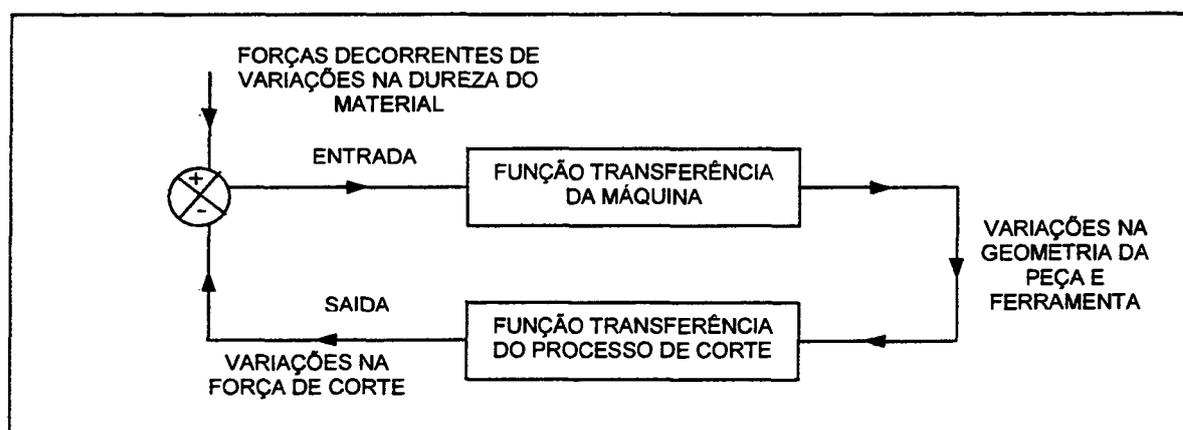


FIGURA 1 - Diagrama básico de vibrações [6].

Sob certas condições de usinagem, principalmente em operações com pequena largura de usinagem, como as encontradas em usinagem de ultraprecisão, não são admitidas vibrações e o processo é denominado de usinagem estável.

Assim, as vibrações encontradas durante o processo de usinagem provem do sistema máquina, basicamente ruído de engrenagens, rolamentos, *stick-slip* em guias, suportes de ferramentas subdimensionados, ferramentas em demasiado balanço, etc..

Desta forma as vibrações provenientes do sistema máquinas influenciam diretamente as vibrações do processo, tais como o mecanismo de formação de cavaco, formação de gume postiço, separação de lamelas, dentre outros. Isto indica que a vibração entre a ferramenta e a peça influencia o processo de usinagem causando a variação da força de usinagem, a qual atua sobre o sistema de vibração da máquina, realimentando a vibração entre ferramenta e peça, o que geralmente leva ao colapso do processo [3].

Assim podem ser considerados três grupos de parâmetros que influenciam a ocorrência de vibrações:

- a) aquelas provenientes do processo de usinagem,
- b) aquelas provenientes do sistema vibratório máquina e
- c) aquelas de orientação do processo de usinagem com relação ao sistema vibratório da máquina [3,6].

Como resultado, a escolha das condições de corte para uma operação de usinagem em particular, é freqüentemente limitada por diversos fatores. Sendo que a escolha da condição ótima relaciona-se com o acabamento superficial, a vida da ferramenta e ao desempenho da máquina. Para máquinas-ferramentas de projetos diferentes, as limitações para usinagem estável são diferentes [3].

O processo de vibrações tem sido estudado com a intenção de primeiramente criar regras, de forma a escolher quais as condições de usinagem podem ser utilizadas, e secundariamente regras para o projeto de máquinas-ferramentas estáveis [3].

Quando se tem por objetivo usinar componentes com rugosidade $R_t < 200$ nm (superfícies espelhadas) a soma de todas as amplitudes das vibrações do sistema deve ser inferior a este valor. Isto exige uma concepção diferente de máquina-ferramenta e do

processo de usinagem. As fontes de ruído de máquina devem ser eliminadas, e as fontes do "processo" devem ser minimizadas.

A eliminação das fontes de vibrações provenientes da máquina-ferramenta se dá pelo despojamento desta de engrenagens, guias de escorregamento mal lubrificadas, mancais de rolamento, e ainda minimizando-se o comprimento em balanço das ferramentas, e dimensionando-se adequadamente o suporte da ferramenta de corte.

O ruído proveniente do "processo" pode ser minimizado através da diminuição da seção de usinagem, do atrito entre o flanco da ferramenta de corte e a peça de trabalho, bem como entre a face da ferramenta de corte e o cavaco, utilizando-se ferramentas com geometria adequada e corretamente afiadas. O material da peça deve apresentar um mecanismo de formação de cavaco contínuo para que possamos garantir um processo de usinagem estável.

Em usinagem de ultraprecisão geralmente o par material/ferramenta é formado por ferramentas de diamante monocristalino e materiais não ferrosos, tais como alumínio e suas ligas, cobre e suas ligas, latões, dentre outros, em que as profundidades de corte envolvidas no processo variam de 0,25 mm a 50 mm [4, 5, 6, 7, 8, 9].

Conseqüentemente, as forças geradas durante o processo de usinagem de ultraprecisão, são muito inferiores àquelas geradas durante a usinagem convencional. Desta forma, devemos conceber elementos de máquinas capazes de suportar os esforços do processo, suficientemente rígidos e com amortecimento adequado para não excitar vibrações.

1.2. OBJETIVOS

O projeto de máquinas-ferramentas para usinagem de metal deve cobrir três aspectos principais:

- a) a estrutura;
- b) os sistemas de posicionamento; e
- c) os sistemas de controle [3].

Nos últimos anos, o conhecimento e a experiência nestes campos tem se estendido e se aprofundado, assim como a extensão do tratamento geral da máquinas-ferramentas. Em sua concepção, as máquinas-ferramentas de ultraprecisão devem garantir, com maior zelo, o cumprimento destes três aspectos.

Na forma, as máquinas-ferramentas desenvolvidas para usinagem de ultraprecisão, em parte tiveram sua origem na concepção empregada nas máquinas da óptica convencional. A maioria destas tem um bloco de granito natural como base, bem como mancais e guias aerostáticas [18], os quais, por terem baixo atrito, são capazes de prover altas velocidades, baixa geração de calor e não apresentar *stick-slip*.

Dentre as inúmeras variáveis que definem o projeto de uma guia aerostática, algumas tornam-se críticas na obtenção de um projeto ótimo, dentre elas podemos citar:

- a) as relações geométricas;
- b) folga entre as superfícies com movimento relativo;
- c) posição, geometria e número de restritores de alimentação de ar;
- d) razão entre a pressão de alimentação e pressão externa;
- e) vazão de ar;
- f) o grau de acabamento superficial.

Devido às características do ar, o projeto de elementos aerostáticos deve ser bem analisado do ponto de vista dinâmico.

Neste trabalho objetiva-se estudar os elementos para guias de máquinas-ferramentas de ultraprecisão, e mais especificamente determinar:

a) a rigidez, estática e dinâmica;

b) a capacidade de carga;

c) a excentricidade;

d) as frequências críticas;

e) o tempo mínimo de estabilização, em função das variáveis que definem o projeto.

A análise dos resultados obtidos experimentalmente, fornecerá os subsídios necessários para a verificação da metodologia empregada no projeto, principalmente em face da utilização de novas técnicas de fabricação.

Os valores levantados, também servirão de ponto de partida para racionalizar novos projetos, para condições ótimas de estabilidade dinâmica, proporcionando uma melhora no desempenho das máquinas-ferramentas e instrumentos de medição.

Em particular, os resultados obtidos para guias lineares aerostáticas, fornecerão os dados necessários para o projeto de um posicionador linear de ultraprecisão, um desenvolvimento conjunto entre o Laboratório de Mecânica de Precisão e Laboratório de *Hardware* do Grupo de Comando Numérico.

CAPÍTULO - 2

ESTADO DA ARTE

As possibilidades de movimento entre dois corpos podem ser expressas em termos de graus de liberdade. Ao todo existem seis graus de liberdade possíveis, denominados: translação nas direções coordenadas X , Y e Z , e rotação sobre os três eixos coordenados u , v e ω .

Guias lineares e mancais rotativos apresentam um movimento relativo entre seus elementos constituintes. Isto permite que o estudo do efeito deste movimento seja efetuado em um dos componentes e o conhecimento transferido, de forma adequada, para o outro elemento em questão. No caso de mancais, a translação em qualquer direção é proibida, deixando livre a rotação somente em um eixo.

Krause [12], define mancal como sendo o elemento fixo, o qual permite ao eixo ter somente um grau de liberdade, sendo que o movimento relativo entre as partes é de rotação. Tal definição, contudo torna-se muito limitada, quando a comparamos com o amplo espectro de utilização dos mancais.

Davidson [13], por sua vez, define mancais, como tendo normalmente somente um grau de liberdade. Estes elementos estruturais permitem somente movimentos de rotação, os quais envolvem a transmissão ou absorção de forças radiais e/ou axiais. Assim, existem mancais radiais e axiais, porém muitos mancais são capazes de absorver ambas as forças. Isto gera uma variedade de mancais de carregamentos radiais/axiais, que são utilizadas em engenharia de precisão para mecanismos finos.

2.1. MANCAIS DE ESCORREGAMENTO

Mancais de escorregamento foram os primeiros tipos de mancais utilizados pelo homem. Nestes, as superfícies com movimento relativo estão em contato direto, podendo ou não ter lubrificação. Davidson [11], subdivide estes de acordo com a forma de contato entre as superfícies em deslizamento, assim podemos ter mancais de escorregamento radiais, axiais, cônicos, cônicos com eixo esférico e pivotados, dentre outros.

Os mancais de escorregamento se caracterizam por apresentarem um elevado atrito entre os componentes com movimento relativo, e tendem a enguiçar. São instáveis quando operando em baixa velocidade de rotação e apresentam um atrito estático bem maior que o coeficiente de atrito dinâmico, resultando por isto pouca utilização em máquinas-ferramentas. A Figura - 2 apresenta exemplos de aplicação de mancais de escorregamento.

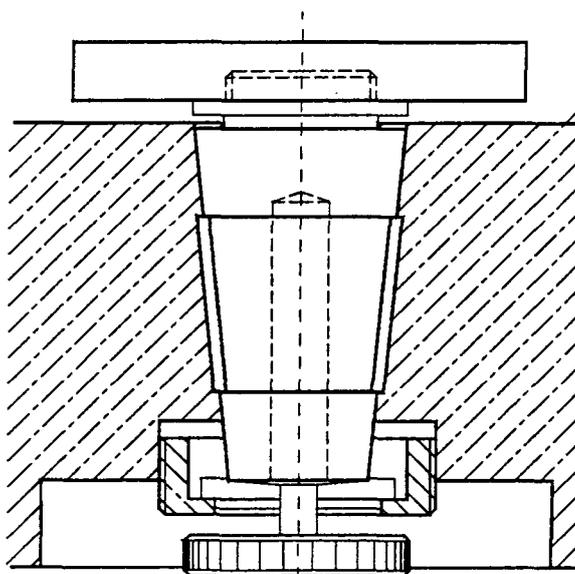


FIGURA 2 - Exemplo de aplicação de mancal de escorregamento [13].

2.2. MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES

Mancais de elementos rolantes são o tipo de mancal antifricção mais largamente utilizados em mecanismos finos, tanto pela simplicidade de cálculo e seleção, quanto pelo nível de padronização encontrado no mercado. Nestes mancais, as superfícies com movimento relativo são separadas por um elemento rolante, o qual pode ser esférico, cilíndrico, na forma de barril ou de agulha. Desta forma os carregamentos são absorvidos pela deformação elástica de contato dos elementos rolantes junto aos anéis, por isso o campo de utilização é limitado, tanto pela rigidez possível de se obter, quanto pelo baixo ou inexistente amortecimento, o que diminui sua precisão no deslocamento.

Como consequência de não se dispor de elementos rolantes com exatamente a mesmas dimensões geométricas, o mancal de rolamento não gira em torno de um eixo e sim em torno de uma órbita. Desta forma mancais de elementos rolantes são divididos em classes de precisão, e classificados quanto ao tipo de carregamento que podem absorver. Conforme o tipo de carregamento a que estão submetidos, os mancais antifricção são denominados de mancais radiais, axiais ou radial/axial, conforme a Figura - 3.

Mancais de rolamento são empregados em uma grande variedade de estruturas, sendo que estes podem ou não ser miniaturizados, mas devem satisfazer um ou ambos dos seguintes requisitos:

- a) fácil movimentação;
- b) mínimo atrito.

Os mancais com cilindros rolantes são ocasionalmente empregados, devido à necessidade de se utilizar um mancal axial auxiliar, e pelas elevadas perdas de energia.

Os mancais tipo fita, ou com elementos rolante esféricos ou de agulhas, cuja função básica é absorver carregamento pesado, são extensivamente utilizados para mecanismos finos [13,26]. Para aplicações em ultraprecisão os mancais de rolamentos deixam muito a desejar

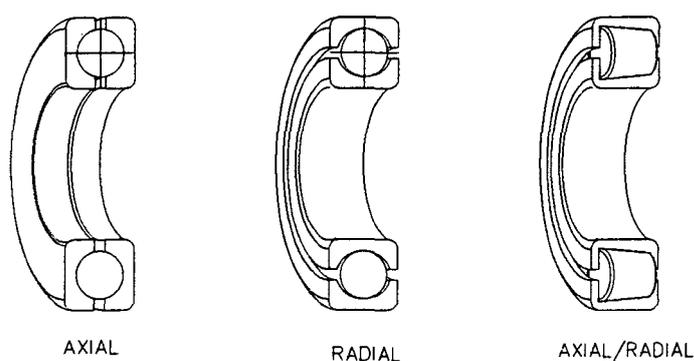


FIGURA 3 - Tipos de mancais de elementos rolantes.

Um exemplo de aplicação de mancais de elementos rolantes em árvores de máquina ferramentas de ultraprecisão é apresentado na Figura - 4.

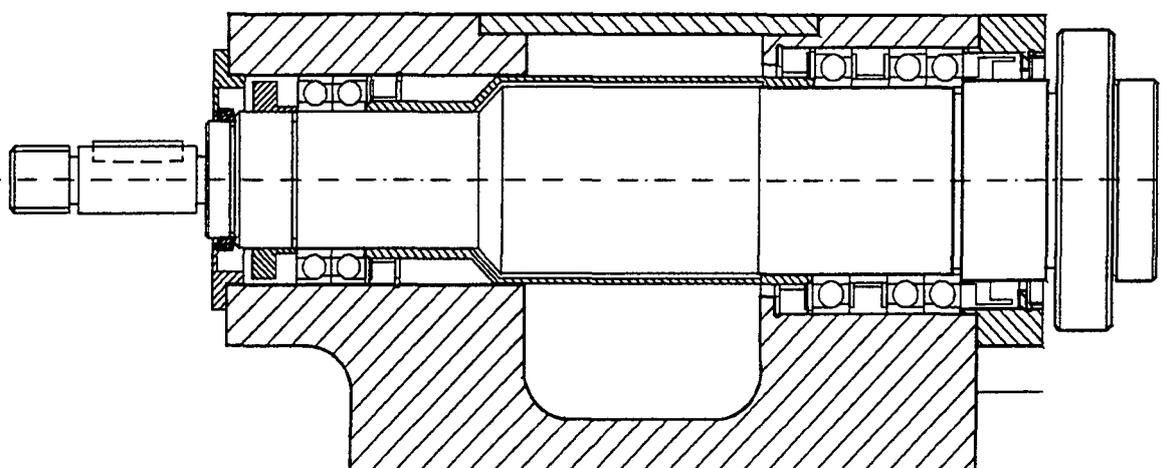


FIGURA 4 - Árvore para torno de ultraprecisão com mancais de elementos rolantes [29].

2.3. MANCAIS LUBRIFICADOS A FILME FLUIDO

2.3.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Mancais com lubrificação a filme fluido, são aqueles em que a separação entre as partes com movimento relativo é realizada por um filme fluido. Para aplicações usuais ou industriais, mancais com lubrificação a filme fluido são mais utilizados devido a sua longa vida. Estes, por sua vez, dividem-se em dois tipos principais, os mancais hidrodinâmicos, que são aqueles cuja pressão da película de lubrificante que suportará a carga é dependente da velocidade tangencial do mancal, e os mancais hidrostáticos, que são aqueles em que as superfícies com movimento relativo são separadas por um filme lubrificante, forçado entre elas sob pressão, a qual é fornecida por uma bomba externa [14], Figura - 5.

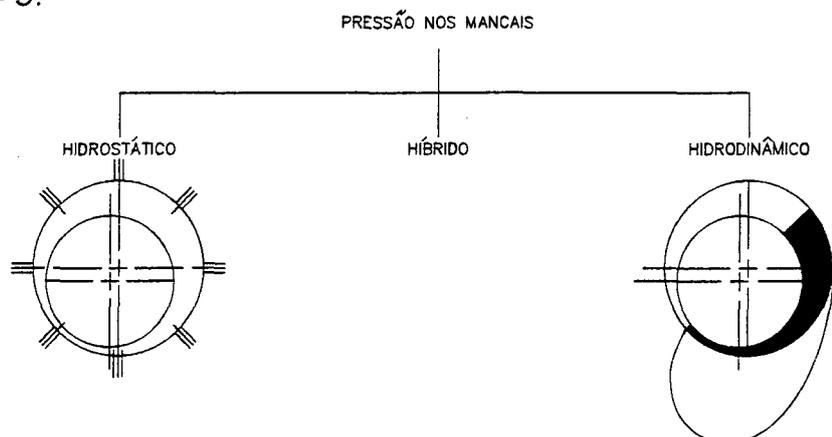


FIGURA 5 - Classificação quanto à forma de sustentação.

Quanto ao tipo de fluido, estes podem ser divididos em:

a) líquidos - A utilização de líquidos como fluido lubrificante em mancais, acarreta na perda das propriedades devido ao calor gerado quando em operação, formando um limitador de velocidade, o que torna necessário a utilização de sistemas de resfriamento para manter o fluido em uma temperatura ideal. Dos vários fluidos já testados, o óleo tem se sobressaído, daí vindo a denominação mancal a óleo. Apesar da

água apresentar melhores características, sua capacidade corrosiva a torna pouco atrativa para uso industrial. O desenvolvimento de materiais cerâmicos para a construção de mancais tem permitido uma reavaliação do emprego de água como meio fluido em mancais hidrodinâmicos e hidrostáticos [30].

b) gases - A capacidade dos gases de manterem suas propriedades mesmo a temperaturas elevadas, por apresentarem viscosidade muito menores do que as dos líquidos, abriu a possibilidade de se atingir velocidades mais elevadas. O uso de gases, principalmente ar dispensa o uso de sistemas de coleta, retorno e resfriamento necessários aos mancais a líquido. Dos vários tipos de gases já testados, o ar tem sido o gás mais extensivamente utilizado. Portanto, a terminologia mancal a ar torna-se mais adequada para designar estes tipos de mancais.

Para máquinas-ferramentas de ultraprecisão os mancais a filme fluido tem sido os mais empregados, sobressaindo-se os hidrostáticos.

2.3.2. MANCAIS HIDROSTÁTICOS

O princípio do mancal hidrostático foi primeiramente aplicado em uma invenção de L. D. Girard em 1851. Mancais alimentados com água em alta pressão foram utilizados para um sistema de propulsão de locomotivas, baseados em um tipo de turbina de impulso linear. O princípio foi demonstrado na exposição industrial de Paris em 1878, com a ajuda de um bloco pesado apoiado, o qual era dito para deslizar facilmente em uma superfície plana [14].

Em 1917, Lord Rayleigh descreveu um mancal hidrostático axial e resolveu as equações para carregamento, escoamento e torque de atrito. Ele também fez um modelo, utilizando moedas, as quais formavam dois planos, que davam origem à superfícies opostas do mancal de escora, e o lubrificante era água, proveniente de uma torneira [14].

Hodgekinson, em 1923, patenteou um mancal hidrostático alimentado através de restritores. O princípio é ilustrado na Figura - 6, o qual pode ser igualmente aplicado tanto para lubrificação a líquido quanto para ar, de várias formas. Nos mancais alimentados a ar, ao contrário dos mancais alimentados a líquido, rebaiços grandes não são aconselhados, para evitar instabilidade pneumática [14].

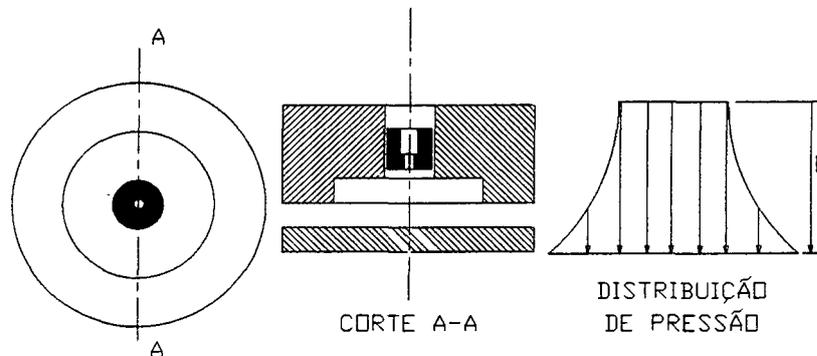


FIGURA 6 - Princípio de funcionamento do mancal hidrostático.

Segundo Wunsch [16], apesar da pressão ser fornecida por uma bomba, indubitavelmente um efeito hidrodinâmico existe, e o mancal pode ser melhor descrito como sendo um mancal híbrido. A Figura -7, apresenta o organograma da família dos mancais hidrostáticos.

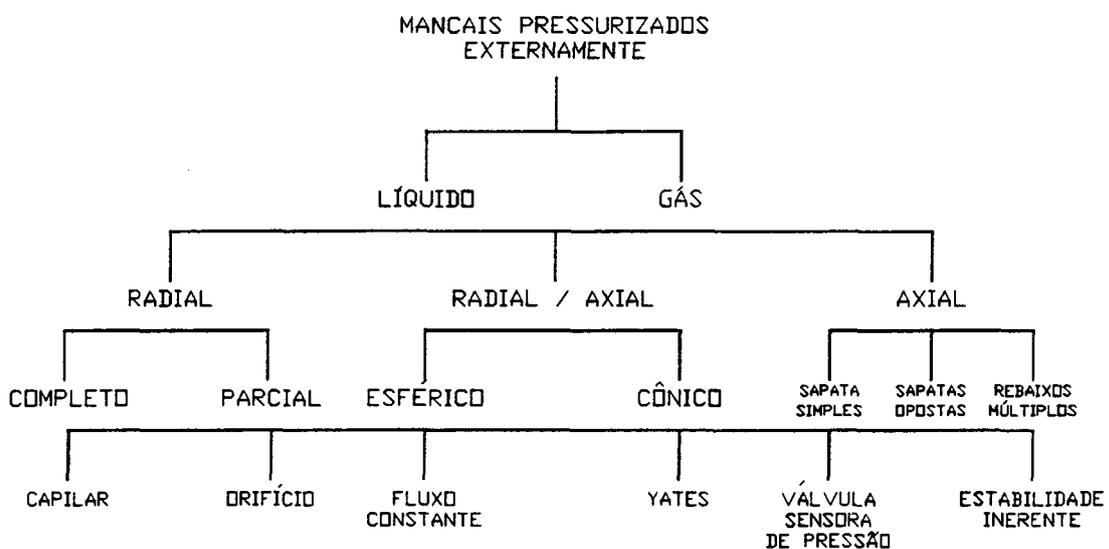


FIGURA 7 - Família dos principais mancais hidrostáticos [9].

2.3.3. MANCAIS AEROSTÁTICOS

Hirn, em 1854, falou do ar como possível lubrificante, sendo que o primeiro mancal a ar foi feito por Albert Kingsbury, em 1889, tendo sido apresentado na Conferência do Departamento Naval americano em 1895, tratava-se de um mancal radial, com 152.4 mm (6 pol.) de diâmetro. Kingsbury testou-o utilizando como lubrificante tanto ar como hidrogênio, e seus resultados serviram como uma das primeiras confirmações da teoria de Reynolds. [24] O primeiro estudo teórico foi realizado por W.J. Harrison, em 1903, que revelou o efeito da compressibilidade, pela comparação dos dados de Kingsbury com a teoria hidrodinâmica.

Sendo que o exemplo mais antigo, que se conhece, de um mancal a ar "pressurizado externamente", foi o de George Westinghouse, de 1904, neste o rotor de uma turbina a vapor vertical era suportado por um mancal de escora.

Com o aumento da demanda por maiores precisões geométricas e dimensionais, a fabricação de precisão começou a ter maior importância, quase sempre para processos de acabamento. Tanto a fabricação de precisão, quanto na inspeção dimensional, onde em ambos, o comportamento das peças e do equipamento são diretamente influenciados pelos níveis de vibrações, tem forçado a uma constante busca pela melhora dos sistemas de mancais, principalmente no aspecto rigidez. Os mancais a ar, pressurizados externamente, oferecem muitas vantagens neste campo, sendo que as mais conhecidas são:

- a) atrito de partida nulo, e atrito viscoso muito pequeno;
- b) ausência de desgaste, pois as peças do mancal não estão em contato;
- c) geração de calor desprezível, mesmo a altas velocidades;
- d) pequeno erro médio de movimento do mancal, excentricidade, devido a espessura do filme de ar ser da ordem de 5 a 50 μ m;
- e) possibilidade de fabricação inteiramente por técnicas convencionais de usinagem, apesar das dimensões reduzidas da folga;
- f) relativa independência da operação do mancal com a temperatura ambiente,

pois a variação da viscosidade do ar é muito pequena com a variação da temperatura;

g) livre de vibrações comparado à mancais de esfera ou outros tipos,

h) possibilidade de ser utilizado onde a contaminação dos materiais deve ser evitada, o ar é relativamente inerte;

i) não necessidade de equipamentos para coleta e retorno para uso posterior; e

j) é permitido ao ar escapar livremente a partir do mancal e, assim vedações de borracha, entre os elementos com movimento relativo, podem ser desprezadas, uma vantagem quando mesmo o menor atrito tem que ser evitado [15,16,17].

Mancais lubrificados a ar são freqüentemente utilizados em aplicações que exigem altas velocidades e sendo a qualidade final do trabalho diretamente dependente dos níveis de vibrações inerentes ao sistema máquina como um todo.

Enquanto muitas das vantagens acima aplicam-se igualmente aos mancais auto-atuantes ou de filme espremido (*squeeze film*), estes tem encontrado pouca utilização em máquinas-ferramentas e instrumentos de medição, apesar de serem muito utilizados em máquinas alternativas a pistão, tais como compressores de ar, motores automotivos etc., convém lembrar que nestes exemplos o fluido é óleo. Isto pode ser atribuído ao fato que, tanto máquinas-ferramentas, quanto instrumentos de medição, geralmente operam em velocidades muito variáveis para se obter rigidez e capacidade de carga adequadas aos mancais auto-atuantes. Uma possível exceção ocorre em retificadoras de alta velocidade [18].

Mancais aerostáticos pressurizados externamente apresentam também um efeito aerodinâmico e o mancal pode ser melhor classificado como híbrido [15].

Como forma de prover um quadro balanceado, algumas desvantagens inerentes ao uso de mancais a ar com pressurização externa devem ser mencionadas. A principal delas é seu comportamento relativamente pobre em presença de forças com componentes dinâmicas muito elevadas, em função do amortecimento inerente ao filme de ar. Recentes trabalhos apresentam que o coeficiente de amortecimento dos mancais a

ar pode ser maximizado por um projeto correto, os valores obtidos serão sempre menores, quando comparados com aqueles dos mancais hidrostáticos a óleo, os quais, por outro lado, são preferidos para aplicações onde será necessário suportar elevados carregamentos [15].

Em conseqüência, mancais aerostáticos apresentam a vantagem de operar tanto em baixa quanto em alta velocidade, apresentando um especial interesse para aplicações em ultraprecisão, onde os carregamentos são pequenos e não há a necessidade de capacidade de carga dos mancais hidrostáticos.

2.3.4. SUPRIMENTO DE AR

Uma das desvantagens que surge como objeção ao uso de mancais aerostáticos, no ambiente industrial, está na necessidade de se fornecer um suprimento de ar limpo e seco, o que demanda em custos. Em muitas empresas a qualidade do suprimento de ar comprimido é ruim, contendo muita quantidade de água, óleo e partículas sólidas. No curto prazo a solução seria a colocação de filtros de boa qualidade e separadores de água. Para casos especiais, é recomendado o uso de compressores isolados, colocados diretamente junto à máquina. Como solução de longo prazo, é recomendado uma completa reformulação das linhas de ar comprimido já existentes, através da troca dos compressores por modelos de melhor qualidade preferencialmente do tipo livre de óleo, pelo uso de secadores de ar, e principalmente manter uma manutenção adequada.

2.3.5. EXEMPLOS DE APLICAÇÕES

Estes tipos de mancais tem sua principal aplicação em sistemas eixo mancais, em árvores de máquinas, mesas de máquinas e instrumentos, cabeçotes de furacão, plataformas giro-estabilizadas, dentre outras. As Figuras 8 e 9, apresentam duas típicas aplicações de mancais aerostáticos em máquinas-ferramentas.

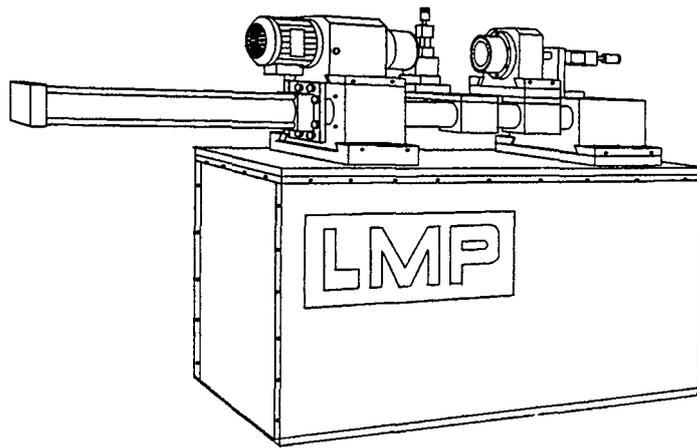


FIGURA 8 - Torno de ultra precisão USIMAQ - UFSC [27].

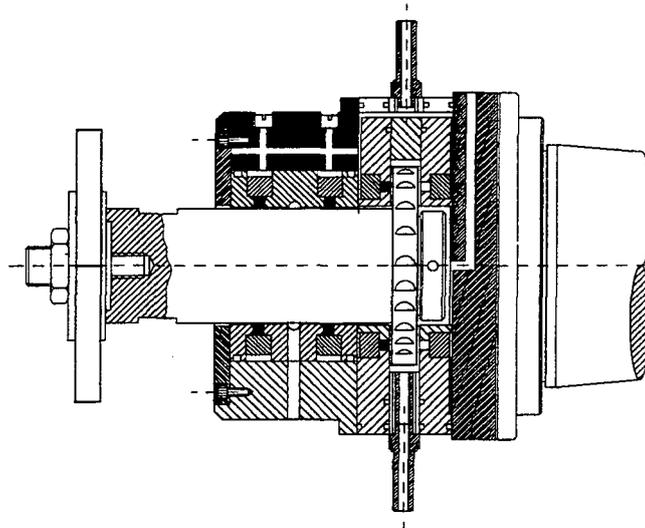


FIGURA 9 - Cabeçote retificador LAMAFE - São Carlos - SP [1].

2.4. MANCAIS MAGNÉTICOS

O funcionamento dos mancais magnéticos baseia-se no princípio da atração ou repulsão mútua entre os pólos magnéticos, Figura - 10, assim os campos magnéticos opostos, mantém o elemento com movimento relativo suspenso sem que ocorra contato metal-metal [12, 13, 25].

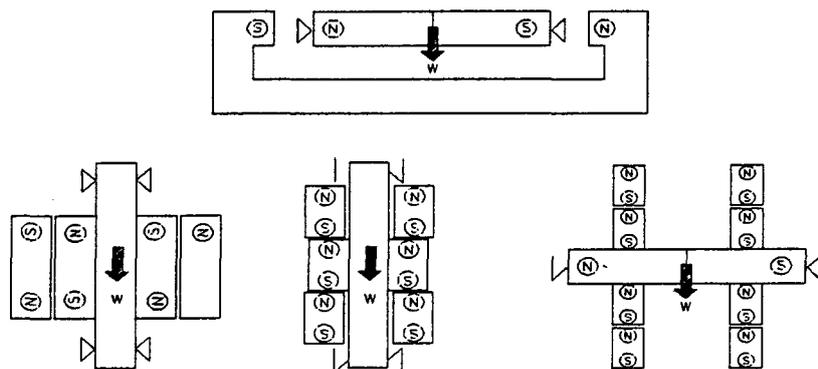


FIGURA 10 - Princípio de funcionamento do mancal magnético.

Devido à excelente rigidez proporcionada por estes mancais, sua principal aplicação se dá em fusos de alta velocidade, onde pode-se atingir rotações entre 10.000 e 100.000 rpm. Apesar de não haver geração de calor por atrito entre as partes metálicas, os mancais magnéticos apresentam a desvantagem de geração excessiva de calor devido as correntes parasitas, o que torna necessário a utilização de refrigeração. A fabricante de fusos IBAG, Suíça, vem desenvolvendo fusos com mancais magnéticos para velocidades de até 40.000 rpm [25], Figura - 11.

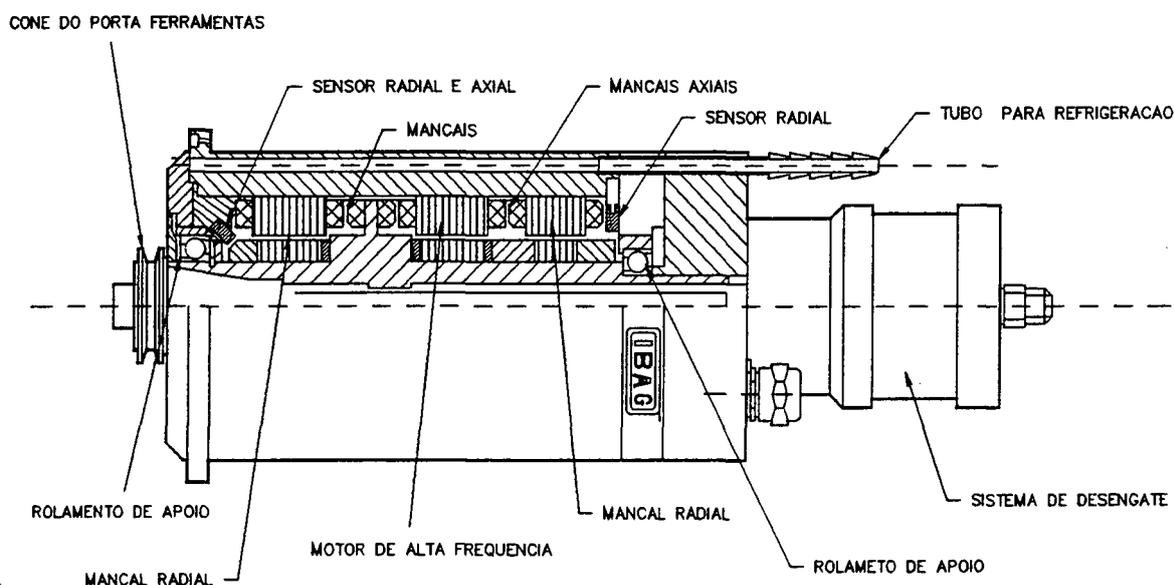


FIGURA 11 - Exemplo de aplicação de mancais magnéticos [25].

2.5. MANCAIS ESPECIAIS

2.5.1. MANCAIS EM FORMA DE GARFO E PIVOTADOS

São aqueles no qual os dois membros sofrem carregamentos juntos em uma linha ou ponto de contato respectivamente, sendo permitido aos mancais em forma de garfo se deslocarem em pequenos ângulos e aos mancais pivotados girar livremente.

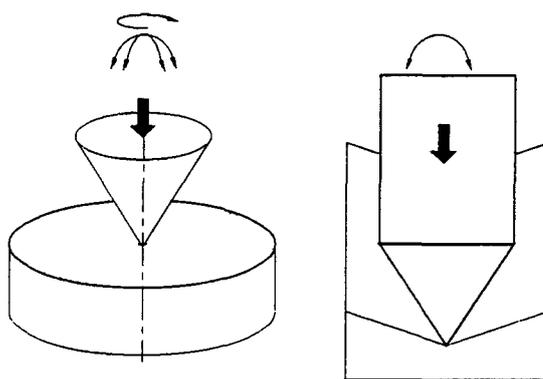


FIGURA 12 - Exemplos de mancais pivotados e em forma de garfo [26,28].

2.5.2. MANCAIS BARRA DE TENSÃO

São aqueles capazes de realizar movimentos de rotação limitada, através da torção de uma barra de tensão.

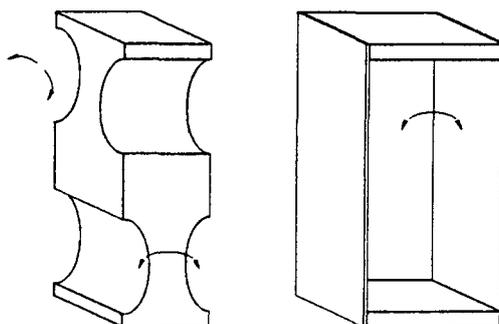


FIGURA 13 - Exemplo de mancais barra de tensão [26, 28]

2.6. COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE MANCAIS

Como forma de fornecer um quadro balanceado entre os diversos tipos de mancais, um quadro comparativo das principais características destes, é apresentada na Tabela - 1.

TABELA 1 - Quadro comparativo dos mancais [18]

TIPO DE MANCAL	DE CONTATO		LUBRIFICADOS A FILME FLUIDO	
	DESLIZANTES	ELEMENTOS ROLANTES	ÓLEO	AR
CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS				
RIGIDEZ	ALTA	MODERADA	ALTA	MODERADA
AMORTECIMENTO	ALTO	BAIXO	ALTO	BAIXO
CAPACIDADE DE CARGA	ALTA	MODERADA	ALTA	BAIXA
ATRITO ESTÁTICO	ELEVADO	BAIXO	----	---
PRECISÃO DE POSICIONAMENTO	MODERADA	BOA	MUITO ELEVADA	MUITO ELEVADA
CUSTO	BAIXO	BAIXO	EXCELENTE	MODERADA
DESEMPENHO A BAIXA VELOCIDADE	EXCELENTE	BOM	BOM	EXCELENTE
DESEMPENHO A ALTA VELOCIDADE	DEFICIENTE	REGULAR	BOM	BOM
RESISTÊNCIA A BAIXA TEMPERATURA	BOM	BOM	BOM	EXCELENTE
RESISTÊNCIA A ALTA TEMPERATURA	RUIM	REGULAR	BOM	EXCELENTE
RESISTÊNCIA A UMIDADE	REGULAR	BOM	BOM	BOM
VIDA	BAIXA	REGULAR	BOM	EXCELENTE

A tabela acima mostra que, para cada aplicação devemos escolher um tipo de mancal adequado, capaz de desempenhar a função desejada a custos compensadores.

Assim, a escolha do mancal torna-se uma função da:

- a) qualidade que se deseja obter;
- b) da velocidade de trabalho;
- c) das cargas envolvidas;
- d) do espaço disponível para instalação; e
- e) dos custos.

2.7. GUIAS LINEARES

Guias são elementos estruturais que permitem a um membro deslizar ao longo de outro em um padrão dado. Em guias lineares o padrão de movimento é retilíneo e geralmente restrito a um grau de liberdade.

As guias são um dos elementos fundamentais, e constituem uma parte delicada de uma máquina-ferramenta, responsável por guiar a ferramenta na região de corte. Assim como todas as demais partes de máquina-ferramenta, estas devem ser construídas suficientemente rígida, para que as variações de forma que se originam da ação de forças estáticas e dinâmicas, assim como dos movimentos, não venham a exceder a limites estabelecidos, prejudicando tanto a exatidão geométrica quanto dimensional.

As deformações se manifestam em virtude das tensões e flexões, ou também em consequência de vibrações. A forma e a precisão das dimensões das peças fabricadas dependem do tipo, magnitude e direção das deformações na máquina.

Observando a evolução das máquinas-ferramentas, Figura - 14, podemos concluir que estas quase sempre se utilizaram de guias prismáticas, para absorção de forças, independente da posição plana ou inclinada. Sendo que o deslizamento entre o carro porta ferramenta e as guias é garantido por um filme de óleo.

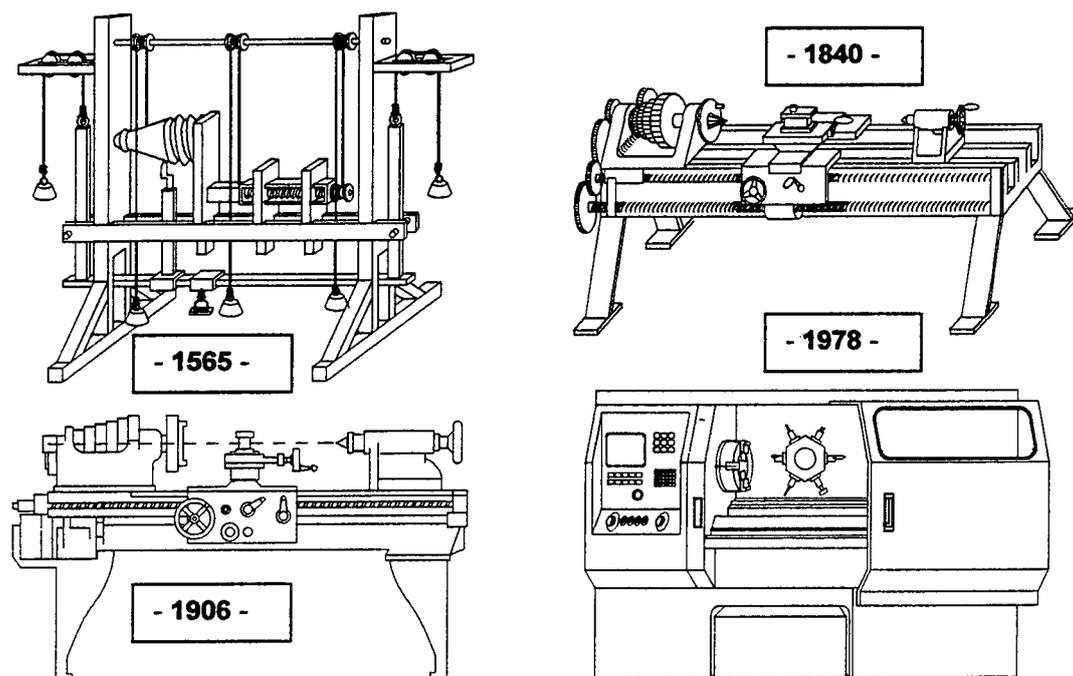


FIGURA 14 - Evolução das máquinas-ferramentas [5,21].

As formas mais simples de guias lineares as angulares na secção transversal e as cilíndricas. Sendo que o elemento móvel pode envolver completa ou parcialmente a guia, vindo daí a denominação de guia aberta ou fechada [13]. Alguns exemplos de formas construtivas de guias lineares são apresentados na figura 15.

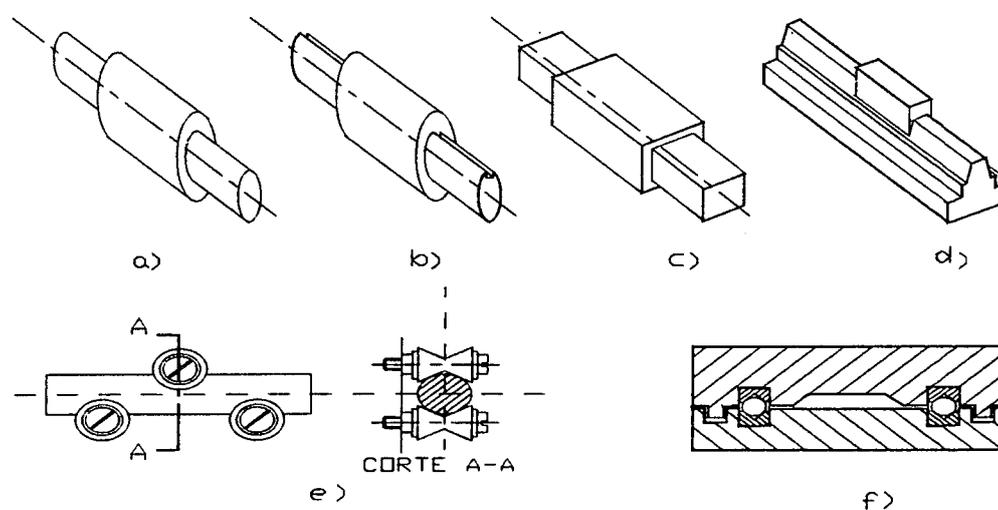


FIGURA 15 - Exemplos de formas construtivas de guias [5,12,13].

Onde:

- a) guia cilíndrica fechada, com rotação desobstruída e dois graus de liberdade;
- b) guias cilíndrica, com obstrução para prevenir rotação e um grau de liberdade;
- c) guia de secção retangular, com um grau de liberdade;
- d) guia de secção angular aberta. Nestas é necessário uma força F para manter os dois membros juntos;
- e) guia linear com elementos rolantes pré formados;
- f) Guias aberta com esferas e cilindros rolantes.

O primeiro sistema de guias lineares, baseado em rolamentos lineares, de que se tem notícias, surgiu na França em 1932. Tratava-se de uma guia com duas carreiras de esferas recirculantes montadas em um bloco que deslizava sobre um trilho com canais em forma circulares, conforme Figura - 16 [23].

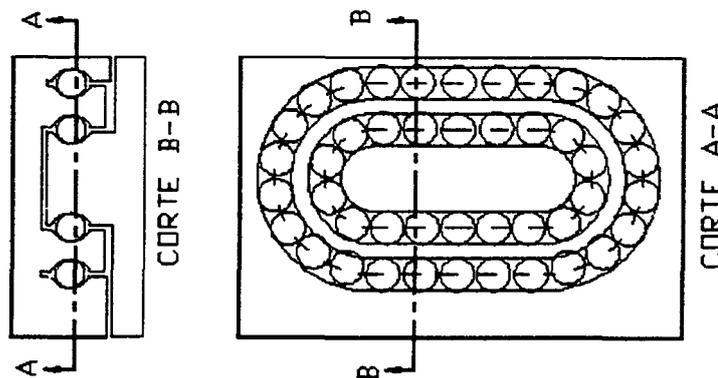


FIGURA 16 - Patente francesa de 1932 [23].

De maneira geral, embora existam maneiras construtivas diferentes, variando de fabricante para fabricante, as guias lineares mantêm a concepção geral apresentada na Figura - 15 [23]. As principais vantagens apresentadas pelas guias lineares com

elementos rolantes, junto a máquinas-ferramentas são:

a) maior precisão de posicionamento;

b) menor consumo de energia para acionamento, devido à resistência ao atrito ser 1/50 daquela apresentada pelo barramento convencional, podendo-se obter uma economia de 90% de energia;

c) permitem movimentar cargas em todos os sentidos, ou seja, de cima para baixo, da esquerda para direita, ou vice-versa com uma precisão geométrica, no mínimo três vezes maior do que a precisão da superfície onde estão montadas;

d) maior velocidade de avanço, permitindo um aumento de produtividade na ordem de 20 a 30%;

e) maior vida útil devido ao pequeno desgaste mecânico; e

f) facilidade de instalação [19,23];

Os bons resultados até aqui apresentados pelas guias lineares com elementos rolantes, tal qual os mancais de rolamento, onde as forças de suporte são puramente elásticas, isto é, são produzidas por deformação elástica de contato das esferas, apresentam por isto um campo de utilização limitado, tanto pela rigidez possível de se obter, quanto pelo baixo ou inexistente amortecimento, o que diminui sua precisão no deslocamento.

Em função da demanda por maiores precisões e velocidades, e as limitações apresentadas pelos elementos rolantes, surgiram as guias lubrificadas a filme fluido, dentre as quais estão as guias lineares lubrificadas a ar. As vantagens do ar como lubrificante, proporcionam características superiores, que vem a se somar as vantagens encontradas nas guias com elementos rolantes, sendo as que mais se destacam são:

- a) deslocamento suave, isento de *stick-slip*;
- b) elevada precisão de posicionamento, devido a inexistência de atrito;
- c) possibilidade de deslocamentos rápidos; e
- d) baixo amortecimento e elevada rigidez, características da lubrificação a ar.

Guias aerostáticas empregadas em máquinas-ferramentas de ultraprecisão e instrumentos de medição requerem um projeto específico, uma fabricação apurada e conseqüentemente são elementos caros.

Para minimizar os custos de fabricação necessita-se conhecer as características estáticas e dinâmicas de guias aerostáticas para várias condições de:

- a) pressão de alimentação do ar;
- b) folga;
- c) geometria do restrito, e
- d) relação comprimento (L) diâmetro (D).

O conhecimento do comportamento real permitirá então otimizar os custos de sua fabricação. Como existe um particular interesse no estudo das guias lineares para aplicações de ultraprecisão serão efetuadas análises destes sistemas em particular.

CAPÍTULO - 3

ESTUDO DO OBJETO

As guias lineares em estudo neste trabalho são constituídas por um eixo cilíndrico e um mancal aerostático radial. Este conjunto pode ser classificado como guia linear aerostática cilíndrica com obstrução externa contra rotação, no qual o elemento móvel, envolvente, é formado por um mancal radial lubrificado por um filme de ar pressurizado externamente.

A principal diferença entre os mancais radiais destinados a guias lineares e a árvores de máquinas-ferramentas está no movimento relativo entre os elementos constituintes. Em árvores de máquinas-ferramentas, o eixo executa o movimento de rotação e os mancais encontram-se fixos, e em guias lineares, o eixo está fixo e o movimento relativo é de translação, realizado pelo mancal.

Os mancais aerostáticos podem ser caracterizados por sua capacidade de carga, rigidez estática, rigidez dinâmica e amortecimento. Os mancais aerostáticos empregados em guias lineares, assim como os demais mancais aerostáticos, tem suas características dependente da:

- a) relação comprimento/diâmetro do mancal;
- b) folga entre o mancal e guia;
- c) número e posição de carreiras de restritores de ar;
- d) número e tipo de restritores de ar por carreira;
- e) pressão de alimentação; e
- f) vazão de ar.

3.1. OS RESTRITORES

Os restritores tem como função reduzir a pressão do ar de P_a para P_d , onde P_a refere-se à pressão de alimentação e P_d a pressão de admissão na folga. A queda de pressão que ocorre é em função da aceleração do gás quando da expansão, caindo esta da pressão de admissão na folga (P_d) à pressão atmosférica (P_{atm}). Desta forma, o fluxo de ar de forma um filme fluido entre as superfícies. Este, por sua vez, torna-se capaz de sustentar cargas. As diversas formas de restritores são apresentadas na Figura - 17.

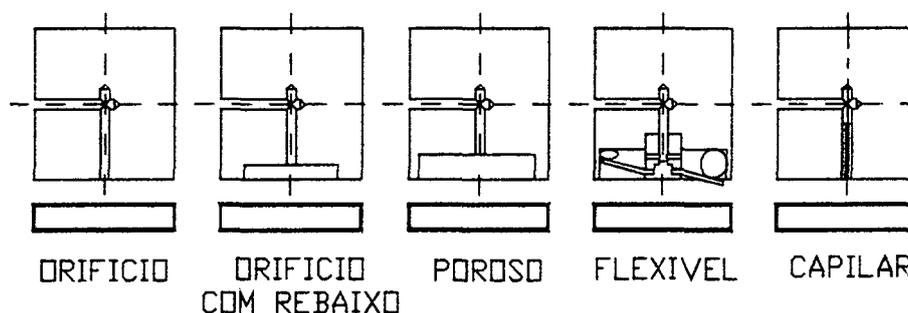


FIGURA 17 - Tipos de restritores de fluxo.

Os restritores são os componentes de projeto e fabricação mais críticos em mancais aerostáticos, por requererem micro-furações, na ordem de 0.1 a 0.5 mm, ou processo especiais de fabricação. As micro-furações implicam no uso de brocas especiais de difícil manuseio, dispositivos especiais de fixação e furadeiras de alta rotação, para os tipos mais comuns. Os restritores mais complexos tais como os restritores porosos, capilares, ou ativos (flexíveis), exigem o emprego de tecnologias mais apuradas o que tornam os custos destes componentes muito elevados.

Como um dos objetivos deste trabalho é o desenvolvimento de mancais aerostáticos de baixo custo, onde a relação custo/benefício (capacidade de carga,

rigidez) seja aceitável, a opção por restritores de fluxo com diâmetro de 1 mm tornou-se atraente. Esta opção elimina a necessidade de equipamentos especiais e demonstraram bons resultados em máquinas-ferramentas de ultraprecisão desenvolvidas anteriormente [27,28].

3.2. MANCAIS AEROSTÁTICOS

A experiência adquirida no desenvolvimento de máquinas-ferramentas de ultraprecisão pelo Laboratório de Mecânica de Precisão da UFSC, provém de dois projetos executados anteriormente, denominados de Torno Nashua e Torno Aplivac. Os resultados alcançados satisfizeram a exigência final de rugosidade da peça ($R_a < 25 \text{ nm}$) [27]. Nos dois tornos anteriormente desenvolvidos, as guias utilizavam mancais aerostáticos com relações $L/D = 1,5$ e 2 , com uma e duas carreiras de restritores de alimentação respectivamente, e cada qual com 4 restritores de fluxo simples de diâmetro 1 mm.

A literatura sobre mancais aerostáticos [5, 8, 12, 13, 14, 24, 26] nos traz informações para restritores com o diâmetro variando de 0.1 a 0.5 mm. A previsão das características do mancal com base nesta literatura, muitas vezes só poderia ser obtida por extrapolação sobre as curvas de projeto existentes.

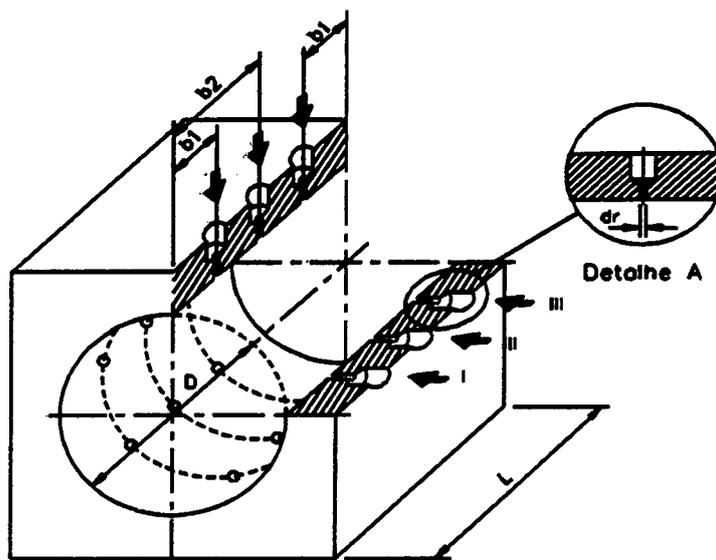
Desta forma, surgiu a necessidade de se levantar curvas específicas para mancais com restritores com 1 mm de diâmetro.

Para atingir este objetivo, foram desenvolvidos três mancais conforme a Figura 18. O projeto foi concebido de forma a proporcionar variações na relação L/D , na folga, no número de carreiras de restritores e no número de restritores ativos por carreira. Um

quarto tipo de mancal, com uma relação $L/D = 1.5$ foi desenvolvido utilizando-se a técnica de fundição em resina especial, com restritores capilares de 0.18 mm de diâmetro, de forma a se obter informações sobre a influência do diâmetro dos restritores sobre o desempenho dos mancais. O projeto dos mancais é apresentado no anexo 1.

As principais informações de projeto de mancais aerostáticas cilíndricas são:

- a) a relação comprimento/diâmetro $[L/D]$;
- b) a folga $[c]$;
- c) o número de carreira de restritores de alimentação $[Nca]$;
- d) a posição das carreiras de restritores de alimentação;
- c) o número de restritores de fluxo por carreira de alimentação $[Nrc]$;
- d) tipo, forma e diâmetro dos restritores $[dr]$; e
- e) pressão de alimentação $[Palm]$.



LUVA	A	B	C	D
Diámetro D [mm]	85	85	85	85
Longura L [mm]	170	127,5	85	127,5
L/D	2	1 1/2	1	1 1/2
Numero de carreiros de restritores NCR	3 I,II,III	3 I,II,III	1 II	3 I,II,III
Numero de restritores por carreiros NRC	8	8	8	8
Diámetro dos restritores dr [mm]	1	1	1	.18
Fabricação	conv.	conv.	conv.	moldado

DESIGNAÇÃO
CLDD-NcNrDr-IO

↳ CONFIGURAÇÃO DE ALIMENTAÇÃO
 (I - ALIMENTANDO / O - FECHADA)

↳ DIÂMETRO DOS RESTRITORES

↳ NÚMERO DE RESTRITORES

↳ NÚMERO DE CARREIRAS

↳ DIÂMETRO DO MANCAL

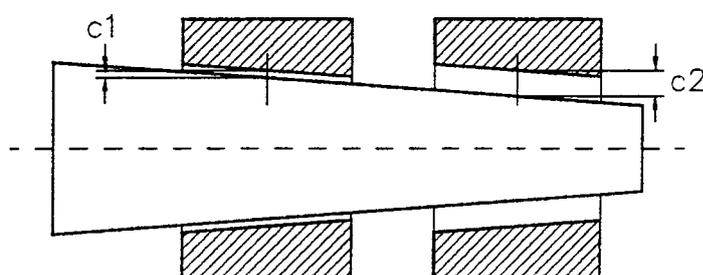
↳ MANCAL CILÍNDRICO LINEAR

FIGURA 18 - Principais informações sobre os mancais aerostáticas para guias lineares.

3.3. FOLGA DAS GUIAS AEROSTÁTICAS

Para permitir um estudo da influência da folga entre mancal aerostático e eixo-guia, no comportamento do sistema mancal, optou-se pela construção de um eixo com conicidade de 1:10.000, onde o levantamento dimensional é apresentado no anexo 2.

Imprimindo a mesma conicidade aos mancais aerostáticos, durante a fabricação, pelo deslocamento do mancal ao longo do eixo, obtém-se a variação da folga, conforme a Figura 19.



$$c1 < c2$$

FIGURA 19 - Definição da folga em função da posição.

O uso de diferentes materiais para fabricação de mancais aerostáticos é desaconselhado pela literatura, bem como materiais de fácil oxidação. Os diferentes coeficientes de dilatação térmica provocariam variações na folga, além de deformações geométricas, o mesmo ocorrendo com a oxidação.

Para os mancais, optou-se pela utilização de ferro fundido na fabricação, por sua boa usinabilidade e baixo custo. O problema da oxidação pode ser desconsiderado pois o ar comprimido é livre de umidade, a composição química e propriedades mecânicas são apresentadas no anexo 3.

Os mancais foram mandriladas internamente com uma tolerância dimensional de $\pm 0,05$ mm. A medida final, bem como da conicidade foi obtida por brunimento.

A guia foi torneada e retificada entre pontos para proporcionar a conicidade desejada e posteriormente revestida com uma camada cromo duro, para proporcionar proteção contra oxidação e pequenos danos superficiais.

3.4. CÁLCULO DOS MANCAIS

A metodologia de cálculo para mancais com lubrificação a filme fluido em geral divide-se em duas formas. A primeira apresenta como variáveis de entradas as características que se deseja obter do mancal, tais como capacidade de carga e rigidez, para posterior cálculo das dimensões geométricas. A segunda forma de projeto se dá pelo processo inverso, tendo como variáveis de entrada as dimensões do mancal para a seguir determinar as características de capacidade de carga e rigidez. Como um dos objetivos deste trabalho é formar uma metodologia de cálculo para mancais aerostáticas para utilização em guias lineares cilíndricas, optou-se pelo prévio dimensionamento para posterior obtenção das características.

A formulação dimensional de outros tipos de mancais aerostáticos pode ser encontrada na literatura [5, 12, 13, 16, 22, 24, 26, 27, 28]. Estas trazem informações de cálculo para mancais com restritores com até 0.6 mm de diâmetro. A extrapolação para mancais com restritores de 1 mm de diâmetro não se torna recomendável.

Para efeito comparativo, calcula-se com base nas informações da figura 18, as principais características para os mancais aerostáticos. Os cálculos são realizados seguindo as recomendações de projeto apresentadas em [24,28].

Definindo a excentricidade relativa "e" como a variável adimensional que relaciona o deslocamento entre mancal e eixo, excentricidade e a folga na guia, Figura - 20.

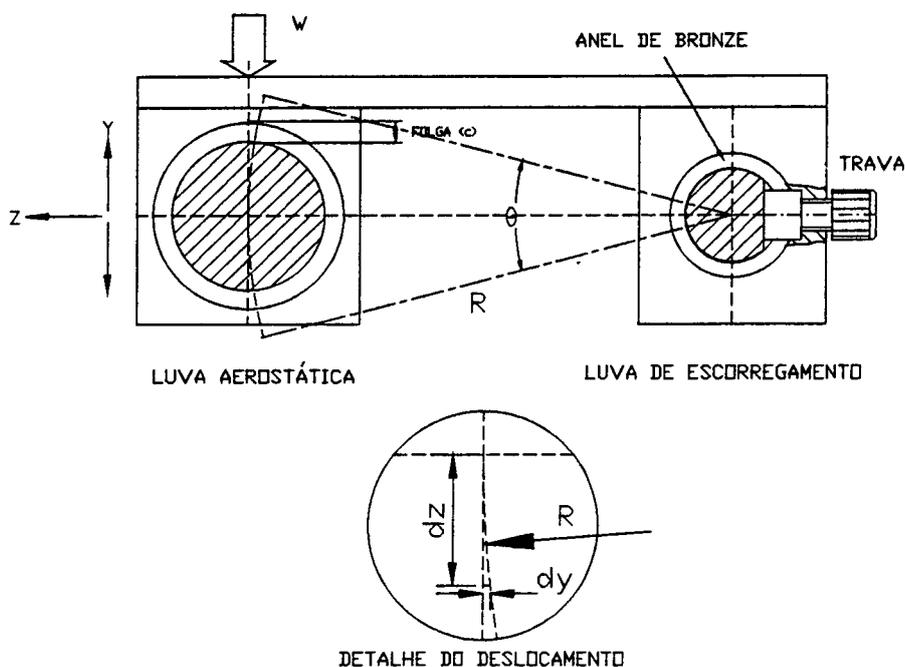


FIGURA 20 - Definição de e e e.

onde:

$$e = \sqrt{d_z^2 + d_y^2} \quad (01)$$

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (02)$$

O acoplamento entre os dois mancais proporciona um movimento circular do mancal principal em torno do eixo secundário. Este movimento pode ser decomposto em deslocamentos lineares nas direções "Y" e "Z", como a ordem de grandeza dos deslocamentos na direção "Z" são de dez vezes maiores com relação aos deslocamentos na direção "Y" pode-se assumir o deslocamento do eixo como unidirecional na direção "Z", ou seja, assume-se o mancal como tendo somente um grau de liberdade. O que transforma as equações (01) e (02) em:

$$e = d_z \quad (03)$$

$$\varepsilon = \frac{d_z}{c} \quad (04)$$

Conforme a orientação espacial definida na figura 20, observa-se que o deslocamento de interesse para medição está na direção "Z". Como forma de se avaliar a influência da excentricidade no comportamento dos mancais aerostáticos, também será monitorado o deslocamento no eixo "Y".

A metodologia proposta por Powell, Grassam e Wilcok [24] apresenta como referência um mancal com $L/D = 1.5$, com duas carreiras de alimentação posicionadas a $b/L = 1/4$. Cada carreira de alimentação conta com oito restritores de fluxo de ar, alimentado com uma pressão de $P_r = 6.9$ bar (100 psi) e com uma excentricidade relativa $\varepsilon = 0,5$, cujos valores de W_r e Q_r são apresentados no Gráfico - 1.

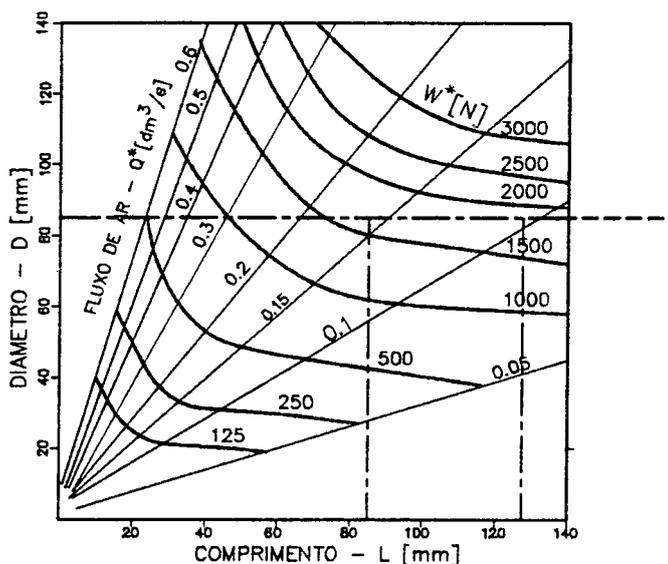


GRÁFICO 1 - W' e Q' em função de L e D [24].

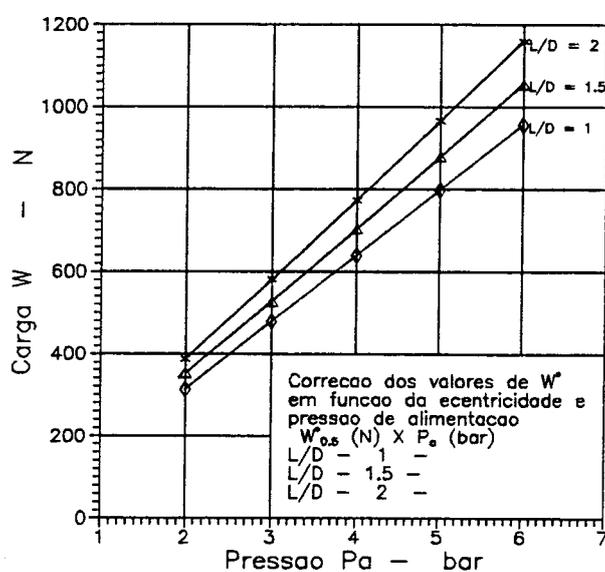
Entrando com os valores dimensionais de L e D , para cada um dos respectivos mancais apresentados na figura 18, obtemos os valores para W' , conforme a Tabela - 2.

TABELA 2 - W^* em função de L e D.

L/D	1	1,5	2
W^*	1640,1	1800	2100

A Equação (05) corrige os valores de W^* para uma excentricidade de 0.5 e outras pressões de trabalho, o que nos leva ao Gráfico - 2.

$$W_{0,5} = \frac{2}{3} * W^* * \frac{P_a}{P_b} \quad (05)$$

GRÁFICO 2 - Carga para $e = 0.5$ X Pressão de alimentação.

Valores maximizados de capacidade de carga são obtidos através da equação (05), a qual fornece a correção dos valores de $W_{0,5}$, para valores de excentricidades equivalentes a 90% do deslocamento em relação a folga, ou seja $e = 0.9$, Gráfico - 3.

$$W_{0,9} = 1.28 * W_{0,5} \quad (06)$$

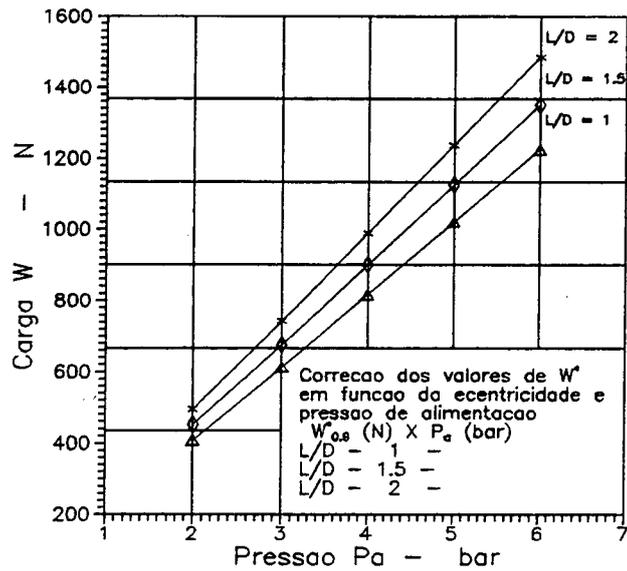


GRÁFICO 3 - Carga para $e = 0.9 \times$ Pressão de alimentação.

Tomando as equações (03) e (04), e substituindo apropriadamente na definição de rigidez, equação (07), obtemos as equações (08) e (09), as quais expressam a rigidez em função da folga e deslocamento relativo e .

$$d_F = K d_z \quad (07)$$

$$K = \frac{F}{(\xi * c)} \quad (08)$$

$$F = K * e \quad (09)$$

As equações (08) e (09) serão úteis na análise dos resultados experimentais. Lembrando que a rigidez pode ser melhorada com o aumento do número de restritores de fluxo por carreira.

Do gráfico - 1, podemos obter valores aproximados de fluxo de ar Q' , necessários para alimentação dos mancais, conforme apresentados na Tabela - 3.

TABELA 3 - Valores de Q^* em função de L e D

L/D	Q^*
1	0,160
1,5	0,075
2	0,050

Sendo estes valores de Q^* são corrigidos pelas equações (10) e (11) para outros valores de folga c , e relações geométricas.

$$Q = Q^* \left(\frac{c}{c^*}\right) \frac{D}{L} \quad \text{para } b=1/4 \quad (10)$$

$$Q = Q^* \left(\frac{c}{c^*}\right)^3 \frac{D}{2L} \quad \text{para } b=1/2 \quad (11)$$

Das Equações (11) e (12) [24] conclui-se que o fluxo de ar necessário não depende da geometria do restritor, mas sim das dimensões L e D do mancal e da folga c .

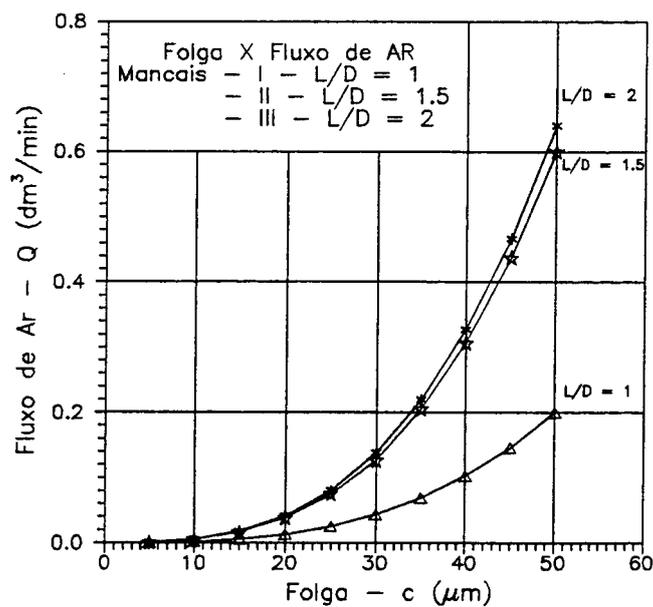


GRÁFICO 4 - Fluxo de Ar em função da folga.

CAPÍTULO - 4

PROPRIEDADES DO SISTEMA MANCAL

4.1. INTRODUÇÃO

O projeto de qualquer componente é a forma mais adequada de se expressar conceitos adquiridos junto à teoria. A concretização destes, através dos processos de fabricação, acarreta na introdução dos erros inerentes a estes, traduzidos sob a forma de erros dimensionais, erros de forma, erros de posicionamento e rugosidade superficial. Estes erros prejudicam no desempenho do sistema guia, o qual é definido como sendo constituído pelo par eixo/mancal.

4.2. COMPORTAMENTO GEOMÉTRICO

O projeto de guias lineares deve ser concebido de forma a minimizar os erros geométricos de seus componentes. Os erros de trajetória durante o deslocamento da guia, tendem a se reproduzir na peça durante a operação de usinagem. Desta forma, a redução dos erros nas guias implica em uma redução dos erros geométricos na peça, Figura - 21.

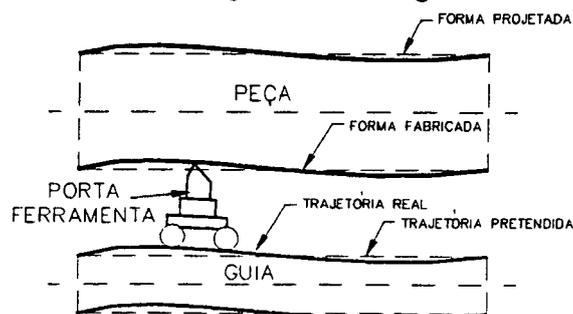


FIGURA 21 - Comportamento geométrico.

Os erros geométricos podem ser originados no processo de fabricação, ou decorrentes de deformações dos componentes da máquina-ferramenta quando submetidos a esforços.

Estes erros são impossíveis de serem eliminados. Sua minimização pode ser obtida pela escolha de processos e parâmetros corretos durante a fabricação. A introdução de um controle dimensional e geométrico entre as diversas fases da fabricação, torna possível a melhora de resultados.

Os movimentos de rolamento, guinamento e cambamento, do mancal em relação ao eixo X, devem ser minimizados pois levam a erros de posicionamento que favorecem condições de auto travamento, conforme a Figura - 22. Geralmente, estas rotações só ocorrem quando há falha na alimentação de ar, ou pela ação de uma componente de momento torçor devido à má distribuição das cargas aplicadas.

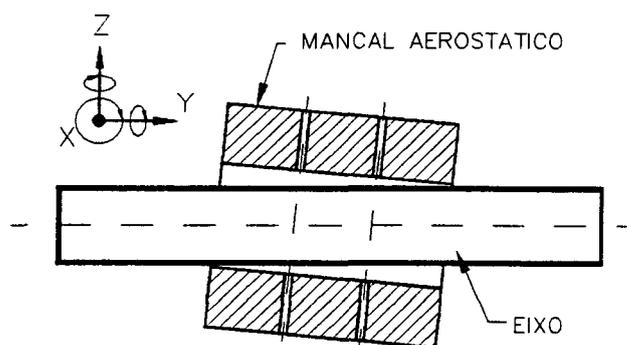


FIGURA 22 - Condição de auto travamento.

A flexão do eixo guia tem influência sobre a folga. Esta tende a ser menor do que o valor calculado à medida que a primeira torna-se mais acentuada. Para tanto, a flexão deve ser compensada como forma de obtermos valores de folga e deslocamento do mancal reais. Desta forma, foram levantados os valores de flexão para o eixo à bancada através da formulação clássica da mecânica dos sólidos. Para tanto, foi assumido que a condição de

apoio engastada apoiada é a que melhor representa a situação experimental. O anexo - 4, apresenta valores comparativos entre a flexão calculada e a medida.

A compensação da flexão pode ser realizada conforme a Figura - 23.

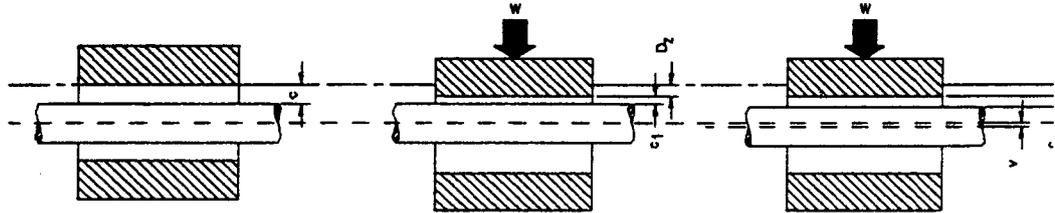


FIGURA 23 - Compensação da flexão do eixo.

onde:

$$c1 = c - D_z \quad (12)$$

$$c2 = c1 + v \quad (13)$$

$$D_{zi} = c - c2 \quad (14)$$

$$D_{zi} = D_z - v \quad (15)$$

Experimentalmente, o deslocamento D_{ZR} pode ser obtido montando-se os transdutores de deslocamento junto ao mancal, de forma que este deslocamento seja medido de forma relativa ao eixo. Erros em guias lineares também podem ser oriundos da montagem dos componentes. Este erros são decorrentes de desalinhamentos entre as guias, conforme a Figura - 24.

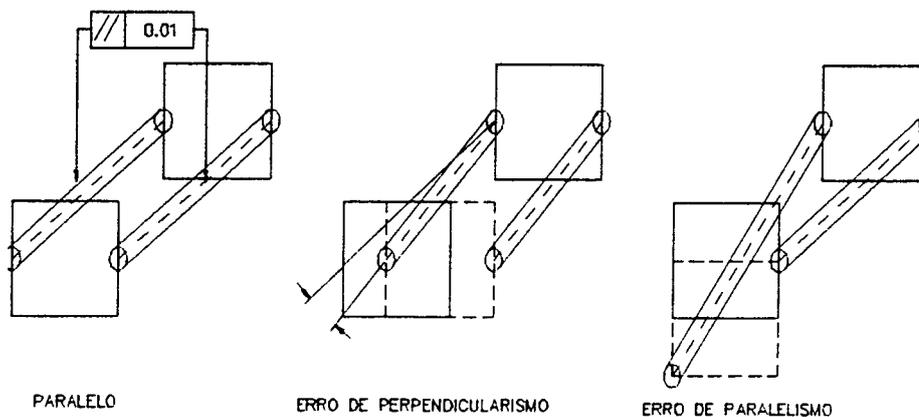


FIGURA 24 - Erros de paralelismo e ortogonalidade.

4.3. COMPORTAMENTO ESTÁTICO

Uma máquina-ferramenta deve apresentar uma rigidez tal que as deformações oriundas dos esforços de usinagem ou decorrentes do deslocamento de partes estruturais ao longo do eixo, não leve a deformações maiores do que aquelas permitidas nos componentes que devem ser fabricados. Para produzir um trabalho preciso, deve-se levar em conta que a rigidez estática é somente um caso de particular da rigidez dinâmica.

Estaticamente, o mancal pode ser modelado por um sistema massa-mola não amortecido, Figura - 25, onde K_e é a rigidez estática do sistema e D_z é o deslocamento sofrido em relação a posição de equilíbrio. Assim, como as informações de projeto são conhecidas, pode-se relacionar a rigidez estática com estes parâmetros:

$$K = f(Q, c, L / D, d_r, N_{cr}, N_{rc}, P_{alm}, D_z) \quad (16)$$

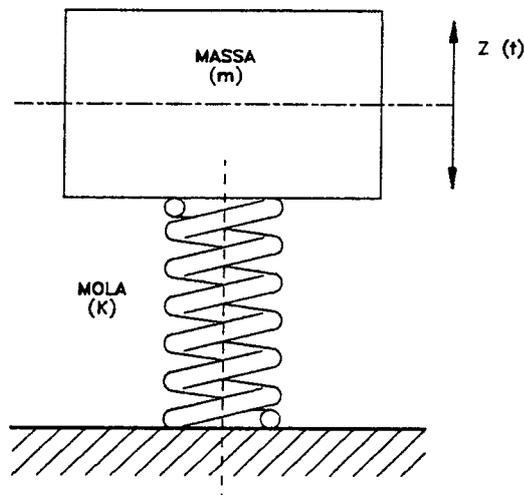


FIGURA 25 - Modelo estático.

4.4. COMPORTAMENTO DINÂMICO.

Partindo do modelo proposto na figura - 26, podemos observar que o comportamento da massa durante cada intervalo de tempo dt , pode ser determinado desde que sejam conhecidas as condições iniciais.

Suponhamos que o sistema seja como o do modelo, onde a força F é aplicada à massa m , e o deslocamento da posição de equilíbrio é y , Figura - 29.

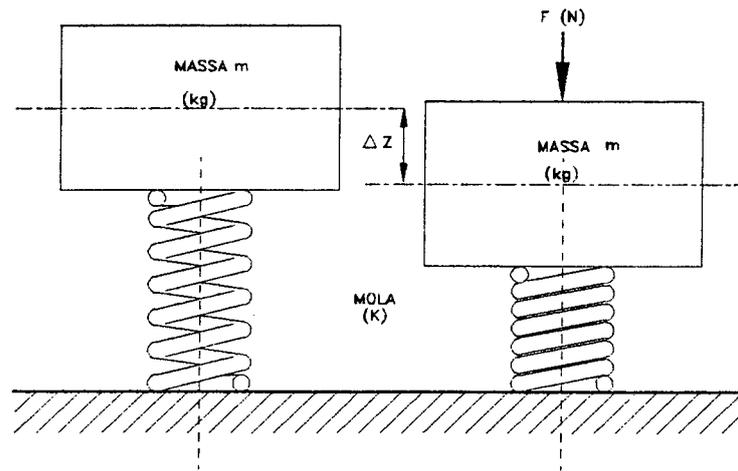


FIGURA 26 - Análise do modelo simples.

Desprezando o amortecimento inerente à mola devido ao atrito interno e com o ar, temos:

$$F = m \frac{d^2 z}{dt^2} + K_e y \quad (17)$$

Dividindo ambos os termos da equação (17) por K_e , obtemos:

$$\frac{F}{k_e} = \frac{m}{k_e} \frac{d^2 z}{dt^2} + y \quad (18)$$

Como ω_0 é:

$$\omega = \sqrt{\frac{K_e}{m}} \quad (19)$$

A equação (18) pode ser rescrita em função da frequência crítica, conforme a equação (20).

$$\frac{F}{k_e} = \frac{1}{\omega_o} \frac{d^2 z}{d_i^2} + y \quad (20)$$

A frequência natural do eixo também é calculada pela equação (19), onde K_e é obtido da mecânica dos sólidos para a condição de apoio engastado-apoiado, equação (21):

$$K_e = \frac{798EI}{7L^3} \quad \text{p/ engaste-apoiado (21)}$$

A frequência natural do eixo deve ser previamente conhecida de forma que esta e seus múltiplos, ou dobramentos, sejam distinguidos das ressonâncias geradas pelo mancal, e para servir de valor de referência para as frequências a serem pesquisadas.

Calculando a massa do eixo com base no seu volume e densidade, como sendo de aproximadamente de 57,6 kg e sua rigidez k_e como sendo de 5 922,5 kN/m obtemos um frequência crítica ω_o para o eixo de 369,9 Hz.

Substituindo as equações (01) e (02) na equação (19), obtém-se a frequência crítica o mancal aerostático em função de e e c .

$$\omega_o = \sqrt{\frac{g}{\varepsilon \cdot c}} \quad (22)$$

Colocando em um gráfico da frequência natural em função do deslocamento D_{xc} , observamos que esta tende a valores próximos aos calculados para o eixo com a diminuição da folga:

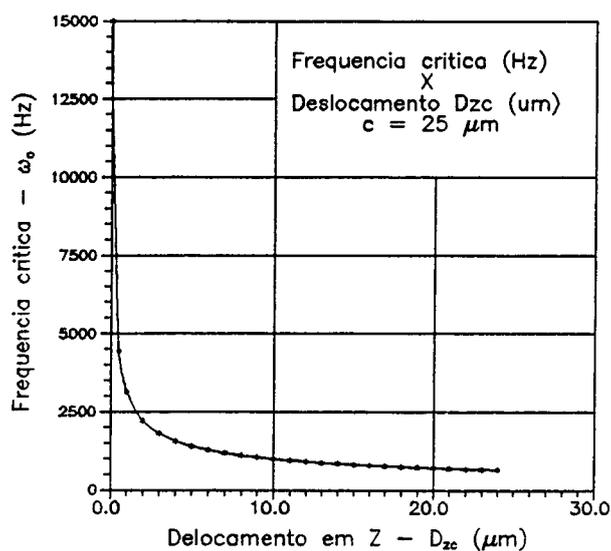


GRÁFICO 5 - ω_0 em função de e e e .

A capacidade do ar de dissipar energia torna necessário que o modelo estático proposto seja alterado, através do acréscimo de um elemento amortecedor. Este acréscimo transforma o modelo massa-mola para um sistema massa-mola-amortecedor, conforme a Figura 27.

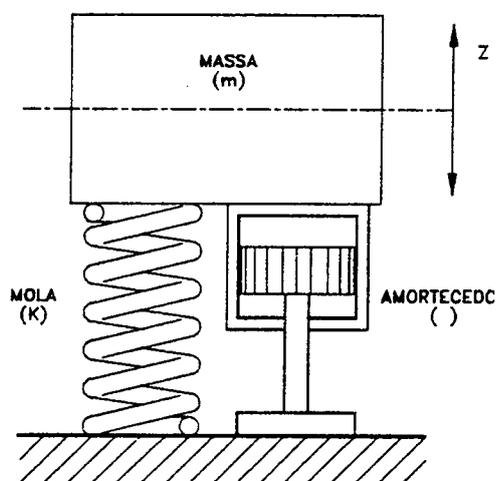


FIGURA 27 - Modelo dinâmico.

A dedução da formulação matemática para o modelo dinâmico, deve assumir seis hipóteses simplificativas, as quais são:

- a) todos os elementos do sistema estão concentrados ou aglutinados, ou seja, a massa distribuída na mola é desprezível;
- b) o movimento ocorre somente na direção vertical, sem que seja permitida alguma oscilação no sentido horizontal, ou seja, os graus de liberdade devem ser restringidos a somente um;
- c) a força de retorno é proporcional à velocidade e atua durante todo o tempo;
- d) o valor da folga será considerado como constante;
- e) despreza-se o efeito da rugosidade superficial sobre o escoamento; e
- f) desprezam-se os efeitos da inércia do fluido.

A adoção destas hipóteses, contudo, não implica em diminuir a confiabilidade do modelo em reproduzir a realidade. Assim, pela Lei de Newton temos:

$$F = m \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (23)$$

$$-W = m * g \quad (24)$$

$$F_e = K * \left[\frac{W}{K} - y \right] \quad (25)$$

$$F_e = W - K * g \quad (26)$$

Determinando a força de atrito, temos:

$$F_a = -\xi \frac{dy}{dt} \quad (27)$$

Onde F_v é o amortecimento viscoso, sempre atuando no sentido contrário ao do movimento, substituindo na Lei de Newton, temos:

$$F(t) = m \frac{d^2 z}{dt^2} + \xi \frac{dz}{dt} + K_d \quad (28)$$

A força externa que atua sobre o sistema, retirando-o do equilíbrio, pode ser de natureza periódica ou de natureza aleatória. Assumido F como sendo de natureza periódica obtemos:

$$F(t) = F_o \cos(\omega t) \quad (29)$$

Substituindo a equação (29) na equação (28), temos:

$$F_o \cos(\omega t) = m \frac{d^2 z}{dt^2} + \xi \frac{dz}{dt} + k_d \quad (30)$$

Atribuindo valores para as condições iniciais para $w_o = 0$, $t_o = 0$ e $v_o = 0$, pode-se solucionar a equação (30) no domínio da freqüência e assim se obter:

a) freqüências críticas;

b) função resposta em freqüência:

$$\alpha(\omega) = \frac{1}{K - m \cdot \omega^2 + i \cdot \xi \cdot \omega} \quad (31)$$

c) rigidez dinâmica:

$$K_d(\omega) = K - m \cdot \omega^2 + i \cdot \xi \cdot \omega \quad (32)$$

d) Inertância:

$$S(\omega) = \frac{-\omega^2}{k - m \cdot \omega^2 + i \cdot \xi \cdot \omega} \quad (33)$$

Deste modo, pode-se determinar as características dinâmicas em função das variáveis de projeto:

$$K_d = f(F(t), c, L / D, Q, dr, Nca, Ncr, P_{alm}) \quad (34)$$

$$\xi = f(F(t), f, L / D, Q, dr, Nca, Ncr, P_{alm}) \quad (35)$$

4.5. COMPARAÇÃO ENTRE OS PRINCIPAIS TIPOS DE MANCAIS.

Os gráficos (6) (7) e (8) representam curvas respostas em freqüência para diferentes arranjos de sistemas mancais [29].

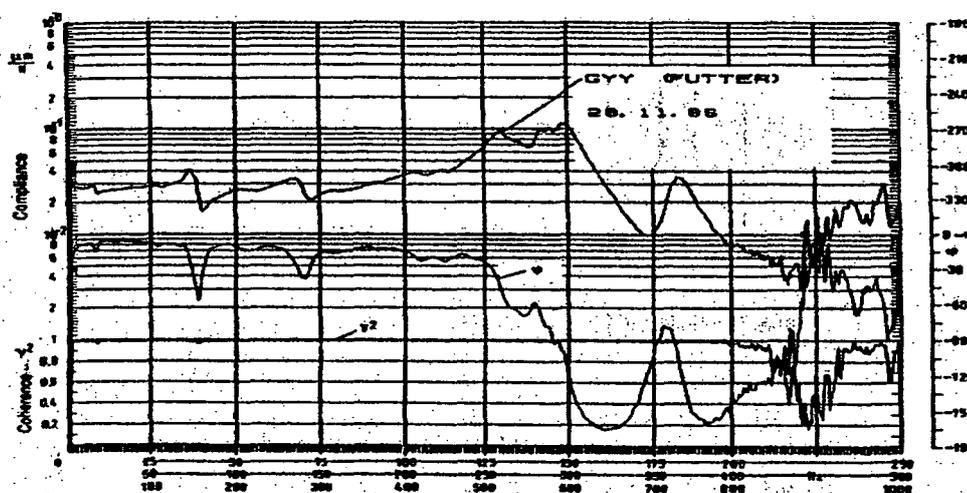


GRÁFICO 6 - Flexibilidade radial X resposta em freqüência (eixo com mancais de rolamento) [29].

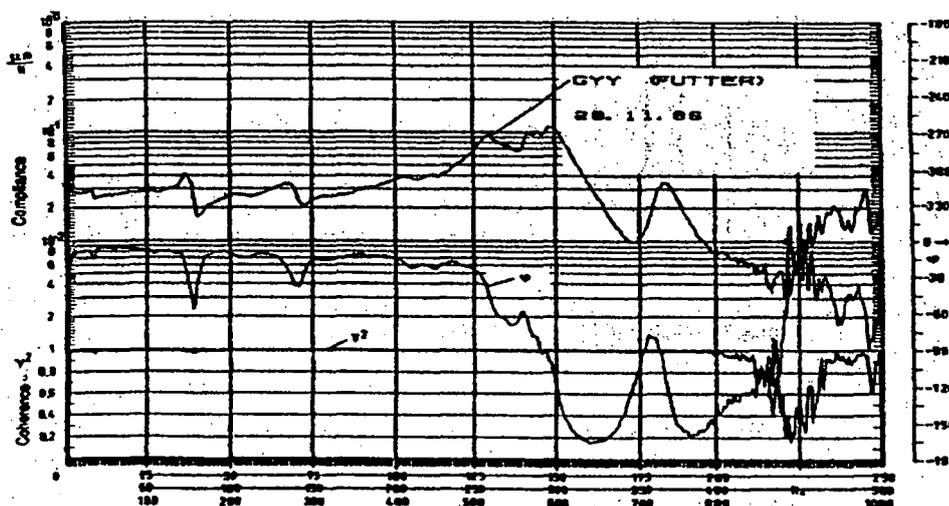


GRÁFICO 7 - Flexibilidade radial X resposta em freqüência (eixo mancais aerostáticos) [29].

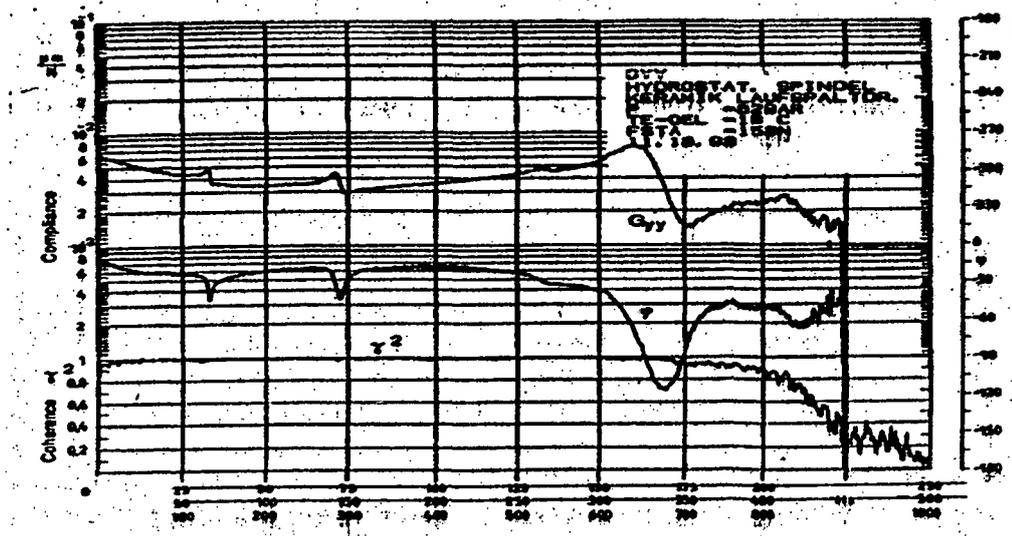


GRÁFICO 8 - Flexibilidade radial X resposta em frequência (eixo mancais hidrostáticos) [29].

A partir dos gráficos (6) (7) e (8) pode-se concluir que:

a) Estaticamente, os mancais de rolamento sobressaem-se devido aos elevados níveis de rigidez estática, o que por outro lado indica excessiva falta de flexibilidade, o que é atribuída ao baixo amortecimento destes [29];

b) A resposta em frequência dos mancais aerostáticos apresenta propriedades de amortecimento um pouco melhores e uma rigidez estática consideravelmente maior, o que vem de encontro as informações encontradas na literatura, e que é explicado pelas dimensões envolvidas e pelos cuidados tomados durante a fase de projeto; e

c) Por sua vez, os mancais hidrostáticos apresentam o comportamento dinâmico mais favorável, assim como elevados níveis de rigidez.

CAPÍTULO - 5

PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

5.1. INFRAESTRUTURA DO EXPERIMENTO

A infra-estrutura do experimento pode ser dividida em cinco partes, conforme a figura - 28.

- a) sistema para filtragem do ar;
- b) bancada;
- c) sistema para medição de deslocamento; e
- d) sistema para análise de vibrações.

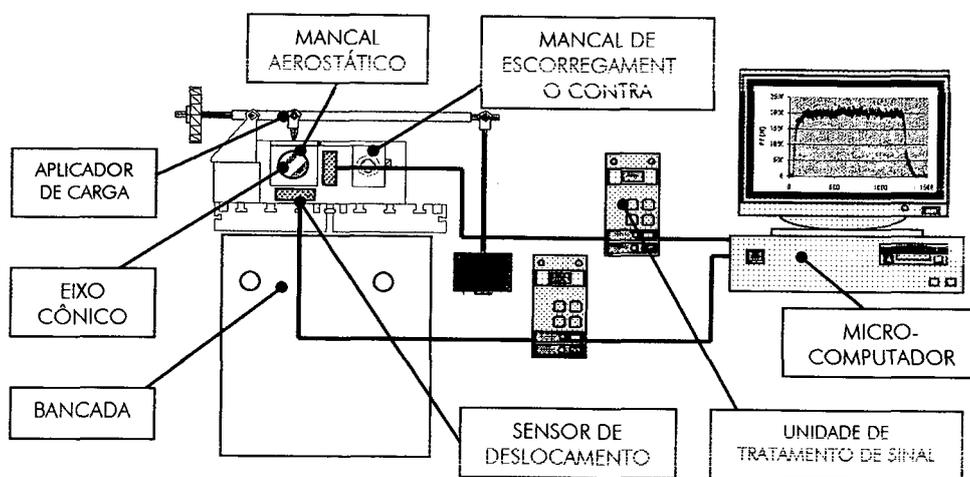


FIGURA 28 - Infra-estrutura do experimento.

5.1.1. SISTEMA DE FILTRAGEM DE AR

O sistema de filtragem de ar tem por função fornecer ar comprimido limpo e seco para alimentação do mancal. Os mancais aerostáticos apresentam como requisitos para operação, ar isento de umidade e óleo de tamanho mínimo de partícula em suspensão. As partículas em suspensão, de forma geral, devem ter até um décimo da folga de trabalho. Com o objetivo de atender aos requisitos necessários apresentados no item 2.3.4., seus elementos constituintes são:

- a) compressor de ar;
- b) reservatório de ar;
- c) secador de ar;
- d) filtros; e
- e) válvula reguladora de pressão com manômetro e purgador.

As características do sistema empregado encontram-se descritas no Anexo - 5.

5.1.2. A BANCADA

A bancada para os ensaios foi projetada de forma a prover ao sistema uma elevada rigidez e no ambiente deste trabalho é considerada indeformável. Esta foi construída de forma mista, sendo a parte inferior em concreto reforçado, sobre a qual montou-se a mesa retificada de ferro fundido com ranhuras em "T", para proporcionar a montagem de componentes.

O par mancal de escorregamento/eixo secundário tem por funções, proporcionar condições de travamento em posições pré-determinadas, e reduzir os graus de liberdade do mancal principal, conforme descrito o item 3.4., figura 20.

O acoplamento entre os mancais aerostático e de escorregamento, por meio de uma placa superior, tem por função evitar, ou tornar insignificantes, as rotações u , v , no mancal principal. Por ser constituída de um sistema de guias lineares, a bancada fica sujeita aos erros inerentes a estas, conforme apresentado no item 4.2.

5.1.3. SISTEMA DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTO

A escolha de um sistema de medição dar-se-á em função da avaliação prévia das grandezas a serem medidas. Geralmente, recomenda-se que este tenha uma incerteza de medição na ordem de 1/10 da incerteza da grandeza a medir. Em certos casos, admite-se que esta atinja a 1/5 ou 1/2 da incerteza de medição da grandeza a medir.

A escolha pode ser direcionada para dois tipos básicos de sistemas de medição;

a) com contato, utilizando-se apalpadores com princípio mecânico (relógios comparadores) ou eletrônicos (sensores indutivos de contato); e

b) sem contato baseado na utilização de sensores de deslocamento indutivos, capacitivos ou óptico-eletrônicos.

O uso de sistemas de medição com contato é baseado principalmente no uso de relógios comparadores ou sistemas indutivos. Este sistemas apresentam como principal desvantagem a ação de uma força de contato na ordem de um a quatro Newtons, a qual não pode ser desprezada no somatório das forças que atuam sobre o mancal. A inércia

própria dos sistemas mecânicos também contribui para a diminuição da sensibilidade em detectar micro deslocamentos e/ou deslocamentos rápidos.

A utilização de um sistema de medição sem contato tem como principal vantagem a possibilidade da execução de várias leituras em um mesmo ponto, em intervalos de tempo pequenos, o que torna possível a obtenção de um valor médio para as leituras e a obtenção de um resultado da medição mais confiável.

Em função das dimensões a serem medidas, foi selecionado um sistema de medição indutivo MicroEpson, o qual apresenta uma incerteza de medição de 1/10 de mm, conforme Anexo - 6. Foi procedido levantamento de sua função transferência e curva de erro para o par ferro fundido/sensor, conforme recomendado pelo fabricante.

Os principais constituintes do sistema de medição são:

- a) transdutor indutivo sem contato MicroEpson;
- b) berço de fixação dos transdutores;
- c) unidade de tratamento de sinal MicroEpson: curva de erro, contendo a resposta do sistema transdutor/demodulador como um todo, encontra-se no Anexo – 6;
- d) indicador;
- e) sistema de aquisição de sinais HP3947A;
- f) micro computador HP-85; e
- g) bloco padrão de 3mm para ajuste da distância entre mancal/transdutor.

O sistema de medição de deslocamentos pode apresentar os seguintes erros:

a) de pré-setagem, Figura - 28.

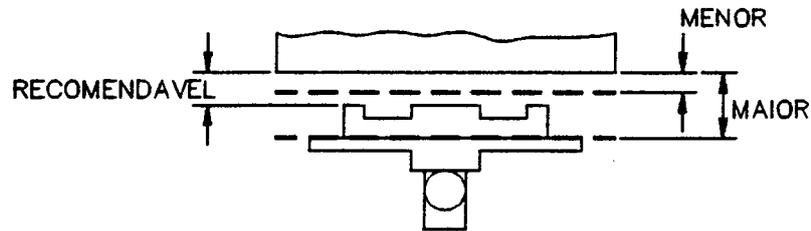


FIGURA 29A - Erros de paralelismo nos transdutores.

b) No berço, Figura - 29.

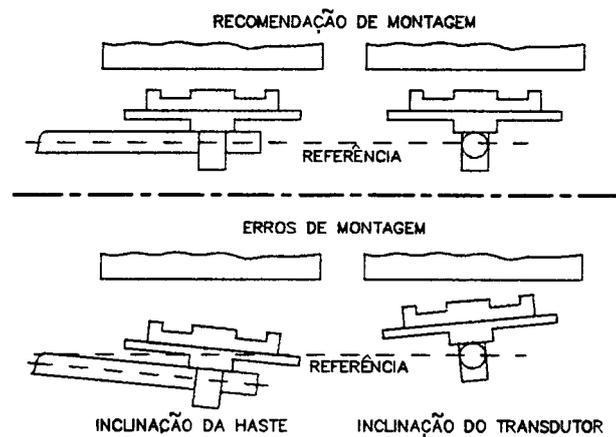


FIGURA 29B - Erros no berço dos transdutores.

A pré-ajustagem dos transdutores foi realizada de forma que a distância entre mancal e transdutor se encontre na região de menor erro, conforme a função transferência do instrumento. Para tanto utilizou-se um bloco padrão de 3 mm. Mesmo assim existe uma variação desprezível nestes valores devido à formação de filmes de ar e à presença de outras substâncias na interface entre bloco-padrão/mancal e bloco-padrão/transdutor.

5.1.4. SISTEMA PARA ANÁLISE DINÂMICA

Em análise modal, a técnica mais simples e comum é o método da amplitude de pico, no qual a estrutura é excitada por uma força senoidal gerada por um excitador simples e as curvas resposta em frequência são obtidas para diversos pontos da estrutura.

A técnica utilizada foi a de excitador único, que envolve medidas quantitativas do efeito da força vibratória sobre uma estrutura. Se a estrutura é elástica e excitada por uma força senoidal, o movimento vibratório resultante (resposta) é diretamente proporcional à força de excitação com a mesma frequência desta.

Assim a medição da força de excitação e do movimento resultante em um número de pontos sobre uma faixa de frequência seria suficiente para descrever o comportamento vibratório da estrutura [32]. A seleção dos transdutores de vibrações foi realizada em função da faixa de operação e sensibilidade dos mesmos.

A relação dos componentes utilizados é apresentada a seguir:

- a) gerador de sinais - B&K 1027;
- b) amplificador de Potência - B&K 2706;
- c) excitador eletrodinâmico - B&K 2706;
- d) transdutor de força - B&K 8200;
- e) acelerômetro - B&K 4370;
- f) amplificadores de carga - B&K 2635;
- g) analisador de sistemas de controle HP - 3563A;
- h) plotter - HP.

O sistema pode ser caracterizado por uma entrada constituída de um sinal eletrônico de características conhecidas (ruído branco) que é transformado, por meio do excitador eletrodinâmico, em um sinal mecânico (força). Este sinal mecânico, transformado pelas características do sistema, é captado pelo acelerômetro, que o envia ao analisador de sinais.

Através da análise da diferença entre o sinal de entrada e saída é determinada uma função transferência, contendo as informações sobre as características do sistema.

Pela segunda integração da aceleração ($a(\omega)$), saída do sistema, obtemos deslocamentos ($d_x(\omega)$) que, compilados com a força ($F(\omega)$) na entrada do sistema, fornecem a rigidez do sistema.

5.2. PROCEDIMENTO DE EXECUÇÃO.

As variações das condições ambientais tais como temperatura, pressão ambiente, umidade e vibrações externas, são fontes de erros sobre os demais sub-sistemas, daí vindo a necessidade de monitorar estas variáveis.

As variações de temperatura provocam dilatação nos componentes, a qual pode ou não ser uniforme para todos os componentes, em função das características geométricas, e as diferentes condutividades térmicas dos materiais, que caracterizam as trocas de calor. Tais deformações podem gerar deslocamentos não desejáveis ou até mesmo variações na folga entre mancal e eixo. Estas podem ser minimizadas pela colocação da bancada em sala climatizada com temperatura controlada.

O sistema para controle das variáveis externas tem por função garantir a mínima interferência dos fatores ambientais que exercem influências sobre a parte experimental,

principalmente sobre os instrumentos de aquisição e controle ou outras informações relevantes ao ensaio. As principais informações ambientais controladas durante o experimento são temperatura, pressão e umidade relativa. Condições básicas para realização dos ensaios:

TABELA 4 - Condições para ensaios.

P_{amb}	1 atm
T_{amb}	21 °C
ϕ	amb

5.2.1. VARIÁVEIS DOS ENSAIOS

As variáveis de ensaio são pressão de alimentação [P_a], folga c , e forma de alimentação conforme apresentado no item 3.2, na figura - 18.

TABELA 5 - Variáveis de ensaio.

P_a [bar]	2, 3, 4, 5 e 6
W_e [N]	0 ... 1300
W_d [N]	4
c [mm]	5 ... 50 obs.#1
L/D	1, 1.5, 2
n_{cr}	1, 2 e 3
d_r [mm]	0.18 e 1

obs.#1. Os erros na conicidade dos mancais brunidos, provocaram faixas de folga diferenciadas para cada mancal, as quais são apresentadas na Tabela 6.

TABELA 6 - Variação na folga para cada mancal.

MANCAL	VARIAÇÃO DA FOLGA [μm]
A	05...50
B	20...50
C	05...30
D	10...50

5.3. PRÉ-ENSAIOS

Os pré-ensaios apresentam dois objetivos distintos, os quais são:

- determinar a viabilidade do uso de um sistema de aquisição de sinais sem contato, para medir os deslocamentos do mancal, qualificando a sistema de medição;
- determinar qual o número ótimo de leituras, em função da dispersão da amostragem, necessárias para se obter um resultado confiável.

Com base na baixa dispersão e no desvio padrão observado nas leituras, adotou-se como resultado de medição a média de dez leituras.

5.4. ENSAIOS DE TEMPO MÍNIMO.

Os ensaios de tempo mínimo tem por objetivo determinar o tempo necessário para que os mancais se estabilizem após serem pressurizados. Os resultados determinarão a necessidade, ou não, de se estabelecer um tempo de espera entre a pressurização do mancal e o início da aquisição de dados.

Nestes ensaios, o procedimento constitui-se em pressurizar o mancal e realizar n leituras em um intervalo de tempo Δt , preestabelecido. Plotando o resultado em um gráfico

deslocamento na direção Z (d_z) em função de t , obtém-se o tempo mínimo para estabilização do mancal após ser pressurizado.

Devido às limitações no tempo de chaveamento para realização das leituras no sistema de aquisição de sinais, não foi possível conseguir sensibilidade para captar esta variação.

Optou-se assim, pela utilização de um osciloscópio, o qual não captou variações perceptíveis, de onde se pode concluir que não há oscilação do mancal quando da pressurização.

5.5. ENSAIOS ESTÁTICOS

Os ensaios estáticos tem por objetivos:

- a) determinar a capacidade de carga;
- b) determinar a rigidez estática;
- c) obter a curva característica, carga x deslocamento, para cada condição de ensaio.

Todos estes objetivos, em função das variáveis de projeto definidas no Item 3.2.1..

O procedimento para estes ensaios foram constituídos de:

- a) definir a folga em função da posição para cada mancal;
- b) fixar o mancal na posição correspondente a folga;
- c) ajustar os sensores para operar na região de menor erro conforme curva de erro;
- d) proceder ajuste do relógio comprador para monitoramento da flexão do eixo, proceder anotação para carga zero;

e) realizar leitura de dados para obtenção do valor de referência quando do mancal apoiado sobre o eixo;

f) presumir na mancal na pressão desejada;

g) proceder leitura com carga zero e proceder anotação;

h) ajustar o aplicador de carga, tomando atenção quanto ao perpendicularismo entre a superfície do mancal e o aplicador de carga, assegurando assim cargas unidirecionais;

i) aplicar carga no sentido decrescente (1300 N --> 0), procedendo leitura da flexão do eixo e dos deslocamento na direção "Z" e "Y";

j) repetir o procedimento para todas as pressões e folgas.

Ao final dos ensaio para um mancal, deve-se proceder as modificações necessárias ou realizar a troca do mancal aerostático.

5.6. ENSAIOS DINÂMICOS

Os ensaios dinâmicos tem por objetivo:

a) determinar o amortecimento;

b) frequências críticas;

c) rigidez dinâmica;

d) massa dinâmica.

O procedimento para ensaios dinâmicos constitui-se em:

a) definir a folga em função da posição para cada mancal;

b) fixar o mancal na posição correspondente à folga;

c) pressurizar o mancal na pressão desejada;

d) excitar o mancal com ruído branco, captá-lo através da célula de força e introduzi-lo no analisador de sinais;

e) captar o sinal de saída através do acelerômetro, e introduzi-lo no analisador de sinais;

f) comparando ambos os sinais, de entrada expresso em termos de força e de saída em termos de aceleração, dividi-los no analisador e obter a curva A/F (inertância) em função da frequência, a fase em graus para as frequências correspondentes;

g) verificar a relação entre os sinais de entrada e saída através da curva de coerência, a qual fornece a informação se o sinal captado na saída do sistema é gerado pelo sinal de entrada ou uma fonte externa;

h) proceder medição no ponto de frequência máxima, fazer atenuação de três db e medir as frequências inferior e superior para o cálculo do amortecimento.

Repetir o procedimento para todas as folgas e todos os mancais e suas respectivas modificações.

5.7. CONCLUSÃO

Os ensaios descritos permitem uma ampla varredura de variáveis que, juntas fornecem os subsídios necessários para o projeto de um mancal radial cilíndrico destinado a guias lineares, conforme a figura 30.

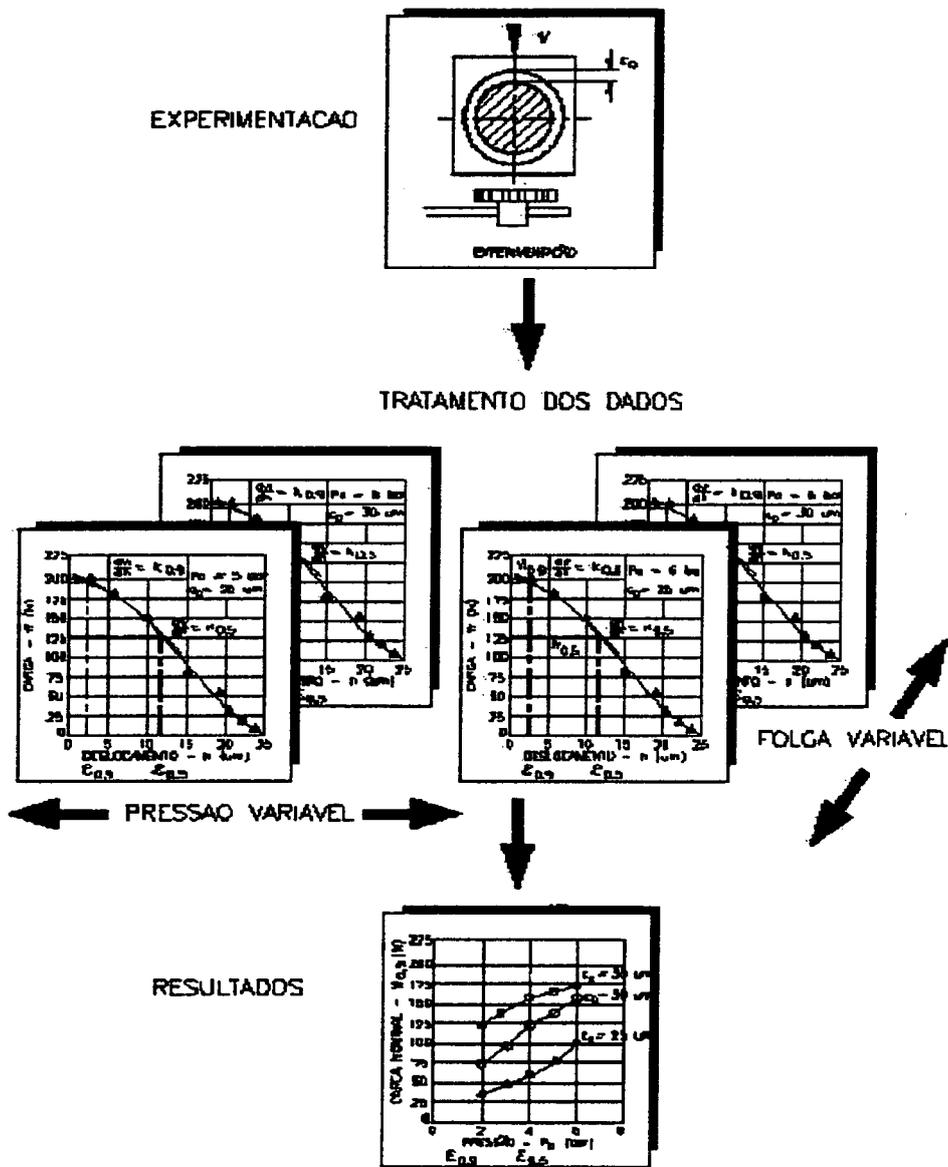


FIGURA 30 - Análise dos resultados.

CAPÍTULO - 6

ANÁLISE DOS RESULTADOS

6.1. PRELIMINARES

Analizando primeiramente a relação entre o deslocamento linear d_{zc} (direção Z) e a excentricidade e , é observado que esta tende a um, somente se d_y tende a zero. Isto significa que o deslocamento d_z é igual a excentricidade e , ou seja, o deslocamento é unidirecional. Colocando em um gráfico de d_z em função e , a condição ótima de ensaio é expressa por uma reta com inclinação de 45° , conforme a gráfico 8.

Deste, podemos observar que em todos os mancais ensaiados, operando na mesma pressão de alimentação (P_{alm}) e folga (c), o ponto onde a excentricidade e é maior do que o deslocamento d_{zc} , o deslocamento é bidirecional. Portanto, o mancal aerostático encontra-se em contato com o eixo, e a partir do momento em que o mancal pode se auto sustentar (flutuar) esta relação se aproxima de um (1). As diferenças entre d_{zc} e c podem ser explicadas com base no gráfico 8. Desta forma podemos assumir como verdadeira a hipótese do ítem 3.4., a qual assume o deslocamento como unidirecional.

Os resultados estáticos serão apresentados para duas condições:

- a) $e = 0,5$ - que representa a condição normal de funcionamento de um mancal;
- b) $e = 0,9$ - que representa a condição de máximo deslocamento do mancal.

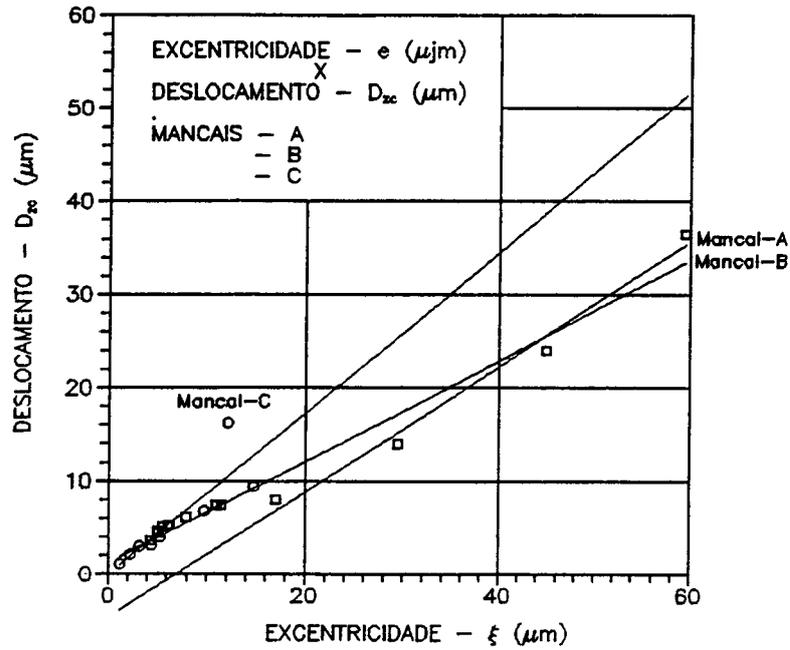
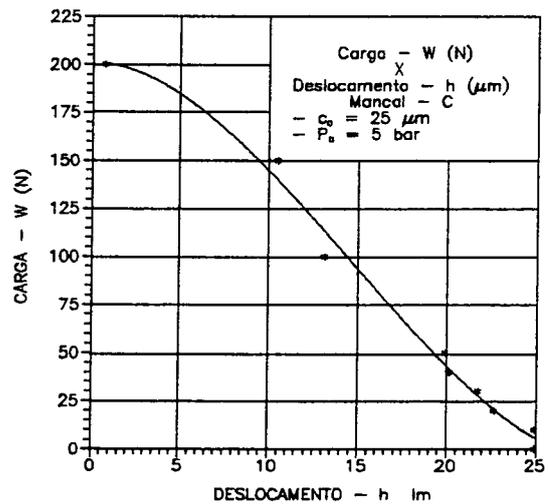
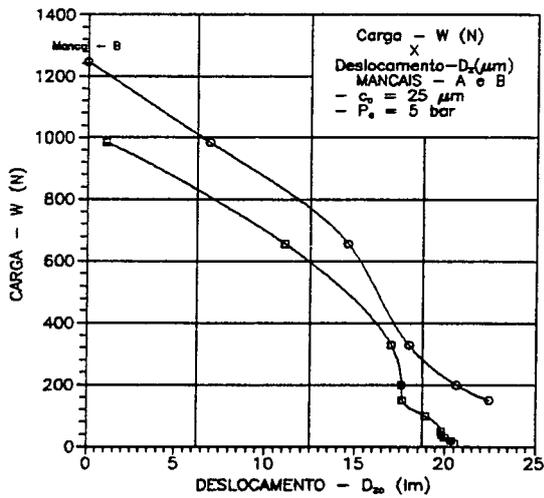


GRÁFICO 9A - Relação entre deslocamento em Z e excentricidade e.

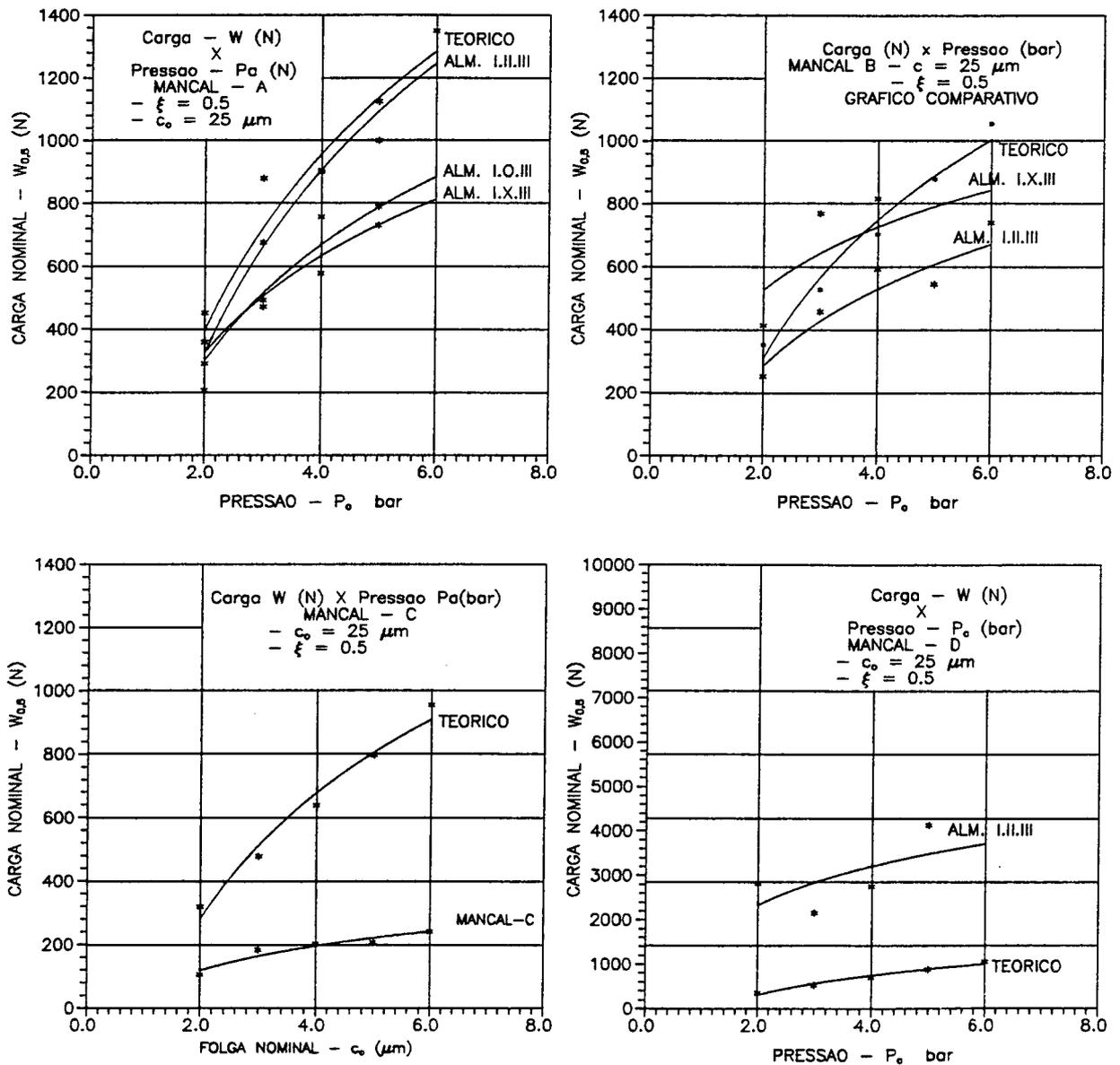
Conforme o gráficos 9B e 9C, traçando as curvas $W \times d_{zc}$ mostrando quais são os pontos de interesse, que são apresentados na análise dos resultados estáticos.



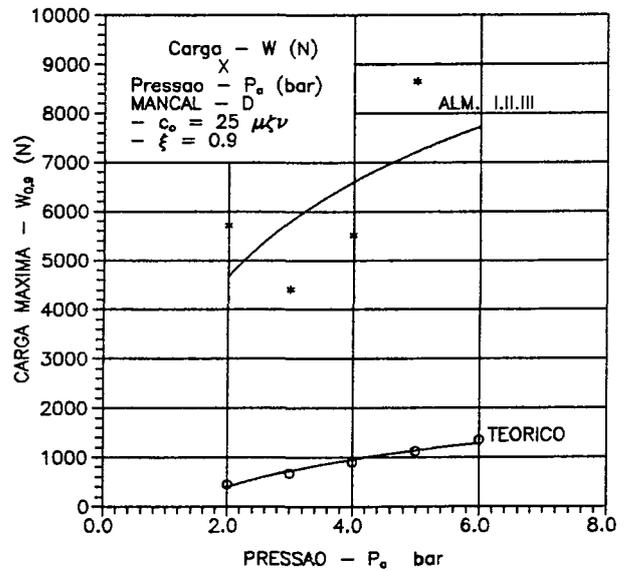
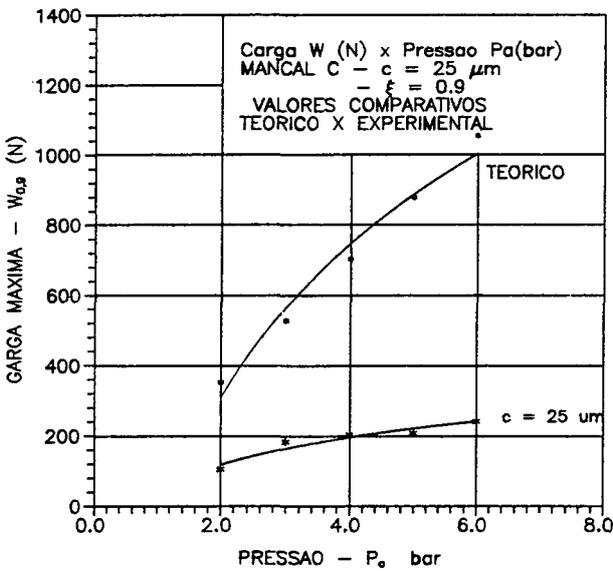
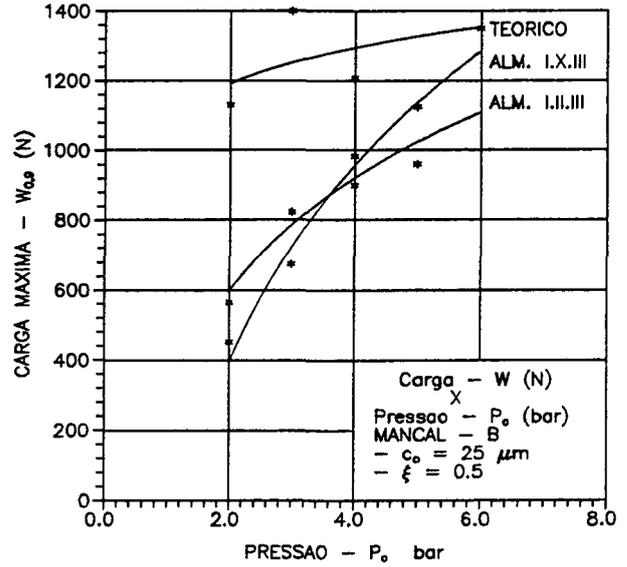
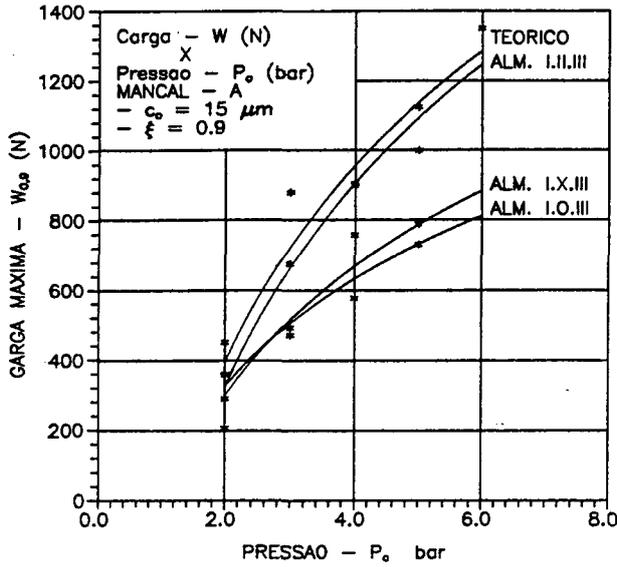
GRÁFICOS 9B E 9C - Relação entre $W \times d_{zc}$.

6.2. RESULTADOS ESTÁTICOS

Os gráficos 10 e 11 apresentam resultados comparativos entre o valores calculados de capacidade de carga, obtidos pela metodologia de Powell e Grassan [24], e os valores obtidos experimentalmente, para todos os mancais nas mesmas condições de folga nominal, excentricidade e pressão de alimentação.



GRÁFICOS 10 - Capacidade de carga teórica X experimental.



GRÁFICOS 11 - Capacidade de carga máxima, teórico X experimental.

Os gráficos 10 e 11, apresentam valores de capacidade de carga calculados, para os mancais A, B e C e suas respectivas variações, próximos aos valores obtidos experimentalmente. As diferenças observadas podem ser explicadas pela extrapolação que fez-se necessária em virtude do diâmetro dos restritores (1 mm).

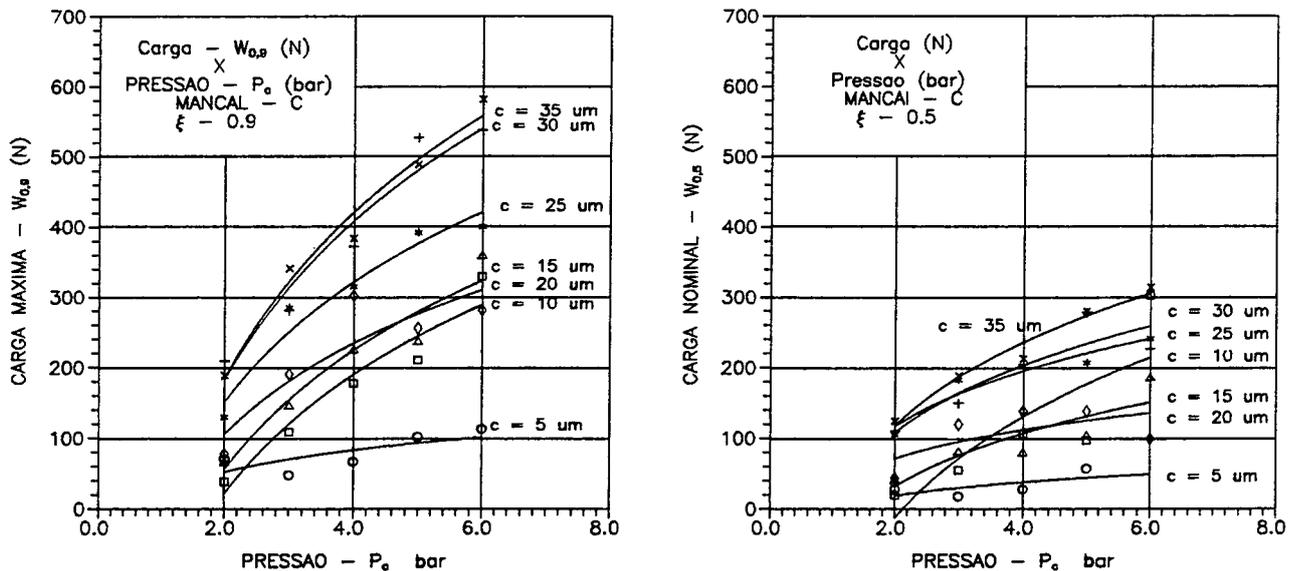
A formulação matemática empregada para o cálculo da capacidade de carga dos mancais apresenta bons resultados para uma estimativa inicial desta, sendo que para

obtenção de valores mais exatos deve-se recorrer a uma formulação mais refinada, ou mesmo à métodos numéricos.

O mancal aerostático D, com restritores de diâmetros de 0.18 mm, apresentou muita discrepância entre resultados experimentais e teóricos. Os valores experimentais mostraram-se superiores a aqueles estimados pelo cálculo inicial, o que torna necessário a introdução de fatores de correção na formulação ou o refinamento da metodologia de cálculo.

6.2.1. MANCAL AEROSTÁTICO - C

Os gráficos de capacidade de carga nominal e máxima, em função da pressão para o mancal C são apresentados nos gráfico - 12.

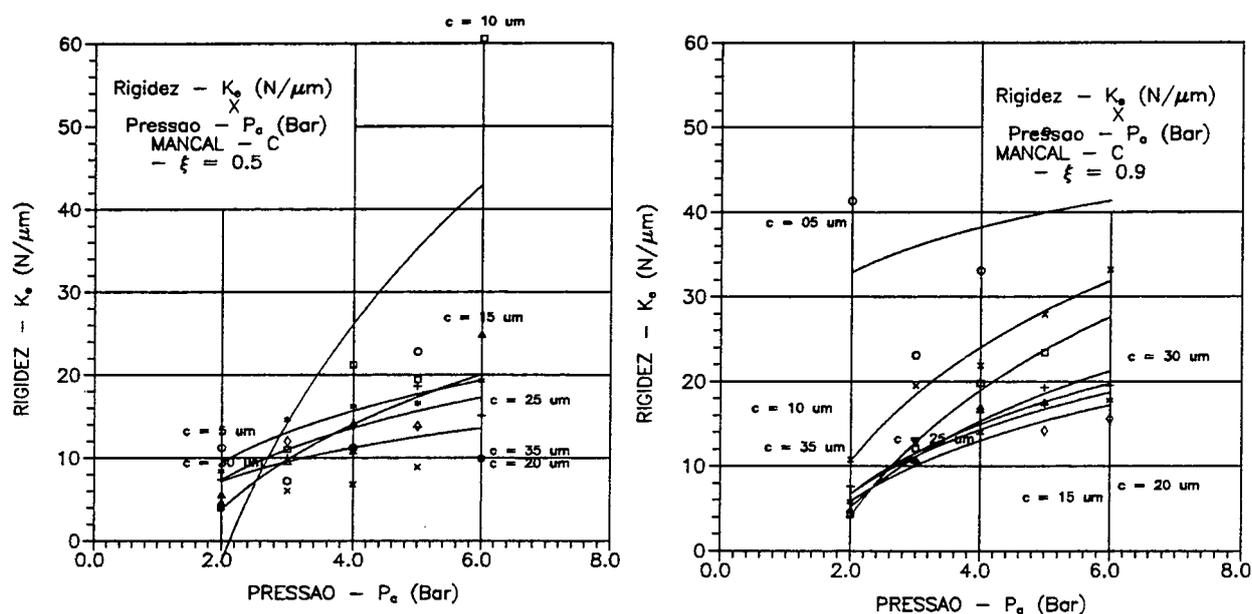


GRÁFICOS 12 - Capacidade de carga máxima, teórico X experimental.

A rigidez nominal e máxima obtidas para o mancal C, é apresentada no gráfico 13.

Estes valores são resultantes da divisão da carga nominal e máxima pelo deslocamento relativo referente ao valor de x .

Os gráficos 12 e 13 fornecem os elementos os quais permitem concluir que mancais curtos ($L/D=1$), com restritores de fluxo de 1 mm de diâmetro, apresentam bons resultados de capacidade de carga e rigidez. Estas características aliadas sua simplicidade de fabricação e baixo custo os tornam ideais para aplicações onde os carregamentos envolvidos não são elevados.



GRÁFICOS 13 - Rigidez estática X pressão, Mancal - C

6.2.2. MANCAL AEROSTÁTICO - B

O mancal aerostático B, por sua concepção proporciona variações quanto a forma de alimentação. Este pode ser alimentado por duas ou três carreiras de alimentação, o que nos leva a duas configurações conforme apresentado no gráfico -14.

Os gráficos com os valores experimentais de capacidade de carga em função da pressão para folga variando entre 20 e 50 mm, para o mancal - B na configuração I.II.III, ou seja três carreiras alimentando é apresentado no gráfico - 15.

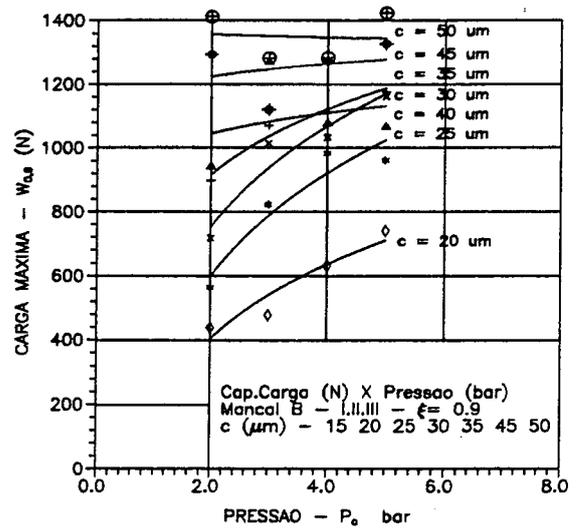
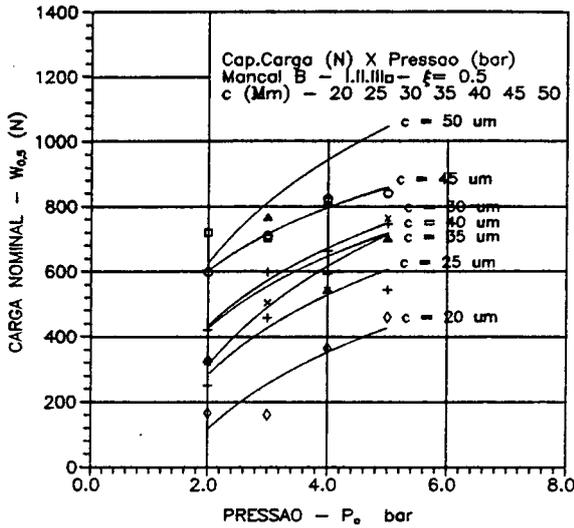


GRÁFICO 14 - Capacidade de carga em função da pressão mancal B - I.II.III.

Segue-se o gráfico - 15 com os gráficos de rigidez em função da pressão para folgas de 20 a 50 mm, para mesma configuração.

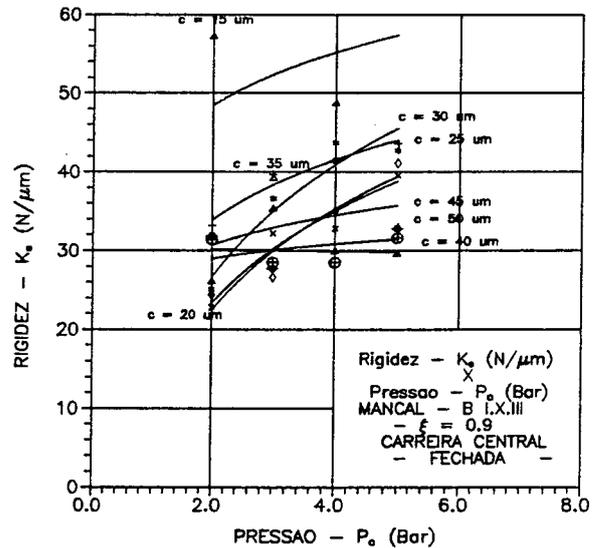
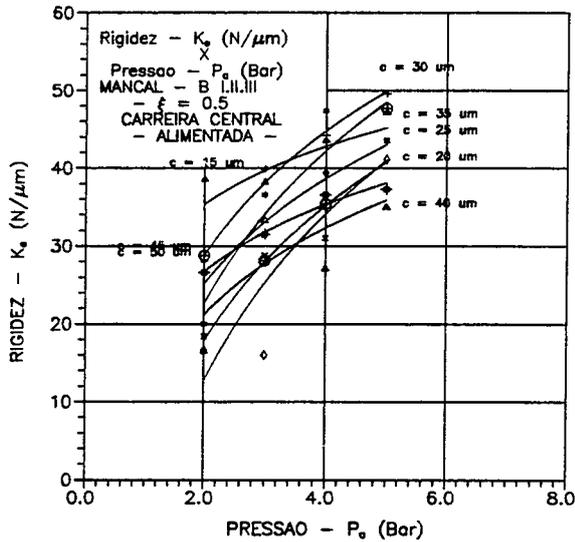


GRÁFICO 15 - Rigidez em função da pressão para folgas - Mancal B - I.II.III.

Cortando o suprimento de ar para a carreira de alimentação central e não permitindo que o ar saia, obtemos a configuração I.X.III para o mancal B. Este tipo de configuração de alimentação é considerada clássica para mancais aerostáticos cilíndricos com relação L/D maior ou igual a 1.5.

Os gráficos - 16 e 17 apresentam gráficos de capacidade de carga e rigidez em função da pressão, respectivamente, para folga de 20 mm a 50 mm.

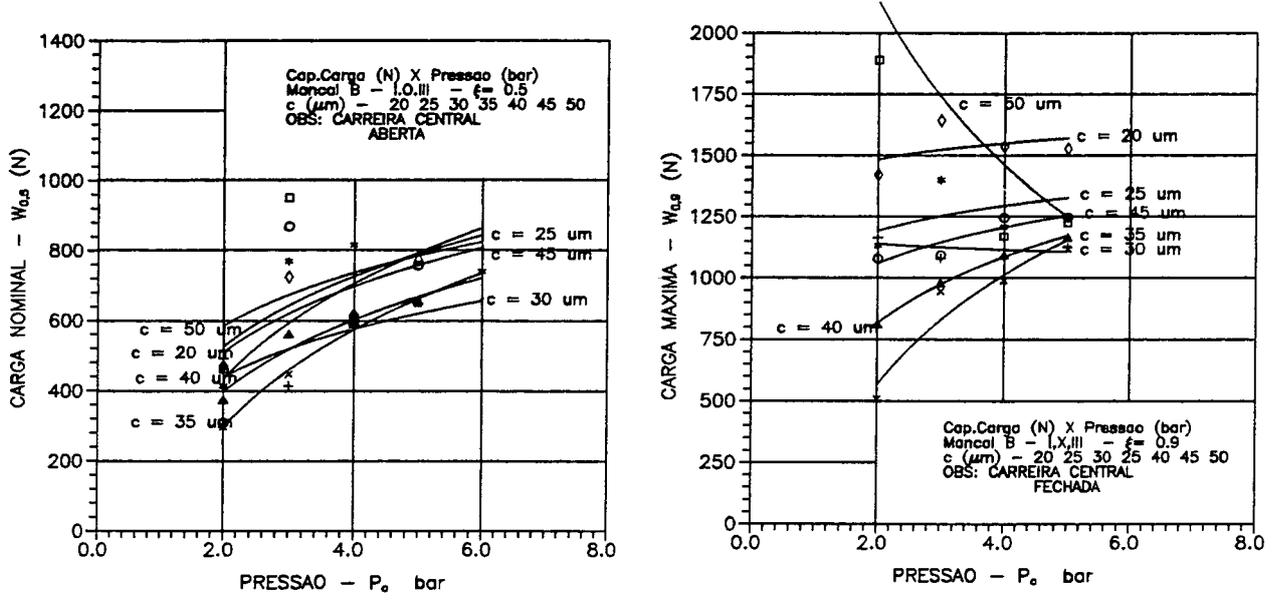


GRÁFICO 16 – W x Pa - Mancal B com a carreira central aberta.

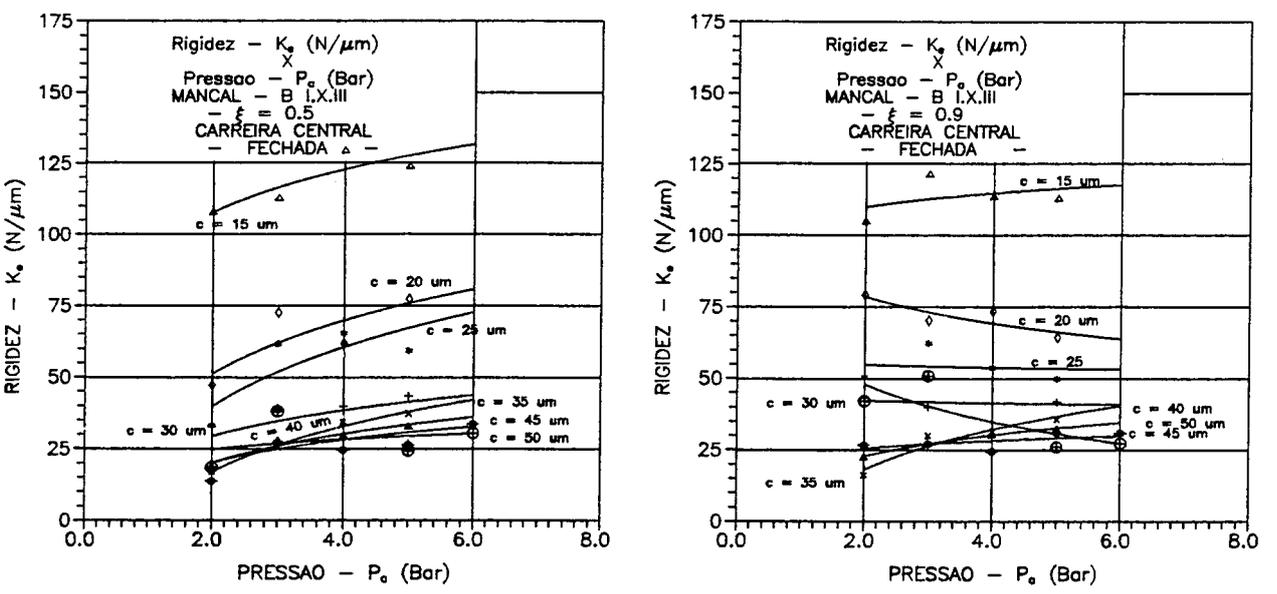


GRÁFICO 17 – Rigidez experimental em função da pressão mancal B.

Com base nos gráficos - 14, 15, 16 e 17 pode-se observar que a adoção do sistema de duas carreiras de alimentação reduz a capacidade de carga, bem como a rigidez do mancal.

Comparativamente o mancal aerostático B, em sua configuração básica (I.II.III), apresenta capacidade de carga e rigidez muito superior aquela do mancal C. Neste tipo de análise comparativa deve-se tomar cuidado em primeiro compara-se curvas de mesma folga, e depois compara-se curvas com folga diferentes, dando-se especial atenção a curvas com valores de folga maiores, pois estas são mais fáceis de serem obtidas na fabricação.

6.2.3. MANCAL AEROSTÁTICO - A

O mancal aerostático definido como A, tal qual o mancal aerostático - B, também foi projetado de forma a prover variações na forma de alimentação de ar comprimido. Neste mancal, contudo além das configurações de alimentação ensaiadas no mancal B, foi testada uma terceira configuração, que constituiu-se de manter a carreira central sem alimentação contudo permitindo a saída livre do ar por esta.

Esta configuração de alimentação permite verificar se a um mancal aerostático radial com uma relação $L/D = 2$, pode ser configurado como a união entre dois mancais tipo C, ou seja com relação $L/D = 1$.

Os gráficos 18 e 19 - apresenta os valores de capacidade de carga para o mancal aerostático A, na configuração com três carreiras de alimentação (A - I.II.III), em função da pressão de alimentação P_o , para valores de folga entre 05 a 25 mm.

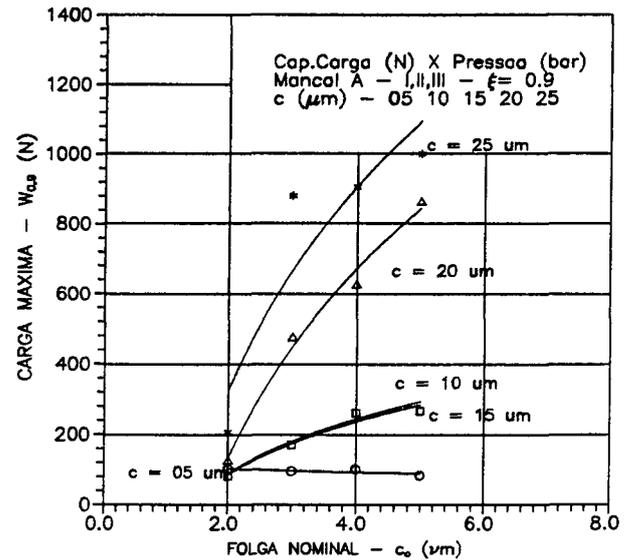
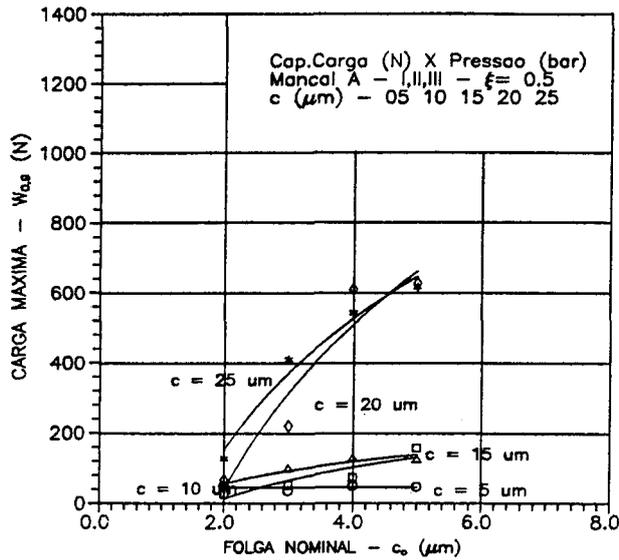


GRÁFICO 18 - Capacidade de carga em função da pressão - mancal A - I.II.III.

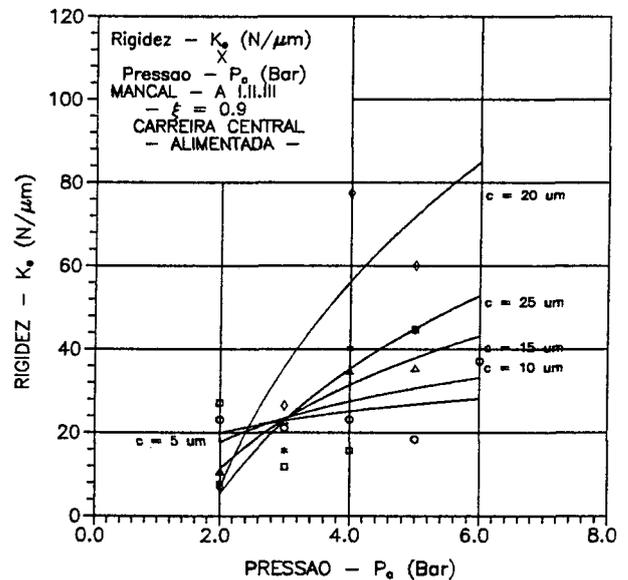
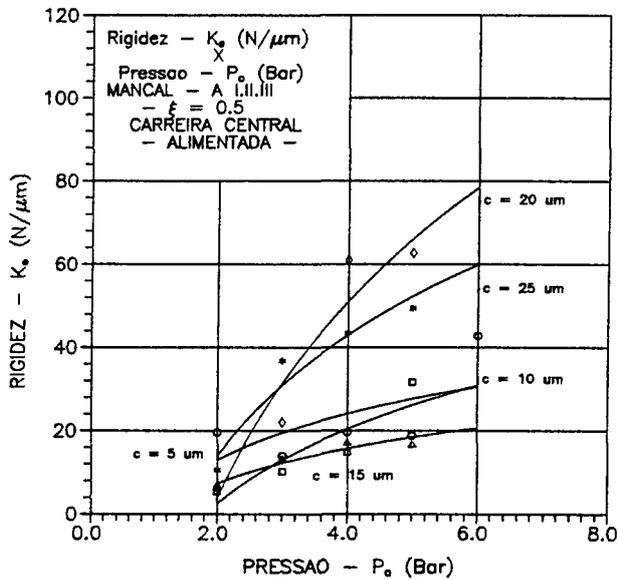


GRÁFICO 19 - Rigidez em função da pressão - Mancal A - I.II.III.

Modificando a forma de alimentação do mancal A, de forma que a carreira central de alimentação fique sem alimentação, e obstruída para impedir a saída de ar, temos a denominação A I.O.III. Os resultados experimentais de capacidade de carga em função da pressão são expressos no gráfico 20.

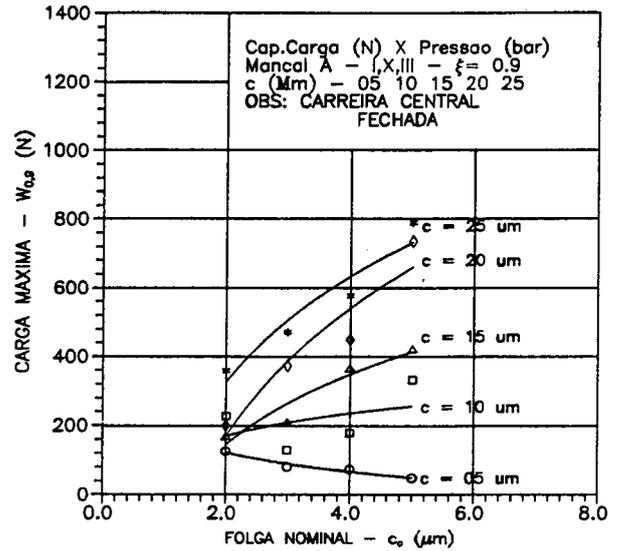
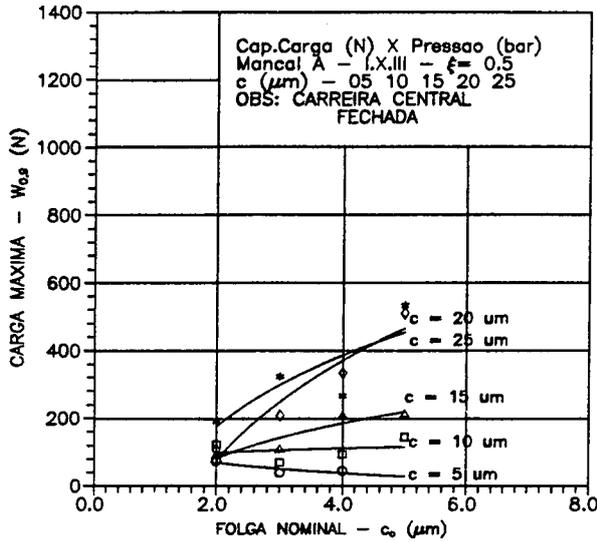


GRÁFICO 20 - Capacidade de carga X da pressão - Mancal A - I.X.III.

Os resultados de rigidez obtidos para esta configuração são apresentados no gráfico 21.

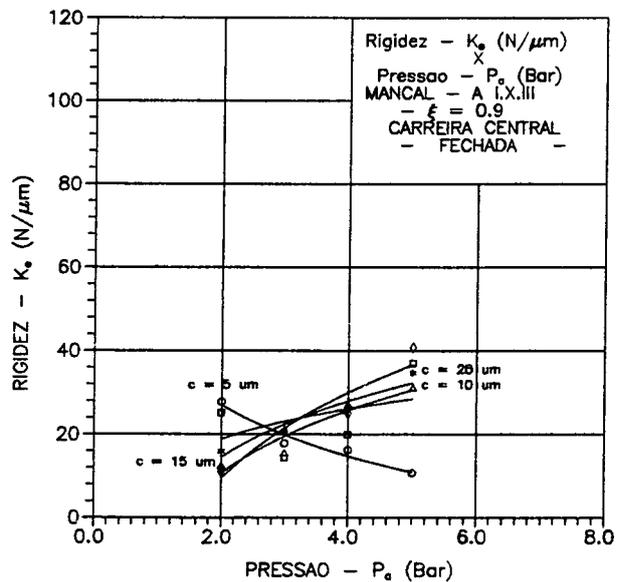
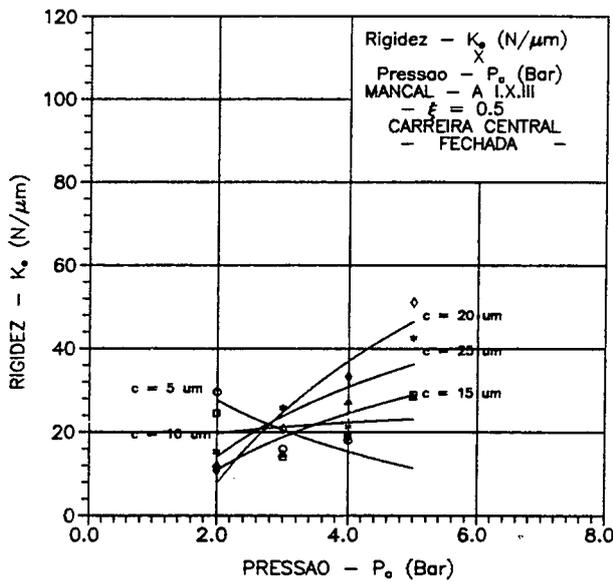


GRÁFICO 21 - Rigidez em função da pressão Mancal A - I.X.III.

Dêsobstruindo a carreira central, de forma a permitir a saída livre do ar, obtemos a configuração A - I.O.III., cujos os resultados experimentais de capacidade de carga em função da pressão são apresentados nos gráficos 22 e 23.

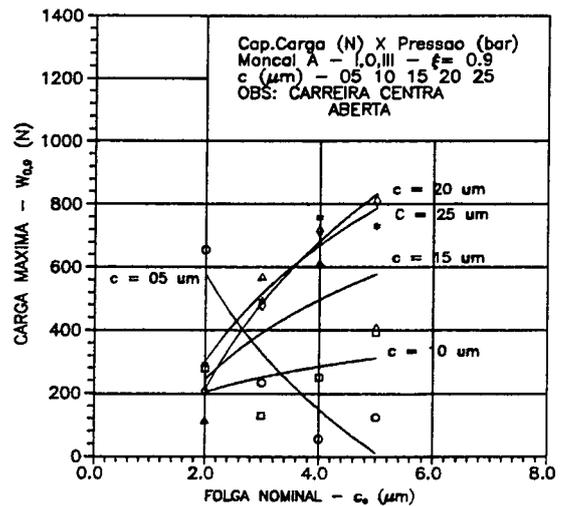
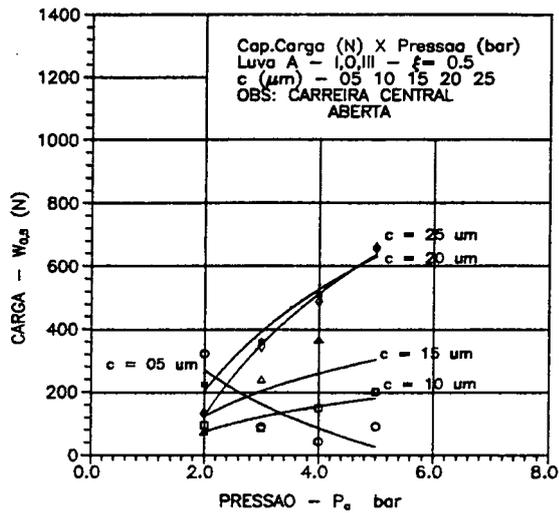


GRÁFICO 22 - Carga em função da pressão - Mancal A - I.O.III.

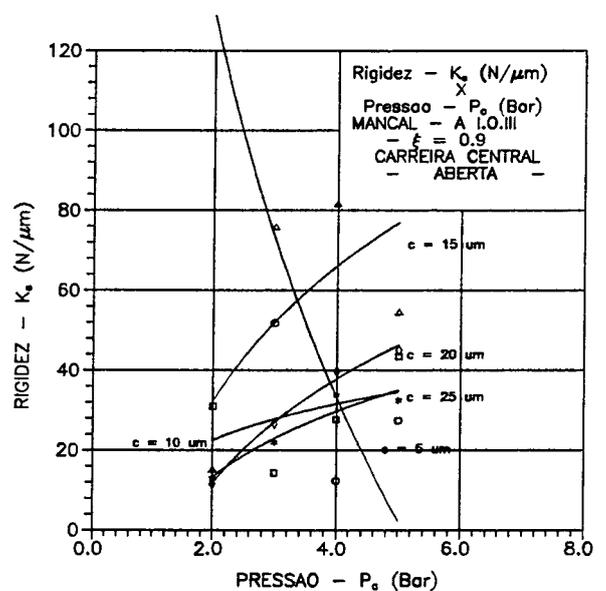
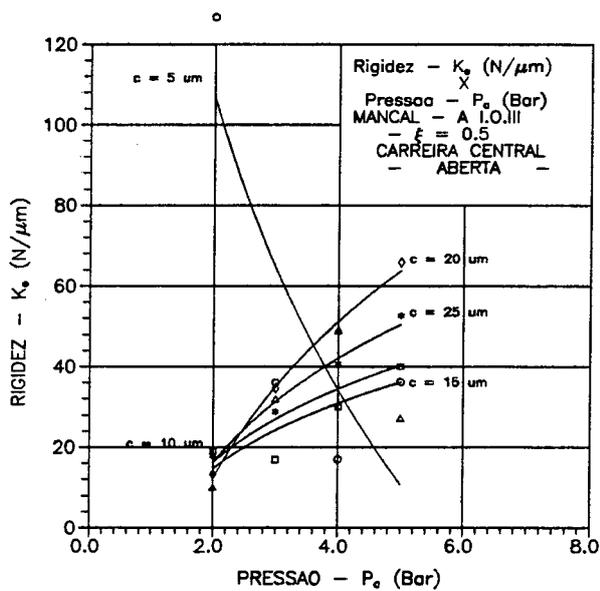


GRÁFICO 23 - Rigidez em função da pressão - Mancal A - I.O.III.

Uma análise comparativa dos gráficos 18, 19, 20, 21, 22 e 23, confirma a tendência de queda na capacidade de carga, observada no mancal B, com não alimentação da carreira central, obstruída ou não.

Comparativamente o mancal A não apresentou melhora substancial na capacidade de carga com relação ao mancal B, mostrando-se inclusive inferior.

6.2.4. MANCAL AEROSTÁTICO - D

O mancal D foi ensaiado somente em sua configuração de três carreiras de alimentação, como forma de prover dados comparativos com o mancal B, cujas dimensões são idênticas. As principais diferenças entre ambos estão no processo de fabricação e no diâmetro dos restritores, conforme descrito no item 3.2.. Os resultados obtidos para este mancal são apresentados nos gráficos 24 e 25, respectivamente capacidade de carga em função da pressão e rigidez em função da pressão.

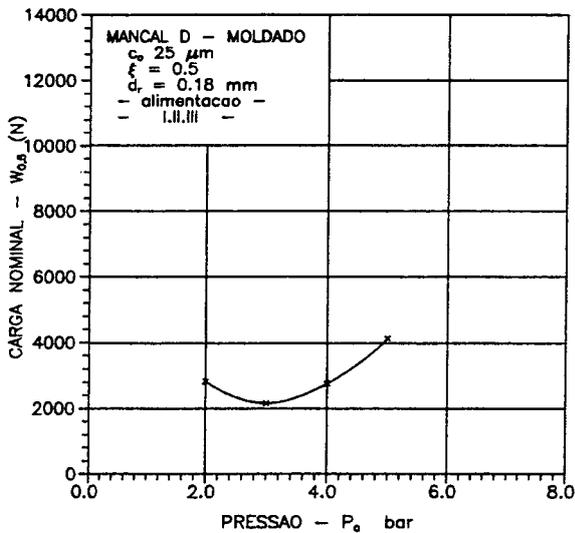


GRÁFICO 24 - Carga em função da pressão- Mancal D Moldado - I,II,III.

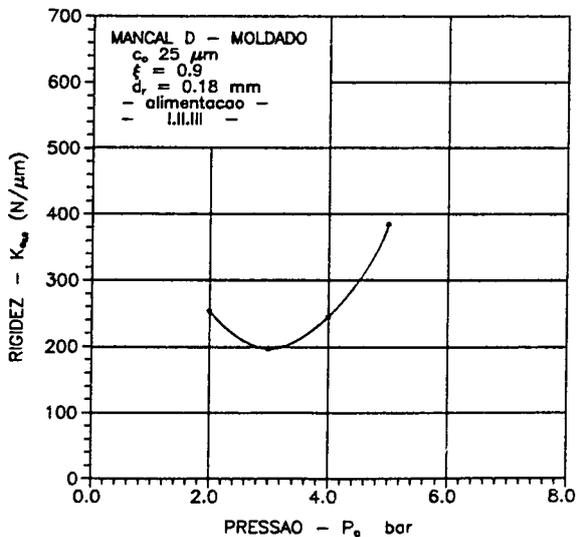
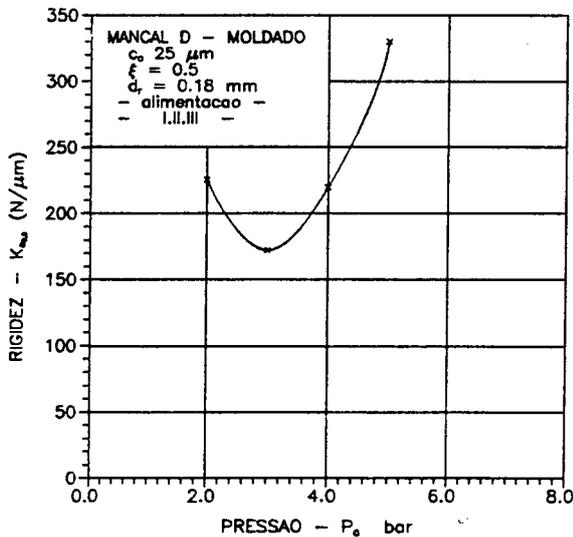
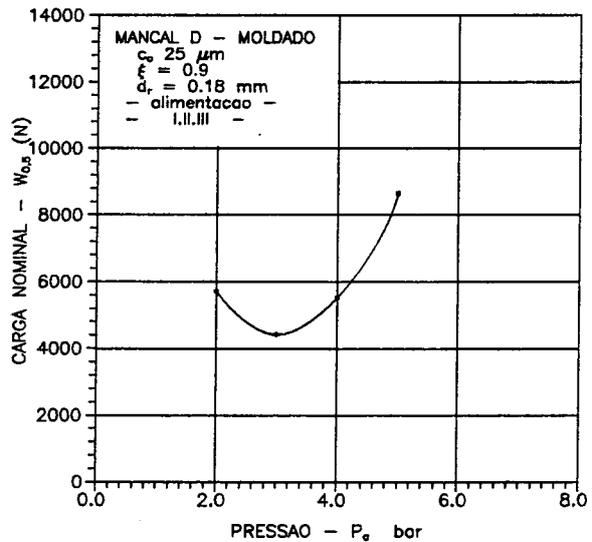


GRÁFICO 25 - Rigidez em função da pressão - Mancal D Moldado - I,II,III.

Comparando os valores de capacidade de carga para os mancais B e D, pode se concluir que a redução no diâmetro dos restritores torna as características do mancal D muito superior aquelas determinadas para o mancal B.

6.3. RESULTADOS DINÂMICOS

Os resultados dinâmicos aqui apresentados são para a condição de carregamento zero (ZERO LOAD), ou seja o carregamento é constituído somente pelo peso próprio do mancal.

O amortecimento será obtido pelo método de banda de meio potência, onde para amortecimentos sub-críticos ($\xi < 1$), o pico de amplitude apresenta um formato típico, Figura - 31. Tomando um decréscimo de três dB, a partir do pico determina-se as frequências resultantes ω_1 e ω_2 e por meio da Equação - 35, obtém-se o amortecimento.

$$\xi = \frac{1}{2} (\omega_2 - \omega_1) / \omega_c \quad (35)$$

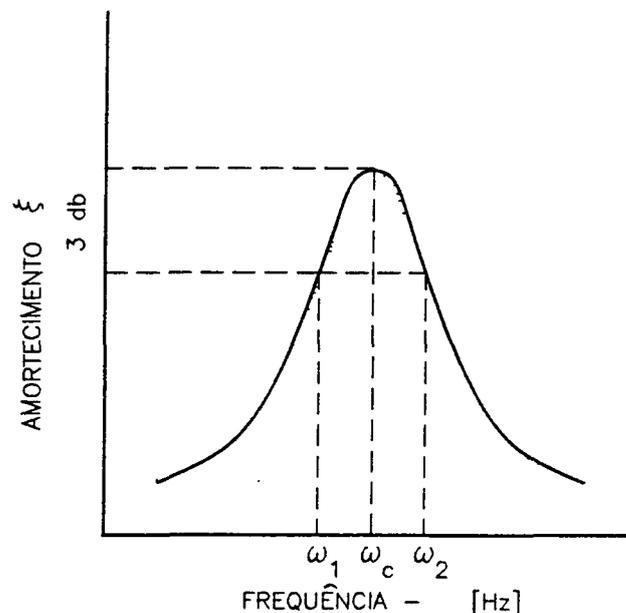


FIGURA 31 - Amortecimento pelo método de meia potência.

Em geral é desejado que os elementos aerostáticos para aplicações em ultraprecisão tenham amortecimento supercrítico ($x > 1$) e crítico ($x = 1$), ou seja, o restabelecimento da posição de equilíbrio dê-se-a da forma mais rápida possível.

Os ensaios foram realizados de acordo com a descrição feita no item 5.3.4, e cada resultado foi obtido através da média de vinte leituras, a Tabela - 9, assim como as outras, contém as informações dos resultados dinâmicos de cada mancal aerostático, para cada folga c , e estes resultados são:

- Frequência crítica ω_c [kHz];
- O valor da Inertância ($\alpha(\omega)/F(\omega)$) - Y_a [dB];
- A laguna da faixa ($\omega_2 - \omega_1$) após feito o decréscimo de 3 dB no valor da inertância no pico de ressonância, este valor serve de base para o cálculo do amortecimento;
- Amortecimento z , calculado com base na Equação - 35.

6.3.1. MANCAL AEROSTÁTICO - C

Conforme o gráfico - 26, pode-se concluir que para a mesma folga c a pressão P_a não exercem influência sob a frequência crítica do mancal, bem como sobre a atenuação Y_a . O amortecimento é sub-crítico ($\xi < 1$) e aumenta conforme diminui a pressão.

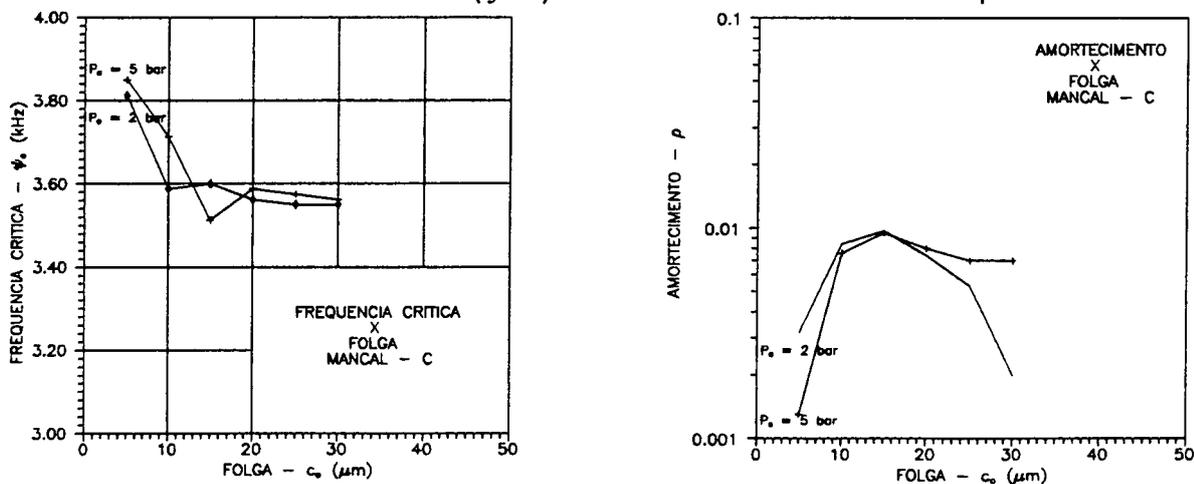


GRÁFICO 26 - Resultados dinâmicos para o mancal - C.

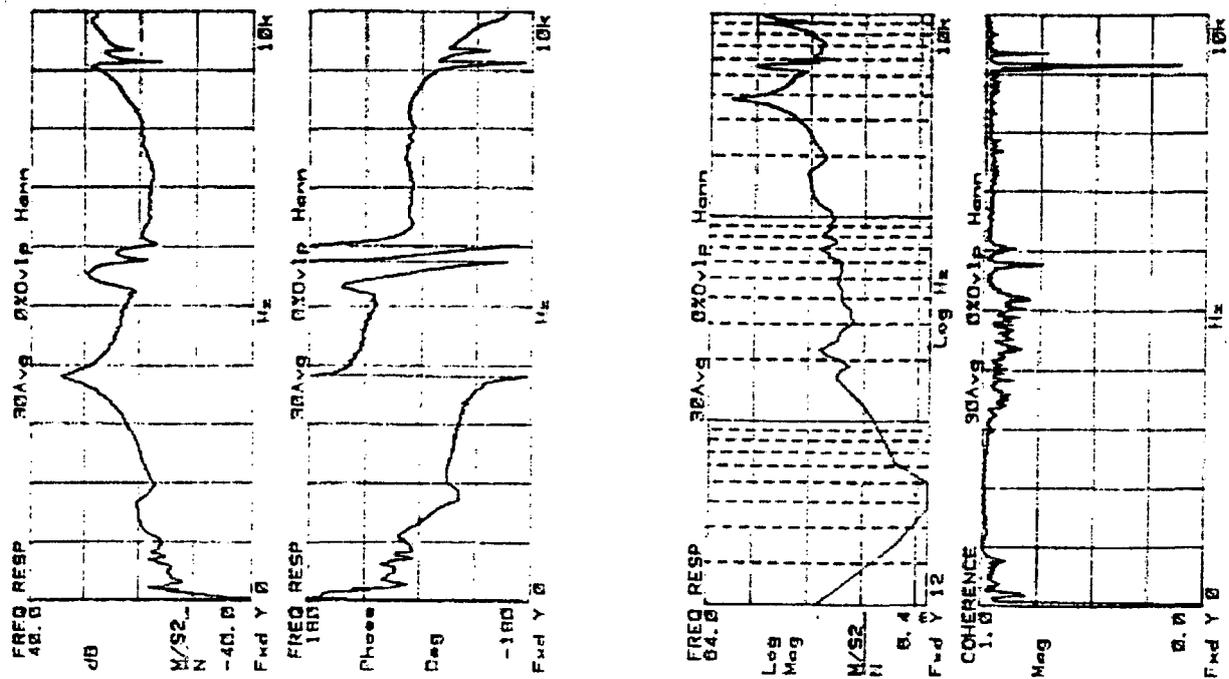


GRÁFICO 27- Resposta em frequência - Mancal C.

6.3.2. MANCAL AEROSTÁTICO - B

Realizando ensaios para todas as pressões a folga constante ($c = 50$ mm), foi observado que os resultados apresentam pouca variação para as pressões de 6 a 3 bar a exceção da pressão de 2 bar, a exemplo do que pode ser observado com o mancal aerostático - C, desta forma foram cobertas as duas principais condições de alimentação durante os ensaios, 2 e 5 bar.

Com base nas informações do gráfico - 28 pode observar que independente da pressão de alimentação a frequência crítica cai com o aumento da folga, tal comportamento é esperado pois há a diminuição da probabilidade de ocorrer martelamento pneumático.

Da mesma figura pode-se ainda observar o comportamento do amortecimento com a variação da folga c , este é sub-crítico ($\xi < 1$) e apesar das variações apresentadas este aumenta.

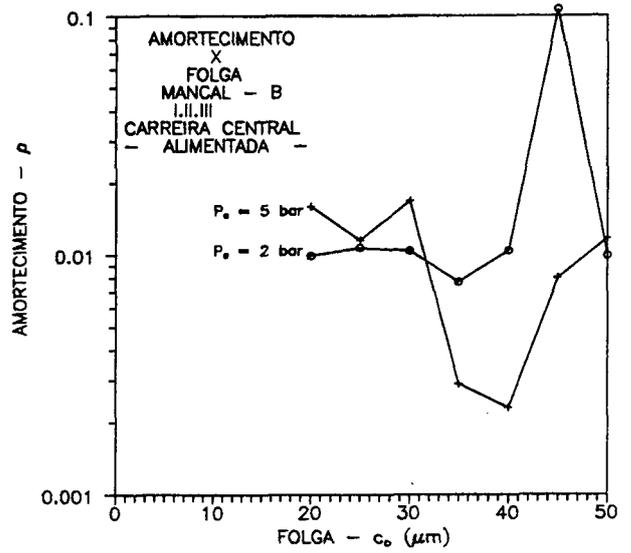
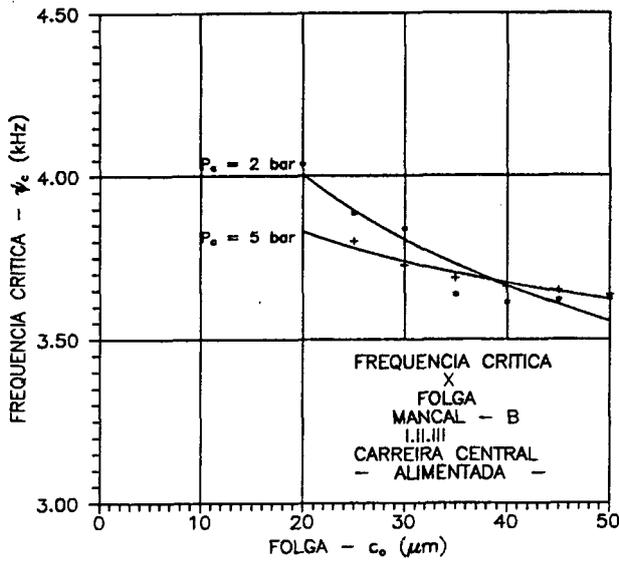


GRÁFICO 28 - Resultados dos ensaios dinâmicos para o mancal B - I,II,III.

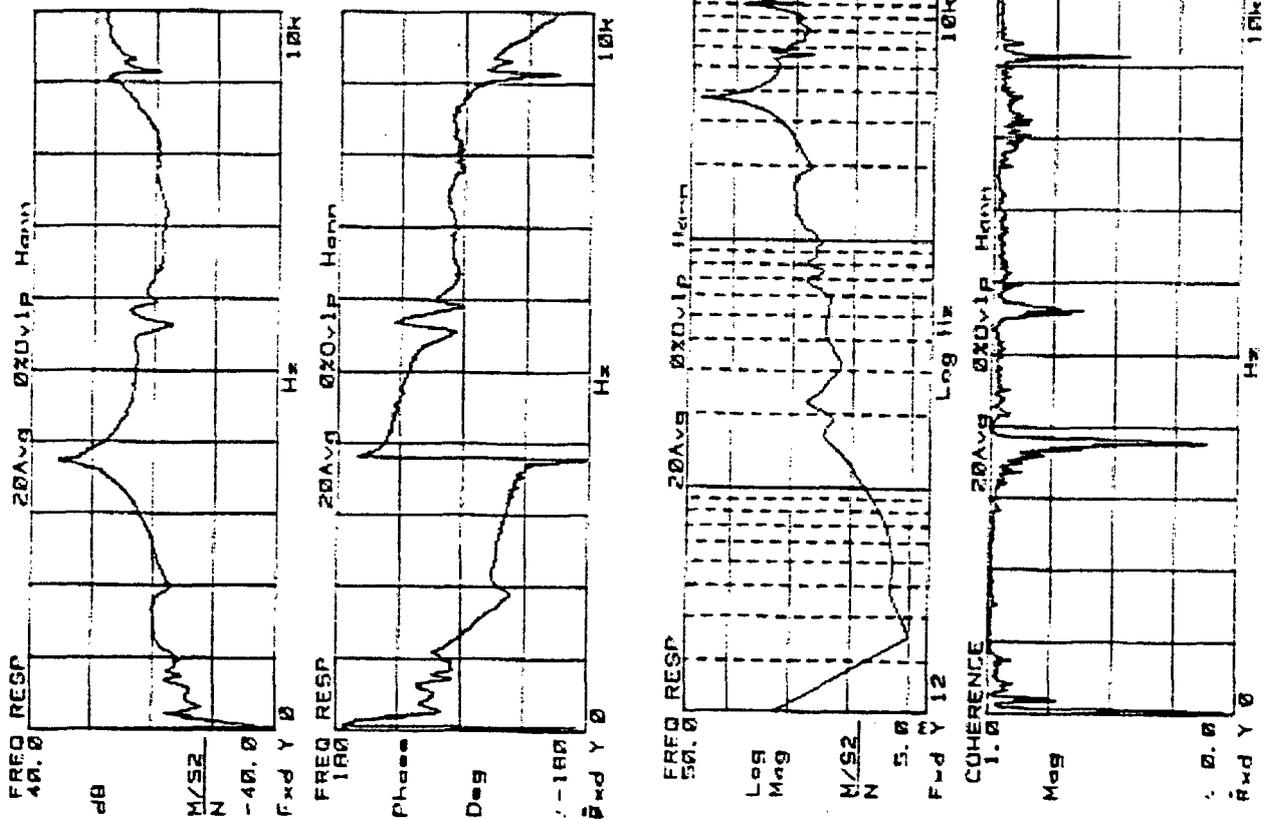


GRÁFICO 29 - Resposta em frequência módulo Log x Log, fase e coerência - Mancal B.

Modificando a configuração de alimentação do mancal B para duas carreiras localizadas nas extremidades, e não permitindo a saída do ar pela carreira de alimentação central, é obtida a configuração I.X.III., a qual os resultados são apresentados no gráfico 30.

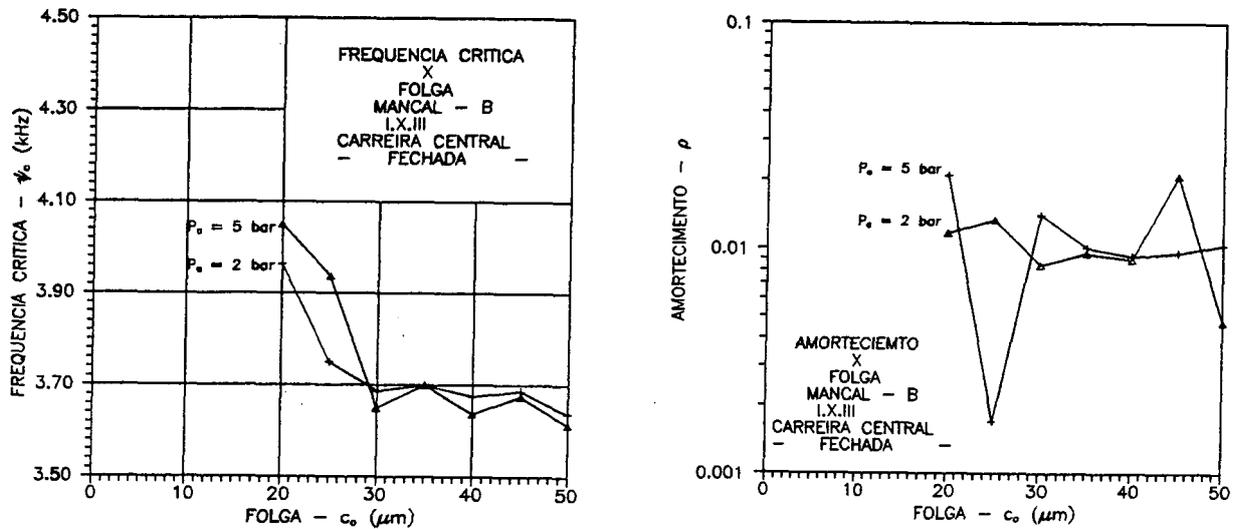


GRÁFICO 30 - Resultados dos ensaios dinâmicos Mancal B, carreira central fechada.

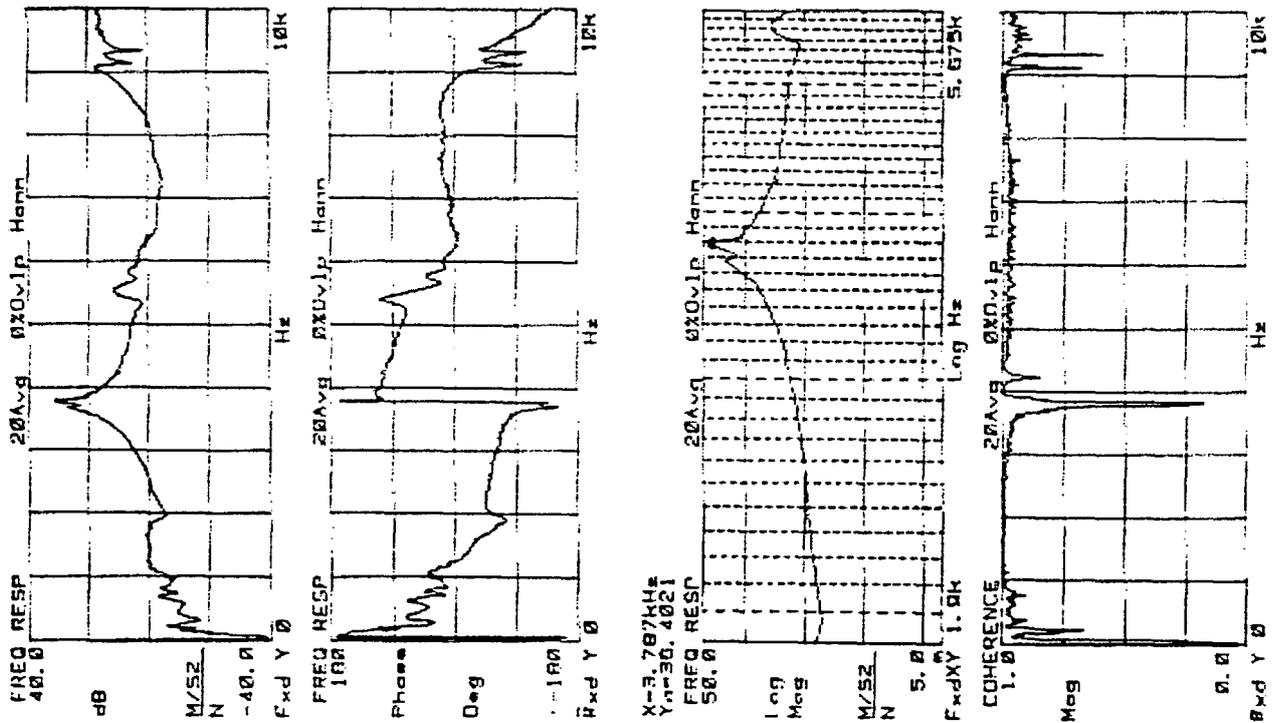


GRÁFICO 31 - Resposta em frequência, Mancal B- I.X.III.

Alterando a configuração de alimentação do mancal B, de forma que a carreira central permita a saída livre do ar e mantendo as carreiras dos extremos alimentadas com ar

sob pressão, temos a configuração - I.O.III. Esta configuração permitiu a obtenção dos resultados apresentados nos gráficos 32 e 33.

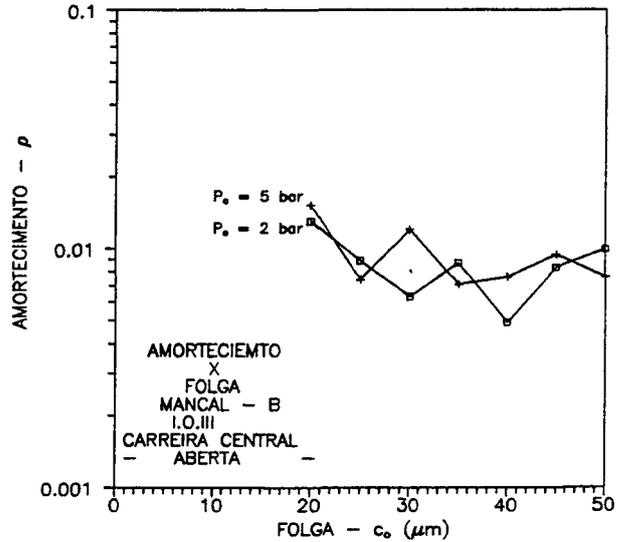
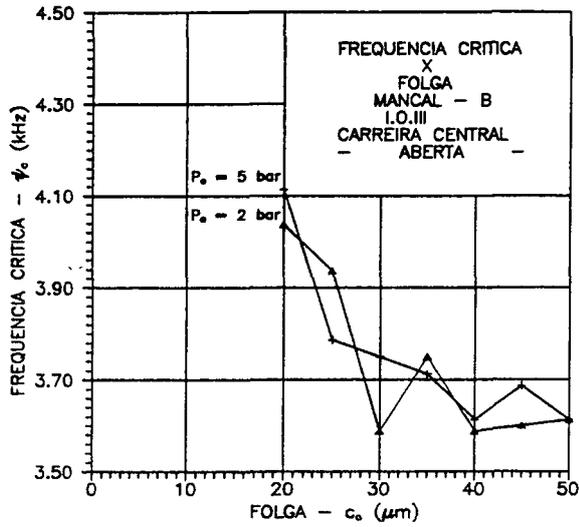


GRÁFICO 32 - Resultados dos ensaios dinâmicos para o mancal B - I.O.III

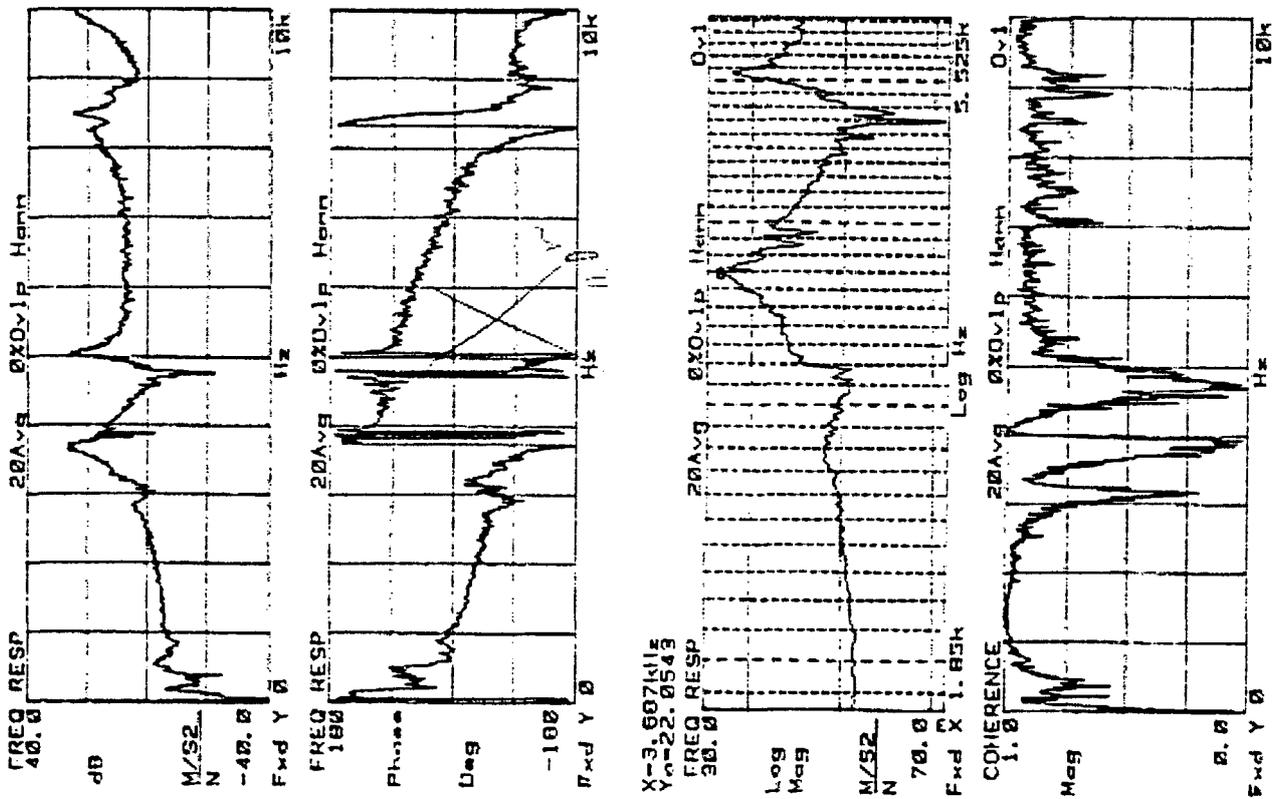


GRÁFICO 33 - Resposta em frequência, Mancal B - I.O.III.

6.3.3. MANCAL AEROSTÁTICO - A

Conforme descrito no item 6.2.3., o mancal aerostático A apresenta três configurações de alimentação. Os resultados dinâmicos obtidos para configuração básica, três carreiras de alimentação, cada qual com oito restritores são apresentados no gráfico – 34 e 35. Destes pode se concluir que o aumento da folga tenda a diminuir a frequência crítica t_c , o mesmo é observado para folga c constante a pressão P_0 diminuindo.

O amortecimento é sub-crítico ($\xi < 1$) e aumenta conforme diminuí a pressão.

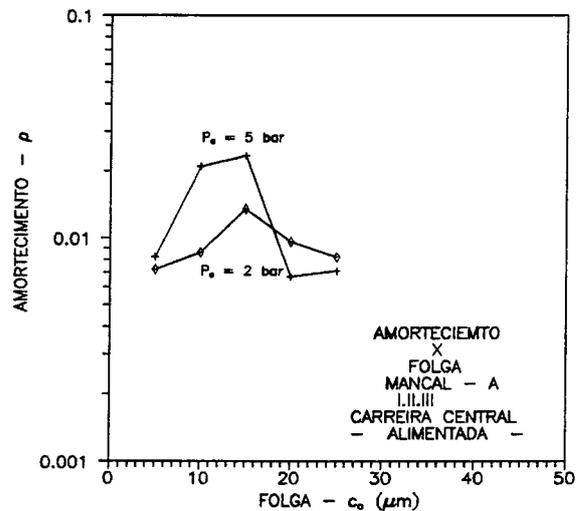
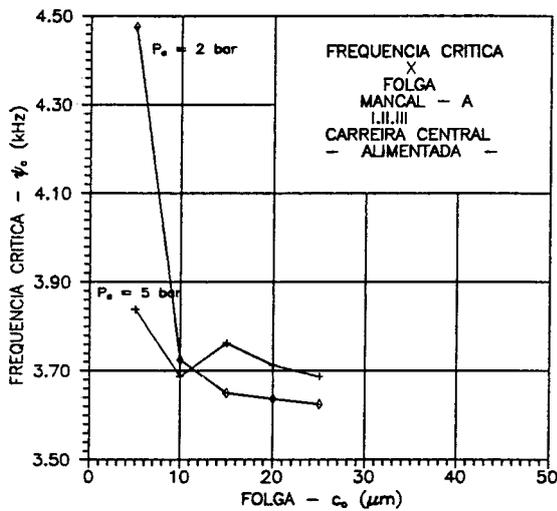


GRÁFICO 34 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal A - I.II.III.

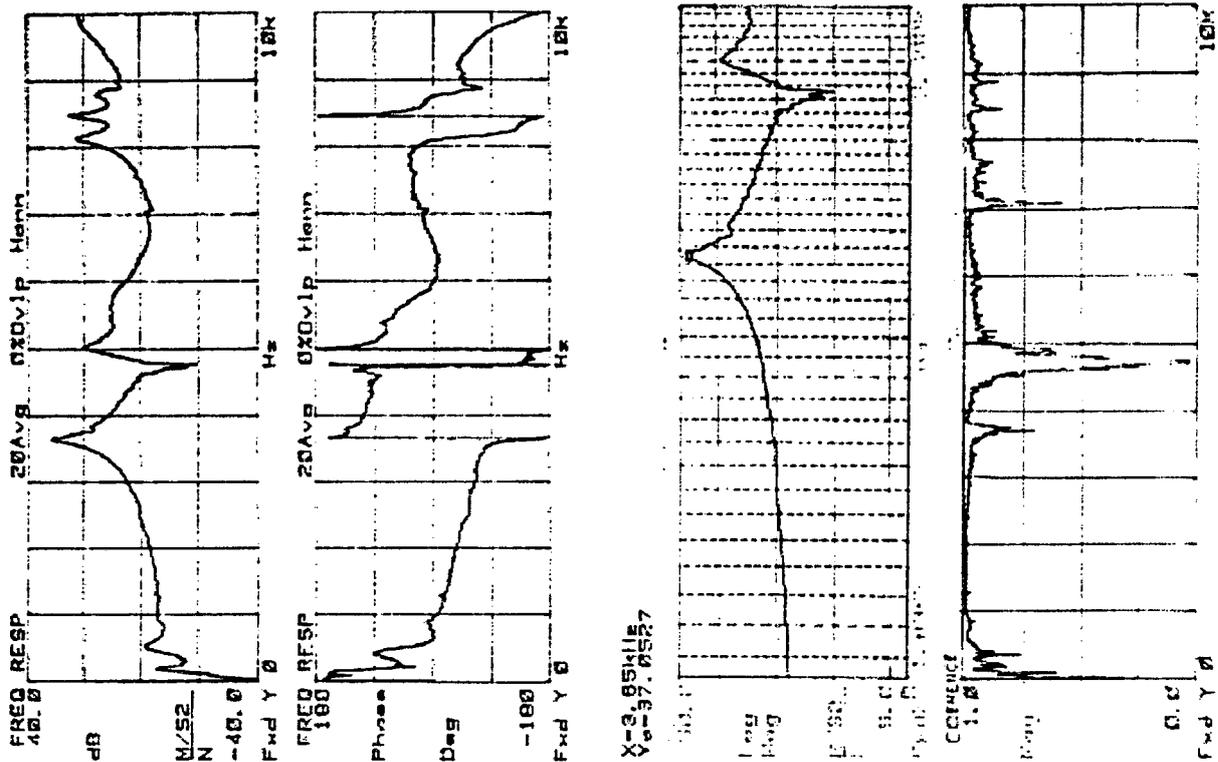


GRÁFICO 35 - Curva resposta em frequência módulo, fase e coerência, Mancal A - I.II.III.

Modificando a configuração do mancal - A, para duas carreiras de alimentação, posicionadas a $b/L = 1/4$, e obstruindo a carreira central de forma a impedir a saída de ar, obtemos os resultados apresentados nos gráficos 36 e 37.

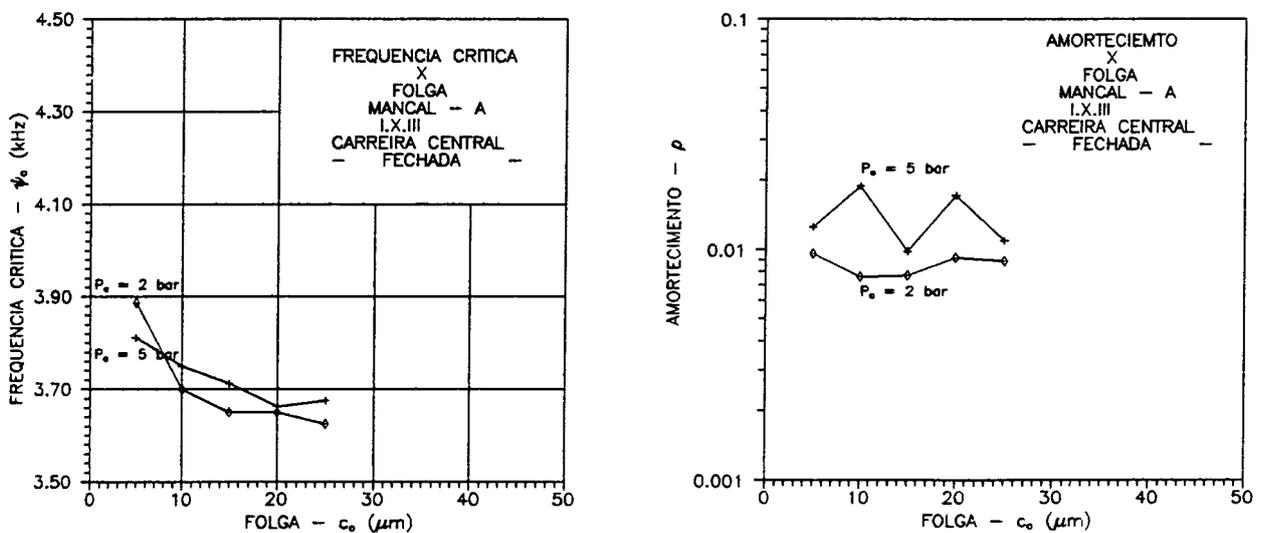


GRÁFICO 36 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal A - I.X.III.

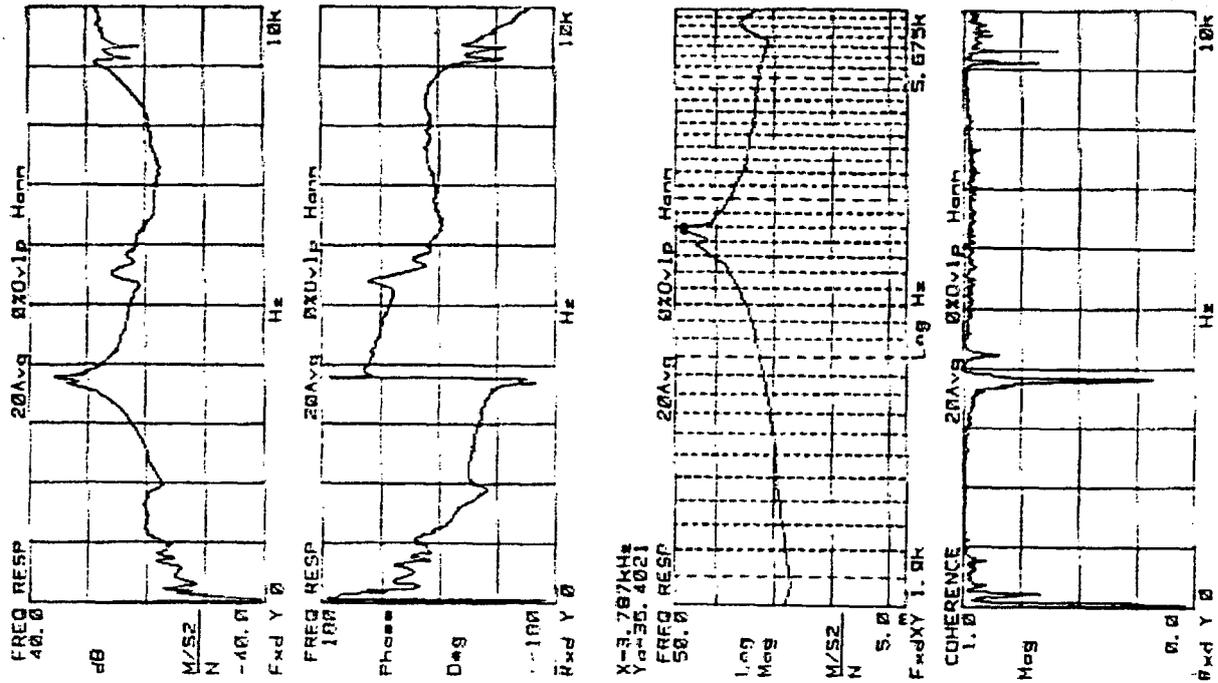


GRÁFICO 37 - Curva resposta em freqüência módulo, fase e coerência, Mancal A - I.X.III.

Permitindo que o ar flua livremente pela carreira central de alimentação, é obtida a configuração de alimentação I.O.III, a qual os gráficos 38 e 39 apresentam os resultados dinâmicos.

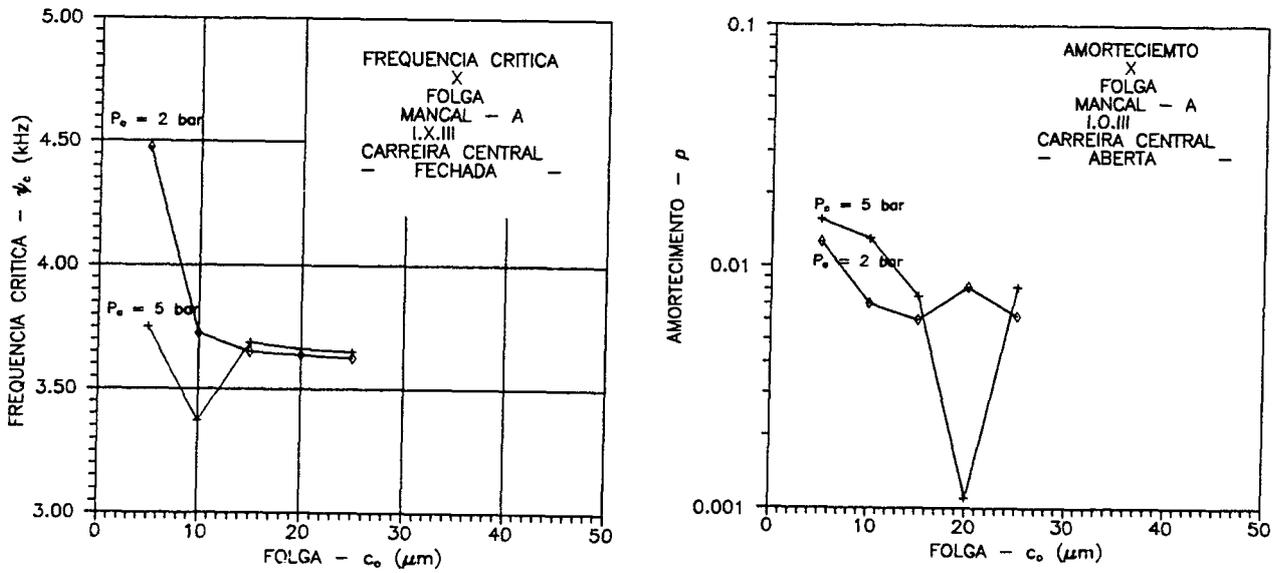


GRÁFICO 38 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal A - I.O.III.

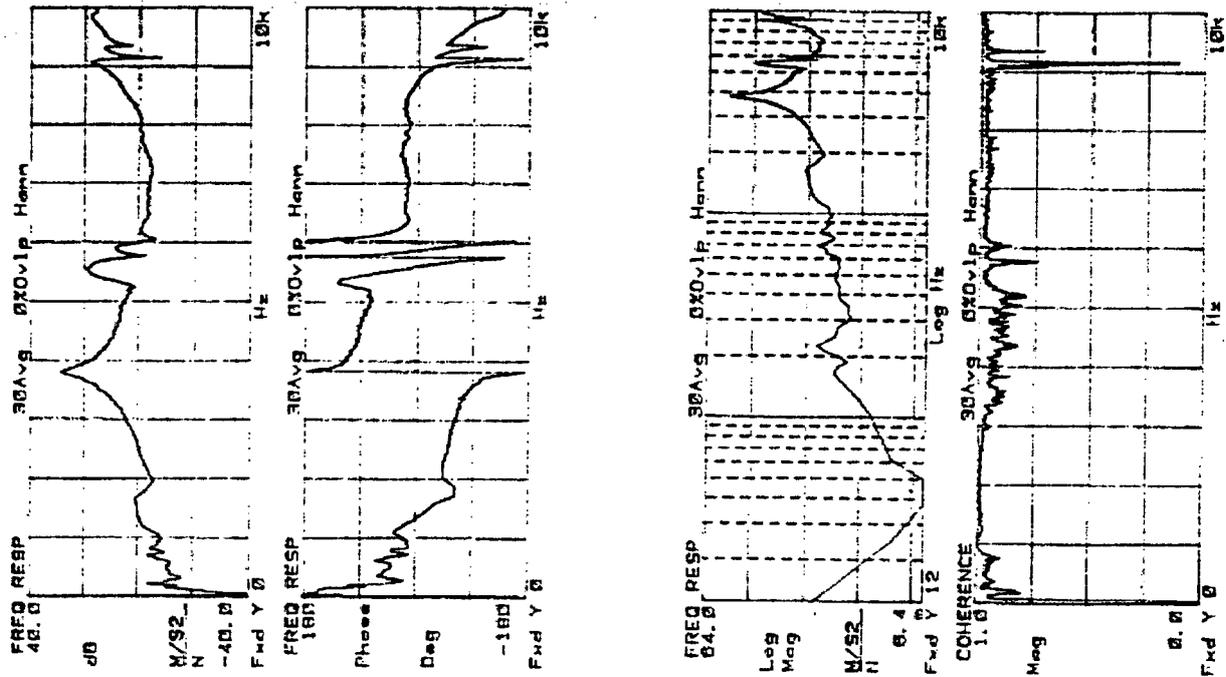


GRÁFICO 39 – Resposta em freqüência, Mancal A - I.O.III.

6.3.4. MANCAL AEROSTÁTICO - D

O mancal aerostático C, fabricado pelo processo de moldagem foi ensaiada para a folga de 25 mm. Os resultados assim obtidos são apresentados nos gráficos 39 e 40, e comparado com aqueles apresentados para o mancal B, onde a principal diferença entre ambos está no diâmetro dos restritores, $d_r = 1,0$ mm para a luva B e $d_r = 0,18$ mm para o mancal D.

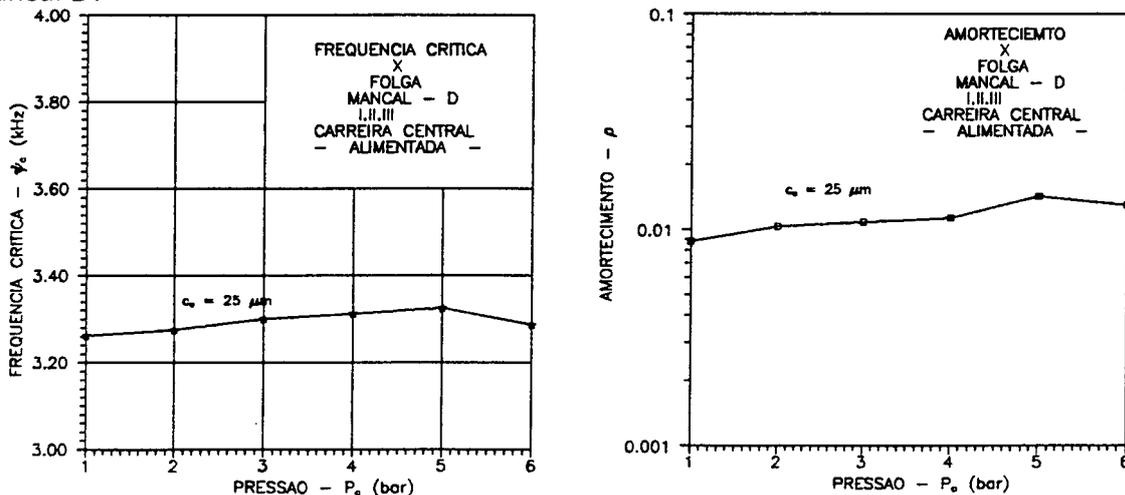


GRÁFICO 40 - Resultados dos ensaios dinâmicos - Mancal D - I.II.III.

Comparando os resultados apresentados para os dois mancais operando nas mesmas condições pode ser observado que a capacidade de amortecimento do mancal - D é melhor do que aquele apresentado pelo mancal - B, bem como as frequências críticas mais elevadas.

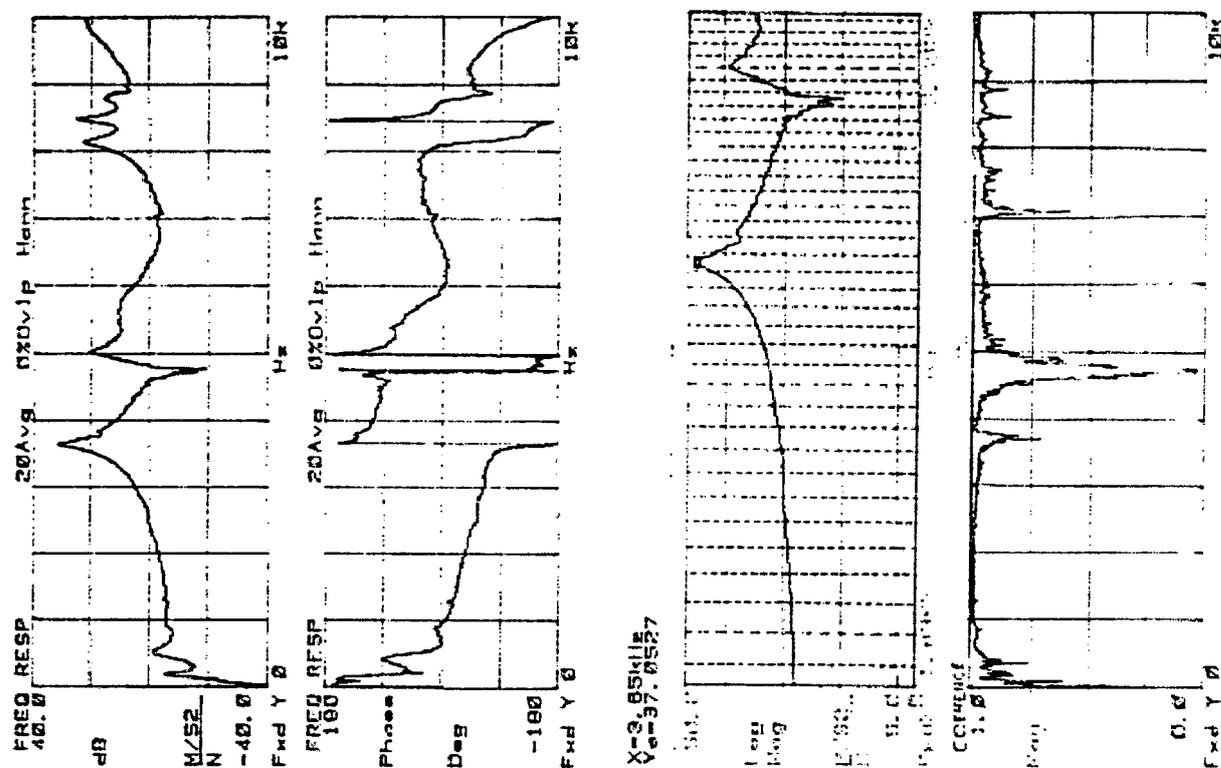


GRÁFICO 42 - Resposta em frequência - Mancais D - I.II.III.

CAPÍTULO - 7

CONCLUSÕES

A diferença observada entre os valores teóricos e experimentais de capacidade de carga, pode ter sua explicação na falta de informações na literatura, que não forneçam dados para cálculo de mancais radiais com restritores do tipo orifício com diâmetros maiores ou iguais a 1 mm. Para tanto surge a necessidade de um refinamento da metodologia de cálculo para este tipo de mancal.

O refinamento pode ser realizado através de um estudo do escoamento do ar no mancal aerostático, utilizando-se da formulação clássicas da mecânica dos fluídos, apoiado por métodos numéricos.

As informações disponíveis na literatura geralmente apresentam orientações para cálculo e simulação de sistemas de mancais aerostáticos onde o movimento relativo entre mancal e eixo é de rotação. Para tanto há a necessidade da implementação de ábacos, ou sistemas afins, que forneçam as informações para projeto de mancais com movimento relativo de translação.

7.1. CONCLUSÕES SOBRE OS MANCAIS

Os mancais aerostáticos brunidos com relação L/D igual a 1, 1.5 e 2, mancais A, B e C respectivamente, não apresentam diferenças significativas entre os valores calculados e experimentais para capacidade de carga. O mesmo não ocorrendo para a mancal D, de

relação L/D igual 1.5, fabricada pelo processo de moldagem, onde os resultados apresentados são muito superiores aos calculados.

Esta diferença pode ser explicada tanto pelo tipo de restritores utilizados em cada mancal, quando pela diminuição dos erros de forma. Os mancais brunido apresentam restritores de fluxo do tipo orifício, com diâmetro de 1.0 mm, enquanto que o mancal moldado apresenta restritor do tipo capilar ($l/d_r > 20$) com diâmetro de 0.18 mm.

A concepção empregada no projeto das mancais aerostática A e B tiveram como objeto proporcionar variações quanto a forma de alimentação, podendo estas serem alimentadas por duas ou três carreiras de restritores de fluxo de ar, o que nos leva as três configurações utilizadas nos ensaios:

- a) três carreiras de restritores de fluxo ativas,
- b) duas carreiras de restritores de fluxo ativas, posicionadas a $b/L = 1/4$, com carreira central ($b/L = 1/2$), obstruída e
- c) duas carreiras de restritores de fluxo ativas, posicionadas a $b/L = 1/4$, com carreira central $b/L = 1/2$, desobstruída, ou seja é permitida a saída do ar.

Em termos de capacidade de carga entre os mancais de fabricação convencional, o melhor resultado foi apresentado pelo mancal "B", quando alimentado com três carreiras de alimentação.

Os mancais de mesma relação L/D , "B" e "D" ($L/D=1.5$), com diferença na forma de fabricação e tipo de restritor, quando comparados mostra nítida vantagem do mancal moldado sobre o de fabricação convencional.

As observações feitas para capacidade de carga também são válidas para os valores de rigidez. O mancal "B" proporciona melhor rigidez, quando comparada aos

mancais "A" e "C", de mesmo tipo de restritores e fabricação. Comparando o mancal "B" com seu par "D" de fabricação moldada, os valores de rigidez apresentados pelo primeiro são satisfatórios.

Para elementos de máquinas aerostáticos, principalmente aerostáticos de forma geral é desejado que o amortecimento tenda ao crítico ($x = 1$), desta forma o número de oscilações até que se restabeleça o equilíbrio será mínimo.

Os resultados dinâmicos obtidos indicam que todos os mancais tem amortecimento sub-crítico ($x < 1$), sendo que a utilização de mancais com três carreiras mostrou-se vantajosa.

As modificações na configuração de alimentação, para duas carreiras, com a carreira central aberta ou fechada (mancais "A" e "B"), mostram uma tendência de aumento de amortecimento, ξ diminui, tornando assim os mancais mais suscetíveis a oscilações.

Todos os mancais aerostáticos, bem como suas variações de alimentação apresentam freqüências críticas entre 3500 e 4000 Hz, sob a condição de carregamento zero (*zero load*). Esta freqüências estão longe das freqüências naturais de motores elétricos, sistemas de ar comprimido ou de ar condicionado, que são os principais excitadores externos ao processo de usinagem de ultraprecisão. Estes tendem a vibrar em freqüências próximas as da rede elétrica (60 Hz).

Em casos extremos, onde as vibrações externas tenham que ser que reduzidas ao mínimo, o projeto dos mancais teria de ser repensado de forma a incorporar de técnicas de isolamento de vibrações. Tais técnicas de isolamento, podem ser realizados por meio de um aumento na massa do mancal, o que leva a um aumento do carregamento sobre a mancal aerostático, diminuindo a freqüência natural que tende a se aproximar da freqüência crítica

do eixo levando o sistema a ressonância, que dependendo das amplitudes podem vir a prejudicar o processo.

Outro problema que advém desta solução está em que operando em baixa frequência os motores de acionamento ao serem acionados, tendem a excitar o mancal até atingirem sua velocidade de trabalho, o que também pode vir a ser prejudicial ao processo.

Uma solução do problema da ressonância a baixa frequência poderia estar na fabricação de mancais mais leves de menor massa, isto deslocaria a frequência crítica para valores acima de 4000 Hz, o que pode ser facilmente obtido com mancais fabricados em novos materiais.

Situações extremas onde vibrações não possam ser admitidas e alterações de projeto nos mancais não possam ser realizadas, requerem o desenvolvimento de neutralizadores dinâmicos de vibrações.

7.2. SUGESTÕES PARA CONTINUAÇÃO

Este trabalho foi um dos primeiros contatos com guias aerostáticas, tanto a nível teórico quanto e principalmente a nível experimental. Devido as limitações de recursos e tempo, muitas das idéias inicialmente propostas para este trabalho não conseguiram ser concretizadas assim como e muitas outras que surgiram no decorrer do mesmo.

Desta forma estas são apresentadas como sugestões para trabalhos futuros, que possam vir a enriquecer este trabalho.

a) extensão do trabalho para outros diâmetros de restritores, visando cobrir a faixa de 0,01 a 0,9 mm;

b) utilização de outras geometrias e tipos de restritores com a utilização de rebaixos e ranhuras em mancais aerostáticas;

c) variação no número e disposição dos restritores ativos por carreira de alimentação;

d) Utilização de novos materiais, tais com grafite, alumínio, materiais cerâmicos, dentre outros;

e) fabricação de mancais com porosidade controlada;

f) Levantamento do comportamento dinâmico de guia aerostáticas quando em deslocamento, pois neste trabalho todos os ensaios foram realizados com a mancal fixa em uma posição, pré-definida em função da folga.

Ao se deslocar ao longo do eixo, o ponto de aplicação de carga varia o que faz variar a frequência natural do eixo, o que pode induzir a ressonâncias em pontos determinados deste. Desta forma os resultados dinâmicos assim obtidos, juntamente com os apresentados neste trabalho serviram de base para o isolamento de vibrações nas guias.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] WEINGAERTNER, W. Usinagem de Ultraprecisão. Primeiro Simpósio Brasileiro de Mecânica de Precisão, sem paginação, São Paulo - SP - 1988.
- [2] WEINGAERTNER, W. Relatório de visita a feira de Hannover. Publicação interna do Laboratório de Mecânica de Precisão – UFSC, 1989.
- [3] KOENIGSBERGER, F.; TLUSTY, J. *Machine Tool Structures*. Pergamon Press, 1970.
- [4] ROGNITZ, H. *Maquinas Herramientas para el Trabajo de Materiales con Arranque de Viruta*. Editora Labor S.A.- 1968.
- [5] WECK, M. *Handbook of Machine Tools - Vol. 1*. Wiley Heyden Ltd. - 1984.
- [6] WELBOURN, D.B., SMITH, J.D. *Machine-Tool Dynamics, An Introduction*. Cambridge at University Press, 1970.
- [7] FURUKAWA, Y.; MORONUKI, N. *Effect of Material Properties on Ultra Precise Cutting Process*. CIRP. Anais. V.37/1/1988.
- [8] WECK, M.; HARTEL, R.; MODEMANN K. *Performance Assessment in Ultraprecision Micromachining*. Annals of the CIRP vol.37/1/1988.
- [9] MOREN, W. J. W.; MODJARRAD H. READ R. F. J. *Some Aspects of the Design and Development of Large High Precision CNC Diamond Turning Machine*. Annals of CIRP Vol. 31, 1982.
- [10] KOBAYASHI, A.; HOSHINA, N.; TSUKADA, T.; UEDA, K. *High Precision Cutting with a New Ultra Precision Spindle*. Annals of CIRP Vol. 22/01/1978.

- [11] WILLS-MOREN, W.J.; MODJARRAD, H. & READ, R. F. J. *Some Aspects of the Design and Development of Large High Precision CNC Diamond Turnig Machine*. Annals of CIRP Vol., 1982.
- [12] KRAUSE, W. *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. VEB Verlag Technik Berlin, 1984.
- [13] DAVIDSON, A. *Handbook of Precision Engineering Vol. 6 - Mechanical Design Applications*. MacGraw Hill Book Company, 1972.
- [14] ROWE W. B. *Advancs in Hydrostatic and Hybrid Bearing Technology*. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers. Part C. Journal of Mechanical Engineering Scienc, Vol. 203, 1989.
- [15] FULLER, D. D. *A Review of the State of Art for the Design of Self Acting Gas Lubricated Bearings*. Jornal of Lubrication Technology, janeiro - 1969.
- [16] WUNSCH,H. L.. *Air-Bearing Applications to Machine Tools and Measuring Instruments*. *Transaction of the American Society of Mechanical Engineer (ASME)*, outubro - 1968.
- [17] DENHARD, W.G.; PAN, C. H. T. *Aplication of Gas Lubricated Bearings to Instruments*. *Transaction of the ASME*, outubro -1968.
- [18] GUIMENES, N. M. *Precisão e Rigidez Determinam o Fim do Barramento Convencional*. Máquinas e Metais - Ed. Técnica Ltda., novembro -1988.
- [19] NN. *THK - Linear Motion Systems Catalog N- 75-1AE3*. ND.
- [20] SLOCUM, A. *Short Course in Precision Machine Design*. *Americam Society of Precision Engineering* . ND, maio - 1989.

- [21] WEINGAERTNER, W. L. *Desenvolvimentos na Usinagem de Ultraprecisão*. Florianópolis: UFSC, out. 1992. Monografia.
- [22] TIPEI, N. *Theory of Lubrification* - Stanford University Press, 1962.
- [23] OLIVEIRA, N. V. de & ARRUDA, J. R. de F. *Identificação de Características de Rigidez e Amortecimento de Mancais Hidrodinâmico*. ND.
- [24] GRASSAM, N. S. & POWELL, J. W. *Gas Lubricated Bearings*. London ButterWorths -1964.
- [25] SIMON, A. T. *Fusos de Alta Velocidade que Usam Mancais Magnéticos*. Máquinas e Metais, Ed. Técnica Ltda. - págs 26-28, N 303, Abril - 1991.
- [26] NN. *Thriology Handbook*. Newnes Butterwothes, London - 1973.
- [27] WEINGAERTNER, W. L. - Relatório interno USIMAQ – Nashua.
- [28] WEINGAERTNER, W. L. - Relatório interno USIMAQ – Aplivac.
- [29] WECK, M; BISPINK, T; BOTTGER, U.; LUDERIRCH, J. *Precision Spindles*. Tutorial 6th International Precision Engineering Symposium / UME 2 - Maio,1991.
- [30] WOODLING, R.; SLOCUM, A.; Palestra técnica da empresa Willbrang - Coors Ceramics.
- [31] ESPINDOLA, J. J. - *Introdução a Vibrações* - Apostila da disciplina introdução a vibrações. EMC-UFSC.
- [32] HEINDRICH, R. - *Controle de Vibrações* - Apostila da disciplina introdução e controle de vibrações . EMC-UFSC.

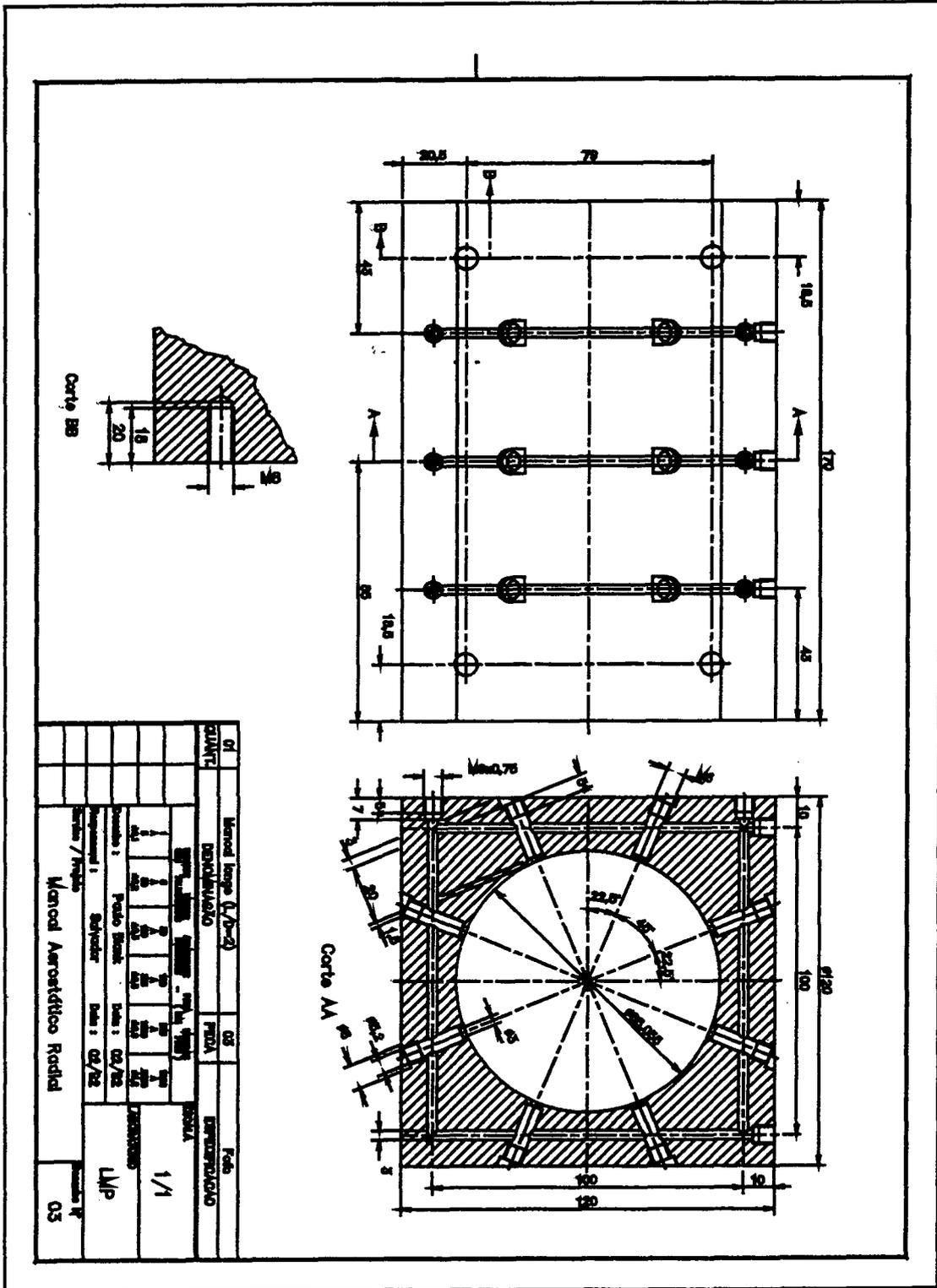


Figura A3 – Desenho detalhado do Mancal – A.

ANEXO - 2

Valores calculados e os valores aferidos para o eixo guia destinado a bancada de ensaios.

TABELA - Flexão aferida para o eixo principal.

POSIÇÃO X [mm]	v [mm] calculado	v [mm] aferido
0	0	0
100	0,314	0.390
200	1,022	0.630
300	1,775	0,970
400	2,220	1.100
425	2,242	1,430
500	2,008	0,830
600	1,789	0,560
700	0,789	0,315
800	0,076	0,225
850	0	0

Equipamento utilizado no levantamento dimensional do eixo:

- Máquina de medir por coordenadas
 - Modelo: ZMC 550
 - Fabricante: Carl Zeiss- Oberkochen
 - Dados técnicos:
 - Faixa de operação: X = 0 a 500 mm
Y = 0 a 500 mm
Z = 0 a 450 mm
 - Carga máxima admissível: 600 kg
 - Incerteza de medição: - + (1,0 + L/400) mm
 - 1D (f 20 + 3 C)
 - + (1,5 + L/250) mm - 3D
 - Resolução: 0,2 mm

- ♦ Rugosímetro
 - Modelo: Perthometer M3A
 - Fabricante: Feinpruef Gmb H
 - Tipo de rugosidade: Rt e Ra
 - Resolução: 0,1 mm
 - Comprimento de medição: 1,5 - 4,8 - 15 mm
 - Comprimento de "cut-off": 0,25 - 0,8 - 2,5 mm
 - Faixas de medição: 0 a 25 - 0 a 2,5 - 0 a 25 mm (Ra)
 0 a 1 - 0 a 10 - 0 a 100 mm (Rt)
- ANEXO - 3

Características do material dos mancais aerostáticas

- ♦ Mancal
 - Material: Ferro Fundido FE-450-12 cinzento [ASTM A 536-77]
 - Características mecânicas : $\sigma = 461,56 \text{ MPa}$
 $e = 21,6 \%$
 Dureza = 156 HB
 - Composição: C ----- 3,250
 Si ----- 2,460
 Mn ----- 0,110
 S ----- 0,016
 P ----- 0,075

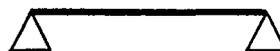
- ♦ Eixo
 - Material - Aço ABNT - 1020.
 - Revestimento – Cromo duro – espessura 1,2 μm

ANEXO - 4

A Tabela 8 - apresenta a rigidez transversal para diversos tipos de apoios.

a) Bi-apoiada

$$K = \text{-----}$$



b) Bi-engastada

$$K = \text{-----}$$



c) Engastada apoiada

$$K = 798 EI/7L^3$$



d) Bi-apoiada

$$K = \text{-----} \quad (21)$$

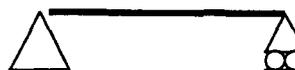


TABELA 8 - Rigidez transversal em função do apoio.

Como $E_{aço} = 207,0 \text{ Gpa}$

$I = \pi d^4 / 64$ desprezando a conicidade de

$I = 1.60 \times 10^{-8} \text{ m}^4$ 1:10 000, ou seja assumindo o eixo como perfeitamente cilíndrico.

ANEXO - 5

- ♦ Características do sistema de filtragem de ar
 - Compressor de ar de simples estágio - $P_{\text{máx}}$ - 7 bar
 - Secador de ar Dominik Hunter - DH 150
 - Filtros - DH para 1 μm

ANEXO - 6

Características dos sistemas de medição de deslocamento

- ♦ Transdutor / Unidade de tratamento de sinal
 - Tipo: Indutivo sem contato
 - Fabricante: *micro Epson Messtechnik - Ortenburg*
 - Modelo: U 15
 - Faixa de medição: 15 mm
 - Incerteza de medição: + 0.1 mm

- ♦ Indicador
 - Sistema de aquisição de sinais: HP - 3497
 - Características do voltímetro
 - Resolução: 5 1/2 dígitos

Características dos sistemas de medição de vibrações

- ♦ Transdutor de força
 - Modelo: B&K 8200
 - Fabricante : Brtel & Kjaer
 - Sensibilidade de referencia: 50 Hz a 24 °C
 - Sensibilidade estática: 0 - 1000N tração - 4,00 pC/N
0 - 5000N Compressão - 4,13 pC/N
 - Lineridade: + % F.S
 - Resistência Mínima: 10 Mz
 - Capacitância típica: 25 pF

- ♦ Gerador de sinais
 - Modelo: B&K 1027
 - Fabricante : Brtel & Kjaer
 - Amplificador de Potencia
 - Modelo: B&K

- ♦ Acelerômetro
 - Modelo: B&K 4370
 - Fabricante : Brtel & Kjaer
 - Sensibilidade de referência: 50 Hz, 100 ms à 23 °C
 - Sensibilidade de carga: 10,04 pC/ms ou 98,6 pC/g
 - Sensibilidade de voltagem: 9,23 mV/ms ou 90,6 mV/g
 - Capacitância: 1088 pF
 - Freqüência natural não amortecida típica: 25 kHz
 - Máxima sensibilidade transversa: 2,4 %
 - Freqüência de ressonância transversa típica: 4 kHz

- ♦ Excitador eletro-dinâmico - B&K 2706
 - Modelo: B&K 2706
 - Fabricante : Brtel & Kjaer

- ♦ Amplificadores de carga - B&K 2635
 - Modelo: B&K 2635
 - Fabricante : Brtel & Kjaer

- ♦ Analisador de sistemas de controle
 - Modelo: HP - 3563A
 - Fabricante : Hewlett Packard