

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Geraldo Carvalho
Brito Junior E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 22/08/96.
L N
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Comportamento Dinâmico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte

Autor: **Engenheiro Geraldo Carvalho Brito Junior**
Orientador: **Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber**

06/96

B777c

32126/BC

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

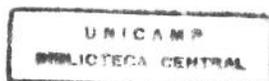
Comportamento Dinâmico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte

Autor: Engenheiro Geraldo Carvalho Brito Junior
Orientador: Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Corpos Sólidos

Dissertação de mestrado apresentada à Comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1996
S.P. - Brasil



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	UNICAMP
	B777c
V.	Ex
TÍTULO	BC/32126
PREÇO	281,97
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	18/11/97
N.º CPD	

CM-00102271-5

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

B777c Brito Junior, Geraldo Carvalho
Comportamento dinâmico de mancais de guia de hidrogeradores de grande porte / Geraldo Carvalho Brito Junior.--Campinas, SP: [s.n.], 1995.

Orientador: Hans Ingo Weber.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Usinas hidrelétricas. 2. Geradores. 3. Turbinas. 4. Mancais. 5. Vibração. I. Weber, Hans Ingo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Comportamento Dinâmico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte

Autor: **Engenheiro Geraldo Carvalho Brito Junior**

Orientador: **Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber** 106



Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber
FEM - UNICAMP



Prof. Dr. Francisco Emílio Baccaro Nigro
IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas



Prof. Dr.-Ing. Ilmar Ferreira Santos
FEM - UNICAMP

Campinas, junho de 1996

Dedicatória

Este trabalho, apesar de ter sido desenvolvido sempre com muita motivação e de me haver propiciado diversos momentos de prazer, foi longo e árduo. Além disso, durante o seu desenvolvimento passei por uma das mais intensas etapas de minha vida. Em todos os momentos, algumas pessoas muito especiais sempre estiveram ao meu lado ... Esperando ser esta uma forma de expressar minha gratidão e de dividir com elas a alegria desta conquista, dedico este trabalho ...

À Cláudia, mulher amada e amiga sincera, quem soube compreender quão importante este trabalho era para mim e me muito incentivou a realizá-lo, a despeito das horas de convívio perdidas ...

... e aos nossos amados filhos, Márcia, Geraldinho e Flávia, os quais conseguiram suportar a minha rabugice durante todo este tempo.

Aos meus queridos pais, Geraldo e Cenita, como uma pequena demonstração do imenso carinho e gratidão que tenho por eles.

A Deus, Criador de todas as coisas deste Universo, inclusive dos mecanismos descritos por Reynolds na equação que leva o seu nome ...

Agradecimentos

Este trabalho foi iniciado em 1989. Após obter os créditos necessários ao Mestrado em Engenharia Mecânica, um ano depois, ele foi interrompido com o retorno às minhas atividades profissionais na Itaipu Binacional. Quatro anos depois, inspirado em fenômenos que vinham sendo observados nos mancais dos hidrogeradores da Usina Hidrelétrica de Itaipu, passei a estudá-los com o objetivo de elaborar minha Tese de Mestrado, após obter uma liberação parcial de minhas atividades junto à Itaipu. Durante todo este tempo recebi a ajuda de muitas pessoas, as quais aproveito para agradecer ...

Ao meu orientador, o Professor Hans Ingo Weber, pessoa que sempre admirei pelo seu carisma e seu grande poder motivar as pessoas com quem trabalha, bem como por seus esforços em promover a integração entre a Universidade e a indústria;

ao Axel Fuerst, quem muito me auxiliou durante a elaboração deste trabalho, através das simulações com o Programa Dynko e da paciente revisão do Capítulo 1 deste texto;

ao Professor Ilmar Ferreira Santos, quem sempre me impressionou pelo cuidado com que prepara suas aulas e pela variedade dos recursos didáticos nela utilizados, pelas informações e sugestões recebidas;

a todos meus companheiros de trabalho, em especial: Marcelo Fabiano Latini, Paulo Henrique "PH" Teixeira, Flávio Chiesa, Néilson Fernando Martins, Juan Carlos Mena Daher, José Borges de Castro e Arcádio Gonzalez, por toda ajuda recebida durante a realização deste trabalho;

à Itaipu Binacional, empresa na qual me orgulho de trabalhar, personalizada em alguns colegas que, ocupando cargos gerenciais, viabilizaram o desenvolvimento deste trabalho: Enon Laércio Nunes, Geraldo Dutra de Andrade Filho, João Simão, Márcio de Almeida Abreu, Rolando de Conti e Sérgio Brandt da Costa Ribeiro (in memoriam);

à UNICAMP, universidade da qual sempre me orgulhei, que pela terceira vez me acolhe como seu aluno;

os meus sinceros agradecimentos.

"O Binômio de Newton é tão belo como a Vênus de Milo. O que há é pouca gente para dar por isso".

Fernando Pessoa

Poeta Português

(1888-1935)

Sumário

	Introdução Geral	1
1	Estudo Analítico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte	7
2	Ensaio Especial nos Mancais dos Hidrogeradores da UHE Itaipu	63
3	Determinação de Coeficientes Dinâmicos do Filme de Lubrificante - Simulações Diversas	118
4	Conclusões	135
	Referências Bibliográficas	142
	Apêndice A - Dados dos Mancais da UHE Itaipu	149
	Apêndice B - Falhas com Influência no Comportamento Dinâmico de Hidrogeradores	161
	Apêndice C - Programa para a Determinação de Coeficientes Dinâmicos de Mancais	170
	Apêndice D - Obtenção das Equações do Capítulo 1	180
	Apêndice E - Tabelas	210

Lista de Figuras

1.1	Representação esquemática de mancal parcial usado por Tower: a) com lubrificação central no topo e b) com lubrificação através de ranhuras axiais	10
1.2	Diagrama esquemático da distribuição de pressão no mancal parcial usado por Tower	11
1.3	Sistema de coordenadas (X,Y,Z) utilizado para análise do conjunto de sapatas do mancal	21
1.4	Sistema de coordenadas (x,y,z) utilizado para a análise de uma única sapata	22
1.5	Variação da folga devido a movimentação do eixo, com a sapata imóvel	23
1.6	Variação da folga devido a não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata	24
1.7	Variação da espessura do filme lubrificante para o mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu: efeito da não concentricidade dos raios da sapata e do eixo	26
1.8	Variação da espessura do filme lubrificante devido a inclinação da sapata com o eixo imóvel	27
1.9	Análise das velocidades do filme lubrificante próximo a superfície do eixo	28
1.10	Deformação resultante da aplicação de uma força de cisalhamento constante em um fluido entre duas placas paralelas	33
1.11	Forças atuantes em um elemento do filme de lubrificante, de largura dz , escoando entre placas paralelas: a) na direção x , b) na direção y	38
1.12	Variação de η em função da relação α/β	44
1.13	Direção da força resultante da contribuição das sapatas no eixo: a) eixo deslocado sob efeito de carga externa e b) componentes da força de reação resultante	49
1.14	Distribuição de pressão na direção axial em função do fator m	59
2.1	Esquema para a medição da rigidez da estrutura do mancal guia da turbina da unidade 4: arranjo de medição e modelo utilizado	68
2.2	Medição da rigidez da estrutura do mancal guia da turbina da unidade 04: primeiro ensaio e segundo ensaio	69

2.3	Variação da temperatura na direção longitudinal, em diferentes potências da unidade e cargas na sapata 77 e na sapata 85	78
2.4	Variação da temperatura na direção longitudinal, em diferentes potências da unidade e cargas na sapata 37 e na sapata 45	79
2.5	Variação da viscosidade dinâmica μ com a temperatura do lubrificante ν_l (medição em laboratório versus curva ajustada pela relação de Reynolds)	81
2.6	Comportamento da folga dinâmica e da oscilação do eixo no mancal guia superior da unidade 6, desde a partida a frio até a estabilização térmica.	84
2.7	Medição da folga estática nos mancais guia superior e guia combinado da unidade 6, em fevereiro de 1992, após 32.000 horas de operação	88
2.8	Medição da folga estática nos mancais guia superior e guia combinado da unidade 9, em junho de 1993, após 34.000 horas de operação	89
2.9	Medição da folga estática nos mancais guia superior e guia combinado da unidade 11, em novembro de 1992, com 8.000 horas de operação	90
2.10	Espessura mínima do filme lubrificante h_o medida no mancal guia superior e no mancal guia intermediário, com a unidade 14 operando em vazio, em novembro de 1986.	93
2.11	Espessura mínima do filme lubrificante h_o medida no mancal guia superior e no mancal guia intermediário, com a unidade 14 operando com 700 MW, em janeiro de 1987.	94
2.12	Monitoramento da folga dinâmica e da oscilação do eixo na unidade 6 da UHE Itaipu	96
2.13	Medição da espessura e da pressão do filme lubrificante sobre a sapata referência 77 do mancal guia superior da Unidade 14	99
2.14	Medição da espessura e da pressão do filme lubrificante sobre a sapata referência 85 do mancal guia superior da Unidade 14	100
2.15	Monitoramento das temperaturas do mancal guia superior da unidade 1 da UHE Itaipu	102
2.16	Monitoramento das temperaturas do mancal guia combinado da unidade 1 da UHE Itaipu	103
2.17	Monitoramento das temperaturas do mancal guia da turbina da unidade 1 da UHE Itaipu	103
2.18	Monitoramento da oscilação do eixo próximo ao mancal guia superior da unidade 1 da UHE Itaipu	107
2.19	Vista lateral dos braços da cruzeta com a localização dos transdutores de temperatura e vista superior da estrutura do mancal guia superior com a localização dos braços	110
2.20	Distribuição das temperaturas ao longo dos braços da cruzeta do mancal guia superior com a unidade operando em curto-circuito com corrente nominal (26,4 kA)	110
2.21	Simulação com o MEF, mostrando deformação da estrutura do mancal devido ao sobreaquecimento dos braços próximos dos terminais e a variação da temperatura da água de resfriamento	111

2.22	Órbita do eixo no mancal guia superior da unidade 6, com transdutores de proximidade nas sapatas 4 e 8, no inverno e no verão.	112
2.23	Oscilograma e espectrograma da oscilação do eixo próximo ao mancal guia da turbina, com a unidade 13 operando com 530 MW	116
2.24	Oscilograma e espectrograma da oscilação do eixo próximo ao mancal guia da turbina, com a unidade 13 operando com 540 MW.	117
3.1	Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=3,167$	125
3.2	Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=2,192$	126
3.3	Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=1,542$	127
3.4	Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=1,542$ e com o uso do coeficiente de multiplicação para o Número de Sommerfeld	128
3.5	Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da unidade 14, antes (linhas simples) e após (linhas cruzadas) a deformação da estrutura , com $m=1,542$	129
3.6	Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da unidade 14, considerando o mancal isoviscoso (linhas simples) e a variação da viscosidade entre as várias sapatas (linhas cruzadas), com $m=1,542$	130
3.7	Distribuição da pressão sobre a superfície das sapatas pares do mancal guia superior, com uma excentricidade do eixo de $50\mu\text{m}$ em direção à sapata número 1 do mancal	131
3.8	Distribuição da pressão sobre a superfície das sapatas ímpares do mancal guia superior, com uma excentricidade do eixo de $50\mu\text{m}$ em direção à sapata número 1 do mancal	132
3.9	Distribuições de pressão sobre a superfície de uma das sapatas do mancal guia superior, para diferentes valores de m	133
3.10	Distribuições do resíduo $E=E(x,z)$ sobre a superfície de uma das sapatas do mancal guia superior, para diferentes valores de m	134

Lista de Tabelas

1.1	Principais tipos de mancais e suas características	15
1.2	Tipos de mancal com relação aos raios e dos ângulos da sapata	17
1.3	Variação da espessura do filme na extremidade de entrada do lubrificante, devido a não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata, calculada para o mancal guia superior da UHE Itaipu	25
1.4	Relação $L/\beta R$ e coeficientes m correspondentes para os mancais de guia dos geradores da UHE Itaipu	61
2.1	Alguns valores limites garantidos contratualmente para os mancais de guia das unidades geradoras de Itaipu	66
2.2	Valores de projeto para a rigidez dos mancais guia dos hidrogeradores de Itaipu	66
2.3	Principais resultados obtidos no balanceamento da unidade 13 da UHE Itaipu e valores obtidos para a constante k	73
2.4	Principais resultados obtidos no balanceamento da unidade 14 da UHE Itaipu e valores obtidos para a constante k	74
2.5	Comparação entre valores calculados e estimados	75
2.6	Medição da folga dinâmica e oscilação do eixo após partida da unidade 6 da UHE Itaipu	85
2.7	Transdutores de temperatura instalados permanentemente nos mancais das unidades geradoras	102
2.8	Frequências e amplitudes das principais componentes da oscilação do eixo próximo ao mancal guia da turbina	115

Resumo

BRITO JUNIOR, Geraldo Carvalho, *Comportamento Dinâmico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1995, 214p. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho é dividido em duas partes, uma teórica e outra experimental. Na primeira parte é apresentado um procedimento, estabelecido com base em um estudo analítico da Equação de Reynolds, para determinar os coeficientes de rigidez e de amortecimento do filme lubrificante de mancais de guia de grandes hidrogeradores. Ele é aplicado aos mancais de guia superiores das unidades geradoras da Usina Hidrelétrica de Itaipu e os coeficientes resultantes são comparados àqueles obtidos com o uso de um programa que emprega o Método das Diferenças Finitas para solucionar a Equação de Reynolds. A parte experimental é baseada na análise de diversas falhas ocorridas em hidrogeradores, nos resultados de alguns ensaios especiais e no monitoramento das temperaturas dos mancais e da oscilação do eixo das dezoito unidades geradoras de Itaipu, desenvolvido ao longo de um período de cinco de anos. Ela mostra que os modelos matemáticos de hidrogeradores, utilizados para prever o comportamento dinâmico destas máquinas na fase de projeto ou como um ferramenta de manutenção preditiva na fase de operação, precisam incluir os efeitos das forças de rigidez e de amortecimento do filme lubrificante dos mancais de guia. Finalmente, são analisadas as consequências de diversos fenômenos que ocorrem em hidrogeradores, tais como deformação dos mancais, variações sazonais nas folgas dos mancais e outros, nos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante.

Palavras Chave

- Usinas Hidrelétricas, Geradores, Turbinas, Mancais, Vibração

Abstract

BRITO JUNIOR, Geraldo Carvalho, *Dynamic Behavior of Large Hydrogenerators Guide Bearings*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1995, 214p. Dissertação (Mestrado)

This work is divided in two parts, one theoretical and other experimental. In the first part is presented a procedure, established from an analytical study of the Reynolds equation, to determine the oil film stiffness and damping coefficients of large hydro units guide bearings. It is applied to the upper guide bearings of the Itaipu Power Plant generating units and the resulting coefficients are compared to those achieved using a program which employs the Finite Difference Method to solve the Reynolds equation. The experimental part is based on an analysis of several failures occurred in hydrogenerators, on the results of some special tests and on the monitoring of bearings temperatures and shaft vibration of the eighteen Itaipu generating units, made on a period of five years. It shows that the mathematical models of hydrogenerators, used to preview their dynamic behavior at the design phase or as a predictive maintenance tool at the operation phase, must include the effects of the guide bearings oil film stiffness and damping forces. Finally, are analyzed the consequences of several phenomenons which occurs in those machines, such as bearing deformations, seasonal changes in bearings clearances and others, in the oil film dynamic coefficients.

Key Words

- Hydroelectric Power Plants, Generators, Turbines, Bearings, Vibration

Nomenclatura

Letras Latinas

a	Tangente do ângulo de inclinação da sapata pivotada em relação ao eixo x ($a = \text{tg} \zeta = dh/dx$)	
c	Espessura do filme de lubrificante no ponto de pivotamento da sapata, folga do mancal (c_n - folga do mancal na enésima sapata)	[m]
c_0	Folga nominal do mancal	[m]
c_{ij}	Amortecimento do filme de lubrificante ($i, j = x, y$)	[kg/s]
f	Força tangencial (de cisalhamento) na superfície do eixo, originada pela viscosidade do lubrificante (f_e - força no eixo, f_s - força na sapata)	[kg m/s ²]
f_c	Coefficiente de atrito	
e	Excentricidade do eixo em relação ao centro do mancal	[m]
e_0	Excentricidade estática do eixo em relação ao centro do mancal	[m]
F	Força normal entre sapata e eixo, originada pela pressão hidrodinâmica do filme de lubrificante (F_n - força na enésima sapata)	[kg m/s ²]
F_s	Força estática normal à sapata (F_{sn} - força na enésima sapata)	[kg m/s ²]
F_d	Força dinâmica normal à sapata (F_{dn} - força na enésima sapata)	[kg m/s ²]
F_{1D}	Força normal à sapata, para o mancal sem perdas laterais	[kg m/s ²]
F_{2D}	Força normal à sapata, para o mancal com perdas laterais	[kg m/s ²]
$h = h(x)$	Espessura do filme de lubrificante entre a sapata e o eixo	[m]
h_o	Espessura do filme de lubrificante na saída de lubrificante	[m]
h_i	Espessura do filme de lubrificante na entrada de lubrificante	[m]
k_{ij}	Rigidez do filme de lubrificante ($i, j = x, y$)	[kg/s ²]
L	Largura da sapata	[m]
$n = 1..n_s$	Numeração da sapata considerada, utilizada geralmente como índice	
n_s	Número de sapatas do mancal	
N	Velocidade de rotação do eixo	[m/s]
O_E	Centro geométrico do eixo	

O_H	Ponto da superfície do eixo	
O_M	Centro geométrico do mancal	
O_R	Posição de equilíbrio estático do eixo, de coordenadas polares (e_0, ϕ_0)	
O_{Sn}	Centro geométrico do raio da enésima sapata do mancal	
$p=p(x)$	Pressão hidrodinâmica do filme de lubrificante	[kg/m s ²]
q	Vazão do lubrificante bombeado no espaço entre uma sapata e eixo	[m ³ /s]
r	Raio do eixo: $r=d/2$	[m]
R	Raio de usinagem da sapata do mancal: $R=D/2$	[m]
So	Número de Sommerfeld	
So^*	Número de Sommerfeld definido no Programa Dynko	
t	Tempo	[s]
u, v, w	Velocidade do filme de lubrificante nas direções x, y e z , respectivamente	[m/s]
u_h, v_h, w_h	Velocidade do filme de lubrificante nas direções x, y e z , respectivamente e para $y=h(x)$	[m/s]
U	Velocidade da superfície do eixo: $U=\omega r$	[m/s]
X, Y, Z	Sistema de coordenadas principal, nas direções radial (x e y) e axial (z), cuja origem está no centro geométrico do mancal	[m]
x, y, z	Sistema de coordenadas auxiliar, nas direções do deslizamento (x), da espessura do filme de lubrificante (y) e axial (z), cuja origem está na extremidade do bordo saída da sapata	[m]
W	Carga estática total aplicada radialmente no eixo	[kg m/s ²]
k, c	Variáveis matriciais (em negrito)	

Letras Gregas

α	Ângulo entre o ponto de pivotamento da sapata e a origem das coordenadas x, y, z , medido em relação ao centro geométrico do mancal	[rad]
αR	Distância entre o ponto de pivotamento da sapata e a origem das coordenadas x, y, z	[m]
β	Ângulo entre as extremidades da sapata, medido em relação ao centro geométrico do mancal	[rad]
βR	Comprimento da sapata	[m]
Γ_0	Força normal à sapata, calculada com a folga nominal do mancal c_0	[kg m/s ²]
γ	Constante de Euler: $\gamma=0,5772$	
δ	Variável auxiliar: $\delta=\beta/(\eta-1)$	

Δe	Semi-eixo maior da órbita elíptica (ou raio da órbita circular) descrita pelo centro do eixo em torno do ponto de equilíbrio estático O_R	[m]
ϵ	Espessura da sapata	[m]
ζ	Ângulo de inclinação da sapata ($\zeta = \arctg(a) = \arctg(dh/dx)$)	[rad]
η	Relação entre as espessuras do filme no ponto de entrada e de saída do lubrificante: $\eta = h_i/h_o$	
θ	Ângulo circunferencial do mancal, medido a partir do eixo X do sistema de coordenadas principal, com $\theta = \theta_n + x/R$ e $\theta_n = \psi n - \alpha$	[rad]
λ	Relação entre a largura e o comprimento da sapata: $\lambda = L/\beta R$	
μ	Viscosidade dinâmica (absoluta) do lubrificante: $\mu = \nu \rho$	[kg/m s]
ν_*	Temperatura do lubrificante (*=l), do eixo (*=e), do aro de apoio das sapatas (*=a) ou das sapatas (*=s)	[°C]
ξ	Variável auxiliar	
ρ	Massa específica do lubrificante	[kg/m ³]
τ_{ij}	Tensão de cisalhamento que atua no plano perpendicular à direção i , com a direção do eixo j	[kg/m s ²]
ν	Viscosidade cinemática do lubrificante: $\nu = \mu/\rho$	[m ² /s]
ϕ	Ângulo da posição do centro do eixo, medido a partir do eixo X do sistema de coordenadas principal	[rad]
ϕ_0	Ângulo da posição estática do centro do eixo	[rad]
χ	Folga adimensional: $\chi = c/c_0$ e $\chi_n = c_n/c_0$	
ψ_n	Ângulo da posição do ponto de pivotamento da enésima sapata, medido a partir do eixo X do sistema de coordenadas principal ($\psi_n = 2\pi(n-1)/n_s$)	[rad]
ω	Velocidade angular do eixo: $\omega = 2\pi N$	[rad/s]
Ω	Velocidade de precessão do eixo	[rad/s]

Superescritos

' = d/dt Notação para diferenciação em relação ao tempo

Subscritos

Abreviações

Siglas

Introdução Geral

Comportamento Dinâmico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte

Importância da análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores

A primeira vista os hidrogeradores parecem ser bem comportados dinamicamente falando, pois são máquinas lentas e massivas. Entretanto, uma análise nas falhas e defeitos ocorridos nos hidrogeradores do sistema elétrico brasileiro, no período de 1989 a 1993, mostrou que esta não é a realidade. Mais de um quarto das ocorrências se referem à falhas ou defeitos que têm a característica comum de afetar, de modo direto ou indireto, o comportamento dinâmico deste equipamento. Por este motivo, tais anormalidades poderiam ter sido detectadas através do monitoramento das oscilações do eixo e de outras grandezas, como por exemplo as temperaturas dos mancais.

Normalmente as inspeções que seguem à detecção de um defeito ou as manutenções corretivas subsequentes às falhas são bastante prolongadas (vários dias ou até meses). Como provocam a interrupção da produção de uma enorme quantidade de energia elétrica, os prejuízos advindos de uma única ocorrência podem atingir cifras de milhões de dólares americanos. Deste ponto de vista, a análise dinâmica do hidrogerador deixa de ser mera coadjuvante, seja na fase do projeto ou na fase de operação.

O conhecimento adequado do comportamento dinâmico dos mancais é importante, seja pela sua frequente participação nas ocorrências ou pela sua característica intrínseca de sofrer variações acentuadas em seus coeficientes dinâmicos. É necessário destacar a importância do

conhecimento adequado deste comportamento e dos fatores que os influenciam de modo significativo, de modo a permitir a rápida e correta detecção de defeitos, ainda em seu estágio incipiente.

Os coeficientes dinâmicos do mancal

As massas e as inércias em um hidrogerador são bem conhecidas, facilmente determinadas e são praticamente constantes. Os parâmetros que irão determinar o comportamento dinâmico dos hidrogeradores são os coeficientes de rigidez e de amortecimento, em especial aqueles relativos aos mancais. A rigidez de um mancal hidrodinâmico de sapatas pivotadas, do tipo utilizado normalmente como mancal de guia de hidrogeradores de grande porte, é composta pelas rigidezes da fundação, da estrutura metálica que suporta o mancal (cruzeta) e finalmente pela rigidez do filme lubrificante do mancal.

A rigidez do filme lubrificante é a parcela de maior importância na rigidez total do mancal, pois pode ser responsável por mudanças substanciais desta grandeza. Enquanto que as outras parcelas são praticamente constantes, a rigidez do filme lubrificante é extremamente susceptível à variações. É influenciada por variações da temperatura do lubrificante, por mudanças das folgas do mancal, pela excentricidade anormal do conjunto girante e outros motivos.

Por outro lado, o amortecimento do mancal está praticamente todo concentrado no filme lubrificante. Também este coeficiente sofre alterações substanciais como ocorre com o coeficiente de rigidez. Naturalmente, estas variações irão afetar com maior ou menor intensidade o comportamento dinâmico do hidrogerador considerado. Por este motivo, para uma análise adequada deste comportamento, é importante se conhecer as características dinâmicas do mancal.

O monitoramento das unidades geradoras da UHE Itaipu - motivação deste trabalho

Por sua importância, os mancais de hidrogeradores são periodicamente monitorados. Devido a fornecerem uma excelente indicação das condições do mancal como um todo, são

medidas as temperaturas das sapatas, do lubrificante e da água de resfriamento. Para se assegurar que as características do lubrificante permanecem adequadas, em especial sua viscosidade, ele é submetido periodicamente a ensaios físico-químicos. Para verificar a variação anormal de aditivos ou a presença de metais no lubrificante, o que indicaria a existência de uma falha em potencial, são efetuadas análises espectrográficas e de absorção atômica. Além disso, as folgas do mancal são medidas nas paradas prolongadas de manutenção.

A aplicação de técnicas de monitoramento similares na UHE Itaipu mostrou que os mancais de guia estavam sofrendo deformações, com conseqüentes ovalizações na distribuição das folgas, bem como que haviam discrepâncias de mais de 15°C entre as temperaturas das sapatas de um mesmo mancal, numa mesma medição. Verificou-se que todas as temperaturas (das oito sapatas monitoradas, do lubrificante e da água de resfriamento) variam sazonalmente, devido às variações da temperatura da água do rio, empregada no resfriamento do mancal, entre o inverno e o verão. Também foi observado que as temperaturas das sapatas mais frias atingem seu máximo no verão, como era esperado. Contudo, ainda pode ser verificado que as temperaturas das sapatas mais quentes curiosamente atingem seu máximo no inverno, chegando a ultrapassar limites contratuais.

Este comportamento levou à limitação de carga em algumas unidades geradoras. Além disso, acreditando-se a princípio que o sobreaquecimento das sapatas era conseqüência da perda de verticalidade das unidades geradoras, em várias unidades foram executados (em vão) procedimentos para melhorar sua verticalidade, como forma de reduzir as temperaturas.

Vários esforços têm sido efetuados para uma análise estática do problema, através do monitoramento de tensões, de temperaturas, de deslocamentos e até de campos magnéticos nas estruturas dos mancais de uma unidade geradora, a qual havia sido desmontada quase que totalmente para uma manutenção corretiva. Em paralelo com estas medições está sendo efetuado o estudo estático do problema, através do Método do Elementos Finitos. Também para esta análise estão sendo monitorados os deslocamentos do bloco de concreto no qual se encontra a unidade geradora citada.

Por outro lado, a verificação de variações substanciais nas folgas dos mancais e de variações sazonais na temperatura do lubrificante levaram ao questionamento da influência deste fenômeno no comportamento dinâmico dos hidrogeradores. Verificou-se que a vibração do eixo próximo ao mancal guia superior também apresentava variações sazonais. Assim, de forma complementar ao estudo estático citado anteriormente, passou-se a estudar o comportamento dinâmico dos mancais de guia, na busca de se explicar os fenômenos observados. Este estudo originou o presente trabalho.

Objetivo deste trabalho - mancal de guia de hidrogeradores de grande porte

Uma primeira pesquisa bibliográfica mostrou que quase nada foi escrito sobre o comportamento dinâmico de mancais de guia de hidrogeradores. A literatura utilizada nos cursos de graduação se detém no estudo das características estáticas do mancal, através de análises unidimensionais simplificadas, o que impede sua utilização na análise que se necessita fazer. As características dinâmicas somente são examinadas em trabalhos específicos da área de tribologia, os quais em geral empregam métodos numéricos complexos na análise de mancais de máquinas horizontais de alta rotação, de pequeno diâmetro e dotados de poucas sapatas (em geral quatro ou cinco).

Por estes motivos, é impraticável utilizar a bibliografia existente na análise do comportamento dinâmico de mancais de guia de hidrogeradores de grande porte. Este último tipo de mancal em geral trabalha na faixa de 60 a 200rpm, tem raios na faixa de 500 a 2500mm, utiliza de 1.000 a 30.000 litros de lubrificante e possui de doze a vinte sapatas, cuja folga radial típica é da ordem de $200\mu\text{m}$.

Este trabalho tem como objetivo principal o preenchimento de parte da lacuna acima descrita. Em primeiro lugar, as características estáticas (distribuição de pressão, capacidade de carga, etc.) e dinâmicas (coeficientes de rigidez e de amortecimento) do filme de lubrificante são estudadas de forma analítica e didática, facilitando eventuais consultas por parte de engenheiros especializados na área de vibração, em geral menos acostumados a métodos numéricos. Tal estudo inicialmente é bidimensional, nas direções longitudinal e radial do mancal. A análise da direção axial, com a inclusão das perdas laterais nas sapatas,

é feita por aproximação. Os resultados são analisados através de comparação com resultados de modelamentos e métodos de determinação mais sofisticados.

Em segundo lugar, são apresentados os resultados de diversos ensaios e do monitoramento das temperaturas dos mancais e das oscilações do eixo das unidades geradoras da UHE Itaipu. Estes resultados são discutidos à luz do estudo teórico descrito anteriormente, para estabelecer finalmente os procedimentos para a determinação dos coeficientes dinâmicos. Tais procedimentos são aplicados a mancais reais e os resultados são comparados com aqueles obtidos por outros processos. Será mostrado que muitas vezes a escolha adequada do valor de determinados parâmetros do mancal, pode ser mais importante que o modelamento do mancal ou do método utilizado para obtenção dos resultados.

Um outro objetivo é, a partir do conhecimento adquirido com o estudo dos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante, dos fatores que os influenciam e de suas influências no comportamento dinâmico dos hidrogeradores, estabelecer correlações entre as alterações das oscilações do eixo monitoradas e as falhas típicas que ocorrem nestas máquinas. Este aspecto pode ser útil ao engenheiro de manutenção especializado na área de vibrações, na avaliação do desempenho destas máquinas em operação.

A estrutura deste trabalho

Este trabalho será dividido em quatro capítulos e cinco apêndices. No primeiro capítulo (Estudo Analítico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte) é feita uma breve introdução histórica ao estudo do mancal de sapatas pivotadas e efetuado um estudo das suas características estáticas e dinâmicas, através de uma solução aproximada da Equação de Reynolds para se obter distribuição circunferencial da pressão, derivada analiticamente.

No segundo capítulo (Ensaio Especiais nos Mancais dos Hidrogeradores da UHE Itaipu) são apresentados os principais resultados de diversos ensaios realizados nas unidades geradoras da UHE Itaipu, cujos resultados podem ser de interesse para a análise do comportamento dinâmico dos mancais. Com base nestes resultados e na análise teórica anterior, neste capítulo também são discutidos os fatores que podem influir de maneira

relevante nos coeficientes dinâmicos dos mancais.

No terceiro capítulo (Determinação de Coeficientes Dinâmicos do Filme Lubrificante - Simulações Diversas) são estabelecidos os procedimentos básicos para determinação dos coeficientes dinâmicos, utilizando o estudo descrito anteriormente. Estes resultados são comparados com aqueles obtidos com aplicação de métodos numéricos para a solução da Equação de Reynolds. Finalmente, no quarto capítulo são apresentadas as principais conclusões do estudo efetuado.

Na forma de apêndices serão apresentados os principais dados dos mancais de guia das unidades geradoras da UHE Itaipu (Apêndice A), um estudo sobre as ocorrências de falhas ou defeitos nos hidrogeradores do sistema elétrico brasileiro no período 1989-1993 (Apêndice B), os programas para determinação de coeficientes dinâmicos de mancais (Apêndice C), a obtenção das equações do Capítulo 1 (Apêndice D) e as algumas das tabelas deste estudo (Apêndice E).

Capítulo 1

Estudo Analítico de Mancais de Guia de Hidrogeradores de Grande Porte

O escoamento de lubrificante em um mancal hidrodinâmico é tridimensional. O escoamento principal é constituído pelo lubrificante bombeado pelo movimento relativo entre o eixo e a sapata, para o espaço convergente que existe entre ambos. É longitudinal com relação à sapata, tem mesma direção que o deslizamento do eixo. É o escoamento responsável pelo surgimento da pressão hidrodinâmica e consequentemente pela capacidade de carga do mancal, bem como por outras características importantes.

Um segundo escoamento é aquele constituído pelas perdas axiais, ou seja, pelo lubrificante que flue lateralmente com relação à sapata, paralelamente ao eixo. O terceiro escoamento, o menor deles, é o que ocorre na direção transversal ao deslizamento, radialmente em relação ao eixo. É originado pela variação do espaço entre o eixo e a sapata, por exemplo devido à vibração do eixo e à oscilação da sapata em torno do ponto de pivotamento, devido a ação de forças externas.

Uma análise tridimensional do mancal hidrodinâmico, embora mais precisa, tem inconvenientes. O primeiro é decorrente da necessidade de métodos numéricos para a solução da equação matemática do escoamento (Equação de Reynolds). Por este motivo, também é maior a dificuldade para a compreensão dos fenômenos físicos que ocorrem no mancal. Por outro lado, em uma análise unidimensional considera-se somente o escoamento de lubrificante na direção do deslizamento, desprezando-se os efeitos do fluxo transversal. Assim, este tipo de análise só identifica parcialmente os coeficientes de rigidez e não identifica os coeficientes

de amortecimento.

A análise bidimensional é a mais adequada a uma introdução ao estudo do comportamento dinâmico dos mancais de guia de hidrogeradores. Esta análise, efetuada nas direções longitudinal e transversal, preserva as características dinâmicas do filme de lubrificante e praticamente todo equacionamento matemático pode ser resolvido analiticamente, facilitando o entendimento das características do mancal. Neste trabalho é efetuado um estudo bidimensional analítico do assunto, para obtenção da distribuição de pressão na direção longitudinal e das demais características do mancal. A distribuição de pressão na direção axial é posteriormente obtida através de aproximação.

A primeira seção deste capítulo apresenta um histórico resumido do mancal hidrodinâmico e faz uma introdução conceitual aos coeficientes de rigidez e de amortecimento do filme de lubrificante, descrevendo o processo de obtenção destes coeficientes. Nela se define os sistemas de coordenadas a serem utilizados para o estudo do mancal, a variação da folga do mancal em função da excentricidade do eixo e a equação da espessura do filme lubrificante. Na segunda seção se faz uma introdução à Mecânica da Lubrificação, mostrando que a equação de movimento do lubrificante escoando entre placas paralelas pode ser aplicada ao mancal hidrodinâmico. Finalmente, é deduzida a Equação de Reynolds para o mancal considerado.

Na terceira e quarta seção são analisados respectivamente os parâmetros estáticos (pressão sobre a sapata, espessura do filme de lubrificante, vazão de lubrificante, força entre eixo e sapata, etc.) e dinâmicos (coeficientes de rigidez e amortecimento do filme de lubrificante) para o mancal de sapatas pivotadas. Na quinta seção o estudo é estendido ao caso tridimensional.

1. Aspectos Diversos dos Mancais de Guia de Grandes Hidrogeradores

1.1 Introdução histórica ao mancal hidrodinâmico

A teoria da lubrificação hidrodinâmica foi originada no período de 1883 a 1886, quando Nicolai P. Petrov (1836-1920), Beauchamp Tower (1845-1904) e Osborne Reynolds (1842-1912) estabeleceram solidamente seus fundamentos. Os três tiveram a capacidade de perceber que o processo de lubrificação não era devido à interação de duas superfícies sólidas, mas à dinâmica do filme de fluido que as separa.

Petrov teve maior interesse na área de atrito em mancais. Ele estabeleceu que a propriedade mais importante do fluido não era a sua densidade, como era assumido por seus contemporâneos, mas sim sua viscosidade. Além disso estabeleceu em 1883 a relação funcional entre a força de atrito e os parâmetros do mancal, na forma conhecida como Lei de Petrov (vide seção 2.2), utilizada até a atualidade.

Curiosamente Petrov falhou ao estender seu estudo à análise da capacidade de carga dos mancais. A descoberta fundamental neste campo coube à Tower, a partir dos seus experimentos sobre o atrito em mancais de trens ferroviários e sobre os métodos para a sua lubrificação, no início da década de 1880. Um incidente ocorrido durante o desenrolar destes experimentos levou Tower a analisar este problema com maior atenção, o que resultou na descoberta que orientou o desenvolvimento da teoria da mecânica da lubrificação.

A Figura 1.1.a é um desenho esquemático de um mancal radial investigado por Tower. É um mancal parcial de 4 polegadas de diâmetro e 6 polegadas de largura, com um arco de aproximadamente 160 graus, tendo lubrificação por banho, como indicado. Tower verificou que os coeficientes de atrito para este mancal eram muito baixos, o que agora não é surpreendente. Depois disso, abriu um furo de meia polegada de diâmetro na parte superior do mancal, para lubrificação. A Figura 1.1.b apresenta um mancal semelhante, porém com lubrificação otimizada, através de ranhuras axiais.

Tower verificou em seguida que quando o eixo era colocado em movimento, o

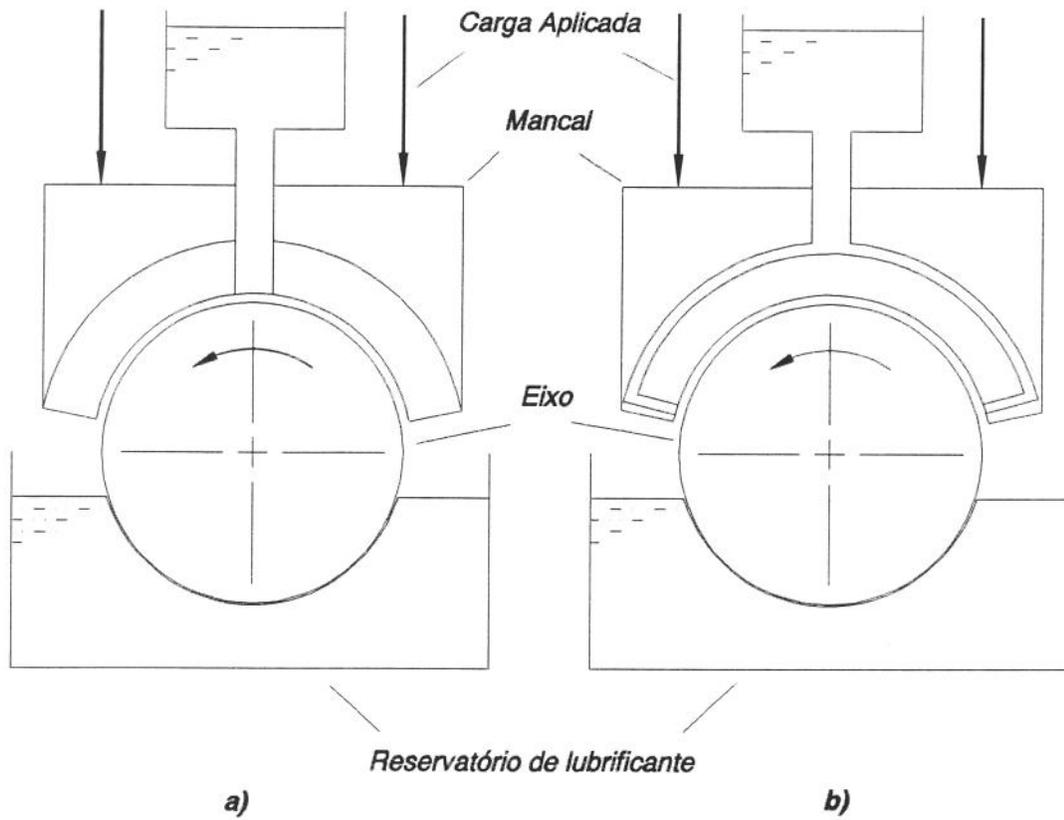
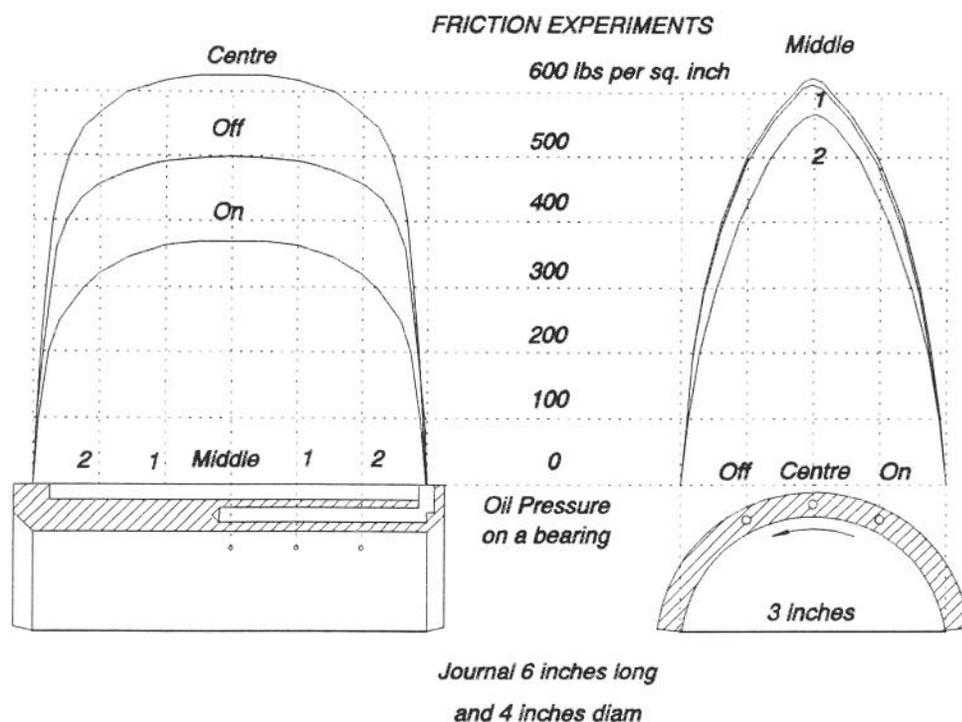


Figura 1.1 Representação esquemática de mancal parcial usado por Tower: a) com lubrificação central no topo e b) com lubrificação através de ranhuras axiais

lubrificante fluia para fora desse furo. Tentou resolver esse problema tapando o furo com uma rolha de cortiça, porém, para sua surpresa, verificou que a rolha era lançada para fora com a movimentação do eixo. Substituiu então a rolha de cortiça por um tarugo de madeira. Quando observou que também o tarugo era empurrado para fora, constatou que estava no limiar de uma descoberta. Então conectou um manômetro ao furo e mediu uma pressão que correspondia ao dobro da carga unitária do mancal. Finalmente ele investigou em detalhe as pressões no filme do lubrificante, ao longo da largura e do comprimento do mancal. A pressão apresentava uma distribuição similar à mostrada na Figura 1.2.

Os trabalhos de Petrov e Tower foram eminentemente experimentais. Quem analisou o fenômeno teoricamente, dando bases científicas sólidas à teoria da lubrificação foi Reynolds. Algumas fontes (por exemplo [47]) afirmam que Reynolds se baseou nos resultados experimentais de Tower para o desenvolvimento teórico que publicou. Outras fontes ([41]), devido ao pequeno lapso de tempo decorrido entre a publicação do trabalho de Tower ("First



*Fig. 1 Longitudinal Section of Brass.
(Proceedings Inst. M.E. 1884)*

Fig 2 Transverse Section

Figura 1.2 Diagrama esquemático da distribuição de pressão no mancal parcial usado por Tower

Report on Friction Experiments" - Proc. Inst. Mech. Eng. - 632-66 November 1883 - London) e dos primeiros trabalhos de Reynolds ("On the Action of Lubricants" e "On the Friction of Bearings" - Reunião da Associação Britânica para o Avanço da Ciência - Montreal, Canadá - Agosto/Setembro de 1884), afirmam que Reynolds fez seu desenvolvimento independentemente. O fato é que a publicação de Reynolds a qual consolida seu trabalho ("On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower Experiments Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil" - Phi. Trans. - Vol. 177 (i) - pp. 157/234 - 1886) obviamente leva em conta os experimentos de Tower.

Reynolds imaginou que o lubrificante se adere à ambas as superfícies e sendo arrastado pela superfície em movimento para dentro de um espaço convergente em forma de cunha, cria uma pressão no fluido com intensidade suficiente para suportar a carga do mancal. Grandes

forças aparecem em pequenos espaços quando superfícies planas são ligeiramente inclinadas e uma delas está em movimento, de maneira que o fluido é empurrado como uma cunha para o espaço decrescente. O mancal hidrodinâmico, quer seja do tipo guia ou do tipo escora, trabalha sob este princípio. A equação diferencial que descreve esta hipótese e que permite a determinação da distribuição da pressão sobre a sapata, a qual pode ser usada em seguida para determinar os parâmetros estáticos e dinâmicos do mancal, é conhecida como Equação de Reynolds (equação 1.1).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} u_h \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1.1)$$

É interessante notar que já em 1886 Reynolds havia estabelecido uma série de afirmações que continuam sendo utilizadas até hoje. Por exemplo, o conceito de mancal infinitamente largo (a derivada parcial em relação a z desaparece da equação 1.1), a variação exponencial da viscosidade com a temperatura e outros conceitos importantes.

A solução mais conhecida para a Equação de Reynolds deve-se à Arnold Sommerfeld (1858-1951). Sommerfeld foi um físico que fez notáveis contribuições às áreas de estrutura do átomo, teoria quântica, análise espectral e teoria da relatividade. Escreveu treze livros e duzentos e setenta e seis artigos técnicos, sendo um único na área de Tribologia. Apesar da rápida visita a esta área, também nela deixou marcas expressivas e é lembrado pelo Número de Sommerfeld e pela Condições de Contorno de Sommerfeld. Este trabalho (1904) consistiu na solução da Equação de Reynolds para o mancal infinitamente largo, utilizando como condições de contorno a periodicidade do mancal ($p(\theta) = p(\theta + 2\pi)$ e $dp/d\theta \big|_{\theta} = dp/d\theta \big|_{\theta + 2\pi}$).

Nos mancais estudados por Reynolds, a cunha de óleo era formada automaticamente pelo fato do eixo necessariamente ter um diâmetro menor que o diâmetro do mancal. Esta situação não existe quando se trata de superfícies planas em deslizamento, como ocorre em mancais de escora de máquinas verticais. Tal problema foi solucionado, simultaneamente e de forma independente (ocorreram inclusive problemas com relação a patentes), por Albert Kingsbury (1863-1943) e Anthony G. M. Michell (1840-1940), cerca de vinte anos depois dos trabalhos de Petrov, Tower e Reynolds.

Kingsbury e Michell introduziram as sapatas pivotadas, obrigando a formação da cunha de óleo entre as sapatas e a superfície deslizante. Estes dois personagens, além do desenvolvimento dos mancais mais perfeitos até a atualidade, tiveram importante participação do desenvolvimento da tribologia (sempre concomitantemente e de forma independente). A mais importante é que tornaram o que era um ramo hermético da ciência em uma área da engenharia. Além disso, efetuaram estudos teóricos e experimentos que permitiram a utilização de substâncias gasosas em lugar de lubrificantes líquidos.

Foi natural que os excelentes resultados obtidos por Kingsbury e Michell com o mancal de escora fossem estendidos para os mancais de guia, em especial para os de máquinas verticais, onde a carga pode atuar em qualquer direção. Este é o mancal que será analisado neste trabalho.

1.2 Aspectos tecnológicos dos mancais de guia de grandes hidrogeradores

Os mancais de guia utilizados em hidrogeradores de grande porte devem satisfazer a uma série de exigências originadas pelas características destas máquinas. Em primeiro lugar estas máquinas são verticais, o que faz com que as cargas estáticas que atuam no mancal não tenham uma direção preferencial. Ademais, estas cargas podem assumir valores bastante elevados.

Por exemplo, devido às grandes dimensões do estator (pode chegar a mais de quinze metros de diâmetro), excentricidades da ordem de um milímetro em relação ao rotor devem ser toleradas. A força magnética estática atuando no rotor do gerador nesta condição é da ordem de 500kN em operação normal e de 15.000kN na ocorrência de um duplo curto-circuito no rotor. Outras cargas estáticas radiais, originadas por desequilíbrio do fluxo de água na turbina, podem atingir também a valores significativos. A existência de cargas estáticas elevadas exige mancais de alta capacidade e baixo coeficiente de atrito, minimizando a potência dissipada no mancal.

Um outro problema com os mancais de hidrogeradores é a folga. Como o diâmetro destes mancais é muito elevado (chega a atingir mais de cinco metros), a menor diferença de

temperatura entre o eixo e a estrutura de suporte das sapatas implica em uma expansão térmica que causa variações apreciáveis na folga. Outros fatores que influenciam a folga são, por exemplo, deformações provocadas pela carga axial no bloco de escora e as forças centrífugas agindo nas partes rotativas.

Apesar de ser possível levar em conta no projeto todas estas variações, é muito difícil se prever todos os fatores de influência. Assim, especialmente quando se trata de projetos com alguma inovação, é comum ocorrerem alterações no valor das folgas após os ensaios de aquecimento dos mancais, no comissionamento do hidrogerador. Por exemplo, os resultados dos ensaios de comissionamento da primeira unidade da UHE Itaipu levaram à alteração da folga diametral de projeto do mancal guia combinado, de $750\mu\text{m}$ para $900/950\mu\text{m}$.

A Tabela 1.1 descreve os vários tipos de mancais de guia existentes e suas principais características. Como pode ser observado, para as exigências requeridas (alta capacidade de carga, baixo coeficiente de atrito, direção de aplicação da carga estática indefinida, necessidade de fácil reajuste da folga e outras), o melhor mancal para ser utilizado em hidrogeradores é o mancal de sapatas pivotadas.

1.3 Considerações sobre o modelo do mancal de guia

1.3.1 Considerações sobre a carga estática

Exceto por raríssimas exceções, a análise do mancal hidrodinâmico é sempre feita para máquinas horizontais, seja ela para a determinação das características estáticas ou dinâmicas do mancal. Neste tipo de máquina fica evidente a existência de uma carga estática e de direção previamente conhecida atuando no mancal, proveniente da distribuição do peso do rotor nos diversos mancais da máquina considerada.

Uma vez conhecida a intensidade da carga estática W que atua no mancal, pode ser determinada a posição onde o centro do eixo permanece em repouso, para a análise das características estáticas do mancal, ou em torno da qual ele descreve uma órbita sob a ação de uma força adicional dinâmica, por exemplo uma força de desbalanceamento, para análise

das características dinâmicas do mancal. Tal posição é determinada pela excentricidade estática do eixo e_0 e pelo ângulo de posição estática ϕ_0 .

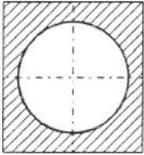
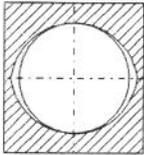
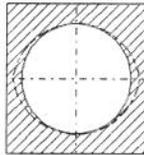
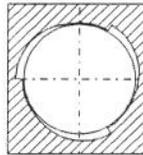
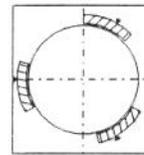
TIPO DO MANCAL	Cilíndrico	Cunha Dupla	"Pocket"	Múltiplas Superfícies	Segmentado
CARACTERÍSTICA					
Fabricação	Simples	Simples	Simples	Complexa	Média Dificuldade
Instalação	Simples	Simples	Simples	Complexa	Média Dificuldade
Custo	Pequeno	Pequeno	Elevado	Elevado	Elevado
Manutenção Corretiva	Simples	Simples	Simples	Difícil	Simples
Capacidade de Carga	Pequena	Média	Média	Elevada	Muito Elevada
Grau de Estabilidade	Pequeno	Médio	Médio	Elevado	Muito Elevado
Grau de Amortecimento	Médio	Médio	Maior que o anterior	Bom	Médio
Perdas	Elevadas	Elevadas	Elevadas	Elevadas	Pequenas
Peças reservas	Mancal Completo	Mancal Completo	Mancal Completo	Mancal Completo	Somente Segmentos
Influência da geometria eixo	Grande	Moderada	Grande	Grande	Pequena

Tabela 1.1 Principais tipos de mancais e suas características

As características estáticas ou dinâmicas do mancal são obtidas para uma certa posição (e_0, ϕ_0), ou indiretamente, para uma determinada carga estática atuando no mancal. As características dinâmicas são geralmente convertidas para valores adimensionais (para o que

também é necessário se conhecer a carga estática no mancal) e são apresentadas de forma gráfica em relação ao Número de Característico do Mancal ou Número de Sommerfeld, cuja determinação uma vez mais depende da carga estática. Em resumo, a determinação da carga estática é imprescindível para o estudo de mancais hidrodinâmicos de máquinas horizontais.

Os hidrogeradores de grande porte são máquinas verticais. A primeira vista pode parecer que os procedimentos empregados na análise de mancais de máquinas horizontais não podem ser aplicados no caso de hidrogeradores verticais, já que aparentemente não existem cargas estáticas atuando nos mancais, muito menos com uma direção previamente conhecida. Entretanto, afortunadamente isto não é totalmente verdade. Os mancais de hidrogeradores de grande porte estão quase sempre sujeitos à ação de forças estáticas, de origem externa ou interna ao mancal.

A força de origem externa a mais comum é a força magnética proveniente de uma excentricidade do estator. Os estatores tem diâmetros de 10 a 18 metros e o entreferro do gerador varia entre 10 e 35 milímetros, dimensões que sem dúvida permitem excentricidade da ordem de 1 milímetro, devido por exemplo à imprecisão na montagem. Tais excentricidades geram forças estáticas da ordem de 500 kN.

Outra fonte de cargas estáticas é o desalinhamento entre os diversos mancais da máquina vertical. Os hidrogeradores têm pelo menos dois mancais de guia, as vezes três, além do "mancal magnético" do gerador e dos diversos selos e vedações. É inevitável que exista certo desalinhamento entre estes componentes, o que também irá originar forças estáticas. Quanto às forças estáticas de origem interna ao mancal, deve-se lembrar que elas podem ser provenientes de deformações na estrutura do mancal ou de imperfeições de montagem. Ensaio nos hidrogeradores da UHE Itaipu mostraram que esta força pode passar de 200 kN.

Com relação a direção de aplicação da força, realmente ela é de difícil determinação. Mesmo para máquinas elétricas horizontais, com diversos mancais de sapatas pivotadas, esta determinação pode ser não tão simples, pelos motivos citados nos parágrafos anteriores. De qualquer forma, neste aspecto pode estar a grande utilidade do conhecimento do comportamento dinâmico dos mancais de hidrogeradores na análise da oscilação do eixo: o

diagnóstico de defeitos, tais como deformação do mancal, desalinhamento entre mancais, folgas desajustadas e outros.

1.3.2 Considerações sobre a equação da espessura do filme lubrificante

O presente estudo está restrito ao mancais de hidrogeradores de grande porte. Estes mancais são hidrodinâmicos, do tipo segmentado com sapatas pivotadas. Existem dois tipos básicos deste mancal. O primeiro é o mancal de raios concêntricos, no qual o raio de usinagem da sapata R é igual a soma do raio do eixo r com a folga do mancal c_0 . O segundo tipo é o mancal de raios não concêntricos, onde o raio da sapata é maior do que a soma citada anteriormente. Além disso, o mancal concêntrico é pivotado excentricamente ($\alpha/\beta < 0,5$), enquanto que em geral o mancal não concêntrico tem o ponto de pivotamento na metade do comprimento da sapata ($\alpha/\beta = 0,5$). A Tabela 1.2 sintetiza estas definições.

TIPO DO MANCAL	Relação dos Raios	Relação dos Ângulos
RAIOS CONCÊNTRICOS	$R = r + c_0$	$\alpha/\beta < 0,50$
RAIOS NÃO CONCÊNTRICOS	$R > r + c_0$	$\alpha/\beta = 0,50$

Tabela 1.2 Tipos de mancal com relação aos raios e aos ângulos da sapata

Apesar das vantagens do mancal de raios não concêntricos [35], o mancal de raios concêntricos é o tipo mais utilizado em grandes hidrogeradores. Para efeitos do estudo a ser realizado, a diferença entre estes dois tipos de mancal está na equação da espessura do filme lubrificante $h(x)$. Será mostrado que no caso do mancal concêntrico (ou levemente não concêntrico) esta equação pode ser descrita por uma função linear, permitindo o estudo analítico que será desenvolvido neste capítulo.

Embora fuja do escopo deste trabalho e seja mais trabalhoso, o estudo analítico também pode ser feito para o mancal não concêntrico, com a função $h(x)$ linearizada por partes ou aproximada por um polinômio. Fica ainda registrada, a título de sugestão para estudos

futuros, a possibilidade da representação da equação do filme lubrificante por uma única função linear, com a utilização de uma sapata equivalente, de comprimento efetivo menor do que o real e agora pivotada excentricamente, com $\alpha/\beta < 0,50$ a ser determinado.

O presente estudo vale portanto para os mancais concêntricos. Entretanto, através de uma análise mais detalhada verifica-se que este tipo de mancal não existe na prática, quando se trata de hidrogeradores. Neste caso, mesmo que a igualdade expressa na Tabela 1.2 seja satisfeita no projeto, na fabricação e na montagem, ela é desfeita quando em operação, já que as dilatações térmicas e de outras origens são significativas.

De acordo com um dos grandes fabricantes de turbinas hidráulicas [20], a flecha da arco da sapata do mancal de raios não concêntricos deve ser escolhida como o dobro da folga nominal. Desta escolha resulta a seguinte relação entre os raios da sapata e do eixo:

$$R = \frac{r}{1 - \frac{16 c_0 r}{(\beta R)^2}} \quad (1.2)$$

com o comprimento da sapata escolhido na faixa de $0,30r \leq \beta R \leq 0,40r$. Esta relação foi utilizada no projeto do mancal de guia das turbinas da UHE Itaipu ($c_0=200\mu\text{m}$, $\beta R=500\text{mm}$, $r=1600\text{mm}$ e conseqüentemente $R=1633\text{mm}$). Entretanto, no projeto dos mancais dos geradores os raios das sapatas são muito menores do que o recomendado pela relação acima citada (mancal superior, onde $R=1103\text{mm}$ em lugar de 1133mm e mancal inferior, com $R=2604\text{mm}$ quando deveria ser 2687mm). Para efeito de nomenclatura estes mancais serão referidos neste texto como mancais quase concêntricos.

1.3.3 Resumo do modelo do mancal

O modelo utilizado neste estudo é válido para mancais hidrodinâmicos de sapatas pivotadas, do tipo concêntrico. O modelo e as várias considerações feitas para o tipo de mancal estudado são as seguintes:

- a) Para a determinação das características estáticas do mancal (seção 3 deste capítulo) será considerado que uma carga estática atua no eixo, cujo centro permanece em uma posição

- de equilíbrio determinada pela excentricidade estática e_0 e ângulo de posição estático ϕ_0 .
- b) Para a determinação das características dinâmicas do mancal (seção 4 deste capítulo) será considerado que o centro do eixo descreve uma órbita elíptica de semi-eixo maior Δe e de frequência Ω , em torno da posição de equilíbrio estático. Também é considerado que o semi-eixo maior da órbita é muito menor do que a menor folga do mancal ($\Delta e \ll c_n$), para linearização da força hidrodinâmica em torno da posição de equilíbrio.
 - c) O lubrificante é considerado um fluido incompressível e newtoniano. O escoamento é considerado laminar, livre de vórtices de Taylor mesmo durante transitórios do hidrogerador. Também é considerado isotérmico, e conseqüentemente isoviscoso, para uma dada sapata e para o mancal como um todo.
 - d) Os efeitos do escoamento lateral do lubrificante são desprezados na primeira etapa do estudo (seções 3 e 4), quando as sapatas do mancal foram consideradas infinitamente largas. As perdas laterais são incluídas na seção 5, quando o estudo é estendido para o escoamento tridimensional.
 - e) A curvatura do filme lubrificante é desprezada, devido a espessura do filme ser muitíssimo menor do que o raio do mancal. Também são desprezados os efeitos das deformações das sapatas e do eixo, na espessura do filme lubrificante.
 - f) É considerado que a pressão não varia ao longo da espessura do filme lubrificante.
 - g) As sapatas do mancal são semelhantes e são em número maior do que oito, de modo que $\eta\delta < 1$ rad.
 - h) Como o ângulo de inclinação da sapata é da ordem de alguns centésimos de grau e o seu comprimento é da ordem de dezenas de centímetros, a sapata e o eixo são tratados como superfícies planas e levemente inclinadas entre si.
 - i) São desprezados os efeitos da oscilação angular e da inércia das sapatas, tendo em vista que são muito menores que os efeitos das forças hidrodinâmicas e dos deslocamentos do eixo.

1.3.4 Erros, incertezas e dificuldades do modelo utilizado

Nas seções anteriores foram estabelecidas diversas considerações para o modelo empregado para o estudo analítico de mancais de guia de grande porte. Outras considerações adicionais, também necessárias ao desenvolvimento de estudo, serão estabelecidas ao longo

deste capítulo. Embora estas considerações também sejam normalmente empregadas em outros estudos, devem ser analisados os erros e incertezas do modelo utilizado.

Este aspecto será focado no Capítulo 4 - Conclusões, onde será realizada uma melhor avaliação das considerações estabelecidas, em função dos resultados obtidos no Capítulo 2 - Ensaio Especial nos Mancais dos Hidrogeradores da UHE Itaipu e da análise de suas consequências nas características dinâmicas dos mancais de guia, avaliadas no Capítulo 3 - Determinação de Coeficientes Dinâmicos do Filme Lubrificante - Simulações Diversas.

1.4 Definições importantes para o estudo analítico do mancal

1.4.1 Sistemas de coordenadas

Serão utilizados dois sistemas de coordenadas distintos. O primeiro sistema de coordenadas (X, Y, Z) , denominado doravante de sistema principal de coordenadas, será utilizado para a análise das características do mancal como todo. Sua origem está no centro geométrico do mancal O_M , conforme mostra a Figura 1.3. O centro do eixo O_E é localizado através das coordenadas polares (e_0, ϕ_0) .

O ângulo ϕ_0 é geralmente chamado de ângulo de posição do eixo, determinando a posição da menor espessura do filme lubrificante. No caso do mancal de guia considerado, simétrico e quase sempre com mais de uma dezena de sapatas, o ângulo de posição determina também a direção e o sentido de aplicação da força estacionária externa, como será mostrado na seção 3.7. É importante ressaltar este aspecto, ou seja, de que no tipo de mancal aqui analisado, à aplicação de uma força externa estacionária corresponde um deslocamento na mesma direção e sentido.

Considera-se agora a enésima sapata do mancal, cuja extremidade de saída de lubrificante está a um ângulo $(\psi_n - \alpha)$ da origem do sistema principal. Como será mostrado no item seguinte, as sapatas e o eixo podem ser consideradas superfícies planas e ligeiramente inclinadas entre si, ao longo do comprimento do filme lubrificante. Assim, um segundo sistema de coordenadas (x, y, z) , denominado de sistema auxiliar de coordenadas, será

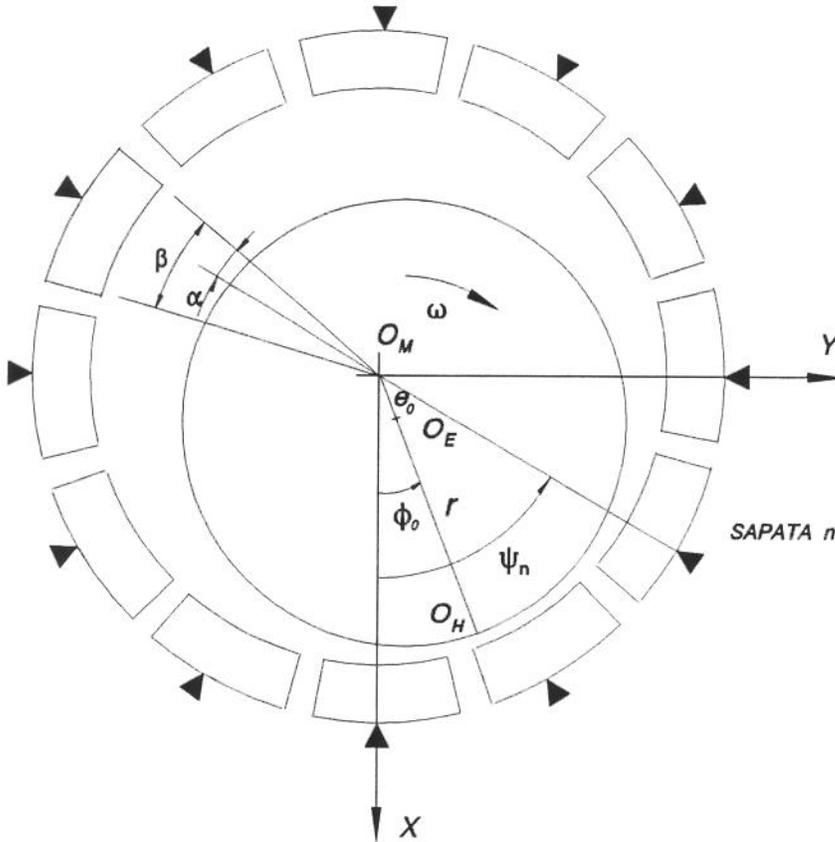


Figura 1.3 Sistema de coordenadas (X, Y, Z) utilizado para análise do conjunto de sapatas do mancal

utilizado para análise do filme lubrificante desta sapata. É fixado sobre ela, tendo sua origem na extremidade de saída do lubrificante, como mostrado na Figura 1.4. A coordenada x é positiva no sentido contrário ao do deslocamento do filme e a coordenada y é positiva no sentido da sapata para o eixo, através da espessura do filme de lubrificante. A coordenada axial z é positiva no sentido do plano do papel para o leitor e é nula na metade da largura da sapata.

1.4.2 Equação da espessura do filme de lubrificante

Para a solução da Equação de Reynolds é necessário primeiro determinar-se a equação da espessura do filme lubrificante ao longo do comprimento da sapata $h(x)$. Como o estudo proposto é analítico, será buscada uma representação simplificada para esta equação. Em trabalhos que utilizam métodos numéricos para a determinação das características do mancal,

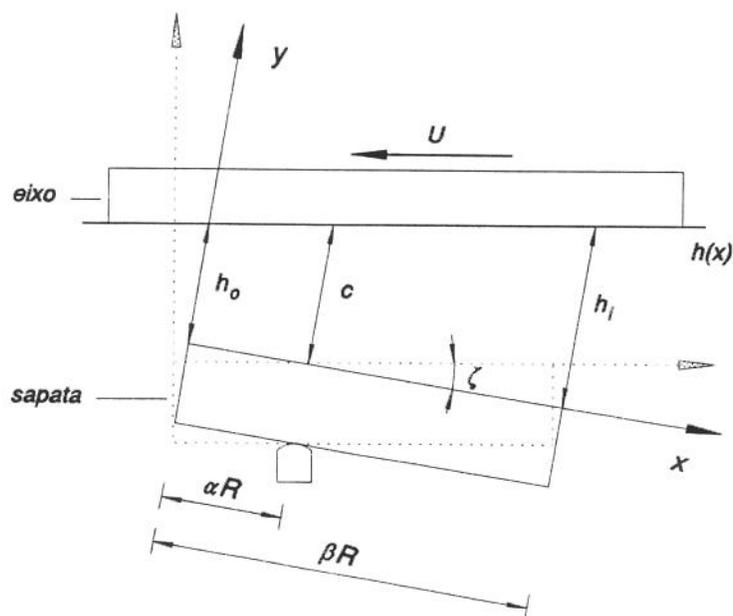


Figura 1.4 Sistema de coordenadas (x,y,z) utilizado para a análise de uma única sapata as equações utilizadas para este fim tem certa complexidade. Apesar disso, resultados experimentais e simulações em modelos de grande escala mostram que existe alguma imprecisão no modelamento efetuado [14]. Na verdade, poderá ser observado através dos resultados de ensaios no Capítulo 2 que outras simplificações dos modelos utilizados neste e em outros trabalhos, geram discrepâncias muito maiores do que as causadas pela simplificação da equação da espessura do filme.

A dedução da equação do filme lubrificante será feita em três etapas, considerando as variações na espessura do filme devidas as causas seguintes:

- movimentação do eixo, com sapata de raio concêntrico imóvel: Δh_1 ;
- não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata, com ambos imóveis: Δh_2 ;
- inclinação da sapata de raio concêntrico, com eixo imóvel: Δh_3 .

Após a análise da contribuição de cada parcela e efetuadas as simplificações possíveis para o caso de mancais de hidrogeradores, as três parcelas serão somadas e será obtida a equação do filme lubrificante.

A Figura 1.5 apresenta a primeira etapa, onde existe um deslocamento do centro eixo

para uma posição (e_0, ϕ_0) . A variação correspondente na espessura do filme lubrificante Δh_1 , em uma direção definida por um ângulo auxiliar ξ , medido a partir de ϕ_0 , é:

$$\Delta h_1 = (r+e_0) - e_0 \cos \xi - r \cos\left(\frac{\xi e_0}{r}\right) \quad (1.3)$$

No caso de hidrogeradores de grande porte, assumindo $\beta_{m\acute{a}x}=0,40\text{rad}$, $c_0=200\mu\text{m}$ e $r=1000\text{mm}$, a variação máxima da espessura ao longo do comprimento de uma sapata correspondente a uma movimentação do eixo de 50% da folga é $\Delta h_1=8\mu\text{m}$. Como este valor é da ordem de grandeza da soma das rugosidades das superfícies do eixo e das sapatas, a variação da espessura em uma mesma sapata será desprezada. Este efeito será levado em conta apenas para a variação da folga no ponto de pivotamento das diversas sapatas do mancal c_n em função de uma excentricidade (e_0, ϕ_0) e da folga de montagem c_0 , conforme mostrado na seção seguinte.

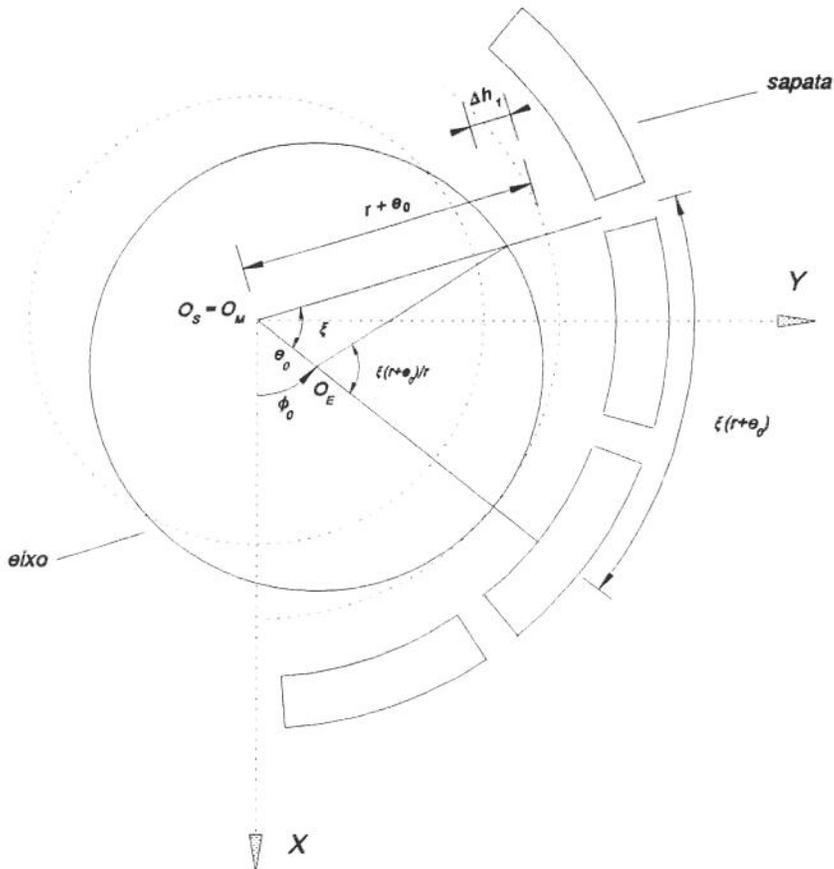


Figura 1.5 Variação da folga devido a movimentação do eixo, com a sapata imóvel

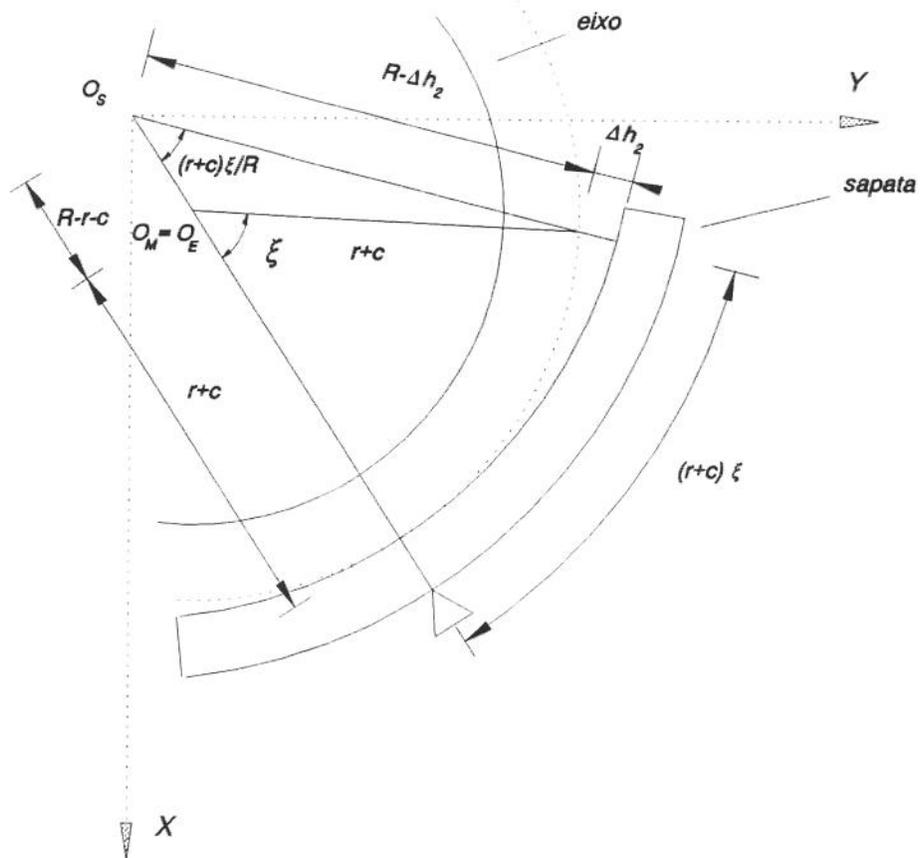


Figura 1.6 Variação da folga devido a não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata

Na Figura 1.6 tem-se o caso da variação da espessura devido a não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata Δh_2 . A variação da espessura em uma direção definida por um ângulo $\xi = \theta - \psi_n$, medida a partir do ponto de pivotação, é:

$$\Delta h_2 = R - (R-r-c) \cos \xi - (r+c) \cos \left[\frac{\xi (R-r-c)}{(r+c)} \right] \quad (1.4)$$

A Tabela 1.3 contém alguns resultados da variação da espessura do filme na extremidade de entrada do lubrificante, devido a não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata, de diferentes ordens de grandeza. Neste local tem-se a maior variação da espessura, devido a ser a posição de maior afastamento do ponto de pivotação. Os resultados foram obtidos para o mancal guia superior do gerador da UHE Itaipu ($r=1100\text{mm}$ e $\xi=0,1905$ rad).

É importante lembrar que a equação a ser obtida não contempla os mancais de raios não concêntricos. Com relação ao outro tipo de mancal, verifica-se que apesar das variações

da espessura devidas a excentricidade do eixo serem desprezíveis, isto não ocorre com as variações devidas a raios quase concêntricos, as quais merecem um análise mais detalhada. Através da Figura 1.7 pode-se observar a variação Δh_2 ao longo do comprimento da sapata do mancal de guia superior dos geradores da UHE Itaipu. Fica evidenciado através desta figura que além destas variações serem significativas, Δh_2 varia de forma não linear com relação a ξ , e portanto com relação a x . Nesta primeira etapa do estudo, para simplificação dos cálculos, esta variação será desprezada. Este assunto será retomado mais nos capítulos seguintes para melhor avaliação desta simplificação nos resultados obtidos.

SITUAÇÃO	R RAIO DA SAPATA (mm)	c FOLGA DO MANCAL (mm)	Δh_2 VARIACÃO DA ESPESSURA (μm)
Mancal de raios concêntricos	1100.200	0.200	0
Idem, excentricidade de $100\mu\text{m}$ do eixo	1100.200	0.100	≈ 2
Mancal de raios levemente não concêntricos	1103.000	0.200	≈ 50
Mancal de raios não concêntricos	1133.000	0.200	≈ 610

Tabela 1.3 Variação da espessura do filme na extremidade de entrada do lubrificante, devido a não concentricidade entre os raios do eixo e da sapata, calculada para o mancal guia superior da UHE Itaipu.

A variação da espessura do filme lubrificante devido a uma inclinação da sapata, com o eixo imóvel, é exibida na Figura 1.8. Considerando-se que os ângulos de inclinação da são muito pequenas, pode-se determinar a variação da espessura por $\Delta h_3 = \zeta \cdot PQ$. Como $\zeta \ll 1$ e consequentemente $\zeta \approx \text{tg} \zeta = a$, pode-se escrever Δh_3 como:

$$\Delta h_3 = a(x - \alpha R) \quad (1.5)$$

Na equação 1.5 verifica-se uma relação linear entre a variação da espessura devido a inclinação da sapata com relação a x . A equação do filme lubrificante $h(x)$, desprezados Δh_1 e Δh_2 , é a soma de Δh_3 com a folga nominal do mancal c_0 ou:

$$h(x) = ax + h_0 \quad (1.6)$$

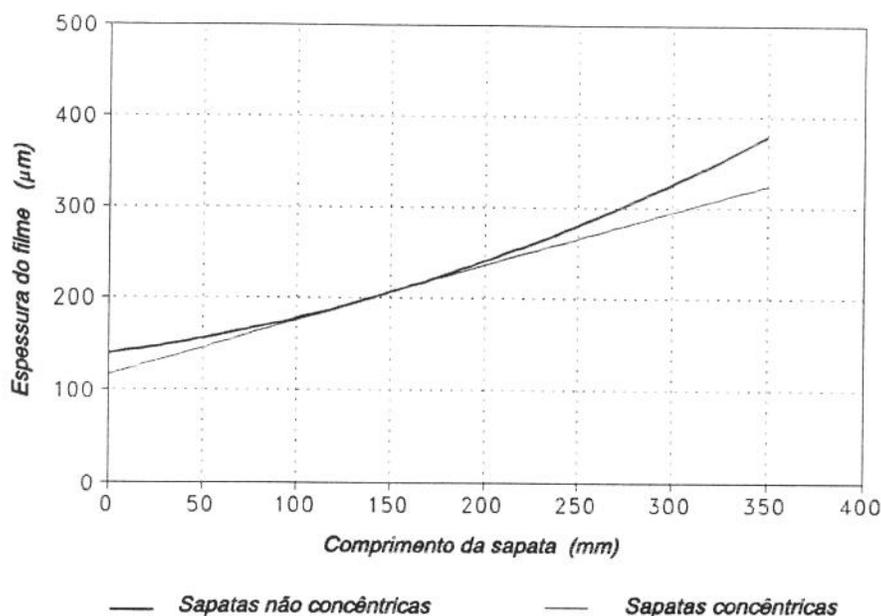


Figura 1.7 Variação da espessura do filme lubrificante para o mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu: efeito da não concentricidade dos raios da sapata e do eixo

Desta forma, com as simplificações apresentadas, a espessura do filme de lubrificante em um determinado ponto x pode ser expressa através da equação de uma reta $y=h(x)=ax+h_o$, onde $a=tg\zeta=dh/dx$. Fica assim justificada a representação da sapata e do eixo conforme a Figura 1.4. A determinação da função $h(x)$ será mostrada na seção 3.2. É conveniente expressá-la em função de um parâmetro $\eta=h_i/h_o$ e da folga da sapata c como (Apêndice D - D1):

$$h(x) = \frac{[(\eta-1)x + \beta R]}{[(\eta-1)\alpha + \beta]} \frac{c}{R} \quad (1.7)$$

1.4.3 Relação entre a folga do mancal e a excentricidade do eixo

A folga do mancal medida na n ésima sapata c_n será sempre referenciada ao ponto de pivotamento da sapata $x=\alpha R$, por ser o único ponto da sua superfície que é praticamente fixo. Se o mancal é montado de maneira adequada, a folga é a mesma para todas as n_s sapatas e tem valor c_o . Entretanto, quando uma força externa desloca o centro do eixo para uma nova

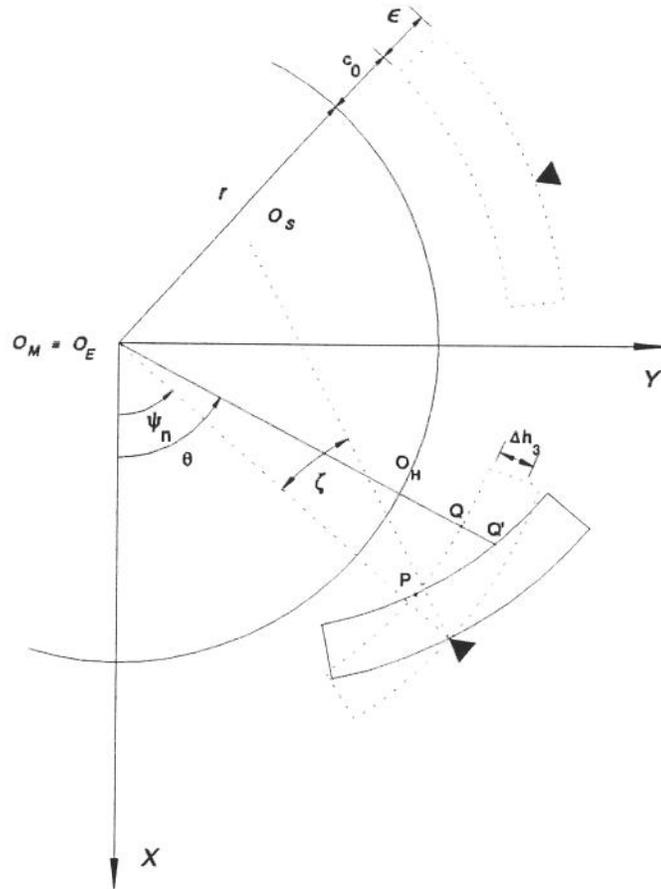


Figura 1.8 Variação da espessura do filme lubrificante devido a inclinação da sapata com o eixo imóvel

posição de equilíbrio (e_0, ϕ_0) , a folga na n -ésima sapata é dada por $c_n = c_0 - e \cos(\psi_n - \phi)$, onde $\psi_n = 2\pi(n-1)/n_s$ dá a posição do ponto de pivotação das sapatas. Para uma posição qualquer do centro do eixo, de coordenadas polares (e, ϕ) ou de coordenadas cartesianas $(X = e \cos \phi, Y = e \sin \phi)$, a expressão para a folga das diversas sapatas é:

$$c_n = c_0 - e \cos(\psi_n - \phi)$$

$$c_n = c_0 - X \cos \psi_n - Y \sin \psi_n \quad (1.8)$$

1.4.4 Condições de contorno para a velocidade do lubrificante

Também para a solução da Equação de Reynolds serão necessárias as velocidades do

lubrificante nas superfícies da sapata e do eixo. Utilizando-se o sistema de coordenadas auxiliar e lembrando-se que o fluido tem a mesma velocidade da superfície sólida com a qual está em contato, verifica-se que na superfície da sapata ($y=0$) as velocidades nas direções x e y são nulas ($u(x,0,z,t)=v(x,0,z,t)=0$). Resta determinar-se as velocidades na superfície do eixo, u_h e v_h .

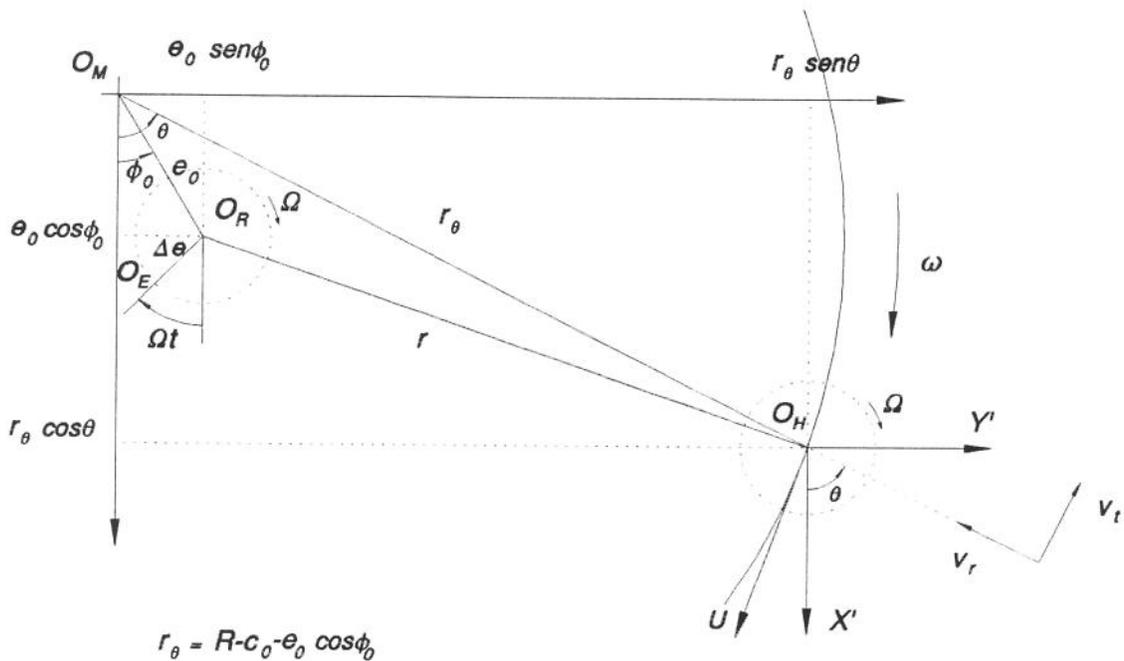


Figura 1.9 Análise das velocidades do filme lubrificante próximo a superfície do eixo

A Figura 1.9 esquematiza um eixo que gira com uma velocidade de rotação ω no sentido horário (sentido de rotação dos hidrogeradores do sistema elétrico brasileiro), guiado por um mancal de sapatas pivotadas. Por ação de uma força estática W atuando no eixo, o ponto O_E assumiria a posição de equilíbrio (e_0, ϕ_0) em relação ao sistema de coordenadas principais, coincidindo com o ponto O_R . Entretanto, pela ação de uma força dinâmica adicional, por exemplo uma força de desbalanceamento, o eixo passa a oscilar e o seu centro O_E passa a descrever uma órbita em torno de O_R . No caso particular da Figura 1.9 foi assumido que esta órbita é circular, tem raio Δe muito menor do que a menor folga do mancal e tem velocidade Ω no sentido horário. Tal procedimento foi adotado para obter expressões mais simples para

os deslocamentos (X, Y) e as velocidades (X', Y') do centro do eixo O_E . Entretanto, é importante ressaltar que isto não irá restringir dos resultados do presente estudo à apenas órbitas circulares. Nesta condição pode-se escrever as coordenadas do centro do eixo como:

$$X = e_0 \cos \phi_0 + \Delta e \cos \Omega t$$

$$Y = e_0 \sin \phi_0 - \Delta e \sin \Omega t$$

As velocidades deste ponto nas direções X e Y , X' e Y' respectivamente, podem ser escritas como:

$$X' = -\Omega \Delta e \sin \Omega t$$

$$Y' = -\Omega \Delta e \cos \Omega t \tag{1.9}$$

Como o eixo é indeformável, as velocidades na direção radial (v_r) e tangencial (v_t) à superfície do eixo em um ponto O_H são (Figura 1.9):

$$v_r = -X' \cos \theta - Y' \sin \theta$$

$$v_t = -U - X' \sin \theta + Y' \cos \theta$$

Finalmente, as velocidades nas direções paralelas aos eixos x e y do sistema auxiliar de coordenadas, u_h e v_h respectivamente, são:

$$u_h = -v_r \sin \zeta + v_t \cos \zeta$$

$$v_h = v_r \cos \zeta + v_t \sin \zeta$$

Como $\zeta \ll 1$, tem-se $\cos \zeta \approx 1$ e $\sin \zeta \approx dh/dx$. Substituindo-se estes valores nas equações anteriores e desprezando-se os termos de menor amplitude ($X' \gg Y' dh/dx$ e $Y' \gg X' dh/dx$), obtem-se:

$$u_h = -U - X' \sin\theta + Y' \cos\theta$$

$$v_h = -U \frac{dh}{dx} - X' \cos\theta - Y' \sin\theta \quad (1.10)$$

onde $\theta = \psi_n - \alpha + x/R$.

1.4.5 Condições de contorno para a pressão do lubrificante

Quando o mancal é do tipo circular ou de múltiplas superfícies com grandes ângulos de abraçamento, as condições de contorno para a pressão são bastante complexas, devido à região da ruptura ou região de cavitação do filme. A título de ilustração, a seguir são comentadas resumidamente as condições de contorno mais conhecidas para o mancal circular [48]:

- a) Condição de contorno de Sommerfeld - a pressão é calculada usando a anti-simetria em torno de $\theta = \pi$ ($p(\theta) = -p(\theta + \pi)$). Esta condição origina uma pressão negativa para a região $\pi < \theta < 2\pi$, sem significado físico, pois a pressão nesta região é realmente a pressão atmosférica, devido à ruptura do filme lubrificante. Esta condição de contorno é utilizada (raramente) quando o filme lubrificante é alimentado com alta pressão.
- b) Condição de contorno de Gumbel - a pressão negativa, obtida com a condição de contorno de Sommerfeld, é substituída pela pressão atmosférica. É bastante utilizada devido a sua simplicidade, entretanto tem o defeito de não ser uma função contínua em $\theta = \pi$.
- c) Condição de contorno de Reynolds - elimina o defeito da condição de contorno de Gumbel, fazendo com que a pressão seja positiva para $0 < \theta < \theta^*$ e nula para $\theta^* < \theta < 2\pi$, com $dp/d\theta|_{\theta=\theta^*} = 0$ e θ^* um valor a ser determinado em função do comprimento da sapata. Atualmente esta condição de contorno é bastante utilizada.

Para o caso de mancais de hidrogeradores de grande porte, dotados de sapatas pivotadas, a pressão hidrodinâmica é gerada em toda superfície da sapata e portanto a pressão de contorno é a pressão atmosférica ($p(0, z) = p(\beta R, z) = p(x, L/2) = p(x, -L/2) = 0$).

1.5 Características de rigidez e amortecimento do filme lubrificante do mancal

Quando um eixo suportado por mancais hidrodinâmicos vibra excitado por forças externas, uma oscilação de pressão é gerada no filme de lubrificante, superpondo-se à parcela estática da pressão hidrodinâmica do filme de lubrificante citada no item 1.1. Esta oscilação de pressão dá origem a forças de rigidez e de amortecimento no filme de lubrificante, as quais influenciam as velocidades críticas e as amplitudes de vibração do rotor. As primeiras representações deste comportamento do filme lubrificante por coeficientes de rigidez e de amortecimento, foram de A. Stodola (1925) [41]. Esta idéia não foi muito bem aceita a princípio, devido às características não lineares das forças radiais.

A definição destes coeficientes é feita a partir da força resultante das pressões hidrodinâmicas dos filmes de lubrificante, geradas entre as várias sapatas e o eixo. Sejam $F_x = F_x(X, X', Y, Y')$ e $F_y = F_y(X, X', Y, Y')$ as componentes desta força, nas direções X e Y respectivamente. Variações de $X(t)$ e $Y(t)$ ao longo do tempo significam que existe uma vibração relativa entre o eixo e as sapatas. As velocidades desta vibração nas direções de X e Y são respectivamente $X' = dX/dt$ e $Y' = dY/dt$.

A função $F = \{F_x, F_y\}^T$ é não linear em cada variável, porém ela pode ser aproximada com precisão adequada em torno da posição de equilíbrio estático do eixo no mancal, através da Série de Taylor, se os deslocamentos (X e Y) e as velocidades da vibração (X' e Y') forem suficientemente pequenos. A expressão vetorial para a força do filme de lubrificante é então $F = F_0 + \Delta F$, onde ΔF é dado por:

$$\Delta F = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial X} & \frac{\partial F_x}{\partial Y} \\ \frac{\partial F_y}{\partial X} & \frac{\partial F_y}{\partial Y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial X'} & \frac{\partial F_x}{\partial Y'} \\ \frac{\partial F_y}{\partial X'} & \frac{\partial F_y}{\partial Y'} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta X' \\ \Delta Y' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta X' \\ \Delta Y' \end{pmatrix} \quad (1.11)$$

O sufixo 0 em F_0 denota a força no ponto de equilíbrio estático do mancal, ou seja, a força decorrente unicamente da pressão da cunha de lubrificante. O símbolo Δ significa que as amplitudes da vibração são pequenas, em deslocamentos e em velocidades. Os coeficientes k_{ij} e c_{ij} são respectivamente os coeficientes de rigidez e os coeficientes de amortecimento do

filme de lubrificante nas direções $(i,j = X,Y)$.

Para calcular os coeficientes definidos anteriormente é necessário diferenciar a força que atua no filme lubrificante em relação aos deslocamentos (para determinar os coeficientes de rigidez) e às velocidades (para determinar os coeficientes de amortecimento) da vibração relativa entre eixo e sapata. Esta força é obtida a partir da integração da pressão do filme de lubrificante sobre a sapata onde atua. Alguns autores recomendam a inversão entre as operações de diferenciação e integração (ou seja, primeiro diferenciar a pressão em relação aos deslocamentos e velocidades e depois integrar as funções resultantes sobre a superfície da sapata) como forma de melhoria da precisão de cálculo. De qualquer forma, o primeiro passo é obter a pressão que atua no filme de lubrificante, através da solução da Equação de Reynolds.

A Equação de Reynolds é uma equação diferencial parcial de segunda ordem, não homogênea e de coeficientes variáveis. Sua solução analítica, mesmo para casos particulares, é bastante complexa. Uma das soluções possíveis é a do mancal infinitamente largo. Este caso, como já foi observado, havia sido concebido por Reynolds (1886) e foi solucionado por Sommerfeld (1904) para mancais circulares. A idéia oposta, isto é, o caso particular do mancal infinitamente estreito, ocorreu pela primeira vez a Michell, em 1929. Um ano depois Cardullo solucionou efetivamente a Equação de Reynolds para este tipo de mancal. Neste trabalho será obtida a distribuição de pressão para o mancal de sapatas de dimensões finitas (análise tridimensional), a partir da solução da Equação de Reynolds para dois casos particulares: o do mancal de sapatas infinitamente largas e o do mancal de sapatas infinitamente estreitas.

2. Introdução à Mecânica da Lubrificação

2.1 Lei de Newton da Viscosidade

Um fluido é uma substância que se deforma continuamente quando submetido a uma tensão de cisalhamento, não importando o quão pequena possa ser esta tensão. Na Figura

1.10 uma substância é colocada entre duas superfícies planas e paralelas, separadas de uma distância h e com seção plana de área A , grande o suficiente para que os efeitos das perturbações nas bordas sejam desprezíveis. A placa inferior é fixa e a superior move-se com velocidade U , sob a ação de uma força f . Quando a força f movimenta a placa superior com uma velocidade constante U não nula, não importando o quão pequena seja a intensidade de f , pode-se concluir que a substância entre as duas placas é um fluido.

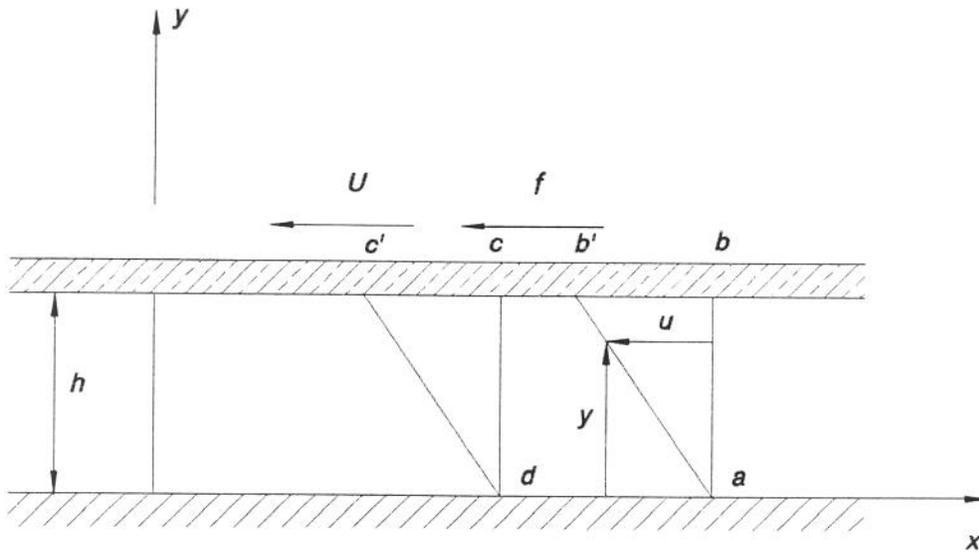


Figura 1.10 Deformação resultante da aplicação de uma força de cisalhamento constante em um fluido entre duas placas paralelas

É fato verificado experimentalmente que um fluido em contato com uma superfície sólida tem a mesma velocidade desta, independentemente do material da superfície e da espécie do fluido. Assim, o fluido na área $abcd$ escoou para a nova posição $ab'c'd$, com cada partícula movendo-se paralelamente à placa e a velocidade u variando linearmente de zero na placa estacionária até U na placa superior. A experiência mostra que, mantendo-se outras grandezas constantes, a força f é diretamente proporcional à área A e à velocidade U e inversamente proporcional à distância entre placas h . Em forma de equação tem-se :

$$f = \mu \frac{AU}{h}$$

onde o fator de proporcionalidade μ é denominado coeficiente de viscosidade dinâmica e

depende do tipo do fluido. Expressando-se a equação anterior em termos da tensão de cisalhamento $\tau_{yx}=f/A$, obtem-se :

$$\tau_{yx} = \mu \frac{U}{h} \quad (1.12)$$

A relação U/h é a velocidade angular do segmento ab ou é a velocidade de deformação angular do fluido, isto é, a velocidade com que o ângulo bad diminui. A velocidade angular pode também ser expressa por du/dy , pois tanto U/h como du/dy expressam a variação de velocidade pela distância ao longo da qual a variação ocorre. Entretanto, du/dy é mais geral porque continua válida quando a velocidade do fluido varia com respeito à y de forma não linear. Utilizando-se a forma diferencial, a equação 1.12 escreve-se como:

$$\tau_{yx} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.13)$$

Esta equação, a qual relaciona a tensão de cisalhamento e a velocidade de deformação angular para um escoamento unidimensional, é conhecida como *Lei da Viscosidade de Newton* [47,51]. O fluido que obedece a esta lei é denominado fluido newtoniano.

A Lei da Viscosidade de Newton pode ser generalizada par um escoamento tridimensional laminar, passando então a ser conhecida como Lei da Viscosidade de Stokes:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (1.14)$$

O primeiro índice da tensão de cisalhamento indica a direção normal à face sobre a qual a componente da tensão está atuando. O segundo indica a direção desta componente. Nas equações anteriores é indicado que $\tau_{ij} = \tau_{ji}$. Esta propriedade pode ser demonstrada através do equilíbrio dos momentos gerados por estas tensões em torno do eixo k : $(\tau_{ij} dj dk) di = (\tau_{ji} di$

$dk) dj$, onde $(i,j,k) \equiv (x,y,z)$.

2.2 Lei de Petrov e o Número de Sommerfeld

A Lei de Petrov decorre dos primeiros estudos feitos sobre o atrito no mancal hidrodinâmico, tendo sido publicada em 1883. Além de sua importância histórica, pode-se utilizar a análise feita por Petrov para mostrar a origem de dois grupos de parâmetros adimensionais, extensivamente utilizados em mancais. Considera-se para sua dedução um mancal de guia vertical no qual o eixo, submetido a uma pequena carga radial, é praticamente concêntrico em relação às sapatas. Utilizando-se a equação 1.12, a tensão de cisalhamento no lubrificante é :

$$\tau = \mu \frac{U}{h} = \frac{2\pi r \mu N}{c_0}$$

A força a ser aplicada no eixo f_e para cisalhar o filme lubrificante, muitas vezes referida como força de arrasto, é determinada pelo produto da tensão de cisalhamento e da área da superfície de deslizamento:

$$f_e = \tau A = \frac{2\pi r \mu N}{c_0} 2\pi r L = \frac{4\pi^2 \mu N L}{c_0} r^2$$

Em diversas referências bibliográficas, por exemplo [47,48 e 51], o coeficiente de atrito do mancal é definido como a relação entre a força de arrasto f_e e a carga estática radial W que atua no eixo. Esta relação é conhecida como Lei de Petrov :

$$f_c = 2\pi^2 \frac{\mu N L d}{W} \frac{r}{c_0} \tag{1.15}$$

onde $\mu N L d / W$ e r / c_0 são parâmetros adimensionais. Sommerfeld mostrou que existe uma relação funcional entre estes parâmetros adimensionais e os coeficientes do mancal, decorrentes de uma das soluções da Equação de Reynolds. Define-se o Número de Sommerfeld S_o , também conhecido como Número Característico do Mancal, pela equação:

$$So = \frac{\mu NLd}{W} \left(\frac{r}{c_0}\right)^2 \quad (1.16)$$

Como é prática comum nos textos de Tribologia, muitos dos parâmetros determinados neste texto serão apresentados em forma de gráficos, em função do Número de Sommerfeld. Alguns textos definem o Número de Sommerfeld por relação diferente da apresentada anteriormente. Esta possibilidade deve ser sempre verificada para evitar-se confusões.

2.3 Equação de movimento do lubrificante em um escoamento laminar entre placas paralelas

Como a sapata tem uma inclinação da ordem de centésimos de grau e seu comprimento é da ordem de dezenas de centímetros, a sapata e o eixo podem ser consideradas superfícies planas e praticamente paralelas na região do filme lubrificante. Como será mostrado na seção seguinte, a Equação de Reynolds para o mancal hidrodinâmico pode ser derivada a partir da equação do equilíbrio das forças que atuam em um elemento infinitesimal do filme lubrificante, escoando entre placas paralelas com aceleração nula, como pode ser visto na Figura 1.11. Do equilíbrio de forças, desprezando-se o efeito das forças gravitacionais, obtém-se:

$$\sum F_x = \rho dx dy dz \frac{du}{dt} = \tau_{xx} dy dz - \left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx\right) dy dz + \tau_{yx} dx dz - \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy\right) dx dz = 0$$

$$\sum F_y = \rho dx dy dz \frac{dv}{dt} = \tau_{yy} dx dz - \left(\tau_{yy} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} dy\right) dx dz + \tau_{xy} dy dz - \left(\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} dx\right) dy dz = 0$$

Nas equações anteriores \mathbf{du}/dt e \mathbf{dv}/dt representam a derivada total das velocidades nas direções x e y , respectivamente. Como o escoamento é laminar e está em regime permanente, $\mathbf{du}/dt = \mathbf{dv}/dt = 0$. Assim:

$$0 = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}$$

$$0 = \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} \quad (1.17)$$

Em um escoamento ideal, o valor da pressão em um ponto é o mesmo, independente da

direção. Isto não ocorre em um escoamento viscoso, onde a pressão varia com a direção e é definida como a média aritmética das tensões normais que atuam num elemento infinitesimal que se encontra no ponto considerado, como mostrado na Figura 1.11 ($p = (\tau_{xx} + \tau_{yy})/2$).

Pode-se demonstrar (Apêndice D - D.2) que as tensões normais são dadas pelas seguintes equações:

$$\tau_{xx} = p - \mu \frac{\partial u}{\partial x} + \mu \frac{\partial v}{\partial y}$$

$$\tau_{yy} = p + \mu \frac{\partial u}{\partial x} - \mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (1.18)$$

As tensões de cisalhamento ($\tau_{xy} = \tau_{yx}$) são determinadas através das equações 1.14 (Lei da Viscosidade de Stokes). Substituindo-se os valores destas tensões nas equações 1.17, obtém-se:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)$$

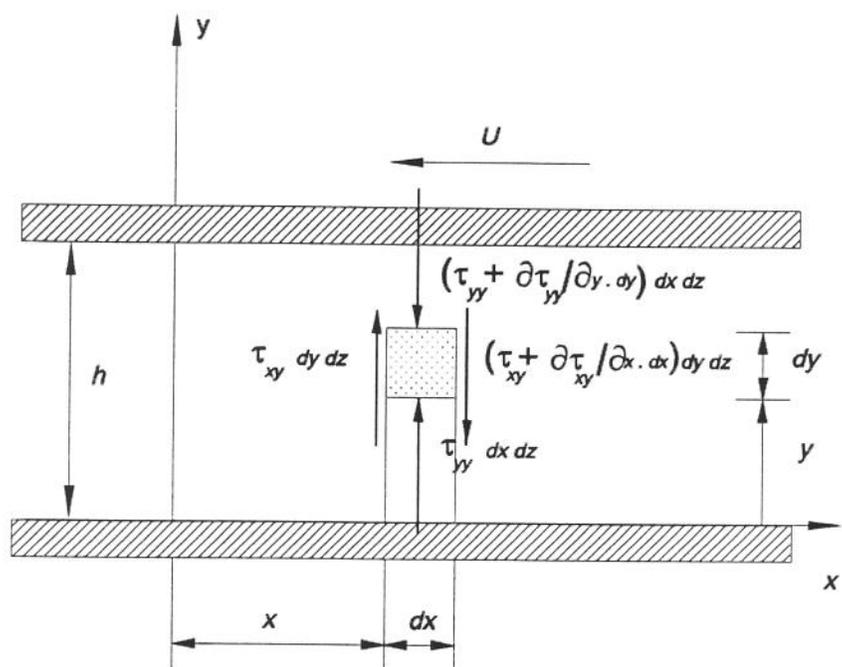
Considerando que os gradientes das velocidades são muito maiores na direção y ($\partial^2 u / \partial y^2 \gg \partial^2 u / \partial x^2$ e $\partial^2 v / \partial y^2 \gg \partial^2 v / \partial x^2$), chega-se as seguintes relações entre as pressões e as velocidades do filme lubrificante:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

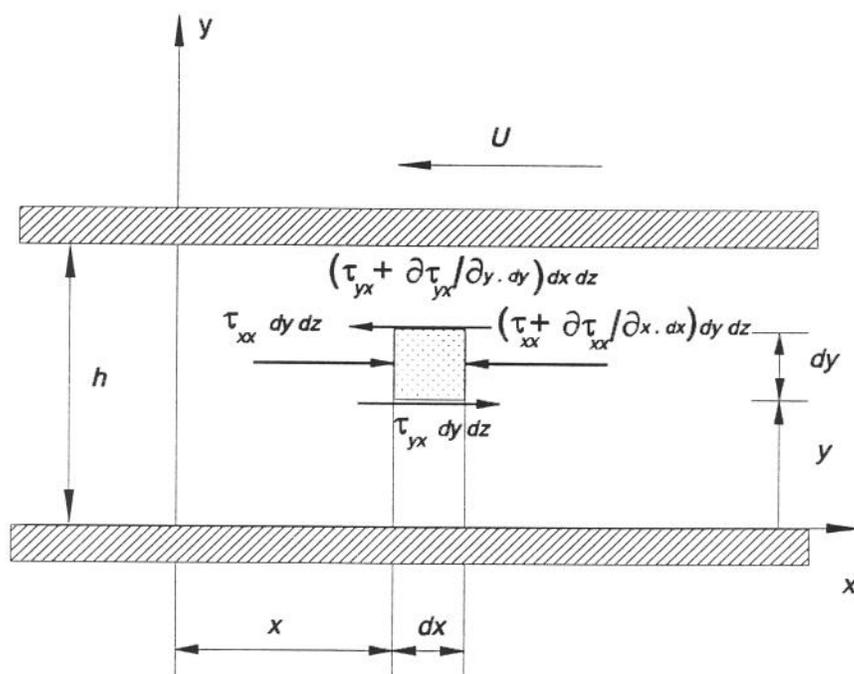
$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (1.19)$$

2.4 Equação de Reynolds para mancal hidrodinâmico com escoamento laminar

Considerando-se que a variação da pressão na direção y é desprezível ($\partial p / \partial y = 0$) e



b)



a)

Figura 1.11 Forças atuantes em um elemento do filme de lubrificante, de largura dz , escoando entre placas paralelas: a) na direção x , b) na direção y

integrando-se duas vezes as equações 1.19 com respeito a y , mantendo-se x constante, obtêm-se as velocidades u e v , da seguinte forma:

$$u = \frac{1}{2\mu} y^2 \frac{\partial p}{\partial x} + C_1 y + C_2$$

$$v = C_3 y + C_4 \quad (1.20)$$

onde C_1 a C_4 são constantes da integração em y , mas dependentes de x . Lembrando-se que a pressão é função apenas da coordenada x (portanto $\partial p/\partial x = dp/dx$) e utilizando-se as condições de contorno para as velocidades u e v na equação anterior: ($u=0, v=0, y=0$) e ($u=u_h, v=v_h, y=h(x)$), obtêm-se :

$$C_1 = \frac{u_h}{h(x)} - \frac{1}{2\mu} h(x) \frac{dp}{dx} \quad , \quad C_2 = 0 \quad , \quad C_3 = \frac{v_h}{h(x)} \quad e \quad C_4 = 0$$

Substituindo-se estas constantes na equação 1.20, obtêm-se:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} [y^2 - h(x)y] + \frac{u_h y}{h(x)}$$

$$v = \frac{v_h y}{h(x)} \quad (1.21)$$

A equação 1.21 mostra que a velocidade do lubrificante na direção x (u) é função de y (coordenada na direção da espessura do filme) e do gradiente de pressão dp/dx . A distribuição de velocidades através da película, para um dado valor de x , é a soma de uma distribuição linear ($u_h \cdot y/h(x)$ - Escoamento de Couette) e uma distribuição parabólica ($(1/2\mu) \cdot (dp/dx) \cdot (y^2 - h(x) \cdot y)$ - Escoamento de Poiseuille). O termo parabólico pode ser subtrativo ou aditivo com relação ao termo linear, dependendo do sinal do gradiente de pressão. Quando a pressão na sapata é máxima ($dp/dx=0$) tem-se o Escoamento de Couette puro ($u = u_h \cdot y/h(x)$).

A Equação da Continuidade pode ser deduzida para o escoamento tridimensional de um lubrificante incompressível, considerando-se a conservação da massa em um volume de controle infinitesimal, como o mostrado na Figura 1.11. O fluxo de massa para dentro deste volume de controle é:

$$\rho u dydz + \rho v dx dz + \rho w dx dy$$

Por outro lado, o fluxo de massa para fora do volume de controle é:

$$\rho \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) dy dz + \rho \left(v + \frac{\partial v}{\partial y} dy \right) dx dz + \rho \left(w + \frac{\partial w}{\partial z} dz \right) dx dy$$

Como o lubrificante é incompressível, os dois fluxos de massa (o que entra e o que sai do volume de controle) devem ser iguais. Estabelecendo-se esta igualdade e simplificando-se a equação resultante chega-se a Equação da Continuidade para o caso tridimensional:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

No escoamento considerado não há fluxo lateral ($w=0$ e logo $\partial w/\partial z=0$). Assim, a Equação da Continuidade toma a forma:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.22)$$

Para se obter a Equação de Reynolds deve-se integrar a Equação da Continuidade ao longo de uma seção transversal ao escoamento principal do filme lubrificante, isto é, com respeito a y , desde $y=0$ a até $y=h(x)$, em um dado x mantido constante, como segue:

$$\int_{y=0}^{y=h(x)} \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_{y=0}^{y=h(x)} \frac{\partial v}{\partial y} dy = 0$$

O objetivo deste passo é eliminar y como variável independente. Através do Teorema de Leibniz [11] pode-se inverter a sequência entre a diferenciação e a integração na última equação:

$$\int_{y=g(x)}^{y=h(x)} \frac{\partial u}{\partial x} dy = \frac{d}{dx} \int_{y=g(x)}^{y=h(x)} u dy - u(x, h(x)) \frac{dh}{dx} + u(x, g(x)) \frac{dg}{dx} \quad (1.23)$$

Desenvolvendo-se a equação 1.23, com o auxílio da equação 1.21, lembrando-se que $g(x)=0$ e $u(x, h(x))=u_h$, chega-se a:

$$\frac{d}{dx} \left[\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \int_{y=0}^{y=h(x)} [y^2 - h(x)y] dy + \int_{y=0}^{y=h(x)} \frac{u_h y}{h(x)} dy \right] - u_h \frac{dh}{dx} + \frac{d}{dy} \int_{y=0}^{y=h(x)} \frac{v_h y}{h(x)} dy = 0$$

Lembrando que p e h são função somente de x , resolvendo-se a equação anterior chega-se finalmente a:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -\frac{1}{2} u_h \frac{dh}{dx} + v_h \quad (1.24)$$

A última equação é a *Equação de Reynolds* para o escoamento bidimensional do mancal hidrodinâmico.

3. Determinação das Características Estáticas do Mancal

Utilizando-se a equação 1.10, quando o eixo não oscila ($X'=Y'=0$) tem-se $u_h = -U$ e $v_h = -U \frac{dh}{dx}$. Nesta condição a Equação de Reynolds tem a seguinte forma :

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -\frac{1}{2} U \frac{dh}{dx} \quad (1.25)$$

A partir da equação anterior serão determinados nesta seção os parâmetros estáticos do mancal, tais como a distribuição da pressão na sapata $p(x)$, a espessura do filme de óleo $h(x)$, a vazão de lubrificante no filme q , a força entre sapata e eixo F , as forças de cisalhamento no eixo f_c e na sapata f_s , a potência dissipada P e o coeficiente de atrito f_c de um mancal segmentado.

3.1 Determinação da distribuição de pressão sobre a superfície de uma sapata

Para determinação da distribuição de pressão sobre uma sapata basta integrar duas vezes a Equação de Reynolds com respeito a x . Com a primeira integração obtem-se :

$$\frac{dp}{dx} = \frac{-6\mu U}{h^2(x)} + \frac{\mu C_1}{h^3(x)} \quad (1.26)$$

É importante observar que neste ponto a equação da espessura do filme lubrificante ao

longo do comprimento da sapata $h(x)$ é explicitada. Caso se queira uma maior precisão nos resultados a serem obtidos, devem ser levadas em conta as parcelas não lineares de $h(x)$ que foram desprezadas na seção 1.4.2. Entretanto, para este estudo esta função será considerada linear e com a segunda integração da última equação chega-se a:

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{\mu C_1}{2ah^2(x)} + C_2 \quad (1.27)$$

As constantes C_1 e C_2 serão determinadas através das condições de contorno para a pressão. As pressões da entrada ($x=0$) e na saída do filme de lubrificante ($x=\beta R$) são nulas. Assim, aplicando-se as condições de contorno ($x=0, p(x)=0$) e ($x=\beta R, p(x)=0$) na equação anterior pode-se determinar C_1 e C_2 (Apêndice D - D.3) como :

$$C_1 = 12U \frac{(h_o h_i)}{(h_o + h_i)} \quad C_2 = \frac{-6\mu U}{a} \frac{1}{(h_i + h_o)} \quad (1.28)$$

Substituindo-se os valores de C_1 e C_2 na equação 1.27, a seguinte relação é obtida (Apêndice D - D.4) para a distribuição de pressão em uma sapata:

$$p(x) = \frac{-6\mu U}{(h_o + h_i)} \frac{x[h(x) - h_i]}{h^2(x)} \quad (1.29)$$

Uma outra forma para expressar a pressão $p(x)$, utilizando-se a variável auxiliar $\eta = h_i/h_o$, é:

$$p(x) = \frac{-6\mu U}{\beta R} \frac{(\eta - 1)}{(\eta + 1)} \frac{x(x - \beta R)}{h^2(x)} \quad (1.30)$$

Para determinação da distribuição de pressão através das equações anteriores é necessário conhecer-se a equação da espessura do filme de lubrificante ao longo da sapata ($h(x)$) e conseqüentemente h_o e a). Sendo $h(x)$ linear e sendo conhecido o ponto $(\alpha R, c_o)$, onde c_o é a folga radial ajustada na montagem do mancal, basta determinar o coeficiente angular desta reta (a). A determinação de $h(x)$ será mostrada na próxima seção.

3.2 Determinação da equação da espessura do filme de lubrificante ao longo da sapata

Quando somente a pressão hidrodinâmica atua sobre a sapata, esta se inclina assumindo

uma posição de equilíbrio definida por um ângulo cuja tangente é a . A constante a é o coeficiente angular da reta $y=h(x)$, a qual passa pelo ponto $(\alpha R, c)$. Para se determinar a , deve-se lembrar que no equilíbrio da sapata os momentos originados pela pressão hidrodinâmica à esquerda e à direita do ponto de pivotamento devem ser iguais. Para uma sapata de largura unitária isto significa:

$$-\int_{x=0}^{x=\alpha R} p(x) (\alpha R - x) dx + \int_{x=\alpha R}^{x=\beta R} p(x) (x - \alpha R) dx = \int_{x=0}^{x=\beta R} p(x) (x - \alpha R) dx = 0 \quad (1.31)$$

onde a primeira integral (negativa) é o momento no sentido anti-horário e a segunda integral (positiva) é o momento no sentido contrário.

Para a obtenção da última equação foi desprezado o momento originado pela força de cisalhamento que atua na superfície da sapata. Ocorre que apesar desta força estar aplicada a uma distância ϵ (espessura da sapata) do ponto de pivotamento da sapata, distância não desprezível em relação ao comprimento da sapata, pode-se verificar que a intensidade da força de cisalhamento é r/c ($\approx 10^3$) vezes menor do que a força normal à sapata e o momento por ela originado é desprezível face as duas parcelas da equação 1.31.

Substituindo-se na equação 1.31 o valor de $p(x)$ obtido na seção passada, resolvendo-se as integrais da referida equação (Apêndice D - D.5) e expressando-se os resultados em função da variável $\eta = h_i/h_o$, obtém-se:

$$2 \ln \eta \left[(1+2\eta) + \frac{\alpha}{\beta} (\eta^2 - 1) \right] - (\eta - 1)(\eta + 5) - 4 \frac{\alpha}{\beta} (\eta - 1)^2 = 0 \quad (1.32)$$

Através da equação anterior observa-se que η depende exclusivamente da geometria da sapata (βR - comprimento e αR - posição do ponto de pivotamento). Embora não tenham apresentado nenhuma demonstração matemática, esta observação já havia sido feita por **Boyd** e **Raimondi** [3] em 1952. Como será verificado adiante, uma variação na força radial em uma sapata implica em uma variação inversa na folga, o que implicará em uma variação na inclinação da sapata. Em um mancal de múltiplas e semelhantes sapatas, carregadas heterogeneamente pela ação de uma força externa no eixo, o parâmetro η será a mesma para todas as sapatas, enquanto que a constante a assumirá valores distintos. Em outras palavras, a inclinação da sapata depende da folga do mancal c e do parâmetro η . Poderá assumir

qualquer valor, com $a = (h_i - h_o) / \beta R$, desde que $\eta = h_i / h_o$ seja uma constante.

Voltando-se ao objetivo deste item, deve-se determinar numericamente o valor de η que satisfaça a equação 1.32 e em seguida deve-se determinar a função $h(x)$ através da equação 1.7. A variação de η em função da relação α/β pode ser observada na Figura 1.12.

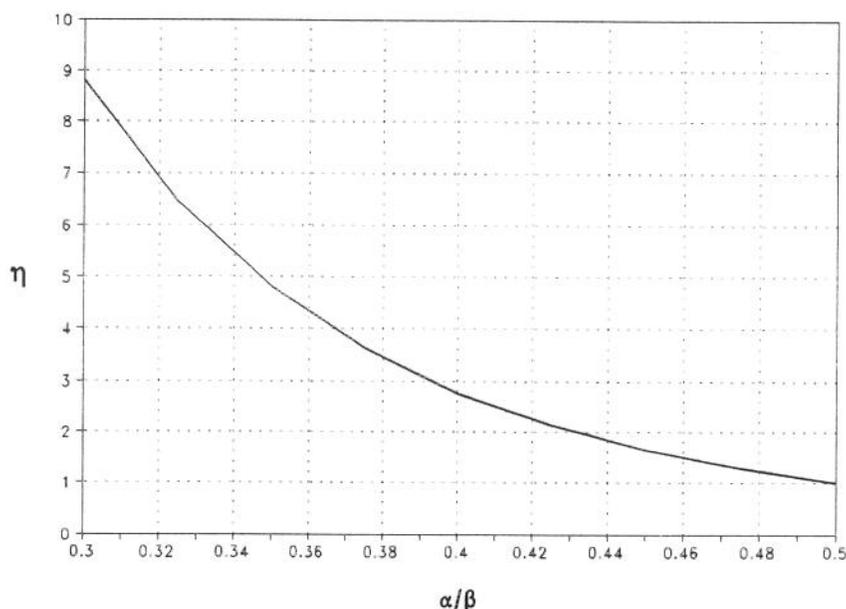


Figura 1.12 Variação de η em função da relação α/β

3.3 Determinação vazão de lubrificante no espaço entre a sapata e o eixo

Para se determinar a vazão do lubrificante bombeado para dentro do espaço convergente entre uma sapata de largura L e o eixo deve-se integrar a distribuição da velocidade no filme (equação 1.21) com respeito à y , para um dado x mantido constante (a vazão deve ser constante em qualquer seção do filme de lubrificante).

$$q = L \int_{y=0}^{y=h(x)} u \, dy \quad (1.33)$$

Esta integração fornecerá (Apêndice D - D.6), em termos de $\eta = h_i / h_o$, a seguinte vazão de lubrificante:

$$q = \frac{-\eta\beta UL}{\alpha\eta^2 + \beta\eta + (\beta - \alpha)} c \quad (1.34)$$

O sinal negativo para a vazão indica que o fluxo de lubrificante tem sentido contrário à orientação do eixo das abscissas.

3.4 Determinação da força normal à sapata

Para se determinar a força normal à superfície de deslizamento de uma sapata de largura L , deve-se integrar a pressão hidrodinâmica do filme de lubrificante sobre a superfície da sapata com respeito à x :

$$F = L \int_{x=0}^{x=\beta R} p(x) dx \quad (1.35)$$

Para facilitar a determinação da força resultante que equilibra a carga estática W , considerando-se a contribuição de todas as sapatas, bem como para a determinação dos coeficientes dinâmicos do mancal, é muito importante expressar a força normal à sapata F em função da folga adimensional $\chi = c/c_0$ e do parâmetro $\eta = h_i/h_o$. Procedendo-se desta maneira com o desenvolvimento da última equação (Apêndice D - D.7), obtem-se:

$$F = \frac{\Gamma_0}{\chi^2} \quad (1.36)$$

com Γ_0 representando a força normal relativa a uma sapata com folga nominal c_0 e expressa por:

$$\Gamma_0 = \frac{-6\mu UL [(\eta-1)\alpha + \beta]^2}{(\eta-1)^2} \left[-\ln\eta + \frac{2(\eta-1)}{(\eta+1)} \right] \left(\frac{R}{c_0}\right)^2 \quad (1.37)$$

Como η é exclusivamente função da relação α/β (vide seção 3.2), a força Γ_0 fica automaticamente determinada quando os demais dados do mancal (viscosidade lubrificante, velocidade do eixo, folga nominal e largura da sapata), forem estabelecidos na fase de projeto.

A equação 1.36 determina a magnitude da força atuando entre a sapata considerada e

o eixo, contudo não define como esta força é aplicada. Para definir a direção de aplicação deve-se reavaliar a distribuição de pressão sobre uma sapata. Observa-se que se o momento resultante no equilíbrio da sapata é nulo (seção 3.2), a força resultante atua como se fosse uma força concentrada no seu ponto de pivotamento, com direção normal à sapata.

3.5 Determinação das forças tangenciais atuando no eixo e na sapata

Para se determinar a força tangencial que atua na superfície do eixo f_e , devido a uma única sapata de largura L , deve-se integrar a tensão de cisalhamento τ que atua nesta superfície ($y=h(x)$) ao longo do comprimento da sapata, desde $x=0$ a até $x= \beta R$. A tensão de cisalhamento é dada pela Lei de Newton da Viscosidade. Procedendo-se desta forma, tem-se :

$$f_e = L \int_{x=0}^{x=\beta R} \tau|_{y=h(x)} dx = L \int_{x=0}^{x=\beta R} \mu \frac{du}{dy} \Big|_{y=h(x)} dx \quad (1.38)$$

Derivando-se a equação 1.21 determina-se du/dy para $y=h(x)$. Substituindo-se o valor obtido na equação anterior, a mesma pode ser resolvida (vide Apêndice D - D.8), obtendo-se:

$$f_e = \frac{2\mu UL [(\eta-1)\alpha+\beta]}{\eta-1} \left[-2 \ln \eta + \frac{3(\eta-1)}{(\eta+1)} \right] \frac{R}{c} \quad (1.39)$$

Para se determinar a força tangencial que atua na superfície de deslizamento da sapata f_s , deve-se proceder de modo semelhante ao descrito anteriormente, porém utilizando-se a tensão de cisalhamento τ nesta superfície ($y=0$):

$$f_s = L \int_{x=0}^{x=\beta R} \tau|_{y=0} dx = L \int_{x=0}^{x=\beta R} \mu \frac{du}{dy} \Big|_{y=0} dx \quad (1.40)$$

Resolvendo-se conforme Apêndice D - D.8, obtém-se:

$$f_s = \frac{2\mu UL [(\eta-1)\alpha+\beta]}{\eta-1} \left[\ln \eta - \frac{3(\eta-1)}{(\eta+1)} \right] \frac{R}{c} \quad (1.41)$$

Em algumas referências bibliográficas, por exemplo [47, 48 e 51], o coeficiente de atrito f_c devido a uma única sapata de folga c , é definido como a relação entre a força tangencial

que atua no eixo f_e e a força normal à sapata considerada F . Utilizando-se as equações 1.36 e 1.39 chega-se à :

$$f_c = \frac{f_e}{F} = \frac{(\eta-1)}{3} \frac{[-2(\eta+1) \ln \eta + 3(\eta-1)]}{[-(\eta+1) \ln \eta + 2(\eta-1)]} \frac{c}{R} \quad (1.42)$$

3.6 Determinação da potência dissipada no mancal

A potência dissipada no mancal, devida a uma única sapata de folga c , é produto do torque aplicado no eixo e a velocidade deste: $P = T\omega = f_e r \omega = f_e U$. Utilizando-se a equação 1.39 para a força tangencial pode-se expressar a potência dissipada como mostrado na equação seguinte. A potência total dissipada no mancal é obtida fazendo-se a soma das potências dissipadas em cada sapata.

$$P = \frac{2\mu U^2 L [(\eta-1)\alpha + \beta]}{\eta-1} \left[-2 \ln \eta + \frac{3(\eta-1)}{(\eta+1)}\right] \frac{R}{c} \quad (1.43)$$

3.7 Análise da força radial resultante no mancal

Até o momento todos os parâmetros do mancal (pressão $p(x)$, espessura do filme lubrificante $h(x)$, vazão q , força normal F , etc.) foram determinadas para uma dada sapata não especificada, principalmente para facilitar a notação utilizada. Nesta seção se quer determinar a força resultante da contribuição de todas as sapatas do mancal. Desta forma, cada um dos parâmetros dever ser referido a sapata específica para a qual foi calculado. Por exemplo, à n -ésima sapata corresponde a pressão $p_n(x)$, a força normal F_n , etc.

3.7.1 Intensidade da força resultante

Resta analisar a força radial resultante do mancal, levando-se em conta a contribuição de todas as sapatas do mancal. Utilizando-se a folga adimensional $\chi_n = c_n/c_0$, pode-se escrever a força normal resultante na n -ésima sapata F_n como:

$$F_n = \frac{\Gamma_0}{\chi_n^2} \quad (1.44)$$

As componentes desta força nas direções X e Y são:

$$F_{Xn} = F_n \cos\psi_n \quad F_{Yn} = F_n \sen\psi_n$$

Considerando-se agora a contribuição de todas as sapatas, as componentes da força resultante nas direções X e Y do sistema de coordenadas principal, denominadas por F_X e F_Y respectivamente, são:

$$F_X = \sum_{n=1}^{n_s} F_n \cos\psi_n \quad F_Y = \sum_{n=1}^{n_s} F_n \sen\psi_n$$

A equação anterior pode ser reescrita sob a forma seguinte:

$$F_X = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\cos\psi_n}{\chi_n^2} \quad F_Y = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\sen\psi_n}{\chi_n^2} \quad (1.45)$$

onde Γ_0 é dado pela equação 1.37.

3.7.2 Direção da força resultante

A Figura 1.13.a mostra a separação entre os centros do eixo e do mancal devido à uma carga externa W , aplicada ao eixo em uma direção desconhecida e que se quer determinar. Como efeito desta carga, o eixo adquire no equilíbrio uma excentricidade e_0 em relação ao mancal, com um ângulo ϕ_0 em relação ao eixo X . As componentes da força de reação do mancal à carga externa, nas direções X e Y são dadas pelas equações 1.45. A Figura 1.13.b apresenta a ação destas componentes no centro do eixo.

Será admitido, por hipótese, que a força hidrodinâmica resultante da contribuição de todas as sapatas do mancal tem a mesma direção da excentricidade do eixo, determinado pelo ângulo ϕ_0 em relação ao eixo X . Se esta hipótese for verdadeira segue que:

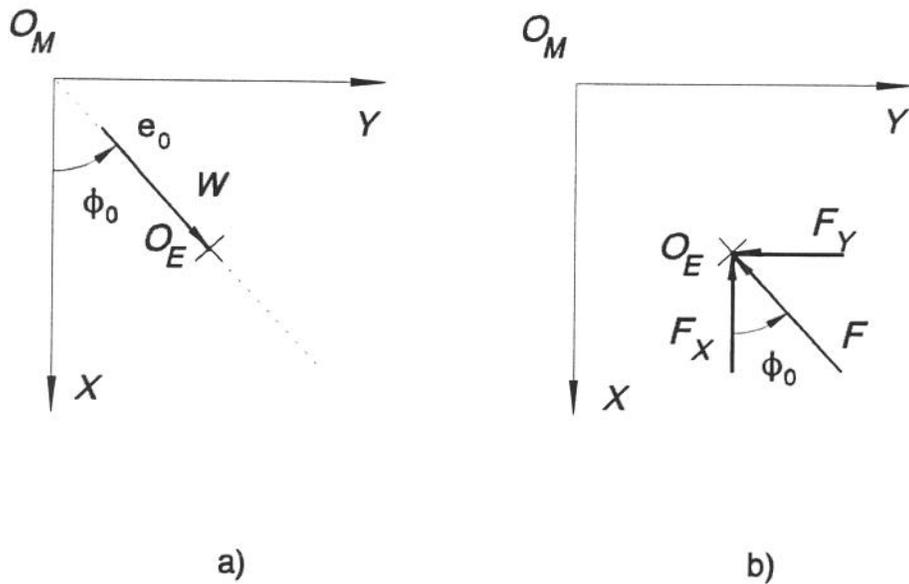


Figura 1.13 Direção da força resultante da contribuição das sapatas no eixo : a) eixo deslocado sob efeito de carga externa e b) componentes da força de reação resultante

$$F_x \operatorname{sen} \phi_0 - F_y \operatorname{cos} \phi_0 = 0 \quad \text{ou} \quad \left(\sum_{n=1}^{n_s} \frac{\operatorname{cos} \psi_n}{\chi_n^2} \right) \operatorname{sen} \phi_0 - \left(\sum_{n=1}^{n_s} \frac{\operatorname{sen} \psi_n}{\chi_n^2} \right) \operatorname{cos} \phi_0 = 0$$

Rearranjando-se a última equação, obtém-se:

$$\sum_{n=1}^{n_s} \frac{\operatorname{sen}(\psi_n - \phi_0)}{\chi_n^2} = 0 \quad \text{ou} \quad \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\operatorname{sen}(\psi_n - \phi_0)}{[c_0 - e_0 \operatorname{cos}(\psi_n - \phi_0)]^2} = 0$$

Substituindo-se $\phi = -\phi_0$ e $\psi_n = 2\pi(n-1)/n_s$, com $n=1..n_s$, na equação anterior e dividindo a série resultante em duas parcelas simétricas em relação ao ângulo ϕ , tem-se:

$$\sum_{k=1}^{\frac{n_s}{2}} \frac{\operatorname{sen}\left(k \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right)}{\left[c_0 - e_0 \operatorname{cos}\left(k \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right)\right]^2} + \frac{\operatorname{sen}\left((n_s - k) \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right)}{\left[c_0 - e_0 \operatorname{cos}\left((n_s - k) \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right)\right]^2} = 0 \quad (1.46)$$

A expressão 1.46 realmente é nula, pois:

$$\operatorname{sen}\left(k \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right) = -\operatorname{sen}\left[(n_s - k) \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right] \quad \text{e} \quad \operatorname{cos}\left(k \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right) = \operatorname{cos}\left[(n_s - k) \frac{2\pi}{n_s} + \phi\right]$$

Fica assim comprovada a veracidade da hipótese estabelecida, ou seja: o deslocamento

do centro do eixo e a carga estática que o causou tem a mesma direção. Esta hipótese é válida para um mancal com número par de sapatas pivotadas. Para este tipo de mancal não existe a Curva de Gumbel.

4. Determinação das Características Dinâmicas do Filme Lubrificante

Quando o eixo oscila, as velocidades na sua superfície nas direções x e y (u_h e v_h respectivamente) são dadas pela equação 1.10. Substituindo-se estas velocidades na Equação de Reynolds (equação 1.24), desconsiderando-se os termos de amplitudes desprezíveis, tem-se:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -\frac{1}{2} U \frac{dh}{dx} - X' \cos\theta - Y' \sin\theta \quad (1.47)$$

cuja solução propiciará a determinação dos coeficientes de amortecimento e de rigidez do filme lubrificante.

4.1 Determinação da distribuição de pressão sobre a superfície de uma sapata (eixo oscilando)

A solução da equação 1.47 para determinar a distribuição de pressão sobre a sapata quando o eixo oscila será efetuada conforme procedido na seção 3.1. É importante observar que, novamente para facilidade de notação, a determinação será feita para uma sapata qualquer. Na seção seguinte a pressão e a força serão referidas à sapata específica para a qual serão calculadas.

Integrando-se a equação 1.47 duas vezes com respeito a x , obtem-se :

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{\mu C_1}{2ah^2(x)} + C_2 - 12\mu R \int \frac{(X' \sin\theta - Y' \cos\theta)}{h^3(x)} dx \quad (1.48)$$

Lembrando-se que $\theta = \psi_n - \alpha + x/R$ e utilizando-se as mesmas condições de contorno para a pressão [($x=0, p(x)=0$) e ($x=\beta R, p(x)=0$)] na equação anterior, em um dado instante de tempo, obtem-se C_1 e C_2 (Apêndice D - D.9). Substituindo-se C_1 e C_2 na equação 1.48 tem-

se:

$$p(x) = p_s(x) + p_d(x) \quad (1.49)$$

onde $p_s(x)$ é a componente estática (constante) da pressão, dada pelas equações 1.29 ou 1.30 e $p_d(x)$ é a componente dinâmica (variável no tempo) da pressão, que é expressa por:

$$p_d(x) = p^*(x) + \frac{(\eta\beta R)^2}{(\eta^2-1)} \frac{p^*(\beta R) - p^*(0)}{[(\eta-1)x + \beta R]^2} - \frac{[\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2-1)} \quad (1.50)$$

onde $p^*(x)$ é determinado por:

$$p^*(x) = \frac{\Lambda_0}{\chi_n^3} \frac{1}{(\eta-1)L} \left[\frac{a_n^2 R (X' \sin\theta - Y' \cos\theta)}{h_n^2(x)} + \frac{a_n (X' \cos\theta + Y' \sin\theta)}{h_n(x)} + \left[\frac{X'}{R} \cos(\psi_n - \alpha - \delta) + \frac{Y'}{R} \sin(\psi_n - \alpha - \delta) \right] \cdot \left(\frac{x}{R} + \delta \right) + \left[\gamma + \ln\left(\frac{x}{R} + \delta \right) - \frac{1}{4} \left(\frac{x}{R} + \delta \right)^2 \right] \left[\frac{X'}{R} \sin(\psi_n - \alpha - \delta) - \frac{Y'}{R} \cos(\psi_n - \alpha - \delta) \right] \right] \quad (1.51)$$

Na equação 1.51, válida para um mancal com mais de oito sapatas ($\eta\delta < 1$), $\gamma = 0,5772$ é a Constante de Euler e $\chi_n = c_n/c_0$ é a folga adimensional, enquanto que Λ_0 e a_n são dados por:

$$\Lambda_0 = \frac{6\mu L [(\eta-1)\alpha + \beta]^3}{(\eta-1)^2} \left(\frac{R}{c_0} \right)^3 \quad (1.52)$$

$$a_n = \frac{(\eta-1)}{[(\eta-1)\alpha + \beta]} \frac{c_0}{R} \chi_n \quad (1.53)$$

4.2 Determinação da força normal à sapata (eixo oscilando)

4.2.1 Para uma única sapata

A equação 1.50 apresenta a parcela da pressão hidrodinâmica do filme de lubrificante que varia em função do tempo $p_d(x)$, quando o eixo oscila. Esta pressão originará uma força variável no tempo F_d , função das velocidade e deslocamento da vibração do eixo, originando as características de amortecimento do filme lubrificante. Determina-se esta força na enésima

sapata F_{dn} pela integração da pressão dinâmica que nela atua $p_{dn}(x)$, sobre a superfície da sapata:

$$F_{dn} = L \int_{x=0}^{x=\beta R} p_{dn}(x) dx \quad (1.54)$$

Desenvolvendo-se a equação 1.54 (Apêndice D - D.10) chega-se a:

$$F_{dn} = \Lambda_0 \frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen}\theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos}\theta_n]}{\chi_n^3} \quad (1.55)$$

com Λ_0 determinado pela equação 1.52 e as constantes $C_{\beta\eta}$ e $S_{\beta\eta}$ dadas por:

$$\begin{aligned} C_{\beta\eta} = & \frac{-\beta\eta - \beta\eta \cos\beta - 2\eta \sin\beta}{\beta\eta(\eta+1)} + \left[\frac{-(\eta^2+1)\delta^2}{(\eta+1)} + \frac{2 \ln\eta}{(\eta-1)} \right] \text{cos}\delta + \\ & + \left[\frac{-(\eta^4 - 2\eta^3 + 2\eta - 1)\delta^3}{6(\eta^2-1)} + 3\delta - \frac{2\eta \delta \ln\eta}{(\eta^2-1)} \right] \text{sen}\delta \\ S_{\beta\eta} = & \frac{2\eta + \beta\eta \sin\beta - 2\eta \cos\beta}{\beta\eta(\eta+1)} + \left[\frac{-(\eta^2+1)\delta^2}{(\eta+1)} + \frac{2 \ln\eta}{(\eta-1)} \right] \text{sen}\delta + \\ & + \left[\frac{(\eta^4 - 2\eta^3 + 2\eta - 1)\delta^3}{6(\eta^2-1)} - 3\delta + \frac{2\eta \delta \ln\eta}{(\eta^2-1)} \right] \text{cos}\delta \end{aligned} \quad (1.56)$$

com a constante $\delta = \beta/(\eta-1)$.

Assim, a força total atuando na sapata citada é :

$$F_n = F_{sn} + F_{dn} \quad (1.57)$$

onde F_{dn} é a componente dinâmica da força total obtida através da equação 1.55 e F_{sn} é a componente estática, expressa pela equação 1.44.

4.2.2 Para o conjunto de sapatas

As componentes da força resultante no mancal F nas direções X e Y , F_X e F_Y respectivamente, são obtidas por:

$$F_X = \sum_{n=1}^{n_s} (F_{sn} + F_{dn}) \cos \psi_n$$

$$F_Y = \sum_{n=1}^{n_s} (F_{sn} + F_{dn}) \operatorname{sen} \psi_n \quad (1.58)$$

ou ainda:

$$F_X = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\cos \psi_n}{\chi_n^2} + \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \operatorname{sen} \theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \cos \theta_n] \cos \psi_n}{\chi_n^3}$$

$$F_Y = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\operatorname{sen} \psi_n}{\chi_n^2} + \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \operatorname{sen} \theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \cos \theta_n] \operatorname{sen} \psi_n}{\chi_n^3} \quad (1.59)$$

4.3 As características dinâmicas do filme lubrificante

Quando a órbita do centro do eixo em torno do ponto de equilíbrio (e_0, ϕ_0) tem amplitude pequena em relação a folga, a força do filme lubrificante F pode ser expressa como uma função linear do deslocamento e da velocidade da vibração. Esta função é obtida através da expansão de F numa série de Taylor, desprezando-se os termos não lineares.

$$\begin{pmatrix} F_X - F_{0X} \\ F_Y - F_{0Y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_X}{\partial X} & \frac{\partial F_X}{\partial Y} \\ \frac{\partial F_Y}{\partial X} & \frac{\partial F_Y}{\partial Y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X - X_0 \\ Y - Y_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial F_X}{\partial X'} & \frac{\partial F_X}{\partial Y'} \\ \frac{\partial F_Y}{\partial X'} & \frac{\partial F_Y}{\partial Y'} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} (X - X_0)' \\ (Y - Y_0)' \end{pmatrix} \quad (1.60)$$

onde:

F_X , F_Y componentes de F (eixo vibrando) nas direções X e Y ;

F_{0X} , F_{0Y} componentes de F_0 (equilíbrio estático) nas direções X e Y ;

$X' = dX/dt$ diferencial em relação ao tempo;

$\partial F / \partial X|_0$ diferencial parcial no ponto de equilíbrio estático;

$X - X_0 = \Delta X$ variação da coordenada do centro do eixo X em torno do equilíbrio;

$Y - Y_0 = \Delta Y$ variação da coordenada do centro do eixo Y em torno do equilíbrio.

As duas matrizes da equação anterior são denominadas matriz de rigidez (k) e de amortecimento (c), onde:

$$k = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial X} & \frac{\partial F_x}{\partial Y} \\ \frac{\partial F_y}{\partial X} & \frac{\partial F_y}{\partial Y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{pmatrix} \quad c = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial X'} & \frac{\partial F_x}{\partial Y'} \\ \frac{\partial F_y}{\partial X'} & \frac{\partial F_y}{\partial Y'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{pmatrix} \quad (1.61)$$

Os elementos das matrizes anteriores são os coeficientes de rigidez (k_{ij}) e de amortecimento (c_{ij}) do filme lubrificante do mancal, com $i,j=X,Y$.

Comparando-se os elementos das matrizes das equações 1.61, obtém-se os coeficientes dinâmicos na forma:

$$k_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial X} \Big|_0 \quad k_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial Y} \Big|_0 \quad k_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial X} \Big|_0 \quad k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial Y} \Big|_0 \quad (1.62)$$

$$c_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial X'} \Big|_0 \quad c_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial Y'} \Big|_0 \quad c_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial X'} \Big|_0 \quad c_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial Y'} \Big|_0 \quad (1.63)$$

Através das equações 1.62 e 1.63, verifica-se que para se determinar as características dinâmicas do mancal deve-se obter as derivadas parciais das componentes da força resultante nas direções X e Y , com respeito as variáveis X , Y e suas derivadas em relação ao tempo (X' e Y'). Estas derivadas são obtidas a partir da equação 1.59, como segue:

$$\frac{\partial F_x}{\partial \xi} = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\cos \psi_n}{\chi_n^2} \right] + \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen} \theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos} \theta_n] \cos \psi_n}{\chi_n^3} \right]$$

$$\frac{\partial F_y}{\partial \xi} = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\text{sen} \psi_n}{\chi_n^2} \right] + \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen} \theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos} \theta_n] \text{sen} \psi_n}{\chi_n^3} \right] \quad (1.64)$$

Para facilidade de notação, nas equações anteriores ξ é uma variável auxiliar que substitue X , Y e suas derivadas em relação ao tempo. Todas variáveis das equações 1.64 devem ser relacionadas ao ponto de equilíbrio (e_0 , ϕ_0), no qual os coeficientes dinâmicos serão determinados.

4.5 Determinação dos coeficientes de rigidez

Os coeficientes de rigidez serão determinados através do desenvolvimento das primeiras parcelas das equações 1.64, como segue:

$$k_{x\xi} = \frac{\partial F_{sX}}{\partial \xi} = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\cos \psi_n}{\chi_n^2} \right]$$

$$k_{y\xi} = \frac{\partial F_{sY}}{\partial \xi} = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\text{sen} \psi_n}{\chi_n^2} \right]$$

com ξ substituindo X e Y , para facilidade de notação. Resolvendo-se as equações anteriores (Apêndice D - D.11), chega-se a:

$$k_{XX} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=1}^{n_s} \frac{1 + \cos 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

$$k_{XY} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\text{sen} 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

$$k_{YX} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\text{sen} 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

$$k_{YY} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=1}^{n_s} \frac{1 - \cos 2\psi_n}{\chi_n^3} \quad (1.66)$$

Através das equações anteriores pode-se verificar que $k_{XY} = k_{YX}$ e que quando o mancal tem um número par de sapatas e a carga é aplicada com $\phi_0 = 0$, tem-se $k_{XY} = k_{YX} = 0$.

4.6 Determinação dos coeficientes de amortecimento

Os coeficientes de amortecimento serão determinados através do desenvolvimento das segundas parcelas das equações 1.64, como segue:

$$\begin{aligned}
c_{X\xi} &= \frac{\partial F_X}{\partial \xi'} = \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_r} \frac{\partial}{\partial \xi'} \left[\frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen}\theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos}\theta_n] \text{cos}\psi_n}{\chi_n^3} \right] \\
c_{Y\xi} &= \frac{\partial F_Y}{\partial \xi'} = \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_r} \frac{\partial}{\partial \xi'} \left[\frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen}\theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos}\theta_n] \text{sen}\psi_n}{\chi_n^3} \right]
\end{aligned} \tag{1.67}$$

com ξ substituindo X e Y .

Resolvendo-se as equações anteriores (Apêndice D - D.12) chega-se a:

$$\begin{aligned}
c_{XX} &= \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_r} \frac{(C_{\beta\eta} \text{cos}\theta_n + S_{\beta\eta} \text{sen}\theta_n) \text{cos}\psi_n}{\chi_n^3} \\
c_{XY} &= \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_r} \frac{(C_{\beta\eta} \text{sen}\theta_n - S_{\beta\eta} \text{cos}\theta_n) \text{cos}\psi_n}{\chi_n^3} \\
c_{YX} &= \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_r} \frac{(C_{\beta\eta} \text{cos}\theta_n + S_{\beta\eta} \text{sen}\theta_n) \text{sen}\psi_n}{\chi_n^3} \\
c_{YY} &= \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_r} \frac{(C_{\beta\eta} \text{sen}\theta_n - S_{\beta\eta} \text{cos}\theta_n) \text{sen}\psi_n}{\chi_n^3}
\end{aligned} \tag{1.68}$$

4.7 Coeficientes de rigidez e de amortecimento adimensionais

É muito comum, na literatura deste assunto, expressar-se os coeficientes dinâmicos (k_{ij} , c_{ij}) em uma forma adimensional (K_{ij} , C_{ij}). Geralmente estes coeficientes são apresentados em gráficos, representados em função do Número de Sommerfeld. Neste texto, os coeficientes adimensionais são determinados conforme **Someya [48]**, como definido a seguir:

$$\begin{aligned}
K_{ij} &= \frac{(R-r)}{W} k_{ij} \\
C_{ij} &= \frac{(R-r) \omega}{W} c_{ij}
\end{aligned} \tag{1.69}$$

Os sufixos i,j representam as coordenadas do sistema principal X,Y . A carga estática total W , aplicada radialmente no eixo, é determinada considerando-se a seção 3.7.

5. Extensão para o Escoamento Tridimensional

Todo o desenvolvimento feito até agora, a partir da Equação de Reynolds na forma mostrada na equação 1.24, é válido quando não existe fluxo na direção axial (sapata infinitamente larga). Obviamente este não é o caso do mancal em estudo, onde existem as perdas axiais e a pressão sobre a sapata é função de x e de z . A função $p=p(x,z)$ é obtida através da solução da Equação de Reynolds em sua forma genérica (equação 1.1), para a qual não existe solução analítica.

No presente trabalho, a distribuição de pressão na direção axial será descrita através de uma aproximação, correspondente à solução da Equação de Reynolds para o caso do mancal infinitamente estreito. Devido a representar a situação real com boa aproximação [8] e reduzir de forma apreciável o tempo de processamento, este procedimento é utilizado mesmo quando se emprega métodos numéricos para a solução da Equação de Reynolds.

5.1 Função da distribuição de pressão na superfície da sapata - $p(x,z)$

Considerando-se a situação estática do mancal infinitamente estreito, caso oposto ao estudado anteriormente, a Equação de Reynolds toma a forma:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -\frac{1}{2} U \frac{dh}{dx} \quad (1.70)$$

Mantendo-se as considerações feitas para o mancal, a função $h=h(x)$ expressa-se como a equação de uma reta e a dupla integração da equação anterior fornecerá uma distribuição parabólica para a pressão na direção z . O índice z indica que p_z é função apenas da variável z . Aplicando-se as condições de contorno do problema ($p_z(z=L/2)=0$ e $p_z(z=-L/2)=0$) nesta equação, obtém-se (Apêndice D - D.13):

$$p_z(z) = \frac{3\mu UL^2}{4h^3} \frac{dh}{dx} \left[-\left(\frac{2z}{L}\right)^2 + 1 \right] \quad (1.71)$$

A equação anterior pode ser escrita ainda na forma:

$$p_z(z) = \frac{3\mu UL^2}{4h^3(x)} \frac{(\eta-1)}{[(\eta-1)\alpha+\beta]} \frac{c}{R} \left[-\left| \frac{2z}{L} \right|^m + 1 \right] \quad (1.72)$$

com $m=2$. A Figura 1.14 representa a função acima para alguns valores de m . Para $m=2$, tem-se o caso do mancal infinitamente estreito ($L/\beta R \rightarrow 0$) e a distribuição de pressão na direção axial é parabólica. Para $m \rightarrow \infty$, tem-se o caso do mancal infinitamente largo ($L/\beta R \rightarrow \infty$) e a pressão não varia na direção axial.

Considera-se agora o escoamento tridimensional para o mancal real (finito). Para uma fatia longitudinal na linha de centro da sapata, com largura infinitesimal, é válido supor que não há escoamento lateral. Por simetria, é plausível pensar que as linhas de corrente nesta fatia são paralelas ao eixo x . Neste caso, vale o estudo feito anteriormente e a distribuição de pressão longitudinal para a linha de centro da sapata é calculada conforme equações 1.29 e 1.30.

A idéia é aproximar a distribuição de pressão na direção axial por uma função que se aproxime da realidade. Esta função deve satisfazer um mínimo de exigências. Em primeiro lugar, deve ser uma função simétrica em relação ao eixo z , ou seja, $p(x,z) = p(x,-z)$. Depois, ela deve satisfazer as condições de contorno: $p(x,L/2) = p(x,-L/2) = 0$ e $p(x,0) = p_x(x)$, onde $p_x(x)$ é dada pela equação 1.30.

Será utilizada uma função semelhante à equação 1.72, porém com a pressão máxima igual a $p_x(x)$. Intuitivamente espera-se que para o mancal finito ($0 \ll L \ll \infty$), a distribuição de pressão tenha a forma de uma curva intermediária entre os dois casos idealizados, com m um número real maior que dois. A solução global será $p(x,z) = p_x(x) \cdot p_z(z)$. Aplicando-se as condições de contorno descritas anteriormente (em $z=0$, $z=L/2$ e $z=-L/2$ - vide Apêndice D - D.13) nesta equação, obtém-se :

$$p(x,z) = \left[\frac{-6\mu U}{\beta R} \frac{\eta-1}{\eta+1} \frac{x(x-\beta R)}{h^2(x)} \right] \left(-\left| \frac{2z}{L} \right|^m + 1 \right) \quad (1.73)$$

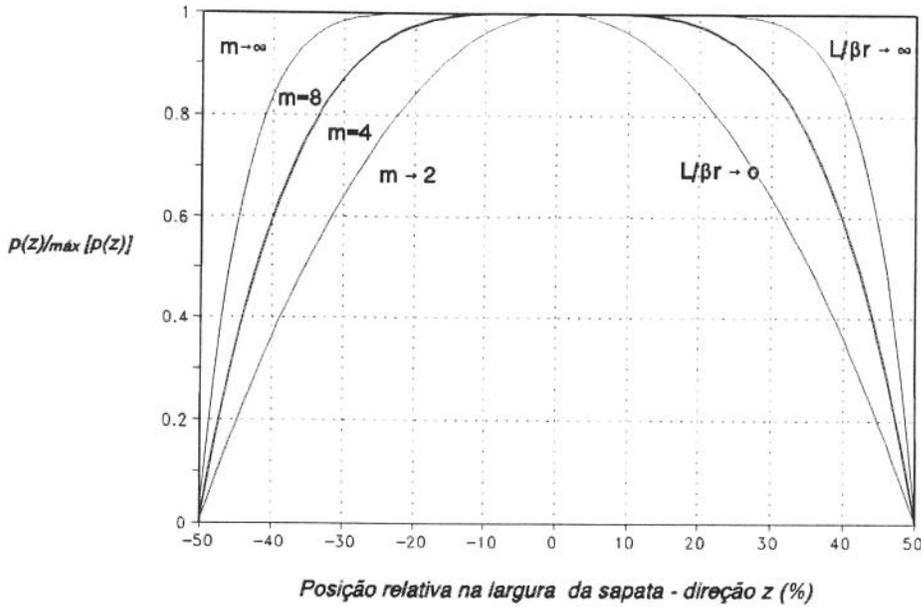


Figura 1.14 Distribuição de pressão na direção axial em função do fator m

Como já foi dito anteriormente, a aproximação para a distribuição de pressão na direção axial também é utilizada em processos numéricos para a solução da Equação de Reynolds. **Cardinali [8]** cita e utiliza resultados de estudos efetuados por **Varga [53]**, a respeito dos valores do coeficiente m . Utilizando a notação empregada no presente texto, o coeficiente m do trabalho em referência é definido por:

$$m = 2 + \left(\frac{3\nu}{2 + \nu}\right) \left(\frac{\lambda^2}{1 + 0.55\lambda}\right) \quad (1.74)$$

com:

$$\lambda = \frac{L}{\beta R} \quad \text{e} \quad \nu = \frac{(\eta + 1)}{2}$$

Aplicando-se a equação anterior aos mancais da UHE Itaipu, obtém-se $m = 3,170$ para o mancal de guia superior e $m = 2,290$ para o mancal guia intermediário.

5.2 Novas proposições para o coeficiente m

A função $p(x, z)$ atende as condições de contorno especificadas e é simétrica em relação

a z . Contudo não é uma solução exata da Equação de Reynolds. A substituição de $p(x,z)$ na equação 1.1 fornece para o caso estático (Apêndice D - D.14) um resíduo absoluto E expresso por:

$$E = \left[\frac{a}{2} \left(\frac{2z}{L} \right)^m - \left(\frac{2z}{L} \right)^{m-2} \frac{2U}{L^2} (m-m^2) \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} h(x) \left(\frac{x^2}{\beta R} - x \right) \right] \quad (1.75)$$

A função descrita pela equação anterior é sempre nula para $z=0$. O mesmo ocorre para $x=0$ e $x=\beta R$. Em $z=\pm L/2$, para $x=0$ ou $x=\beta R$, a função assume seu máximo positivo, com $E=a/2$. O máximo negativo ocorre em $x=\beta R/2$ e $z=\pm L/2$, quando $m \rightarrow \infty$. O coeficiente m pode ser determinado de várias formas. A primeira delas é escolher m de modo que a função se anule neste ponto ($(x,z)=(\beta R/2, \pm L/2)$). Para esta condição m é dado por (Apêndice D - D.14) :

$$m = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + 8 \left(\frac{L}{\beta R} \right)^2} \quad (1.76)$$

Uma segunda opção é escolher m de modo que o resíduo total seja mínimo. O resíduo total é determinado integrando-se a função $E=E(x,z)$ sobre a superfície da sapata ($0 \leq x \leq \beta R$ e $-L/2 \leq z \leq L/2$). Para se fazer esta integral deve-se tomar certos cuidados. Deve-se lembrar que a função $E(x,z)$ pode ser par ou ímpar, dependendo de m . Assim, é melhor integrar somente o lado positivo ($0 \leq z \leq L/2$) e multiplicar o resultado obtido por dois. Também deve ser lembrado que a função $E(x,z)$ pode assumir valores positivos e negativos, fazendo com que a integral possa ser minimizada sem que os valores pontuais sejam mínimos. De qualquer forma, para que o resíduo total se anule deve-se ter m dado por (Apêndice D - D.14):

$$m = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + 12 \left(\frac{L}{\beta R} \right)^2} \quad (1.77)$$

Para que se tenha $m \geq 2$, de acordo com o critério da minimização do resíduo máximo (equação 1.76), deve-se ter $L/\beta R \geq 1$. Utilizando-se o critério da minimização do resíduo total (equação 1.77) deve-se ter $L/\beta R \geq \sqrt{2}$. A título de exemplo, a Tabela 1.4 mostra as relações $L/\beta R$ para os mancais de guia dos hidrogeradores da UHE Itaipu.

MANCAL GUIA	RELAÇÃO $L/\beta R$	VALOR DE m PELO CRITÉRIO DE		
		VARGA	MINIMIZAÇÃO RESÍDUO MÁXIMO (Equação 1.76)	MINIMIZAÇÃO RESÍDUO TOTAL (Equação 1.77)
SUPERIOR	1.143	3,170	2.192	1.542
COMBINADO	0.500	2,290	1.366	0.500

Tabela 1.4 Relação $L/\beta R$ e coeficientes m correspondentes para os mancais de guia dos geradores da UHE Itaipu

5.3 Efeito das perdas axiais na força normal à sapata

No desenvolvimento anterior para o mancal sem perdas axiais, para se calcular a força normal bastava determinar a pressão média na direção longitudinal e multiplicar o resultado pela área da sapata (equação 1.35). Agora, com a distribuição axial tem-se:

$$F_{2D} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{\beta R} p(x,z) dx dz \quad (1.78)$$

Desenvolvendo-se a equação acima, com $p(x,z) = p_x(x) p_z(z)$, chega-se à (Apêndice D - D.15):

$$F_{2D} = \frac{F_{1D}}{L} \int_{-L/2}^{L/2} p_z(z) dz \quad (1.79)$$

onde F_{1D} é dada pela equação 1.36. Substituindo-se $p_z(z)$ na equação acima, na forma genérica da equação 1.78, obtém-se:

$$F_{2D} = F_{1D} \frac{m}{m+1} \quad (1.80)$$

Assim, o efeito da distribuição axial pode ser representado por uma redução na largura da sapata, por um fator $m/(m+1)$. Se a distribuição é parabólica ($m=2$), a largura efetiva do mancal é dois terços da largura geométrica.

5.4 Efeito das perdas axiais nos coeficientes de rigidez e amortecimento

Como foi mostrado na seção anterior, as perdas axiais provocam uma redução na capacidade de carga da sapata equivalente a uma fração $1/(m+1)$ do seu valor original. Consequentemente, os coeficientes de rigidez e de amortecimento irão sofrer igual redução.

Capítulo 2

Ensaio Especial nos Mancais dos Hidrogeradores da UHE Itaipu

São vários os motivos que levam as companhias concessionárias e os fabricantes a efetuarem ensaios especiais nos mancais de grandes hidrogeradores, os quais envolvem quase sempre meses de planejamento e o desembolso de dezenas de milhares de dólares americanos para a sua realização. A companhia concessionária a princípio está preocupada com o desempenho dos mancais em operação. Para assegurar que os mancais fornecidos estão de acordo com o especificado, durante o comissionamento do hidrogerador eles são objeto de diversos ensaios, como o ensaio de aquecimento dos mancais, a simulação de redução de vida útil do sistema de resfriamento, a medição de perdas, etc..

Uma vez terminada a etapa do comissionamento, a companhia concessionária mantém-se ainda atenta aos mancais, monitorando as suas temperaturas e as características físico-químicas do lubrificante, visando detectar eventuais defeitos em estágio inicial. Com o mesmo propósito, muitas companhias já utilizam outros ensaios bastante sofisticados, como a absorção atômica e a análise espectrográfica, a procura de variações anormais de aditivos ou presença de metais no lubrificante. Eventualmente, na ocorrência de alguma anormalidade mais séria com os mancais, podem ser realizados ensaios mais complexos com o intuito de identificar e estudar soluções para as irregularidades.

Do lado do fabricante existe a preocupação óbvia de se confirmar que os mancais fabricados atendem ao especificado pelo usuário, evitando multas contratuais ou até a rejeição parcial ou total do hidrogerador. Entretanto, existe também uma grande preocupação em aferir-se o projeto do mancal. Esta preocupação torna-se maior quando o mancal projetado

possue inovações tecnológicas ou tem capacidade muito maior que a de projetos anteriores. Isto porque muito dos parâmetros do projeto são escolhidos ou certas premissas para o cálculo são assumidas com base na experiência anterior do fabricante. Além disso, mesmo a recente aplicação de ferramentas mais poderosas como o método de elementos finitos, não permite a avaliação precisa de fenômenos transitórios. A análise completa do mancal somente será permitida através da realização de ensaios especiais. Infelizmente muitos dos resultados destes ensaios, os quais são de grande interesse para aferir-se os métodos de cálculo, não são publicados.

Neste capítulo são apresentados os resultados de diversos ensaios e do monitoramento de temperatura dos mancais e de oscilação do eixo das unidades geradoras da UHE Itaipu. Estes resultados são comentados à luz do estudo teórico descrito no capítulo anterior, para que se possa estabelecer sua influência nos coeficientes dinâmicos. Poderá ser observado que a escolha adequada do valor de determinados parâmetros do mancal pode ser mais importante do que o modelo empregado para estudo do mancal ou do método utilizado para obtenção dos resultados.

A partir do conhecimento adquirido com o estudo dos coeficientes dinâmicos do filme de lubrificante, dos fatores que os influenciam e de suas consequências no comportamento dinâmico dos hidrogeradores, pode-se estabelecer correlações entre as alterações das oscilações do eixo monitoradas e as falhas típicas que ocorrem nestas máquinas. Este aspecto é importante para o engenheiro de manutenção avaliar o desempenho da máquina em operação.

1. Coeficientes Dinâmicos dos Mancais de Itaipu - Valores de Projeto

A Tabela 2.1 apresenta alguns dos principais valores limites estabelecidos contratualmente para os mancais das unidades geradoras de Itaipu. A Tabela 2.2 apresenta os valores das rigidezes dos mancais de guia calculados durante a fase de projeto, através de um programa de computador baseado nos seguintes trabalhos de H. J. Merker:

- a) Relationship between shaft force and shaft deflection in journal bearings and segmented bearings - VDI-Verlag, Düsseldorf, 1980;
- b) On the non-linear effects of journal bearings on rotor vibration - Dissertation, Tech. Univ. of Darmstadt, VDI-Verlag, 1981.

Estes trabalhos, ambos escritos no idioma alemão, foram somente referenciados em memorial de cálculo do fabricante dos geradores (Itaipu - Calculations for the Generator Guide Bearings - 6210-10-73015-R0 - 30/06/1980), não tendo sido possível consultá-los.

Os fabricantes não determinaram os coeficientes de amortecimento, apenas mostraram a resposta em frequência à excitação senoidal dos braços da cruzeta do mancal com força senoidal, em diversos modelos de hidrogeradores. Nestes ensaios foi verificado que existe uma amplificação de dez vezes na amplitude, quando se atinge a primeira frequência de ressonância.

Pode-se observar que, através da Tabela 2.2, em alguns casos a rigidez do filme de lubrificante tem valores muito maiores do que a rigidez equivalente e assim poderia ser desprezada sem cometer-se grandes erros. Este é o caso do mancal guia superior, onde ela é cerca de oito vezes maior do que a rigidez equivalente. Entretanto, a relação entre estas rigidezes é pouco maior que dois no caso do mancal guia combinado. Além disso, como será verificado através de outros ensaios, a rigidez do filme de lubrificante pode sofrer variações bem maiores que cem por cento devido a simples mudança da condição operativa. Assim, simplesmente considerar que a rigidez do filme lubrificante é infinita pode representar um erro apreciável para o modelo dinâmico da máquina em estudo.

2. MEDIÇÃO DA RIGIDEZ DA ESTRUTURA DO MANCAL GUIA DA TURBINA

Nesta seção serão descritos os resultados de uma medição da rigidez da estrutura do mancal de guia da turbina, efetuada na unidade 4 da UHE Itaipu, para verificação do atendimento da especificação do valor mínimo da rigidez do mancal, estabelecido contratualmente em 1,00 MN/mm (Tabela 2.1).

VALORES LIMITES GARANTIDOS CONTRATUALMENTE

DISCRIMINAÇÃO	MANCAL GUIA		
	SUPERIOR	COMBINADO	TURBINA
Rigidez mínima do mancal (MN/mm)	0,56	1,00	1,00
Ponto mais quente da sapata (°C)	70	70	70
Temperatura máxima medida (*) (°C)	68	68	---
Temperatura máxima do lubrificante (°C)	55	55	60
Vazão máxima da água de resfriamento (l/s)	3	40	10

Tabela 2.1 Alguns valores limites garantidos contratualmente para os mancais de guia das unidades geradoras de Itaipu. Nota: (*) vide posição do transdutor no Apêndice A.

RIGIDEZES DOS MANCAIS GUIA DOS HIDROGERADORES DE ITAIPU

PARTE	RIGIDEZ DO MANCAL GUIA (MN/mm)			
	Superior	Combinado	Turbina	Faixa
FUNDAÇÃO DO MANCAL	20,00	20,00	4,55	4,55-20,00
ESTRUTURA DO MANCAL	1,25	5,00	4,00	1,25-5,00
EIXO	5,00	5,00	12,50	5,00-12,50
FILME DE LUBRIFICANTE	6,67	2,86	6,67	2,86-6,67
RIGIDEZ TOTAL	0,83	1,25	1,43	0,83-1,43

Tabela 2.2 Valores de projeto para a rigidez dos mancais guia dos hidrogeradores de Itaipu

2.1 Introdução

Com a unidade parada, uma força radial F_{MH} foi aplicada ao eixo da turbina por um macaco hidráulico, fixado à parede de concreto do poço da turbina na elevação 91,90 m,

como mostrado na parte superior da Figura 2.1. Para determinação das cargas efetivamente aplicadas nos mancais de guia, o mancal guia superior teve suas sapatas afastadas enquanto que os mancais guia intermediário (combinado) e da turbina tiveram suas folgas zeradas. Nesta condição o eixo pode ser modelado como mostrado na parte inferior da Figura 2.1 e a carga aplicada no mancal guia da turbina (F_{MT}) é determinada por:

$$F_{MT} = 0,845 F_{MH} \quad (2.1)$$

A força exercida pelo macaco F_{MH} pode ser determinada pelo produto da pressão do óleo, lida no manômetro, e a área do êmbolo do macaco. O deslocamento do eixo devido à flexibilidade do mancal será medida por um relógio comparador posicionado na parte superior do colarinho do mancal eixo da turbina (vide Figura 2.1. Nesta posição o relógio comparador irá registrar apenas o deslocamento do mancal, evitando-se erros devido à deformação do eixo.

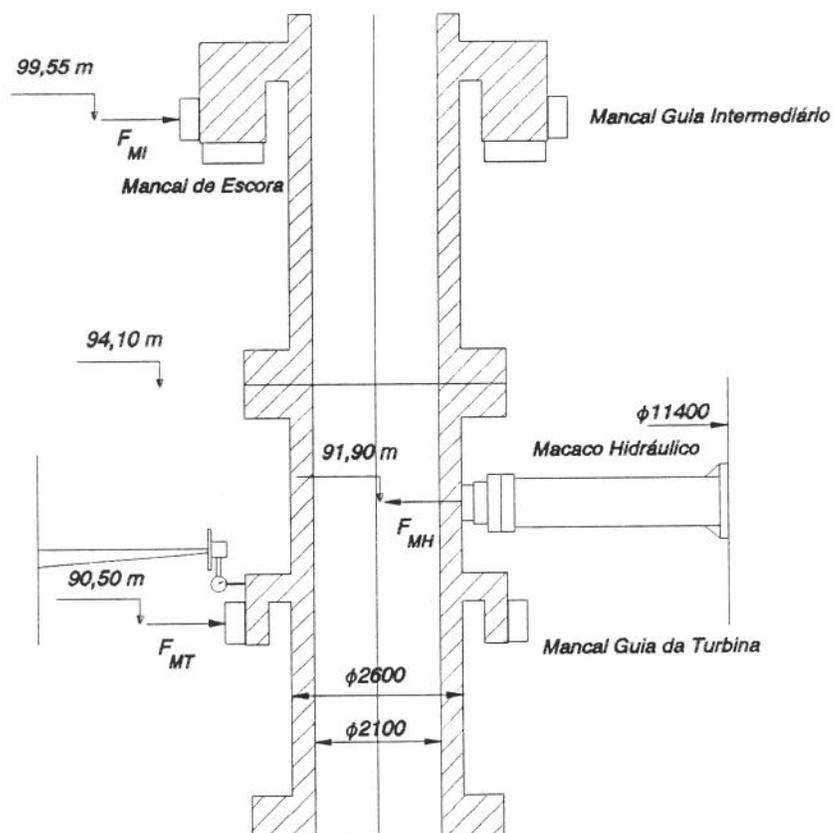
2.2 Resultados do ensaio

No ensaio descrito foi medido apenas a rigidez da estrutura do mancal, já que o filme de lubrificante não existia e as deformações do eixo e da fundação não foram medidas. Os resultados das duas operações de aumento e diminuição da carga aplicada no mancal da turbina, relacionando carga e deslocamento, são mostradas nos gráficos da Figura 2.2.

2.3 Comentários sobre os resultados de ensaio

Dos resultados do ensaio pode-se verificar que:

- a) As curvas que relacionam a carga aplicada e o deslocamento subsequente mostram uma enorme histerese, provavelmente originada pela falta de pré-tensão radial na estrutura do mancal, bem como pela grande quantidade de juntas aparafusadas que ela possui.
- b) Pode-se verificar que mesmo a menor rigidez possível para a estrutura, obtida ao utilizar-se a parte superior das curvas quando a carga é desaplicada, é cerca de duas vezes e meia maior do que o valor previsto em projeto; 4,00 MN/mm como mostrado na Tabela 2.2.



Modelo para o arranjo da medição

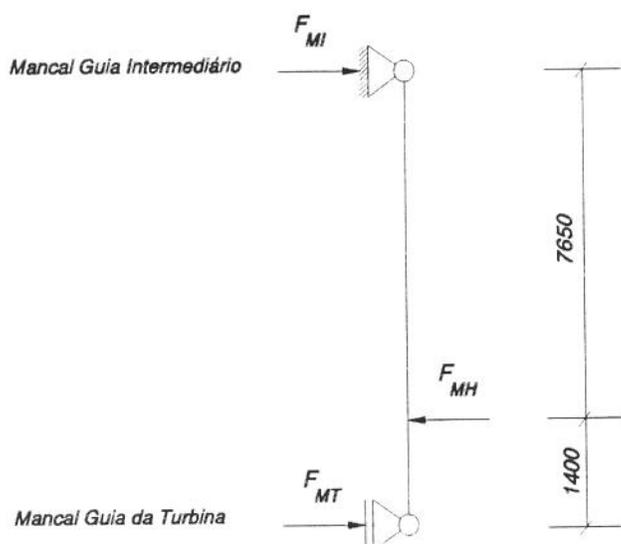


Figura 2.1

Esquema para a medição da rigidez da estrutura do mancal guia da turbina da unidade 4: arranjo de medição (em cima) e modelo utilizado (embaixo).

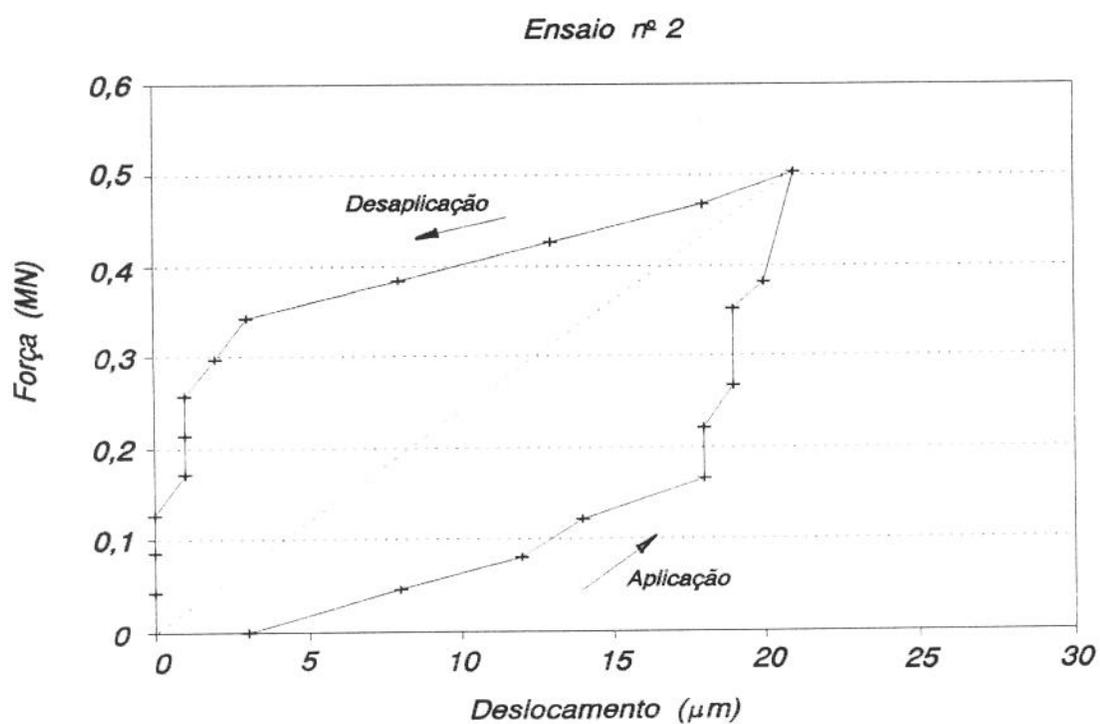
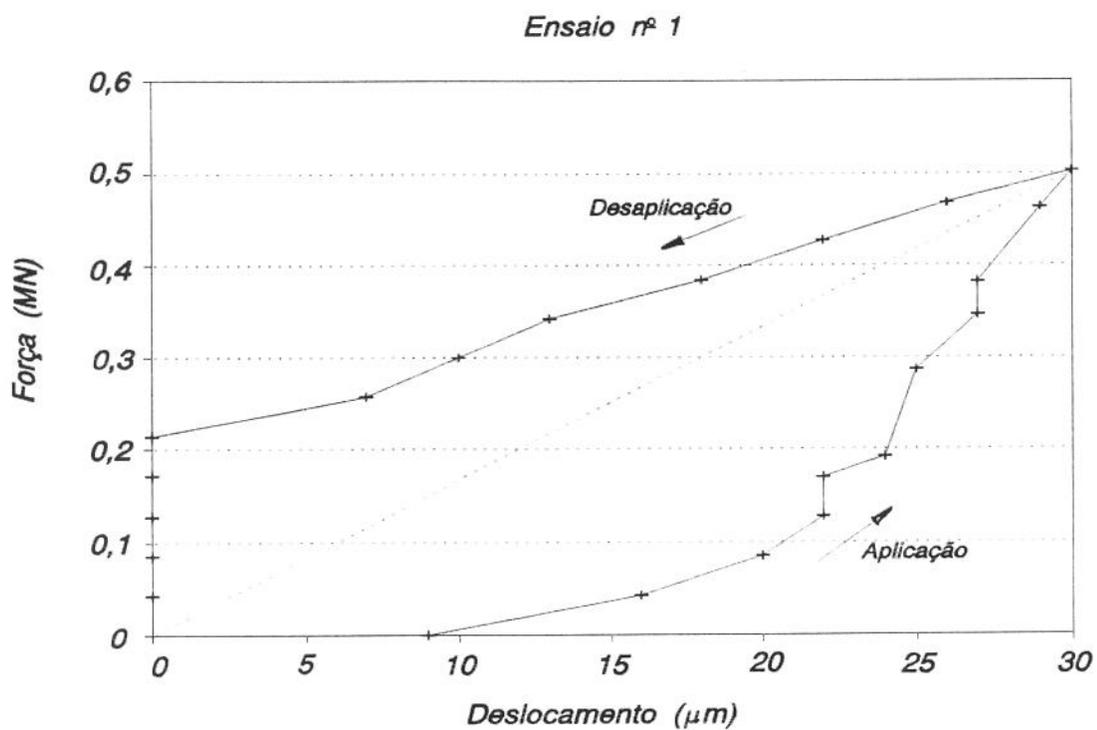


Figura 2.2 Medição da rigidez da estrutura do mancal guia da turbina da unidade 04: primeiro ensaio (em cima) e segundo ensaio (embaixo)

- c) Pelo exposto no item anterior, a rigidez do filme lubrificante passa a ter uma maior importância, já que ela e a rigidez da fundação têm a mesma ordem de grandeza e passam a ser os componentes de maior influência na rigidez total do mancal guia da turbina.

3. Estimativa da Rigidez do Filme Lubrificante dos Mancais do Gerador

Nesta seção será feita estimativa da rigidez do filme lubrificante dos mancais de guia dos geradores da UHE Itaipu, a partir dos resultados do balanceamento de uma das unidades geradoras daquela usina. Para tal estimativa será considerado que o rotor do gerador responde linearmente as diferentes forças de desbalanceamento as quais ele é submetido durante os procedimentos de balanceamento.

A notação utilizada nesta seção é particular dela. As massas de desbalanceamento, bem como as forças e as oscilações do eixo delas decorrentes, tem magnitude e uma posição angular em relação a uma dada referência, girando com a velocidade de rotação do rotor. Estas grandezas são representadas matematicamente por fasores e para diferenciar da notação empregada no restante do texto, tais variáveis estão escritas em negrito.

3.1 Introdução

Os hidrogenadores de potência maior que 150 MW tem algumas características especiais que permitem, através de algumas simplificações, a estimativa da rigidez do filme lubrificante dos mancais de guia do gerador, durante o seu balanceamento. Por exemplo, a rotação destas máquinas é muito baixa, geralmente entre 70 e 200 rpm. Assim, para o balanceamento das unidades geradoras é preferível medir-se a oscilação do eixo, com o uso de transdutores de proximidade sem contato. Como o diâmetro do rotor é usualmente maior que 12 metros, estes transdutores são quase sempre instalados em suportes fixados rigidamente a cuba do mancal, já que a distância até o bloco de concreto é muito grande. Desta forma, o transdutor de proximidade irá medir praticamente a oscilação do eixo na folga do mancal, enxergando

apenas os efeitos da força de desbalanceamento no filme lubrificante.

Por outro lado, os hidrogeradores deste tipo são providos de turbina tipo Francis, cuja massa e inércia são muito menores que as do rotor do gerador. É importante observar ainda que este último rotor tem a forma de um disco, já que a relação entre o diâmetro e altura é maior do que cinco. Além disso, é importante ressaltar que este tipo de máquina é balanceada em giro mecânico. Nesta situação não existe influência do entreferro do gerador, que se comporta como um mancal magnético, e o fluxo de água na turbina é mínimo, apenas o necessário para suprir as perdas nos mancais e de ventilação.

Assim, quando estão sendo balanceados os grandes hidrogeradores podem ser modelados como um disco rígido, guiado pelos mancais do gerador. Apesar de existir certo erro por desprezar-se os efeitos da turbina, a experiência tem mostrado que os resultados obtidos desta forma tem sido aceitáveis.

3.2 O balanceamento de hidrogeradores

Apesar de todos cuidados com relação à distribuição de massa no rotor do gerador, nas etapas de projeto e de montagem, existe sempre uma massa desbalanceada residual m_θ , a qual gera uma força centrífuga $F_{d\theta}$ que faz o rotor oscilar com uma amplitude Δe_θ . O processo de balanceamento do rotor do gerador consiste na adição de um massa de compensação m_c que anule o efeito de m_θ .

Para determinar-se m_c , o primeiro passo é medir-se a amplitude da oscilação Δe_θ e sua fase em relação a uma referência qualquer. Considera-se que o rotor comporta-se linearmente, existindo assim uma constante de proporcionalidade k entre a força e a oscilação, como segue:

$$F_{d\theta} = k \Delta e_\theta \quad (2.2)$$

Após a medição adiciona-se ao rotor uma massa Δm , a qual irá gerar um força adicional ΔF_d e que pode ser determinada com facilidade. A força resultante ($F_{d1} = F_{d\theta} + \Delta F_d$)

relaciona-se com a oscilação resultante Δe_1 , cuja amplitude e fase também são medidas, do modo mostrado na equação 2.2 . A constante de proporcionalidade é obtida fazendo-se a diferença ($F_{d1} - F_{d0}$) :

$$k = \frac{\Delta F_d}{\Delta e_1 - \Delta e_0} \quad (2.3)$$

A massa de correção m_c deverá provocar uma força de correção $F_{dc} = -F_{d0}$. Com as equações 2.2 e 2.3 determina-se a massa de correção como:

$$m_c = \frac{-\Delta e_0}{\Delta e_1 - \Delta e_0} \Delta m \quad (2.4)$$

Para a finalidade de se efetuar o balanceamento do hidrogerador, naturalmente deve-se filtrar as oscilações do eixo na frequência de rotação do gerador e descontar-se os efeitos do "run-out" elétrico e mecânico do eixo. A fase das oscilações são medidas em relação à uma referência qualquer, a mesma a ser utilizada para referenciar as massas de prova e de correção.

Neste caso específico não se quer tratar do balanceamento do hidrogerador. O interesse é estimar a rigidez do filme lubrificante dos mancais de guia do gerador. Com este propósito, nos itens seguintes será analisada a constante de proporcionalidade k , obtida a partir das medições das oscilações do eixo efetuadas durante os balanceamentos dos geradores das unidades 13 e 14 da UHE Itaipu.

3.3 Utilização dos resultados do balanceamento da unidade 13

O balanceamento da unidade 13 foi realizado no mês de agosto de 1988. A título de curiosidade, é importante registrar que nesta ocasião, a exemplo do procedimento efetuado no balanceamento da unidade 9, foram utilizados os valores das oscilações do eixo e da vibração dos mancais para os cálculos para a massa de correção, com a obtenção de resultados muito semelhantes.

Os principais resultados das medições desta etapa do comissionamento da unidade 13

estão registrados na Tabela 2.3. Ela contém as diversas massas de prova utilizadas e os valores de oscilação do eixo correspondentes, filtrados na frequência de rotação e expressos em micrometros de zero-a-pico (μmp). É importante observar que a velocidade angular do rotor é $\omega = 9,5 \text{ rad/s}$ e o raio de colocação das massas de prova é $r = 6,8 \text{ m}$.

ESTIMATIVA DA RIGIDEZ DOS MANCAIS DO GERADOR DA UNIDADE 13

ITEM	VALORES DO ENSAIO			$k = \frac{fd \Delta m \omega^2 r}{\Delta e_1 - \Delta e_0}$ (MN/mm)	RIGIDEZ REFERENTE AO MANCAL (fd)
	Δe_0 (μmp)	Δe_1 (μmp)	Δm (kg)		
1	23 /14°	5 /62°	115 /138°	1,45 /-45°	Superior ($fd=0.4$)
2	23 /14°	5 /109°	230 /138°	2,45 /-44°	Superior ($fd=0.4$)
3	23 /14°	8 /301°	170 /183°	1,95 /-31°	Superior ($fd=0.4$)
4	37 /64°	25 /87°	115 /138°	2,55 /-71°	Inferior ($fd=0.6$)
5	37 /64°	25 /87°	230 /138°	5,15 /-71°	Inferior ($fd=0.6$)
6	37 /64°	20 /50°	170 /183°	3,55 /-76°	Inferior ($fd=0.6$)

Tabela 2.3 Principais resultados obtidos no balanceamento da unidade 13 da UHE Itaipu e valores obtidos para a constante k

A constante de proporcionalidade k foi calculada utilizando-se a equação 2.3. Para efeito da estimativa, até certo ponto grosseira, foi considerado que a força ΔF_d , na verdade a força de desbalanceamento originada por Δm , se distribue da seguinte forma: 60% no mancal guia combinado e 40% no mancal guia superior. Esta proporção foi determinada com base nos valores das rigidezes totais de projeto de cada um destes mancais, relacionadas na Tabela 2.2. Os valores médios obtidos para a constante k foram 1,95 MN/mm para o mancal guia superior e 3,75 MN/mm para o mancal guia combinado.

3.4 Utilização dos resultados do balanceamento da unidade 14

Os principais resultados do balanceamento da unidade 14, realizado no mês de novembro de 1986, estão na Tabela 2.4, com os mesmos procedimentos e considerações expressas no item anterior. Como poderá ser observado naquela tabela, foram feitas duas tentativas de balanceamento, daí a existência de duas massas de correção diferentes. Os valores médios obtidos para a constante k foram 1,15 MN/mm para o mancal guia superior e 2,50 MN/mm para o mancal guia combinado.

ESTIMATIVA DA RIGIDEZ DOS MANCAIS DO GERADOR DA UNIDADE 14					
ITEM	VALORES DO ENSAIO			$k = \frac{fd \Delta m \omega^2 r}{\Delta e_1 - \Delta e_0}$ (MN/mm)	RIGIDEZ REFERENTE AO MANCAL (fd)
	Δe_0 (μmp)	Δe_1 (μmp)	Δm (kg)		
1	68 /64°	29 /51°	240 /230°	1,50 /-23°	Superior ($fd=0,4$)
2	68 /64°	24 /60°	240 /230°	1,40 /-16°	Superior ($fd=0,4$)
3	68 /64°	30 /270°	320 /235°	0,85 /-17°	Superior ($fd=0,4$)
4	68 /64°	25 /270°	290 /235°	0,80 /-16°	Superior ($fd=0,4$)
5	42 /46°	30 / 0°	240 /230°	3,00 /-42°	Inferior ($fd=0,6$)
6	42 /46°	31 / 0°	240 /230°	3,00 /-44°	Inferior ($fd=0,6$)
7	42 /46°	14 /252°	320 /235	2,20 / 3°	Inferior ($fd=0,6$)
8	42 /46°	24 /270°	290 /235°	1,80 /-7°	Inferior ($fd=0,6$)

Tabela 2.4 Principais resultados obtidos no balanceamento da unidade 14 da UHE Itaipu e valores obtidos para a constante k

3.5 Comentários sobre os resultados obtidos

Dos resultados obtidos pode-se verificar que:

- Como os transdutores de proximidade sem contato estavam fixados na cuba do mancal,

durante o processo de balanceamento do hidrogerador eles observam praticamente a variação da oscilação do eixo na folga do mancal, em função da variação da força de desbalanceamento. Desta forma, a constante de proporcionalidade k , que expressa a taxa de variação entre a força aplicada no eixo e a oscilação do eixo subsequente, pode vir a ser um estimador para a rigidez do filme lubrificante do mancal.

- b) A Tabela 2.5 apresenta uma comparação entre os valores das rigidezes dos mancais calculados no projeto e os valores das constantes de proporcionalidade k , determinadas com o procedimento descrito anteriormente.
- c) Considerando-se válida a hipótese expressa em a) e utilizando a Tabela 2.5, pode-se verificar que os valores calculados e estimados para a rigidez têm a mesma ordem de grandeza. No mancal guia combinado observa-se uma maior proximidade entre estes valores.
- d) No mancal guia superior a rigidez estimada varia entre 20 e 30% do valor calculado em projeto. Assim, a rigidez do filme lubrificante passa a ter uma maior importância, já que ela e a rigidez da fundação têm a mesma ordem de grandeza e passam a ser os componentes de maior influência na rigidez total do mancal.
- e) A discrepância entre os valores estimados e o calculado no mancal guia superior indica que parâmetros utilizados no cálculo da rigidez do filme lubrificante, especialmente a folga do mancal, são muito diferentes dos valores de projeto.
- f) O ângulo da constante de proporcionalidade k indica o atraso angular do deslocamento em relação a força que o originou.

PARÂMETRO	MANCAL SUPERIOR (MN/mm)	MANCAL COMBINADO (MN/mm)
RIGIDEZ PROJETO	6,67	2,86
k ESTIMADO - U13	1,95	3,75
k ESTIMADO - U14	1,15	2,50

Tabela 2.5 Comparação entre valores calculados e estimados

4. Medição da Distribuição de Temperatura na Superfície das Sapatas

4.1 Introdução

O modelo utilizado neste estudo considera que o filme lubrificante é constituído por um escoamento isotérmico e conseqüentemente isoviscoso, para uma dada sapata e para o mancal como um todo (Capítulo 1 - seção 1.3.3). Esta hipótese será examinada na presente seção, a partir dos resultados de um ensaio especial realizado nos mancais da unidade 14 da UHE Itaipu.

4.2 Resultados da medição

Neste ensaio foram colocados transdutores de temperatura tipo RTD ao longo do comprimento ($0,05\beta R$; $0,60\beta R$ e $0,95\beta R$) de sapatas dos mancais guia superior e guia combinado da unidade 14. A temperatura no início da sapata foi considerada igual a temperatura média do lubrificante na cuba. Os resultados da medição são mostrados na Figura 2.3 para as sapatas do mancal guia superior referenciadas pelos números 77 e 85 no ensaio e na Figura 2.4 para as sapatas de referência 37 e 45 do mancal guia combinado. As sapatas em cada mancal são diametralmente opostas.

Para cada sapata são mostradas as distribuições de temperatura obtidas em quatro medições distintas, com a unidade 14 operando com potências diferentes: 0MW, 600MW, 700MW. Na última medição com potência de 700MW, os mancais estavam com a capacidade de resfriamento reduzida em 10%, simulando um envelhecimento dos trocadores de calor. Os valores em μm referem-se a espessura mínima do filme lubrificante h_o na sapata considerada.

4.3 Comentários sobre os resultados obtidos

Através das Figuras 2.3 e 2.4 pode-se observar que:

- a) A temperatura na superfície da sapata, e por conseqüência do filme lubrificante, varia praticamente de forma linear em relação ao comprimento da sapata.

- b) A diferença das temperaturas na entrada e na saída do filme lubrificante varia entre 5 e 15°C. Apesar destas diferenças provocarem variações significativas na viscosidade, a adoção de uma temperatura média (e implicitamente uma viscosidade média) podem permitir tratar o filme lubrificante como sendo isovisco em uma dada sapata.
- c) A carga nas sapatas tem variações significativas e não existe correlação com a condição operativa da unidade, isto é, não existe correlação entre a carga na sapata e a potência do gerador, por exemplo.
- d) As temperaturas das diversas sapatas assumem valores muito diferentes entre sí. Assim, considerar o mancal completo como isotérmico e isovisco pode implicar na incorrência em erro significativo.

5. Relação entre a Viscosidade e a Temperatura do Lubrificante

5.1 Introdução

Todas as características estáticas e dinâmicas do filme de lubrificante do mancal são diretamente proporcionais à viscosidade absoluta μ do lubrificante. Ocorre que esta grandeza é fortemente dependente da temperatura em que se encontra o lubrificante, comportamento conhecido há muito tempo. Nesta seção será registrada a relação entre a viscosidade e a temperatura para o lubrificante utilizado nos mancais das unidades geradoras da UHE Itaipu.

5.2 Variação da viscosidade com a temperatura do lubrificante

A equação 2.5, conhecida como Fórmula de Walther [48], é uma das formas de expressar a relação entre a viscosidade e a temperatura de um dado lubrificante:

$$\log [\log(v^* + 0,8)] = -m \log(\nu_l + 273,15) + k \quad (2.5)$$

Ela relaciona a temperatura do lubrificante ν_l , expressa em graus centígrados, com a viscosidade cinemática do lubrificante v^* , expressa em centistokes (cSt). As constantes m e k são válidas e determinadas para cada lubrificante. A viscosidade dinâmica μ é determinada a partir de v^* , através da relação $\mu = 10^6 \rho v^*$. Para o lubrificante Marbrax TR50 da

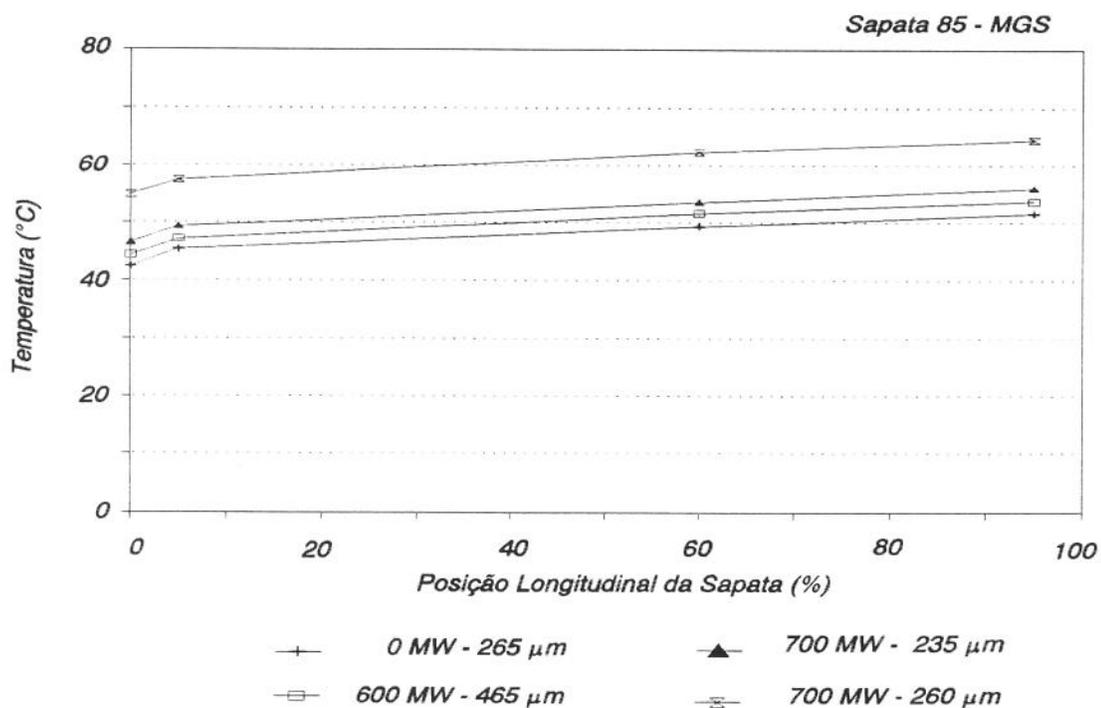
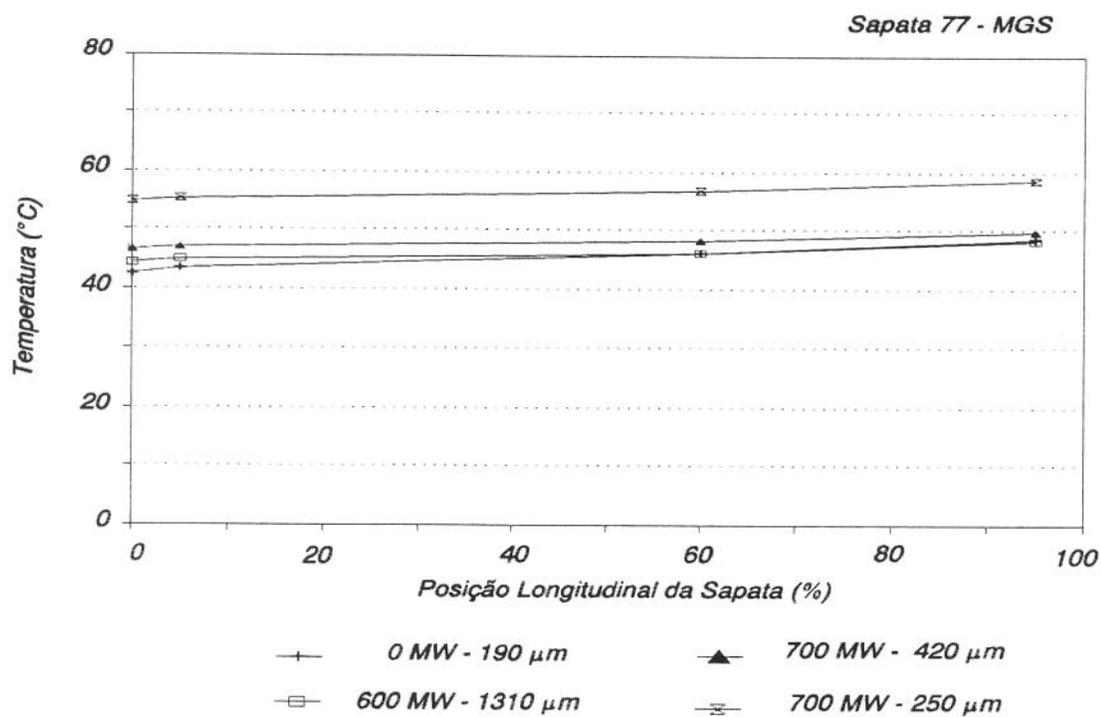


Figura 2.3 Variação da temperatura na direção longitudinal, em diferentes potências da unidade e cargas na sapata 77 (em cima) e na sapata 85 (embaixo)

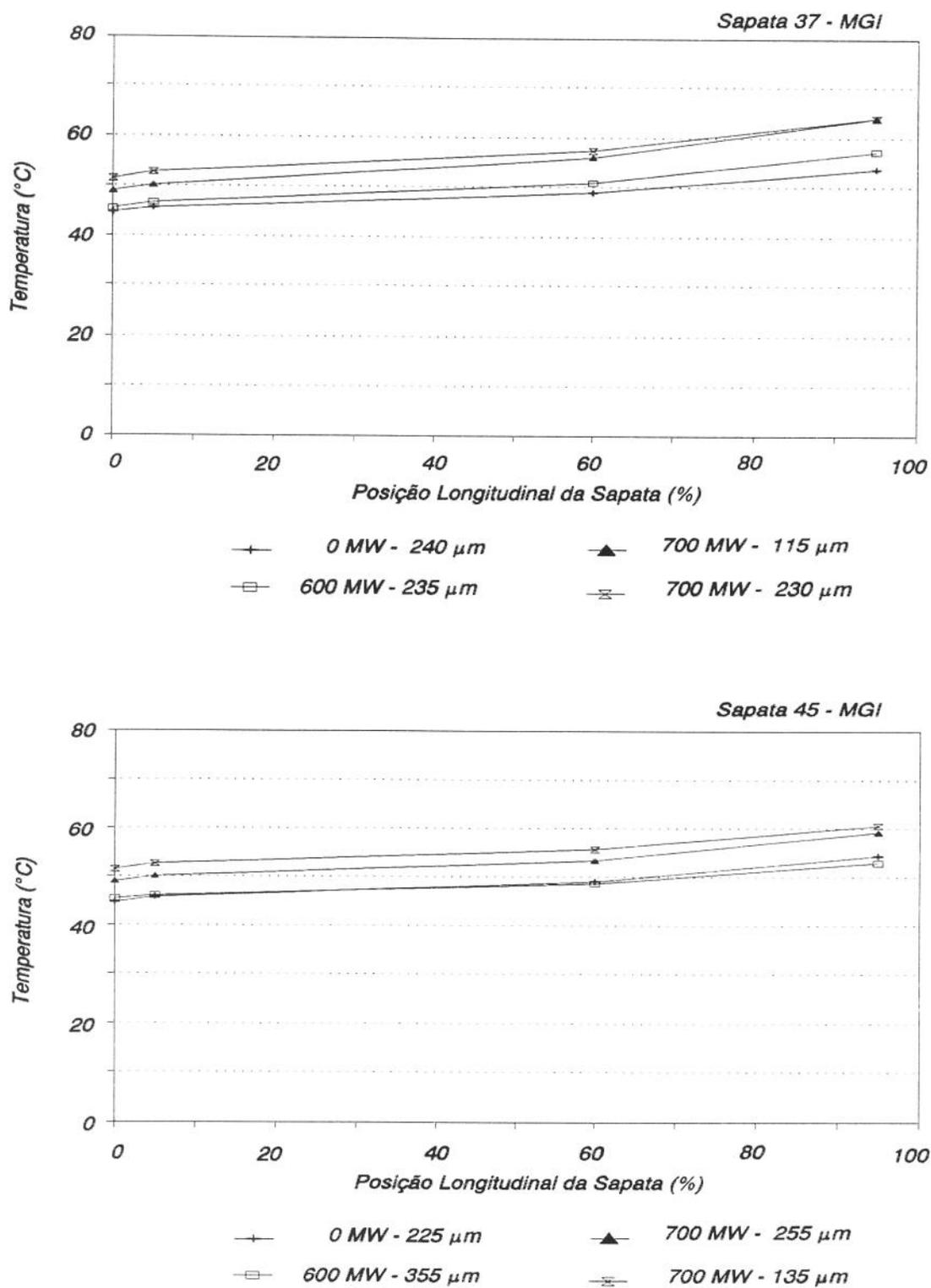


Figura 2.4 Variação da temperatura na direção longitudinal, em diferentes potências da unidade e cargas na sapata 37 (em cima) e na sapata 45 (embaixo)

Petrobrás, o tipo empregado nos mancais dos hidrogeradores de Itaipu, as constantes da equação 2.5 são $m=0,98$, $k=5,90$ e $n=16$, que substituiu a constante 0,8 na Fórmula de Walther original. Assim obtem-se:

$$\mu = \rho \cdot 10^G - n \quad (2.6)$$

onde G vale :

$$G = -6 + 10^H \quad \text{e} \quad H = [-m \log(273,15 + \nu_1) + k]$$

De acordo com **Pinkus [41]**, **Reynolds** já havia observado que existe uma relação exponencial entre a viscosidade e a temperatura do lubrificante, tendo formulado em 1886 a seguinte relação entre estas grandezas:

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha_v(\nu_1 - \nu_0)} \quad (2.7)$$

onde μ_0 é a viscosidade dinâmica do lubrificante para uma temperatura conhecida ν_{10} e $e=2,718$ é o Número de Neper. A Figura 2.5 mostra as variações da viscosidade dinâmica e a temperatura do lubrificante citado anteriormente, obtidas experimentalmente em laboratório e através de cálculo, utilizando a relação proposta por **Reynolds**, com $\alpha_v=0,041^\circ\text{C}^{-1}$, $\mu_0=0,087 \text{ Pa s}$ e $\nu_{10}=25^\circ\text{C}$. A tabela contendo os valores da viscosidade cinemática - ν , da viscosidade dinâmica - μ e da temperatura do lubrificante - ν_1 , obtidos experimentalmente e com o auxílio das equações 2.5 e 2.7, está no Apêndice E.

5.3 Comentários sobre os resultados obtidos

Através da Figura 2.5 e da Tabela E.2 do Apêndice E, pode-se verificar que:

- a) A significativa taxa de variação da viscosidade com a temperatura pode ser avaliada verificando-se que viscosidade se reduz a cerca de 30% (para o mancal guia superior) ou 45% (mancal guia combinado) do seu valor inicial, quando atinge a estabilização térmica após uma partida a frio da unidade.
- b) Os valores obtidos com a Fórmula de Walther e com a relação proposta por Reynolds são muitíssimo próximos. Assim, devido a sua simplicidade é preferível empregar-se este último método para determinar-se a variação da viscosidade com a temperatura do

lubrificante.

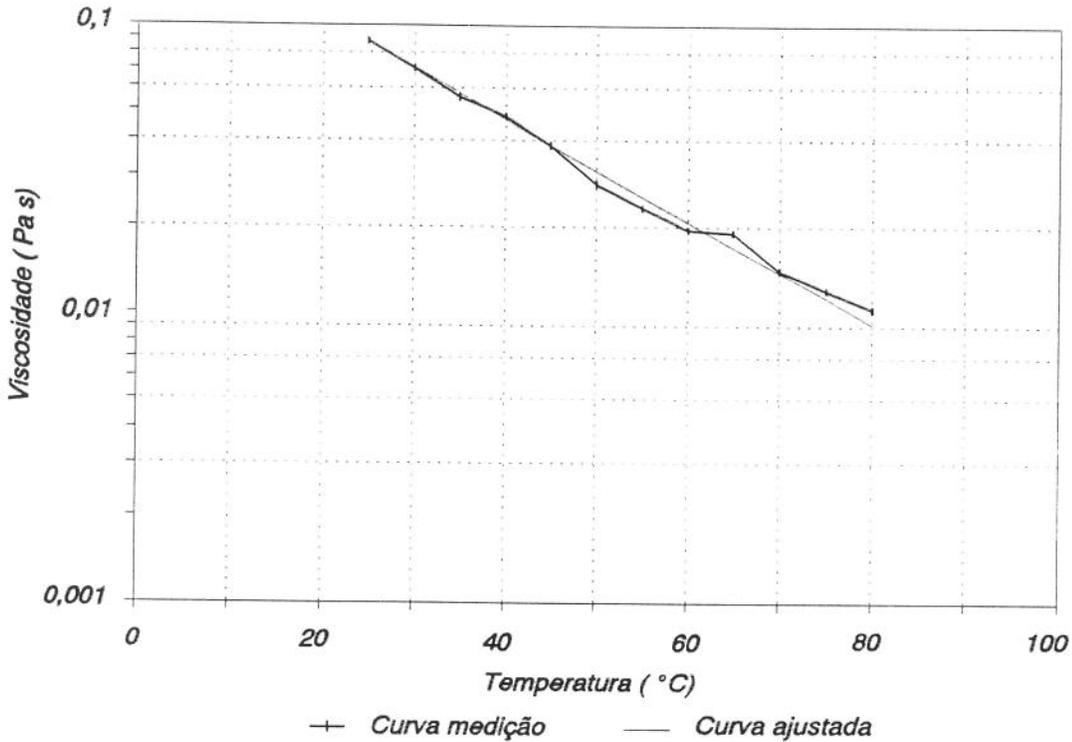


Figura 2.5 Variação da viscosidade dinâmica μ com a temperatura do lubrificante ν_t (medição em laboratório versus curva ajustada pela relação de Reynolds)

6. Análise da Folga do Mancal

6.1 Introdução

As características dinâmicas e estáticas de um mancal são função da folga. Nas seções seguintes será feita uma análise simplificada dos principais fatores que influem neste parâmetro, com base nos resultados de diversos ensaios realizados nos geradores da UHE Itaipu.

6.2 Efeito das dilatações térmicas na folga

A potência dissipada no filme lubrificante de um mancal de um hidrogerador pode

atingir algumas dezenas de quilowatts, fazendo com que a temperatura do eixo seja geralmente alguns graus centígrados mais elevada que a temperatura do aro de apoio das sapatas. Como o raio destes mancais podem atingir a dois metros ou mais, por menor que seja a diferença entre estas temperaturas, ocorrem dilatações diferenciais que podem causar reduções substanciais na folga do mancal. Por exemplo, alguns ensaios mostraram que por este motivo a folga com o hidrogerador em regime permanente é da ordem da metade da folga ajustada na montagem.

Outros fatores devem ser examinados pois podem ter grande importância. Um deles é a temperatura da água de resfriamento, a qual pode oscilar sazonalmente com amplitudes de uma dezena de graus centígrados ou mais. Este fenômeno pode provocar variações sazonais nos coeficientes dinâmicos da unidade. Os efeitos da temperatura devem ser especialmente analisados nos mancais combinados, devido à grande influência da temperatura do bloco de escora (função também da potência em que opera a unidade) na folga do mancal de guia.

Nos hidrogeradores em operação normalmente são conhecidas as temperaturas do lubrificante, de algumas das sapatas e da água de resfriamento do mancal. Embora estas temperaturas possam sofrer variações substanciais, dependendo de onde são medidas, é válido fazer uma primeira aproximação por:

- a) A temperatura do aro de apoio é igual à temperatura do lubrificante. Dependendo da proximidade entre o aro de apoio e as serpentinas do sistema de resfriamento do lubrificante, a influência da temperatura da água pode levar a temperatura do aro para um valor menor do que a temperatura do lubrificante.
- b) A temperatura do eixo é igual à temperatura média das sapatas.

De posse destas temperaturas e das dimensões geométricas do mancal, é possível estimar-se a redução da folga com certa facilidade.

6.3 Medição da folga e da oscilação do eixo após partida do hidrogerador

É fato conhecido a severidade de vibração de um hidrogerador imediatamente após a sua

partida a frio é muito maior que a severidade de regime permanente. Para avaliar melhor este comportamento e as analisar suas origens, foram efetuadas algumas medições da folga e da oscilação do eixo do mancal guia superior da unidade 6 da UHE Itaipu, logo após a sua partida. Os principais resultados destas medições são descritos a seguir.

6.3.1 *Arranjo da medição*

Foram utilizados transdutores de proximidade sem contato para medir-se a folga dinâmica e a oscilação do eixo em quatro sapatas, separadas de 90° entre sí, no mancal guia superior da unidade 6. Estes transdutores foram instalados exatamente no ponto de pivotamento para eliminar o efeito da oscilação das sapatas devido às forças dinâmicas. Da parte dinâmica do sinal obtido foi medida a oscilação do eixo e da parte estática foi obtida folga do mancal na sapata onde o transdutor utilizado havia sido instalado.

6.3.2 *Resultados do ensaio*

O ensaio se resumiu em partir a unidade 6 com os mancais na temperatura ambiente e medir as temperaturas do lubrificante e das sapatas, a folga dinâmica e a oscilação do eixo com relação a duas sapatas do mancal, dispostas ortogonalmente entre sí. Estas medidas foram efetuadas até se atingir a estabilização térmica do mancal. Os principais resultados estão relacionados na Tabela 2.6 e na Figura 2.6.

6.3.3 *Comentários sobre os resultados obtidos*

Devido as sapatas estarem dispostas a 90° entre sí, pode-se atribuir as variações das suas folgas a uma carga estática crescente com a temperatura e direcionada convenientemente. Assim, é importante observar que o ensaio foi repetido com o monitoramento de quatro sapatas dispostas simetricamente e foi observada a redução da folga em todas elas. Optou-se por apresentar os resultados da Tabela 2.6 devido a maior variação da temperatura do lubrificante (30 a 43°C) e mesmo para maior clareza com os gráficos.

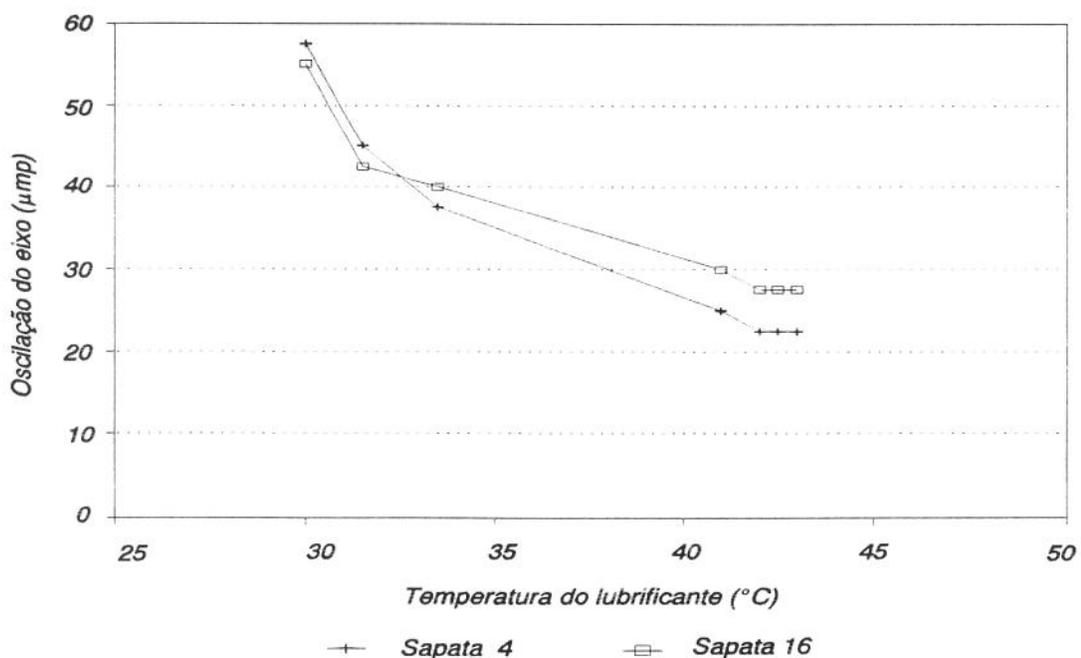
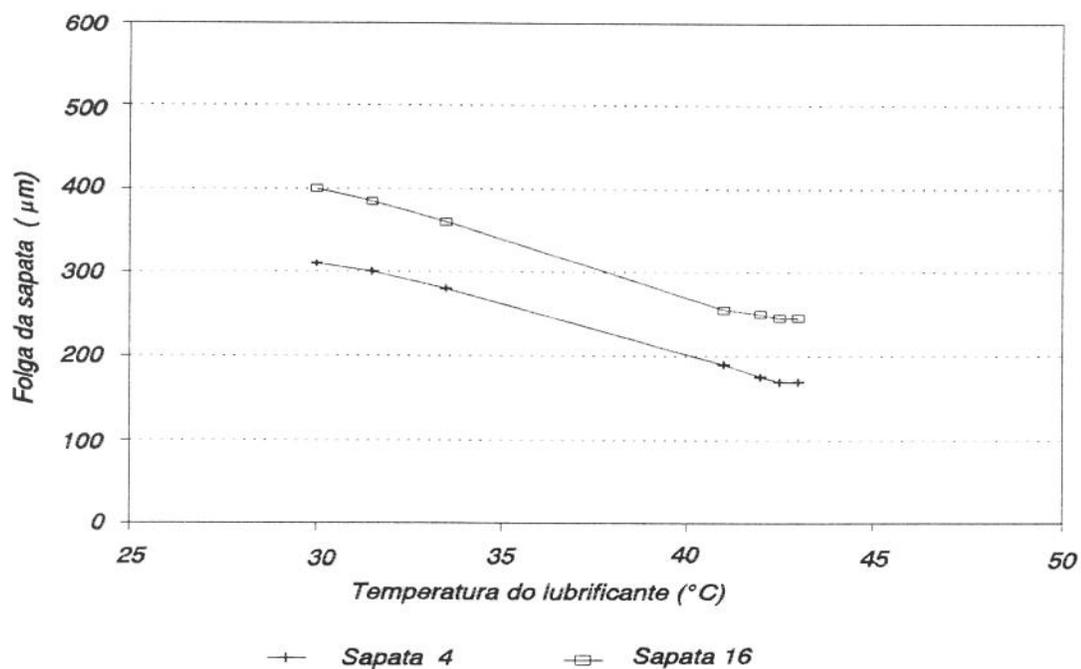


Figura 2.6 Comportamento da folga dinâmica (em cima) e da oscilação do eixo (embaixo) no mancal guia superior da unidade 6, desde a partida a frio até a estabilização térmica.

Pode-se verificar através dos resultados que:

- a) A folga se reduz substancialmente, atingindo a 60% do seu valor original. Pode-se atribuir esta redução quase que exclusivamente à dilatações térmicas, hipótese reforçada pela variação linear da folga em função da temperatura do lubrificante.
- b) A viscosidade diminui com o aumento da temperatura do lubrificante, o que deveria provocar um aumento na oscilação do eixo, já que a rigidez do filme é diretamente proporcional a aquele parâmetro. Entretanto, a redução da folga é preponderante e provoca o efeito contrário, uma vez que a rigidez é inversamente proporcional ao cubo da folga. Assim, a oscilação do eixo após estabilização fica reduzida a aproximadamente 50% do valor original.
- c) Apesar de se tratarem de mecanismos relativamente simples, a experiência mostra que é imprescindível a realização de ensaios para se confirmar as previsões do comportamento da folga (vide Capítulo 1 - seção 1.2).

FOLGA DINÂMICA E OSCILAÇÃO DO EIXO

TEMPO OPERAÇÃO (')	TEMPERATURA MÉDIA		FOLGA DINÂMICA		OSCILAÇÃO DO EIXO	
	ÓLEO (°C)	SAPATAS (°C)	SAPATA 4 (μm)	SAPATA 16 (μm)	SAPATA 4 (μmpp)	SAPATA 16 (μmpp)
0	30.0	33.0	310	400	115	110
15	31.5	34.5	300	385	90	85
30	33.5	37.0	280	360	75	80
180	41.0	45.5	190	255	50	60
240	42.0	47.0	175	250	45	55
300	42.5	47.5	170	245	45	55
330	43.0	48.0	170	245	45	55

Tabela 2.6 Medição da folga dinâmica e oscilação do eixo após partida da unidade 6 da UHE Itaipu

6.4 Medição da folga estática

O objetivo desta seção é examinar os resultados de medições da folga estática nos mancais de guia de algumas unidades, com o objetivo de avaliar o comportamento desta grandeza em relação à premissa normalmente assumida em outros estudos, a respeito da circularidade da estrutura de apoio das sapatas do mancal.

6.4.1 *Medição da folga estática*

A medição da folga estática faz parte dos procedimentos de manutenção preventiva de hidrogeradores, sendo adotada em praticamente todas concessionárias de energia elétrica. A periodicidade desta medição pode variar entre dois e quatro anos, dependendo da empresa e da máquina considerada.

O procedimento básico para medição estática da folga dos mancais é relativamente simples e tem considerável imprecisão. Em primeiro lugar a unidade é verticalizada com processos topográficos e mecânicos, para garantir-se que a inclinação máxima do gerador seja menor que o limite de norma (por exemplo 0,02 mm/m, de acordo com o Bureau of Reclamation - Alignment of Vertical Shaft Hydro Units - Facilities Instructions Standards and Techniques - Volume 2.1 - USA). Em seguida o rotor da turbina é centrado em relação às partes fixas, de modo que as folgas dos selos, da ordem de milímetros, fiquem uniformemente distribuídas. A centragem deste rotor é refinada através da centralização do eixo no mancal da turbina. Este processo é uma repetição da sequência de montagem da unidade e a partir daí as folgas dos demais mancais são simplesmente medidas ou mesmo reajustadas.

6.4.2 *Resultados das medições*

Os resultados das medições das folgas estáticas nos mancais de guia das unidades 6, 9 e 11 são apresentados em forma gráfica nas Figuras 2.7 a 2.9 e em forma tabular no Apêndice E. As tabelas apresentam dois valores para a folga. O primeiro refere-se a folga efetivamente "medida", de acordo com o procedimento descrito na seção anterior. O segundo

valor refere-se as folgas decorrentes de uma posição do eixo "ajustada" de forma que a resultante das forças normais às sapatas seja nula. Este procedimento foi adotado para melhor representar as folgas na forma gráfica. Naturalmente, com o hidrogerador em operação o eixo pode assumir uma posição diferente, influenciado por forças externas.

Através das Figuras 2.7 a 2.9 pode-se verificar que:

- a) A maioria de outros estudos considera que as sapatas estão distribuídas sobre uma circunferência. Tal consideração é válida para a unidade 11, em especial para o mancal guia superior, como pode ser verificado na Figura 2.9. Contudo, ela não é válida para a unidade 6, principalmente para o mancal citado anteriormente, como pode ser visto na Figura 2.7.
- b) Apesar das medições das folgas terem sido feitas com a máquina parada, é de se esperar que a menos das reduções das folgas devido às dilatações térmicas e outros efeitos, a distribuição se mantenha com a unidade em giro mecânico.
- c) Com a operação em carga, devido as dilatações diferenciais na cruzeta do mancal guia superior (vide seção 10), a distribuição pode mudar significativamente no mancal guia superior. Por outro lado, a folga medida com a máquina parada pode estar sendo influenciada por este efeito, devido a histerese significativa na estrutura da cruzeta do mancal guia superior.

Nota: Os comentários seguintes tem por objetivo esclarecer a representação das folgas estáticas nas Figuras 2.10 e 2.11, bem como das espessuras mínimas do filme lubrificante nas Figuras 2.10 e 2.11:

- a) Os valores das folgas e espessuras mínimas das 16 sapatas de cada mancal estão representadas em forma polar.
- b) Os pontos obtidos foram interligados por uma linha contínua (valores de projeto) e por uma linha cruzada (valores medidos), para dar uma visão melhor da distribuição destes valores ao longo do perímetro do mancal.

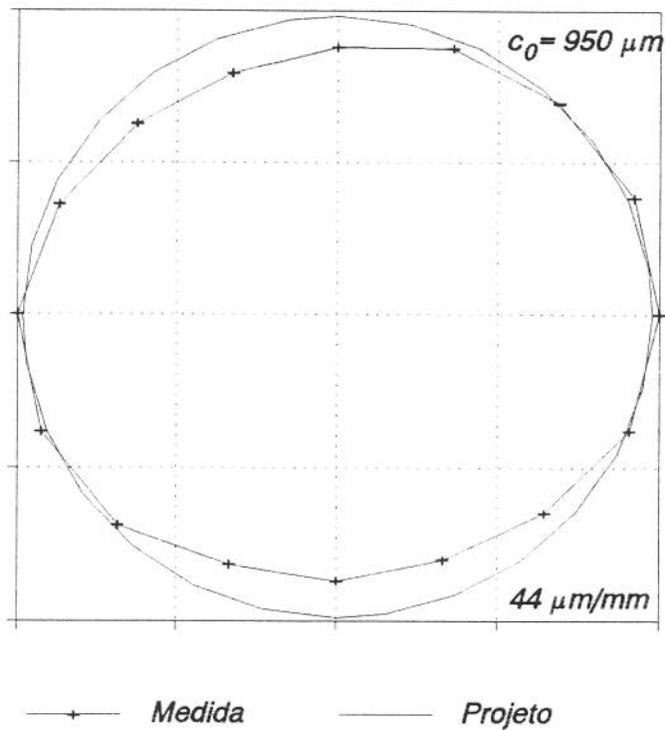
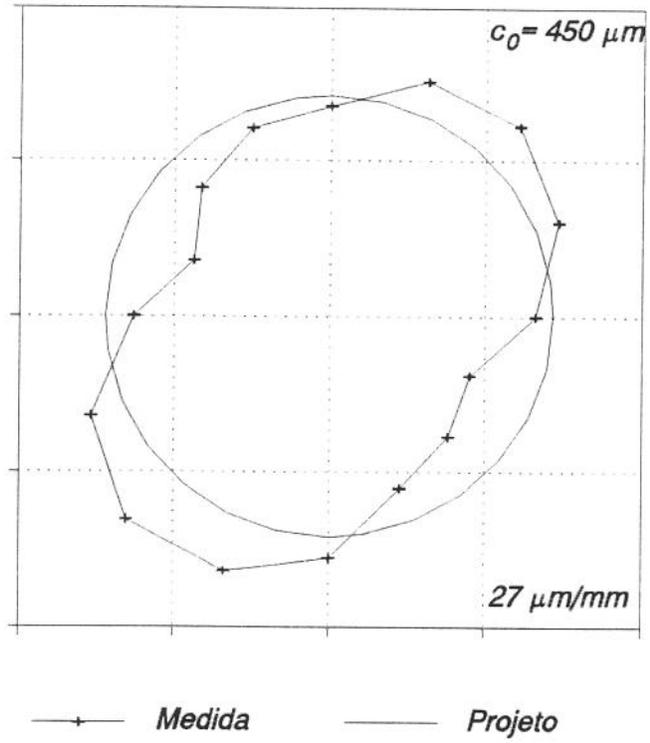


Figura 2.7 Medição da folga estática nos mancais guia superior (em cima) e guia combinado (embaixo) da unidade 6, em fevereiro de 1992, após 32.000 horas de operação

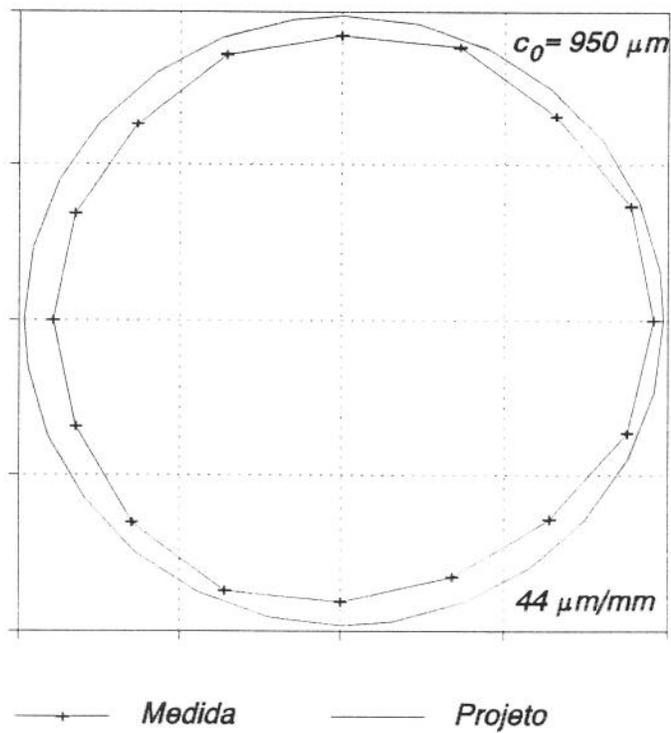
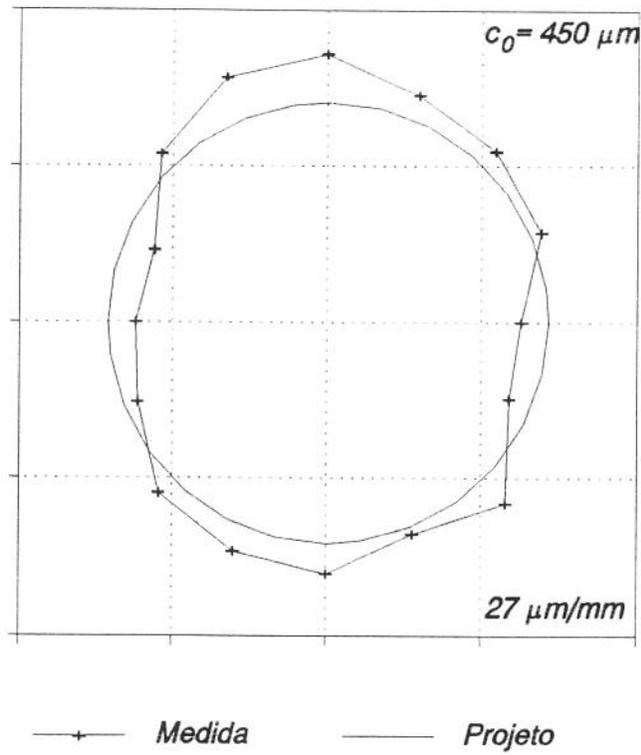


Figura 2.8 Medição da folga estática nos mancais guia superior (em cima) e guia combinado (embaixo) da unidade 9, em junho de 1993, após 34.000 horas de operação

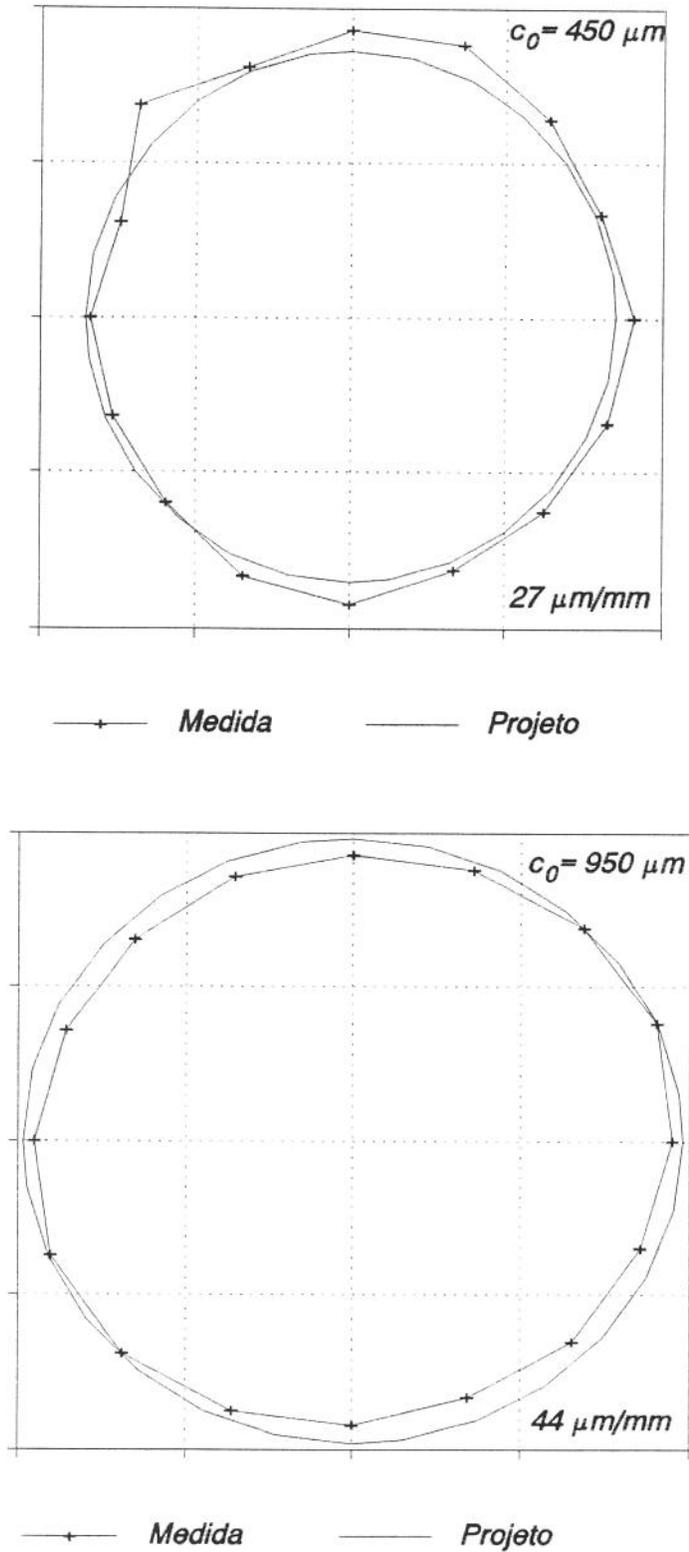


Figura 2.9 Medição da folga estática nos mancais guia superior (em cima) e guia combinado (embaixo) da unidade 11, em novembro de 1992, com 8.000 horas de operação

- c) Os valores de projeto estão indicados no canto superior direito das figuras, expresso em μm . A diferença entre estes valores e os valores medidos podem ser determinados com ajuda da escala do desenho, mostrada no canto inferior direito das figuras citadas, expressa em $\mu\text{m}/\text{mm}$.

6.5 Medição da folga dinâmica

Esta seção tem por finalidade complementar a análise feita na seção anterior, através da avaliação dos resultados da medição das folgas dinâmicas dos mancais de guia do gerador durante ensaios especiais executados na unidade 14, por ocasião do seu comissionamento.

6.5.1 Arranjo da medição

Foram instalados transdutores de proximidade sem contato no eixo superior e no bloco de escora da unidade 14, de modo que eles pudessem medir as distâncias entre as superfícies destes dois elementos e as superfícies das sapatas dos mancais guia superior e intermediário, respectivamente. Os sinais eram retirados da parte girante através de um anel coletor especial e eram gravados em fita magnética, para posterior processamento em um micro-computador. Através deste arranjo era possível medir-se a espessura do filme lubrificante ao longo do comprimento das sapatas dos mancais de guia.

6.5.2 Resultados das medições

Os resultados das medições são apresentados em forma tabular no Apêndice E e em forma gráfica nas Figuras 2.10 e 2.11. É importante observar que não são apresentadas as folgas das sapatas c como definido neste trabalho, mas sim a espessura mínima do filme lubrificante h_o . O valor de h_o de projeto foi calculado com base nas dimensões geométricas da sapata ($\alpha/\beta=0,40 \Rightarrow \eta=2,77$) e da folga nominal dos mancais. Utilizando-se estes valores na equação 1.7 obtem-se $h_o=115\mu\text{m}$ para o mancal guia superior e $h_o=175\mu\text{m}$ para o mancal guia combinado. É importante observar que a espessura mínima medida deve ser cerca de duas dezenas de micrometros maior do que a espessura mínima teórica, devido a não concentricidade do mancal (vide seção 1.4.2 e Figura 1.7).

Através das Figuras 2.10 e 2.11 pode-se observar que:

- a) As espessuras mínimas do filme lubrificante nas sapatas dos mancais guia do gerador com a unidade 14 operando sem carga têm valores muito próximos entre si e portanto uma distribuição circular no gráfico polar da Figura 2.10.
- b) Quando a unidade está operando com 700 MW, percebe-se significativa discrepância entre os valores obtidos no mancal guia superior. O gráfico polar mostra agora uma distribuição oval para as espessuras mínimas medidas. No mancal guia intermediário não se observam alterações significativas.
- c) A causa do comportamento observado no mancal superior são os aquecimentos localizados na sua estrutura, nas regiões próximo das saídas dos barramentos de fases e de neutros. Apesar das blindagens ali existentes, os campos magnéticos nestas regiões são muito intensos e as correntes parasitas (correntes de Foucault) acabam por aquecer os braços da cruzeta mais próximos.
- d) É interessante observar que por ocasião da medição da Figura 2.10, efetuada em meados de novembro de 1986, a unidade 14 ainda estava em processo de balanceamento e portanto ainda não havia operado com carga (o início da operação industrial foi 24/12/86). Portanto, tudo indica que o carregamento da unidade deforma o mancal superior como descrito anteriormente, levando-o a distribuição mostrada na Figura 2.11, obtida dois meses depois com a unidade operando com 700 MW.
- e) A origem das deformações encontradas no mancal guia superior com as unidades paradas, vide seção 6.4, é muito provavelmente a mesma. As deformações causadas pelas tensões térmicas recém descritas permanecem mesmo com a unidade parada e a frio, devido a histerese da estrutura da cruzeta do mancal, como a observada no mancal da turbina na seção 2. Esta hipótese é reforçada pelo fato das simulações o Método dos Elementos Finitos e os resultados de ensaios terem revelado que as tensões na cruzeta estão dentro da região elástica (vide seção 10).

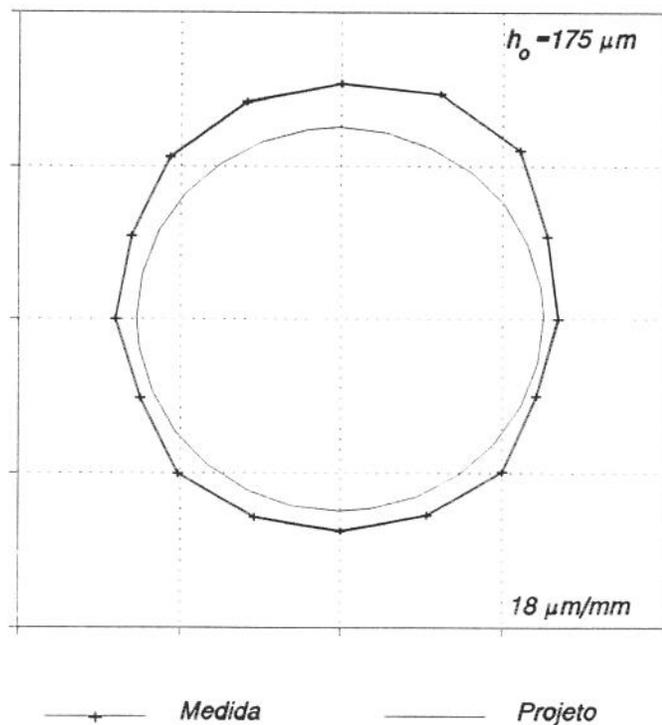
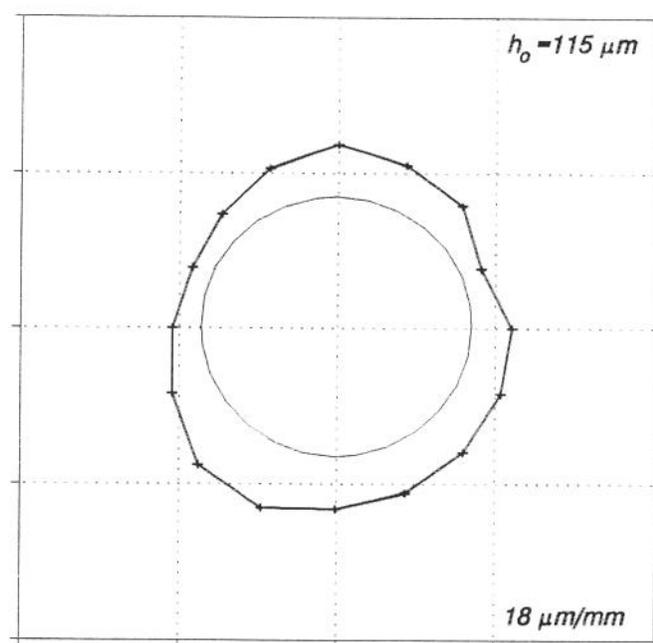
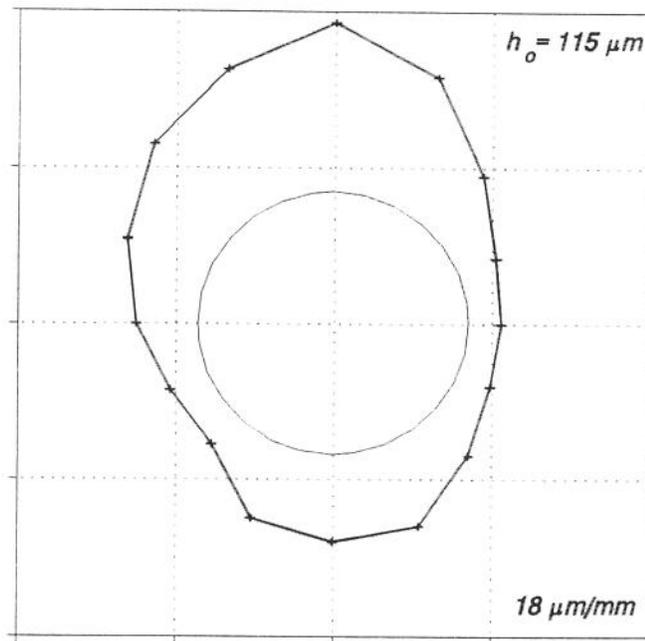
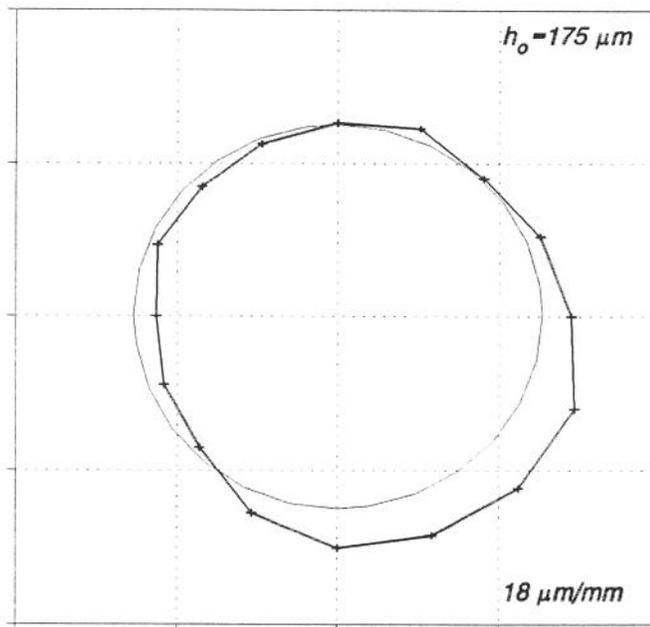


Figura 2.10 Espessura mínima do filme lubrificante h_o medida no mancal guia superior (em cima) e no mancal guia intermediário (embaixo), com a unidade 14 operando em vazio, em novembro de 1986.



—+— Medida — Projeto



—+— Medida — Projeto

Figura 2.11 Espessura mínima do filme lubrificante h_o medida no mancal guia superior (em cima) e no mancal guia intermediário (embaixo), com a unidade 14 operando com 700 MW, em janeiro de 1987.

6.6 Monitoramento da folga e da oscilação do eixo

O monitoramento das temperaturas das sapatas havia mostrado variações de características sazonais (seção 8) nesta grandeza. Com o objetivo de verificar a existência de comportamento similar nas folgas e na oscilação do eixo, foram realizados na unidade 6 as medições descritas a seguir.

6.6.1 Arranjo da medição e resultados do ensaio

O arranjo de ensaio utilizado foi o mesmo descrito na seção 6.3.1. A periodicidade das medições era aproximadamente mensal e os dados foram colhidos por um período de 12 meses, sempre com a unidade operando próximo da carga nominal e estabilizada termicamente. Os principais resultados das medições estão na Figura 2.7.

6.6.2 Comentários sobre os resultados obtidos

Através dos resultados pode-se verificar que:

- a) As folgas variaram em uma ampla faixa durante o período de monitoramento, assumindo valores muito diferentes do valor constante previsto no projeto ($200 \mu\text{m}$).
- b) Este comportamento também é devido as variações sazonais da temperatura do lubrificante e da água de resfriamento do mancal, colhida diretamente da água do rio, através de tomada existente na caixa espiral da turbina.
- c) Existem variações periódicas, de características sazonais, tanto na folga como na oscilação do eixo.
- d) A oscilação do eixo tem amplitude média equivalente a cerca de 10% da folga do mancal.

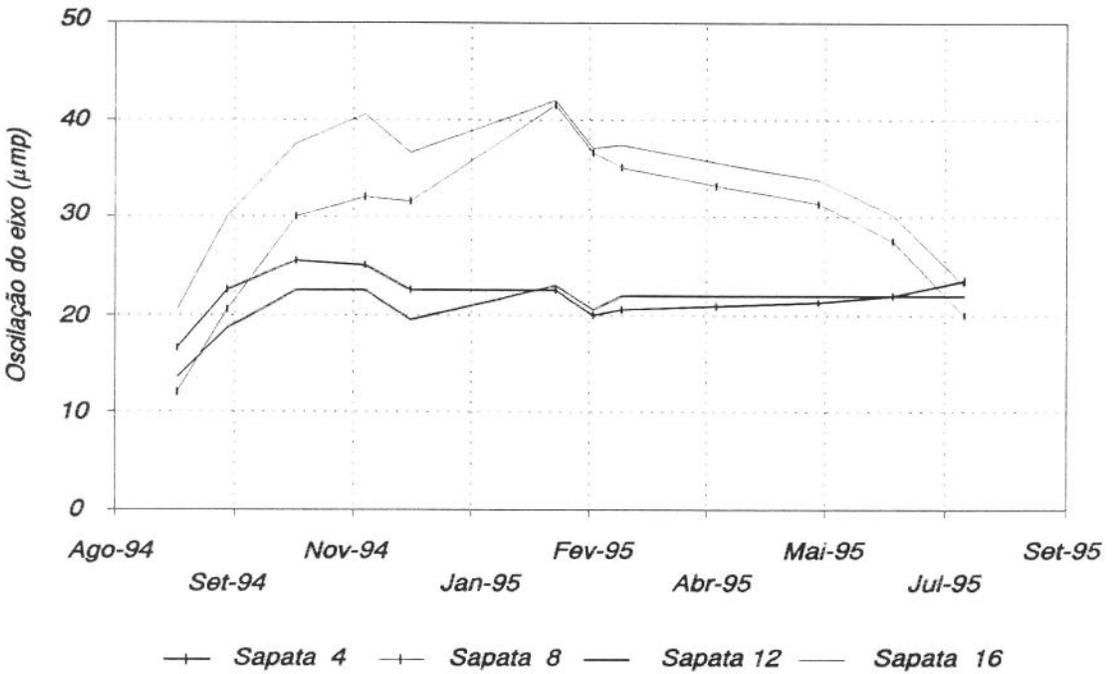
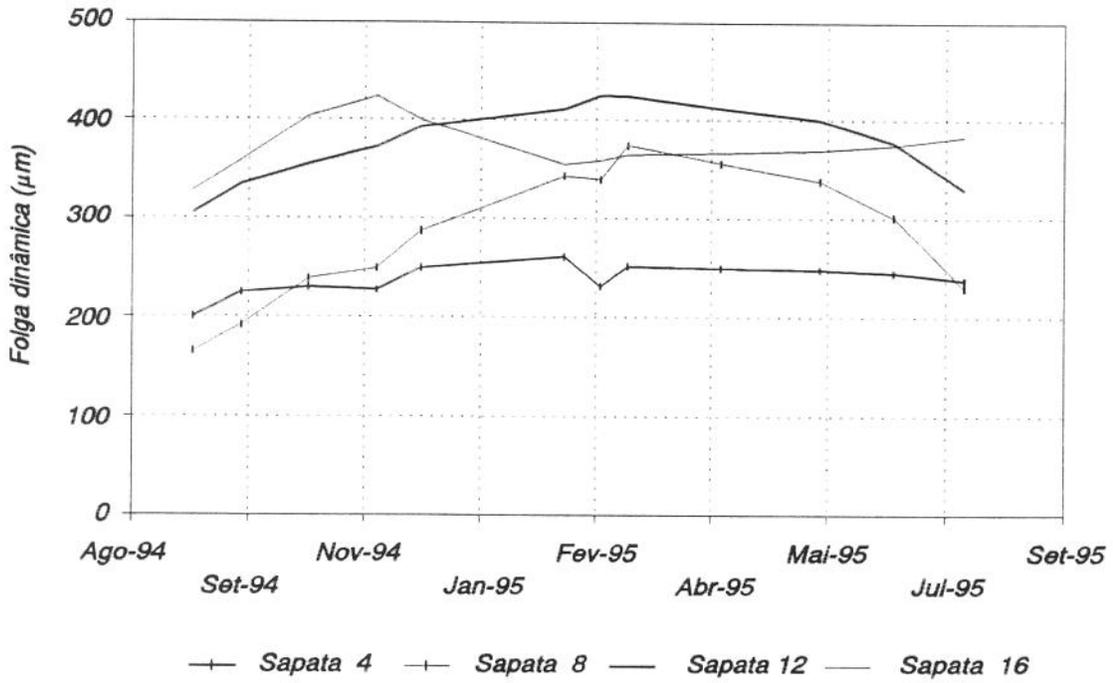


Figura 2.12 Monitoramento da folga dinâmica (em cima) e da oscilação do eixo (embaixo) na unidade 6 da UHE Itaipu

7. Medição da Espessura do Filme e da Pressão nas Sapatas

7.1 Introdução

Esta seção tem por objetivo analisar as variações da espessura e da pressão do filme lubrificante ao longo do comprimento da sapata. Será feita uma comparação dos valores obtidos teoricamente com base no estudo do Capítulo 1, com valores obtidos experimentalmente em medições realizadas no mancal guia superior da unidade 14.

7.2 Resultados da medição

Para a medição da espessura do filme lubrificante foram utilizados os mesmos transdutores de proximidade sem contato descritos na seção 6.5.1. Para medição da pressão foram instalados transdutores de modo análogo ao utilizado com os transdutores de proximidade, isto é, foram instalados no eixo superior e no bloco de escora, de modo que pudessem "varrer" continuamente as sapatas, registrando a pressão do filme lubrificante em função da distância na superfície de deslizamento.

7.3 Comentários sobre os resultados obtidos

Os resultados da medição são apresentados na Figuras 2.13 e 2.14, as quais mostram as variações da espessura e da pressão do filme lubrificante ao longo da superfície das sapatas referenciadas como 77 e 85 na medição realizada em novembro de 1986, quando a unidade 14 ainda não havia operado em carga e o mancal guia superior ainda não havia sido deformado. Através destas figuras pode-se observar que:

- a) Os resultados teóricos e experimentais mostraram excelente concordância, tanto para a espessura do filme como para a pressão. Pode-se comprovar esta afirmação, por exemplo, comparando-se as espessuras teóricas e experimentais do filme mostrada nas Figuras 2.13 e 2.14 com a previsão feita na seção 1.4.2 do Capítulo 1, na Figura 1.7.
- b) Com relação a medição da pressão verifica-se uma boa aproximação entre valores experimentais e teóricos, apesar das variações anômalas no perfil ao longo do

comprimento da sapata, provavelmente devidas a ruídos na digitalização dos sinais tomados no anel coletor. A viscosidade utilizada para determinação das curvas teóricas nas Figuras 2.13 e 2.14 foi $\mu=0.037$ Pa s, já que a temperatura do filme lubrificante havia sido estimada em 45°C , a partir dos valores medidos para as temperaturas do lubrificante na cuba e da sapata.

8. Monitoramento das Temperaturas dos Mancais

8.1 Introdução

O monitoramento das temperaturas dos mancais de hidrogeradores é prática comum no sistema elétrico brasileiro, tendo sido adotada já há algumas décadas. Nas máquinas mais antigas pelo menos as temperaturas de uma das sapatas e do lubrificante de cada mancal são anotadas com periodicidade horária pelo operador responsável. Em hidrogeradores mais recentes estas temperaturas são registradas continuamente, em conjunto com outros parâmetros operativos de importância. Atualmente, nas máquinas de maior importância estratégica é adotado o monitoramento contínuo das temperaturas de diversas sapatas, do lubrificante em vários pontos da cuba do mancal, bem como da água de resfriamento na entrada e na saída dos trocadores de calor. Este monitoramento é feito por sistemas informatizados, os quais armazenam os dados obtidos, verificam sua consistência, a violação de limites, tendências anormais, etc.

Na presente seção irão ser analisados os dados obtidos no monitoramento das temperaturas dos mancais de guia da unidade 1 da UHE Itaipu, com o propósito de avaliar a influência desta grandeza nos coeficientes de rigidez e de amortecimento do filme lubrificante.

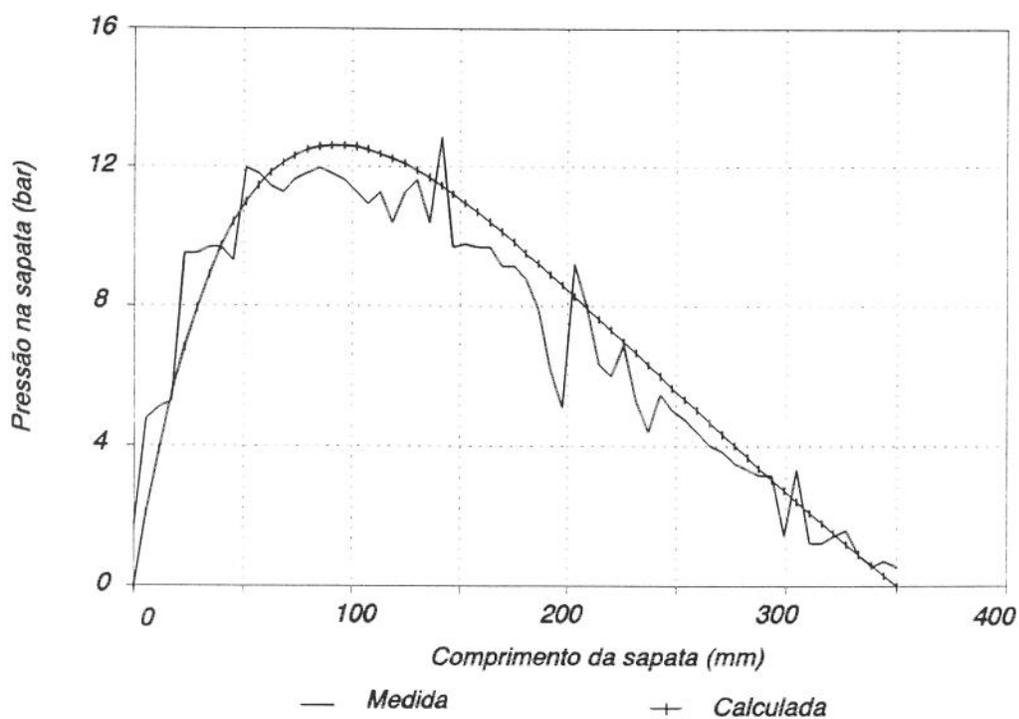
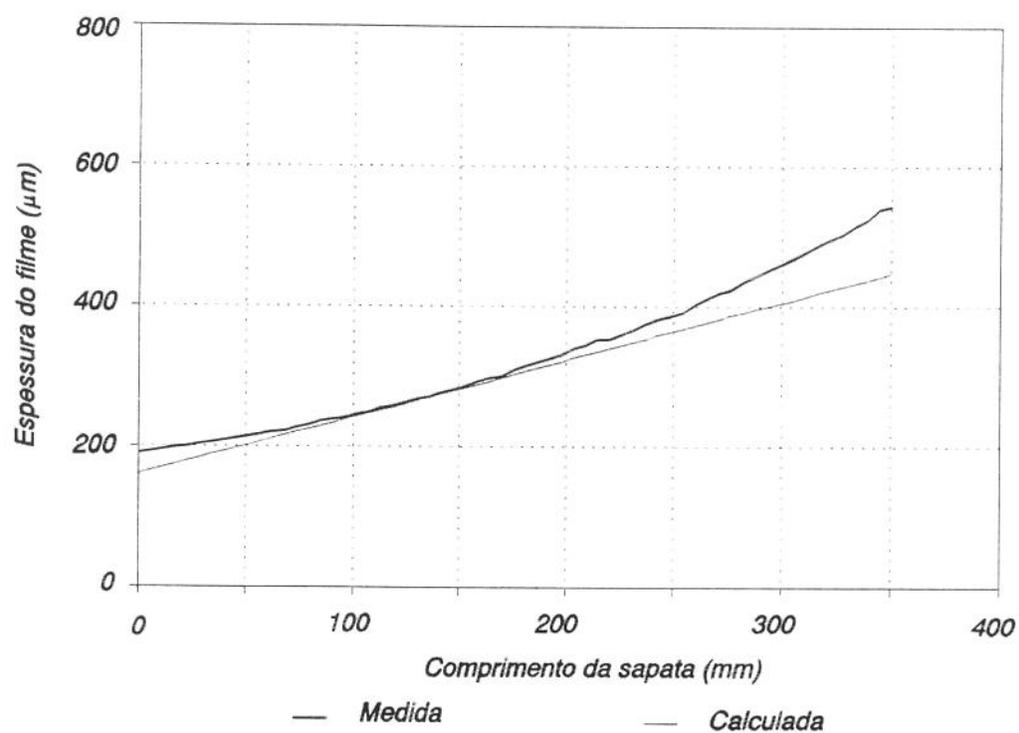


Figura 2.13 Medição da espessura (em cima) e da pressão do filme lubrificante (embaixo) sobre a sapata referência 77 do mancal guia superior da Unidade 14

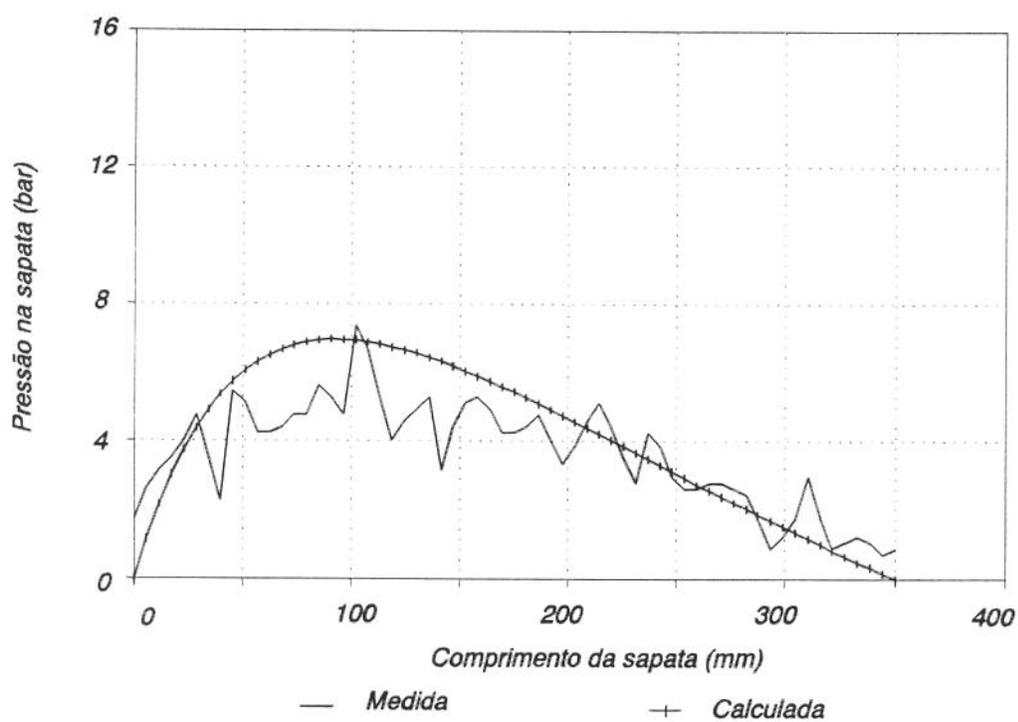
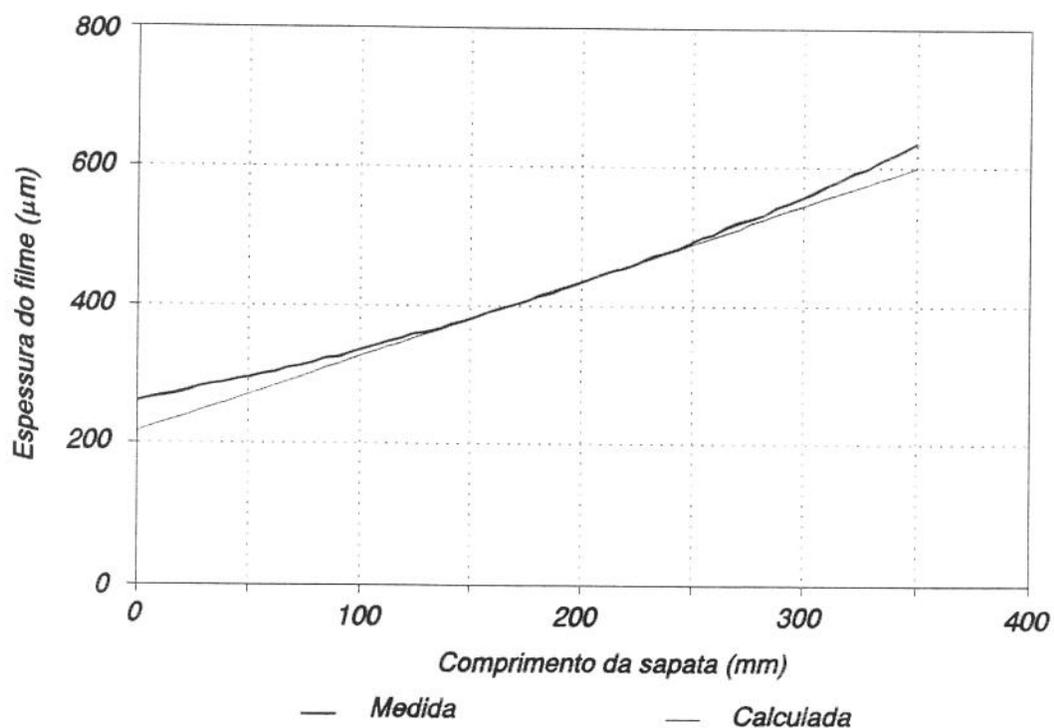


Figura 2.14 Medição da espessura (em cima) e da pressão do filme lubrificante (embaixo) sobre a sapata referência 85 do mancal guia superior da Unidade 14

8.2 Alguns resultados do monitoramento

Além da proteção convencional, o monitoramento das temperaturas dos mancais das unidades geradoras da UHE Itaipu é feito com o propósito de se detectar defeitos incipientes, através da medição manual das temperaturas das sapatas, do lubrificante e da água de resfriamento. As temperaturas obtidas são armazenadas em banco de dados, através dos quais é possível verificar-se a violação de limites, as tendências ao longo do tempo e fazer-se a correlação das temperaturas com outras grandezas.

Para medição das temperaturas são utilizados os transdutores de temperatura tipo termoresistores (RTD) Pt100 ou termopar do tipo J (ferro-constantan), permanentemente instalados nos mancais das unidades geradoras. A Tabela 2.7 mostra a quantidade e a localização dos transdutores utilizados nos mancais de guia.

A análise feita nesta seção será baseada nos dados colhidos nos mancais da unidade 1, com periodicidade aproximadamente mensal, desde janeiro de 1991. Estes dados são mostrados em forma de gráficos nas Figuras 2.15, 2.16 e 2.17, as quais se referem respectivamente aos mancais de guia superior, combinado e da turbina. Em todas elas são apresentados os comportamentos ao longo do tempo da temperatura do lubrificante, bem como das temperaturas máxima, média e mínima do grupo de temperaturas medidas nas sapatas. Para o mancal guia superior também é apresentada a temperatura da água de resfriamento, comum a todos os mancais.

8.3 Comentários sobre os resultados obtidos

Através das Figuras 2.15 a 2.17 pode-se verificar que:

- a) A água utilizada no resfriamento das sapatas dos três mancais é captada diretamente na caixa espiral da turbina. A sua temperatura sofre significativas variações com características sazonais. O monitoramento desta temperatura com uma frequência de amostragem maior (diária) mostrou que a amplitude desta variação pode ultrapassar 15°C.

MANCAL GUIA		TIPO DO TRANSDUTOR / LOCAL DE MEDIÇÃO		
		RTD	TERMOPAR	TERMÔMETRO
SUPERIOR	Sapatas	4,8,12,16	6,14	13
	Lubrificante	6,4	--	12
COMBINADO	Sapatas	3,7,11,15	4,8,12,16	13
	Lubrificante	8,16	--	12
TURBINA	Sapatas	3,11	--	12
	Lubrificante	1,7	--	10/11

Notas

1. São monitoradas também as temperaturas da água na entrada e na saída dos trocadores de calor de todos os mancais.
2. As temperaturas do lubrificante são medidas próximo as sapatas numeradas.

Tabela 2.7 Transdutores de temperatura instalados permanentemente nos mancais das unidades geradoras.

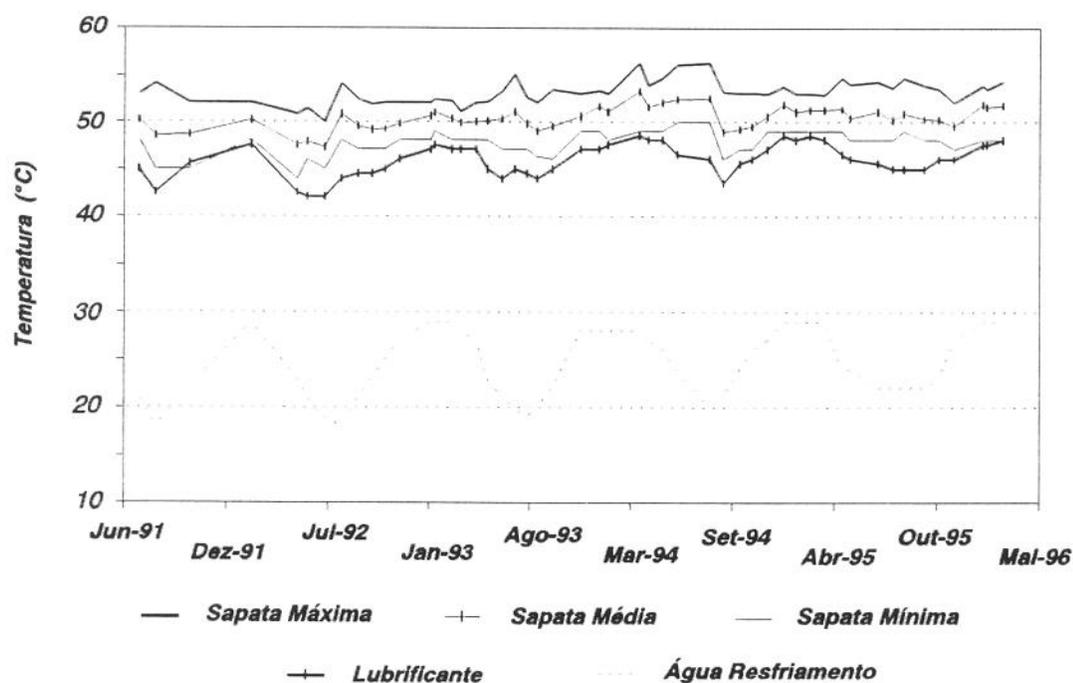


Figura 2.15 Monitoramento das temperaturas do mancal guia superior da unidade 1 da UHE Itaipu

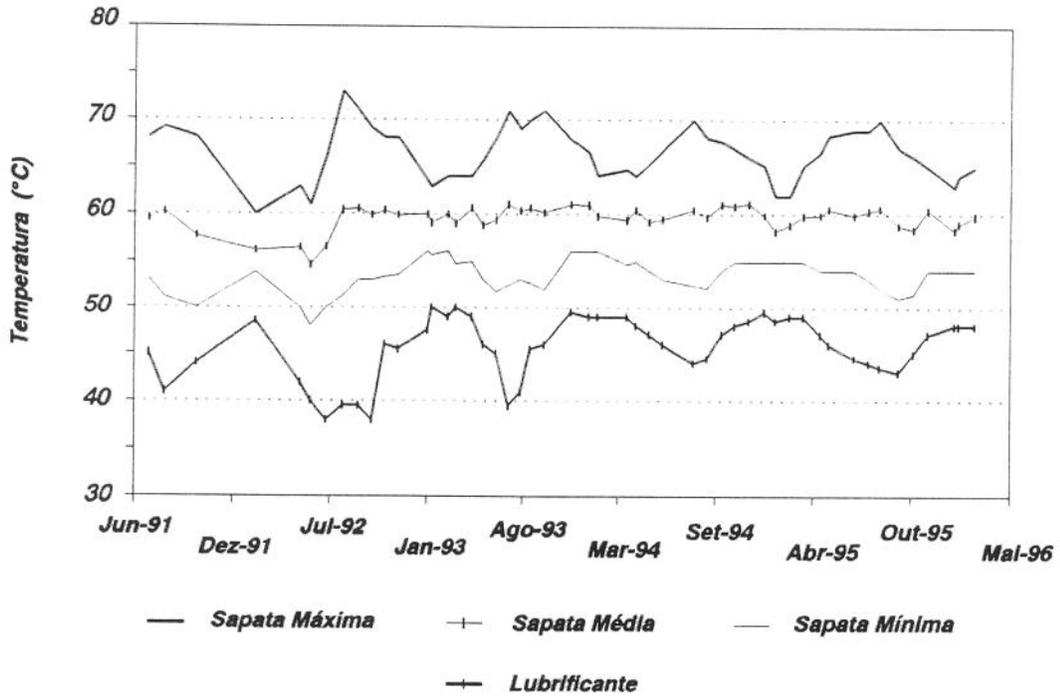


Figura 2.16 Monitoramento das temperaturas do mancal guia combinado da unidade 1 da UHE Itaipu

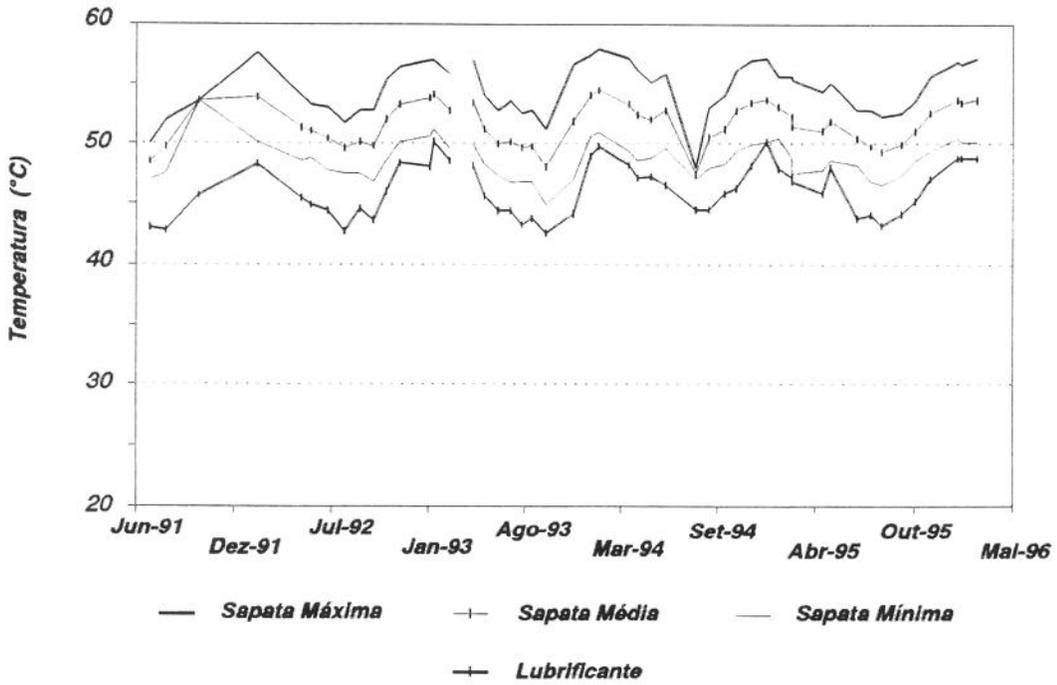


Figura 2.17 Monitoramento das temperaturas do mancal guia da turbina da unidade 1 da UHE Itaipu

- b) Como consequência deste comportamento, a temperatura do lubrificante também sofre variações sazonais com amplitudes significativas nos três mancais, em especial no combinado.
- c) Existem diferenças significativas entre as temperaturas das sapatas mais aquecida e menos aquecida dos mancais, sendo que no mancal combinado esta diferença chega próximo de 20°C . Uma análise mais detalhada na Figura 2.16 irá revelar que esta diferença é máxima no inverno.
- d) Poderá ser observado ainda que tanto o máximo da temperatura da sapata mais aquecida como o mínimo da temperatura da sapata menos aquecida do mancal guia combinado, também ocorrem durante os invernos. Da mesma forma, poderá ser verificado que a temperatura limite contratual para as sapatas do mancal guia combinado (70°C - Tabela 2.1) é superada nesta época do ano.
- e) A explicação para este curioso comportamento é a variação sazonal das folgas, as quais atingem seu mínimo valor no inverno, já que nesta estação a temperatura do aro de apoio das sapatas também é mínima. Assim, como a sapata menos aquecida tem folga muito maior do que a nominal, o efeito descrito anteriormente praticamente não é sentido e a temperatura da sapata acompanha a temperatura do lubrificante no qual está imersa. Por outro lado, na sapata mais aquecida a folga é muito menor do que a nominal, o que evidencia o efeito da redução deste parâmetro durante o inverno, aumentando expressivamente a potência dissipada e a temperatura da sapata.
- f) O efeito anterior é mais evidente nos mancais combinados, provavelmente devido a ele ter um maior número de sapatas monitoradas ou mesmo devido ao comportamento intrínseco da sua folga, que tem alto grau de dependência de outros parâmetros como a potência do gerador ou da queda da usina (a temperatura do bloco de escora, e consequentemente a folga do mancal, é muito influenciada por estes parâmetros).
- g) É importante observar também que os comportamentos aqui descritos são menos acentuados em algumas unidades geradoras. Uma provável explicação para estas diferenças são as influências que podem ter no comportamento dinâmico do mancal os desvios de certos procedimentos de montagem, tais como o ajuste das folgas, os pré-tensionamentos dos braços das cruzetas, o alívio de tensões residuais de processos de soldagem, etc.

9. Monitoramento da Oscilação do Eixo

9.1 Introdução

Os benefícios do monitoramento da oscilação do eixo de hidrogeradores de grande porte são inquestionáveis e já há algum tempo ele é aplicado na maioria das máquinas consideradas estratégicas. No caso dos hidrogeradores da UHE Itaipu, a instalação de um sistema de monitoramento de vibrações foi prevista desde a fase de projeto, no final da década de 70. O sistema instalado nesta máquinas monitora sete diferentes sinais: quatro oscilações do eixo, uma vibração absoluta de mancal e a espessura do entreferro do gerador em dois pontos. Estes sinais são monitorados continuamente, sendo processados e comparados com dois níveis distintos de referência. Havendo violação destes níveis, o sistema emite alarmas, podendo também ser ajustado para retirar a unidade de operação. Compatível com a tecnologia da época do projeto, tal sistema é hoje obsoleto e está em processo de substituição por um sistema de monitoramento atual.

Com os objetivos de conhecer-se melhor o comportamento dinâmico das unidades geradoras em operação, bem como de detectar-se defeitos em estágio incipiente através do uso de ferramentas como a FFT e a análise da órbita, os sinais monitorados são gravados em fita magnética para posterior processamento em laboratório. Por diferentes motivos, algumas vezes por indisponibilidade do instrumental necessário e outras vezes pelo fato do sistema de monitoramento ser dotado da função de alarma, esta coleta de dados não tem sido tão sistemática como a coleta das temperaturas. De qualquer forma, nesta seção irão ser analisados algumas das oscilações do eixo da unidade 1 da UHE Itaipu, para análise do seu comportamento dinâmico.

9.2 Alguns resultados do monitoramento

O sistema ora instalado nas unidades geradoras monitora as seguintes grandezas:

- . Oscilação radial do eixo próximo ao mancal guia superior, na direção X.
- . Oscilação radial do eixo próximo ao mancal guia da turbina, na direção X.

- . Oscilação radial do eixo próximo ao mancal guia da turbina, na direção Y .
- . Oscilação axial do eixo próximo ao mancal combinado, na direção Z .
- . Vibração absoluta do mancal guia superior, na direção X .
- . Entreferro do gerador, na direção X .
- . Entreferro do gerador, na direção Y .

Na descrição acima as direções X e Y servem simplesmente para indicar que os transdutores da turbina estão dispostos a 90° entre si. É importante observar que existe defasamentos de até 10° entre os transdutores instalados nos diversos planos perpendiculares à direção axial. Em outras palavras, os transdutores instalados no mancal guia superior, no mancal combinado e na direção X do mancal guia da turbina não estão perfeitamente alinhados.

Os resultados de maior interesse são apresentados na Figura 2.18, onde são mostradas as oscilações do eixo medidas próximo ao mancal guia superior, com as respectivas quedas e potências do gerador. Foi acrescentado ao gráfico um sinal denominado como "Osc. (oscilação) Prevista" na legenda. Este sinal nada mais é do que um sinal de valor médio de $65\mu\text{mpp}$, com uma variação periódica anual de amplitude $30\mu\text{mpp}$ em torno deste valor médio.

9.3 Comentários sobre os resultados obtidos

Através da Figura 2.18 pode-se verificar que:

- a) Apesar de existirem alguns intervalos nos quais a medição não foi efetuada, é evidente a existência de uma variação sazonal na oscilação do eixo. A amplitude da oscilação é máxima no verão e mínima no inverno.
- b) A origem deste fenômeno é a mesma da variação observada nas temperaturas das sapatas (seção 8 deste capítulo) ou nas folgas dos mancais (seção 6.6), ou seja, a variação sazonal da temperatura da água do rio.
- c) A explicação para este comportamento é relativamente simples. Em primeiro lugar deve-se lembrar que a força geradora da oscilação do eixo, o desbalanceamento residual do

rotor do gerador, é praticamente constante. Portanto, levando-se em conta as mesmas premissas utilizadas na seção 3 deste capítulo, verifica-se que a amplitude da oscilação do eixo depende fundamentalmente da rigidez do filme lubrificante. Como este parâmetro é inversamente proporcional ao cubo da folga (equações 1.66), que varia sazonalmente e tem seu mínimo no inverno, a oscilação do eixo comporta-se como mostrado na Figura 2.18.

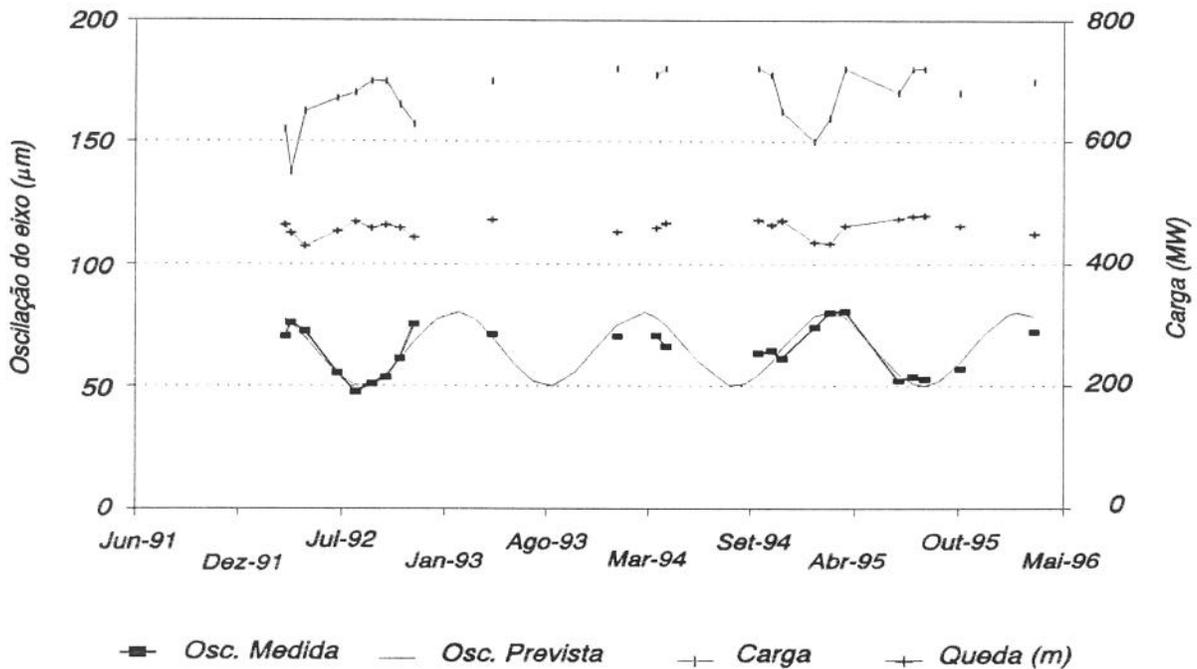


Figura 2.18 Monitoramento da oscilação do eixo próximo ao mancal guia superior da unidade 1 da UHE Itaipu

10. Deformação do Mancal Guia Superior

10.1 Introdução

A observação da distribuição irregular das folgas estáticas descrita na seção 6.4 e as variações das temperaturas das sapatas mostrado na seção 8, levaram à idealização de um ensaio com o objetivo de determinar-se as causas destes curiosos comportamentos. Na ocasião

em que se decidiu realizar estes ensaios, a unidade 6 estava em manutenção corretiva devido a uma falha de grandes proporções na isolação do enrolamento estatórico. Por este motivo, esta unidade teve os mancais, o eixo superior e o rotor do gerador completamente desmontados. Assim, o mancal guia superior iria ser submetido novamente a todos os processos de montagem, oferecendo condição ímpar para o estudo do seu comportamento em operação.

Neste ensaio, além das folgas e oscilação do eixo como descrito nas seções 6.5 e 6.6 deste capítulo, foram medidas as temperaturas e as deformações em diversos pontos da estrutura do mancal. Foram medidas também as intensidades dos campos magnéticos em vários locais da cruzeta. As medições foram efetuadas durante as várias etapas da montagem do mancal, compreendendo alinhamento, pré-tensionamentos, bem como com a unidade operando nas diversas condições possíveis (em giro mecânico, em curto-circuito e em cargas diversas). Com o retorno da unidade à operação, estas grandezas foram monitoradas ao longo do tempo.

10.2 Resultados da medição

Os ensaios realizados propiciaram diversas observações importantes acerca do comportamento dinâmico dos mancais dos hidrogeradores da UHE Itaipu. Contudo, os resultados mais importantes foram obtidos através das medições das temperaturas nas diversas partes da estrutura do mancal guia superior, descritas resumidamente a seguir.

A Figura 2.19 apresenta a vista lateral de um dos braços do mancal guia superior. Os números 1 a 17 indicam os pontos onde foram medidas as temperaturas dos braços 1, 3, 5, 9, 11 e 13. A figura citada apresenta ainda um croquis da vista superior do mancal, localizando os dezesseis braços tangenciais e os três terminais de saída das fases do gerador à montante (M) e os três terminais para fechamento do neutro à jusante (J). Estes terminais são percorridos por correntes elétricas de elevada intensidade, as quais geram elevados campos eletromagnéticos que provocam o sobreaquecimento dos braços mais próximos, devido às correntes parasitas que induzem nestas partes da estrutura do mancal.

A Figura 2.20 apresenta os resultados da medição de temperatura com a unidade operando em curto-circuito com a corrente nominal. Nesta condição uma corrente elevada (26,4 kA) percorre os terminais de fase e de neutro. Os números no eixo das abscissas são os pontos onde foram medidas as temperaturas, conforme indicado na Figura 2.19. No eixo das ordenadas estão as temperaturas medidas. A curva correspondente ao braço em que foi medida a temperatura pode ser identificada através da legenda.

10.3 Comentários sobre os resultados obtidos

Através da Figura 2.20 pode-se verificar que:

- a) As temperaturas em algumas regiões dos braços mais próximos dos terminais do gerador (braços números 1 e 9) são até 20°C mais elevadas do que as temperaturas medidas nos mesmos locais dos braços mais distantes. Este sobreaquecimento é causado pelas correntes parasitas (correntes de Foucault), induzidas pelas elevadas correntes que circulam pelos terminais (saídas de fase e de neutro) do gerador.
- b) Os sobreaquecimentos acima descritos causam a deformação da cuba do mancal, que toma uma forma oval. Este efeito, superposto com a variação sazonal da temperatura da água de resfriamento, acaba por provocar o fenômeno mostrado na Figura 2.21. Esta figura mostra o resultado de simulações feitas nos laboratórios do GRANTE - Grupo de Análise de Tensões da UFSC, com a utilização do MEF - Método dos Elementos Finitos (ANSYS 4.4), com as diferentes deformações da estrutura do mancal, no inverno e no verão. As temperaturas medidas na estrutura do mancal nestas duas estações foram utilizadas como dados de entrada do programa.
- c) As consequências deste fenômeno no comportamento dinâmico do hidrogerador são mostrados nas Figuras 2.18 e 2.22. Nesta última figura são mostradas as órbitas do eixo medidas no mancal guia superior, durante o inverno e o verão.

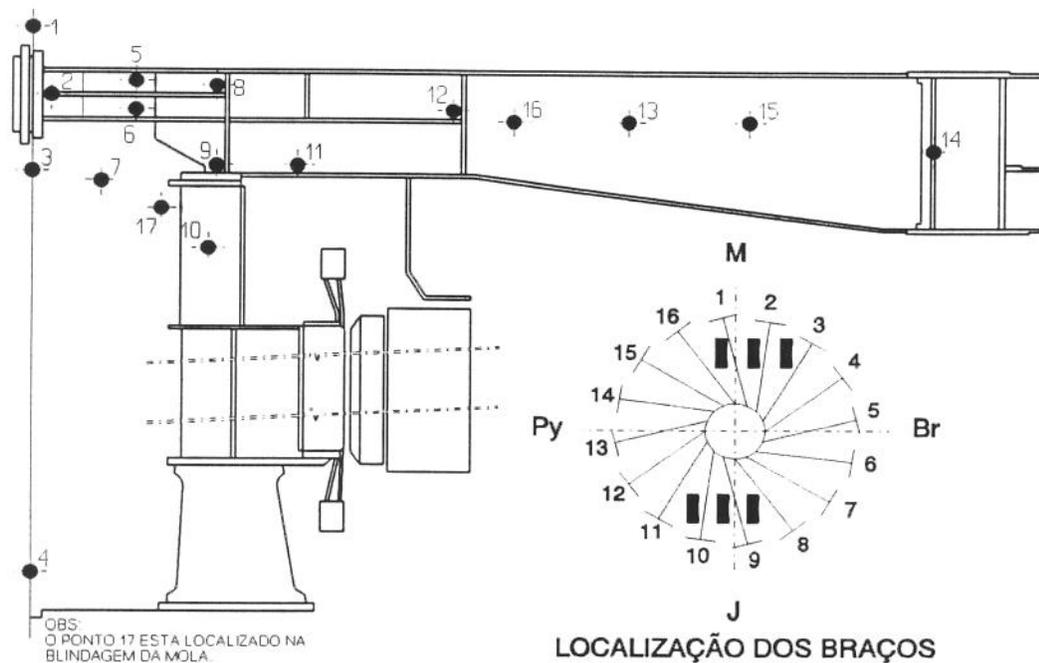


Figura 2.19 Vista lateral dos braços da cruzeta com a localização dos transdutores de temperatura e vista superior da estrutura do mancal guia superior com a localização dos braços

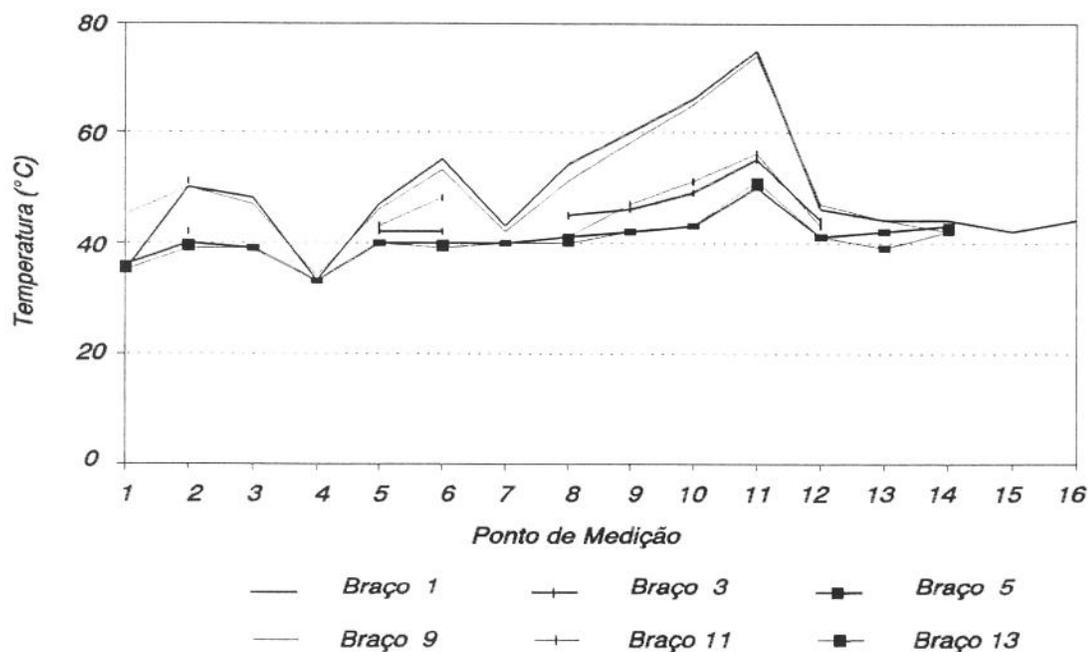


Figura 2.20 Distribuição das temperaturas ao longo dos braços da cruzeta do mancal guia superior com a unidade operando em curto-circuito com corrente nominal (26,4 kA)

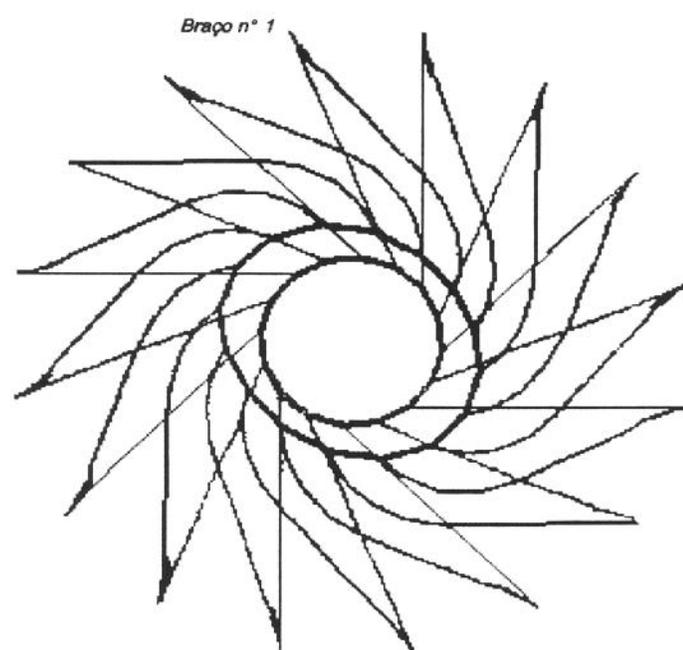
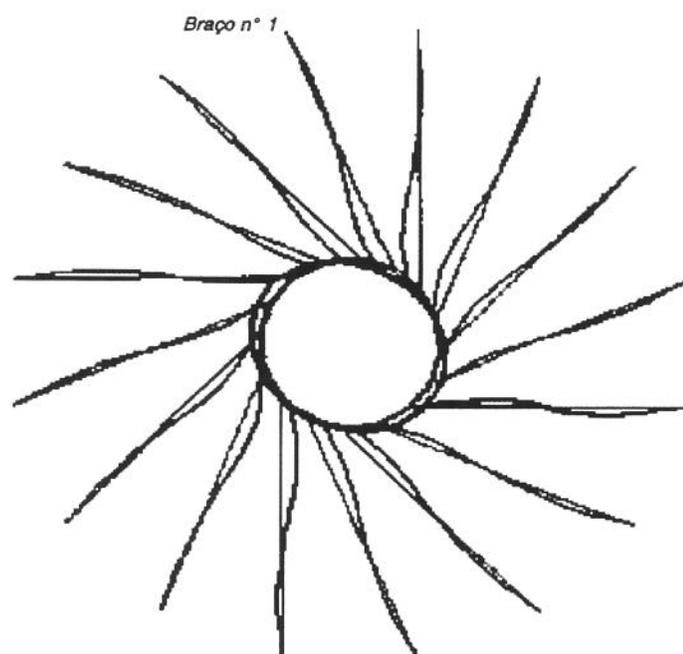


Figura 2.21 Simulação com o MEF, mostrando deformação da estrutura do mancal devido ao sobreaquecimento dos braços próximos dos terminais e a variação da temperatura da água de resfriamento. Dados de entrada: temperaturas medidas. Em cima: inverno e embaixo: verão.

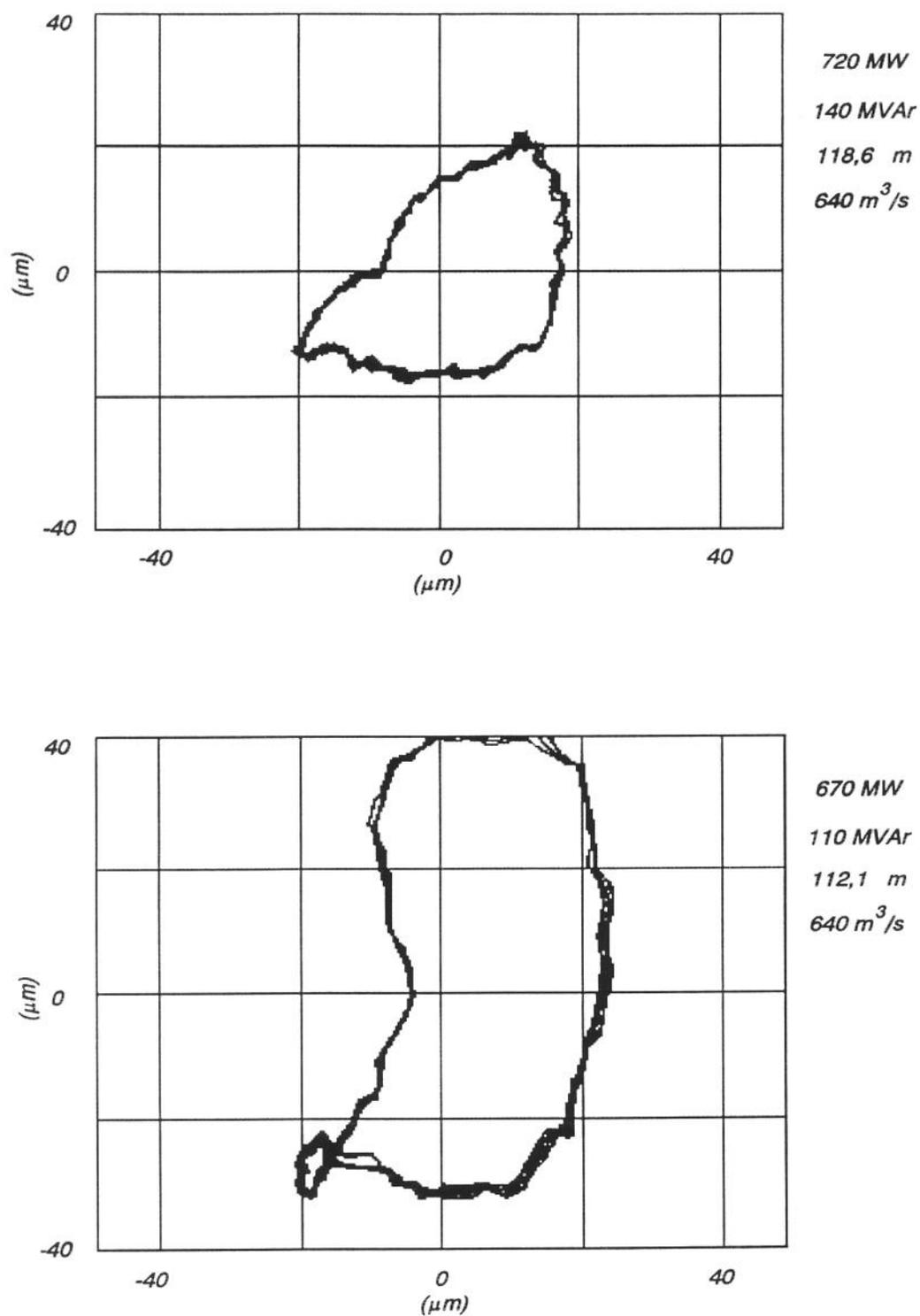


Figura 2.22 Órbita do eixo no mancal guia superior da unidade 6, com transdutores de proximidade nas sapatas 4 e 8. Em cima: inverno e embaixo: verão.

11. Excitação de Frequências Naturais

11.1 Introdução

Devido a suas características intrínsecas de máquinas lentas e massivas, os hidrogeradores tem um comportamento dinâmico relativamente simples. Equipados com turbina tipo Francis, geralmente a oscilação do eixo destas máquinas é devida ao desbalanço residual do rotor do gerador. Na região compreendida entre 30 e 60% da potência nominal, ocorrem oscilações de elevada amplitude em frequência igual a um quarto da velocidade de rotação, devido a vórtices no tubo de sucção. Tais oscilações do eixo são tão elevadas que impedem a operação contínua do hidrogerador nesta faixa de potência, conhecida como "faixa proibida". É importante lembrar que os hidrogeradores, ao contrário dos turbogeradores de alta rotação, operam abaixo da primeira velocidade crítica.

Embora não seja comum, pode ocorrer que as frequências naturais do rotor sejam excitadas por pulsações de pressão na turbina, pelo mal desempenho de selos ou mesmo por atrito seco nos mancais. Nesta seção será examinada uma provável ocorrência deste fenômeno nos hidrogeradores da UHE Itaipu, com vistas a análise do comportamento dinâmico dos mancais de guia.

11.2 Resultados dos ensaios efetuados

Durante a realização de ensaios com o objetivo de determinar a causa da atuação de alarmas no sistema de monitoramento de vibração, verificou-se que quando algumas unidades geradoras estavam em uma faixa estreita entre 70 e 80% da potência nominal, e portanto acima da faixa dos vórtices de baixa carga no tubo de sucção, apareciam oscilações do eixo de elevada amplitude. Próximo do mancal guia da turbina, onde eram mais intensas, foram observadas oscilações maiores que $600 \mu\text{mpp}$. Estas oscilações ocorrem sempre em duas frequências diferentes, compreendidas na faixa entre três e quatro vezes a frequência de rotação.

As Figuras 2.23 e 2.24 exemplificam o fenômeno, mostrando as oscilações do eixo

próximo ao mancal da turbina durante uma tomada de carga com rampa de aproximadamente 40MW por minuto. Um exame mais detalhado irá revelar que as frequências em que ocorrem as vibrações podem mudar significativamente. A Tabela 2.8 mostra esta variação, comparando as frequências e amplitudes das principais componentes das oscilações do eixo, durante a tomada de carga descrita acima.

Investigações preliminares mostraram a existência de flutuações de pressão no tubo de sucção e na caixa espiral, com as mesmas frequências das oscilações do eixo. Entretanto, tais flutuações possuem amplitude relativamente reduzidas ($\leq 0,1$ bar) e tanto podiam ser origem como consequência das elevadas oscilações do eixo.

11.3 Comentários sobre os resultados obtidos

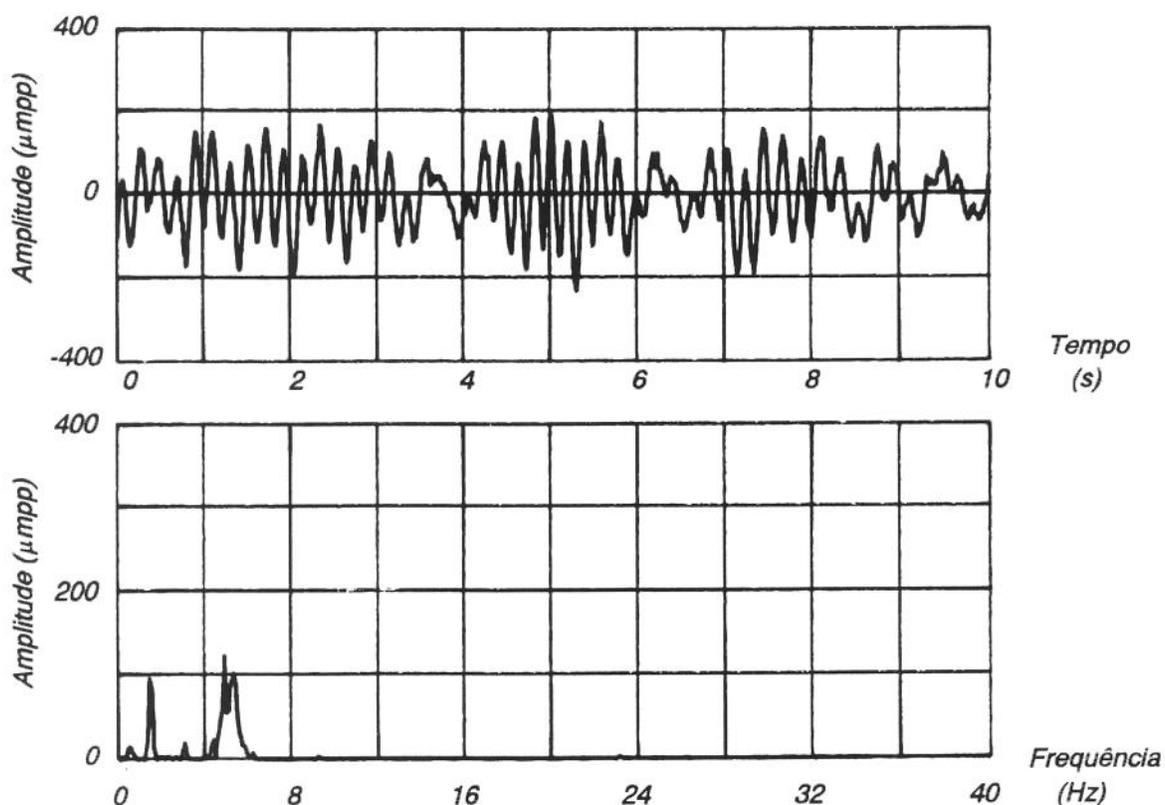
Através das Figuras 2.23 e 2.24, bem como da Tabela 2.8, pode-se constatar que:

- a) Apesar do fenômeno descrito ainda estar sob investigação, as oscilações observadas são muito provavelmente devidas a excitação de frequências naturais do hidrogerador, através de processo não identificado.
- b) É interessante observar que cento e vinte segundos após aparecerem com uma amplitude relativamente pequena na potência de 440MW ($30-35\mu\text{mpp}$), as oscilações ressurgem com amplitudes bem mais elevadas ($130-105\mu\text{mpp}$) na carga de 530MW, porém com uma redução de 0,4Hz nas frequências das duas principais componentes da oscilação. Apenas dez segundos depois, com mais 10MW de potência no gerador, as amplitudes atingem seus valores máximos ($205-155\mu\text{mpp}$), com um aumento de aproximadamente 0,6Hz nas frequências das duas componentes da oscilação.
- c) As variações das prováveis frequências naturais chegam a ser maiores do que dez por cento. Como a massa do rotor se mantém constante durante as diversas medições efetuadas, para que tais variações ocorram deve-se ter significativas mudanças nas rigidezes dos mancais.
- d) Estas variações podem ser explicadas, por exemplo, pela falta de pré-tensão radial na estrutura do mancal da turbina, efeito que pode causar a expressiva histerese da curva mostrada na Figura 2.2.

- e) A variação da carga estática, a deformação do mancal ou outros fenômenos podem causar variações expressivas na rigidez do filme lubrificante, contribuindo para a variação da rigidez total.

TEMPO RELATIVO (s)	POTÊNCIA GERADOR (MW)	OSCILAÇÕES DO EIXO					
		Componente 1		Componente 2		Componente 3	
		(Hz)	(μ mpp)	(Hz)	(μ mpp)	(Hz)	(μ mpp)
0	440	1,5	110	5,3	30	5,6	35
120	530	1,5	100	4,9	130	5,3	105
130	540	1,5	90	5,5	205	5,8	155
150	550	1,5	100	3,0	15	4,5	25

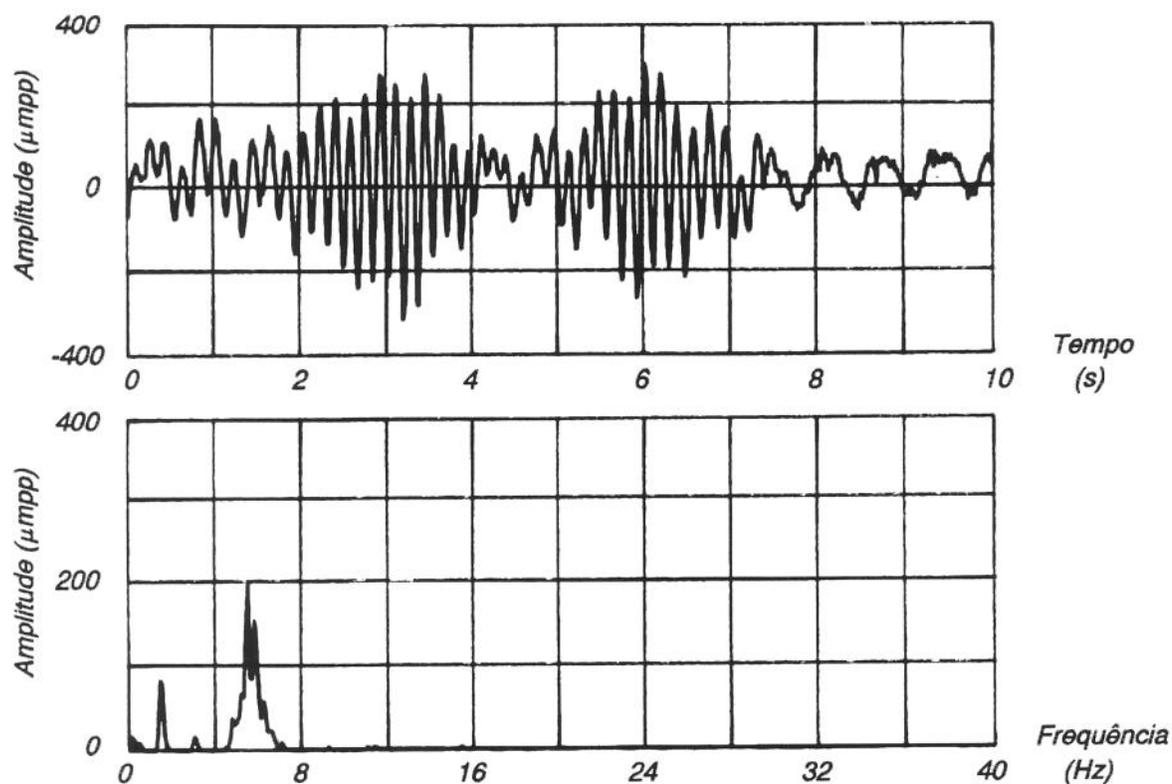
Tabela 2.8 Freqüências e amplitudes das principais componentes da oscilação do eixo próximo ao mancal guia da turbina



FREQÜÊNCIA (Hz)	AMPLITUDE (μ mpp)
1,5	100
4,9	130
5,3	105

ESCALAS	
Oscilograma:	Y: 200 μ m/div , X : 1 s/div
Espectrograma:	Y: 100 μ m/div , X : 4 Hz/div

Figura 2.23 Oscilograma (em cima) e espectrograma (embaixo) da oscilação do eixo próximo ao mancal guia da turbina, com a unidade 13 operando com 530 MW



FREQÜÊNCIA (Hz)	AMPLITUDE (μ mpp)
1,5	90
5,5	205
5,8	155

ESCALAS	
Oscilograma:	Y: 200 μ m/div , X : 1 s/div
Espectrograma:	Y: 100 μ m/div , X : 4 Hz/div

Figura 2.24 Oscilograma (em cima) e espectrograma (embaixo) da oscilação do eixo próximo ao mancal guia da turbina, com a unidade 13 operando com 540 MW. Este registro foi feito cerca de 10 segundos após o registro mostrado na Figura 2.23

Capítulo 3

Determinação de Coeficientes Dinâmicos do Filme de Lubrificante - Simulações Diversas

Neste capítulo será verificada a validade do estudo teórico efetuado no Capítulo 1 para a determinação dos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante. Tal verificação será feita através da comparação dos resultados obtidos por meio daquele estudo analítico e simplificado, com resultados de um programa que utiliza método numérico de uso consagrado. Para efeito desta comparação, ambos métodos serão aplicados no mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu.

Uma vez validado estudo, serão avaliadas as influências de certos fenômenos que ocorrem em mancais de guia de grandes hidrogeradores, como por exemplo aqueles descritos no Capítulo 2, nos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante. Em seguida serão apresentados os resultados de algumas simulações com a pressão sobre a superfície da sapata, utilizando o estudo teórico do Capítulo 1.

1. Validação do Estudo Analítico do Mancal de Guia

1.1 O Programa Dynko

O programa Dynko foi elaborado pelos professores Dr. Rodmar Cardinali e Dr.-Ing. Werner Diewald, quando ambos eram membros do "Arbeitsgruppe Maschinendynamik" da

Universidade de Kaiserslautern - Alemanha, para determinação dos coeficientes de rigidez e amortecimento do filme de lubrificante de mancais hidrodinâmicos circulares, multifacetados ou de sapatas pivotadas.

Ele oferece duas opções de estudo, a unidimensional e a bidimensional. Na primeira opção é utilizado um processo semelhante ao descrito na seção 5 do Capítulo 1 para representar o efeito das perdas axiais, porém com a utilização da MDF - Método das Diferenças Finitas para solução da Equação de Reynolds em sua forma unidimensional e com m determinado pelo critério de Varga. Na segunda opção, o MDF é utilizado para a solução da Equação de Reynolds completa. As condições de contorno para a pressão do filme lubrificante podem ser escolhidas entre a Condição de Contorno de Gumbel e a Condição de Contorno de Reynolds. Neste trabalho serão utilizados os resultados obtidos através do estudo unidimensional, com o emprego da última condição de contorno.

O programa Dynko apresenta os coeficientes dinâmicos em sua forma adimensional, em função do Número de Sommerfeld definido de forma diferente da adotada neste texto, como:

$$So^* = \frac{W}{\mu \omega L d} \left(\frac{R-r}{r} \right)^2 \quad (3.1)$$

Tendo-se em conta que $\omega = 2\pi N$, determina-se a seguinte relação entre os Números de Sommerfeld definidos neste texto (So) e a no Programa Dynko (So^*) :

$$So^* = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{R-r}{c_0} \right)^2 \frac{1}{So} \quad (3.2)$$

É importante observar que para mancais não concêntricos tem-se $(R-r) \gg c_0$. Assim, deve-se tomar cuidado para que estas diferentes definições não levem a falsas conclusões na comparação dos resultados obtidos com ambos processos.

1.2 Comparação de resultados

As Figuras 3.1 a 3.3 comparam os coeficientes dinâmicos obtidos para o mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu, através da utilização de ambos os métodos, o proposto neste trabalho e o programa Dynko. Os coeficientes dinâmicos são apresentados

em sua forma adimensional, como descrito na seção 4.7 do Capítulo 1, em função do Número de Sommerfeld calculado conforme equação 1.16.

Deve-se considerar os resultados na faixa em que Número de Sommerfeld varia entre 1 e 14. Para valores inferiores a esta faixa, as cargas estáticas são da ordem de 2000 kN, valores pouco prováveis em condições normais de operação das unidades geradoras e inadequadas ao modelamento adotado neste estudo. Por outro lado, Números de Sommerfeld superiores a faixa considerada implicariam em excentricidades muito reduzidas ($< 10\mu\text{m}$), não factíveis com as cargas encontradas na prática.

A Figura 3.1 mostra os resultados obtidos com $m=3,167$, determinado pelo critério de Varga. Na Figura 3.2 foi utilizado $m=2,192$, obtido pelo critério da minimização do máximo resíduo. Na Figura 3.3, onde pode-se verificar a melhor aproximação entre ambos os métodos, foi empregado $m=1,542$, calculado através da minimização do resíduo total. Também pode ser verificado que a aproximação para o amortecimento é maior do que a obtida para a rigidez.

1.3 Ajuste das curvas

A Figura 3.4 apresenta o resultado de simulações com os resultados descritos anteriormente. Nesta figura os Números de Sommerfeld obtidos com o método proposto neste trabalho foram multiplicados por um fator fm definido por:

$$fm = 2,5 \frac{m}{m+1} \quad (3.3)$$

No gráfico superior pode-se verificar a perfeita coincidência entre os resultados obtidos por ambos os métodos para os coeficientes de rigidez. É importante ressaltar que tal coincidência é mantida independentemente do valor de m . Para os coeficientes de amortecimento, apesar de não ter sido conseguida a coincidência mostrada para a rigidez, as curvas permanecem inalteradas com a variação do coeficiente m .

1.4 Validação do estudo

Existem ainda alguns aspectos a serem melhor examinados no futuro, como por exemplo a simulação descrita na seção anterior, que podem melhorar consideravelmente a exatidão dos resultados ora obtidos. Além do mais, como será visto nas seções seguintes, certos fenômenos que geralmente não são considerados por outros estudos, causam discrepâncias muito maiores do que as observadas nas Figuras 3.1 a 3.3. Assim, pode-se considerar que os resultados obtidos são satisfatórios.

2. Fenômenos que Influem nos Coeficientes Dinâmicos

2.1 Influência da deformação dos mancais

As Figuras 2.10 e 2.11 mostram as espessuras mínimas do filme lubrificante h_o nas sapatas do mancal guia superior da unidade 14, respectivamente antes e após a deformação da sua estrutura. As folgas das sapatas podem ser determinadas a partir da espessura mínima através da equação 1.7. Pode ser obtida uma melhor precisão descontando-se o efeito da leve não concentricidade deste mancal (vide Tabela 1.3). Com as folgas assim determinadas, os coeficientes dinâmicos do mancal foram calculados para avaliar o efeito da deformação da estrutura, como mostrado na Figura 2.11. Os resultados são mostrados na Figura 3.5, onde são comparados com os coeficientes obtidos com o mancal indeformado, mostrados na Figura 3.3.

Pode-se verificar uma expressiva redução nos coeficientes de rigidez e de amortecimento em ambas direções. Além disso, verifica-se que os coeficientes da direção X são muito maiores do que os coeficientes da direção Y , para qualquer Número de Sommerfeld. Embora não tenham sido apresentados, os coeficientes cruzados não são mais nulos.

2.2 Influência da variação da viscosidade

Foi observado em diversas seções do Capítulo 2, como por exemplo na seção 4, que as

temperaturas das sapatas assumem diferentes valores entre sí. Tais diferenças podem advir da carga estática que atua sobre o mancal ou mesmo de deformações da sua estrutura. O importante é que considerar o mancal completo como isotérmico e isoviscoso pode implicar em erros significativos. Nesta seção serão apresentados os resultados de algumas simulações simplificadas que foram feitas com o objetivo de se analisar esta hipótese.

Será considerado que o mancal não possui deformações. Nesta condição o mecanismo da variação da viscosidade nas diferentes sapatas do mancal é a carga estática, que desloca o eixo em uma determinada direção, diminuindo a folga em algumas sapatas e agindo de modo contrário em outras. Desta forma ela aumenta ou diminui as potências dissipadas e as temperaturas do filme lubrificante nas sapatas. A variação da viscosidade ocorrerá devido a variação da temperatura do lubrificante.

Como o propósito é verificar-se qualitativamente este efeito, a determinação da temperatura do filme lubrificante de cada sapata será feita de forma aproximada. Com o eixo centrado, as temperaturas do filme lubrificante das sapatas do mancal são iguais a ν_{10} . Com a máxima excentricidade considerada, o filme da sapata de menor folga tem temperatura igual a $\nu_{10} + \Delta\nu/2$. Será considerado que as temperaturas das demais sapatas variam linearmente em função da folga. Assim, a temperatura do filme lubrificante da sapata de maior folga tem temperatura igual a $\nu_{10} - \Delta\nu/2$. Na presente simulação foi utilizado $\Delta\nu = 10^\circ\text{C}$, valor compatível com os dados obtidos do monitoramento da temperatura dos mancais.

De acordo com o exposto anteriormente e considerando que a máxima excentricidade é igual a metade da folga do mancal, pode-se estabelecer a seguinte relação entre a temperatura do filme e a folga da sapata:

$$\nu_l = \nu_{10} + \Delta\nu (1 - \chi) \quad (3.4)$$

Definindo-se μ_0 como sendo a viscosidade do lubrificante na temperatura ν_{10} , a viscosidade em função da folga c pode ser obtida com o uso da relação proposta por Reynolds (equação 2.7), como:

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha_v \Delta\nu (1-\chi)} \quad (3.5)$$

onde $e=2,718$ é o Número de Neper, $\alpha_v=0,041^\circ C^{-1}$ é uma constante válida para o lubrificante Marbrax TR50, $\Delta\nu=10^\circ C$ é a máxima diferença entre as temperaturas das diversas sapatas do mancal e $\chi=c/c_0$ é a folga adimensional. A viscosidade da enésima sapata é μ_n , determinada em função da folga adimensional $\chi_n=c_n/c_0$.

Os resultados obtidos para o mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu são mostrados na Figura 3.6. As linhas simples mostram os coeficientes dinâmicos obtidos considerando-se o mancal isoviscoso. As linhas cruzadas mostram os coeficientes dinâmicos obtidos com a variação da viscosidade de acordo com o critério explicado anteriormente.

Pode-se observar que para Número de Sommerfeld menores do que 4, ou seja, para excentricidades maiores do que $30\mu m$, as diferenças entre os dois pares de curvas começam a aparecer. É interessante observar que os coeficientes são maiores quando se leva em conta a variação da viscosidade, significando que o aumento da viscosidade nas sapatas de maior folga é predominante.

2.3 Outras influências

Existem diversos outros fenômenos que podem influenciar nos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante, com intensidades similares às mostradas nas seções anteriores. Portanto, eles devem ser examinados para o hidrogerador considerado com a maior atenção, pois podem implicar em mudanças significativas no modelo em estudo.

Um exemplo já conhecido é a variação das folgas do mancal e da viscosidade do lubrificante devido a variação sazonal da temperatura da água de resfriamento. Outro exemplo é a variação da folga do mancal combinado devido ao aquecimento do bloco de escora, que depende do peso do rotor do hidrogerador e do empuxo axial. Este empuxo é por sua vez dependente da abertura do distribuidor e da queda d'água, que pode sofrer variações significativas ao longo do ano. Existe ainda a carga estática que atua no eixo, talvez o parâmetro mais difícil de ser determinado.

3. Simulações Diversas com a Pressão do Filme Lubrificante

Para não estender mais o Capítulo 1, diversas figuras foram omitidas ao longo do desenvolvimento de certos tópicos, como ocorreu no caso das distribuições da pressão sobre as superfícies das sapatas do mancal. Com o objetivo de resgatar esta falta, nesta seção serão apresentadas algumas simulações com a pressão do filme lubrificante.

A Figura 3.7 apresenta a distribuição de pressão sobre a superfície das sapatas pares do mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu, quando o eixo sofre um deslocamento de $50\mu\text{m}$ em direção à sapata número 1 do mancal ($\phi=0^\circ$). Como foi utilizado $m=1,542$, a carga estática que originou tal deslocamento tem intensidade $W=308\text{ kN}$. A Figura 3.8 mostra a distribuição da pressão sobre as sapatas ímpares.

A Figura 3.9 apresenta a distribuição de pressão em uma das sapatas do mesmo mancal para diferentes valores de m . A Figura 3.10 apresenta a distribuição do resíduo da solução aproximada $E=E(x,z)$ sobre a superfície da mesma sapata, para os mesmos valores de m empregados na figura anterior.

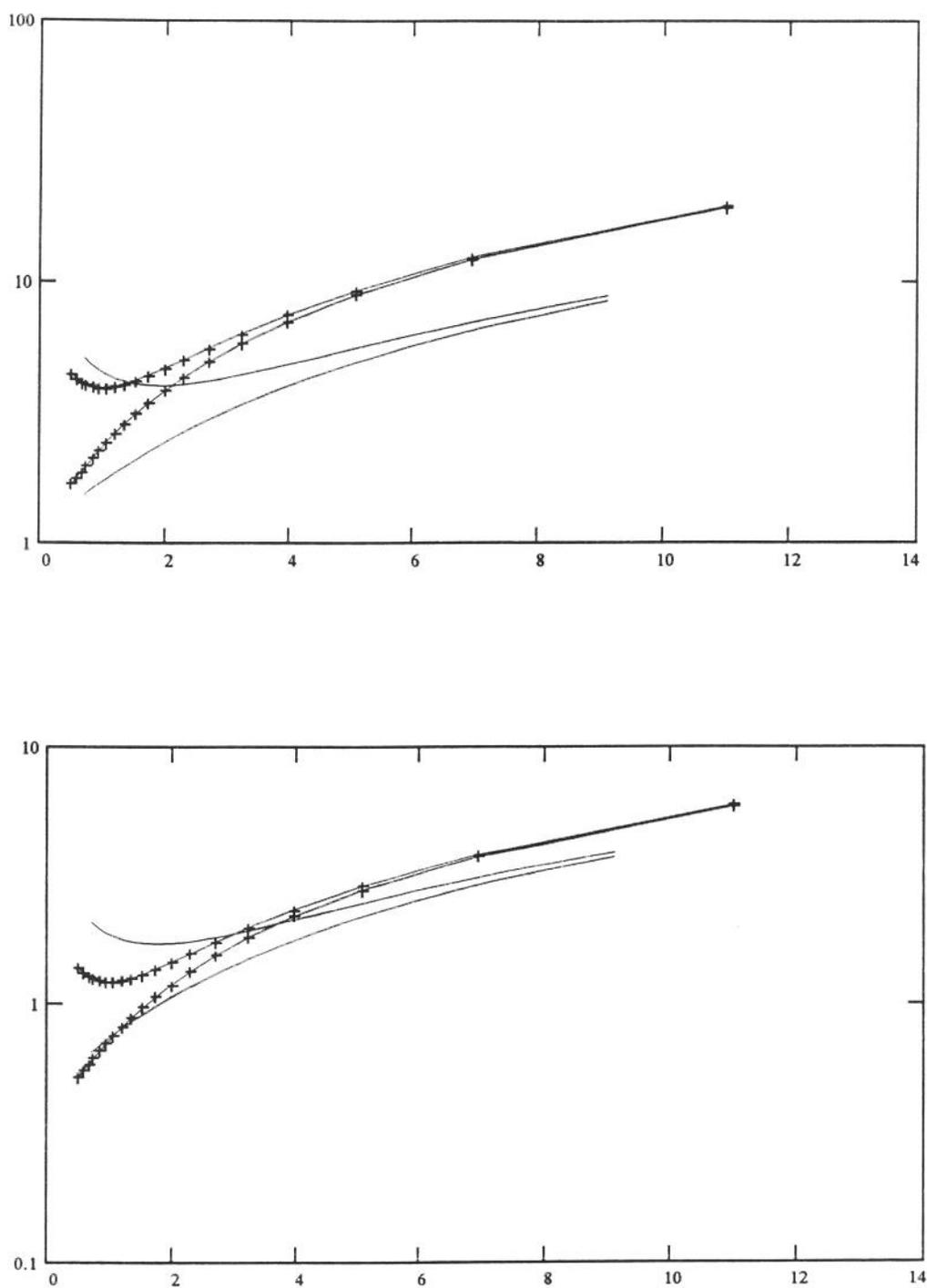


Figura 3.1

Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=3,167$

Nota: Coeficientes de rigidez (acima: K_{XX} e K_{YY}) e de amortecimento (abaixo: C_{XX} e C_{YY}), com $K_{XX} > K_{YY}$, $K_{XY} = K_{YX} = 0$, $C_{XX} > C_{YY}$ e $C_{XY} = C_{YX} = 0$

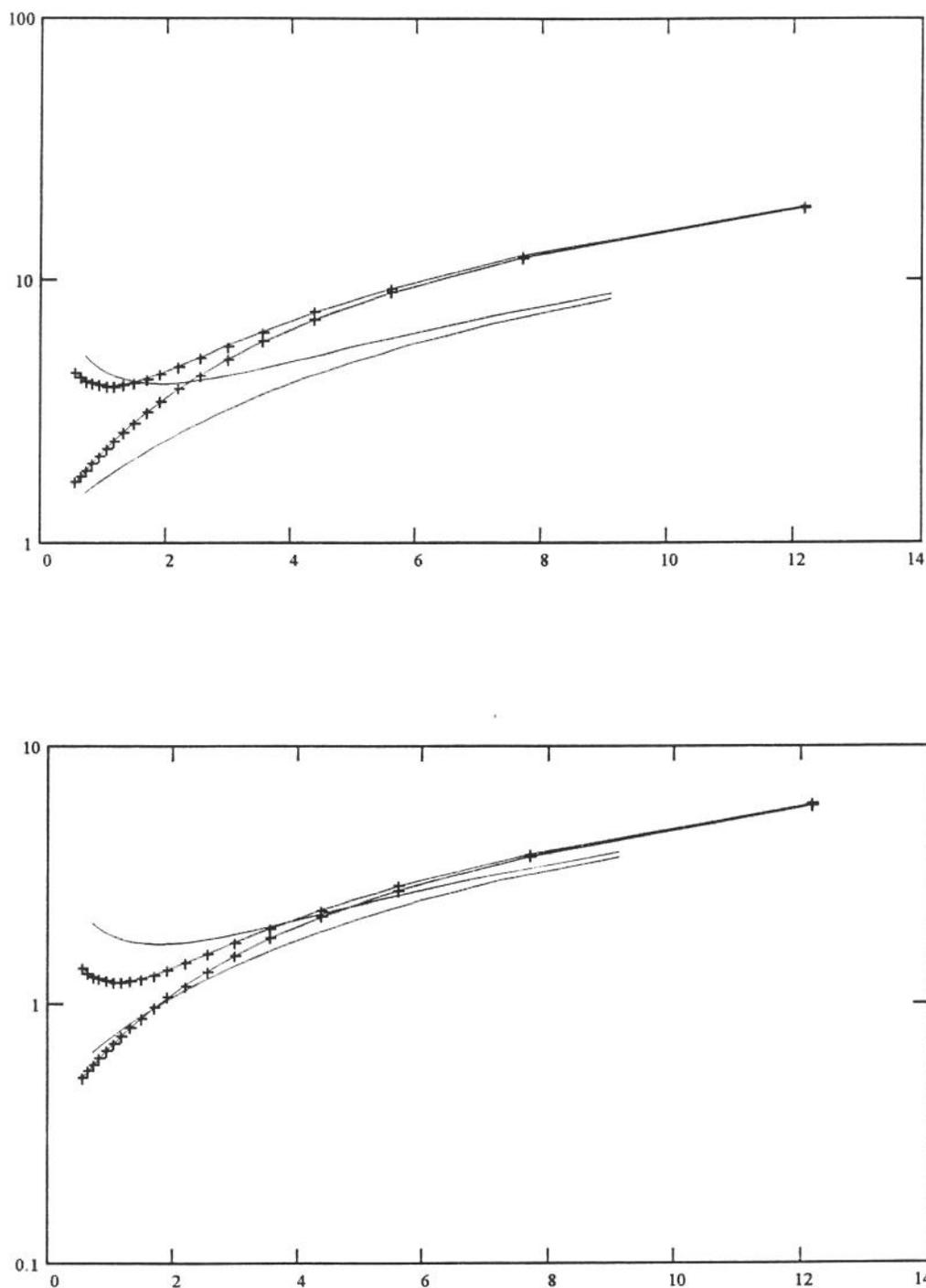


Figura 3.2

Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=2,192$

Nota: Coeficientes de rigidez (acima: K_{XX} e K_{YY}) e de amortecimento (abaixo: C_{XX} e C_{YY}), com $K_{XX} > K_{YY}$, $K_{XY} = K_{YX} = 0$, $C_{XX} > C_{YY}$ e $C_{XY} = C_{YX} = 0$

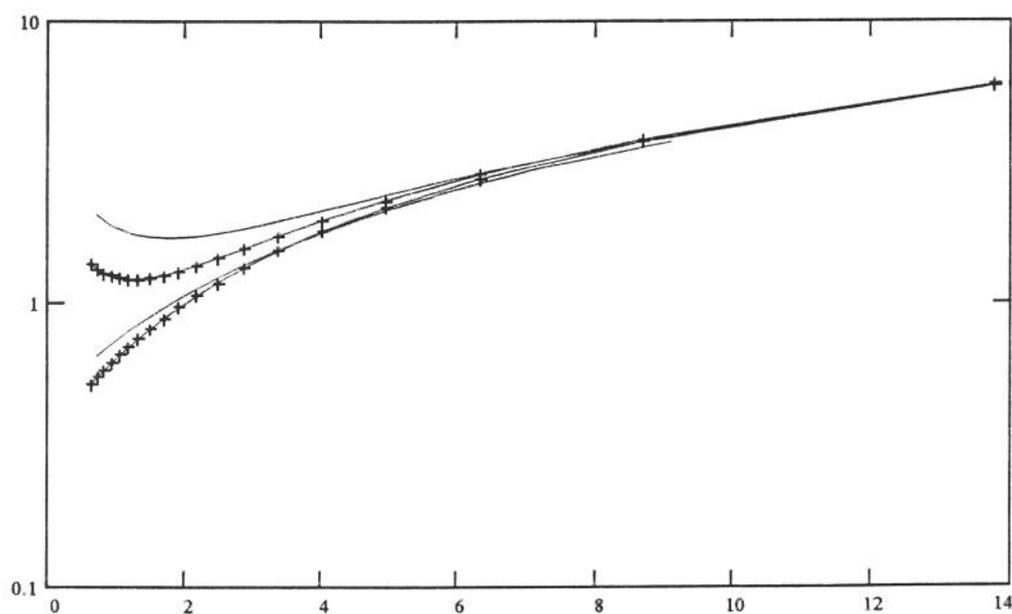
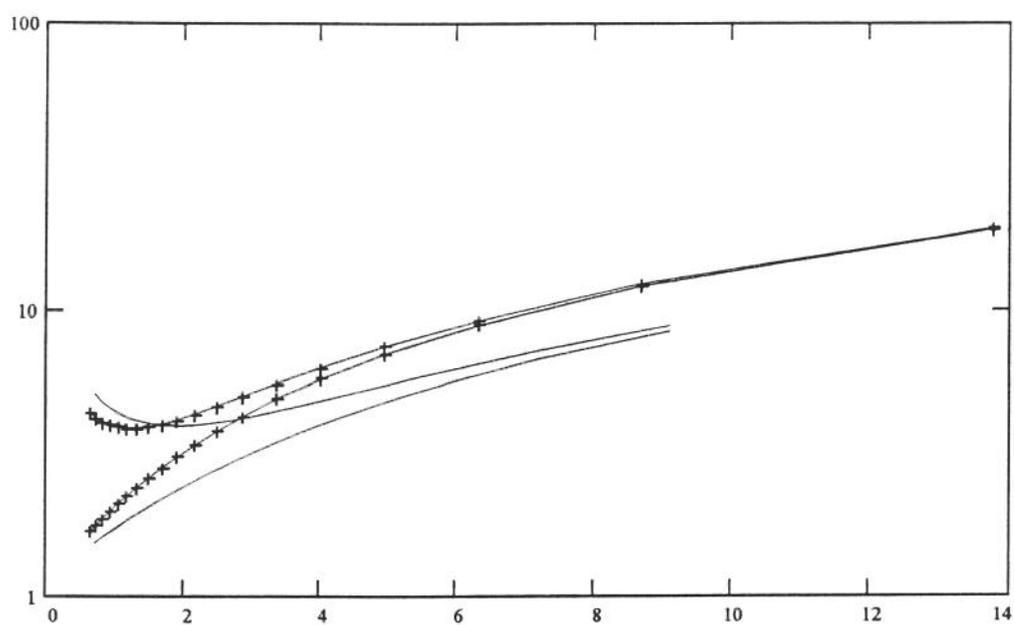


Figura 3.3 Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=1,542$
 Nota: Coeficientes de rigidez (acima: K_{XX} e K_{YY}) e de amortecimento (abaixo: C_{XX} e C_{YY}), com $K_{XX} > K_{YY}$, $K_{XY} = K_{YX} = 0$, $C_{XX} > C_{YY}$ e $C_{XY} = C_{YX} = 0$

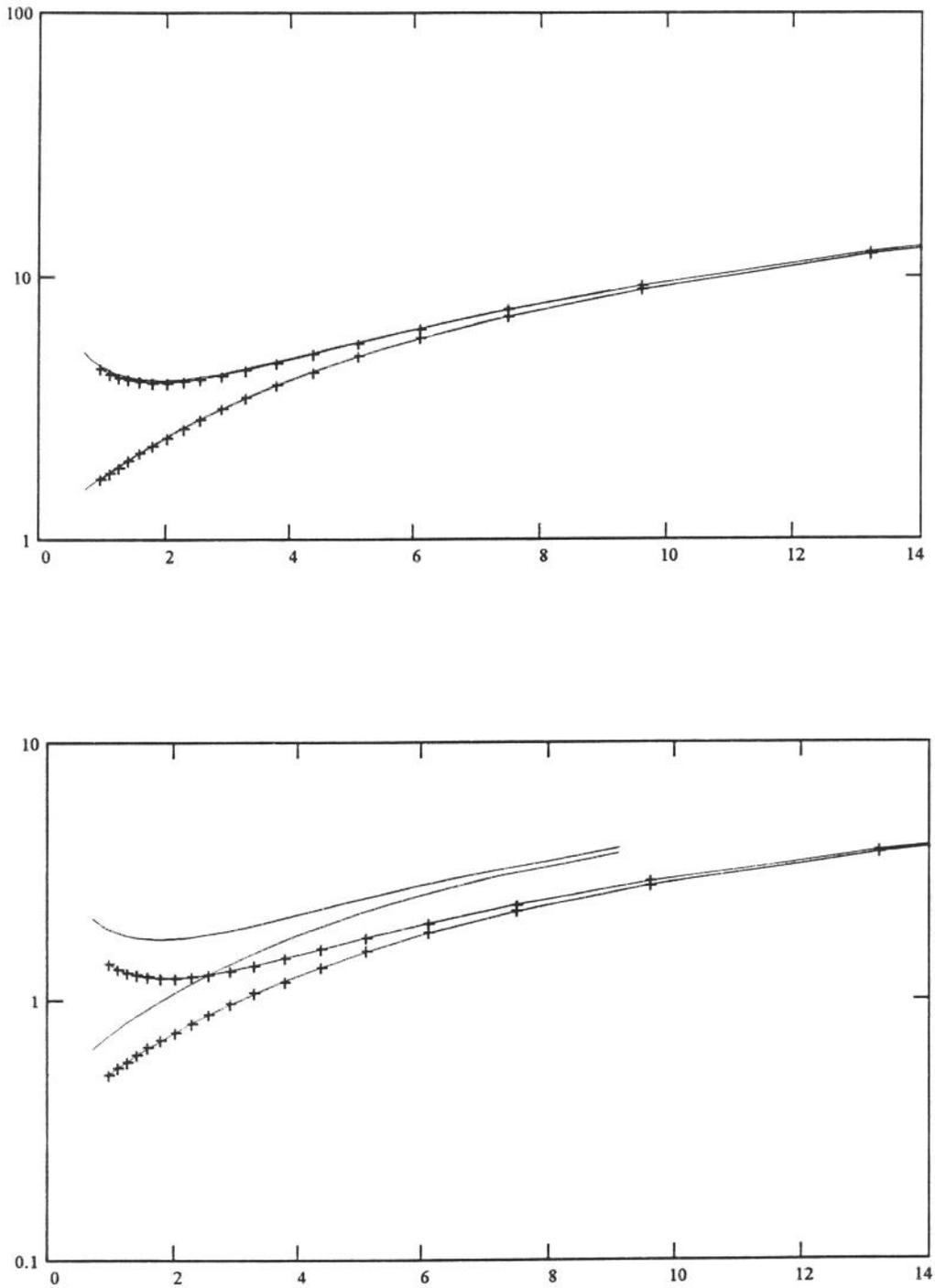


Figura 3.4 Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da UHE Itaipu, através do programa Dynko (linhas simples) e das equações 1.66 e 1.68 (linhas cruzadas), com $m=1,542$ e com o uso do coeficiente de multiplicação para o Número de Sommerfeld
 Nota: Coeficientes de rigidez (acima: K_{XX} e K_{YY}) e de amortecimento (abaixo: C_{XX} e C_{YY}), com $K_{XX} > K_{YY}$, $K_{XY} = K_{YX} = 0$, $C_{XX} > C_{YY}$ e $C_{XY} = C_{YX} = 0$

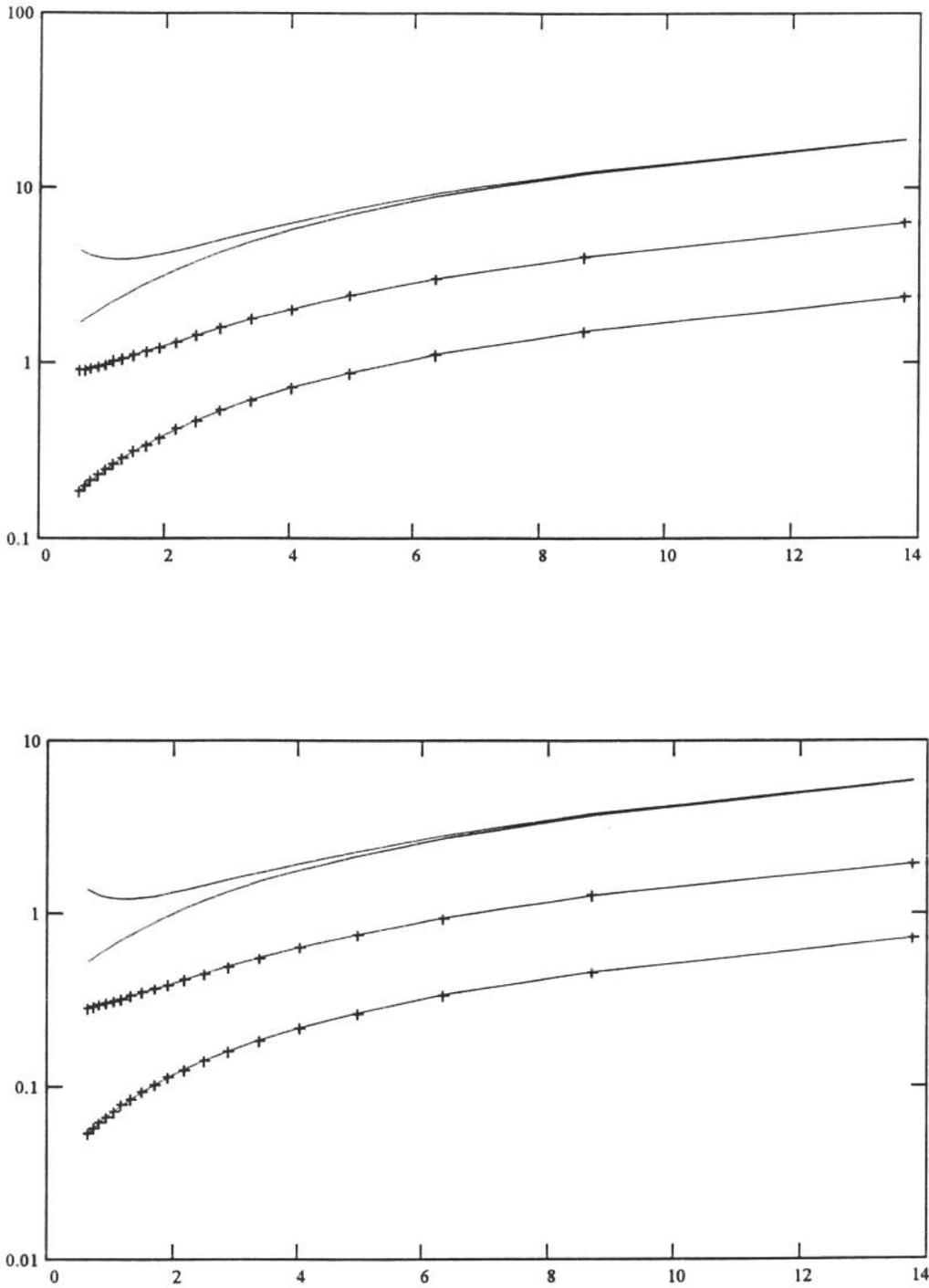


Figura 3.5 Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da unidade 14, antes (linhas simples) e após (linhas cruzadas) a deformação da estrutura, com $m=1,542$
 Nota: Coeficientes de rigidez (acima: K_{XX} e K_{YY}) e de amortecimento (abaixo: C_{XX} e C_{YY}), com $K_{XX} > K_{YY}$, $K_{XY} = K_{YX} = 0$, $C_{XX} > C_{YY}$ e $C_{XY} = C_{YX} = 0$

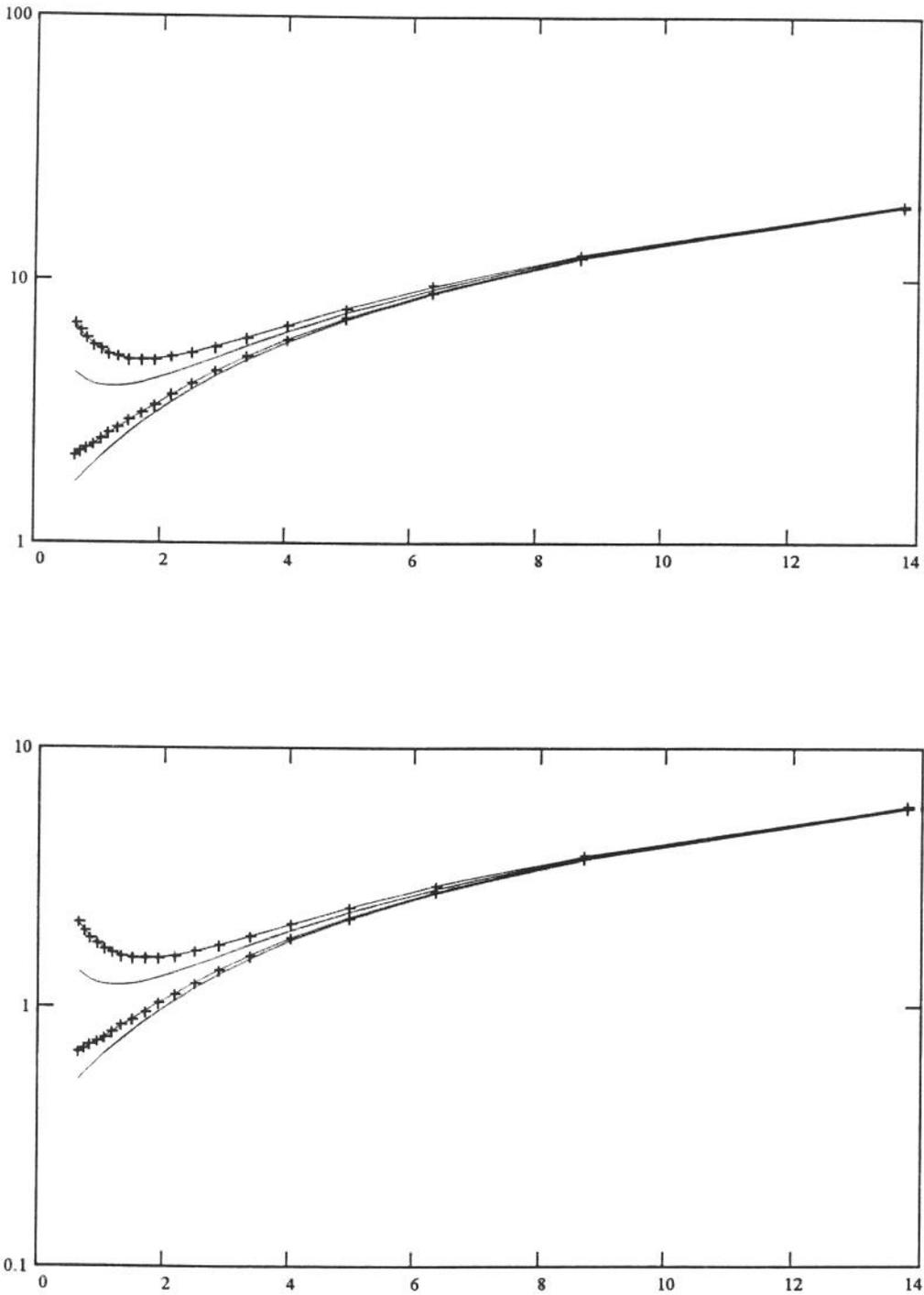
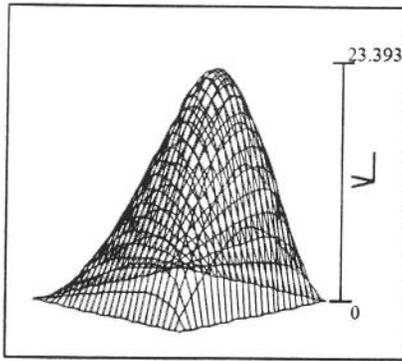
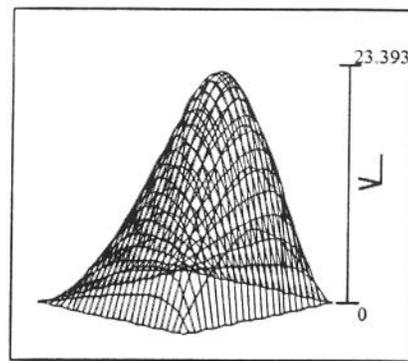


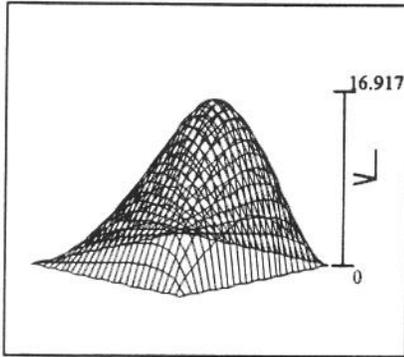
Figura 3.6 Comparação dos coeficientes obtidos para o mancal guia superior da unidade 14, considerando o mancal isoviscoso (linhas simples) e a variação da viscosidade entre as várias sapatas (linhas cruzadas), com $m=1,542$
 Nota: Coeficientes de rigidez (acima: K_{XX} e K_{YY}) e de amortecimento (abaixo: C_{XX} e C_{YY}), com $K_{XX} > K_{YY}$, $K_{XY} = K_{YX} = 0$, $C_{XX} > C_{YY}$ e $C_{XY} = C_{YX} = 0$



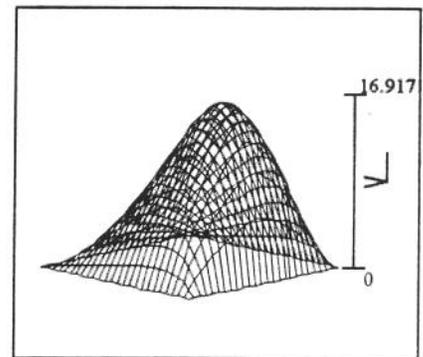
SAP16



SAP2



SAP14



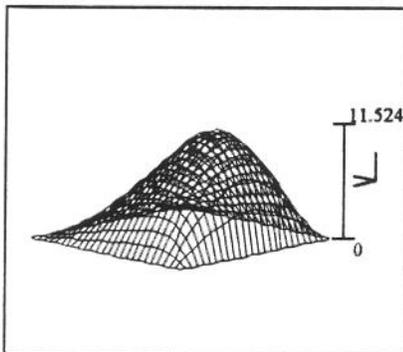
SAP4

$e = 50 \mu\text{m}$

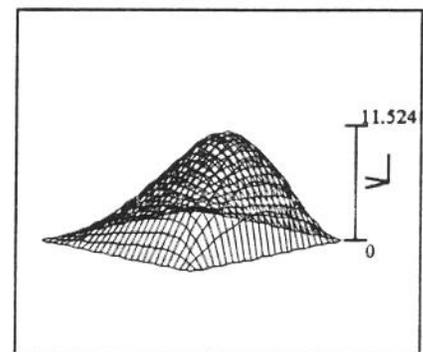
$\phi = 0^\circ$

$W = 308 \text{ kN}$

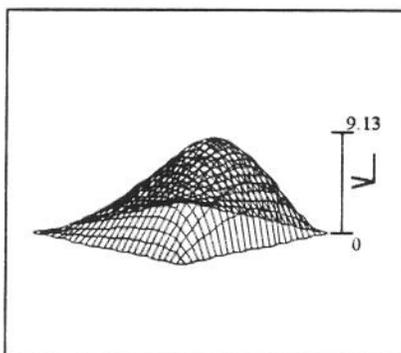
$m = 1.542$



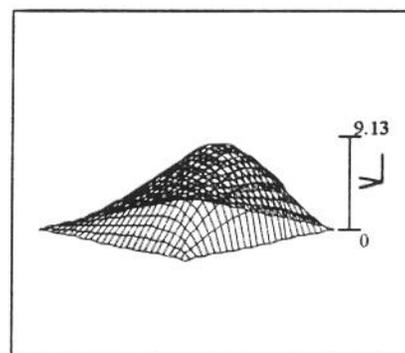
SAP12



SAP6



SAP10



SAP8

Figura 3.7 Distribuição da pressão sobre a superfície das sapatas pares do mancal guia superior, com uma excentricidade do eixo de $50\mu\text{m}$ em direção à sapata número 1 do mancal

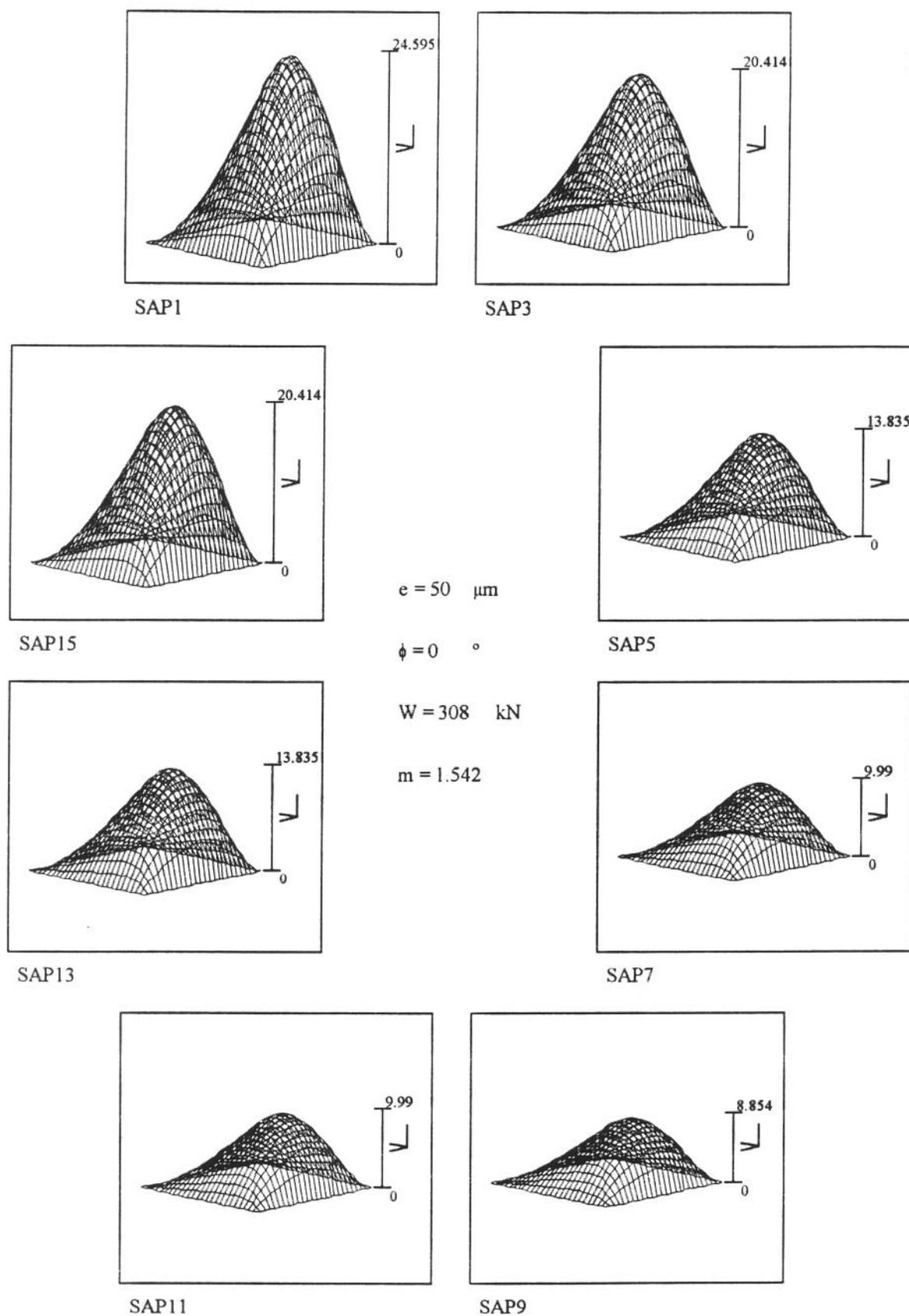
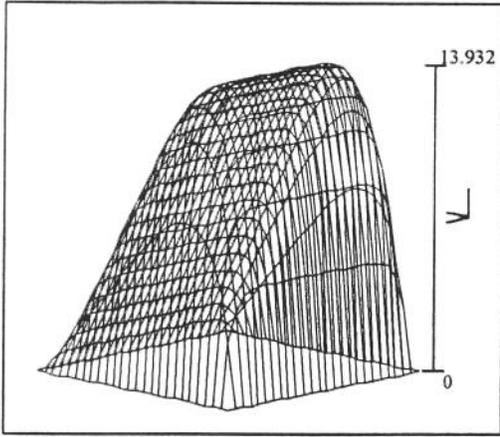
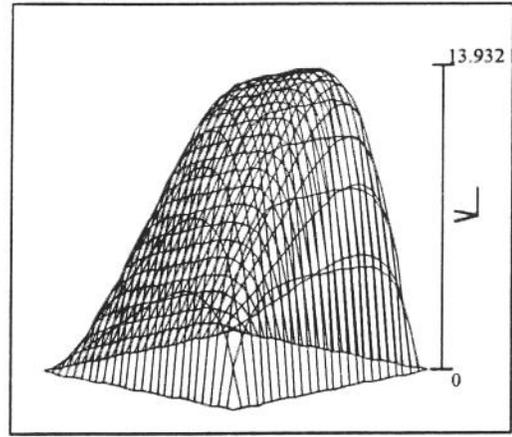


Figura 3.8 Distribuição da pressão sobre a superfície das sapatas ímpares do mancal guia superior, com uma excentricidade do eixo de $50\mu\text{m}$ em direção à sapata número 1 do mancal



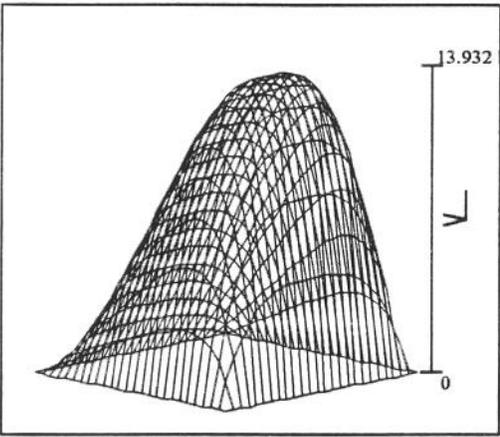
SAP1

$m_1 = 10$ $F(1) = 105 \text{ kN}$



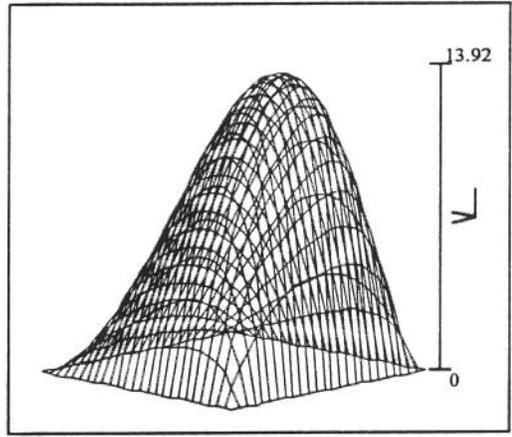
SAP2

$m_2 = 5$ $F(2) = 96 \text{ kN}$



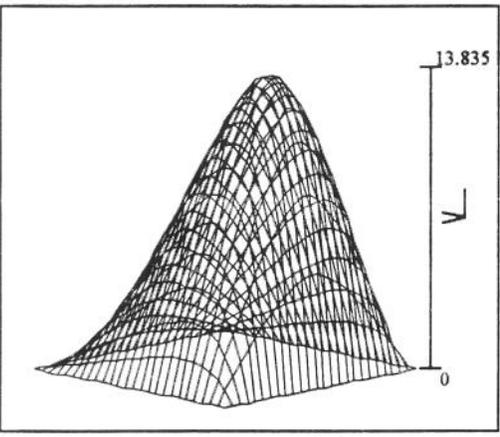
SAP3

$m_3 = 3.167$ $F(3) = 88 \text{ kN}$



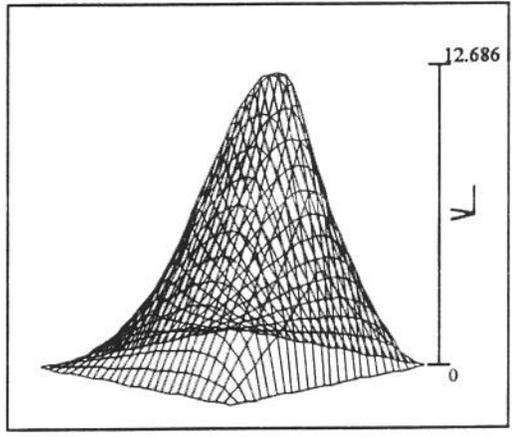
SAP4

$m_4 = 2.192$ $F(4) = 79 \text{ kN}$



SAP5

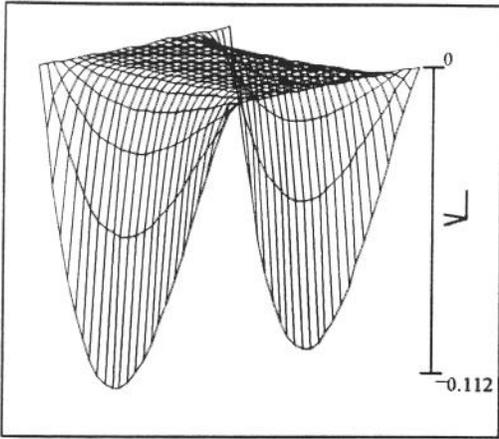
$m_5 = 1.542$ $F(5) = 70 \text{ kN}$



SAP6

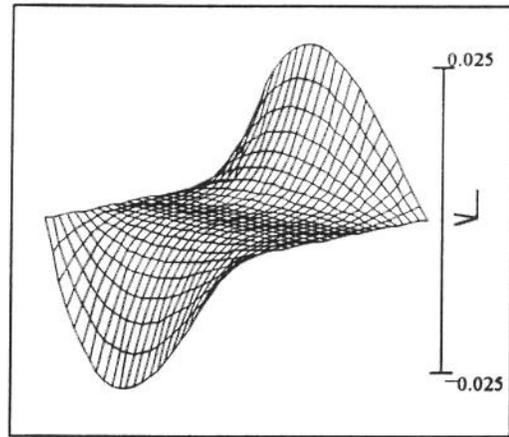
$m_6 = 0.75$ $F(6) = 49 \text{ kN}$

Figura 3.9 Distribuições de pressão sobre a superfície de uma das sapatas do mancal guia superior, para diferentes valores de m



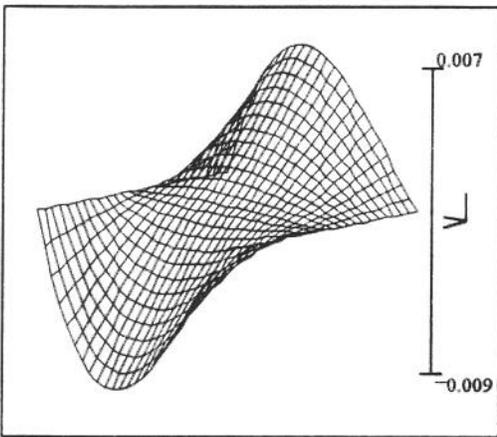
RES1

$$m_1 = 10$$



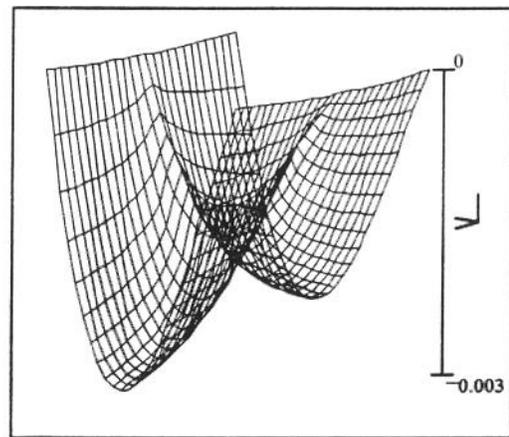
RES2

$$m_2 = 5$$



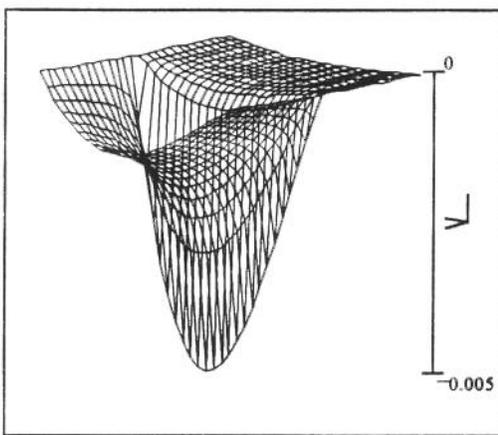
RES3

$$m_3 = 3.167$$



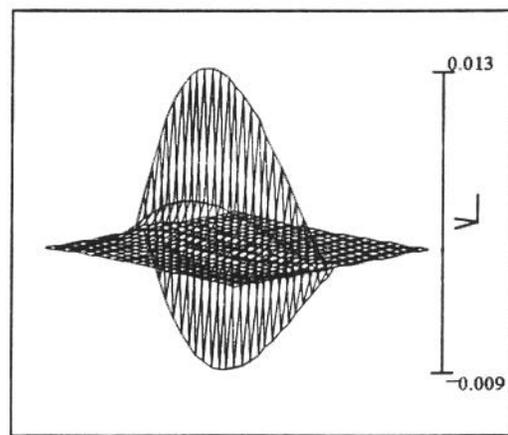
RES4

$$m_4 = 2.192$$



RES5

$$m_5 = 1.542$$



RES6

$$m_6 = 0.75$$

Figura 3.10 Distribuições do resíduo $E=E(x,z)$ sobre a superfície de uma das sapatas do mancal guia superior, para diferentes valores de m

Capítulo 4

Conclusões

1. Motivação deste estudo

Os primeiros estudos sobre os mancais hidrodinâmicos foram feitos há mais de um século, por três brilhantes pesquisadores: Petrov, Tower e Reynolds. Desde aquela época até a atualidade, estes mancais continuaram sendo extensivamente estudados por inúmeros outros pesquisadores, muitos tão brilhantes quanto os três precursores desta área. Assim, pode parecer que um novo trabalho sobre o assunto nada acrescentaria à bibliografia existente. Entretanto, devido a universalidade da aplicação dos mancais hidrodinâmicos, restam ainda muitas lacunas a serem preenchidas, ainda que sobre as mesmas bases solidamente edificadas por Reynolds e outros iluminados.

A experiência adquirida no monitoramento das vibrações de hidrogeradores mostrou a grande influência que o filme lubrificante dos mancais de guia têm sobre o comportamento dinâmico destas máquinas. Por outro lado, uma pesquisa bibliográfica mostrou a inexistência de um estudo analítico que permitisse uma introdução adequada ao assunto ou mesmo a sua aplicação direta na análise do comportamento dinâmico de hidrogeradores. Estas observações motivaram o presente estudo das características dinâmicas dos mancais, em especial do filme lubrificante.

2. Análise do Estudo Teórico

A linearização da espessura do filme lubrificante ao longo do comprimento da sapata é um expediente amplamente adotado nos textos utilizados nos cursos de graduação em Engenharia Mecânica, como por exemplo [47] e [51], nos quais são analisadas as características estáticas do mancal. Tal simplificação foi adotada de modo a facilitar a obtenção da expressão para a pressão do filme, através da solução da Equação de Reynolds para o caso particular da sapata infinitamente larga. Sendo esta a principal simplificação feita para a obtenção da pressão, pode-se verificar que ela não introduz erros significativos, haja visto os resultados obtidos na comparação entre os valores teóricos e experimentais para a espessura e a pressão do filme lubrificante (Capítulo 2 - seção 8).

Durante o desenvolvimento do estudo teórico, por algumas vezes foi experimentada a sensação de estar enfocando determinado assunto por um ponto de vista original. Entretanto, tal sensação era desfeita em seguida, através da leitura de um trabalho que já havia utilizado aquele mesmo enfoque. Tal fato se deu pela primeira vez quando verificou-se que a relação entre as espessuras do filme lubrificante nas extremidades da sapata ($\eta = h_t/h_o$) é constante, dependente apenas da posição do ponto de pivotamento (α/β), como pode ser observado através da equação 1.32. Entretanto, tempos depois foi verificado que **Boyd e Raimondi** [3] já haviam feito tal constatação, há cerca de quatro décadas. De qualquer forma, o importante é que pode-se escrever a equação da espessura do filme como função da posição longitudinal da sapata (x), parametrizada em função da folga medida no ponto de pivotamento, com a grande vantagem da imediata determinação das distribuições da pressão do filme para todas as sapatas do mancal, já que a posição de equilíbrio das sapatas já está determinada.

Esta sensação foi novamente experimentada quando pensou-se em representar as perdas laterais através de uma distribuição parabólica para a pressão, após se estudar a solução da Equação de Reynolds para o caso particular da sapata infinitamente estreita. Novamente ela foi desfeita pouco depois, após verificar antiga proposta de **Varga** [53], descrita em trabalho de **Cardinali** [8], bem como ao tomar conhecimento de proposta similar de **Springer** [50], descrita em trabalho de **Santos** [43]. Talvez exista neste caso uma pequena inovação, constituída pela forma que foi utilizada para a determinação de m (Capítulo 1 - seção 5).

Provavelmente a maior contribuição deste trabalho tenha sido a obtenção de expressões analíticas diretas para a determinação dos coeficientes de rigidez (equações 1.66) e de amortecimento (equações 1.68) do filme lubrificante. Tal produto não foi encontrado até o momento em nenhum outro trabalho, talvez devido a ninguém ter tido a paciência de efetuar um desenvolvimento analítico similar ao mostrado no Apêndice D, tendo em vista a existência de métodos numéricos muito menos trabalhosos.

Por outro lado, deve-se ser ressaltado que o método analítico tem suas vantagens. Uma delas é obter em alguns segundos os coeficientes dinâmicos de um mancal com dezesseis sapatas, para vinte e cinco diferentes posições do eixo, com a utilização de uma planilha eletrônica em um obsoleto micro-computador PC-AT386. Os métodos numéricos sem dúvida poderiam dispendir algumas horas nesta tarefa, mesmo com a utilização de uma estação de trabalho de elevada capacidade. Outra vantagem é a verificação, por inspeção direta, das relações dos coeficientes dinâmicos com os parâmetros do mancal (folga, viscosidade, velocidade, carga estática e raio). Esta característica facilita o aprendizado do comportamento dinâmico do mancal, bem como o diagnóstico de defeitos na máquina considerada.

3. Análise da parte experimental

Através de pesquisas nos arquivos da UHE Itaipu, foi obtida uma grande quantidade de dados experimentais relativos ao assunto em estudo. É provável que a maior dificuldade da parte experimental tenha sido triar os dados obtidos e organizá-los de forma coerente, permitindo sua utilização na investigação das influências de certos fenômenos nos coeficientes dinâmicos do mancal.

Muitos dos fenômenos observados através da análise dos dados experimentais causaram grande surpresa. Um deles foi a significativa variação do valor da rigidez da estrutura do mancal guia da turbina, como pode ser observado através da histerese das curvas da Figura 2.2. Tal fenômeno, que pode ser explicado pela falta de pré-tensão radial naquelas estruturas segmentadas, acaba por ser a provável explicação para as expressivas mudanças nas frequências naturais do rotor do hidrogerador (Capítulo 2 - seção 11). Esta constatação

inviabiliza a pretensão de se aferir os modelos matemáticos dos hidrogeradores, através de simples comparação entre as frequências naturais medidas e calculadas.

A elevada taxa de variação da viscosidade com a temperatura do lubrificante (Capítulo 2 - seção 5), já era conhecida desde a época dos primeiros trabalhos de Reynolds sobre o mancal hidrodinâmico. Ela coloca em dúvida a hipótese assumida sobre a isoviscosidade do mancal. Os resultados de ensaios mostraram que é válido considerar o filme lubrificante isoviscoso para uma dada sapata. Da mesma forma, mostraram que pode-se cometer erros significativos ao estender esta hipótese para o mancal como um todo, em especial na presença de cargas estáticas mais elevadas.

Sem dúvida alguma, a constatação mais curiosa relativa a parte experimental foi a verificação da variação sazonal da temperatura da água de resfriamento do mancal e das consequências deste comportamento nas temperaturas do lubrificante e das sapatas, nas folgas do mancal e em decorrência do exposto, nos coeficientes dinâmicos e na oscilação do eixo. Além do aspecto da curiosidade, o conhecimento de tal fenômeno é importante para o monitoramento das temperaturas do mancal e da oscilação do eixo. No mínimo pode-se evitar de diagnosticar como defeito o que é na verdade o comportamento natural do hidrogerador ou mesmo reduzir o impacto deste comportamento de uma forma adequada. Para finalizar esta observação, resta registrar a curiosidade de se saber da intensidade desta influência no caso de rios de grande amplitude na variação de temperatura, como deve ocorrer em centrais hidrelétricas da China, do Canadá e de países da ex-URSS.

O fenômeno de maior impacto nos coeficientes dinâmicos é com certeza a deformação da estrutura do mancal devido ao sobreaquecimento dos braços localizados nas proximidades das saídas de fase e de neutro do gerador. Este sobreaquecimento é causado pela circulação de correntes parasitas (correntes de Foucault), induzidas pelas correntes que circulam pelos terminais do gerador. É importante observar que este fenômeno tem grande probabilidade de ocorrer sempre que a potência do hidrogerador ultrapassa 350 MW.

De um modo geral, a importância da parte experimental foi o estabelecimento das relações entre certas grandezas, como a temperatura da água do rio, a potência do gerador

e outras, com os coeficientes dinâmicos do filme lubrificante do mancal e conseqüentemente com o comportamento dinâmico do hidrogerador. Embora ainda não tenham sido passadas ao público interessado, algumas destas relações já eram conhecidas dos fabricantes de hidrogeradores. É bastante provável que a maioria dos dinamicistas não tenham tido oportunidade de observar tais relações, haja visto que elas foram evidenciadas pelas características intrínsecas dos hidrogeradores de grande porte, área relativamente pouco explorada. De qualquer forma é preciso atentar para este tipo de influência, que pode se fazer presente também em outros tipos de máquinas.

4. Análise dos resultados obtidos

A comparação efetuada no Capítulo 3, entre os coeficientes dinâmicos do filme lubrificante obtidos com o método analítico formulado neste trabalho e os coeficientes obtidos através do método numérico utilizado como referência, mostrou que os resultados são bastante próximos e que eles têm comportamento semelhante em função do Número do Sommerfeld. Contudo, como pode ser observado na Figura 3.3, existem certas discrepâncias que precisam ser analisadas com mais vagar.

Em primeiro lugar, é importante observar que a comparação foi feita diretamente entre os resultados finais, isto é, entre os coeficientes dinâmicos. O ideal teria sido acompanhar "pari passu" as várias etapas da obtenção dos coeficientes dinâmicos. Assim, comparando-se os resultados obtidos pelos dois métodos para as pressões do filme, para as forças e finalmente para os coeficientes dinâmicos, poderia-se explicar melhor as discrepâncias observadas. Tal expediente não foi utilizado devido à necessidade de se adaptar o Programa Dynko para o fornecimento dos resultados intermediários requeridos, o que deverá ser feito em um trabalho que está sendo desenvolvido por **Fuerst [15]**.

A primeira possível explicação para as diferenças verificadas seria a simplificação feita no tratamento analítico para a equação da espessura do filme lubrificante ao longo do comprimento da sapata. Entretanto, como já observado na seção 1 deste capítulo, os resultados obtidos teoricamente para a pressão do filme mostraram excelente concordância

com os valores experimentais. Vale observar que outras hipóteses feitas neste trabalho, como por exemplo considerar o mancal isoviscoso, indeformável, etc., também são assumidas no Programa Dynko. Assim, todas as hipóteses examinadas anteriormente devem ser afastadas como provável causa das diferenças observadas.

Antes de se iniciar o exame da força estática que atua sobre o eixo, é importante relembrar os resultados de algumas simulações mostradas na seção 1.3 do Capítulo 3. Pode ser observado na Figura 3.4 que a multiplicação do Número de Sommerfeld obtido pelo método analítico, por um fator definido em função de m , na equação 3.3, fez com que as curvas das rigidezes obtidas pelos dois processos coincidissem de forma praticamente exata, independentemente do valor de m empregado. Através do mesmo processo, as curvas dos coeficientes de amortecimento têm a mesma forma, diferindo por uma defasagem da curva dos resultados do Programa Dynko.

Tais simulações mostraram que as discrepâncias são originadas em um parâmetro que se reflete no Número de Sommerfeld. Neste estágio, é importante observar que o efeito das diferentes definições usadas para esta grandeza no Programa Dynko e neste trabalho, foi eliminado através do uso da relação expressa na equação 3.2. Assim, o único parâmetro que poderia causar as diferenças entre os Números de Sommerfeld e ser responsabilizado pelas discrepâncias observadas, é a carga estática que atua no eixo. Infelizmente, pelos motivos já explicados no início desta seção, tal hipótese não poderá ser efetivamente confirmada por ora.

Por outro lado, se existem as discrepâncias citadas, existem outras de impacto muito maior no modelo dinâmico do hidrogerador em análise, as quais de um modo geral não têm sido consideradas nos trabalhos desenvolvidos na área. São exemplos as discrepâncias causadas pelas deformações do mancal (Figura 3.5), da variação da viscosidade no mancal (Figura 3.6), da variação sazonal das folgas, etc.

5. Estudos futuros

Já está em andamento um estudo proposto por Fuerst [15], baseado no fato de que as perdas laterais são dependentes do valor da pressão na região considerada, o qual visa determinar m como uma função de x . Através deste trabalho espera-se diminuir as diferenças encontradas entre os resultados obtidos através das análises unidimensional (numérica ou analítica) e bidimensional.

Para o mancal considerado neste trabalho, onde os raios de usinagem do eixo e das sapatas são praticamente concêntricos, a função da distribuição de pressão assim obtida deverá ser muito próxima da solução exata da Equação de Reynolds. É importante observar que o estudo da função resíduo $E=E(x,z)$, definida na equação 1.75, pode auxiliar em muito na obtenção da função $m=m(x)$ adequada.

Um outro trabalho que pode ser feito é a aplicação do estudo aqui apresentado aos mancais de raios não concêntricos e com um menor número de sapatas. A maior dificuldade deste trabalho está na descrição da espessura do filme lubrificante por uma função que possibilite o tratamento analítico para obtenção da distribuição de pressão sobre a superfície de uma sapata infinitamente larga.

Referências Bibliográficas

- [1] **ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS** - "NBR 10069 - Mancais de Deslizamento para Turbinas Hidráulicas, Turbinas-Bombas e Bombas de Acumulação" - Outubro de 1987
- [2] **ALLAIRE, P.E.; PARSELL, J.K. and BARRETT, L.E.** - "A Pad Perturbation Method for the Dynamic Coefficients of Tilting-Pad Journal Bearings" - *Wear*, 72 (1981) pp. 29-44
- [3] **BOYD, JOHN and RAIMONDI, ALBERT A.** - "An Analysis of the Pivoted-Pad Journal Bearing" - Annual Meeting of the ASME - New York - N.Y. - November 30 - December 5, 1952 - *ASME Transactions* 1953 - pp. 380/386
- [4] **BRITO JUNIOR, G.C.; WEBER, H.I. and FUERST, A.G.A.** - "Dynamics of Large Hydrogenerators - Experimental and Theoretical Aspects to Calculate Guide Bearings Dynamic Coefficients" - XVIII IAHR SYMPOSIUM - Hydraulic Machinery and Cavitation - Valencia, Spain -September, 1996
- [5] **BROCKWELL, K. and DMOCHOWSKI, W.** - "Experimental Determination of the Journal Bearing Oil Film Coefficients by the Method of Selective Vibration Orbits" - 12th Biennial ASME Conference on Vibration and Noise - Montreal/Canada, 1989 - pp. 245/259
- [6] **BROCKWELL, K.; KLEINBUB, D. and DMOCHOWSKI, W.** - "Measurement and Calculation of the Dynamic Operating Characteristics of the Five Shoe, Tilting Pad Journal Bearing" - *Tribology Transactions* - Volume 33 (1990), 4, pp. 491/492

- [7] **BROCKWELL, K. and DMOCHOWSKI, W.** - "Thermal Effects in the Tilting Pad Journal Bearing" - J. Phys. D: Appl. Phys. 25 (1992) - pp. 384/392
- [8] **CARDINALI, RODMAR** - "Modelagem e Aplicações em Diagnóstico de Máquinas Rotativas Verticais" - Tese de Doutorado - Departamento de Projeto Mecânico - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP - Março, 1992 - FEM 04/92 - BAE T.16266
- [9] **CARDINALI, R.; NORDMANN, R. and SPERBER, A.** - "Dynamic Simulation of Nonlinear Models of Hydroelectric Machinery" - MSSP - July, 1992
- [10] **CHEN, JENG WENG** - "Bearing Dynamic Coefficients of Flexible-Pad Journal Bearings" - ASME/ASLE Tribology Conference, Lahaina, Hawaii - October 16-19 - 1994
- [11] **CHILDS, DARA** - "Turbomachinery Rotordynamics - Phenomena, Modeling, and Analysis" - John Wiley & Sons, Inc. - 1994
- [12] **EARLES, L.L. ; PALAZZOLO, A.B. and ARMENTROUT, R.W.** - "A Finite Element Approach to Pad Flexibility Effects in Tilt Pad Journal Bearings: Part I - Single Pad Analysis and Part II - Assembled Bearing and System Analysis" - Journal of Tribology - April 1990 - Vol. 112 - pp. 169/182
- [13] **FILLON, M. ; BLIGOUD, J-C. and FRÊNE, J.** - "Experimental Study of Tilting-Pad Journal Bearings - Comparison With Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results" - Journal of Tribology - July, 1992 - Vol. 114 - pp.579/588
- [14] **FU, W.B. and PARKINS, D.W.** - "Mathematical Analysis for the Clearance Space of Tilting Pad Journal Bearing" - ASME/STLE Tribology Conference - Lahaina Hawaii, October 16-20 - 1994

- [15] **FUERST, A.G.A.; WEBER, H.I. and BRITO JUNIOR, G.C.** - "An Efficient Method to Estimate Dynamic Coefficients of Large Hydraulic Machinery" - HBRSD 97 - Xi'en, China - March, 1997
- [16] **GADANGI, R.K. and PALAZZOLO, A.B.** - "Transient Analysis of Tilt Pad Journal Bearings Including Effects of Pad Flexibility and Fluid Film Temperature" - ASME/ASLE Tribology Conference, Maui, Hawaii - October 16-19 - 1994
- [17] **GARDNER, W.W.** - "Tilting Pad Thrust Bearing Tests - Influence of Pivot Location" - Journal of Tribology - October 1988, Vol. 110 - pp. 609/613.
- [18] **GCOI - Grupo Coordenador para Operação Interligada (GTMU - Grupo de Trabalho de Manutenção de Usinas do SCM - Subcomitê de Manutenção)** - "Anuário de Ocorrência de Falhas e Defeitos em Equipamentos de Usinas" - 1989 a 1993 .
- [19] **HA, H.C. ; KIM, H.J. and KIM, K.W.** - "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of Large Tilting Pad Journal Bearing" - ASME/ASLE Tribology Conference, Maui, Hawaii - October 16-19 - 1994
- [20] **HILGENDORF, J.** - "A Contribution to the Calculation and Design of Tilting Pad Bearings of Crowned Sliding Surfaces" - Voith Research and Construction, Vol. 20 e, Paper 2, Reprint 1989 e.
- [21] **HOHN, A.** - "Bearings for Steam Turbosets" - Brown Boveri Review 3 - 1975 - pp. 72/83
- [22] **ITAIPU BINACIONAL** - "Relatórios de ensaios, Memoriais de Cálculo e Documentos Diversos" - Vide nota no final deste apêndice

- [23] **JENG, M.C. ; ZHOU, G.R. and SZERI, A.Z.** - "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part I - Theory" - Journal of Tribology - April 1986 - Vol. 108 - pp. 195/207
- [24] **JENG, M.C. ; ZHOU, G.R. and SZERI, A.Z.** - "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part II - Static Loading" - Journal of Tribology - April 1986 - Vol. 108 - pp. 208/213
- [25] **JENG, M.C. and SZERI, A.Z.** - "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part III - Linearized Force Coefficients" - Journal of Tribology - April 1986 - Vol. 108 - pp. 214/218
- [26] **JONES, G.J. and MARTIN, F.A.** - "Geometry Effects in Tilting-Pad Journal Bearings" - ASLE Transactions - Volume 22 - 1979 - pp. 227/244.
- [27] **KELLENBERGER, W.** - "The Optimum Angle for the Support of Vertical Hydroelectric Generators with Skew Arms or Skew Leaf Springs" - Brown Boveri Review 67 - 1980 (2) pp. 108/116
- [28] **KLIT, P. and LUND, J.W.** - "Calculation of the Dynamic Coefficients of a Journal Bearing, Using a Variational Approach" - Journal of Tribology - July, 1986 - Volume 108 - pp. 421/424
- [29] **KNIGHT, J.D. and BARRET, L.E.** - "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings with Heat Transfer Effects" - Transactions of the ASME - Vol. 110, January 1988 - pp. 128/133
- [30] **LUND, JORGEN. W.** - "Spring and Damping Coefficients for the Tilting Pad Journal Bearing" - ASLE Transactions 7, May 1964 - pp. 342/352

- [31] **LUND, JORGEN. W. and PEDERSEN, LARS B.** - "The Influence of Pad Flexibility on the Dynamic Coefficient of a Tilting Pad Journal Bearing" - Journal of Tribology - January 1987 - Vol. 109 - pp. 65/70
- [32] **LUND, JORGEN. W.** - "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings" - Journal of Tribology - January 1987 - vol. 109 - pp. 37/41
- [33] **MATHSOFT, INC.** - "MathCad 4.0 - User's Guide Windows Version"
- [34] **MIKAMI, M. ; KUMAGAI, M. ; UNO, S. and HASHIMOTO, H.** - "Static and Dynamic Characteristics of Rolling-Pad Journal Bearings in Super Laminar Flow Regime" - Journal of Tribology - January, 1988 - Volume 110 - pp. 73/79
- [35] **OKANO, K. ; ISHIDA, I. and TOMIOKA, S.** - "Investigation of NC Type Segmental Bearing for Large Vertical Machinery" - Hitachi Review - Vol.16 - n° 2 - pp. 42/49
- [36] **OKAZAKI, S. and NAKANO, F.** - "Excessive Shaft Throw Problem of Generators for Kpong Generating Station, VRA, Ghana" - IEEE Transactions - Vol. PAS-102 n° 9 - September 1983 - pp. 3226/3231.
- [37] **OLIVEIRA, W.L.; RESENDE, P.A.C.B. e PORTO, L.C.** - "Correção da Circularidade do Estator: Alternativa Adotada para Resgatar 6MW por Máquina na Usina de Jaguará" - Anais do 9° Congresso Brasileiro de Manutenção - Curitiba, PR. - pp.199/214
- [38] **PANTON, R. L.** - "Incompressible Flow" - John Wiley & Sons, Inc. - 1984
- [39] **PARSELL, J.K.; ALLAIRE, P.E. and BARRETT, L.E.** - "Frequency Effects in Tilting-Pad Journal Bearing Dynamic Coefficients" - ASLE Transactions - Volume 26, 2 - pp. 222/227 - 1983

- [40] **PAVANELLO, RENATO** - "Estudo do Comportamento Dinâmico de Hidrogeradores" - Tese de Mestrado - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP -Abril, 1985
- [41] **PINKUS, OSCAR** - "The Reynolds Centennial: A Brief History of the Theory of Hydrodynamic Lubrication" - Transactions of the ASME - Vol. 109, January 1987 - pp. 2/20
- [42] **SANTOS, ILMAR FERREIRA** - "Design and Evaluation of Two Types of Active Tilting Pad Journal Bearing"
- [43] **SANTOS, ILMAR FERREIRA** - "Modificação das Características Dinâmicas de Mancais Segmentados Através de Sistemas de Controle Hidráulico" - III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste - ABCM - Belém, PA
- [44] **SANTOS, ILMAR FERREIRA** - "On the Adjusting of the Dynamic Coefficients of the Tilting-Pad Journal Bearings" - ASME/STLE Tribology Conference - Lahaina Haway, October 16-20 - 1994
- [45] **SANTOS, ILMAR FERREIRA** - "Aktive Kippsegmentlagerung - Theorie und Experiment" - Reihe 11 : Schwingungstechnik - Nr. 189 - VDI Verlag - 1992
- [46] **SCUDELLER JR., WALDEMAR** - "Estudo e Implementação de Critérios para Monitoramento Contínuo de Máquinas Hidroelétricas" - Departamento de Projeto Mecânico - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP - Agosto, 1993
- [47] **SHIGLEY, JOSEPH EDWARD** - "Elementos de Máquinas" - Volume 2 - LTC Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda. - Edição 1984 - pp. 397/444.
- [48] **SOMEYA, TSUNEO e OUTROS** - "Journal-Bearing Databook" - Springer-Verlag Berlin, Heildelberg - Edição 1989

- [49] **SPIEGEL, MURRAY R.** - "Manual de Fórmulas e Tabelas Matemáticas" - Coleção Schaum - Editora Mc Graw Hill Ltda. - 1973
- [50] **SPRINGER, H.** - "Zur Berechnung hydrodynamischer Lager mit Hilfe von Tschebyscheff-Polynomen" - Forsch. Ing.- Wes., Band 44, Nr.4, S.126-134, 1978
- [51] **STREETER, VICTOR L. e WYLIE, E. BENJAMIN** - "Mecânica dos Fluidos" - McGraw Hill do Brasil, Ltda. - 7ª Edição - 1982
- [52] **VARGA, Z.E.** - "900 mm Pivoted-Pad Journal Bearing for Steam Turbosets - Characteristics and Testing" - Brown Boveri Review 6 - 1977 - pp. 325/336
- [53] **VARGA, Z.E.** - "Wellenbewegung, Reibung und Oeldurchsatz beim segmentierten Radialgleitlager von beliebiger Spaltform unter Konstanten und Zeitlich veränderlicher Belastung" - Dissertation Nr. 4734 - ETH - Juris Druck + Verlag - Zurich, 1971
- [54] **VIKTIL, H. and MEZ, F.** - "A Modern Low-Speed Generator for the Solbergfoss II Hydro Power Plant in Norway" - Brown Boveri Review 9 - 1987 - pp. 502/506
- [55] **VLADISLAVLEV, L.A.** - "Vibration of Hydro Units in Hydroelectric Power Plants" - Second Edition - Amerind Publishing Co. Pvt. Ltd., New Delhi - 1979
- [56] **WEBER, D.; CARDINALI, R. and NORDMANN, R.** - "A Contribution to the Dynamic Simulation of Nonlinear Rotating Machines with Fluid Dynamical Coupling Elements" - Veneza, 1992
- [57] **WEBER, H.I.; BRITO JUNIOR, G.C. and FUERST, A.G.A.** - "Simplified Calculation of Dynamic Coefficients for Hydrodynamic Bearings in Large Hydroelectric Units" - IMECHE - Vibrations in Rotating Machinery - London, United Kingdom - September, 1996

Apêndice A

Dados dos Mancais da UHE Itaipu

Este apêndice apresenta uma breve descrição da Central Hidrelétrica de Itaipu e descreve as principais características das suas unidades geradoras, com especial enfoque em seus mancais de guia.

A.1 Descrição da Central Hidrelétrica de Itaipu

A Central Hidrelétrica de Itaipu situa-se no Rio Paraná, entre o Brasil e o Paraguai, a 14 km à montante da ponte internacional (Ponte da Amizade) que liga as cidades de Foz do Iguaçu e Ciudad del Este. A central foi projetada para trabalhar como usina de base, é do tipo fio d'água e o nível do reservatório é mantido praticamente constante. Sua potência nominal é 12600 MW, produzida por 18 unidades geradoras de 700 MW, equipadas com turbinas tipo Francis. O início de operação comercial da primeira unidade geradora ocorreu em 05 de maio de 1984. A última unidade montada entrou em operação em 08 de abril de 1991.

A metade das unidades operam com a frequência utilizada no sistema elétrico brasileiro (60 Hz) e as demais com a frequência empregada no sistema paraguaio (50 Hz). A energia produzida em 60 Hz é entregue ao sistema brasileiro de transmissão nas proximidades da central, em corrente alternada na tensão de 525 kV, sendo a maior parte desta energia transmitida até a região da cidade de São Paulo, na tensão de 765 kV. A energia gerada em 50 Hz alimentará o sistema elétrico paraguaio nas tensões de 220 kV e 525 kV. O excesso desta energia, atualmente cerca de 95%, é transmitido também para a região de São Paulo através de um sistema de transmissão em corrente contínua, na tensão de ± 600 kV.

O reservatório cobre uma superfície aproximada de 1350 km², tem capacidade de 29 bilhões de metros cúbicos e tem seu nível normal na elevação 220 m em relação ao nível do mar. A barragem principal, em concreto, é do tipo gravidade aliviada e tem 1064 m de comprimento, com sua crista na elevação 225 m, com altura aproximada de quase 200 m. Em direção à margem direita do reservatório existem a barragem lateral direita, também é construída em concreto, o vertedouro e a barragem de terra direita. Na direção oposta existem a estrutura do canal de desvio e os blocos de ligação esquerda, ambas estruturas em concreto, seguidas da barragem de enrocamento e barragem de terra esquerda. O comprimento total deste conjunto, ligando as margens esquerda e direita, tem aproximadamente 8 km de extensão.

O vertedouro tem capacidade máxima de descarga de 62.200 m³/s, têm 390m de largura e crista na cota 200. É provido de 14 comportas de segmento de 20 m x 21,34 m. Para facilidade de manutenção está dividido em três calhas separadas por muros divisórios. As tomadas d'água estão

localizadas na parte superior da barragem principal e da estrutura do canal de desvio. Elas dispõem de comportas de serviço do tipo vagão, para fechamento de emergência, bem como ranhuras para colocação de "stop-logs" para manutenção. Os condutos forçados têm de 10,5 m de diâmetro interno e cerca de 140 m de comprimento. A espessura das suas chapas varia entre 30 a 65mm.

A casa de força tem 968 m de extensão, 112 m de altura máxima e 99 m de largura máxima. Nela além das 18 unidades geradoras, estão instalados os transformadores elevadores (50 Hz - 9 x 825 MVA e 60 Hz - 9 x 768 MVA) para elevação da tensão de geração (18 kV) para a tensão de transmissão da primeira etapa (525 kV). As saídas destes transformadores estão conectadas a uma subestação blindada, isolada a gás SF₆ (hexafluoreto de enxofre), também instalada na casa de força.

Desta subestação blindada saem oito linhas de transmissão em 525 kV, sendo que quatro transmitem a energia produzida em 60 Hz e as demais em 50 Hz. As quatro linhas de 60 Hz tem como destino a Subestação Elevadora de Furnas, onde a tensão é elevada para 765 kV, já no sistema de transmissão brasileiro. As quatro linhas de 50 Hz destinam-se à uma subestação convencional (525 kV / 220 kV) na margem direita, onde é feita a interligação com o sistema elétrico paraguaio. Desta subestação as linhas prosseguem até a Subestação Conversora de Furnas, a partir de onde a energia é transmitida em corrente contínua.

A.2 Descrição das Unidades Geradoras

Os principais dados técnicos das unidades geradoras, ilustradas nas Figuras A.1 a A.4, são mostrados nos itens seguintes.

A.2.1 Geradores

Tipo	Umbrella modificado
Capacidade nominal (unidades 50Hz)	823,6 MVA
Capacidade nominal (unidades 60Hz)	737,0 MVA
Fator de potência (unidades 50Hz)	0,85
Fator de potência (unidades 60Hz)	0,95
Potência ativa (unidades 50 e 60Hz)	700 MW
Corrente nominal (unidades 50Hz)	26417 A
Corrente nominal (unidades 60Hz)	23639 A
Eficiência na potência nominal (unidades 50Hz)	98,52 %
Eficiência na potência nominal (unidades 60Hz)	98,64 %
Tensão de projeto	18,0±0,9 kV
Tipo de isolamento	Classe F
Entreferro (unidades 50Hz)	36 mm
Entreferro (unidades 60Hz)	29 mm
GD ²	320.000 tm ²
Massa total (unidades 50Hz)	3.340 ton
Massa total (unidades 60Hz)	3.240 ton
Massa do rotor com eixos	2.050 ton

A.2.2 Turbinas

Tipo	Francis
Capacidade nominal	715 MW
Queda líquida de projeto	118,4 m
Descarga nominal	645 m ³ /s

Diâmetro da turbina	8,647 m
Caixa espiral, diâmetro da entrada	9,64 m
Velocidade de rotação (unidades 50Hz)	90,9 rpm
Velocidade de rotação (unidades 60Hz)	92,3 rpm
Velocidade de rotação (projeto)	91,6 rpm
Sobrevelocidade (unidades 50Hz)	37 %
Sobrevelocidade (unidades 60Hz)	35 %
Velocidade de disparo (unidades 50 e 60Hz)	170,0 rpm
GD ²	12.000 tm ²
Massa do rotor	300 ton
Massa do eixo da turbina	150 ton

A.3 Mancais de Guia das Unidades Geradoras

O gerador tem dois mancais: um mancal de guia acima do gerador (mancal guia superior) e outro abaixo dele (mancal combinado: mancal de escora e mancal de guia). A turbina tem um mancal guia. Portanto a unidade geradora tem três mancais de guia e um mancal de escora, este último abaixo do gerador. Este arranjo é conhecido como "umbrella" modificado. Os dados principais dos mancais de guia são mostrados nas Tabelas A.1 a A.3. Os símbolos empregados naquelas tabelas, além da descrição contida nas mesmas, são referenciados no croquis da Figura A.5 . A Tabela A.4 mostra as principais características dos lubrificantes fabricados pela Petrobrás, inclusive o lubrificante Marbrax TR50, utilizado nos mancais da UHE Itaipu.

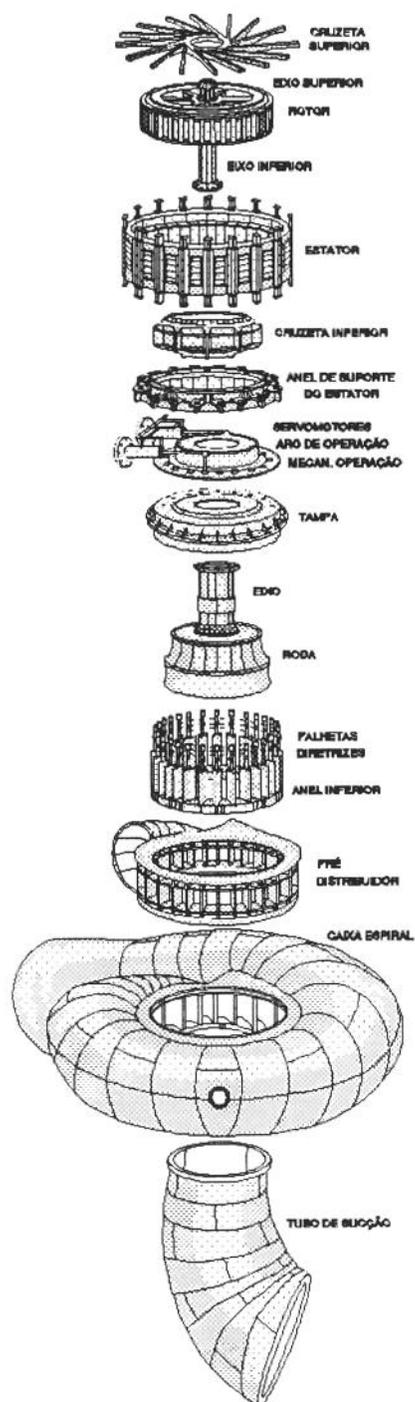


Figura A.1 Vista em perspectiva dos principais componentes de uma unidade geradora da UHE Itaipu

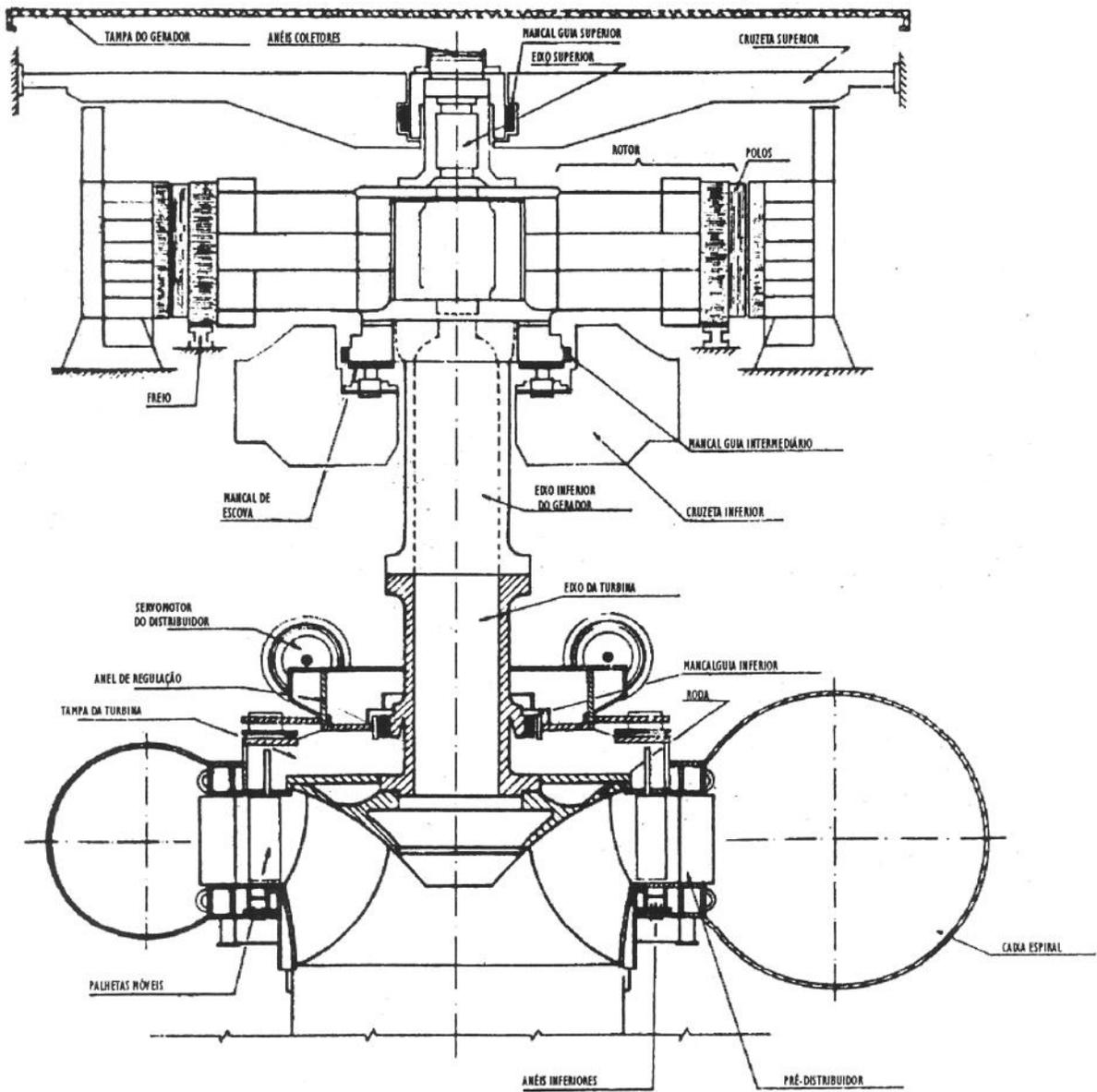


Figura A.2 Vista em corte de uma unidade geradora da UHE Itaipu

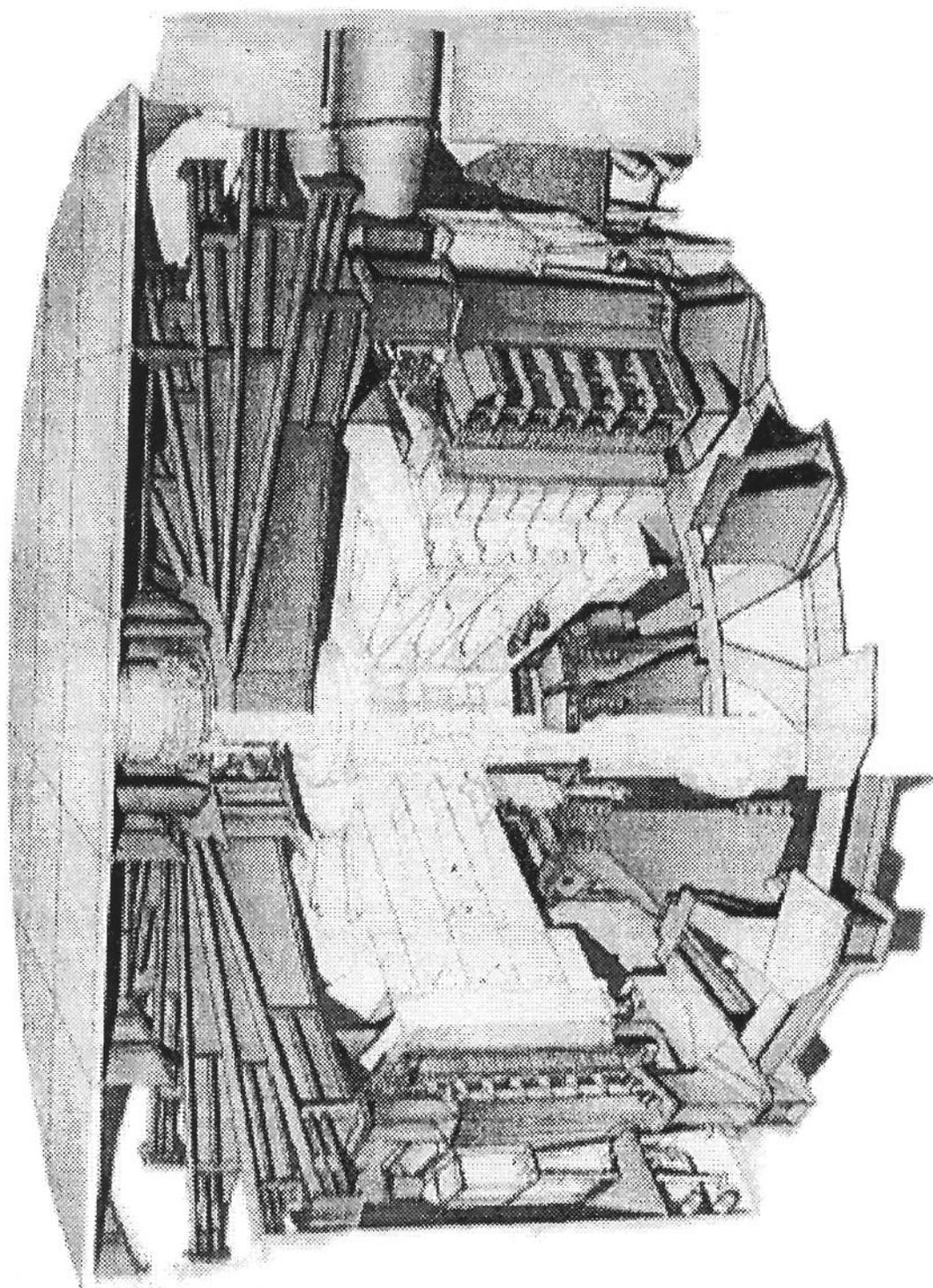


Figura A.3 Vista do gerador

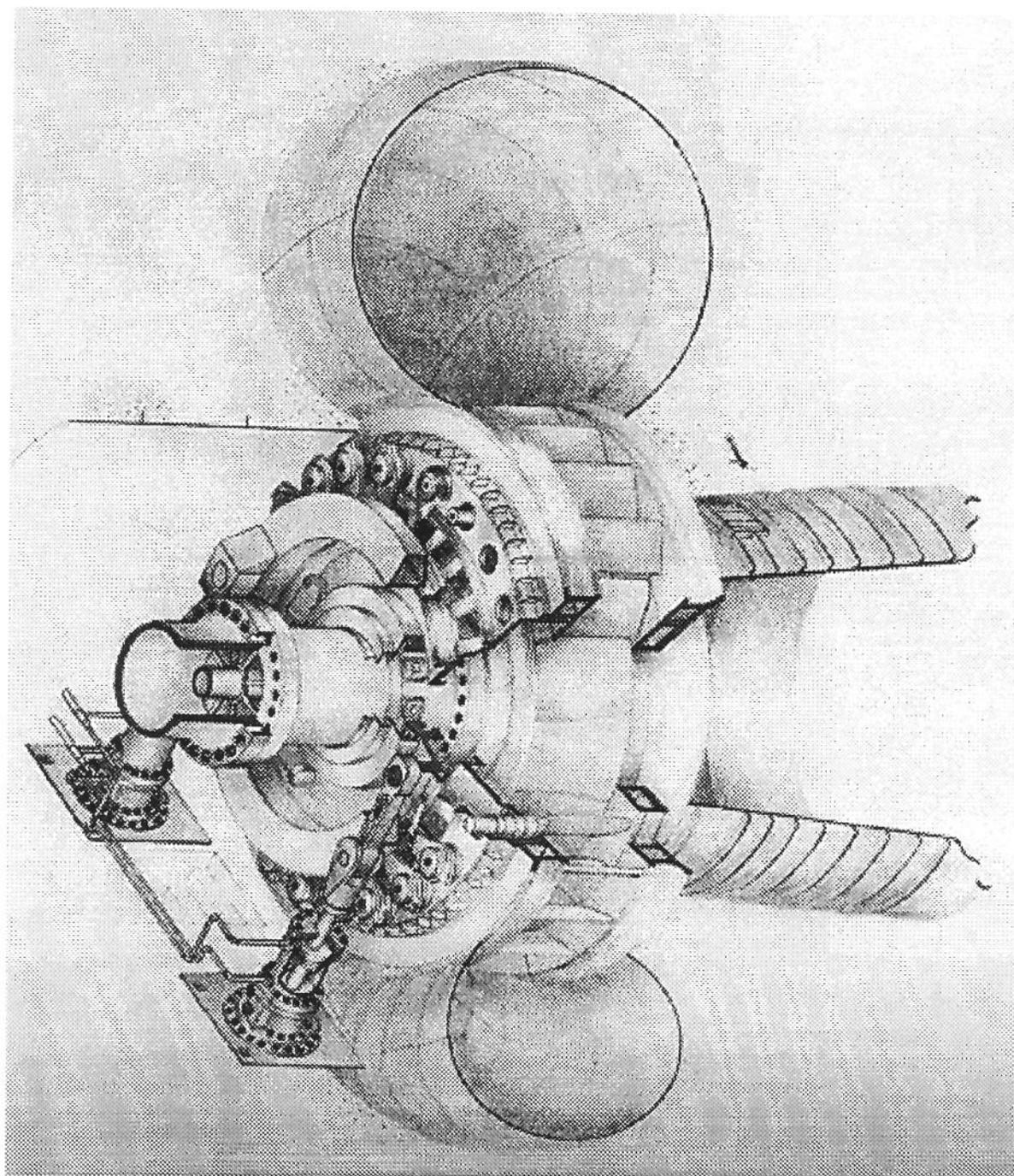


Figura A.4 Vista da turbina

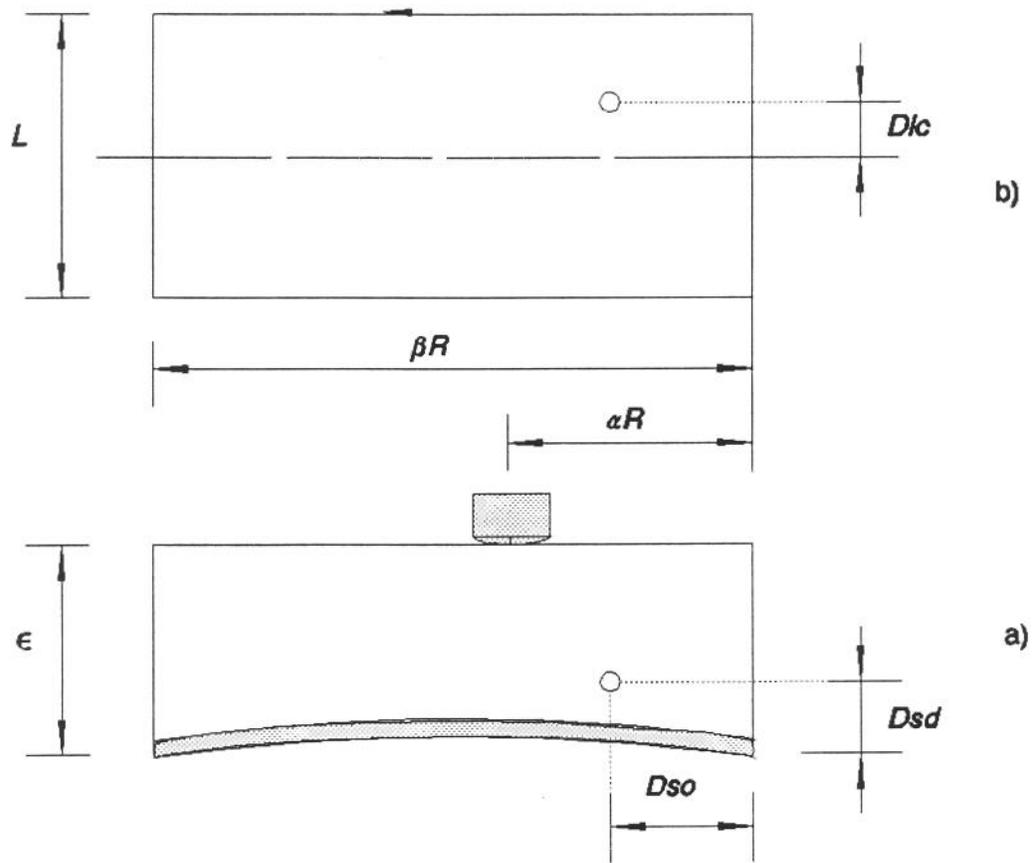


Figura A.5 Croquis com as principais dimensões da sapata a) vista do topo da sapata, b) vista da superfície de deslizamento da sapata

MANCAL GUIA SUPERIOR

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO	UNIDADE	VALOR
r	Raio do eixo - usinado (1)	mm	1100
R	Raio da sapata do mancal	mm	1103
R_{ie}	Rugosidade da superfície do eixo	μm	9
R_{is}	Rugosidade da superfície da sapata	μm	$\leq 6,3$
N	Velocidade de rotação do eixo (2)	rps	1,515 - 1,538
U	Velocidade da superfície do eixo (2)	m/s	10,5 - 10,7
n_s	Número de sapatas	--	16
	Folga radial ajustada na montagem (4)	μm	450/500
c_0	Folga radial em operação	μm	200
	Temperatura das sapatas - valor máximo (3)	(°C)	58,0 - 43,9
ν_s	Temperatura das sapatas - valor médio (3)	(°C)	55,0 - 41,8
	Temperatura das sapatas - valor mínimo (3)	(°C)	52,0 - 37,7
αR	Distância ponto de pivotamento - saída de óleo	mm	140
βR	Comprimento da sapata	mm	350
L	Largura da sapata	mm	400
ϵ	Espessura da sapata	mm	120
D_{so}	Distância transdutor temperatura - saída óleo	mm	75
D_{sd}	Distância transdutor à superfície deslizamento	mm	50
D_{ic}	Distância transdutor - linha de centro sapata	mm	30
--	Lubrificante utilizado no mancal	--	MARBRAX TR50
μ	Viscosidade dinâmica do lubrificante (40°C)	(Pa s)	0,047
ν_l	Temperatura do lubrificante	(°C)	49,5 - 39,0
W_s	Peso da sapata	(kgf)	172
--	Vazão da água de resfriamento (5)	l/min	660
ρ	Massa específica do lubrificante (20/4°C)	(kg/m ³)	873,3

- (1) Todas as medidas referem-se a 20°C ($\alpha_r = 11 \times 10^{-6}$).
 (2) Valores para unidades de 50 e 60Hz, respectivamente.
 (3) Variação em função da unidade geradora e da estação do ano
 (4) Valor anterior: 350 μm (5) Valor anterior: 330 l/min

Tabela A.1 Principais dados do mancal de guia superior das unidades geradoras de Itaipu

MANCAL GUIA COMBINADO

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO	UNIDADE	VALOR
r	Raio do eixo - usinado (1)	mm	2600,00
R	Raio da sapata do mancal	mm	2604,00
R_{te}	Rugosidade da superfície do bloco de escora	μm	
R_{ts}	Rugosidade da superfície da sapata	μm	$\leq 3,1$
N	Velocidade de rotação do eixo (2)	rps	1,515 - 1,538
U	Velocidade da superfície do eixo (2)	m/s	24,8 - 25,2
n_s	Número de sapatas	--	16
c_0	Folga radial ajustada na montagem (4.1)	μm	900/950
	Folga radial em operação	μm	300
v_s	Temperatura das sapatas - valor máximo (3)	(°C)	81,1 - 54,0
	Temperatura das sapatas - valor médio (3)	(°C)	69,4 - 50,0
	Temperatura das sapatas - valor mínimo (3)	(°C)	64,0 - 44,4
αR	Distância ponto de pivotamento - saída de óleo	mm	248
βR	Comprimento da sapata (4.2)	mm	620
L	Largura da sapata	mm	310
ϵ	Espessura da sapata	mm	175
D_{so}	Distância transdutor temperatura - saída óleo	mm	170
D_{sd}	Distância transdutor à superfície deslizamento	mm	16
D_{lc}	Distância transdutor - linha de centro sapata	mm	0
--	Lubrificante utilizado no mancal	--	MARBRAX TR50
μ	Viscosidade dinâmica do lubrificante (40°C)	(Pa s)	0,047
v_l	Temperatura do lubrificante (3)	(°C)	51,5 - 38,0
W_s	Peso da sapata	(kgf)	290
--	Vazão da água de resfriamento (5)	(l/min)	4800
ρ	Massa específica do lubrificante (20/4°C)	(kg/m ³)	873,3

- (1) Todas as medidas referem-se a 20°C ($\alpha_T = 11 \times 10^{-6}$).
(2) Valores para unidades de 50 e 60Hz, respectivamente.
(3) Variação em função da unidade geradora e da época do ano
(4) Valores anteriores 4.1: 730 μm , 4.2: 560mm
(5) Valor anterior: 2400 l/min

Tabela A.2 Principais dados do mancal de guia combinado das unidades geradoras de Itaipu

MANCAL GUIA TURBINA

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO	UNIDADE	VALOR
r	Raio do eixo - usinado (1)	mm	1600
R	Raio da sapata do mancal	mm	1633
R_{ie}	Rugosidade da superfície do eixo	μm	
R_{is}	Rugosidade da superfície da sapata	μm	$\leq 6,3$
N	Velocidade de rotação do eixo (2)	rps	1,515 - 1,538
U	Velocidade da superfície do eixo (2)	m/s	15,2 - 15,5
n_s	Número de sapatas	--	12
	Folga radial ajustada na montagem	μm	200
c_o	Folga radial em operação	μm	200
	Temperatura das sapatas - valor máximo (3)	(°C)	62,3 - 47,2
v_s	Temperatura das sapatas - valor médio (3)	(°C)	60,0 - 44,8
	Temperatura das sapatas - valor mínimo (3)	(°C)	58,2 - 52,1
αR	Distância ponto de pivotamento - saída de óleo	mm	250
βR	Comprimento da sapata	mm	500
L	Largura da sapata	mm	500
ϵ	Espessura da sapata	mm	210
D_{so}	Distância transdutor temperatura - saída óleo	mm	250
D_{sd}	Distância transdutor à superfície deslizamento	mm	20
D_{ic}	Distância transdutor - linha de centro da sapata	mm	50
--	Lubrificante utilizado no mancal	--	MARBRAX TR50
μ	Viscosidade dinâmica do lubrificante (40°C)	(Pa s)	0,047
v_l	Temperatura do lubrificante (3)	(°C)	54,7 - 41,2
W_s	Peso da sapata	(kgf)	390
--	Vazão da água de resfriamento	(l/min)	575
ρ	Massa específica do lubrificante (20/4°C)	(kg/m ³)	873,3

(1) Todas as medidas referem-se a 20°C ($\alpha T=11 \times 10^{-6}$).

(2) Valores para unidades de 50 e 60Hz, respectivamente.

(3) Variação em função da unidade geradora e da época do ano.

(4) Diâmetro da superfície de deslizamento da sapata - 3266mm (+0,5/0)

Tabela A.3 Principais dados do mancal de guia da turbina das unidades geradoras de Itaipu

CARACTERÍSTICA FÍSICO-QUÍMICA	LUBRIFICANTE TIPO MARBRAX TR GRAU ISO								
	32	46	50 (1)	68	77 (1)	86 (1)	100	150	220
Densidade a 20/4°C	0.866	0.871	0.873	0.876	0.878	0.879	0.883	0.886	0.896
Ponto de Fulgor(VA)(°C)	212	226	234	240	245	252	260	270	280
Ponto de Fluidez (°C)	-18	-18	-18	-15	-15	-15	-9	-9	-9
Viscosidade 37,8°C (cSt)	35.5	50.7	60.1	71.3	84.0	97.8	115	160	232
Viscosidade 40°C (cSt)	32.4	45.8	54.2	63.9	75.5	87.0	103	141	204
Viscosidade 50°C (cSt)	21.5	30.0	35.0	40.5	48.0	56.0	60.0	88.0	122
Viscosidade 98,9°C (cSt)	5.73	7.17	8.00	8.82	9.84	10.8	12.0	14.8	18.8
Viscosidade 100°C (cSt)	5.60	7.00	7.80	8.60	9.60	10.5	11.7	14.4	18.2
Índice de viscosidade	111	110	109	106	105	103	102	100	98
Índice de Acidez Total (mgKOH/g)	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
Proteção Antiferrugem, 48h,60°C Água do Mar Sintética	passa	passa	passa	passa	passa	passa	passa	passa	passa
Demulsibilidade 40/40, 30min 54,4°C	passa	passa	passa	passa	passa	passa			
Demulsibilidade 40/40, 30min 82,0°C							passa	passa	passa
Corrosão à lâmina de Cu, 3h,100°C	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b

NOTAS: (1) Não é Grau ISO, o nome foi dado a partir da viscosidade média do produto a 40°C

Tabela A.4 Principais características físico-químicas dos lubrificantes da série MARBRAX TR da PETROBRÁS

Apêndice B

Falhas com Influência no Comportamento Dinâmico de Hidrogeradores

O Grupo Coordenador para Operação Interligada (GCOI) é o órgão que congrega as empresas de energia elétrica brasileiras, visando principalmente a padronização de certos procedimentos necessários à operação de sistemas distintos em forma interligada e a troca de experiência entre os participantes. É subdividido em subcomitês, os quais possuem diversos grupos de trabalho.

Os relatórios denominados "Anuário de Ocorrência de Falhas e Defeitos em Equipamentos de Usinas" [15] são emitidos pelo Grupo de Trabalho de Manutenção de Usinas (GTMU) do Subcomitê de Manutenção (SCM). Tais relatórios têm por objetivo "o registro, a divulgação e o arquivamento sistemático de relatórios, que permita a recuperação de informações sobre ocorrências de falhas e defeitos em equipamentos de usinas e compensadores síncronos de subestações, com a finalidade de ampliar as possibilidades de troca de experiência em manutenção entre as empresas participantes do GCOI".

Os anuários do GTMU registram todos os tipos de falhas e defeitos (de origem elétrica e mecânica) observados em equipamentos de usinas (unidades geradoras, tomada d'água, vertedouro, equipamentos auxiliares, etc.) e em compensadores síncronos de subestações. Uma primeira análise destes anuários indicou que os mancais tomam parte em uma quantidade apreciável das ocorrências. Assim, foi despertado um interesse maior em se conhecer o perfil das falhas que ocorreram no sistema elétrico brasileiro nos últimos cinco anos (1989 a 1993), em especial aquelas que têm origem ou afetam o comportamento dinâmico dos hidrogeradores.

A análise presente tem por objetivo mostrar que embora os hidrogeradores pareçam ser bem comportados dinamicamente falando, pois são lentos e massivos, ocorrem inúmeras falhas de características dinâmicas, com graves consequências. Também, devido ao longo tempo das inspeções ou das manutenções corretivas que seguem a detecção de um defeito ou a ocorrência de uma falha, com consequente interrupção na produção de energia elétrica, os prejuízos decorrentes de uma única falha podem atingir à cifras de dezenas de milhões de dólares americanos.

Deste ponto de vista, a análise dinâmica do hidrogerador deixa de ser mera coadjuvante, seja na fase do projeto ou na fase de operação. Da mesma forma, o conhecimento adequado do comportamento dinâmico dos mancais passa a ser muito importante, quer seja pela sua frequente participação nas falhas, quer por suas características intrínsecas de variações acentuadas em seus parâmetros dinâmicos, em especial com relação aos coeficientes de rigidez e amortecimento do filme de lubrificante. Nunca é demais destacar a importância do conhecimento adequado deste

comportamento e dos seus fatores de influência, de modo a permitir a rápida e correta detecção de defeitos ainda em seu estágio incipiente.

B.1 Resumo das falhas e defeitos ocorridas no período de 1989 a 1993

A Tabela B.1 quantifica e qualifica as falhas ou defeitos ocorridas em hidrogeradores do sistema elétrica brasileiro, no período de 1989 a 1993, dividindo-as em em dois grupos distintos, como descrito a seguir:

- a) **falhas ou defeitos de características dinâmicas** : são as falhas (FD) ou defeitos (DD) as quais, devido à sua influência no comportamento dinâmico do hidrogerador, podem (muito provavelmente) ser detectadas em estágio incipiente através do monitoramento de vibração e/ou de outras grandezas. (exemplos : excentricidade anormal do eixo ou entre mancais, deformação de mancais, desbalanceamento, etc.).
- b) **falhas ou defeitos independentes** : aqueles que não influenciaram o comportamento dinâmico do hidrogerador (por exemplo: falha na isolação, falha na proteção ou atuação indevida, etc.).

Nota : considera-se **falha** a anormalidade cuja ocorrência impede a operação do hidrogerador. Quando a anormalidade permite a continuidade da operação, mesmo que com limitações, ela é caracterizada como **defeito**.

ANO	FALHAS OU DEFEITOS DINÂMICOS		FALHAS OU DEFEITOS INDEPENDENTES		TOTAL NO ANO	
	—	(%)	—	(%)	—	(%)
1993	4	26,7	11	73,3	15	100,0
1992	10	33,3	19	66,7	29	100,0
1991	3	33,3	6	66,7	9	100,0
1990	5	20,0	20	80,0	25	100,0
1989	7	21,2	26	78,8	33	100,0
TOTAL	29	26,1	82	73,9	111	100,0

Tabela B.1 Resumo das falhas e defeitos ocorridos no período de 1989 a 1993

B.2 Ocorrências de falhas e defeitos ocorridas no período de 1989 a 1993 - Resumo

- 1) **1993** : Foram registradas vinte e uma (21) ocorrências em equipamentos, sendo que duas (02) ocorreram em compensadores síncronos (SE Barreiro - CEMIG e SE Camaçari - CHESF), uma (01) na adutora (UHE Sodré - ELETROPAULO), uma (01) na tomada d' gua (UHE Itaipu - ITAIPU), uma (01) em equipamento auxiliar (UHE Itaipu - ITAIPU) e finalmente um (01) defeito observado na cablagem de painéis (UHE Ilha Solteira - CESP). Assim, foram consideradas quinze (15) ocorrências em

hidrogeradores, sendo quatro (04) as descritas e as outras as seguintes:

- a) cinco (05) ocorrências na isolação do estator (UG03 da UHE Promissão - CESP, UHE de Suíça - ESCELSA, UHE Celso Ramos - CELESC e UHE Fonte Nova - duas vezes - LIGHT);
- b) uma (01) ocorrência por trincas e fraturas em turbina (UHE Gov. Parigot de Souza - COPEL);
- c) duas (02) por problemas no circuito de excitação (UG12 da UHE Ilha Solteira - CESP e UHE Apolônio Sales -CHESF);
- d) duas (02) ocorrências por vazamento de óleo (UG 05 - mancal combinado e UG11 - mancal guia inferior da UHE Henry Borden - ELETROPAULO)
- e) uma (01) ocorrência no regulador de velocidade (UG06 da UHE Henry Borden - ELETROPAULO).

- 2) **1992** : Foram relatadas trinta e oito (38) ocorrências, das quais duas (02) ocorrências ocorreram em compensadores síncronos (SE Recife II - CHESF e SE Imperatriz - ELETRONORTE, onde ocorreu arrastamento do metal patente dos mancais), uma (01) ocorrência ocorreu no vertedouro (UHE Jupuí - CESP) e três (03) ocorrências ocorreram na tomada d'água (UHE Luiz Gonzaga - CHESF, UHE Itaipu - ITAIPU e UHE Parigot de Souza) e uma (01) ocorrência no trafo de excitação (UG02 da UHE Tucuruí - ELETRONORTE). Assim, trinta e uma (31) ocorrências são relativas a hidrogeradores, muitas vezes com origens externas aos mesmos. Não foram emitidos os relatórios de ocorrência para duas (02) ocorrências (UHE Alto Paraguai - CEMAT - "Danos causados à turbina por operação à baixa carga" e UHE Mascarenhas - ESCELSA - "Vibração anormal / trinca no concreto"). Embora muito provavelmente sejam ocorrências que afetam o comportamento dinâmico dos hidrogeradores, as mesmas foram desconsideradas, chegando-se à um número final de vinte e nove (29) ocorrências; sendo dez (10) as descritas e o restante como segue :

- a) dez (10) ocorrências na isolação do estator/barramento de saída do gerador (UG08 da UHE C. Dourada - CELG, UG04 da UHE Chavantes, UG02 da UHE Jupuí e UG02 da UHE Limoeiro - CESP, UG01 da UHE H. Borden - ELETROPAULO, UG01 da UHE Estreito - FURNAS, UGC da UHE Fontes Nova - LIGHT, UG01 da UHE Itaúba - CEEE, UG02 e UG06 da UHE Itaipu - ITAIPU);
- b) cinco (05) ocorrências no sistema de excitação/rotor (UG06 e UG07 da UHE C. Dourada - CELG, UG01 da UHE Passo Fundo - ELETROSUL e UG15 (duas vezes) da UHE Itaipu - ITAIPU);
- c) uma (01) ocorrência por sincronismo acidental fora de fase (UG01 da UHE Água Vermelha - CESP);
- d) uma (01) ocorrência por trinca da pá da turbina (UG01 da UHE Gov. Bento Munhoz - COPEL);
- e) uma (01) ocorrência no sistema de regulação das pás da turbina (UG01 da UHE Jurumirim - CESP);
- f) uma (01) ocorrência no sistema de fixação do anel magnético do rotor (UG07 da UHE Ilha Solteira - CESP).

- 3) **1991** : Foram registradas 15 ocorrências sendo que uma (01) descreve experiência em reforma de unidade com problemas de cavitação e outros (UHE Paranoá - CEB), uma (01) propõe a apresentação de estudos efetuados pela ELETROSUL sobre disparo de sistemas de CO₂, uma (01) relata explosão de um TC (Transformador de Corrente) na UHE Salto Osório - ELETROSUL, uma (01) relata problemas com a comporta de serviço da UHE Funil - FURNAS, uma (01) reporta ocorrência em compensador síncrono - SE Grajaú - FURNAS e uma (01) relata ocorrência em ensaio de comissionamento da UHE Itaipu - ITAIPU. Considerou-se portanto nove (09) ocorrências em hidrogeradores, sendo três (03) as descritas e o restante como segue:

- a) quatro (04) ocorrências na isolação do estator (UG02 da UHE Ilha Solteira, UG05 e UG14 da UHE Jupuí, UG01 da UHE Salto Grande da CESP);
- b) uma (01) ocorrência devido à ferimento na isolação do estator por objeto metálico estranho (UG01 da UHE Itaipu -ITAIPU);
- c) uma (01) ocorrência por centelhamento no anel coletor (UG16 da UHE Itaipu - ITAIPU) e uma (01) ocorrência na isolação do estator durante o comissionamento (UG17 da UHE Itaipu - ITAIPU).

- 4) **1990** : Foram registradas trinta e duas (32) ocorrências, sendo que quatro (04) se referem à problemas de assoreamento e correlatos (três na UHE Paranoá-CEB e um na UHE Casca III-CEMAT); uma (01) ocorrência na comporta da tomada d'água (UHE Jaguará-CEMIG); uma (01) ocorrência descreve problemas com soldagem para recuperação de cavitação (UHE Foz do Areia-COPEL) e uma (01) com equipamento auxiliar redundante do sistema de regulação de velocidade (UHE Itaipu-ITAIPU). Considerou-se portanto vinte e cinco (25) ocorrências em hidrogeradores, sendo cinco (05) as descritas e as restantes como segue:
- a) seis (06) ocorrências na isolação do estator (UG01 da UHE Caconde e UG13 da UHE Jupia-CESP, UG01 da UHE Furnas-FURNAS, UG02 da UHE Itaipu-ITAIPU, UG13 da UHE H.Borden-ELETROPAULO e UG01 da UHE Dourados-CPFL);
 - b) duas (02) ocorrências devido ao ferimento da isolação do estator por objeto metálico estranho (UG03 da UHE Três Marias-CEMIG e UG16-UHE Itaipu da ITAIPU);
 - c) três (03) ocorrências por curto-circuito no gerador (UG02 da UHE Itutinga-CEMIG, UG02 da UHE Paraibuna e UG04 da UHE Jupia-CESP);
 - d) duas (02) ocorrências relatando anormalidades na isolação e/ou conexão dos pólos (UG15 e UG16 da UHE Itaipu-ITAIPU);
 - e) um (01) ocorrência por vibração anormal do núcleo (UG11 da UHE Jupia-CESP);
 - f) uma (01) ocorrência devido à trincas no rotor da turbina (UG06 da UHE Estreito-Furnas);
 - g) uma (01) ocorrência devido à trincas nas pás do pré-distribuidor da turbina (UG04 da UHE Estreito-Furnas);
 - h) uma (01) ocorrência devido à vibração excessiva nas pás do distribuidor da turbina (UG01 a UG04 da UHE Foz do Areia-Copel);
 - i) uma (01) ocorrência devido à obstrução do sistema de resfriamento do enrolamento estatórico (UG16 da UHE Itaipu-ITAIPU);
 - j) uma (01) ocorrência devido à vazamento de óleo do servomotor da pá de turbina Kaplan (UG01 da UHE Passo Real-CEEE);
 - k) uma (01) ocorrência devido à anormalidade no regulador de tensão (UG01 da UHE Júlio de Mesquita Filho-COPEL).
- 5) **1989** : Foram registradas quarenta e quatro (44) ocorrências, sendo que cinco (05) se referem à tomada d'água (UHE Paulo Afonso III-CHESF, UHE Porto Colômbia-FURNAS, UHE Fontes Velha-LIGHT e UHE Itaipu (duas)-ITAIPU), três (03) ocorrências em compensadores síncronos (SE Mesquita e SE Ribeirão das Neves-CEMIG e SE Tijuco Preto-FURNAS), uma (01) ocorrência com reservatórios de ar comprimido de disjuntor (SE Tanquinho-CPFL) e uma (01) ocorrência devido à curto-circuito em trafo elevador (UHE Jacuí-CEEE), uma (01) ocorrência em equipamento auxiliar durante manutenção (UHE Foz do Areia-COPEL). Considerou-se portanto trinta e três (33) ocorrências em hidrogeradores, sendo sete (07) as descritas e as restantes como segue:
- a) seis (06) ocorrências devido à anormalidades na isolação do estator (UG01 da UHE Paranoá-CEB, UG02 da UHE Promissão, UG04 da UHE Euclides da Cunha e UG01 da UHE Ilha Solteira-CESP, UG01 Porto Góes-ELETROPAULO, UG01 da UHE Estreito);
 - b) quatro (04) ocorrências devido à curto-circuitos no gerador (UG05 (em duas oportunidades) da UHE Paulo Afonso III-CHESF e UG01 e UG04 (também em duas oportunidades) da UHE Henry Borden-ELETROPAULO);
 - c) oito (08) ocorrências devido à ocorrências ou defeitos no sistema de excitação, anéis coletores, pólos, etc. (UG06 e UG08 da UHE Cachoeira Dourada-CELG, UG06 da UHE Água Vermelha-CESP, UG06 da UHE Pedreira-ELETROPAULO, UG04 da UHE Foz do Areia-COPEL e UG03, UG04 e UG05 da UHE Itaipu-ITAIPU);
 - d) duas (02) ocorrências no sistema de resfriamento do enrolamento estatórico (UG02 e UG14 da UHE Itaipu);
 - e) uma (01) ocorrência no sistema de frenagem (UG01 da UHE Itaipu e UG01 da UHE Passo Real - CEEE);
 - f) uma (01) ocorrência por vazamento de lubrificante em pá Kaplan (UG07 da UHE Jupia);
 - g) uma (01) ocorrência por vazamento de água em mancal (UG03 da UHE Sobradinho - CHESF);
 - h) uma (01) ocorrência devido à trincas nas pás do pré-distribuidor (UG04 da UHE Estreito - FURNAS);

- i) uma (01) ocorrência devido à vibração excessiva no núcleo (UG14 da UHE Itaipu).

B.3 Descritivo resumido das falhas e defeitos ocorridas no período de 1989 a 1993

- 1 **1993 - UHE ITUTINGA - CEMIG - (07/04/93) (FD)**
UG 03 - Kaplan - 12,5MW - 51m³/s - 225rpm - S.Morgan Smith - 1955
 Foi observado centelhamento nas escovas da excitatriz principal e roçamento entre o rotor e estator deste equipamento, devido a excentricidade entre os mesmos. Esta falha foi causada pela falta de verticalidade do eixo (cuja inclinação era 0,185mm/m) e pela excentricidade do gerador (0,96mm), originadas pelo desnivelamento da cruzeta do mancal de escora (provavelmente devido à acomodação do bloco de concreto) e de falhas de alinhamento do conjunto.
- 2 **1993 - UHE ITUTINGA - CEMIG (FD)**
UG 04 - Kaplan - 12,5MW - 51m³/s - 225rpm - S.Morgan Smith - 1955
 Através de ultra-sonografia foi verificado o descolamento de 70% do metal patente do mancal guia da turbina (tipo bipartido - 609,85mm de diâmetro), condição em que a unidade continuou a operar. Quinze meses depois verificou-se aumento da área de descolamento para 80%. Dez meses depois foram constatadas partículas metálicas no lubrificante. Após inspeção visual e rasquetamento do mancal, a unidade foi recolocada em operação, quando ocorreu a "queima" do mancal. Como causa da falha a empresa cita o descolamento do metal patente e o desalinhamento entre os mancais de guia.
- 3 **1993 - UHE NOVA AVANHANDAVA - CESP - (07/01/93) (FD)**
UG 01 - Kaplan - 106MW - 400m³/s - 29.7m - 94.74rpm - COEMSA - 1982
 Quando a unidade gerava 100MW verificou-se perda brusca de carga, oscilação de potência e ruído anormal. A unidade foi bloqueada por atuação da proteção, tendo sido sinalizado nível baixo de óleo no mancal guia superior (1° e 2° graus) e falha no sistema de injeção de óleo (2° grau). No processo de parada o freio atuou com rotação nominal pois os sensores de velocidade foram danificados por forte oscilação do eixo. Durante ensaios realizados no dia seguinte, foi constatado novamente ruído anormal e redução de potência de aproximadamente 30%. Em inspeção na turbina foi verificado que o parafuso olhal de ligação da pá da turbina com o servomotor estava quebrado, aparentemente por fadiga.
- 4 **1993 - UHE PAULO AFONSO - CHESF (FD)**
UG 01 - Francis - 417MW - 440m³/s - 112.5m - 120rpm - VOITH - 1979
 Após 6000 horas de operação foi constatado roçamento entre os anéis de desgaste fixo e rotativo da turbina, ocorrendo desgaste do primeiro e quebra do segundo. O concreto da casa de máquinas vem sofrendo expansão reativa, o que compromete a segurança operacional dos hidrogeradores. Este fenômeno têm sido controlado através de rigoroso programa de medições, inspeções e ajustes mecânicos, desde 1987. A ocorrência em questão foi devida à uma evolução inesperada da expansão do concreto.
- 5 **1992 - UHE PASSO REAL - CEEE (FD)**
UG 02 - 70MW
 Um defeito em uma linha de transmissão provocou uma perturbação no sistema que bloqueou quatro usinas da empresa. No hidrogerador em questão atuaram os relés de temperatura do mancal guia da turbina e de massa rotórica. As proteções foram rearmadas e cerca de duas horas depois a unidade voltou a operar para observação. Como estava aparentemente normal, a unidade foi liberada para operação. Sete horas depois ocorreu nova atuação do relé de massa rotórica, indicando resistência de isolamento nula. Em inspeção foi verificado que a excitatriz apresentava sinais de curto-circuito entre as lâminas do coletor, o pólo 6 estava aterrado e alguns porta-escovas possuíam sinais de curto-circuito, com arraste de material, além de escovas quebradas e presença de água no recinto do gerador. A causa da falha foi a perturbação inicial do sistema, a qual durou aproximadamente 12 segundos e provocou sobreexcitação do campo do gerador. Foi induzida tensão alternada no enrolamento polar, o que comprometeu parcialmente a isolamento do pólo 6 e da excitatriz. Este defeitos evoluíram com o tempo até que na última falha foi gerado um desbalanceamento magnético no rotor do gerador (seis pólos foram curto-circuitados), o que o fez vibrar com grande intensidade. Foram detectados vários danos na unidade, inclusive tubulações quebradas (o que provocou alagamento do recinto do gerador), pinos de guia com solda de trava rompida, etc. Foi

recomendação da comissão que analisou a ocorrência que, no futuro, também a manutenção mecânica deve ser acionada na ocorrência de falhas elétricas.

- 6 **1992 - UE SANTA CECÍLIA - LIGHT (DD)**
UB 02 - Bomba 8,40MW - 15,5m - 40,4m³/s - 180rpm - 1952
 Durante manutenção programada foi constatada excentricidade de até 2,285mm no alojamento dos anéis de desgaste em relação ao mancal guia superior.
- 7 **1992 - UHE NILO PEÇANHA - LIGHT - (26/07/92) (FD)**
UG 16 - 71MW - 312m - 29m³/s - 450rpm - 1954
 A unidade foi impedida por indicação de alarme de nível baixo de óleo e temperatura elevada no mancal de guia superior (78°C - montante e 62°C - jusante). O nível de óleo foi completado (180l) e a unidade voltou ao sistema. Foi verificado que o mancal permanecia frio (37°C) e a unidade foi parada com a suspeita de que as sapatas não estavam trabalhando. Foi constatado que havia uma trinca na cuba do mancal por onde provavelmente vazou o lubrificante, que ocorrera o arrastamento do metal patente em todas as sapatas do mancal guia inferior e danos (minúsculas erosões do tipo "pites") nas sapatas e eixo do mancal guia superior, indicando fluxo de corrente elétrica entre eixo e sapatas. No mancal de escora além de opacidade no bloco de escora, havia sinais de desprendimento do metal patente.
- 8 **1992 - UHE BOA ESPERANÇA - CHESF - (15/11/91) (FD)**
UG 02 - Excitatriz principal - 1970
 Com a unidade operando com 49MW de carga, foi observado fumaça e forte cheiro de queimado na tampa do gerador. Foi verificado que uma excentricidade de aproximadamente 2,00mm entre os mancais de guia causou o roçamento do rotor e estator da excitatriz principal no quadrante jusante-margem esquerda.
- 9 **1992 - UHE CASCA III - CEMAT (DD)**
UG 02 - Francis - 4.7MW - 57m - 9,7m³/s - 600rpm - VOITH - 1954
 Foi verificada vibração excessiva em 3xrpm (200μmpp-axial, 340μmpp-radial e 26μmpp-vertical). Foi constatado em inspeção que a turbina apresentava áreas erodidas por cavitação, causando desbalanceamentos expressivos. Após recomposição das áreas afetadas as vibrações foram reduzidas substancialmente (75μmpp-axial em 3xrpm, 22μmpp-radial e 9μmpp-vertical em 1xrpm).
- 10 **1992 - UHE CASCA III - CEMAT (DD)**
UG 03 - Francis - 4.7MW - 57m - 9,7m³/s - 600rpm - VOITH - 1954
 Durante manutenção programada foi verificado desgastes em várias intensidades nas tampas da turbina, no rotor e nas pás diretrizes, devido à cavitação agravada por assoreamento do reservatório.
- 11 **1992 - UHE PAULO AFONSO - CHESF (21/19/91) (FD)**
UG 01 - Francis - 210MW - 82.5m - 266m³/s - 138rpm - VOITH/ESCHER WYSS - 1971
 Com a unidade operando entre 80 e 100% da carga nominal foram verificadas fortes vibrações nos mancais de guia, em especial no da turbina. Foram observados ainda ruídos estranhos com características de roçamento no poço da turbina. Foi verificado em inspeção que o anel de desgaste (fixado ao aro de saída) desprendeu-se, provocando roçamento na coroa externa do rotor da turbina.
- 12 **1992 - UHE EMBORÇAÇÃ0 - CEMIG (DD)**
UG 03 - Francis - 285MW
 O monitoramento de temperaturas indicou um aumento anormal e gradativo das temperaturas dos mancais, chegando à níveis que causaram alarmes sucessivos. Medições de vibrações indicaram que embora os níveis globais se mantivessem com relação aos valores obtidos no comissionamento e em medições executadas seis meses antes, o espectro da vibração mudara substancialmente, apresentando sub-harmônicos e harmônicos (6xrpm e 8xrpm) da ordem de grandeza da vibração na frequência de rotação. Através de inspeções foram verificadas deformações no mancal de guia inferior e da turbina, com consequentes variações nas folgas das sapatas e no mancal guia inferior a interferência do anel de teflon de vedação da cuba com o eixo e excentricidade de 1mm na sua cruzeta. O entreferro também estava desalinhado, acompanhando a cruzeta. No processo de verticalização foi verificada dificuldade de

movimentação do eixo.

- 13 **1992 - UHE PEDRO PEDROSSIAN - CEMAT (16/01/92)** (FD)
UG 02 - Francis Horiz. - 1MW - 55m - 2.16m³/s - 400rpm - H.I. SA - LINDNER - 1970
 Por defeito na proteção o gerador assumiu sobrecarga a qual causou fortes vibrações e trepidações na unidade, além de aumento repentino e anormal das temperaturas dos mancais combinado e guia da turbina. Foi verificado em inspeção que o metal patente das sapatas sofreu arrastamento, esmagamento e ruptura. As sapatas foram substituídas.
- 14 **1992 - UHE PEDRO PEDROSSIAN - CEMAT (24/07/92)** (FD)
UG 02 - Francis Horiz. - 1MW - 55m - 2.16m³/s - 400rpm - H.I. SA - LINDNER - 1970
 Foram observados ruídos estranhos na turbina quando a unidade operava em 50% da carga nominal. Foi verificado em inspeção que ocorrera início de arrastamento do metal patente do mancal de guia da turbina (recuperado), fundição total do mancal de escora e danos consideráveis no mancal de guia combinado. Ocorreu ainda atritamento entre o anel envolvente e a tampa da turbina. Acredita-se que a origem da falha foi o aumento excessivo do empuxo axial no mancal de escora, provocado pelo aumento da folga entre o rotor e a tampa.
- 15 **1991 - UHE NOVA AVANHANDAVA - CESP** (FD)
UG 03 - Kaplan - 106MW - 400m³/s - 29.7m - 94.74rpm - COEMSA - 1982
 A unidade parou por emergência devido à sobretemperatura do mancal de escora, cujos patins foram substituídos. Após quarenta (40) horas de operação ocorreu novo bloqueio por temperatura no mancal de escora, seguindo à variação brusca de carga de 55 para 70MW. Foi constatado em inspeção o arrastamento do metal patente do mancal de escora, folga excessiva no mancal de guia do gerador, emperramento do pistão hidráulico da válvula principal de acionamento do distribuidor, roçamento das pás Kaplan na envolvente e quebra da chapa do canal da sonda de temperatura da bucha central do cabeçote Kaplan. Não houve descrição da causa da falha, porém foi citado que a unidade havia entrado em velocidade de disparo durante ensaios como módulos nacionalizados dos reguladores de velocidade.
- 16 **1991 - UHE ILHA SOLTEIRA - CESP** (DD)
UG 19 - Francis - 161,5MW - 85,7rpm
 Foi verificado nas medições das folgas do mancal guia inferior que o eixo estava deslocado para jusante, o que foi confirmado nas verificações de verticalidade e do run-out do eixo. Foi verificada distribuição desuniforme da carga no mancal de escora (as borrachas de apoio do lado de jusante estavam quase intactas enquanto que as demais haviam sofrido carregamento excessivo), devido provavelmente à acomodação da mesa de escora.
- 17 **1991 - UHE CHAVANTES - CESP - (19/10/90)** (FD)
UG 02 - Francis - 103.5MW - 160m³/s - 73,69m - 128,6rpm - ESCHERR WYSS - 1970
 Houve sinalização de pressão baixa no sistema de óleo do mancal de escora. Foi detectado metal patente no lubrificante, o qual foi filtrado. O mancal ficou submetido a controle de temperatura e análises de óleo até que fosse possível uma parada. Cinco dias depois em inspeção à unidade foi verificado que as sapatas estavam danificadas, com obstrução dos furos de injeção de óleo. A causa da ocorrência foi o descolamento do metal patente provavelmente devido à técnica de aplicação ser inadequada.
- 18 **1990 - UHE SÃO SIMÃO - CEMIG** (FD)
UG 05 - Francis - 273MW - 442m³/s - 94.7rpm - NEYRPIC - 1979
 Após os ensaios de vibração e balanceamento realizados ao final de uma revisão programada, a unidade voltou ao sistema. Logo após foi detectada elevada quantidade de água no lubrificante do mancal guia da turbina, devido a vazamento excessivo no anel de vedação de carvão. A causa foi a pressão excessiva da água de resfriamento e da pouca pressão da mola de ajuste da junta carbônica. O anel de carvão foi substituído e as pressões das molas e d'água foram reajustadas.
- 19 **1990 - UHE SALTO GRANDE - CEMIG** (FD)
UG 03 - 26MW - 300rpm - GENERAL ELECTRIC - 1956
 O monitoramento do lubrificante do mancal de escora indicava o consumo anormal dos aditivos DTF

(Ditifostato de Zinco) e DBPC (Diterc-butilparacresol), com degradação irreversível do lubrificante. O consumo anormal do DTF já estaria provavelmente associado ao desgaste acentuado do metal patente. Uma inspeção no mancal de escora mostrou que havia arrastamento do metal patente das sapatas. As sapatas e o lubrificante foram substituídos. A causa provável da ocorrência é a taxa de partidas/paradas (média de oito ao mês) para um mancal sem pré-formação do filme lubrificante.

- 20 **1990 - UHE BALBINA - ELETRONORTE (DD)**
UG 01 E UG 02 - Kaplan - 52MW - 260m³/s - 21.72m - 105.6rpm - NEYRPIC - 1989
 Durante o comissionamento foram observadas vibrações anormais no mancal guia da turbina e ruído excessivo na tampa da turbina (com a unidade operando em vazio), cuja frequência era a metade da frequência de rotação. Por isso, descartou-se a possibilidade de vórtices do tipo que ocorrem em baixa carga, os quais normalmente ocorrem em torno de um quarto da frequência de rotação. Acredita-se que as vibrações sejam devidas à um deslocamento do escoamento à montante da roda, em função da velocidade tangencial ser grande em relação à velocidade radial, levando à um vórtice potencial importante. Nesta condições desenvolve-se uma zona de água morta entre a tampa e a roda, causando flutuação de pressão e vibrações no rotor da turbina. O relatório informa que outros ensaios estavam em andamento para a detecção da causa do fenômeno e que a injeção de ar comprimido entre o rotor e a tampa apresentou bons resultados.
- 21 **1990 - UHE SAMUEL - ELETRONORTE (FD)**
UG 02 - Kaplan - 44MW - 170m³/s - 28.6m - 150rpm - NEYRPIC - 1990
 Durante o ensaio de sobrevelocidade o distribuidor foi indevidamente levado à plena abertura, o que levou à sobrevelocidade excessiva (225 rpm) e vibrações excessivas no eixo (550µmpp no mancal guia inferior). Ocorreu ainda roçamento do rotor com a guia de ar, devido à folga entre eles ser menor que a do mancal contra-escora. Após a ocorrência foram feitas inspeções com líquido penetrante nas pás, análise físico-química do lubrificante, inspeções no mancal da turbina, no mancal contra-escora e na junta de vedação. O lubrificante foi circulado em filtro por 48 horas à procura de partículas metálicas. Nenhuma anormalidade foi encontrada nas verificações acima. Contudo, com o roçamento ocorrido na guia de ar, uma porca foi arrancada e ocasionou ferimentos em duas barras do enrolamento do estator, as quais tiveram que ser substituídas.
- 22 **1990 - UHE TRÊS MARIAS - CEMIG (DD)**
UG 01 - 68MW - 163,6rpm - VOITH - 1962
 Durante inspeção na unidade verificou-se que o núcleo estava flambado lateralmente (buckling) e que o entreferro da unidade era bastante irregular, com variações entre duas à seis vezes o valor permitido. A causa do buckling foi a falta de reaperto dos tirantes do núcleo, após a acomodação das chapas. Os tirantes foram reapertados e para correção do entreferro o estator foi deslocado 0,55mm no sentido da montante, além de se retirar 0,50mm de calço de cada pólo. Este problema foi verificado também nas outras duas unidades da usina.
- 23 **1989 - UHE FUNIL - FURNAS (FD)**
UG 01 - FRANCIS - 74MW - 163,6rpm - 69m - ANSALDO SAN GIORGIO - 1970
 Um ano após a reforma da unidade ocorreu a queima do enrolamento estatórico do PMG (gerador de imã permanente), devido ao roçamento entre o rotor e o estator deste equipamento. A empresa atribue a causa do roçamento à uma excentricidade de 0,18mm entre o mancal guia da turbina e o mancal guia superior (combinado), o qual estava deslocado para jusante. Com a unidade em giro mecânico, tal excentricidade implica em uma inclinação de 0,06mm/m no eixo da unidade, que significa um deslocamento de 0,50mm do PMG na mesma direção. Com a excitação da unidade, as forças magnéticas (originadas pela redução do entreferro) aumentavam a inclinação para 1,40mm/m, o que significa um deslocamento do PMG de 1,20mm para à jusante. Como o entreferro do PMG é 1,40mm, qualquer variação da verticalidade da unidade ou mesmo um desbalanceamento anormal poderia causar o roçamento. Como solução para o problema adotou-se o alinhamento entre os mancais de guia e uma aumento na precisão da regulagem das folgas do mancal.

- 24 **1989 - UHE COARACY NUNES - ELETRONORTE (DD)**
UG 01 - KAPLAN - 20MW - 138,5rpm - HITACHI - 1976
 O defeito relatado foi o aquecimento anormal dos mancais devido à baixa qualidade da água de resfriamento (captada na caixa espiral), que ocasionava entupimento das serpentinas de resfriamento do lubrificante. A solução adotada foi fazer um circuito fechado com água tratada. A temperatura do mancal combinado reduziu de 65,6°C para 62°C.
- 25 **1989 - UHE SÃO SIMÃO - CEMIG (DD)**
UG 04 - FRANCIS - 291MW - 72m - 94,7rpm - NEYRPIC - 1979
 Foram detectadas (em inspeção) vinte e três trincas no rotor da turbina, devido à operações frequentes nas faixas de 0-210MW e acima de 265MW, onde as unidades geradoras apresentam elevada severidade de vibração. As pás foram recuperadas e foi impedida a operação de todas unidades nas faixas de potência 0-210MW e 265-290MW. Ensaio posteriores reduziram a primeira faixa para 0-190MW, nas unidades geradoras 2 e 4.
- 26 **1989 - UHE CAMARGOS - CEMIG (DD)**
UG 02 - KAPLAN - 23MW - 22m - 150rpm - 118m³/s - S.MORGAN SMITH - 1958
 Foi verificado (em inspeção) o arrancamento de chapas do tubo de sucção e do anel periférico (entre o anel de descarga e o tubo de sucção), com conseqüente erosão do concreto da base. A causa provável pode ter sido a operação da unidade por longos períodos na faixa de 22MW, que é aceitável apenas por curtos períodos. O tubo de sucção foi reparado e faixas operativas foram revistas.
- 27 **1989 - UHE SOBRADINHO - CHESF (DD)**
UG 01 - KAPLAN - 178MW - 27,2m - 710m³/s -
 Foram constatadas (em inspeção) trincas nas pás da turbina, ocorrendo casos de trincas transpassantes e de desprendimento de materiais (350mmx600mm). A empresa aponta como causas prováveis das trincas a má qualidade da fundição do aço (vazios e impurezas), perturbações hidráulicas (vibrações auto-excitadas), deficiências de soldagem e formato inadequado das bordas das pás. As pás foram reparadas e aguardava-se uma manutenção mais prolongada para modificação das borda de saída das pás.
- 28 **1989 - UHE MASCARENHAS - ECELSA (FD)**
UG 01 - KAPLAN - 40MW - 17,6m - 105,8rpm - ALLIS CHALMERS - 1973
 No dia 18/12/88 atuou o relé de fase dividida e o relé de temperatura do mancal da turbina. Através de inspeção foi verificado amassamento e riscos no metal patente das sapatas do mancal guia da turbina e ruptura das grades da tomada d'água. A causa da falha foi excentricidade do eixo turbina-gerador e uma obstrução da tomada d'água, a qual provocou instabilidade no fluxo hidráulico e fortes vibrações do eixo. As sapatas do mancal foram rasqueteadas e reaproveitadas. A unidade foi recentrada e balanceada. As folgas dos mancais foram reajustadas. O desequilíbrio de corrente de fase dividida foi reduzido de 2,60A para 1,18A. O mancal da turbina não apresentou nenhuma anormalidade. Estes procedimentos serão estendidos para as outras duas unidades da usina.
- 29 **1989 - UHE PASSO FUNDO - ELETROSUL (30/09/89) (FD)**
UG 01 - FRANCIS - 110MW - 260m - 300rpm - MITSUBISHI - 1973
 A unidade foi parada devido à vazamento de água pelo flange do tubo de sucção da turbina. O histórico do equipamento indicava que o vazamento estava relacionado com o afrouxamento dos parafusos de fixação da aba vertical do anel de desgaste fixo inferior. Em inspeção foi verificado que a aba horizontal do anel havia sido arrancada. Este anel estava em operação há quatro anos e em uma outra inspeção, efetuada quatro meses antes da ocorrência, nada de anormal havia sido detectado. A máquina retornou ao sistema três dias depois, utilizando provisoriamente um anel de desgaste usado. Três semanas depois foi colocado um segundo anel. A empresa informa que as causas do acidente estão sendo investigadas e esperava-se obter maiores informações após resgate do anel original por mergulhadores.

Apêndice C

Programa para a Determinação de Coeficientes Dinâmicos de Mancais

Neste apêndice é apresentado um exemplo de programa para determinação dos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante, desenvolvido com o aplicativo Mathcad.

C.1. COEFDIN1 - Determinação dos coeficientes dinâmicos do filme lubrificante do mancal guia superior das unidades geradoras da UHE Itaipu, considerando os dados do item 1.1 . Os resultados foram comparados com os dados obtidos com o Programa Dynko - Unidimensional.

C.1.1 Dados da máquina e do mancal

$N := \frac{90.9}{60}$	- velocidade de rotação da máquina (rps)
$n_s := 16$	- número de sapatas do mancal
$r := 1.100$	- raio do eixo (m)
$R := 1.103$	- raio da sapata (m)
$L := 0.400$	- largura da sapata (m)
$\alpha := \frac{0.140}{R} \cdot \text{rad}$	- ângulo desde a saída do lubrificante até o pivotamento (m)
$\beta := \frac{0.350}{R} \cdot \text{rad}$	- ângulo entre as extremidades da sapata (m)

$\rho := 873.3$	- densidade do lubrificante (kg/m^3) (IB - 873.3 kg/m^3 20C)
$\nu := 54$	- viscosidade cinemática do lubrificante (cSt(JB - $54.2/40 \text{ } 35/50 \text{ cSt/C}$)
$c_0 := 200 \cdot 10^{-6}$	- folga nominal do mancal (m)

C.1.2 Dados do programa para determinação dos parâmetros de um mancal

$n_p := 100$	- número de iterações máximo para determinar a inclinação da sapata
$i := 0.. \frac{n_p}{4}$	- contador para indicar o número de pontos discretizados na direção x
$k := 0.. n_p - 1$	- contador para determinar a inclinação da sapata
$n := 1.. n_s$	- contador para indicar o número de sapatas
$dx := \frac{4 \cdot \beta \cdot r}{n_p}$	- incremento de distância na direção x
$x(i) := i \cdot dx$	- posição na direção x
Erro := 10^{-2}	- erro para cálculo da posição de equilíbrio da sapata
ϕ	- ângulo de posição da excentricidade do mancal (rad)

C.1.3 Cálculos primários de outros dados da máquina ou do mancal

$\mu := \nu \cdot \rho \cdot 10^{-6}$	$\mu = 0.047$	- viscosidade dinâmica ou absoluta do mancal (N.s/m^2)
$\omega := 2 \cdot \pi \cdot N$	$\omega = 9.5$	- velocidade angular no filme lubrificante (rad/s)
$\Omega := 2 \cdot \pi \cdot N$	$\Omega = 9.5$	- velocidade de precessão do eixo (rad/s)
$U := \omega \cdot r$	$U = 10.5$	- velocidade linear no filme lubrificante (m/s)
$\Delta e := 3 \cdot \frac{c_0}{n_p}$	$\Delta e = 6 \cdot 10^{-6}$	- incremento da excentricidade do eixo (m)
$e(i) := \Delta e \cdot (i + 2)$		- excentricidade do mancal (m)
$\psi(n) := \frac{2 \cdot \pi \cdot (n - 1)}{n_s} \cdot \text{rad}$		- ângulo da posição do ponto de pivotamento das sapatas

$$m_{CV} = 2 + \frac{3 \cdot v}{(2 + v)} \cdot \frac{\lambda^2}{(1 + 0.55\lambda)} \quad m_{CV} = 3.167 \quad \text{- coeficiente } m \text{ proposto conforme critério de Varga}$$

$$m_{RT} := \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 + 8 \cdot \lambda^2} \quad m_{RT} = 2.192 \quad \text{- coeficiente } m \text{ proposto na tese (Minimização do Resíduo Total)}$$

$$m_{RM} := \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 + 12 \cdot \lambda^2} \quad m_{RM} = 1.542 \quad \text{- coeficiente } m \text{ proposto na tese (Minimização do Resíduo Máximo)}$$

C.1.7 Cálculo das forças radiais nas sapatas e da força total no mancal

$$\Gamma_0 := \frac{m}{m+1} \cdot \left[\frac{6 \cdot \mu \cdot U \cdot L \cdot ((\eta - 1) \cdot \alpha + \beta)^2}{(\eta - 1)^2} \cdot \left[-\ln(\eta) + 2 \cdot \frac{(\eta - 1)}{(\eta + 1)} \right] \cdot \left(\frac{R}{c_0} \right)^2 \right]$$

$$\chi(i, n) := \frac{c(i, n)}{c_0}$$

$$F_{0x(i)} = \Gamma_0 \cdot \sum_n \frac{\cos(\psi(n))}{\chi(i, n)^2}$$

$$F_{0y(i)} = \Gamma_0 \cdot \sum_n \frac{\sin(\psi(n))}{\chi(i, n)^2}$$

$$F_0(i) := \sqrt{F_{0x(i)}^2 + F_{0y(i)}^2}$$

C.1.8 Cálculo de constantes para cálculo dos coeficientes de amortecimento

$$\Lambda_0 = \frac{m}{m+1} \cdot \left[\frac{6 \cdot \mu \cdot L \cdot ((\eta - 1) \cdot \alpha + \beta)^3}{(\eta - 1)^2} \cdot \left(\frac{R}{c_0} \right)^3 \right]$$

$$C_{\beta\eta} := \left[\begin{array}{l} -(\beta \cdot \eta + \beta \cdot \eta \cos(\beta) + 2 \cdot \eta \sin(\beta)) \dots \\ + \left[\frac{\beta \cdot \eta \cdot (\eta + 1)}{6 \cdot (\eta^2 - 1)} \cdot \delta^3 + 3 \cdot \delta - \frac{2 \cdot \eta \cdot \delta \cdot \ln(\eta)}{(\eta^2 - 1)} \right] \cdot \sin(\delta) \dots \\ + \left[\frac{-(\eta^2 + 1)}{\eta + 1} \cdot \delta^2 + \frac{2 \cdot \ln(\eta)}{(\eta - 1)} \right] \cdot \cos(\delta) \end{array} \right]$$

$$S_{\beta\eta} := \left[\begin{array}{l} \frac{2 \cdot \eta - 2 \cdot \eta \cdot \cos(\beta) + \beta \cdot \eta \cdot \sin(\beta)}{\beta \cdot \eta \cdot (\eta + 1)} \dots \\ + \left[\frac{- (\eta^2 + 1)}{\eta + 1} \cdot \delta^2 + \frac{2 \cdot \ln(\eta)}{(\eta - 1)} \right] \cdot \sin(\delta) \dots \\ + \left[\frac{(\eta^4 - 2 \cdot \eta^3 + 2 \cdot \eta - 1)}{6 \cdot (\eta^2 - 1)} \cdot \delta^3 - 3 \cdot \delta + \frac{2 \cdot \eta \cdot \delta \cdot \ln(\eta)}{(\eta^2 - 1)} \right] \cdot \cos(\delta) \end{array} \right]$$

C.1.9 Cálculo dos coeficientes de rigidez

$$k_{xx}(i) := \frac{\Gamma_0}{c_0} \left[\sum_n \left(\frac{1 + \cos(2 \cdot \psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right) \right]$$

$$k_{xy}(i) := \frac{\Gamma_0}{c_0} \left[\sum_n \left(\frac{\sin(2 \cdot \psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right) \right]$$

$$k_{yx}(i) := \frac{\Gamma_0}{c_0} \left[\sum_n \left(\frac{\sin(2 \cdot \psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right) \right]$$

$$k_{yy}(i) := \frac{\Gamma_0}{c_0} \left[\sum_n \left(\frac{1 - \cos(2 \cdot \psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right) \right]$$

C.1.10 Cálculo dos coeficientes de amortecimento

$$c_{xx}(i) := \Lambda_0 \cdot \sum_n \left[\frac{(C_{\beta\eta} \cdot \cos(\theta(n)) + S_{\beta\eta} \cdot \sin(\theta(n))) \cdot \cos(\psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right]$$

$$c_{xy}(i) := \Lambda_0 \cdot \sum_n \left[\frac{(C_{\beta\eta} \cdot \sin(\theta(n)) - S_{\beta\eta} \cdot \cos(\theta(n))) \cdot \cos(\psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right]$$

$$c_{yx}(i) := \Lambda_0 \cdot \sum_n \left[\frac{(C_{\beta\eta} \cdot \cos(\theta(n)) + S_{\beta\eta} \cdot \sin(\theta(n))) \cdot \sin(\psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right]$$

$$c_{yy}(i) := \Lambda_0 \cdot \sum_n \left[\frac{(C_{\beta\eta} \cdot \sin(\theta(n)) - S_{\beta\eta} \cdot \cos(\theta(n))) \cdot \sin(\psi(n))}{\chi(i, n)^3} \right]$$

$$S_{o(i)} := \frac{\mu \cdot N \cdot L \cdot (2 \cdot r)}{F_{0(i)}} \cdot \left(\frac{r}{c_0} \right)^2$$

$$K_{xx(i)} := \frac{c_0}{F_{0(i)}} \cdot k_{xx(i)}$$

$$K_{xy(i)} := \frac{c_0}{F_{0(i)}} \cdot k_{xy(i)}$$

$$K_{yx(i)} := \frac{c_0}{F_{0(i)}} \cdot k_{yx(i)}$$

$$K_{yy(i)} := \frac{c_0}{F_{0(i)}} \cdot k_{yy(i)}$$

$$C_{xx(i)} := \frac{\omega \cdot c_0}{F_{0(i)}} \cdot c_{xx(i)}$$

$$C_{xy(i)} := \frac{\omega \cdot c_0}{F_{0(i)}} \cdot c_{xy(i)}$$

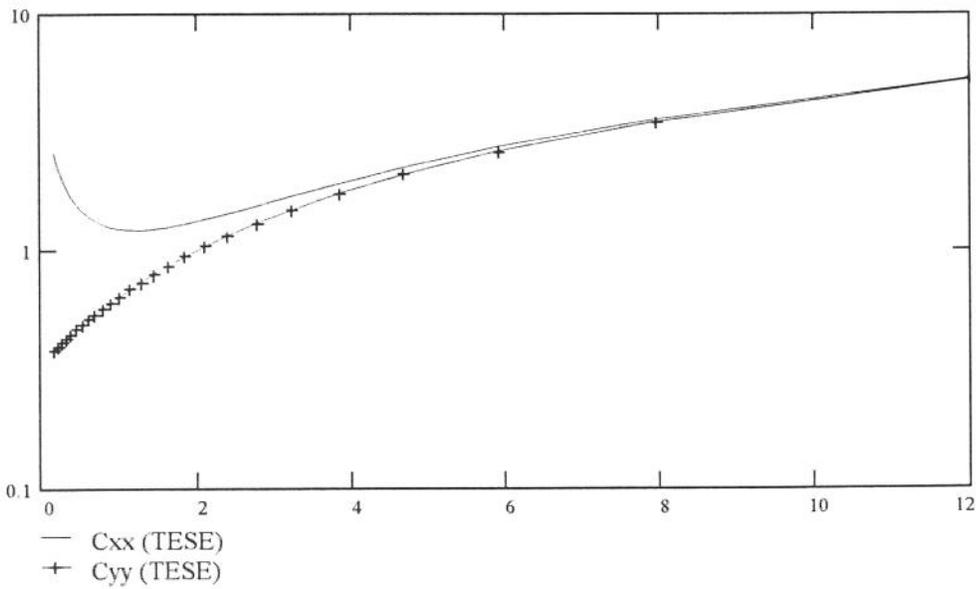
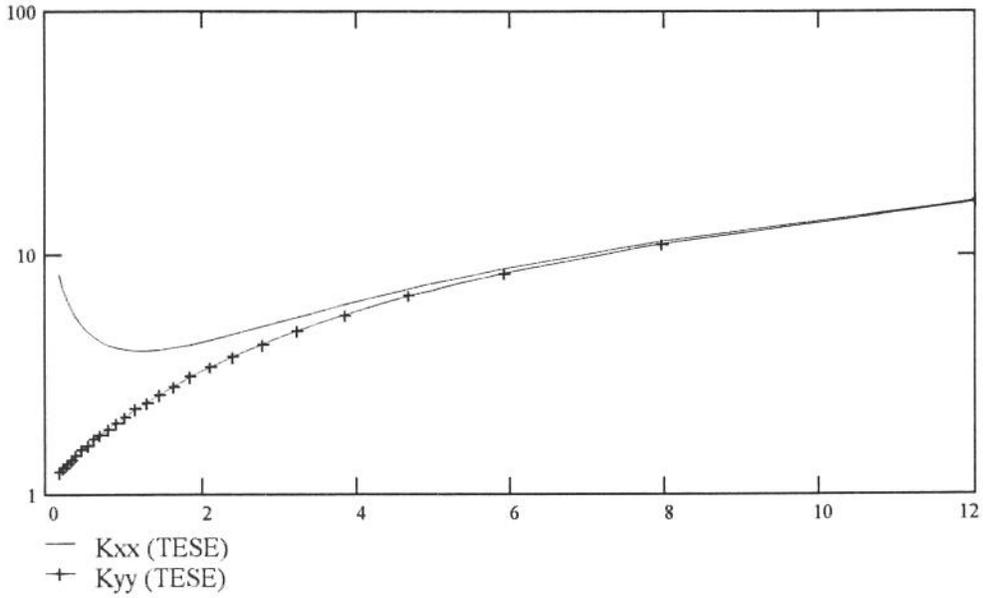
$$C_{yx(i)} := \frac{\omega \cdot c_0}{F_{0(i)}} \cdot c_{yx(i)}$$

$$C_{yy(i)} := \frac{\omega \cdot c_0}{F_{0(i)}} \cdot c_{yy(i)}$$

$\phi \equiv 0$ -deg $\mu = 0.047$ N.s/m² $n_s = 16$ Pads $c_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ um

$m \equiv 1.542$

COEFICIENTES ADIMENSIONAIS versus NUMERO DE SOMMERFELD



$SO_1 = 0.01746$	$S11_1 = 8.4539$	$S12_1 = 0.0202$	$S21_1 = -0.0178$	$S22_1 = 8.8294$
$SO_2 = 0.022099$	$S11_2 = 6.7635$	$S12_2 = 0.0158$	$S21_2 = -0.0148$	$S22_2 = 7.2374$
$SO_3 = 0.026927$	$S11_3 = 5.6374$	$S12_3 = 0.0128$	$S21_3 = -0.0125$	$S22_3 = 6.2120$
$SO_4 = 0.032010$	$S11_4 = 4.8309$	$S12_4 = 0.0106$	$S21_4 = -0.0011$	$S22_4 = 5.5098$
$SO_5 = 0.037382$	$S11_5 = 4.2272$	$S12_5 = 0.0108$	$S21_5 = -0.0072$	$S22_5 = 5.0140$
$SO_6 = 0.043124$	$S11_6 = 3.7568$	$S12_6 = 0.0098$	$S21_6 = -0.0063$	$S22_6 = 4.6549$
$SO_7 = 0.049300$	$S11_7 = 3.3807$	$S12_7 = 0.0088$	$S21_7 = -0.0055$	$S22_7 = 4.3993$
$SO_8 = 0.055996$	$S11_8 = 3.0731$	$S12_8 = 0.0055$	$S21_8 = -0.0087$	$S22_8 = 4.2174$
$SO_9 = 0.063319$	$S11_9 = 2.8168$	$S12_9 = 0.0046$	$S21_9 = -0.0084$	$S22_9 = 4.0951$
$SO_{10} = 0.071397$	$S11_{10} = 2.5998$	$S12_{10} = 0.0039$	$S21_{10} = -0.0826$	$S22_{10} = 4.0215$
$SO_{11} = 0.080385$	$S11_{11} = 2.4139$	$S12_{11} = 0.0066$	$S21_{11} = -0.0063$	$S22_{11} = 3.9891$
$SO_{12} = 0.090475$	$S11_{12} = 2.2526$	$S12_{12} = 0.0026$	$S21_{12} = -0.0078$	$S22_{12} = 3.9974$
$SO_{13} = 0.10191$	$S11_{13} = 2.1114$	$S12_{13} = 0.0021$	$S21_{13} = -0.0078$	$S22_{13} = 4.0406$
$SO_{14} = 0.11501$	$S11_{14} = 1.9868$	$S12_{14} = 0.0057$	$S21_{14} = -0.0022$	$S22_{14} = 4.1194$
$SO_{15} = 0.13017$	$S11_{15} = 1.8760$	$S12_{15} = 0.0054$	$S21_{15} = -0.0019$	$S22_{15} = 4.2353$
$SO_{16} = 0.14793$	$S11_{16} = 1.7768$	$S12_{16} = 0.0005$	$S21_{16} = -0.0078$	$S22_{16} = 4.3906$
$SO_{17} = 0.16901$	$S11_{17} = 1.6874$	$S12_{17} = 0.0050$	$S21_{17} = -0.0012$	$S22_{17} = 4.5912$
$SO_{18} = 0.19440$	$S11_{18} = 1.6065$	$S12_{18} = 0.0049$	$S21_{18} = -0.0009$	$S22_{18} = 4.8434$
$SO_{19} = 0.22551$	$S11_{19} = 1.5328$	$S12_{19} = -0.0009$	$S21_{19} = -0.0080$	$S22_{19} = 5.1576$
$SO_{20} = 0.26437$	$S11_{20} = 1.4653$	$S12_{20} = -0.0014$	$S21_{20} = -0.0081$	$S22_{20} = 5.5503$
$SO_{21} = 0.31405$	$S11_{21} = 1.4031$	$S12_{21} = -0.0018$	$S21_{21} = -0.0083$	$S22_{21} = 6.0437$
$SO_{22} = 0.37936$	$S11_{22} = 1.3453$	$S12_{22} = 0.0043$	$S21_{22} = -0.0000$	$S22_{22} = 6.6724$
$SO_{23} = 0.46823$	$S11_{23} = 1.2907$	$S12_{23} = 0.0043$	$S21_{23} = 0.0002$	$S22_{23} = 7.4877$
$SO_{24} = 0.59457$	$S11_{24} = 1.2377$	$S12_{24} = -0.0031$	$S21_{24} = -0.0088$	$S22_{24} = 8.5834$
$SO_{25} = 0.78502$	$S11_{25} = 1.1833$	$S12_{25} = 0.0039$	$S21_{25} = 0.0007$	$S22_{25} = 10.118$
$SO_{26} = 1.0966$	$S11_{26} = 1.1212$	$S12_{26} = -0.0038$	$S21_{26} = -0.0086$	$S22_{26} = 12.408$

$SO_{27} = 1.6739$	$S11_{27} = 1.0371$	$S12_{27} = -0.0038$	$S21_{27} = -0.0082$	$S22_{27} = 16.187$
$SO_{28} = 2.9944$	$S11_{28} = 0.89594$	$S12_{28} = -0.0035$	$S21_{28} = -0.0076$	$S22_{28} = 23.523$
$SO_{29} = 7.6722$	$S11_{29} = 0.61655$	$S12_{29} = 0.0020$	$S21_{29} = -0.0010$	$S22_{29} = 42.739$

C.1.14 Resultados do Programa Dynko para os coeficientes de amortecimento do mesmo mancal
(Cálculo Unidimensional)

$C11_1 = 3.7528$	$C12_1 = -0.0044$	$C21_1 = 0.0030$	$C22_1 = 3.9116$
$C11_2 = 3.0006$	$C12_2 = -0.0037$	$C21_2 = 0.0023$	$C22_2 = 3.2006$
$C11_3 = 2.4991$	$C12_3 = -0.0032$	$C21_3 = 0.0017$	$C22_3 = 2.7416$
$C11_4 = 2.1397$	$C12_4 = -0.0029$	$C21_4 = 0.0013$	$C22_4 = 2.4254$
$C11_5 = 1.8704$	$C12_5 = -0.0021$	$C21_5 = 0.0015$	$C22_5 = 2.2012$
$C11_6 = 1.6601$	$C12_6 = -0.0018$	$C21_6 = 0.0013$	$C22_6 = 2.0381$
$C11_7 = 1.4917$	$C12_7 = -0.0017$	$C21_7 = 0.0011$	$C22_7 = 1.9184$
$C11_8 = 1.3537$	$C12_8 = -0.0024$	$C21_8 = 0.0003$	$C22_8 = 1.8316$
$C11_9 = 1.2385$	$C12_9 = -0.0024$	$C21_9 = 0.0001$	$C22_9 = 1.7707$
$C11_{10} = 1.1407$	$C12_{10} = -0.0024$	$C21_{10} = 0.0000$	$C22_{10} = 1.7307$
$C11_{11} = 1.0566$	$C12_{11} = -0.0012$	$C21_{11} = 0.0012$	$C22_{11} = 1.7090$
$C11_{12} = 0.9832$	$C12_{12} = -0.0023$	$C21_{12} = -0.0004$	$C22_{12} = 1.7017$
$C11_{13} = 0.9187$	$C12_{13} = -0.0022$	$C21_{13} = -0.0005$	$C22_{13} = 1.7095$
$C11_{14} = 0.8615$	$C12_{14} = -0.0009$	$C21_{14} = 0.0005$	$C22_{14} = 1.7314$
$C11_{15} = 0.8102$	$C12_{15} = -0.0008$	$C21_{15} = 0.0005$	$C22_{15} = 1.7665$
$C11_{16} = 0.7637$	$C12_{16} = -0.0024$	$C21_{16} = -0.0010$	$C22_{16} = 1.8153$
$C11_{17} = 0.7216$	$C12_{17} = -0.0007$	$C21_{17} = 0.0003$	$C22_{17} = 1.8808$
$C11_{18} = 0.6827$	$C12_{18} = -0.0007$	$C21_{18} = 0.0002$	$C22_{18} = 1.9630$
$C11_{19} = 0.6466$	$C12_{19} = -0.0026$	$C21_{19} = -0.0014$	$C22_{19} = 2.0642$
$C11_{20} = 0.6129$	$C12_{20} = -0.0026$	$C21_{20} = -0.0015$	$C22_{20} = 2.1901$
$C11_{21} = 0.5810$	$C12_{21} = -0.0026$	$C21_{21} = -0.0016$	$C22_{21} = 2.3456$
$C11_{22} = 0.5504$	$C12_{22} = -0.0005$	$C21_{22} = 0.0001$	$C22_{22} = 2.5402$

$SO_{27} = 1.6739$	$S11_{27} = 1.0371$	$S12_{27} = -0.0038$	$S21_{27} = -0.0082$	$S22_{27} = 16.187$
$SO_{28} = 2.9944$	$S11_{28} = 0.89594$	$S12_{28} = -0.0035$	$S21_{28} = -0.0076$	$S22_{28} = 23.523$
$SO_{29} = 7.6722$	$S11_{29} = 0.61655$	$S12_{29} = 0.0020$	$S21_{29} = -0.0010$	$S22_{29} = 42.739$

**C.1.14 Resultados do Programa Dynko para os coeficientes de amortecimento do mesmo mancal
(Cálculo Unidimensional)**

$C11_1 = 3.7528$	$C12_1 = -0.0044$	$C21_1 = 0.0030$	$C22_1 = 3.9116$
$C11_2 = 3.0006$	$C12_2 = -0.0037$	$C21_2 = 0.0023$	$C22_2 = 3.2006$
$C11_3 = 2.4991$	$C12_3 = -0.0032$	$C21_3 = 0.0017$	$C22_3 = 2.7416$
$C11_4 = 2.1397$	$C12_4 = -0.0029$	$C21_4 = 0.0013$	$C22_4 = 2.4254$
$C11_5 = 1.8704$	$C12_5 = -0.0021$	$C21_5 = 0.0015$	$C22_5 = 2.2012$
$C11_6 = 1.6601$	$C12_6 = -0.0018$	$C21_6 = 0.0013$	$C22_6 = 2.0381$
$C11_7 = 1.4917$	$C12_7 = -0.0017$	$C21_7 = 0.0011$	$C22_7 = 1.9184$
$C11_8 = 1.3537$	$C12_8 = -0.0024$	$C21_8 = 0.0003$	$C22_8 = 1.8316$
$C11_9 = 1.2385$	$C12_9 = -0.0024$	$C21_9 = 0.0001$	$C22_9 = 1.7707$
$C11_{10} = 1.1407$	$C12_{10} = -0.0024$	$C21_{10} = 0.0000$	$C22_{10} = 1.7307$
$C11_{11} = 1.0566$	$C12_{11} = -0.0012$	$C21_{11} = 0.0012$	$C22_{11} = 1.7090$
$C11_{12} = 0.9832$	$C12_{12} = -0.0023$	$C21_{12} = -0.0004$	$C22_{12} = 1.7017$
$C11_{13} = 0.9187$	$C12_{13} = -0.0022$	$C21_{13} = -0.0005$	$C22_{13} = 1.7095$
$C11_{14} = 0.8615$	$C12_{14} = -0.0009$	$C21_{14} = 0.0005$	$C22_{14} = 1.7314$
$C11_{15} = 0.8102$	$C12_{15} = -0.0008$	$C21_{15} = 0.0005$	$C22_{15} = 1.7665$
$C11_{16} = 0.7637$	$C12_{16} = -0.0024$	$C21_{16} = -0.0010$	$C22_{16} = 1.8153$
$C11_{17} = 0.7216$	$C12_{17} = -0.0007$	$C21_{17} = 0.0003$	$C22_{17} = 1.8808$
$C11_{18} = 0.6827$	$C12_{18} = -0.0007$	$C21_{18} = 0.0002$	$C22_{18} = 1.9630$
$C11_{19} = 0.6466$	$C12_{19} = -0.0026$	$C21_{19} = -0.0014$	$C22_{19} = 2.0642$
$C11_{20} = 0.6129$	$C12_{20} = -0.0026$	$C21_{20} = -0.0015$	$C22_{20} = 2.1901$
$C11_{21} = 0.5810$	$C12_{21} = -0.0026$	$C21_{21} = -0.0016$	$C22_{21} = 2.3456$
$C11_{22} = 0.5504$	$C12_{22} = -0.0005$	$C21_{22} = 0.0001$	$C22_{22} = 2.5402$

Apêndice D

Obtenção das Equações do Capítulo 1

Muitas equações foram apresentadas diretamente no estudo analítico do mancal hidrodinâmico apresentado no Capítulo 1, sem o detalhamento das passagens que permitiram sua obtenção. Neste apêndice é feito tal detalhamento, embora sem um maior rigor matemático.

D.1 Determinação da espessura do filme lubrificante (equação 1.7)

Para determinar-se $h(x)$ e as constantes relacionadas a esta função (a , h_i , h_o) deve-se lembrar que :

$$a = \frac{h_i - h_o}{\beta R} = \frac{c - h_o}{\alpha R}$$

Utilizando-se a igualdade entre a segunda e a terceira parcela da equação anterior tem-se $\alpha h_i - \alpha h_o = \beta c - \beta h_o$. Substituindo-se $\eta = h_i/h_o$ na relação anterior, obtém-se :

$$h_o = \frac{\beta}{[(\eta - 1)\alpha + \beta]} c$$

Pode-se obter h_i por :

$$h_i = \eta h_o = \frac{\eta \beta}{[(\eta - 1)\alpha + \beta]} c$$

e utilizando-se novamente a primeira equação, obtém-se:

$$a = \frac{h_i - h_o}{\beta R} = \frac{(\eta - 1) h_o}{\beta R} = \frac{(\eta - 1)}{[(\eta - 1)\alpha + \beta]} \frac{c}{R}$$

Finalmente, obtém-se $h(x)$ como na equação 1.7 :

$$h(x) = ax + h_o = \frac{[(\eta - 1)x + \beta R]}{[(\eta - 1)\alpha + \beta]} \frac{c}{R} \quad (1.7)$$

D.2 Determinação das tensões normais (τ_{ii}) em função da pressão p (equações 1.18)

Em um escoamento ideal, o valor da pressão em um certo ponto é o mesmo, independente da direção. Isto não ocorre em um escoamento viscoso, onde a pressão varia com a direção e é definida como a média aritmética das tensões normais do volume de controle.

$$p = \frac{1}{2} (\tau_{xx} + \tau_{yy})$$

Da equação anterior pode-se tirar que:

$$\tau_{xx} = p + \frac{(\tau_{xx} - \tau_{yy})}{2} \quad \text{e} \quad \tau_{yy} = p + \frac{(\tau_{yy} - \tau_{xx})}{2}$$

Com o uso das equações anteriores, as forças devidas as tensões normais que atuam nas faces perpendiculares às direções x e y de um volume de controle de secção triangular (τ_{xx} e τ_{yy}) são equilibradas pelas componentes da força devida a tensão de cisalhamento que atua no plano inclinado (τ_α), conforme mostrado na Figura D.1.

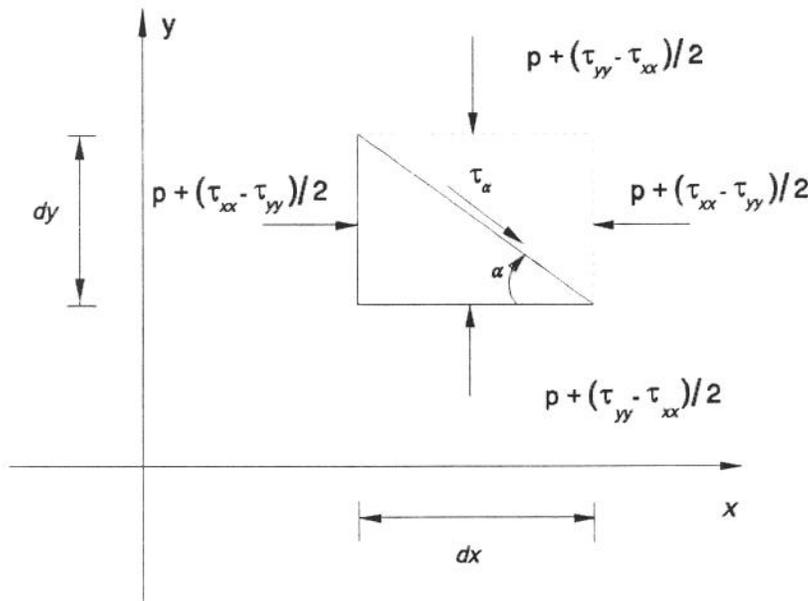


Figura D.1 Equilíbrio das forças em um volume de controle triangular

Como o fluido é incompressível, a pressão p não produz deformações. O fluido é deformado pelas parcelas $\pm(\tau_{xx} - \tau_{yy})/2$, que se relacionam com τ_α por:

$$\frac{(\tau_{xx} - \tau_{yy})}{2} dy dz + \tau_\alpha \frac{dy}{\text{sen}\alpha} dz \cos\alpha = 0$$

Rearranjando-se a equação anterior, com $\alpha = 45^\circ$, obtém-se:

$$\tau_{45} = - \frac{(\tau_{xx} - \tau_{yy})}{2}$$

Assim obtém-se as tensões normais por:

$$\tau_{xx} = p - \tau_{45}$$

e

$$\tau_{yy} = p + \tau_{45}$$

A tensão de cisalhamento τ_{45} pode ser determinada através da deformação do volume de controle de secção triangular. Na direção x , conforme a Figura D.2, tem-se:

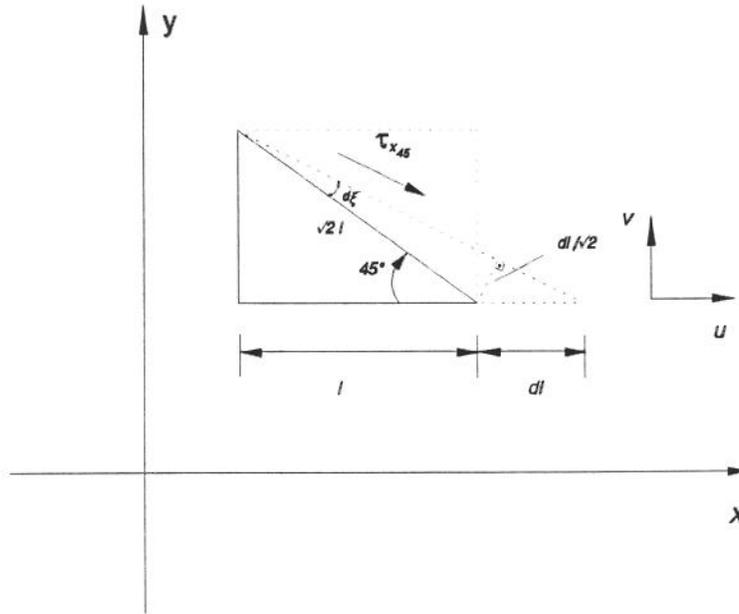


Figura A.2 Relação da tensão de cisalhamento com as velocidades, na deformação do volume de controle triangular

$$2 \operatorname{tg} d\xi \approx 2 d\xi = 2 \frac{dl}{\sqrt{2}} \frac{1}{\sqrt{2}l} \Rightarrow 2 d\xi = \frac{dl}{l}, \text{ com } \frac{dl}{l} = \frac{\partial u}{\partial x} dt$$

A tensão de cisalhamento devido à deformação na direção x é:

$$\tau_{x45} = \mu 2 \frac{d\xi}{dt} = \mu \frac{\partial u}{\partial x}$$

Procedendo da mesma forma, a parcela da tensão de cisalhamento devido a deformação na direção y é:

$$\tau_{y45} = -\mu \frac{\partial v}{\partial y}$$

Assim, a tensão de cisalhamento total é:

$$\tau_{45} = \mu \frac{\partial u}{\partial x} - \mu \frac{\partial v}{\partial y}$$

Finalmente obtém-se as equações 1.18, substituindo-se τ_{45} na relações das tensões normais (τ_{xx} e τ_{yy}) com a pressão p :

$$\tau_{xx} = p - \mu \frac{\partial u}{\partial x} + \mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad \text{e} \quad \tau_{yy} = p + \mu \frac{\partial u}{\partial x} - \mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (1.18)$$

D.3 Determinação das constantes C_1 e C_2 da equação 1.27

A equação 1.27 é :

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{\mu C_1}{2ah^2(x)} + C_2 \quad (1.27)$$

As condições de contorno para a pressão são : $((x=0, p(x)=0)$ e $(x=\beta R, p(x)=0))$, as quais substituídas na equação 1.27 fornecem:

$$0 = \frac{6\mu U}{ah_o} - \frac{\mu C_1}{2ah_o^2} + C_2 \quad \quad \quad 0 = \frac{6\mu U}{ah_i} - \frac{\mu C_1}{2ah_i^2} + C_2$$

Subtraindo-se a segunda equação da primeira, obtém-se C_1 da forma seguinte:

$$-\frac{\mu C_1}{2ah_o^2} + \frac{\mu C_1}{2ah_i^2} + \frac{6\mu U}{ah_o} - \frac{6\mu U}{ah_i} = 0 \quad \Rightarrow \quad -\frac{\mu C_1}{2} \left(\frac{1}{h_o^2} - \frac{1}{h_i^2} \right) + 6\mu U \left(\frac{1}{h_o} - \frac{1}{h_i} \right) = 0$$

$$-\frac{C_1}{2} \left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{1}{h_o} - \frac{1}{h_i} \right) + 6U \left(\frac{1}{h_o} - \frac{1}{h_i} \right) = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{C_1}{2} \frac{(h_o + h_i)}{(h_o h_i)} = 6U \quad \Rightarrow \quad C_1 = 12U \frac{(h_o h_i)}{(h_o + h_i)}$$

Substituindo-se o valor de C_1 acima determinado na primeira equação das condições de contorno, determina-se C_2 como:

$$C_2 = \frac{-6\mu U}{ah_o} + \frac{\mu C_1}{2ah_o^2} = \frac{-6\mu U}{ah_o} + \frac{12\mu U}{2ah_o^2} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \quad \Rightarrow \quad C_2 = \frac{-6\mu U}{ah_o} \left[1 - \frac{h_i}{(h_o + h_i)} \right] = \frac{-6\mu U}{a} \frac{1}{(h_o + h_i)}$$

D.4 Determinação da distribuição de pressão (equação 1.29)

A equação 1.27 é:

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{\mu C_1}{2ah^2(x)} + C_2, \quad (1.27)$$

Substituindo-se os valores de C_1 e C_2 determinadas em D.3 (equações 1.28) na equação 1.27 tem-se:

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{12\mu U}{2ah^2(x)} \frac{h_o h_i}{h_o + h_i} - \frac{6\mu U}{a} \frac{1}{h_o + h_i} \quad \Rightarrow \quad p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} \left[1 - \frac{h_o h_i}{h_o + h_i} \frac{1}{h(x)} - \frac{h(x)}{h_o + h_i} \right]$$

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} \frac{[h(x)(h_o+h_i) - h_o h_i - h^2(x)]}{(h_o+h_i)h(x)} \Rightarrow p(x) = \frac{-6\mu U}{a(h_o+h_i)h^2(x)} [-h(x)(h_o+h_i) + h_o h_i + h^2(x)]$$

Determina-se os valores h_i , h_o , h_i e h_o+h_i através de $h(x)$ (equação 1.7), como segue:

$$h_i = a\beta R + h_o \quad h_o h_i = a\beta R h_o + h_o^2 \quad h_i + h_o = a\beta R + 2h_o$$

Substituindo-se os valores determinados anteriormente em $[-h(x)(h_o+h_i) + h_o h_i + h^2(x)]$ tem-se :

$$\begin{aligned} [-h(x)(h_o+h_i) + h_o h_i + h^2(x)] &= [-(ax+h_o)(a\beta R+2h_o) + a\beta R h_o + h_o^2 + (ax+h_o)^2] = \\ &= [-a^2\beta R x - 2ah_o x - ah_o\beta R - 2h_o^2 + a\beta R h_o + h_o^2 + a^2x^2 + 2ah_o x + h_o^2] = [-a^2\beta R x + a^2x^2] \\ &= ax[ax - a\beta R] = ax[ax + h_o - (a\beta R + h_o)] = ax[h(x) - h_i] \end{aligned}$$

Substituindo-se estes valores na equação original, a seguinte expressão é obtida para a distribuição de pressão em uma sapata:

$$p(x) = \frac{-6\mu U}{(h_o+h_i)} \frac{x[h(x)-h_i]}{h^2(x)} \quad (1.29)$$

D.5 Determinação da equação 1.32 a partir da equação 1.31

Substituindo-se o valor de $p(x)$ (equação 1.29) na equação 1.31 tem-se :

$$\frac{-6\mu U}{(h_o+h_i)} \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x[h(x)-h_i]}{h^2(x)} (x-\alpha R) dx = 0$$

ou ainda:

$$\int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x^2}{h(x)} dx - h_i \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x^2}{h^2(x)} dx - \alpha R \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x}{h(x)} dx + \alpha R h_i \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x}{h^2(x)} dx = 0$$

O primeiro termo da equação anterior é :

$$\begin{aligned} \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x^2}{h(x)} dx &= \left[\frac{h^2(x)}{2a^3} - \frac{2h_o h(x)}{a^3} + \frac{h_o^2}{a^3} \ln|h(x)| \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} = \\ &= \frac{h_i^2}{2a^3} - \frac{2h_o h_i}{a^3} + \frac{h_o^2}{a^3} \ln h_i - \frac{h_o^2}{2a^3} + \frac{2h_o^2}{a^3} - \frac{h_o^2}{a^3} \ln h_o = \frac{h_o^2}{a^3} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{3h_o^2 - 4h_o h_i + h_i^2}{2a^3} \end{aligned}$$

enquanto que o segundo termo é :

$$\begin{aligned}
 -h_i \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x^2}{h^2(x)} dx &= -h_i \left[\frac{h(x)}{a^3} - \frac{h_o^2}{a^3 h(x)} - \frac{2h_o}{a^3} \ln h(x) \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} = \\
 &= -\frac{h_i^2}{a^3} + \frac{h_o^2}{a^3} + \frac{2h_o h_i}{a^3} \ln h_i + \frac{h_i h_o}{a^3} - \frac{h_i h_o}{a^3} - \frac{2h_o h_i}{a^3} \ln h_o = \frac{2h_o h_i}{a^3} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{(h_o^2 - h_i^2)}{a^3}
 \end{aligned}$$

o terceiro termo é :

$$\begin{aligned}
 -\alpha R \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x}{h(x)} dx &= -\alpha R \left[\frac{x}{a} - \frac{h_o}{a^2} \ln h(x) \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} = \\
 &= -\frac{\alpha \beta R^2}{a} + \frac{\alpha R h_o}{a^2} \ln h_i - \frac{\alpha R h_o}{a^2} \ln h_o = -\frac{\alpha \beta R^2}{a} + \frac{\alpha R h_o}{a^2} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right)
 \end{aligned}$$

e finalmente o quarto termo é :

$$\begin{aligned}
 \alpha R h_i \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x}{h^2(x)} dx &= \alpha R h_i \left[\frac{h_o}{a^2 h(x)} + \frac{1}{a^2} \ln h(x) \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} = \\
 &= \alpha R h_i \left[\frac{h_o}{a^2 h_i} + \frac{1}{a^2} \ln h_i - \frac{1}{a^2} - \frac{1}{a^2} \ln h_o \right] = (h_o - h_i) \frac{\alpha R}{a^2} + \frac{\alpha R h_i}{a^2} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right)
 \end{aligned}$$

Substituindo-se os quatro termos de volta na equação completa tem-se :

$$\begin{aligned}
 0 &= \frac{h_o^2}{a^3} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{3h_o^2 - 4h_o h_i + h_i^2}{2a^3} + \frac{2h_o h_i}{a^3} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{(h_o^2 - h_i^2)}{a^3} - \frac{\alpha \beta R^2}{a} + \frac{\alpha R h_o}{a^2} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \\
 &\quad + (h_o - h_i) \frac{\alpha R}{a^2} + \frac{\alpha R h_i}{a^2} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right)
 \end{aligned}$$

$$0 = \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) \frac{[2h_o^2 + 4h_o h_i + 2a\alpha R(h_o + h_i)]}{2a^3} + \frac{(5h_o^2 - 4h_o h_i - h_i^2)}{2a^3} - \frac{2a^2 \alpha \beta R^2}{2a^3} + \frac{2a(h_o - h_i)\alpha R}{2a^3}$$

Definindo-se $\eta = h_i/h_o$ e utilizando-se a seguinte relação desta constante com a

$$a = \frac{(h_i - h_o)}{\beta R} = \frac{(\eta - 1)}{\beta R} h_o$$

chega-se à :

$$0 = \ln \eta [2h_o^2 + 4\eta h_o^2 + 2(\eta - 1)(\eta + 1) \frac{\alpha}{\beta} h_o^2] + (5h_o^2 - 4\eta h_o^2 - \eta^2 h_o^2) - 2(\eta - 1)^2 \frac{\alpha}{\beta} h_o^2 + 2(\eta - 1) \frac{\alpha}{\beta} h_o^2 (1 - \eta)$$

ou ainda à equação 1.32 :

$$2 \ln \eta [(1 + 2\eta) + \frac{\alpha}{\beta} (\eta^2 - 1)] - (\eta - 1)(\eta + 5) - 4 \frac{\alpha}{\beta} (\eta - 1)^2 = 0 \quad (1.32)$$

D.6 Determinação da vazão de lubrificante (equação 1.34)

A equação 1.33 é :

$$q = L \int_{y=0}^{y=h(x)} u \, dy \quad (1.33)$$

Substituindo-se o valor de u (equação 1.21) na equação 1.33, tem-se :

$$q = \frac{L}{2\mu} \frac{dp}{dx} \int_{y=0}^{y=h(x)} [y^2 - h(x)y] \, dy + L \int_{y=0}^{y=h(x)} \frac{u_h y}{h(x)} \, dy = \frac{L}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y^3}{3} - h(x) \frac{y^2}{2} \right] \Big|_0^{h(x)} + \frac{L u_h}{h(x)} \frac{y^2}{2} \Big|_0^{h(x)}$$

$$q = \frac{L}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left[\frac{h^3(x)}{3} - \frac{h^3(x)}{2} \right] + \frac{L u_h h(x)}{2} \quad \Rightarrow \quad q = -\frac{L}{12\mu} \frac{dp}{dx} h^3(x) + \frac{L u_h h(x)}{2}$$

Para determinar-se dp/dx , substitui-se na equação 1.26 o valor de C_i determinado na equação 1.28, obtendo-se então:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{-6\mu U}{h^2(x)} + \frac{12\mu U}{h^3(x)} \frac{(h_o h_i)}{(h_o + h_i)} \quad \Rightarrow \quad \frac{dp}{dx} = \frac{-6\mu U}{h^2(x)} \left[1 - \frac{2h_o h_i}{(h_o + h_i)h(x)} \right]$$

Substituindo-se o valor de u_h e dp/dx na equação que expressa a vazão q , tem-se:

$$q = \frac{-UL h(x)}{2} + \frac{h^3(x)}{12\mu} \frac{6\mu UL}{h^2(x)} \left[1 - \frac{2h_o h_i}{(h_o + h_i)h(x)} \right] = \frac{-UL h(x)}{2} + \frac{UL h(x)}{2} \left[1 - \frac{2h_o h_i}{(h_o + h_i)h(x)} \right]$$

Rearranjando a equação anterior, obtém-se :

$$q = \frac{-U h_o h_i L}{(h_o + h_i)}$$

ou ainda, em termos de $\eta = h_i/h_o$ (tomando os valores de h_o no item D.1), obtem-se :

$$q = \frac{-\eta UL}{(\eta+1)} h_o = \frac{-\eta UL}{(\eta+1)} \frac{\beta}{[(\eta-1)\alpha+\beta]} c$$

e finalmente a equação 1.34:

$$q = \frac{-\eta\beta UL}{\alpha\eta^2 + \beta\eta + (\beta - \alpha)} c \quad (1.34)$$

D.7 Determinação da força radial (equação 1.37)

Desenvolvendo-se a equação 1.35, com a utilização da equação 1.29, tem-se :

$$F = L \int_{x=0}^{x=\beta R} p(x) dx = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x[h(x)-h_i]}{h^2(x)} dx$$

a qual fornece :

$$F = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \left[\int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x}{h(x)} dx - h_i \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{x}{h^2(x)} dx \right]$$

$$F = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \left[\left(\frac{x}{a} - \frac{h_o}{a^2} \ln h(x) \right) \Big|_{x=0}^{x=\beta R} - h_i \left(\frac{h_o}{a^2 h(x)} + \frac{1}{a^2} \ln h(x) \right) \Big|_{x=0}^{x=\beta R} \right]$$

$$F = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \left[\frac{\beta R}{a} - \frac{h_o}{a^2} \ln h_i + \frac{h_o}{a^2} \ln h_o - h_i \left(\frac{h_o}{a^2 h_i} + \frac{1}{a^2} \ln h_i - \frac{h_o}{a^2 h_o} - \frac{1}{a^2} \ln h_o \right) \right]$$

$$F = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \left[\frac{h_o}{a^2} \ln \left(\frac{h_o}{h_i} \right) + \frac{\beta R}{a} - h_i \left(\frac{h_o}{a^2 h_i} - \frac{1}{a^2} \ln \left(\frac{h_o}{h_i} \right) - \frac{1}{a^2} \right) \right]$$

$$F = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \left[\frac{h_o}{a^2} \ln \left(\frac{h_o}{h_i} \right) + \frac{h_i}{a^2} \ln \left(\frac{h_o}{h_i} \right) + \frac{h_i}{a^2} - \frac{h_o}{a^2} + \frac{a\beta R}{a^2} \right]$$

ou ainda:

$$F = \frac{-6\mu UL}{(h_o+h_i)} \left[-\frac{(h_o+h_i)}{a^2} \ln \left(\frac{h_i}{h_o} \right) + \frac{(h_i-h_o+a\beta R)}{a^2} \right]$$

Aplicando-se o valor de $a\beta R$ na equação anterior tem-se:

$$F = \frac{-6\mu UL}{a^2} \left[-\ln \left(\frac{h_i}{h_o} \right) + \frac{2(h_i-h_o)}{(h_i+h_o)} \right]$$

Substituindo-se o valor de a (Apêndice D - D.1) na última equação, obtém-se para uma sapata de largura L :

$$F = \frac{-6\mu UL(\beta R)^2}{(h_i - h_o)^2} \left[-\ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{2(h_i - h_o)}{(h_i + h_o)} \right]$$

Finalmente, substituindo-se $\eta = h_i/h_o$, chega-se a:

$$F = \frac{-6\mu UL[(\eta-1)\alpha + \beta]^2}{(\eta-1)^2} \left[-\ln\eta + \frac{2(\eta-1)}{(\eta+1)} \right] \left(\frac{R}{c}\right)^2$$

Define-se agora Γ_o como sendo a força normal à sapata, calculada com a folga nominal do mancal c_o , conforme equação 1.37:

$$\Gamma_o = \frac{-6\mu UL[(\eta-1)\alpha + \beta]^2}{(\eta-1)^2} \left[-\ln\eta + \frac{2(\eta-1)}{(\eta+1)} \right] \left(\frac{R}{c_o}\right)^2 \quad (1.37)$$

Boyd e Raimondi [3] expressam a força normal à sapata na forma:

$$F = \frac{\mu UL(\beta r)^2}{c^2} c_w$$

onde c_w é uma constante que depende da geometria da sapata. Desenvolvendo a equação 1.37, verifica-se que a constante c_w é dada por :

$$c_w = -6 \left[\frac{\alpha}{\beta} + \frac{1}{(\eta-1)} \right]^2 \left[-\ln\eta + \frac{2(\eta-1)}{(\eta+1)} \right]$$

D.8 Determinação das forças tangenciais (equações 1.39 e 1.41)

a) Determinação da força de cisalhamento no eixo f_e

A equação 1.38 é:

$$f_e = \int_{x=0}^{x=\beta R} \tau \Big|_{y=h(x)} L dx = L \int_{x=0}^{x=\beta R} \mu \frac{du}{dy} \Big|_{y=h(x)} dx \quad (1.38)$$

Para determinar-se du/dy deriva-se a equação 1.21, obtendo-se para $y=h(x)$:

$$\frac{du}{dy} \Big|_{y=h(x)} = \left[\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} [2y - h(x)] + \frac{u_h}{h(x)} \right] \Big|_{y=h(x)} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h(x) + \frac{u_h}{h(x)}$$

Substituindo-se du/dy na equação 1.38, para $y=h(x)$ e com $u_h = -U$, obtém-se:

$$f_e = \frac{1}{2} L \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dp}{dx} h(x) dx - L \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{\mu U}{h(x)} dx$$

Tomando-se dp/dx do Apêndice D - D.6 e substituindo-o na equação anterior tem-se :

$$f_e = -3\mu UL \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dx}{h(x)} + 6\mu UL \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dx}{h^2(x)} - \frac{\mu UL}{a} \ln[h(x)] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

que fornecerá:

$$f_e = -\frac{3\mu UL}{a} \ln[h(x)] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} - \frac{6\mu UL}{a} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \left[\frac{1}{h(x)} \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} - \frac{\mu UL}{a} \ln[h(x)] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

$$f_e = \frac{4\mu UL}{a} \ln\left(\frac{h_o}{h_i}\right) - \frac{6\mu UL}{a} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \left[\frac{1}{h_i} - \frac{1}{h_o} \right] \quad \Rightarrow \quad f_e = \frac{4\mu UL}{a} \ln\left(\frac{h_o}{h_i}\right) - \frac{6\mu UL}{a} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \left[\frac{h_o - h_i}{h_i h_o} \right]$$

$$f_e = \frac{2\mu UL}{a} \left[2\ln\left(\frac{h_o}{h_i}\right) - 3 \frac{h_o - h_i}{(h_o + h_i)} \right]$$

Da equação anterior será obtido finalmente :

$$f_e = \frac{2\mu UL \beta R}{h_i - h_o} \left[-2\ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + 3 \frac{h_i - h_o}{(h_i + h_o)} \right]$$

A equação anterior pode ser ainda expressa em termos de $\eta = h_i/h_o$, como:

$$f_e = \frac{2\mu UL [(\eta - 1)\alpha + \beta]}{(\eta - 1)} \left[-2\ln\eta + \frac{3(\eta - 1)}{(\eta + 1)} \right] \frac{R}{c} \quad (1.39)$$

b) Determinação da força de cisalhamento na sapata f_s

A equação 1.40 é:

$$f_s = \int_{x=0}^{x=\beta R} \tau \Big|_{y=0} L dx = L \int_{x=0}^{x=\beta R} \mu \frac{du}{dy} \Big|_{y=0} dx \quad (1.40)$$

De modo similar ao item a) determina-se du/dy por:

$$\frac{du}{dy} \Big|_{y=0} = \left[\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} [2y - h(x)] + \frac{u_h}{h(x)} \right] \Big|_{y=0} = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h(x) + \frac{u_h}{h(x)}$$

Substituindo-se du/dy na equação 1.40, para $y=0$ e com $u_h = -U$, obtém-se:

$$f_s = -\frac{1}{2} L \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dp}{dx} h(x) dx - L \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{\mu U}{h(x)} dx$$

De modo similar ao procedimento utilizado no item a):

$$f_s = +3\mu UL \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dx}{h(x)} - 6\mu UL \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dx}{h^2(x)} - \frac{\mu UL}{a} \ln[h(x)] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

que fornecerá:

$$f_s = \frac{3\mu UL}{a} \ln[h(x)] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} + \frac{6\mu UL}{a} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \left[\frac{1}{h(x)} \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R} - \frac{\mu UL}{a} \ln[h(x)] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

$$f_s = \frac{2\mu UL}{a} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{6\mu UL}{a} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \left[\frac{1}{h_i} - \frac{1}{h_o} \right] \quad \Rightarrow \quad f_s = \frac{2\mu UL}{a} \ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + \frac{6\mu UL}{a} \frac{h_o h_i}{(h_o + h_i)} \left[\frac{h_o - h_i}{h_i h_o} \right]$$

$$f_s = \frac{2\mu UL}{a} \left[\ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) + 3 \frac{h_o - h_i}{(h_o + h_i)} \right]$$

Da equação anterior será obtido finalmente :

$$f_e = \frac{2\mu UL \beta R}{h_i - h_o} \left[\ln\left(\frac{h_i}{h_o}\right) - 3 \frac{h_i - h_o}{(h_i + h_o)} \right]$$

A equação anterior pode ser ainda expressa em termos de $\eta = h_i/h_o$, como:

$$f_s = \frac{2\mu UL [(\eta - 1)\alpha + \beta]}{(\eta - 1)} \left[\ln \eta - \frac{3(\eta - 1)}{(\eta + 1)} \right] \frac{R}{c} \quad (1.41)$$

D.9 Determinação da pressão quando o eixo oscila (equações 1.51 e 1.55)

Da equação 1.48 tem-se:

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{\mu C_1}{2ah^2(x)} + C_2 + p^*(x) \quad (1.48)$$

onde:

$$p^*(x) = -12\mu R \int \frac{(X' \operatorname{sen}\theta - Y' \operatorname{cos}\theta)}{h^3(x)} dx$$

ou:

$$p^*(x) = -12\mu R \int \frac{A \operatorname{sen}\left(\frac{x}{R}\right) + B \operatorname{cos}\left(\frac{x}{R}\right)}{h^3(x)} dx$$

com:

$$A = X' \operatorname{cos}\theta_n + Y' \operatorname{sen}\theta_n \quad \text{e} \quad B = X' \operatorname{sen}\theta_n - Y' \operatorname{cos}\theta_n$$

A solução da integral anterior foi obtida com o auxílio do processador simbólico do aplicativo Mathcad [33] e é expressa por:

$$p^*(x) = -12\mu R^2 \left[A \left[-\frac{1}{2} \frac{\operatorname{sen}\left(\frac{x}{R}\right)}{[(ax+h_o)^2 aR]} + \frac{1}{2} \frac{\left[\frac{-\operatorname{cos}\left(\frac{x}{R}\right)}{[(ax+h_o) aR]} - \frac{[\operatorname{Si}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) \frac{\operatorname{cos}\left(\frac{h_o}{aR}\right)}{aR} - \operatorname{Ci}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) \frac{\operatorname{sen}\left(\frac{h_o}{aR}\right)}{aR}]}{aR} \right]}{aR} \right] + \right. \\ \left. + B \left[-\frac{1}{2} \frac{\operatorname{cos}\left(\frac{x}{R}\right)}{[(ax+h_o)^2 aR]} - \frac{1}{2} \frac{\left[\frac{-\operatorname{sen}\left(\frac{x}{R}\right)}{[(ax+h_o) aR]} + \frac{[\operatorname{Si}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) \frac{\operatorname{sen}\left(\frac{h_o}{aR}\right)}{aR} + \operatorname{Ci}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) \frac{\operatorname{cos}\left(\frac{h_o}{aR}\right)}{aR}]}{aR} \right]}{aR} \right] \right]$$

onde as funções integral seno $Si(x)$ e integral cosseno $Ci(x)$ são dadas por:

$$Si(x) = \int_0^x \frac{\operatorname{sent} t}{t} dt \quad \text{e} \quad Ci(x) = \gamma + \ln(x) + \int_0^x \frac{\operatorname{cost} - 1}{t} dt$$

Para $(x/R + h_o/aR) < 1$, as funções $Si(x/R + h_o/aR)$ e $Ci(x/R + h_o/aR)$ podem ser simplificadas por [33] e [49]:

$$\text{Si}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) = \frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR} \quad \text{e} \quad \text{Ci}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) = \gamma + \ln\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right) - \frac{1}{4}\left(\frac{x}{R} + \frac{h_o}{aR}\right)^2$$

Nota: É importante observar que existe uma divergência entre as referências [33] e [49] quanto a definição da aproximação da função $\text{Ci}(x)$, sendo que uma é o negativo da outra. Simulações com o uso do aplicativo **MathCad** mostraram que a definição de **Spiegel** está errada.

Utilizando-se estas simplificações e definindo-se:

$$\delta = \frac{h_o}{aR} = \frac{\beta}{\eta - 1}$$

obtem-se a seguinte forma para $p^*(x)$:

$$p^*(x) = \frac{6\mu}{a^2} \left[\frac{aR(A \sin \frac{x}{R} + B \cos \frac{x}{R})}{(ax+h_o)^2} + \frac{(A \cos \frac{x}{R} - B \sin \frac{x}{R})}{(ax+h_o)} + \left(\frac{x}{R} + \delta\right) \left[\frac{A}{aR} \cos \delta + \frac{B}{aR} \sin \delta \right] + \left[\gamma + \ln\left(\frac{x}{R} + \delta\right) - \frac{1}{4}\left(\frac{x}{R} + \delta\right)^2 \right] \left[-\frac{A}{aR} \sin \delta + \frac{B}{aR} \cos \delta \right] \right]$$

Substituindo-se os valores de A e B na equação anterior, tem-se:

$$\begin{aligned} A \sin \frac{x}{R} + B \cos \frac{x}{R} &= X' \cos \theta_n \sin \frac{x}{R} + Y' \sin \theta_n \sin \frac{x}{R} + X' \sin \theta_n \cos \frac{x}{R} - Y' \cos \theta_n \cos \frac{x}{R} \\ &= X' (\cos \theta_n \sin \frac{x}{R} + \sin \theta_n \cos \frac{x}{R}) + Y' (\sin \theta_n \sin \frac{x}{R} - \cos \theta_n \cos \frac{x}{R}) = X' \sin \theta_n - Y' \cos \theta_n \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A \cos \frac{x}{R} - B \sin \frac{x}{R} &= X' \cos \theta_n \cos \frac{x}{R} + Y' \sin \theta_n \cos \frac{x}{R} - X' \sin \theta_n \sin \frac{x}{R} + Y' \cos \theta_n \sin \frac{x}{R} \\ &= X' (\cos \theta_n \cos \frac{x}{R} - \sin \theta_n \sin \frac{x}{R}) + Y' (\sin \theta_n \cos \frac{x}{R} + \cos \theta_n \sin \frac{x}{R}) = X' \cos \theta_n + Y' \sin \theta_n \end{aligned}$$

$$\frac{A}{aR} \cos \delta - \frac{B}{aR} \sin \delta = \frac{X'}{aR} \cos(\psi_n - \alpha - \delta) + \frac{Y'}{aR} \sin(\psi_n - \alpha - \delta)$$

$$= \frac{X'}{aR} \cos \theta_n \cos \delta + \frac{Y'}{aR} \sin \theta_n \cos \delta + \frac{X'}{aR} \sin \theta_n \sin \delta - \frac{Y'}{aR} \cos \theta_n \sin \delta$$

$$\begin{aligned}
 -\frac{A}{aR} \operatorname{sen} \delta + \frac{B}{aR} \operatorname{cos} \delta &= \frac{X'}{aR} \operatorname{sen}(\psi_n - \alpha - \delta) - \frac{Y'}{aR} \operatorname{cos}(\psi_n - \alpha - \delta) \\
 &= -\frac{X'}{aR} \operatorname{cos} \theta_n \operatorname{sen} \delta - \frac{Y'}{aR} \operatorname{sen} \theta_n \operatorname{sen} \delta + \frac{X'}{aR} \operatorname{sen} \theta_n \operatorname{cos} \delta - \frac{Y'}{aR} \operatorname{cos} \theta_n \operatorname{cos} \delta
 \end{aligned}$$

Assim, finalmente obtém-se:

$$\begin{aligned}
 p^*(x) &= \frac{6\mu}{a^2} \left[\frac{aR(X' \operatorname{sen} \theta_n - Y' \operatorname{cos} \theta_n)}{h(x)^2} + \frac{(X' \operatorname{cos} \theta_n + Y' \operatorname{sen} \theta_n)}{h(x)} + \left(\frac{x}{R} + \delta\right) \left[\frac{X'}{aR} \operatorname{cos}(\theta_n - \delta) + \frac{Y'}{aR} \operatorname{sen}(\theta_n - \delta) \right] \right. \\
 &\quad \left. + \left[\gamma + \ln\left(\frac{x}{R} + \delta\right) - \frac{1}{4} \left(\frac{x}{R} + \delta\right)^2 \right] \left[\frac{X'}{aR} \operatorname{sen}(\theta_n - \delta) - \frac{Y'}{aR} \operatorname{cos}(\theta_n - \delta) \right] \right] \quad (1.51)
 \end{aligned}$$

É importante observar que a solução acima é válida para $\eta\delta < 1$, o que ocorre normalmente para mancais com mais de oito sapatas. Para determinar-se $p_d(x)$ deve-se utilizar as mesmas condições de contorno para a pressão [$(x=0, p(x)=0)$ e $(x=\beta r, p(x)=0)$] em um dado instante de tempo, na equação 1.48. Assim obtém-se:

$$0 = \frac{6\mu U}{ah_o} - \frac{\mu C_1}{2ah_o^2} + C_2 + p^*(0) \quad \text{e} \quad 0 = \frac{6\mu U}{ah_i} - \frac{\mu C_1}{2ah_i^2} + C_2 + p^*(\beta r)$$

Subtraindo-se a segunda equação da primeira, tem-se C_1 por:

$$\frac{6\mu U}{a} \left(\frac{1}{h_o} - \frac{1}{h_i} \right) - \frac{\mu C_1}{2a} \left(\frac{1}{h_o^2} - \frac{1}{h_i^2} \right) - \Delta p = 0 \quad \text{onde} \quad \Delta p = p^*(\beta R) - p^*(0)$$

$$\frac{6\mu U}{a} \frac{(h_i - h_o)}{h_o h_i} - \frac{\mu C_1}{2a} \frac{(h_i^2 - h_o^2)}{h_i^2 h_o^2} - \Delta p = 0$$

$$C_1 = 12U \frac{(h_o h_i)}{h_o + h_i} - \frac{2a}{\mu} \frac{h_o^2 h_i^2}{h_i^2 - h_o^2} \Delta p$$

Determina-se C_2 por:

$$C_2 = \frac{\mu C_1}{2ah_o^2} - \frac{6\mu U}{ah_o} - p^*(0)$$

$$C_2 = \frac{6\mu U}{ah_o} \frac{h_i}{h_o+h_i} - \frac{h_i^2}{h_i^2-h_o^2} p^*(\beta R) + \frac{h_i^2}{h_i^2-h_o^2} p^*(0) - p^*(0) - \frac{6\mu U}{ah_o}$$

$$C_2 = \frac{-6\mu U}{a} \frac{1}{h_o+h_i} - \frac{h_i^2}{h_i^2-h_o^2} p^*(\beta R) + \frac{h_o^2}{h_i^2-h_o^2} p^*(0) = \frac{-6\mu U}{a} \frac{1}{h_o+h_i} - \frac{h_i^2 p^*(\beta R) - h_o^2 p^*(0)}{h_i^2-h_o^2}$$

Substituindo-se C_1 e C_2 na equação 1.48 tem-se:

$$p(x) = \frac{6\mu U}{ah(x)} - \frac{\mu}{2ah^2(x)} \left[\frac{12Uh_o h_i}{h_o+h_i} - \frac{2a}{\mu} \frac{h_o^2 h_i^2}{h_i^2-h_o^2} \Delta p \right] - \frac{6\mu U}{a} \frac{1}{h_o+h_i} - \frac{h_i^2 p^*(\beta R) - h_o^2 p^*(0)}{h_i^2-h_o^2} + p^*(x)$$

ou ainda:

$$p(x) = \frac{6\mu U h(x)}{ah^2(x)} - \frac{6\mu U}{ah^2(x)} \frac{h_o h_i}{h_o+h_i} - \frac{6\mu U}{ah^2(x)} \frac{h^2(x)}{h_i+h_o} + p^*(x) + \frac{h_o^2 h_i^2}{h_i^2-h_o^2} \frac{\Delta p}{h^2(x)} - \frac{h_i^2 p^*(\beta R) - h_o^2 p^*(0)}{h_i^2-h_o^2}$$

que pode ser sintetizada como:

$$p(x) = p_s(x) + p_d(x) \quad (1.49)$$

onde $p_s(x)$ é a componente estática da pressão (vide Apêndice D - D.4), dada pela equação 1.30:

$$p_s(x) = \frac{-6\mu U}{\beta R} \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} \frac{x[x-\beta R]}{h^2(x)} \quad (1.30)$$

e $p_d(x)$ é a componente dinâmica (variável no tempo) da pressão :

$$p_d(x) = p^*(x) + \frac{h_o^2 h_i^2}{h_i^2-h_o^2} \frac{p^*(\beta R) - p^*(0)}{h^2(x)} - \frac{[h_i^2 p^*(\beta R) - h_o^2 p^*(0)]}{h_i^2-h_o^2}$$

ou ainda:

$$p_d(x) = p^*(x) + \frac{(\eta\beta R)^2}{(\eta^2-1)} \frac{p^*(\beta R) - p^*(0)}{[(\eta-1)x + \beta R]^2} - \frac{[\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2-1)} \quad (1.50)$$

O valor de $p^*(0)$ é determinado por:

$$p^*(0) = \frac{6\mu}{a^2} \left[\frac{aRB}{h_o^2} + \frac{A}{h_o} + \delta \left(\frac{A}{aR} \cos\delta + \frac{B}{aR} \sin\delta \right) + \left[\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2 \right] \left(-\frac{A}{aR} \sin\delta + \frac{B}{aR} \cos\delta \right) \right]$$

$$p^*(0) = \frac{6\mu}{a^2} \left[A \left[\frac{1}{h_o} + \frac{\delta}{aR} \cos\delta - \left[\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2 \right] \frac{1}{aR} \sin\delta \right] + \right.$$

$$+ B \left[\frac{aR}{h_o^2} + \frac{\delta}{aR} \operatorname{sen} \delta + [\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2] \frac{1}{aR} \cos \delta \right]]$$

Definindo-se:

$$\Lambda_0 = \frac{6\mu L [(\eta-1)\alpha + \beta]^3}{(\eta-1)^2} \left(\frac{R}{c_0}\right)^3 \quad \text{e} \quad \chi_n = \frac{c_n}{c_0}$$

Obtem-se:

$$p^*(0) = \frac{\Lambda_0}{\chi_n^3} \frac{1}{L\beta R} \left[(X' \cos \theta_n + Y' \operatorname{sen} \theta_n) \left[1 + \delta^2 \cos \delta - [\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2] \delta \operatorname{sen} \delta \right] + \right. \\ \left. + (X' \operatorname{sen} \theta_n - Y' \cos \theta_n) \left[\frac{1}{\delta} + \delta^2 \operatorname{sen} \delta + [\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2] \delta \cos \delta \right] \right]$$

O valor de $p^*(\beta R)$ é determinado por:

$$p^*(\beta R) = \frac{6\mu}{a^2} \left[\frac{aR A \operatorname{sen} \beta + aRB \cos \beta}{h_i^2} + \frac{A \cos \beta - B \operatorname{sen} \beta}{h_i} + \eta \delta \left[\frac{A}{aR} \cos \delta + \frac{B}{aR} \operatorname{sen} \delta \right] + \right. \\ \left. + [\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2] \left[-\frac{A}{aR} \operatorname{sen} \delta + \frac{B}{aR} \cos \delta \right] \right]$$

$$p^*(\beta R) = \frac{6\mu}{a^2} \left[A \left[\frac{aR \operatorname{sen} \beta}{h_i^2} + \frac{\cos \beta}{h_i} + \frac{\eta \delta}{aR} \cos \delta - [\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2] \frac{1}{aR} \operatorname{sen} \delta \right] + \right. \\ \left. + B \left[\frac{aR \cos \beta}{h_i^2} - \frac{\operatorname{sen} \beta}{h_i} + \frac{\eta \delta}{aR} \operatorname{sen} \delta + [\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2] \frac{1}{aR} \cos \delta \right] \right]$$

Ou ainda:

$$p^*(\beta R) = \frac{\Lambda_0}{\chi_n^3} \frac{1}{L\beta R} \left[(X' \cos \theta_n + Y' \operatorname{sen} \theta_n) \left[\frac{\operatorname{sen} \beta}{\delta \eta^2} + \frac{\cos \beta}{\eta} + \eta \delta^2 \cos \delta - [\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2] \delta \operatorname{sen} \delta \right] + \right. \\ \left. + (X' \operatorname{sen} \theta_n - Y' \cos \theta_n) \left[\frac{\cos \beta}{\delta \eta^2} - \frac{\operatorname{sen} \beta}{\eta} + \eta \delta^2 \operatorname{sen} \delta + [\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2] \delta \cos \delta \right] \right]$$

D.10 Determinação da força radial quando o eixo oscila (equação 1.57)

A equação 1.56 é:

$$F_{dn} = L \int_{x=0}^{x=\beta R} p_d(x) dx \quad (1.56)$$

onde $p_d(x)$ é determinado através das equações 1.50 e seguintes como:

$$p_d(x) = p^*(x) + \frac{\eta^2 h_o^2}{(\eta^2 - 1)} \frac{\Delta p}{h^2(x)} - \frac{[\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2 - 1)} \quad (1.50)$$

A resolução da equação 1.56 será feita por partes, sendo a primeira parte a seguinte:

$$F_{dni} = \frac{L \eta^2 h_o^2 \Delta p}{(\eta^2 - 1)} \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{dx}{h^2(x)} - \frac{L [\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2 - 1)} \int_{x=0}^{x=\beta R} dx$$

ou ainda:

$$F_{dni} = \frac{L \eta^2 h_o^2 \Delta p}{(\eta^2 - 1)} \frac{-1}{ah(x)} \Big|_{x=0}^{x=\beta R} - \frac{[\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2 - 1)} L \beta R$$

$$F_{dni} = \frac{L \eta^2 h_o^2 \Delta p}{(\eta^2 - 1) a} \left[\frac{-1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right] - \frac{[\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2 - 1)} L \beta R$$

$$F_{dni} = \frac{L \eta^2 h_o^2 \Delta p}{(\eta^2 - 1)} \frac{(\eta - 1)}{(\eta - 1) h_o} \frac{1}{\beta R} - \frac{[\eta^2 p^*(\beta R) - p^*(0)]}{(\eta^2 - 1)} L \beta R$$

$$F_{dni} = \frac{L \beta R}{\eta^2 - 1} [\eta p^*(\beta R) - \eta p^*(0) - \eta^2 p^*(\beta R) + p^*(0)]$$

$$F_{dni} = \frac{L \beta R}{(\eta - 1)(\eta + 1)} [-\eta(\eta - 1) p^*(\beta R) - (\eta - 1) p^*(0)]$$

$$F_{dni} = \frac{-L \beta R}{(\eta + 1)} [\eta p^*(\beta R) + p^*(0)]$$

Desenvolvendo-se a equação anterior, a partir das equações 1.54 e 1.55, obtém-se:

$$F_{dni} = \frac{-L \beta R}{(\eta + 1)} \frac{6\mu [(\eta - 1)\alpha + \beta]^3}{(\eta - 1)^2 \beta R} \left(\frac{R}{c_n}\right)^3$$

$$\begin{aligned}
& [A [\frac{\text{sen}\beta}{\delta \eta} + \cos\beta + \eta^2 \delta^2 \cos\delta - [\eta\gamma + \eta \ln(\eta \delta) - \frac{\eta}{4}(\eta\delta)^2] \delta \text{sen}\delta + \\
& + 1 + \delta^2 \cos\delta - [\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4}\delta^2] \delta \text{sen}\delta] + \\
& + B [\frac{\cos\beta}{\delta \eta} - \text{sen}\beta + \eta^2 \delta^2 \text{sen}\delta + [\eta\gamma + \eta \ln(\eta \delta) - \frac{\eta}{4}(\eta\delta)^2] \delta \cos\delta + \\
& + \frac{1}{\delta} + \delta^2 \text{sen}\delta + [\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4}\delta^2] \delta \cos\delta]]
\end{aligned}$$

Rearranjando-se as equações anteriores obtém-se:

$$F_{dn1} = \frac{-6\mu L [(\eta-1)\alpha + \beta]^3}{(\eta-1)^2} \left(\frac{R}{c_0}\right)^3 \cdot \frac{1}{\left(\frac{c_n}{c_0}\right)^3} \frac{1}{(\eta+1)}$$

$$\begin{aligned}
& \cdot [A [1 + \cos\beta + \frac{\text{sen}\beta}{\eta \delta} + (\eta^2 + 1)\delta^2 \cos\delta - [(1+\eta)\gamma + \eta \ln(\eta\delta) + \ln(\delta) - \frac{1}{4}\delta^2(\eta^3 + 1)] \delta \text{sen}\delta + \\
& B [\frac{1}{\delta} - \text{sen}\beta + \frac{\cos\beta}{\delta \eta} + (\eta^2 + 1)\delta^2 \text{sen}\delta + [(1+\eta)\gamma + \eta \ln(\eta\delta) + \ln(\delta) - \frac{1}{4}\delta^2(\eta^3 + 1)] \delta \cos\delta]]
\end{aligned}$$

ou ainda:

$$\begin{aligned}
F_{dn1} = & -\frac{\Lambda_0}{\chi_n^3} \left[\frac{A}{(\eta+1)} \left[\frac{\beta\eta + \beta\eta \cos\beta + (\eta-1)\text{sen}\beta}{\beta\eta} + \left[\frac{(\eta^3+1)\delta^3 - (\eta+1)\delta \ln\delta - (\eta\gamma + \gamma + \eta \ln(\eta))}{4} \right] \text{sen}\delta + \delta^2(\eta^2+1) \text{sen}\delta \right] \right. \\
& + \frac{B}{(\eta+1)} \left[\frac{\eta(\eta-1) - \beta\eta \text{sen}\beta + (\eta-1)\cos\beta}{\beta\eta} + \delta^2(\eta^2+1) \text{sen}\delta - \left[\frac{(\eta^3+1)\delta^3 - (\eta+1)\delta \ln(\delta) - (\eta\gamma + \gamma + \eta \ln(\eta))\delta}{4} \right] \cos\delta \right]
\end{aligned}$$

A segunda parte da resolução da equação 1.56 é:

$$F_{dn2} = L \int_{x=0}^{x=\beta R} p^*(x) dx$$

onde $p^*(x)$ é determinada pela equação 1.51:

$$p^*(x) = \frac{6\mu}{a^2} \left[\frac{aR(A \text{sen}\frac{x}{R} + B \cos\frac{x}{R})}{h^2(x)} + \frac{(A \cos\frac{x}{R} - B \text{sen}\frac{x}{R})}{h(x)} + \left(\frac{x}{R} + \delta\right) \left[\frac{A}{aR} \cos\delta + \frac{B}{aR} \text{sen}\delta \right] + \right.$$

$$+ [\gamma + \ln(\frac{x}{R} + \delta) - \frac{1}{4}(\frac{x}{R} + \delta)^2] [-\frac{A}{aR} \text{sen}\delta + \frac{B}{aR} \text{cos}\delta] \quad (1.51)$$

A integração $p^*(x)$ será feita parcela a parcela. O fator de multiplicação $6\mu L/a^2$ será omitido durante o desenvolvimento. Posteriormente, o resultado obtido deverá ser multiplicado por este fator. Novamente com o auxílio do processador simbólico do Mathcad [33], a primeira parcela é:

$$F^*_{dn2-1} = aR \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{A \text{sen}\frac{x}{R} + B \text{cos}\frac{x}{R}}{h^2(x)} dx =$$

$$F^*_{dn2-1} = (aR) R [A \left[\frac{-\text{sen}(\frac{x}{R})}{[h(x)aR]} + \frac{[\text{Si}(\frac{x}{R} + \delta) \frac{\text{sen}\delta}{aR} + \text{Ci}(\frac{x}{R} + \delta) \frac{\text{cos}\delta}{aR}]}{aR} \right.$$

$$+ B \left[\frac{-\text{cos}(\frac{x}{R})}{[h(x)aR]} - \frac{[\text{Si}(\frac{x}{R} + \delta) \frac{\text{cos}\delta}{aR} - \text{Ci}(\frac{x}{R} + \delta) \frac{\text{sen}\delta}{aR}]}{aR} \right] \Big] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

$$F^*_{dn2-1} = [AR \left[\frac{-\text{sen}(\frac{x}{R})}{h(x)} + \frac{\text{Si}(\frac{x}{R} + \delta) \text{sen}\delta + \text{Ci}(\frac{x}{R} + \delta) \text{cos}\delta}{aR} \right] +$$

$$+ BR \left[\frac{-\text{cos}(\frac{x}{R})}{h(x)} - \frac{\text{Si}(\frac{x}{R} + \delta) \text{cos}\delta - \text{Ci}(\frac{x}{R} + \delta) \text{sen}\delta}{aR} \right] \Big] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

A segunda parcela é:

$$F_{dn2-2} = \int_{x=0}^{x=\beta R} \frac{A \text{cos}\frac{x}{R} - B \text{sen}\frac{x}{R}}{h(x)} dx =$$

$$F^*_{dn2-2} = [AR \frac{[\text{Si}(\frac{x}{R} + \delta) \text{sen}\delta + \text{Ci}(\frac{x}{R} + \delta) \text{cos}\delta]}{aR} +$$

$$- BR \left[\frac{\text{Si}(\frac{x}{R} + \delta) \text{cos}\delta - \text{Ci}(\frac{x}{R} + \delta) \text{sen}\delta}{aR} \right] \Big] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

A soma das duas primeiras parcelas é:

$$F^*_{dn2-1} + F^*_{dn2-2} = \left[A \left[\frac{-R \operatorname{sen}\left(\frac{x}{R}\right)}{h(x)} + \frac{2R \operatorname{Si}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{sen}\delta + 2R \operatorname{Ci}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{cos}\delta}{aR} \right] + \right. \\ \left. + B \left[\frac{-R \operatorname{cos}\left(\frac{x}{R}\right)}{h(x)} - \frac{2R \operatorname{Si}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{cos}\delta - 2R \operatorname{Ci}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{sen}\delta}{aR} \right] \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

A terceira parcela é:

$$F^*_{dn2-3} = \left[\frac{A}{aR} \operatorname{cos}\delta + \frac{B}{aR} \operatorname{sen}\delta \right] \int_{x=0}^{x=\beta R} \left(\frac{x}{R} + \delta \right) dx \\ F^*_{dn2-3} = \left[\frac{A}{aR} \operatorname{cos}\delta + \frac{B}{aR} \operatorname{sen}\delta \right] \left[\frac{x^2}{2R} + \delta x \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

A quarta parcela é:

$$F^*_{dn2-4} = \left[-\frac{A}{aR} \operatorname{sen}\delta + \frac{B}{aR} \operatorname{cos}\delta \right] \int_{x=0}^{x=\beta R} \left[\gamma + \ln\left(\frac{x}{R} + \delta\right) - \frac{1}{4} \left(\frac{x}{R} + \delta\right)^2 \right] dx \\ F^*_{dn2-4} = \left[\frac{A}{aR} \operatorname{sen}\delta - \frac{B}{aR} \operatorname{cos}\delta \right] \left[-\gamma x + R \left(\frac{x}{R} + \delta\right) - R \left(\frac{x}{R} + \delta\right) \ln\left(\frac{x}{R} + \delta\right) + \frac{R}{12} \left(\frac{x}{R} + \delta\right)^3 \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

A força total devida a pressão $p^*(x)$, exceto pelo fator de multiplicação $6\mu L/a^2$, é:

$$F^*_{dn2} = \left[A \left[\frac{-R \operatorname{sen}\left(\frac{x}{R}\right)}{h(x)} + \frac{2R \operatorname{Si}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{sen}\delta + 2R \operatorname{Ci}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{cos}\delta}{aR} \right] + \right. \\ \left. + \frac{1}{aR} \operatorname{cos}\delta \left(\frac{x^2}{2R} + \delta x \right) + \frac{1}{aR} \operatorname{sen}\delta \left[-\gamma x + R \left(\frac{x}{R} + \delta\right) - R \left(\frac{x}{R} + \delta\right) \ln\left(\frac{x}{R} + \delta\right) + \frac{R}{12} \left(\frac{x}{R} + \delta\right)^3 \right] + \right. \\ \left. + B \left[\frac{-R \operatorname{cos}\left(\frac{x}{R}\right)}{h(x)} - \frac{2R \operatorname{Si}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{cos}\delta - 2R \operatorname{Ci}\left(\frac{x}{R} + \delta\right) \operatorname{sen}\delta}{aR} \right] + \right. \\ \left. + \frac{1}{aR} \operatorname{sen}\delta \left(\frac{x^2}{2R} + \delta x \right) - \frac{1}{aR} \operatorname{cos}\delta \left[-\gamma x + R \left(\frac{x}{R} + \delta\right) - R \left(\frac{x}{R} + \delta\right) \ln\left(\frac{x}{R} + \delta\right) + \frac{R}{12} \left(\frac{x}{R} + \delta\right)^3 \right] \right] \Big|_{x=0}^{x=\beta R}$$

Substituindo-se $x=0$ e $x=\beta R$ nas equações anteriores, obtém-se:

$$\begin{aligned}
F_{\text{an2}}^* = & \left[A \left[\frac{-R \operatorname{sen} \beta}{\eta h_o} + \frac{2}{a} (\beta + \delta) \operatorname{sen} \delta + \frac{2}{a} \operatorname{Ci}(\beta + \delta) \cos \delta + \right. \right. \\
& + \frac{1}{aR} \cos \delta \left(\frac{\beta^2 R}{2} + \delta \beta R \right) + \frac{1}{aR} \operatorname{sen} \delta \left[-\gamma \beta R + (\beta R + \delta R) - (\beta R + \delta R) \ln(\beta + \delta) + \frac{R}{12} (\beta + \delta)^3 \right] + \\
& \left. - \frac{2}{a} \delta \operatorname{sen} \delta - \frac{2}{a} \operatorname{Ci}(\delta) \cos \delta - \frac{1}{aR} \operatorname{sen} \delta \left[\delta R - \delta R \ln(\delta) + \frac{R}{12} \delta^3 \right] + \right. \\
& B \left[\frac{-R \cos \beta}{\eta h_o} - \frac{2}{a} (\beta + \delta) \cos \delta + \frac{2}{a} \operatorname{Ci}(\beta + \delta) \operatorname{sen} \delta + \right. \\
& + \frac{1}{aR} \operatorname{sen} \delta \left(\frac{\beta^2 R}{2} + \delta \beta R \right) - \frac{1}{aR} \cos \delta \left[-\gamma \beta R + (\beta R + \delta R) - (\beta R + \delta R) \ln(\beta + \delta) + \frac{R}{12} (\beta + \delta)^3 \right] + \\
& \left. + \frac{R}{h_o} + \frac{2}{a} \delta \cos \delta - \frac{2}{a} \operatorname{Ci}(\delta) \operatorname{sen} \delta + \frac{1}{aR} \cos \delta \left[\delta R - \delta R \ln(\delta) + \frac{R}{12} \delta^3 \right] \right]
\end{aligned}$$

Reintroduzindo agora o fator de multiplicação $6\mu L/a^2$ e substituindo-se os valores de a e h_o , tem-se:

$$\begin{aligned}
F_{\text{an2}} = & \frac{6\mu L}{a^2 h_o} \left[A \left[\frac{-R \operatorname{sen} \beta}{\eta} + 2\eta \delta^2 R \operatorname{sen} \delta + 2\delta R \left[\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2 \right] \cos \delta + \right. \right. \\
& + \delta \cos \delta \frac{(\eta + 1) \delta \beta R}{2} + \delta \operatorname{sen} \delta \left[-\gamma \beta R + \eta \delta R - \eta \delta R \ln(\eta \delta) + \frac{\eta^3 R}{12} \delta^3 \right] + \\
& \left. - 2 \delta^2 R \operatorname{sen} \delta - 2\delta R \left[\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2 \right] \cos \delta - \delta \operatorname{sen} \delta \left[\delta R - \delta R \ln(\delta) + \frac{R}{12} \delta^3 \right] + \right. \\
& + B \left[\frac{-R \cos \beta}{\eta} - 2\eta \delta^2 R \cos \delta + 2\delta R \left[\gamma + \ln(\eta \delta) - \frac{1}{4} (\eta \delta)^2 \right] \operatorname{sen} \delta + \right. \\
& + \delta \operatorname{sen} \delta \frac{(\eta + 1) \delta \beta R}{2} - \delta \cos \delta \left[-\gamma \beta R + \eta \delta R - \eta \delta R \ln(\eta \delta) + \frac{\eta^3 R}{12} \delta^3 \right] + \\
& \left. R + 2 \delta^2 R \cos \delta - 2 \delta R \left[\gamma + \ln(\delta) - \frac{1}{4} \delta^2 \right] \operatorname{sen} \delta + \delta \cos \delta \left[\delta R - \delta R \ln(\delta) + \frac{R}{12} \delta^3 \right] \right]
\end{aligned}$$

Rearranjando-se a equação anterior obtém-se:

$$F_{dn2} = \frac{6\mu L [(\eta-1)\alpha+\beta]^3}{(\eta-1)^2\beta R} \left(\frac{R}{c_0}\right)^3 \frac{1}{\left(\frac{c_n}{c_0}\right)^3} .$$

$$\cdot [A \left[\frac{-R \operatorname{sen}\beta}{\eta} + \operatorname{sen}\delta [2\eta \delta^2 R - \gamma \delta \beta R + \eta \delta^2 R - \eta \delta^2 R \ln(\eta \delta) + \frac{\eta^3 \delta^4 R}{12} - \right.$$

$$\left. -2 \delta^2 R - \delta^2 R + \delta^2 R \ln(\delta) - \frac{\delta^4 R}{12} \right] + \operatorname{cos}\delta [2\gamma \delta R + 2\delta R \ln(\eta \delta) - \frac{\eta^2 \delta^3 R}{2} +$$

$$\left. + \frac{(\eta+1)\delta^2 \beta R}{2} - 2\gamma \delta R - 2\delta R \ln(\delta) + \frac{\delta^3 R}{2} \right] +$$

$$+ B \left[R - \frac{R \operatorname{cos}\beta}{\eta} + \operatorname{sen}\delta \left[\frac{(\eta+1)\delta^2 \beta R}{2} + 2\gamma \delta R + 2\delta R \ln(\eta \delta) - \frac{\eta^2 \delta^3 R}{2} - 2\gamma \delta R - 2\delta R \ln(\delta) \right. \right.$$

$$\left. + \frac{\delta^3 R}{2} \right] + \operatorname{cos}\delta \left[-2\eta \delta^2 R + \gamma \delta \beta R - \eta \delta^2 R + \eta \delta^2 R \ln(\eta \delta) - \frac{\eta^3 \delta^4 R}{12} + \right.$$

$$\left. + 2\delta^2 R + \delta^2 R - \delta^2 R \ln(\delta) + \frac{\delta^4 R}{12} \right]]$$

Ou ainda:

$$F_{dn2} = \frac{6\mu L [(\eta-1)\alpha+\beta]^3}{(\eta-1)^2} \left(\frac{R}{c_0}\right)^3 \frac{1}{\chi_n^3} \frac{1}{\beta R} .$$

$$\cdot [A \left[\frac{-R \operatorname{sen}\beta}{\eta} + R \operatorname{sen}\delta \left[\frac{(\eta^3-1)}{12} \delta^4 + (3\eta - \gamma\eta + \gamma - 3 - \eta \ln(\eta\delta) + \ln\delta)\delta^2 \right] + 2R\delta \operatorname{cos}\delta \ln(\eta) \right.$$

$$\left. B \left[R - \frac{R \operatorname{cos}\beta}{\eta} + 2\delta R \ln(\eta) \operatorname{sen}\delta + R \operatorname{cos}\delta \left[\frac{-(\eta^3-1)}{12} \delta^4 - (3\eta - \gamma\eta + \gamma - 3 - \eta \ln(\eta\delta) + \ln\eta)\delta^2 \right] \right] \right]$$

Rearranjando-se as equações anteriores:

$$F_{dn2} = \frac{A_0}{\chi_n^3} \left[A \left[\frac{-\operatorname{sen}\beta}{(\eta-1)\eta\delta} + \left[\frac{(\eta^3-1)}{12(\eta-1)} \delta^3 + \frac{[3\eta - \gamma\eta + \gamma - 3 - \eta \ln(\eta\delta) + \ln(\delta)]\delta}{(\eta-1)} \right] \operatorname{sen}\delta + \right. \right.$$

$$\left. + \frac{2 \ln \eta}{\eta-1} \operatorname{cos}\delta \right] +$$

$$+ B \left[\frac{(\eta - \cos\beta)}{(\eta - 1)\eta\delta} - \frac{2 \ln \eta}{\eta - 1} \operatorname{sen} \delta + \right. \\ \left. + \left[-\frac{(\eta^3 - 1)}{12(\eta - 1)} \delta^3 - \left[\frac{3\eta - \gamma\eta + \gamma - 3 - \eta \ln(\eta\delta) + \ln(\delta)}{\eta - 1} \right] \delta \right] \cos \delta \right]$$

Somando-se a expressão anterior com a primeira parte da equação 1.56, obtém-se $F_{dn} = F_{dn1} + F_{dn2}$ por:

$$F_{dn} = \frac{\Lambda_0}{\chi_n^3} \left[A \left[-\frac{\beta\eta + \beta\eta \cos\beta + (\eta - 1) \operatorname{sen}\beta}{\beta\eta(\eta + 1)} - \frac{(\eta + 1) \operatorname{sen}\beta}{\beta\eta(\eta + 1)} + \left[\frac{-(\eta^3 + 1)}{4(\eta + 1)} \delta^3 + \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \delta \ln(\delta) + \frac{(\eta\gamma + \gamma + \eta \ln(\eta))\delta}{(\eta + 1)} + \frac{(\eta^3 - 1)\delta^3}{(\eta - 1)12} + \frac{(3\eta - \gamma\eta + \gamma - 3 - \eta \ln(\eta\delta) + \ln(\delta))}{(\eta - 1)} \operatorname{sen} \delta \right] + \right. \\ \left. + \left[-\frac{(\eta^2 + 1)}{(\eta + 1)} \delta^2 + \frac{2 \ln \eta}{\eta - 1} \right] \cos \delta \right] + \\ + B \left[\frac{-[\eta(\eta - 1) - \beta\eta \operatorname{sen}\beta + (\eta - 1) \cos\beta]}{\beta\eta(\eta + 1)} - \frac{(\eta - \cos\beta)}{\beta\eta} + \left[\frac{(\eta^2 + 1)}{(\eta + 1)} \delta^2 - (\eta + 1)\delta^2 + \frac{2 \ln \eta}{(\eta - 1)} \right] \operatorname{sen} \delta + \right. \\ \left. + \left[\frac{(\eta^3 + 1)}{4(\eta + 1)} \delta^3 - \delta \ln(\delta) - \gamma\delta - \frac{\eta\delta}{(\eta + 1)} \ln \eta - \frac{(\eta^3 - 1)\delta^3}{(\eta - 1)12} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{(\eta + \gamma\eta - \gamma - 1 + \eta \ln \eta)}{(\eta - 1)} \delta + \delta \ln(\delta) \right] \cos \delta \right]$$

Em resumo, a força devida à pressão dinâmica p_d é:

$$F_{dn} = \frac{\Lambda_0}{\chi_n^3} [A C_{\beta\eta} + B S_{\beta\eta}]$$

onde:

$$C_{\beta\eta} = \frac{-\beta\eta - \beta\eta \cos\beta - 2\eta \operatorname{sen}\beta}{\beta\eta(\eta + 1)} + \left[\frac{-(\eta^2 + 1)\delta^2}{(\eta + 1)} + \frac{2 \ln \eta}{(\eta - 1)} \right] \cos \delta + \\ + \left[\frac{-(\eta^4 - 2\eta^3 + 2\eta - 1)\delta^3}{6(\eta^2 - 1)} + 3\delta - \frac{2\eta \delta \ln \eta}{(\eta^2 - 1)} \right] \operatorname{sen} \delta \\ S_{\beta\eta} = \frac{2\eta + \beta\eta \operatorname{sen}\beta - 2\eta \cos\beta}{\beta\eta(\eta + 1)} + \left[\frac{-(\eta^2 + 1)\delta^2}{(\eta + 1)} + \frac{2 \ln \eta}{(\eta - 1)} \right] \operatorname{sen} \delta +$$

$$+ \left[\frac{(\eta^4 - 2\eta^3 + 2\eta - 1)\delta^3}{6(\eta^2 - 1)} - 3\delta + \frac{2\eta \delta \ln \eta}{(\eta^2 - 1)} \right] \cos \delta \quad (1.56)$$

D.11 Determinação dos coeficientes de rigidez (equações 1.66)

As equações 1.65 são:

$$k_{x\xi} = \frac{\partial F_X}{\partial \xi} = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\cos \psi_n}{\chi_n^2} \right] \quad \text{e} \quad k_{y\xi} = \frac{\partial F_Y}{\partial \xi} = \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\sin \psi_n}{\chi_n^2} \right] \quad (1.65)$$

onde ξ substitue as variáveis X e Y . Desenvolvendo-se as equações 1.65, obtém-se:

$$k_{x\xi} = \frac{\partial F_X}{\partial \xi} = -2 \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \left[\frac{\cos \psi_n}{\chi_n^3} \frac{\partial \chi_n}{\partial \xi} \right] \quad \text{e} \quad k_{y\xi} = \frac{\partial F_Y}{\partial \xi} = -2 \Gamma_0 \sum_{n=1}^{n_s} \left[\frac{\sin \psi_n}{\chi_n^3} \frac{\partial \chi_n}{\partial \xi} \right]$$

Com o uso da equação 1.8, obtém-se para $\chi_n = c_n/c_0$:

$$\chi_n = 1 - \frac{X}{c_0} \cos \psi_n - \frac{Y}{c_0} \sin \psi_n$$

e para as suas derivadas com relação a X e Y :

$$\frac{\partial \chi_n}{\partial X} = \frac{-\cos \psi_n}{c_0} \quad \text{e} \quad \frac{\partial \chi_n}{\partial Y} = \frac{-\sin \psi_n}{c_0}$$

Desta forma, são obtidas as equações 1.66:

$$k_{xx} = \frac{\partial F_X}{\partial X} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{2 \cos^2 \psi_n}{\chi_n^3} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{1 + \cos 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

$$k_{xy} = \frac{\partial F_X}{\partial Y} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{2 \sin \psi_n \cos \psi_n}{\chi_n^3} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{\sin 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

$$k_{yx} = \frac{\partial F_Y}{\partial X} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{2 \sin \psi_n \cos \psi_n}{\chi_n^3} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{\sin 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

$$k_{yy} = \frac{\partial F_Y}{\partial Y} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{2 \sin^2 \psi_n}{\chi_n^3} = \frac{\Gamma_0}{c_0} \sum_{n=0}^{n_s} \frac{1 - \cos 2\psi_n}{\chi_n^3}$$

Nas equações anteriores pode-se verificar que $k_{xy} = k_{yx}$ e que quando o mancal tem um número par de sapatas e a carga é aplicada com $\phi_0 = 0$, tem-se $k_{xy} = k_{yx} = 0$. Isto decorre do fato de que:

$$\text{sen}(2\psi_n) = -\text{sen}(2\psi_{n+1-n}) \quad \text{e} \quad \chi_n = \chi_{n+1-n}, \quad \text{daí} \quad \sum_{n=0}^{n_s} \frac{\text{sen}(2\psi_n)}{\chi_n^3} = 0$$

D.12 Determinação dos coeficientes de amortecimento (equações 1.68)

As equações 1.67 são:

$$c_{X\xi} = \frac{\partial F_X}{\partial \xi'} = \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi'} \left[\frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen}\theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos}\theta_n] \text{cos}\psi_n}{\chi_n^3} \right]$$

$$c_{Y\xi} = \frac{\partial F_Y}{\partial \xi'} = \Lambda_0 \sum_{n=1}^{n_s} \frac{\partial}{\partial \xi'} \left[\frac{[(X' S_{\beta\eta} + Y' C_{\beta\eta}) \text{sen}\theta_n + (X' C_{\beta\eta} - Y' S_{\beta\eta}) \text{cos}\theta_n] \text{sen}\psi_n}{\chi_n^3} \right] \quad (1.67)$$

com ξ' substituindo X' e Y' . As constantes $C_{\beta\eta}$ e $S_{\beta\eta}$ são dadas pelas equações 1.56.

Aparentemente, o desenvolvimento das equações 1.67 pode ser feito diretamente, por inspeção. Contudo, deve-se observar que tanto o numerador como o denominador da função a ser derivada são funções de X' e Y' . Portanto, deve-se aplicar a regra da derivada de uma divisão de funções, o que dificulta sobremaneira a determinação das funções que representam o amortecimento:

$$\left(\frac{f}{g}\right)' = \frac{f'g - fg'}{g^2}$$

Afortunadamente, verifica-se que para o caso dos mancais em estudo, o termo subtrativo da equação anterior é desprezível, da ordem de centésimos do primeiro termo. Desta forma, neste caso particular pode-se escrever:

$$\left(\frac{f}{g}\right)' = \frac{f'}{g}$$

o que permite a obtenção das equações 1.68 diretamente da equação 1.67, sem necessidade de se mostrar as passagens.

D.13 Obtenção da distribuição de pressão sobre a sapata ($p(x,z)$ - equação 1.73)

Em primeiro lugar será mostrada a obtenção da distribuição de pressão para o mancal infinitamente estreito, a partir da equação 1.70:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -\frac{1}{2} U \frac{dh}{dx} \quad (1.70)$$

A primeira integração da equação acima, com respeito à z , fornece:

$$\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{1}{2} u_h \frac{dh}{dx} z + C_1$$

Com a segunda integração obtém-se:

$$p(z) = \frac{3\mu u_h}{h^3} \frac{dh}{dx} z^2 + \frac{12\mu}{h^3} C_1 z + \frac{12\mu}{h^3} C_2$$

Utilizando-se as condições de contorno $p(z=L/2)=p(z=-L/2)=0$, tem-se :

$$p(z=L/2) = 0 = \frac{3\mu u_h}{h^3} \frac{dh}{dx} \left(\frac{L}{2}\right)^2 + \frac{12\mu}{h^3} C_1 \left(\frac{L}{2}\right) + \frac{12\mu}{h^3} C_2$$

$$p(z=-L/2) = 0 = \frac{3\mu u_h}{h^3} \frac{dh}{dx} \left(\frac{L}{2}\right)^2 - \frac{12\mu}{h^3} C_1 \left(\frac{L}{2}\right) + \frac{12\mu}{h^3} C_2$$

Desenvolvendo-se as equações anteriores obtém-se:

$$u_h L^2 \frac{dh}{dx} + 8L C_1 + 16 C_2 = 0 \quad (i)$$

$$u_h L^2 \frac{dh}{dx} - 8L C_1 + 16 C_2 = 0 \quad (ii)$$

Somando-se as equações (i) e (ii), obtém-se para C_2 :

$$C_2 = -\frac{u_h}{16} L^2 \frac{\partial h}{\partial x}$$

Substituindo-se C_2 na equação (i) obtém-se para C_1 :

$$C_1 = 0$$

Substituindo-se os valores de C_1 e C_2 na equação oriunda da segunda integração, obtém-se a seguinte equação para a distribuição de pressão axial para o mancal infinitamente estreito:

$$p(z) = \frac{3\mu u_h}{h^3} \frac{dh}{dx} z^2 - \frac{3\mu u_h L^2}{4h^3} \frac{dh}{dx}$$

A equação anterior pode ser escrita na forma da equação seguinte:

$$p(z) = \frac{3\mu UL^2}{4h^3} \frac{dh}{dx} \left[-\left(\frac{2z}{L}\right)^2 + 1\right] \quad (1.71)$$

ou como na equação 1.72, com $m=2$:

$$p(z) = \frac{3\mu UL^2}{4h^3(x)} \frac{(\eta-1)}{[(\eta-1)\alpha+\beta]} \frac{c}{R} \left[-\left| \frac{2z}{L} \right|^m + 1 \right] \quad (1.72)$$

Por aproximação, a distribuição de pressão axial terá uma solução global na forma $p(x,z) = p_x(x) p_z(z)$. Aplicando-se as condições de contorno descritas anteriormente ($p(z=L/2) = p(z=-L/2) = 0$) e levando em conta que a pressão em $z=0$ é igual à $p(x,z=0) = p_x(x)$, obtém-se :

$$p(x,z) = p_x(x) p_z(z) = \left[\frac{-6\mu U}{\beta R} \frac{\eta-1}{\eta+1} \frac{x(x-\beta R)}{h^2(x)} \right] \left(-\left| \frac{2z}{L} \right|^m + 1 \right) \quad (1.73)$$

D.14 Obtenção do resíduo da aproximação (equação 1.75)

Derivando-se a equação 1.73 por duas vezes com respeito à z , considerando-se $z \geq 0$ ($|z| = z$), obtém-se:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{4(m-m^2)}{L^2} p_x(x) \left(\frac{2z}{L} \right)^{m-2}$$

Utilizando o trabalho feito no item D.6, tem-se a seguinte expressão para a derivada da equação 1.73 com relação à x :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\mu u_h}{h^2(x)} \left[1 - \frac{2h_i h_o}{(h_i + h_o) h(x)} \right] p_z(z)$$

Derivando-se a equação acima uma vez mais com relação a x , obtém-se:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{-6\mu u_h}{h^3(x)} \frac{\partial h}{\partial x} \left[2 - \frac{6h_i h_o}{(h_i + h_o) h(x)} \right] p_z(z)$$

Substituindo-se as expressões acima na Equação de Reynolds (equação 1.1), com $p = p(x,z) = p_x(x) p_z(z)$, e desenvolvendo-se para o caso estático ($\partial h / \partial t = 0$), obtém-se :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{2} u_h \frac{\partial h}{\partial x}$$

$$p_z \frac{3h^2}{12\mu} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{6\mu u_h}{h^2} \left[1 - \frac{2h_i h_o}{(h_o + h_i) h(x)} \right] - p_z \frac{h^3}{12\mu} \frac{6\mu u_h}{h^3} \frac{\partial h}{\partial x} \left[2 - \frac{6h_i h_o}{(h_o + h_i) h(x)} \right] +$$

$$+ p_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{4(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L} \right)^{m-2} = \frac{1}{2} u_h \frac{\partial h}{\partial x}$$

$$\frac{1}{2} u_h \frac{\partial h}{\partial x} p_z \left[3 - \frac{6h_i h_o}{(h_o + h_i) h(x)} - 2 + \frac{6h_i h_o}{(h_o + h_i) h(x)} \right] + p_x \frac{h^3}{3\mu} \frac{(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L} \right)^{m-2} = \frac{1}{2} u_h \frac{\partial h}{\partial x}$$

$$\frac{1}{2}u_h \frac{\partial h}{\partial x} p_z + p_x \frac{h^3}{\mu} \frac{(m-m^2)}{3L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} = \frac{1}{2}u_h \frac{\partial h}{\partial x}$$

Assim, o erro E cometido com a aproximação é:

$$E = \frac{1}{2}u_h \frac{\partial h}{\partial x} (p_z - 1) + p_x \frac{h^3}{\mu} \frac{(m-m^2)}{3L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2}$$

Desenvolvendo-se a equação anterior, substituindo-se os valores de $p_x(x)$ e $p_z(z)$, obtém-se :

$$E = \frac{1}{2}u_h \frac{\partial h}{\partial x} \left[-\left(\frac{2z}{L}\right)^m + 1 - 1 \right] + \frac{h^3}{\mu} \frac{(m-m^2)}{3L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \left[\frac{6\mu u_h}{(h_o+h_i)} \frac{x(h(x)-h_i)}{h^2(x)} \right]$$

Substituindo-se agora $\partial h/\partial x = a$ e $u_h = -U$, obtém-se :

$$E = \frac{aU}{2} \left(\frac{2z}{L}\right)^m - \frac{(m-m^2)}{3L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{6U}{(h_o+h_i)} x h(x) [h(x)-h_i]$$

$$E = \frac{aU}{2} \left(\frac{2z}{L}\right)^m - \frac{(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{2U}{(\eta+1)} x h(x) \left[\frac{ax+h_o}{h_o} - \eta \right]$$

O resíduo pode ser ainda expresso na forma da equação 1.75:

$$E = \frac{aU}{2} \left(\frac{2z}{L}\right)^m - \frac{2U(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} h(x) \left(\frac{x^2}{\beta R} - x\right) \quad (1.75)$$

A função descrita pela equação anterior é sempre nula para $z=0$. O mesmo ocorre para $x=0$ e $x=\beta R$. Em $z = \pm L/2$, para $x=0$ ou $x=\beta R$, a função assume seu máximo positivo, com $E=aU/2$. O máximo negativo ocorre em $x=\beta R/2$ e $z = \pm L/2$, quando $m \rightarrow \infty$. O coeficiente m pode ser determinado de várias formas. A primeira delas é escolher m de modo que a função se anule neste ponto ($(x,z) = (\beta R/2, \pm L/2)$). O valor da função $E(x,z)$ neste ponto é:

$$E\left(\frac{\beta R}{2}, \pm \frac{L}{2}\right) = \frac{(\eta-1)h_o U}{2\beta R} \left[1 - (m^2 - m) \left(\frac{\beta R}{L}\right)^2 \frac{1}{2} \right]$$

Para que o resíduo seja nulo neste ponto, deve-se ter:

$$(m^2 - m) \left(\frac{\beta R}{L}\right)^2 \frac{1}{2} - 1 = 0 \quad \Rightarrow \quad m^2 - m - 2 \left(\frac{L}{\beta R}\right)^2 = 0$$

Para esta condição m é dado por:

$$m = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + 8 \left(\frac{L}{\beta R}\right)^2} \quad (1.76)$$

Uma segunda opção é escolher m de modo que o resíduo total seja mínimo. O resíduo total é determinado integrando-se a função $E = E(x,z)$ sobre a superfície da sapata ($0 \leq x \leq \beta R$ e $-L/2 \leq z \leq L/2$).

Para se fazer esta integral deve-se lembrar que a função $E(x,z)$ pode ser par ou ímpar, dependendo de m . Assim, é melhor integrar somente o lado positivo ($0 \leq z \leq L/2$) e multiplicar o resultado obtido por dois.

$$E_{tot} = \int_{z=0}^{\frac{L}{2}} \int_{x=0}^{\beta R} E(x,z) dx dz = \int_{z=0}^{\frac{L}{2}} \int_{x=0}^{\beta R} \left[\frac{aU}{2} \left(\frac{2z}{L}\right)^m - \frac{2U(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} h(x) \left(\frac{x^2}{\beta R} - x\right) \right] dx dz$$

$$E_{tot} = \int_{z=0}^{\frac{L}{2}} \int_{x=0}^{\beta R} \left[\frac{aU}{2} \left(\frac{2z}{L}\right)^m - \frac{2U(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} \left[\frac{ax^3}{\beta R} + \left(\frac{h_0}{\beta R} - a\right)x^2 - h_0 x \right] \right] dx dz$$

$$E_{tot} = \int_{z=0}^{\frac{L}{2}} \left[\frac{aU}{2} \left(\frac{2z}{L}\right)^m x - \frac{2U(m-m^2)}{L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} \left[\frac{3ax^4}{12\beta R} + \left(\frac{h_0}{\beta R} - a\right)4\frac{x^3}{12} - 6h_0\frac{x^2}{12} \right] \right] \Big|_{x=0}^{\beta R} dz$$

$$E_{tot} = \int_{z=0}^{\frac{L}{2}} \left[\frac{(\eta-1)h_0U}{2\beta R} \left(\frac{2z}{L}\right)^m \beta R - \frac{U(m-m^2)}{6L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} \frac{(\eta-1)}{(\eta+1)} (\beta R)^2 [3(h_i - h_0) + 4(2h_0 - h_i) - 6h_0] \right] dz$$

$$\frac{2E_{tot}}{(\eta-1)h_0U} = \int_{z=0}^{\frac{L}{2}} \left[\left(\frac{2z}{L}\right)^m + \frac{(m-m^2)}{3L^2} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-2} (\beta R)^2 \right] dz$$

$$\frac{2E_{tot}}{(\eta-1)h_0U} = \left[\frac{L}{2(m+1)} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m+1} + \frac{(m-m^2)}{3L^2} \frac{L}{2(m-1)} \left(\frac{2z}{L}\right)^{m-1} (\beta R)^2 \right] \Big|_{z=0}^{\frac{L}{2}}$$

$$E^*_{tot} = \frac{4E_{tot}}{(\eta-1)h_0UL} = \frac{1}{(m+1)} - \frac{m}{3L^2} (\beta R)^2$$

Para que o resíduo total se anule deve-se ter:

$$-E^*_{tot} = \frac{1}{(m+1)} + \frac{m}{3\lambda^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad 3\lambda^2 - m(m+1) = 0 \quad \Rightarrow \quad m^2 + m - 3\lambda^2 = 0$$

A solução física para a equação acima é :

$$m = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + 12\lambda^2} \tag{1.77}$$

D.15 Obtenção da força normal à sapata (equação 1.80)

A equação 1.79 é:

$$F_{2D} = \frac{F_{1D}}{L} \int_{-L/2}^{L/2} p_z(z) dz \quad (1.79)$$

onde F_{1D} é dada pela equação 1.36. Substituindo-se $p_z(z)$ na equação acima, na forma genérica da equação 1.72, obtem-se:

$$F_{2D} = \frac{F_{1D}}{L} \int_{-L/2}^{L/2} \left(1 - \left|\frac{2z}{L}\right|^m\right) dz = \frac{2F_{1D}}{L} \int_0^{L/2} \left[1 - \left(\frac{2z}{L}\right)^m\right] dz$$

$$F_{2D} = \frac{2F_{1D}}{L} \left[z - \frac{2^m}{L^m} z^{m+1} \frac{1}{m+1} \right] \Big|_0^{z=L/2} = \frac{2F_{1D}}{L} \left[\frac{L}{2} - \frac{2^m}{L^m} \frac{L^{m+1}}{2^{m+1}} \frac{1}{m+1} \right] = \frac{F_{1D}}{L} \left[L - \frac{L}{m+1} \right]$$

ou finalmente, na forma da equação 1.80 :

$$F_{2D} = \frac{m}{m+1} F_{1D} \quad (1.80)$$

Apêndice E

Tabelas

Neste apêndice estão registradas as tabelas com os dados de ensaios e simulações empregados na elaboração dos gráficos deste estudo, bem como de outros dados nele utilizados.

FLEXIBILIDADES DOS MANCAIS GUIA DOS HIDROGERADORES DE ITAIPU				
PARTE	FLEXIBILIDADE DO MANCAL (mm/MN)			
	Superior	Combinado	Inferior	Faixa
FUNDAÇÃO DO MANCAL	0,05	0,05	0,22	0,05-0,22
ESTRUTURA DO MANCAL	0,80	0,20	0,25	0,22-0,80
EIXO	0,20	0,20	0,08	0,08-0,20
FILME DE LUBRIFICANTE	0,15	0,35	0,15	0,15-0,35
FLEXIBILIDADE TOTAL	1,20	0,80	0,70	0,70-1,20

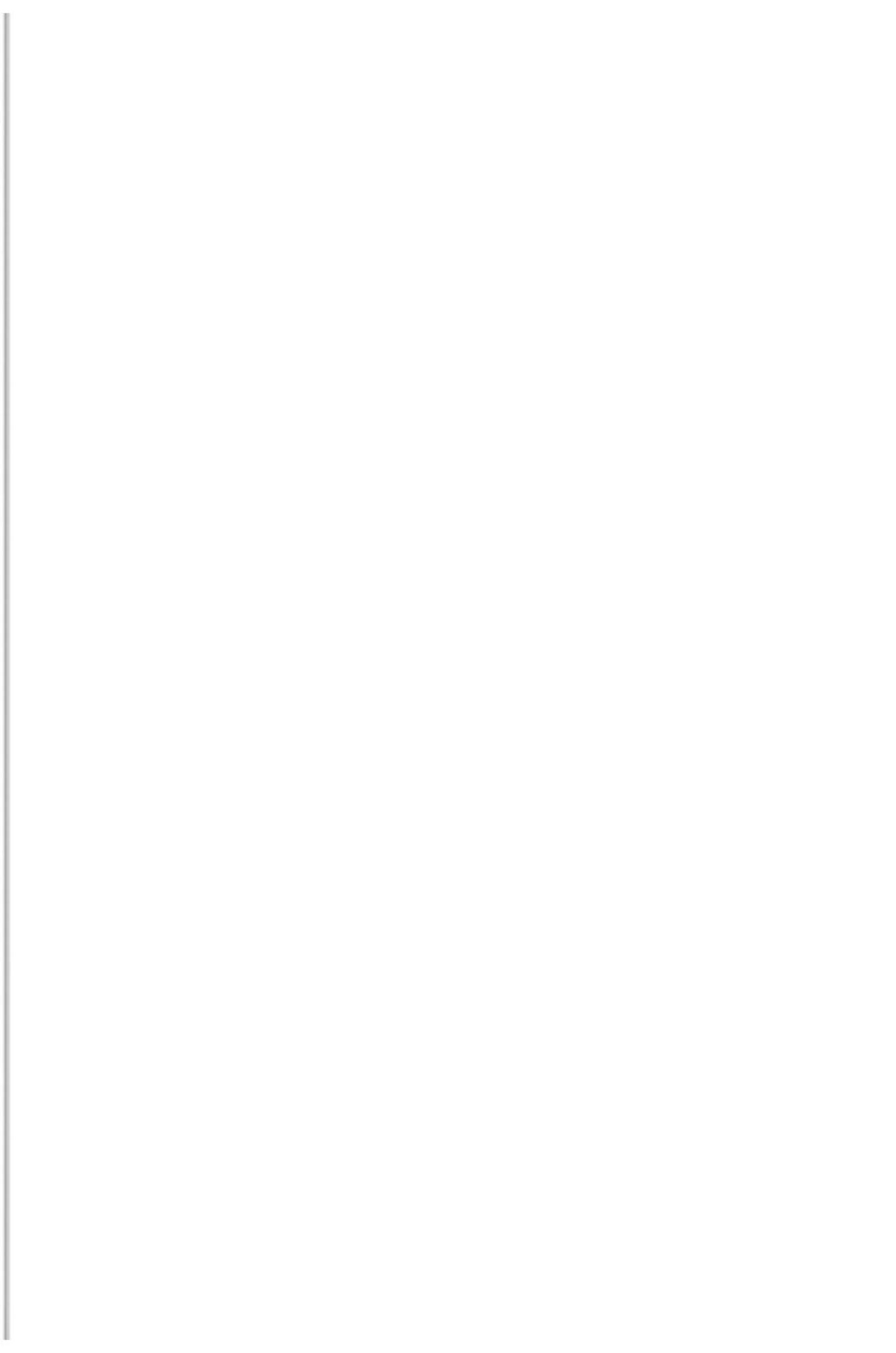
Tabela E.1 Valores de projeto para a flexibilidade dos mancais guia dos hidrogeradores de Itaipu

VISCOSIDADE DO LUBRIFICANTE MARBRAX TR50

TEMPERATURA DO LUBRIFICANTE (°C)	VISCOSIDADE CINEMÁTICA (cSt)			VISCOSIDADE DINÂMICA (Pa s)		
	MEDIDA	CALCULADA		MEDIDA	CALCULADA	
		REYNOLDS	WALTHER		REYNOLDS	WALTHER
25	100	100	101	0.085	0.087	0.086
30	81	82	82	0.069	0.071	0.070
35	64	67	67	0.054	0.057	0.058
40	55	55	55	0.047	0.047	0.047
45	44	45	45	0.037	0.038	0.038
50	32	37	37	0.027	0.031	0.032
55	27	30	30	0.023	0.025	0.026
60	22	25	25	0.019	0.021	0.021
65	22	20	20	0.019	0.017	0.017
70	16	17	16	0.014	0.014	0.014
75	14	14	13	0.012	0.011	0.011
80	12	11	10	0.010	0.009	0.009

- Notas:**
1. A viscosidade dinâmica μ foi determinada através da relação $\mu = 10^{-6} \rho \nu^*$.
 2. A viscosidade dinâmica calculada μ_m foi determinada pela Fórmula de Walther e pela relação de Reynolds (capítulo 2).

Tabela E.2 Resultados da medição da viscosidade cinemática do lubrificante Marbrax TR50, de fabricação da Petrobrás S.A., tipo utilizado nos mancais dos hidrogeradores da UHE Itaipu.



Sapata	Mancal Guia Superior		Mancal Guia Combinado		Mancal Guia Turbina	
	Medida	Ajustada	Medida	Ajustada	Medida	Ajustada
	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)
1	400	555	1000	1000	--	--
2	350	640	850	960	--	--
3	200	585	800	890	--	--
4	0	415	700	755	--	--
5	0	385	700	715	--	--
6	0	300	800	770	--	--
7	0	165	950	880	--	--
8	350	355	1000	1000	--	--
9	750	595	1000	1000	--	--
10	1000	710	1000	940	--	--
11	1000	665	850	760	--	--
12	950	535	800	745	--	--
13	700	315	750	735	--	--
14	550	250	800	830	--	--
15	350	185	900	970	--	--
16	400	395	1000	1000	--	--

Tabela E.3 Folgas medidas nos mancais de guia da Unidade 6 em 05/02/92, com a unidade centrada em relação ao mancal guia da turbina e com verticalidade atendendo a Norma NEMA

Sapata	Mancal Guia Superior		Mancal Guia Combinado		Mancal Guia Turbina	
	Medida (μm)	Ajustada (μm)	Medida (μm)	Ajustada (μm)	Medida (μm)	Ajustada (μm)
1	350	500	800	925	210	295
2	150	525	900	865	290	280
3	0	545	1000	915	310	205
4	0	630	1000	840	320	150
5	0	620	1000	860	340	155
6	0	515	1000	790	380	225
7	0	330	1000	785	370	285
8	250	345	1000	785	270	280
9	550	400	900	775	50	155
10	900	525	800	835	0	170
11	1000	555	700	885	0	185
12	1000	570	500	810	40	195
13	1000	480	400	790	--	--
14	1000	585	400	810	--	--
15	700	370	530	895	--	--
16	450	355	650	915	--	--

Tabela E.4 Folgas medidas nos mancais de guia da Unidade 9 em 14/06/93, com a unidade centrada em relação a turbina e com verticalidade atendendo a Norma NEMA

Sapata	Mancal Guia Superior		Mancal Guia Combinado		Mancal Guia Turbina	
	Medida	Ajustada	Medida	Ajustada	Medida	Ajustada
	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)	(μm)
1	650	470	950	950	210	230
2	550	505	950	950	190	210
3	450	550	900	900	180	195
4	300	525	850	850	180	185
5	150	470	850	850	210	205
6	200	565	850	850	200	185
7	50	405	850	850	220	200
8	150	440	900	900	220	200
9	250	430	950	950	190	175
10	400	445	950	950	200	195
11	600	500	900	900	210	215
12	750	525	850	850	180	195
13	800	480	800	800		
14	850	485	850	850		
15	850	495	850	850		
16	800	510	900	900		

Tabela E.5 Folgas medidas nos mancais de guia da Unidade 11 em 11/90, com a unidade centrada em relação a turbina e com verticalidade atendendo a Norma NEMA

Nota: No desenvolvimento deste trabalho foram utilizados os resultados de diversos ensaios e cálculos relativos às unidades geradoras da Usina Hidrelétrica de Itaipu. Tais resultados estão em relatórios de ensaio, memoriais de cálculo ou em outros documentos internos da Itaipu Binacional. Caso haja interesse em se consultar estes documentos, deve-se dirigir um pedido formal à:

Itaipu Binacional

Superintendência de Manutenção

Central Hidrelétrica de Itaipu

Foz do Iguaçu, PR CEP 85856-970