

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

**ANÁLISE DE MANCAIS RADIAIS HIDRODINÂMICOS COM APLICAÇÃO EM  
COMPRESSORES HERMÉTICOS DE REFRIGERAÇÃO**

**Tese submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para obtenção do grau de**

**DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**PAULO ROGÉRIO CARRARA COUTO**

**Florianópolis, Dezembro de 2006.**

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

**ANÁLISE DE MANCAIS RADIAIS HIDRODINÂMICOS COM APLICAÇÃO EM  
COMPRESSORES HERMÉTICOS DE REFRIGERAÇÃO**

**PAULO ROGÉRIO CARRARA COUTO**

**Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de  
DOUTOR EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
sendo aprovada em sua forma final**

---

**Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D. – Orientador**

---

**Prof. Fernando Cabral, Ph.D. – Coordenador de Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D. – Presidente**

---

**Prof. Paulo Roberto Gardel Kurka, Ph.D. – Relator**

---

**Prof. César José Deschamps, Ph. D.**

---

**Prof. José Daniel Biasoli de Mello, Dr.**

---

**Eng. Francisco F. dos Santos Matos, Dr.**

*Este trabalho é dedicado a minha família; meus pais,  
Matheus e Dayse; meu irmão, Carlos André.*

*À minha esposa Paula e meu filho Vinicius  
pelo carinho e fonte de inspiração*



## Agradecimentos

Ao Prof. Alvaro Toubes Prata pela confiança, amizade e orientação neste trabalho, além do contínuo incentivo à pesquisa e do exemplo de dedicação ao ensino.

Aos demais professores do Laboratório de Pesquisas em Refrigeração e Termofísica - POLO, pelo apoio e cooperação.

Ao Eng. Rodrigo Stoterau pela cooperação na elaboração deste trabalho.

Ao Eng. Adilson Manke e ao Eng. Francisco Frederico pela inestimável ajuda no projeto e construção da bancada de testes e constante empenho, além da amizade.

Ao técnico Edivaldo e demais funcionários do LabTermo, pela amizade e ajuda na montagem e ajuste da bancada de testes.

Ao técnico Johnny pela cooperação na obtenção dos resultados.

Aos demais colegas do laboratório pelo excelente ambiente de trabalho.

À Paula Regina pelo amor, companheirismo e paciência nos momentos difíceis.

Ao CNPQ pelo indispensável apoio financeiro.

# Sumário

<i>Sumário</i>	<i>iv</i>
<i>Simbologia</i>	<i>vii</i>
<i>Lista de Figuras</i>	<i>x</i>
<i>Lista de Tabelas</i>	<i>xviii</i>
<i>Resumo</i>	<i>xix</i>
<i>Abstract</i>	<i>xx</i>
<b>Capítulo 1</b>	<b>1</b>
<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 Generalidades	1
1.2 Motivação	3
1.3 Objetivos do Trabalho	5
1.4 Estrutura de Apresentação do Trabalho	5
<b>Capítulo 2</b>	<b>7</b>
<b>CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES</b>	<b>7</b>
2.1 Cavitação do Filme de Lubrificante	9
2.2 Mancais Radiais Hidrodinâmicos	11
2.3 Mancalização de Compressores Alternativos	18
<b>Capítulo 3</b>	<b>19</b>
<b>MODELO COMPUTACIONAL</b>	<b>19</b>
3.1 Equação de Reynolds	19
3.2 Adimensionalização da Equação de Reynolds	22
3.3 Condições de Contorno	23
3.4 Cálculo da Fronteira de Cavitação	27
3.5 Validação Computacional	28
<b>Capítulo 4</b>	<b>31</b>
<b>PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL</b>	<b>31</b>
4.1 Parâmetros Característicos de Mancais Radiais	33

<b>Capítulo 5</b>	<b>38</b>
<b>BANCADA EXPERIMENTAL</b>	<b>38</b>
5.1 Bancada de Teste	38
5.2 Sistema de Sustentação e Montagem	42
5.3 Sistema de Acionamento	44
5.4 Sistema de Alimentação de Lubrificante	45
5.4.1 Lubrificante	46
5.5 Mancal	49
5.5.1 Instalação dos termopares	50
5.5.2 Instalação dos sensores de deslocamento	51
5.6 Sistema de Posicionamento do Mancal	57
5.7 Sistema de Carregamento	59
5.8 Eixo	62
5.8.1 Instalação do Sensor de Pressão	63
5.9 Sistema de Transmissão de Sinal de Pressão	65
5.10 Sistema de Sincronização do Sinal de Pressão	66
5.11 Sistema de Aquisição e Processamento de Sinais	68
<b>Capítulo 6</b>	<b>70</b>
<b>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b>	<b>70</b>
6.1 Instalação e Zeragem dos Sensores de Deslocamento	71
6.2 Medição da Pressão no Filme de Óleo	76
<b>Capítulo 7</b>	<b>83</b>
<b>CARREGAMENTO ESTÁTICO</b>	<b>83</b>
7.1 Resultados para o Mancal 1	84
7.2 Resultados para o Mancal 2	99
7.3 Resultados para o Mancal 3	105
7.4 Resultados para o Mancal 4	112
7.5 A Fronteira de Cavitação	120
7.5.1 Visualização da região de cavitação	120
7.6 Teste de Imersão	126
<b>Capítulo 8</b>	<b>132</b>
<b>CARREGAMENTO DINÂMICO</b>	<b>132</b>
8.1 Integração da Equação de Reynolds pelo método de Elementos Finitos	133
8.1.1 Formulação variacional	134
8.1.2 Condições de contorno	139
8.1.3 Espessura local do filme fluido	139
8.1.4 Esforços Hidrodinâmicos	141

8.2 Procedimento de Teste	141
8.3 Teste 1	149
8.4 Teste 2	152
8.5 Teste 3	155
8.6 Teste 4	158
8.7 Teste 5	161
8.8 Teste 6	163
8.9 Teste 7	166
8.10 Teste 8	168
8.11 Teste 9	171
8.12 Teste 10	173
<b>Capítulo 9</b>	<b>177</b>
<b>MODELO PARA MANCALIZAÇÃO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO DE REFRIGERAÇÃO</b>	<b>177</b>
9.1 Modelo Geométrico	178
9.2 Modelo Computacional	181
9.2.1 Condições de contorno	183
9.2.2 Cinemática do mecanismo	184
9.2.3 Dinâmica do mecanismo	187
9.3 Metodologia de Solução	189
9.4 Resultados Obtidos	189
9.4.1 Potência consumida por atrito em um compressor alternativo de refrigeração	189
9.4.2 Órbita do eixo de um compressor alternativo de refrigeração	192
<b>Capítulo 10</b>	<b>197</b>
<b>CONCLUSÕES</b>	<b>197</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>199</b>
<b>LISTA DE COMPONENTES DA BANCADA</b>	<b>204</b>
<b>DIMENSIONAL DAS PEÇAS</b>	<b>212</b>
<b>IMAGENS DA BANCADA EXPERIMENTAL</b>	<b>214</b>

# Simbologia

## Alfabeto Latino

$a$	Aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
$c$	Folga radial	[m]
$D$	Diâmetro do mancal	[m]
$e$	Excentricidade	
$fa$	Fator de atrito lubrificado	
$F$	Força	[N]
$h$	Espessura do filme fluido	[m]
$K$	Matriz elementar	[m]
$L$	Comprimento do mancal	[m]
$\hat{n}$	Vetor unitário	
$p$	Pressão no filme fluido	[Pa]
$P$	Pressão adimensional no filme fluido	
$Q$	Vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> /s]
$q$	Vazão volumétrica por unidade de comprimento	[m <sup>3</sup> /s/m]
$R$	Raio do mancal	[m]
$t$	Tempo	[s]
$T$	Matriz de transformação de sistemas de referência	
$u, v$	Velocidade de translação para dinâmica	[m/s]
$w$	Velocidade angular para a dinâmica	[rad/s]

$\overset{\circ}{w}$	Aceleração angular para a dinâmica	[rad/s <sup>2</sup> ]
$U, V, W$	Velocidades superficiais	[m/s]
$x, y, z$	Sistema de coordenadas	

### Alfabeto Grego

$\alpha$	Ângulo de cavitação	[°]
$\beta$	Posição angular da biela	[rad]
$\overset{\circ}{\beta}$	Velocidade angular da biela	[rad/s]
$\overset{\circ\circ}{\beta}$	Aceleração angular da biela	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\varepsilon$	Relação de excentricidade	
$\phi, \Pi, \Gamma, \Omega$	Variáveis genéricas	
$\eta$	Eixo circunferencial transformado	
$\mu$	Viscosidade absoluta do lubrificante	[Pa.s]
$\nu$	Funções de teste do método de elementos finitos	
$\theta$	Eixo circunferencial do sistema de coordenadas	
$\rho$	Massa específica do lubrificante	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\vec{\sigma}$	Vetor utilizado no teorema da divergência	
$\xi$	Eixo axial transformado	
$\eta$	Eixo circunferencial transformado	
$\Delta$	Número de Sommerfeld ( $\Delta = Fc^2 / (\mu UR^2 L)$ )	
$\varphi$	Posição angular do eixo	[rad]
$\overset{\circ}{\varphi}$	Velocidade angular do eixo	[rad/s]
$\overset{\circ\circ}{\varphi}$	Aceleração angular do eixo	[rad/s <sup>2</sup> ]

$\Psi$	Funções de forma no plano $(\theta, y)$
$\hat{\Psi}$	Funções de forma no plano $(\xi, \eta)$
$\Omega_e$	Identificador do elemento de discretização do domínio
$S\Omega_e$	Identificador do contorno do elemento de discretização
$\vec{\Gamma}$	Vetor genérico para aplicação do teorema da divergência
$\nabla$	Divergente

### Índices inferiores

<i>atm</i>	Atmosférico
<i>c</i>	Crítico
<i>m</i>	Mancal
<i>e</i>	Eixo
<i>xo</i>	Posição da lateral esquerda do mancal ao longo do eixo x
<i>zo</i>	Posição da lateral esquerda do mancal ao longo do eixo z
<i>xl</i>	Posição da lateral direita do mancal ao longo do eixo x
<i>zl</i>	Posição da lateral direita do mancal ao longo do eixo z
$\theta$	Direção circunferencial
<i>y</i>	Direção axial
<i>1, 2 e 3</i>	Indexação de superfícies
<i>B1, B2</i>	Sistema de referência móvel
<i>I</i>	Sistema de referência inercial

## Lista de Figuras

<i>Figura 1-1 – Consumo de eletricidade no setor residencial - Brasil.</i>	2
<i>Figura 1-2 – Compressor hermético de refrigeração; (a) visão externa, (b) visão interior, (c) partes internas.</i>	3
<i>Figura 1-3 – Detalhe do mecanismo de compressão em um compressor hermético alternativo do tipo biela-manivela.</i>	3
<i>Figura 2-1 – Regimes de lubrificação por filme fluido – Curva de Stribeck.</i>	8
<i>Figura 2-2 – Formação da região de cavitação em mancais radiais.</i>	9
<i>Figura 2-3 – Visualização da região de cavitação em mancais radiais planos.</i>	10
<i>Figura 2-4 – Montagem utilizada por Syverud e Tanaka (1997).</i>	11
<i>Figura 2-5 – Localização dos sensores de pressão e de temperatura – Syverud (2001).</i>	12
<i>Figura 2-6 – Montagem utilizada por Syverud (2001).</i>	13
<i>Figura 2-7 – Distribuição de pressão medida por Mokhtar et. al. (1984).</i>	14
<i>Figura 2-8 – Curva de número de Sommerfeld medida por Mokhtar et. al. (1984).</i>	15
<i>Figura 2-9 – Curva de ângulo de atuação obtido por Mokhtar et. al. (1984).</i>	16
<i>Figura 2-10 – Perfil da fronteira de cavitação – Tanaka (2000)</i>	17
<i>Figura 3-1 – Geometria típica utilizada na dedução da equação da lubrificação hidrodinâmica.</i>	20
<i>Figura 3-2 – Espessura do filme de lubrificante em um mancal radial.</i>	21
<i>Figura 3-3 – Domínio de solução planificado.</i>	24
<i>Figura 3-4 – Transformação do domínio de solução.</i>	25
<i>Figura 3-5 – Volume de controle adjacente à fronteira de cavitação.</i>	27
<i>Figura 3-6 – Ângulo de atuação em mancais radiais.</i>	29
<i>Figura 4-1 – Proposta conceitual da bancada experimental.</i>	31
<i>Figura 4-2 – Número de Sommerfeld versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.</i>	34
<i>Figura 4-3 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.</i>	35
<i>Figura 4-4 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.</i>	35
<i>Figura 4-5 – Carga suportada pelo mancal versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.</i>	36
<i>Figura 4-6 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.</i>	37
<i>Figura 4-7 – Consumo de lubrificante versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.</i>	37
<i>Figura 5-1 – Bancada de teste de mancais radiais.</i>	38
<i>Figura 5-2 – Detalhe da seção de teste.</i>	40
<i>Figura 5-3 – Detalhe da montagem do mancal.</i>	41
<i>Figura 5-4 – Sistema de sustentação e montagem.</i>	42
<i>Figura 5-5 – Resultado do ensaio de vibrações no sistema de sustentação.</i>	43
<i>Figura 5-6 – Sistema de acionamento do eixo.</i>	44



<i>Figura 5-7 – Sistema de alimentação de lubrificante.</i>	45
<i>Figura 5-8 – Curva de viscosidade do lubrificante SUNISO 1GS puro segundo o fabricante (Witco) e o usuário (EMBRACO), segundo Lacerda(2000).</i>	48
<i>Figura 5-9 – Configuração do mancal radial.</i>	49
<i>Figura 5-10 – Posicionamento dos termopares no mancal.</i>	50
<i>Figura 5-11 – Posicionamento dos sensores de deslocamento no mancal.</i>	51
<i>Figura 5-12 – Calibração dos sensores de deslocamento.</i>	52
<i>Figura 5-13 – Influência do desalinhamento sobre o afastamento do sensor de deslocamento.</i>	53
<i>Figura 5-14 – Avaliação do afastamento de instalação dos sensores de deslocamento.</i>	54
<i>Figura 5-15 – Avaliação da excentricidade do eixo através da posição medida nos sensores de deslocamento vertical e horizontal.</i>	55
<i>Figura 5-16 – Diferença na avaliação da excentricidade do eixo para as situações onde se ignora e se considera a curvatura do eixo.</i>	56
<i>Figura 5-17 – Sistema de posicionamento do mancal.</i>	58
<i>Figura 5-18 – Sistema de carregamento.</i>	59
<i>Figura 5-19 – Detalhe da fixação do suporte de carregamento ao mancal.</i>	60
<i>Figura 5-20 – Detalhe da montagem para medição de torque.</i>	61
<i>Figura 5-21 – Detalhe do dispositivo para medição do torque viscoso.</i>	61
<i>Figura 5-22 – Montagem do eixo na bancada.</i>	62
<i>Figura 5-23 – Montagem do sensor de pressão em carregamento estático.</i>	63
<i>Figura 5-24 – Montagem para calibração do sensor de pressão.</i>	64
<i>Figura 5-25 – Sistema de transmissão de sinal de pressão.</i>	65
<i>Figura 5-26 – Exemplo de aquisição de sinal de pressão.</i>	66
<i>Figura 5-27 – Sistema de sincronização do sinal de pressão.</i>	67
<i>Figura 5-28 – Sobreposição dos sinais de pressão da Fig. 5-26.</i>	68
<i>Figura 6-1 – Ilustração do posicionamento do eixo na zeragem estática dos sensores de deslocamento.</i>	72
<i>Figura 6-2 – Movimentação do mancal durante a zeragem dinâmica dos sensores de deslocamento.</i>	73
<i>Figura 6-3 – Resultado da zeragem dinâmica dos sensores de deslocamento.</i>	73
<i>Figura 6-4 – Vista em corte do alinhamento da tomada de pressão do eixo.</i>	75
<i>Figura 6-5 – Distribuição de pressão em carregamento estático para <math>\varepsilon = 0,77</math>.</i>	76
<i>Figura 6-6 – Distribuição de pressão em carregamento estático para <math>\varepsilon = 0,64</math>.</i>	77
<i>Figura 6-7 – Desprendimento de gases na câmara do sensor de pressão.</i>	78
<i>Figura 6-8 – Evacuação do lubrificante na câmara do sensor de pressão.</i>	79
<i>Figura 6-9 – Distribuição de pressão em carregamento estático, 1ª evacuação.</i>	80
<i>Figura 6-10 – Distribuição de pressão em carregamento estático, 2ª evacuação.</i>	80
<i>Figura 6-11 – Distribuição de pressão em carregamento estático, 3ª evacuação.</i>	81
<i>Figura 7-1 – Monitoramento da temperatura do lubrificante nos testes de carregamento estático.</i>	84
<i>Figura 7-2 – Leituras de temperatura no mancal 1 para um teste de carregamento estático com velocidade do eixo variando de 400 a 1200 rpm.</i>	85
<i>Figura 7-3 – Curva do número de Sommerfeld versus relação de excentricidade para o mancal 1.</i>	87

<i>Figura 7-4 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 1.</i>	87
<i>Figura 7-5 – Carga suportada pelo mancal versus relação de excentricidade para o mancal 1.</i>	88
<i>Figura 7-6 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 1.</i>	89
<i>Figura 7-7 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade para o mancal 1.</i>	89
<i>Figura 7-8 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no filme de óleo no mancal 1.</i>	90
<i>Figura 7-9 – Torque viscoso versus relação de excentricidade para o mancal 1.</i>	91
<i>Figura 7-10 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 1.</i>	92
<i>Figura 7-11 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o ângulo de cavitação na linha de centro do mancal 1.</i>	93
<i>Figura 7-12 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo para o mancal 1.</i>	94
<i>Figura 7-13 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o ângulo de atuação no mancal 1.</i>	95
<i>Figura 7-14 – Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para <math>\varepsilon = 0,61</math>.</i>	95
<i>Figura 7-15 – Sistema de coordenadas para os campos de pressão, indicando a posição de abastecimento de lubrificante.</i>	96
<i>Figura 7-16 – Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para <math>\varepsilon = 0,61</math>.</i>	97
<i>Figura 7-17 - Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para <math>\varepsilon = 0,69</math>.</i>	98
<i>Figura 7-18 - Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para <math>\varepsilon = 0,31</math>.</i>	98
<i>Figura 7-19 – Curva do número de Sommerfeld versus relação de excentricidade para o mancal 2.</i>	99
<i>Figura 7-20 – Comparativo entre os resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 2.</i>	100
<i>Figura 7-21 – Carga suportada pelo mancal versus relação de excentricidade para o mancal 2.</i>	101
<i>Figura 7-22 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 2.</i>	101
<i>Figura 7-23 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade no mancal 2.</i>	102
<i>Figura 7-24 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no filme de óleo no mancal 2.</i>	102
<i>Figura 7-25 – Torque viscoso versus relação de excentricidade para o mancal 2.</i>	103
<i>Figura 7-26 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 2.</i>	104
<i>Figura 7-27 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade para o mancal 2.</i>	104
<i>Figura 7-28 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo para o mancal 2.</i>	105
<i>Figura 7-29 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade para o mancal 2.</i>	105
<i>Figura 7-30 – Curva do número de Sommerfeld versus relação de excentricidade; mancal 3.</i>	106
<i>Figura 7-31 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 3.</i>	106
<i>Figura 7-32 – Carga suportada versus relação de excentricidade para o mancal 3.</i>	107

<i>Figura 7-33 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 3.</i>	108
<i>Figura 7-34 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade para o mancal 3.</i>	108
<i>Figura 7-35 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no lubrificante; mancal 3.</i>	109
<i>Figura 7-36 – Torque viscoso versus relação de excentricidade; mancal 3.</i>	109
<i>Figura 7-37 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 3.</i>	110
<i>Figura 7-38 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade para o mancal 3.</i>	110
<i>Figura 7-39 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo para o mancal 3.</i>	111
<i>Figura 7-40 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade para o mancal 3.</i>	111
<i>Figura 7-41 – Número de Sommerfeld versus relação de excentricidade; mancal 4.</i>	113
<i>Figura 7-42 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 4.</i>	113
<i>Figura 7-43 – Carga suportada versus relação de excentricidade para o mancal 4.</i>	114
<i>Figura 7-44 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 4.</i>	114
<i>Figura 7-45 – Máxima pressão no lubrificante versus relação de excentricidade no mancal 4.</i>	115
<i>Figura 7-46 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no mancal 4.</i>	115
<i>Figura 7-47 – Torque viscoso versus relação de excentricidade no mancal 4.</i>	116
<i>Figura 7-48 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 4.</i>	116
<i>Figura 7-49 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade para o mancal 4.</i>	117
<i>Figura 7-50 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo no mancal 4.</i>	117
<i>Figura 7-51 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade para o mancal 4.</i>	118
<i>Figura 7-52 - Perfil de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4 e para <math>\varepsilon = 0,76</math>.</i>	118
<i>Figura 7-53 - Perfil de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4 e para <math>\varepsilon = 0,67</math>.</i>	119
<i>Figura 7-54 - Perfil de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4 e para <math>\varepsilon = 0,61</math>.</i>	119
<i>Figura 7-55 – Montagem para visualização da região de cavitação.</i>	120
<i>Figura 7-56 – Fronteira de cavitação indicando a ruptura do filme de óleo.</i>	121
<i>Figura 7-57 – Visualização da reentrada de lubrificante na região divergente do mancal.</i>	122
<i>Figura 7-58 – Visualização da região de reformação do filme de óleo na região convergente da folga radial para vazões de óleo distintas.</i>	122
<i>Figura 7-59 – Fronteira de cavitação na região divergente do filme de óleo indicando o descolamento das estrias da superfície do mancal.</i>	123
<i>Figura 7-60 – Ilustração da região de cavitação indicando o descolamento do filme lubrificante.</i>	124
<i>Figura 7-61 – Ilustração da evolução da espessura das estrias na região de cavitação.</i>	125

<i>Figura 7-62 – Perfil de pressão típico para condição de Sommerfeld, onde os efeitos de cavitação são ignorados.</i>	126
<i>Figura 7-63 – Perfil de pressão circunferencial antes da imersão.</i>	127
<i>Figura 7-64 - Perfil de pressão circunferencial no início da imersão.</i>	128
<i>Figura 7-65 - Perfil de pressão circunferencial no mancal semi-imerso.</i>	128
<i>Figura 7-66 - Perfil de pressão circunferencial no mancal imerso.</i>	129
<i>Figura 7-67 - Perfil de pressão circunferencial desfeita a imersão.</i>	129
<i>Figura 7-68 – Evolução da relação de excentricidade no teste de imersão.</i>	130
<i>Figura 8-1 – Definição do domínio de solução para integração da equação de Reynolds em mancais radiais.</i>	133
<i>Figura 8-2 - Elemento mestre para discretização do domínio de solução em elementos triangulares quadráticos.</i>	134
<i>Figura 8-3 - Transformação das coordenadas.</i>	137
<i>Figura 8-4 – Sistema de referência para a espessura local do filme fluido considerando uma situação de eixo desalinhado em relação ao mancal.</i>	140
<i>Figura 8-5 – Carga vertical aplicada ao mancal em função do tempo.</i>	143
<i>Figura 8-6 – Descolamento horizontal do mancal em função do tempo.</i>	143
<i>Figura 8-7 – Deslocamento vertical do mancal em função do tempo.</i>	144
<i>Figura 8-8 – Órbita experimental descrita pelo mancal.</i>	144
<i>Figura 8-9 – Comparação das órbitas numérica e experimental para o mancal 1 em situação de carregamento dinâmico.</i>	145
<i>Figura 8-10 – Representação de uma estria na região de cavitação.</i>	146
<i>Figura 8-11 – Posição do descolamento das estrias na região de cavitação.</i>	147
<i>Figura 8-12 – Comparativo dos perfis de pressão na linha central do mancal utilizando a metodologia apresentada .</i>	148
<i>Figura 8-13 – Carregamento imposto no teste 1.</i>	149
<i>Figura 8-14 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.</i>	150
<i>Figura 8-15 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.</i>	150
<i>Figura 8-16 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.</i>	151
<i>Figura 8-17 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.</i>	152
<i>Figura 8-18 – Carregamento imposto no teste 2</i>	152
<i>Figura 8-19 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.</i>	153
<i>Figura 8-20 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.</i>	153
<i>Figura 8-21 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.</i>	154

<i>Figura 8-22 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.</i>	154
<i>Figura 8-23 – Carregamento imposto no teste 3.</i>	155
<i>Figura 8-24 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.</i>	156
<i>Figura 8-25 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.</i>	157
<i>Figura 8-26 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.</i>	157
<i>Figura 8-27 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.</i>	157
<i>Figura 8-28 – Carregamento imposto no teste 4.</i>	158
<i>Figura 8-29 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.</i>	159
<i>Figura 8-30 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.</i>	159
<i>Figura 8-31 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.</i>	160
<i>Figura 8-32 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.</i>	160
<i>Figura 8-33 – Carregamento imposto no teste 5.</i>	161
<i>Figura 8-34 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.</i>	161
<i>Figura 8-35 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.</i>	162
<i>Figura 8-36 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.</i>	162
<i>Figura 8-37 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.</i>	163
<i>Figura 8-38 – Carregamento imposto no teste 6.</i>	163
<i>Figura 8-39 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.</i>	164
<i>Figura 8-40 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.</i>	164
<i>Figura 8-41 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.</i>	165
<i>Figura 8-42 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.</i>	165
<i>Figura 8-43 – Carregamento imposto no teste 7.</i>	166

<i>Figura 8-44 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.</i>	166
<i>Figura 8-45 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.</i>	167
<i>Figura 8-46 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.</i>	167
<i>Figura 8-47 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.</i>	168
<i>Figura 8-48 – Carregamento imposto no teste 8.</i>	168
<i>Figura 8-49 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.</i>	169
<i>Figura 8-50 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.</i>	169
<i>Figura 8-51 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.</i>	170
<i>Figura 8-52 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.</i>	170
<i>Figura 8-53 – Carregamento imposto – teste 9.</i>	171
<i>Figura 8-54 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.</i>	171
<i>Figura 8-55 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.</i>	172
<i>Figura 8-56 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.</i>	172
<i>Figura 8-57 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.</i>	173
<i>Figura 8-58 – Carregamento imposto no teste 10.</i>	173
<i>Figura 8-59 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.</i>	174
<i>Figura 8-60 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.</i>	174
<i>Figura 8-61 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.</i>	175
<i>Figura 8-62 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.</i>	175
<i>Figura 9-1 – Compressor hermético alternativo de refrigeração.</i>	177
<i>Figura 9-2 – Mecanismo de compressão alternativo.</i>	178
<i>Figura 9-3 – Mancais do eixo de um compressor alternativo.</i>	179
<i>Figura 9-4 – Detalhe do eixo de um compressor alternativo.</i>	179
<i>Figura 9-5 – Mancais da biela de um compressor alternativo.</i>	180

<i>Figura 9-6 – Mancais do pistão de um compressor alternativo.</i>	180
<i>Figura 9-7 – Sistema de coordenadas utilizado no mancal de escora.</i>	182
<i>Figura 9-8 – Representação das malhas utilizadas nos mancais de um compressor alternativo.</i>	182
<i>Figura 9-9 – Sistemas de referência (inercial e móveis) utilizados para descrever o comportamento do mecanismo de compressão no plano do movimento principal do pistão.</i>	184
<i>Figura 9-10 – Diagrama de corpo livre dos componentes do mecanismo em um compressor alternativo.</i>	188
<i>Figura 9-11 – Evolução da pressão no cilindro do compressor em função do volume do</i>	195
<i>Figura 9-12 - Comparativo entre as órbitas experimental e numérica do eixo de um compressor alternativo de refrigeração.</i>	195

## Lista de Tabelas

<i>Tabela 3-1 – Número de Sommerfeld (<math>\Delta</math>).</i>	29
<i>Tabela 3-2 – Ângulo de atuação (<math>\psi</math>).</i>	30
<i>Tabela 3-3 – Ângulo de cavitação (<math>\alpha</math>).</i>	30
<i>Tabela 5-1 – Lubrificantes aprovados para uso em compressores EMBRACO.</i>	47
<i>Tabela 5-2 – Viscosidade e densidade do óleo SUNISO 1GS em função da temperatura.</i>	47
<i>Tabela 7-1 – Configuração dos Mancais Testados.</i>	83
<i>Tabela 7-2 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 1.</i>	92
<i>Tabela 7-3 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 2.</i>	103
<i>Tabela 7-4 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 3.</i>	110
<i>Tabela 7-5 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 4.</i>	116
<i>Tabela 9-1 – Eixos utilizados no teste de perdas mecânicas.</i>	190
<i>Tabela 9-2 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a potência consumida no teste de perdas mecânicas.</i>	191
<i>Tabela 9-3 – Desvios máximo e médio observados na simulação do mecanismo de compressão de um compressor alternativo em teste de perdas mecânicas.</i>	192
<i>Tabela 9-4 – Características geométricas e de operação do compressor utilizado no teste de medição de órbita.</i>	194



## Resumo

O presente trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de uma bancada experimental utilizada para avaliar o comportamento de mancais radiais lubrificados hidrodinamicamente quando submetidos a carregamentos estáticos, dinâmicos e a desalinhamentos de montagem.

Em carregamento estático, é dada atenção à pressão hidrodinâmica gerada no filme de lubrificante bem como à região de cavitação e comparações com resultados teóricos são apresentadas. Uma metodologia de volumes finitos é utilizada para a integração da equação de Reynolds que governa o problema de lubrificação. Adicionalmente, visualizações foram realizadas para que os fenômenos físicos associados a região de cavitação pudessem ser melhor compreendidos.

Em carregamento dinâmico, a órbita do mancal foi monitorada e comparada com resultados numéricos obtidos pela utilização de uma metodologia de elementos finitos para a integração da equação de Reynolds. Adicionalmente, as evidências experimentais permitiram que alterações na equação de Reynolds fossem sugeridas para que a região de cavitação em carregamento dinâmico fosse melhor caracterizada.

Por fim, uma metodologia numérica é apresentada para a simulação acoplada do mecanismo de compressão de um compressor hermético de refrigeração. Nesta formulação, todos os mancais hidrodinâmicos são modelados em carregamento dinâmico e os desalinhamentos são considerados. Resultados experimentais são apresentados para a potência consumida e para a órbita do eixo.

Palavras Chave: Lubrificação, Mancais Radiais, Cavitação, Métodos Numéricos, Compressores de Refrigeração.

## Abstract

The present work deals with the development of an experimental test rig used to evaluate the behavior of hydrodynamically lubricated radial bearings when submitted to the static and dynamic loads as well as misalignments.

For static loads, attention is given to the hydrodynamics pressure generated in the lubricant film as well as to the cavitation region, and comparisons with numeric results are performed. A finite volume methodology is used to the integration of the Reynolds equation that governs the lubrication problem. Visualizations of the cavitating film were performed so that the physical phenomena associated to the cavitation region could be better understood.

For dynamic loads, the bearings orbit was monitored and compared to numeric results obtained using a finite element methodology for the integration of the Reynolds equation. The experimental evidences allowed alterations in the Reynolds' Equation so that cavitation region in dynamic loads was better characterized.

Finally, a numeric methodology is introduced for the coupled simulation of the compression mechanism of a hermetic compressor of refrigeration. In this formulation, all the hydrodynamic bearings are modelled under dynamic loads and misalignments are considered. Experimental results are introduced exploring the consumed mechanical power and the shaft orbit.

Palavras Chave: Lubrication, Journal Bearings, Fluid Film Cavitation, Numeric Methods, Refrigeration Compressors.

# Capítulo 1

---

---

## INTRODUÇÃO

---

---

### 1.1 Generalidades

Quando duas superfícies rígidas estão em contato e dotadas de movimento relativo, suas rugosidades e os esforços compartilhados por ambas dão origem ao atrito que pode apresentar efeitos positivos ou negativos. Neste trabalho, o atrito é considerado indesejável, uma vez que está diretamente associado a dissipação de energia, e ênfase é dada aos procedimentos que permitam diminuí-lo.

A aplicação de substâncias para separar as duas superfícies em contato é largamente utilizada e denominada de “Lubrificação”. Basicamente, o termo “Lubrificação” está associado a introdução de uma película fluida entre superfícies que apresentam movimento relativo de forma a impedir o contato sólido. Por outro lado, pode-se dizer que a lubrificação transforma o atrito sólido, existente entre duas superfícies sólidas, em atrito fluido, entre uma superfície sólida e um fluido.

As conseqüências vantajosas desta modificação são facilmente entendidas uma vez que o atrito fluido é menor que o atrito sólido. Entretanto, outros benefícios são obtidos através da lubrificação, caso a substância lubrificante seja adequadamente selecionada. Pode-se reduzir consideravelmente a temperatura dos acoplamentos uma vez que grande parte da energia consumida pelo atrito dissipa-se na forma de calor. O lubrificante pode ainda atuar como agente inibidor de corrosão e como amortecedor quando choques ou variações bruscas de carga são ocasionadas.

Além dos benefícios diretos associados à energia que é economizada como conseqüência da redução de atrito, tem-se também a redução da energia inerente ao processo de fabricação das peças desgastadas e substituídas, bem como a economia por parte dos recursos naturais não renováveis utilizados na confecção destas peças de reposição.

Dentro do universo de aplicação de mancais pode-se citar a utilização em compressores herméticos de refrigeração utilizados em sistemas de refrigeração doméstica e comercial. Nestes equipamentos os mancais têm vital importância no processo de conversão de energia elétrica em energia térmica.

Os sistemas de refrigeração são fundamentais à sociedade moderna e servem como indicador da qualidade de vida da população. No setor doméstico, a produção anual de refrigeradores vem oscilando ao redor de 250.000 unidades por mês, o que representa cerca de 45 milhões de unidades<sup>1</sup> em operação. Tomando-se um consumo médio de 60 kWh/mês, ou seja cerca de 84 W, tem-se um consumo médio de 3,0 GWh/mês.

Mesmo apresentando um consumo individual relativamente baixo, tais equipamentos tem uma grande participação na matriz energética nacional, graças ao grande número de unidades em operação, Fig. 1-1.

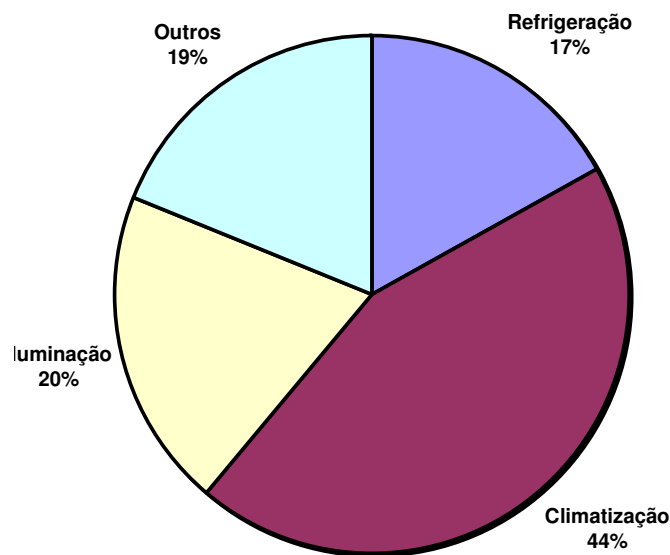


Figura 1-1 – Consumo de eletricidade no setor residencial<sup>2</sup> - Brasil.

O desenvolvimento e aperfeiçoamento destes sistemas vêm motivando inúmeros trabalhos, que foram tanto no sistema de refrigeração como nos compressores. Neste trabalho é dada ênfase ao desenvolvimento do compressor, mais especificamente ao mecanismo de compressão, responsável direto por parte da energia consumida.

<sup>1</sup> Assumindo-se uma vida útil média de 15 anos por equipamento.

<sup>2</sup> Referência – PROCEL 2001

## 1.2 Motivação

Os compressores herméticos de refrigeração são máquinas térmicas indispensáveis para a manutenção da vida moderna, e são responsáveis diretos pela produção de frio na maioria das residências. Na Fig. 1-2 são apresentadas diferentes vistas de um compressor hermético de refrigeração que opera com o mecanismo alternativo do tipo biela manivela.

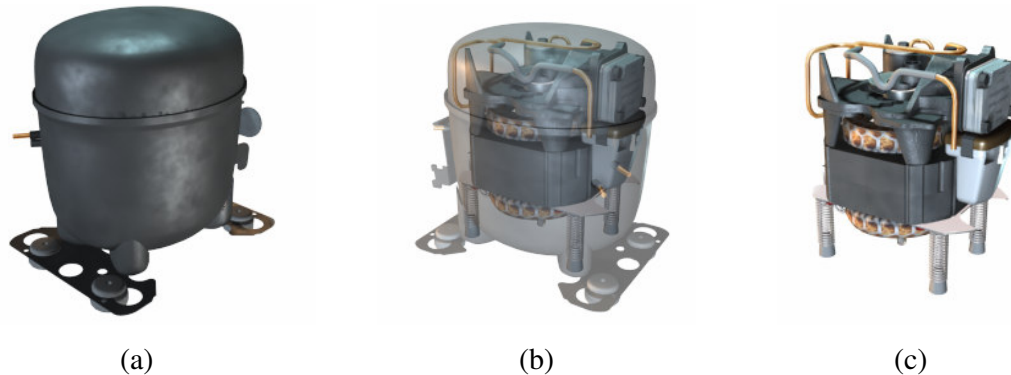


Figura 1-2 – Compressor hermético de refrigeração; (a) visão externa, (b) visão interior, (c) partes internas.

Estas máquinas realizam a conversão da energia elétrica em energia mecânica de bombeamento. Para tanto muito deles utilizam o sistema biela-manivela onde o movimento rotativo gerado pelo motor elétrico é transformado em deslocamento linear de um pistão que resulta no bombeamento do gás de refrigeração. O processo de compressão, quando associado a um ciclo termodinâmico adequado, permite que o efeito frigorífico seja produzido em um sistema hermético de circulação.

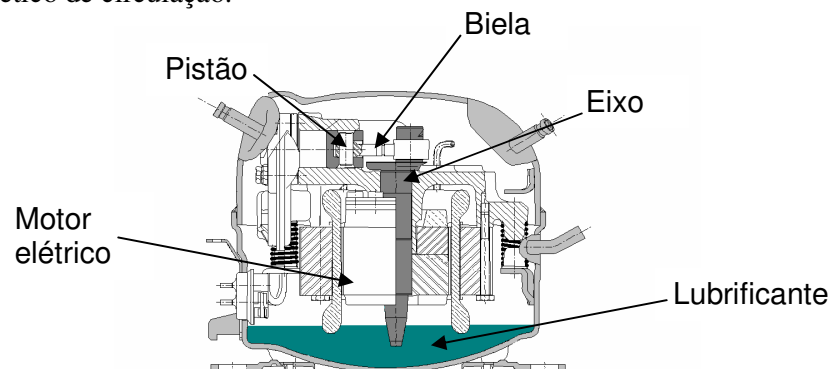


Figura 1-3 – Detalhe do mecanismo de compressão em um compressor hermético alternativo do tipo biela-manivela.

O mecanismo de compressão dos compressores alternativos, conforme mostrado na Fig. 1-3, é normalmente composto por um eixo-excêntrico, por uma biela e por um pistão dotado de um pino para conexão. Todos estes componentes apresentam movimentos relativos, e desta forma necessitam de mancalizações. Por questões relacionadas a custo e a ruído, normalmente opta-se pelo emprego de mancais hidrodinâmicos.

O funcionamento adequado destes mecanismos depende, principalmente, do funcionamento adequado dos mancais neles existentes. A falha dos mancais é motivo suficiente para que estas máquinas tenham seu rendimento comprometido ou até mesmo parem de funcionar.

Os mancais são responsáveis pela transmissão de forças e desta forma estão sujeitos ao atrito. Sendo elementos de máquinas submetidos às forças de atrito, os mancais de deslizamento deverão apresentar um sistema de lubrificação eficiente, uma vez que, associados ao atrito, estão o desgaste e a geração de calor.

Neste trabalho será dada ênfase aos mancais radiais hidrodinâmicos visando o desenvolvimento de metodologias numéricas para o projeto e a análise de mecanismos de compressão empregados em compressores herméticos de refrigeração.

Inúmeras são as metodologias numéricas desenvolvidas para auxiliar o projetista a identificar características geométricas e operacionais que propiciarão o mancal a atuar próximo de seu ponto de melhor desempenho. Na maioria das vezes, tais metodologias dificilmente podem ser validadas, uma vez que os ensaios experimentais disponíveis agregam características particulares ao mancal ensaiado. Pretende-se assim, reunir informações experimentais sobre mancais radiais planos hidrodinamicamente lubrificados, base para o desenvolvimento das principais metodologias numéricas, para que suas geometrias e condições de operação possam ser facilmente caracterizadas e as metodologias numéricas associadas, validadas.

Essas metodologias numéricas vem sendo desenvolvidas a mais de 15 anos no Polo, Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, da Universidade Federal de Santa Catarina.

### 1.3 Objetivos do Trabalho

Este trabalho propõe-se, inicialmente, ao desenvolvimento de uma metodologia experimental para a análise de mancais radiais hidrodinâmicos. Adicionalmente, foram apresentados modelos numéricos para dimensionamento de mancais sob carregamentos estático e dinâmico.

O modelo numérico apresentado para carregamento estático foi desenvolvido por Prata e Ferreira (1990) e o modelo para carregamento dinâmico, base para o desenvolvimento do modelo de simulação do mecanismo de compressão, foi desenvolvido no curso da presente tese.

Os principais objetivos específicos da análise experimental são a determinação das seguintes grandezas:

- Capacidade de carga;
- Distribuição de pressão no filme de lubrificante;
- Torque viscoso;
- Órbita em carregamento dinâmico.

Os principais objetivos específicos da análise numérica são:

- Validação do modelo para carregamento estático;
- Elaboração e validação de um modelo para carregamento dinâmico;
- Elaboração de um modelo para simulação de mecanismos de compressão de compressores herméticos de refrigeração.

### 1.4 Estrutura de Apresentação do Trabalho

O capítulo 1, foi elaborado para que as principais motivações do trabalho pudessem ser apresentadas. No capítulo 2 procurou-se estabelecer algumas considerações relativas ao trabalho, tais como: histórico, fundamentos e uma revisão bibliográfica.

O desenvolvimento teórico e o modelo computacional utilizado no projeto dos componentes da bancada de testes são apresentados no capítulo 3. No capítulo 4, fazendo-se

uso da metodologia apresentada no capítulo 3, são apresentados os principais resultados numéricos que direcionaram o projeto conceitual da bancada e a especificação dos seus componentes. Neste capítulo também são apresentados resultados da literatura para corroborar a metodologia numérica apresentada.

No capítulo 5, é feita uma descrição detalhada da bancada de teste e da montagem dos seus componentes. Em seguida, no capítulo 6, são apresentados os procedimentos de teste, resultados e discussões que permitiram ajustar a bancada.

Os capítulos 7 e 8 foram reservados à apresentação dos resultados experimentais bem como à comparação com as metodologias numéricas.

Finalmente, no capítulo 9, o modelo numérico proposto para a simulação acoplada dos mancais de um compressor é apresentado.



## Capítulo 2

---

---

# CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

---

---

Neste capítulo pretende-se destacar alguns tópicos associados ao desempenho de mancais radiais e pertinentes ao presente trabalho, como regimes de lubrificação, cavitação, efeito de temperatura e rugosidade, alimentação de lubrificante no mancal, dentre outros.

Dependendo das características das superfícies lubrificadas e da espessura do filme de lubrificante, podem ser identificados vários regimes de lubrificação distintos. Estes regimes de lubrificação por filme fluido são descritos pela curva de Stribeck, conforme apresentado na Fig. 2-1.

Stribeck (1902), executou uma série de experiências com mancais radiais e mediu o coeficiente de atrito como uma função da carga, da velocidade, e da viscosidade. Posteriormente, Hersey (1914) realizou experiências semelhantes e criou um formato de apresentação gráfica, baseado em um parâmetro,  $\mu V/W$ , onde  $\mu$  é a viscosidade,  $V$  é a velocidade linear entre as superfícies e  $W$  é a carga.

A representação gráfica de Stribeck / Hersey caracteriza os regimes de lubrificação apresentando o coeficiente de atrito como uma função de viscosidade ( $\mu$ ), velocidade ( $V$ ), e carga ( $W$ ). Convém observar que o parâmetro  $\mu V/W$  é dimensional e alguns autores optam por utilizar o parâmetro adimensional  $\mu \omega L D/W$ , onde  $\omega$  é a rotação do eixo,  $L$  e  $D$  o comprimento e o diâmetro do mancal respectivamente. Este número adimensional é conhecido como número de Hersey.

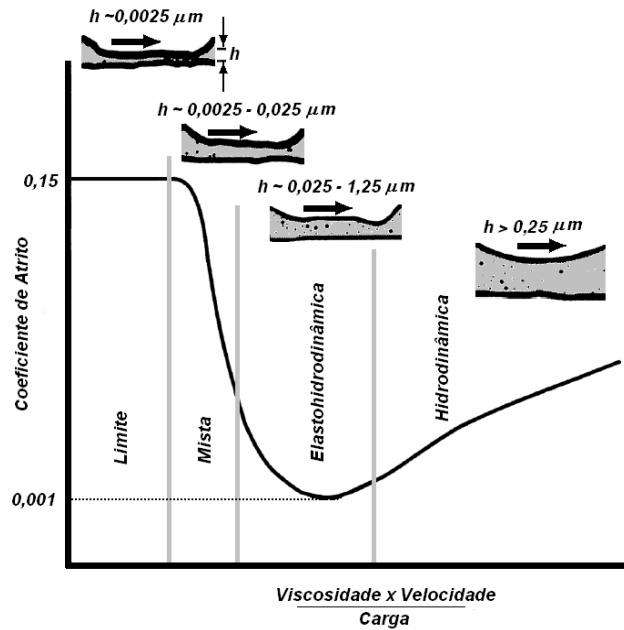


Figura 2-1 – Regimes de lubrificação por filme fluido – Curva de Stribeck.

Altos valores do número de Hersey são decorrentes de velocidades altas, viscosidades altas, e baixas cargas. Sendo assim, as superfícies apresentam-se completamente separadas por um espesso filme de lubrificante, ( $h > 0,25 \mu m$ ). Esta é a região caracterizada pelo regime de lubrificação hidrodinâmica onde o atrito é determinado pelas características do lubrificante.

Quando as cargas são aumentadas a ponto de causar deformação elástica das superfícies e variações da viscosidade devido às elevadas pressões do filme fluido, outro regime de lubrificação é observado. Tal regime é denominado de lubrificação elastohidrodinâmica e é caracterizada por filmes de lubrificante com espessura variando entre 0,025 a 1,250  $\mu m$ .

Aumentando-se ainda mais as cargas, chega-se ao regime de lubrificação mista onde efeitos de interação entre as superfícies e efeitos de filme fluido estão presentes.

No regime de lubrificação limite, ocorre contato entre as asperezas das superfícies e a espessura do filme de lubrificante é da ordem de nanômetros. Trata-se de um regime ainda de difícil compreensão.

Tanto a lubrificação hidrodinâmica como a elastohidrodinâmica são conhecidas como lubrificação fluida. Nesses casos, a separação entre as superfícies é a principal maneira para evitar o contato metálico, e o grau de separação está diretamente relacionado com a velocidade relativa das duas superfícies e com a sua geometria. Na lubrificação

elastohidrodinâmica, as pressões locais podem atingir valores da ordem de alguns GPa, e torna-se necessário considerar a ocorrência do aumento da viscosidade e da deformação elástica das superfícies.

No presente trabalho a ênfase será dada na lubrificação hidrodinâmica, e nas seções seguintes aspectos pertinentes a este regime de lubrificação serão explorados. No que se segue óleo será considerado como o lubrificante a ser utilizado.

## 2.1 Cavitação do Filme de Lubrificante

Lubrificantes e líquidos de processo são extensamente utilizados para lubrificação de mancais, para reduzir o atrito e prover capacidade de carga, além de dissipar vibrações mecânicas indesejáveis. Mancais radiais e de escora representam a grande maioria de mancais de deslizamento empregados na indústria. Neles pressões hidrodinâmicas são originadas pelo movimento relativo entre superfícies desalinhadas, efeito cunha, propiciando a sustentação de cargas, Hamrock (1994).

Desta forma, sempre que um mancal hidrodinâmico estiver sustentando um carregamento, o mesmo estará operando excêntricamente para que a cunha de lubrificante possa ser formada, conforme ilustrado na Fig. 2-2.

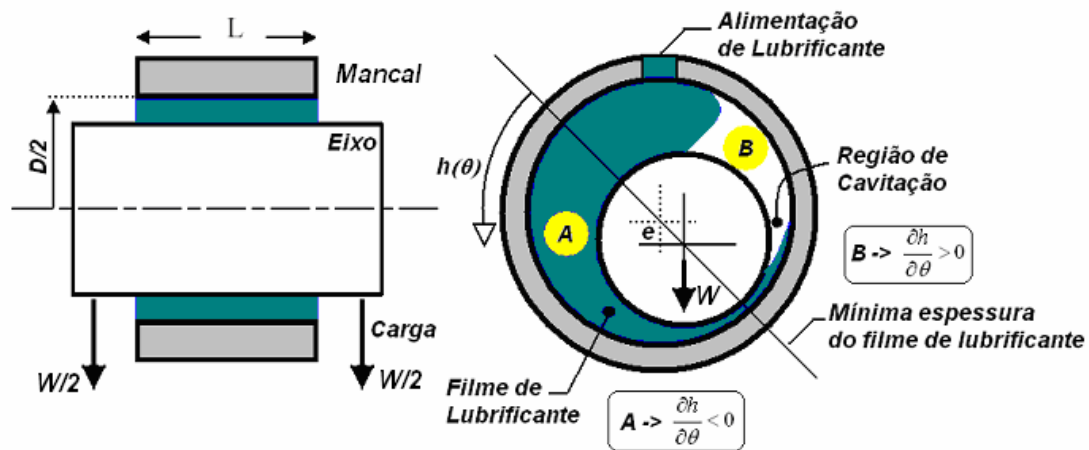


Figura 2-2 – Formação da região de cavitação em mancais radiais.

De acordo com a Fig. 2-2, nestas situações, o lubrificante admitido no mancal escoia circunferencialmente à medida que a folga radial diminui. Na região onde  $\partial h / \partial \theta$  é negativo, a pressão do filme de lubrificante aumenta e o óleo lubrificante é expulso lateralmente para que a conservação da massa seja respeitada uma vez que a seção transversal do escoamento está

diminuindo e o óleo é um fluido incompressível. Entretanto, quando a área transversal do escoamento começa a aumentar,  $\partial h/\partial \theta$  positivo, não há recuperação do lubrificante que foi despejado e o ar que envolve o mancal passa a ser admitido no filme de lubrificante, bem como vapores presentes no óleo se desprendem devido às pressões sub-atmosféricas ali experimentadas. Esta região caracterizada pela ruptura do filme de óleo, pela presença simultânea de lubrificante e gases, é conhecida como região de cavitação e é caracterizada pelo estriamento do filme líquido. A cavitação do filme lubrificante e seus efeitos sobre o desempenho e a estabilidade dos mancais são razoavelmente bem compreendidos, Dowson et al. (1974) e Brewe et al. (1990).

A formação da região de cavitação limita a área útil do mancal que responde pelo carregamento imposto e em carregamentos dinâmicos pode alterar consideravelmente a estabilidade de operação do mancal diminuindo o amortecimento do filme de lubrificante e ampliando as vibrações do conjunto munhão e bucha, Brewe (1986).

Dowson e Taylor (1974) realizaram um trabalho teórico sobre a natureza física da cavitação de filmes fluidos estabelecendo condições de contorno para o modelo do fenômeno em questão. Brewe et al. (1990) investigou a cavitação em mancais através de abordagem teórica e experimental, e observou a importância da dinâmica de bolhas sobre o comportamento do filme de óleo.

Diaz e San Andrés (1998) realizaram medidas experimentais e propuseram um modelo para predição dos efeitos de entrada de ar no desempenho dinâmico de mancais radiais. Realizaram ainda experimentos para a visualização da região de cavitação, conforme ilustrado na Fig. 2-3.



Figura 2-3 – Visualização da região de cavitação em mancais radiais planos.  
(San Andrés, 1998).

A figura 2-3 representa uma mancal radial cuja superfície externa foi tornada transparente para visualização da fronteira livre do filme de óleo. O sentido de rotação é da direita para a esquerda da figura.

## 2.2 Mancais Radiais Hidrodinâmicos

Syverud e Tanaka (1997) realizaram experimentos para determinar a influência da variação da temperatura do eixo sobre a distribuição de temperatura e a rigidez do mancal. Termopares foram instalados circunferencialmente no mancal, bem como dois pares de sensores de deslocamento perpendicularmente posicionados, conforme indicado na Fig. 2-4. Os ensaios foram realizados com o mancal submetido a uma carga de 3000 N, operando em 1750 rpm e lubrificado com óleo SAE70/90W. Foram utilizadas duas temperaturas de alimentação de lubrificante, 50 e 100 °C, sendo a temperatura do eixo controlada por banhos termostáticos. Os resultados experimentais foram comparados a modelos numéricos apresentando uma boa concordância.

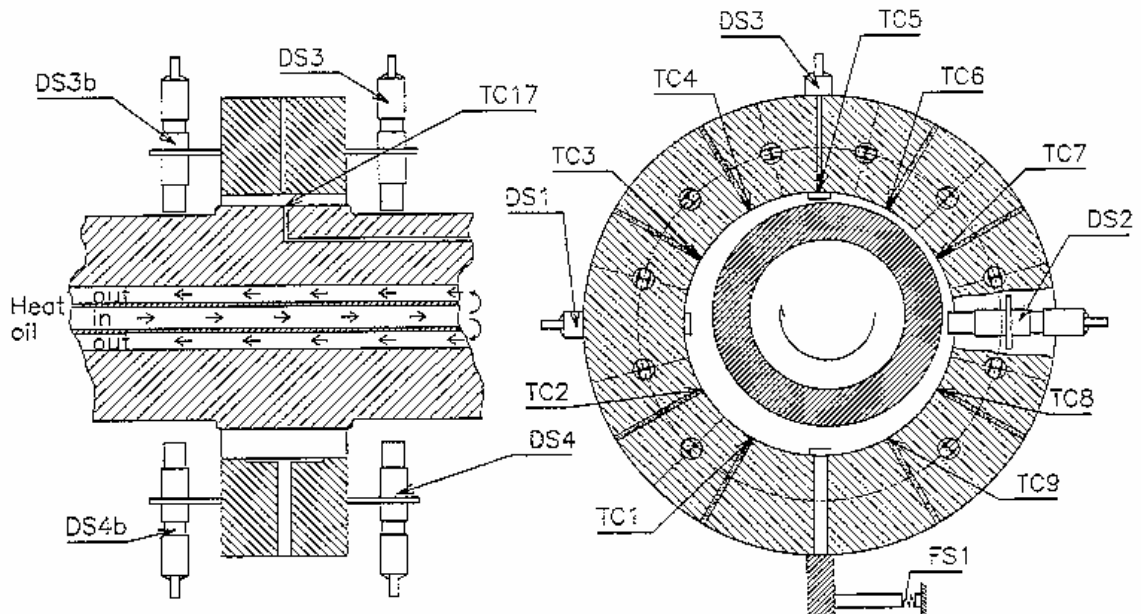


Figura 2-4 – Montagem utilizada por Syverud e Tanaka (1997).

(DS1-DS2-DS3-DS4-DS3b-DS4b) Sensores de deslocamento, (FS1) Sensor de força, (TC1-TC9) Termopares.

Syverud (2001) também avaliou a influência da pressão ambiente sobre as distribuições de temperatura e pressão em mancais radiais. Sensores de pressão e de

temperatura foram instalados circunferencialmente na linha mediana do mancal e orifícios de pressurização foram dispostos ao longo das laterais, conforme mostrado na Fig. 2-5.

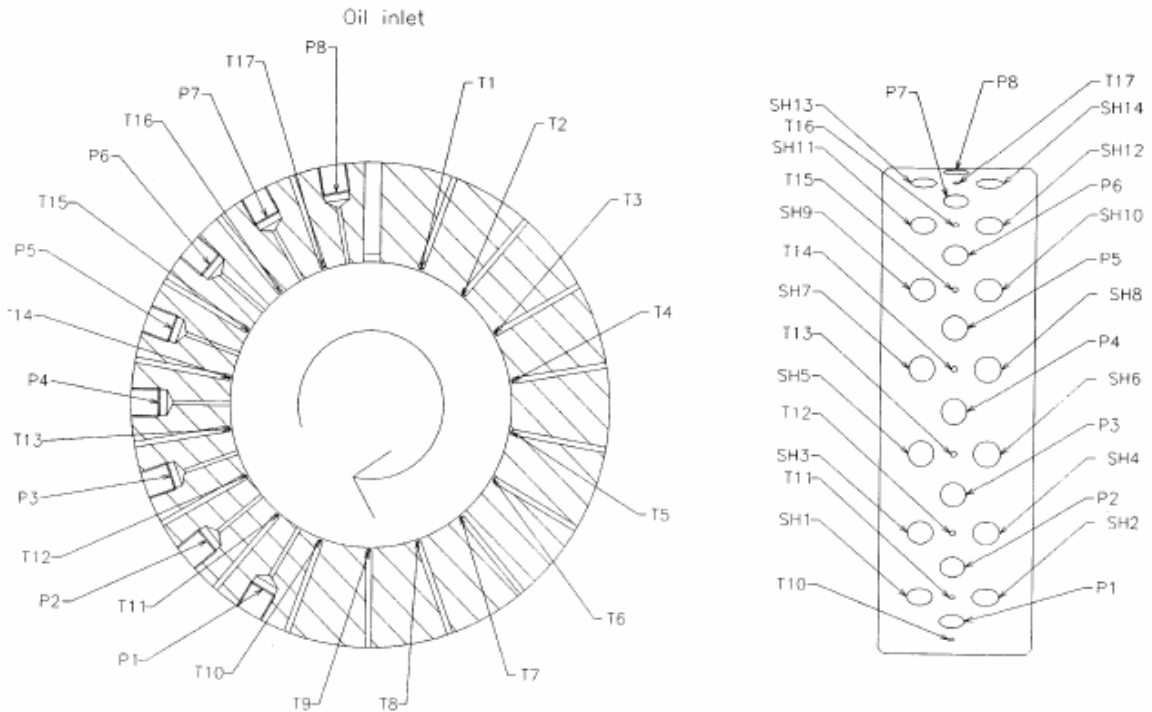


Figura 2-5 – Localização dos sensores de pressão e de temperatura – Syverud (2001).

(P1 a P8) Sensores de pressão, (T1 a T17) Termopares, (SH1 a SH14) Orifícios de pressurização.

A pressão nas laterais do filme lubrificante foi alterada por uma bomba de vácuo interligada aos orifícios de pressurização, variando da pressão atmosférica à pressões sub-atmosféricas da ordem de 60 kPa. O aparato experimental contava ainda com um sistema pneumático de carregamento, um sistema flexível de acionamento do eixo e com sensores de deslocamento, de acordo com a Fig. 2-6.

Syverud (2001) observou que mesmo para pressões sub-atmosféricas impostas às laterais do mancal, pressões superiores à atmosférica eram medidas nos sensores de pressão localizados na região de cavitação, e atribuiu a elevação de pressão à evaporação do óleo e ao desprendimento de gases dissolvidos no mesmo. Vale antecipar que este efeito também foi observado no presente trabalho, onde o desprendimento de umidade atenuou o perfil circunferencial de pressão na região de cavitação, ligeiramente brusco para lubrificantes puros. Maiores detalhes sobre estes efeitos serão apresentados no capítulo 6.

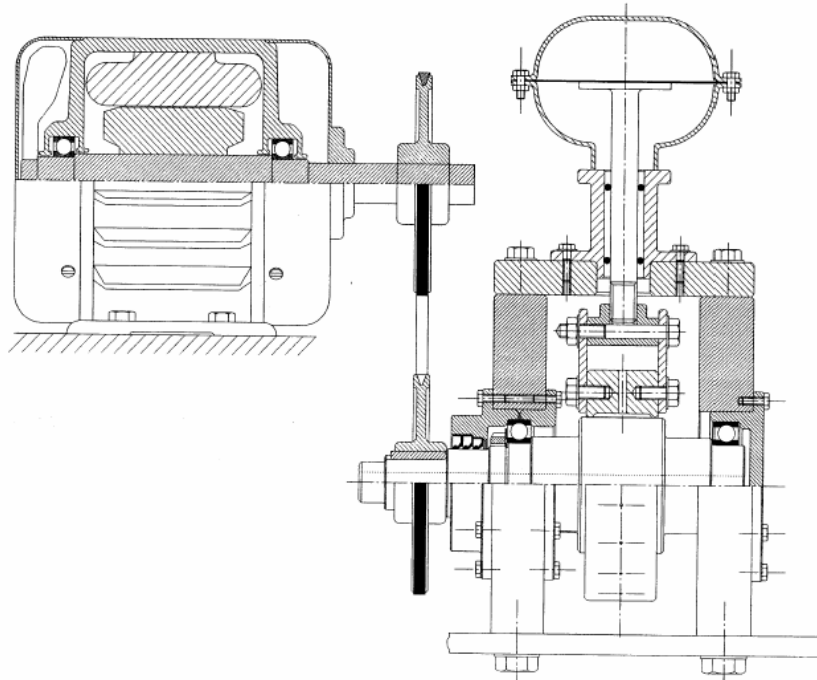


Figura 2-6 – Montagem utilizada por Syverud (2001).

Mitsui (1987) apresentou um método analítico para determinar a temperatura do filme lubrificante em mancais radiais considerando efeitos de cavitação e de recirculação de lubrificante. Os resultados foram verificados experimentalmente e o modelo proposto apresentou boa concordância com as evidências experimentais para uma ampla faixa de condições operacionais. Foram examinados os efeitos da velocidade de rotação do eixo, da variação da folga radial e da viscosidade do lubrificante sobre a capacidade de carga e a distribuição de temperatura do mancal. Foi comprovado que a temperatura máxima atingida pelo mancal e sua capacidade de carga aumentam consideravelmente se a velocidade do eixo e a viscosidade do óleo são aumentadas, o mesmo ocorre se a folga radial é diminuída.

Mistry, Biswas e Athre (1992) também realizaram investigações numéricas e experimentais para avaliar a distribuição de temperatura em mancais radiais. Eles introduziram um fator de ponderação entre os efeitos de condução e de convecção no mancal baseado na relação de excentricidade, nos resultados experimentais, e na equação da energia, e observaram uma melhora na concordância dos resultados experimentais com os resultados numéricos para baixas relações de excentricidade. Eles atribuíram as distorções do perfil circunferencial de temperatura, medidas em baixas relações de excentricidade, ao fato de uma maior recirculação de lubrificante ser verificada.

O efeito da rugosidade superficial sobre o desempenho de mancais radiais foi estudado por Guha (2000). Ele apresentou um modelo teórico para a solução da equação de Reynolds considerando a rugosidade isotrópica da superfície do mancal e avaliou a variação da capacidade de carga, a distribuição de pressão, o consumo de lubrificante, o ângulo de atuação e o coeficiente de atrito para diferentes taxas de rugosidade. Observou que a capacidade de carga é reduzida quando a rugosidade é aumentada e que o ângulo de atuação e o consumo de lubrificante aumentam na medida em que a rugosidade aumenta.

Imperfeições geométricas propositais na superfície do mancal foram experimentalmente avaliadas por Mokhtar et. al. (1984). Neste trabalho, ondulações circunferenciais no mancal ( $D = 70 \text{ mm}$  e  $c = 200 \text{ }\mu\text{m}$ ) foram variadas em número (30 a 80 picos) e amplitude ( $ac$ ) (1,45 a  $7,35 \text{ }\mu\text{m}$ ) e os resultados mostram que mancais com ondulações superficiais apresentam maior capacidade de carga com menores ângulos de atuação. O aumento da capacidade de carga pode ser verificado pela intensificação da distribuição de pressão no mancal (Fig. 2-7), e pela curva de Sommerfeld (Fig. 2-8), ambas experimentais .

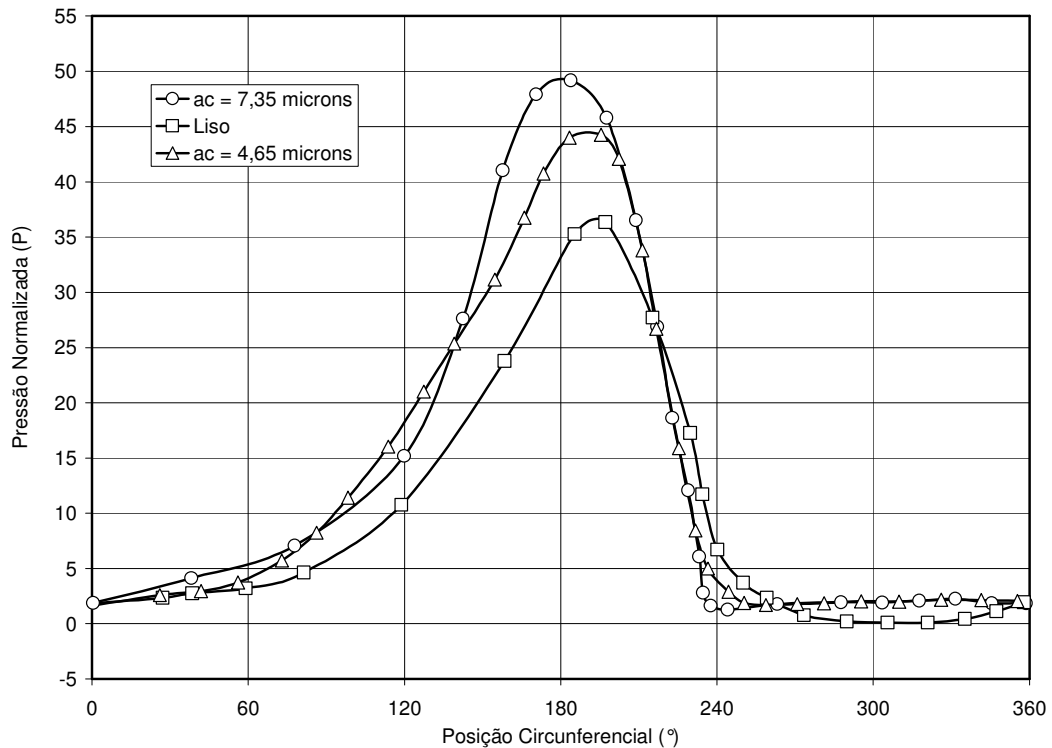


Figura 2-7 – Distribuição de pressão medida por Mokhtar et. al. (1984)<sup>3</sup>.

(a.) Amplitude das ondulações, (P) Pressão normalizada, (θ) Posição circunferencial

<sup>3</sup> Adaptado de Mokhtar et al. (1984)



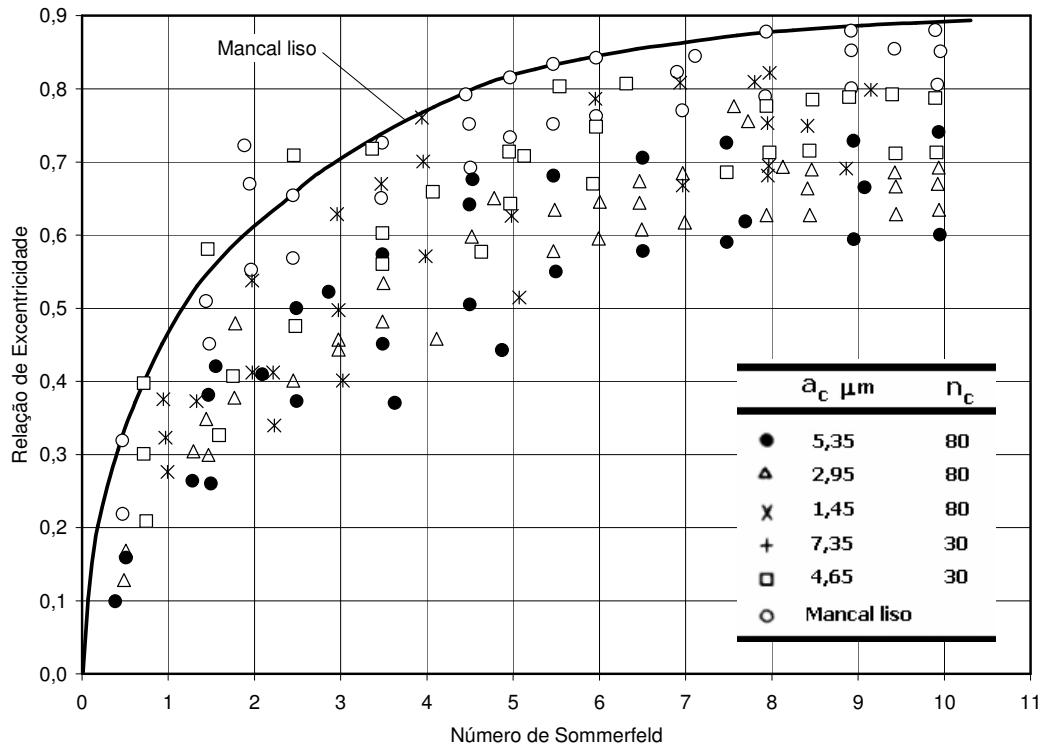


Figura 2-8 – Curva de número de Sommerfeld medida por Mokhtar et. al. (1984)<sup>4</sup>.

(a) Amplitude das ondulações, ( $n_c$ ) Número de ondulações, ( $\Delta$ ) Número de Sommerfeld, ( $\epsilon$ ) Relação de excentricidade.

Pode-se antecipar que a distribuição de pressão apresentada na Fig. 2-7, obtida para um mancal liso com  $L/D = 1$ , folga radial de  $200 \mu\text{m}$  e lubrificado com óleo puro (SAE 40) não representa com fidelidade a região de cavitação, que se inicia em  $\theta = 240^\circ$ .

O modelo numérico a ser apresentado no capítulo 3 estima que a cavitação deva ocorrer próxima à posição de  $202^\circ$  e este prolongamento da região de cavitação, verificado por Mokhtar et. al. (1984), se deve à liberação de gases do lubrificante que atenuam a distribuição de pressão nesta região caracterizada por pressões sub-atmosféricas.

O número de Sommerfeld mostrado na Fig. 2-8, e o ângulo de atuação do mancal (teórico) mostrado na Fig. 2-9 (b), aproximaram-se dos valores previstos pela metodologia apresentada no capítulo 3. Já os ângulos de atuação medidos, conforme a Fig. 2-9 (a), distinguem-se dos valores previstos para mancais lisos, conforme será discutido no capítulo 6.

<sup>4</sup> Adaptado de Mokhtar et al. (1984)

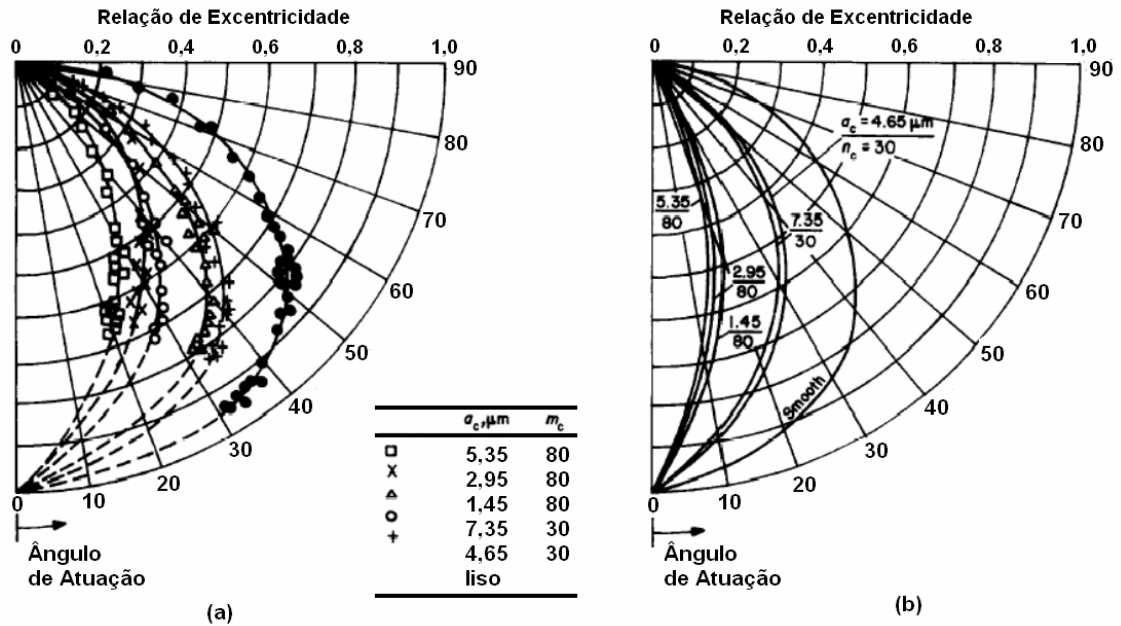


Figura 2-9 – Curva de ângulo de atuação obtido por Mokhtar et. al. (1984)<sup>5</sup>.

(a) Experimental, (b) Teórico

(a.) Amplitude das ondulações, (n<sub>c</sub>) Número de ondulações, (ψ) Ângulo de atuação, (e) Relação de excentricidade.

Um outro aspecto importante no desempenho de mancais radiais, se refere à alimentação de lubrificante. Tanaka (2000) avaliou teórica e experimentalmente a influência da disponibilidade de lubrificante sobre o comportamento de mancais radiais estaticamente carregados. Observou que a capacidade de carga diminui e a região de cavitação aumenta na medida em que a alimentação de óleo é restringida e que a velocidade do eixo e a carga imposta ao mancal alteram o ângulo de formação do filme de óleo contínuo, ou seja, modificam o ângulo de cavitação.

A evolução da fronteira de cavitação foi registrada por uma câmera de vídeo posicionada na região divergente do filme de lubrificante, ou seja para  $\theta > 180^\circ$ . Diagramas comparativos dos resultados medido e previsto para a região de cavitação são apresentados na Fig. 2-10.

<sup>5</sup> Adaptado de Mokhtar et al. (1984)

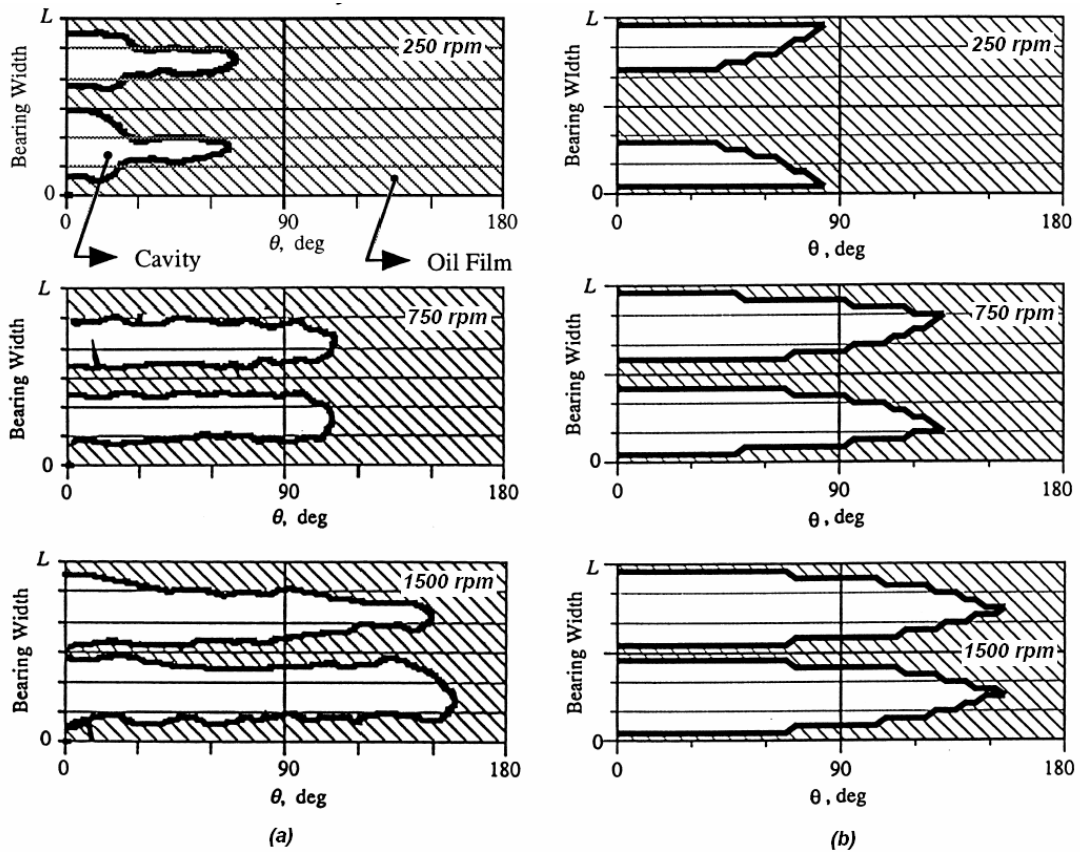


Figura 2-10 – Perfil da fronteira de cavitação – Tanaka (2000)<sup>6</sup>  
 (a) Experimental, (b) Teórico

(L) Comprimento do mancal, ( $\theta$ ) Posição circunferencial na região divergente do filme de lubrificante.

Na Fig. 2-10, o aumento da velocidade do eixo de 250 para 1500 rpm implica em um maior consumo de lubrificante para a carga estabelecida. Desta forma, como a vazão foi inalterada, o mancal passa a se comportar como se estivesse operando com vazão reduzida, sub-alimentado. Um aspecto importante do trabalho de Tanaka (2001) é o fato do mesmo corroborar as expectativas de que na região de cavitação o lubrificante escoar na forma de estrias.

Uma última observação deve ser feita em relação à nomenclatura utilizada no presente trabalho. Embora, a rigor, o termo mancal designe o conjunto constituído pelo munhão e pela bucha em situações onde uma carga radial deve ser suportada, no presente texto o termo mancal refere-se à bucha e não será feita distinção entre o eixo e o munhão.

<sup>6</sup> Nas três situações a carga utilizada foi de 5 kgf e a vazão de lubrificante de 30 ml/min.

## **2.3 Mancalização de Compressores Alternativos**

Mancais radiais em compressores alternativos de refrigeração tem sido objeto de muitos estudos. Kim e Han (2004) descrevem o comportamento dinâmico de um mecanismo de compressão de compressores de refrigeração doméstica, e apresentam um comparativo entre as metodologias de mancal finito e curto para modelagem do problema de lubrificação. Resultados para órbita e potência consumida são apresentados.

Mais recentemente, Chieh (2006) também apresentou uma metodologia numérica para prever o comportamento dinâmico destes compressores utilizando modelos de mancal curto para a modelagem do problema de lubrificação. Resultados obtidos para a órbita, potência consumida nos mancais são apresentados.

Por tratar-se de um assunto de especial relevância tecnológica, pretende-se, neste trabalho, apresentar uma metodologia numérica que contribua para a modelagem do mecanismo de compressão de compressores alternativos de refrigeração utilizando modelo de mancal finito. Todos os mancais hidrodinâmicos, inclusive o de escora, são modelados para que os efeitos do desalinhamento dos componentes sejam observados.

## Capítulo 3

---

# MODELO COMPUTACIONAL

---

A teoria da lubrificação hidrodinâmica faz parte da mecânica dos fluidos e seu desenvolvimento se baseia na aplicação das equações do movimento de fluidos a situações particulares. No caso de fluidos newtonianos, normalmente utilizam-se formas simplificadas da equação de Navier-Stokes onde efeitos associados à variação da energia mecânica ao longo do escoamento são ignorados, Reynolds (1886).

A seguir será apresentada a equação básica da lubrificação hidrodinâmica, conhecida como equação de Reynolds. Embora a ênfase do presente trabalho seja o estudo experimental de mancais radiais, a aplicação de modelos computacionais na análise dos mancais complementa os experimentos e contribui para a validação dos mesmos.

### 3.1 Equação de Reynolds

A dedução da equação que governa o fenômeno de lubrificação hidrodinâmica baseia-se nas seguintes hipóteses simplificativas:

- a) O escoamento é laminar;
- b) O lubrificante é um fluido newtoniano;
- c) O lubrificante é incompressível;
- d) As forças de inércia são desprezíveis se comparadas às forças viscosas;
- e) Não há variação de pressão ao longo da folga radial;
- f) A viscosidade do lubrificante é constante.

Das hipóteses anteriormente apresentadas, apenas a hipótese (e) pode ser considerada sempre válida nas principais aplicações tecnológicas, uma vez que as espessuras típicas dos filmes de lubrificante são consideravelmente menores que as demais dimensões dos mancais.

Por outro lado, as demais hipóteses merecem atenção em se tratando de aplicações específicas, é o caso de mancais operando a elevadas rotações (a), mancais lubrificadas com fluidos não newtonianos (b), mancais lubrificadas a gás (c), etc.

Das hipóteses apresentadas, talvez a mais restritiva seja a consideração da viscosidade do lubrificante como sendo constante. Sabe-se que em operação os esforços viscosos são parcialmente transformados em energia térmica resultando em aquecimento e conseqüentemente em variações da viscosidade do lubrificante. Existem diversos modelos que corrigem estas variações de viscosidade, porém não serão considerados nesta formulação.

A dedução da equação de Reynolds poderá ser encontrada em diversos livros clássicos sobre lubrificação hidrodinâmica, como é o caso de Cameron (1966), Pinkus and Sternlicht (1961) e Hamrock (1994).

Partindo-se das equações da conservação da massa e da conservação da quantidade de movimento para um sistema de coordenadas cartesianas, Fig. 3-1, e aplicando-se as hipóteses anteriormente apresentadas, obtém-se a seguinte expressão para a equação da lubrificação hidrodinâmica, Eq. 3-1.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu \left\{ \frac{\partial}{\partial x} [h(U_1 + U_2)] + \frac{\partial}{\partial y} [h(V_1 + V_2)] + 2(W_2 - W_1) \right\} \quad (3-1)$$

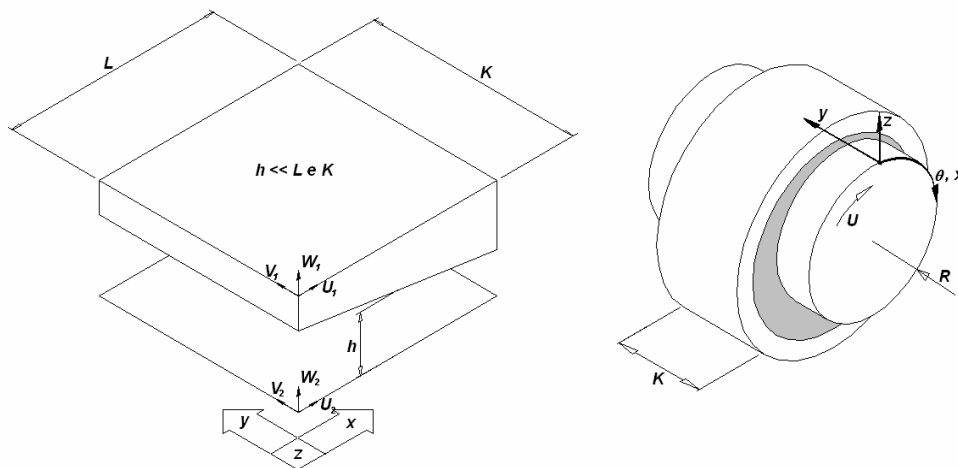


Figura 3-1 – Geometria típica utilizada na dedução da equação da lubrificação hidrodinâmica.

Em um mancal radial, a espessura do filme lubrificante, ( $h$ ), pode ser obtida em função da folga radial, ( $c$ ), e da excentricidade do eixo, ( $e$ ).

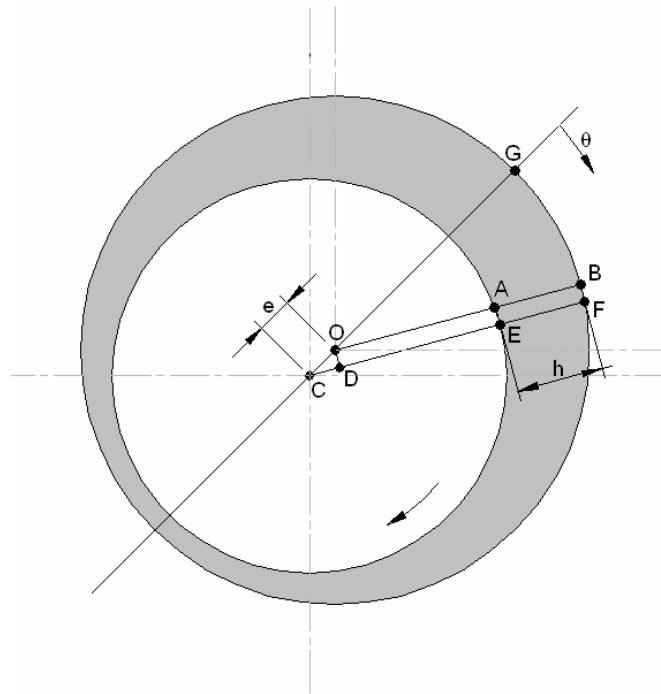


Figura 3-2 – Espessura do filme de lubrificante em um mancal radial.

A expressão analítica que descreve a espessura do filme de lubrificante pode ser escrita como:

$$h(\theta) = c + e \cos(\theta) \tag{3-2}$$

Utilizando-se a relação de excentricidade,  $\varepsilon = e/c$ , onde  $c$  é a diferença entre o raio do mancal e o raio do eixo, pode-se escrever,

$$h(\theta) = c[1 + \varepsilon \cos(\theta)] \tag{3-3}$$

Considerando-se que  $U_1 = V_1 = W_1 = 0$ , (situação onde o mancal é estático),  $V_2 = 0$ , (não há deslocamento axial do eixo),  $W_2 = -dh/(Rd\theta)$  e a equação de Reynolds, Eq.3-1 em carregamento estático, torna-se,

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ c^3 (1 + \varepsilon \cos(\theta))^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left( c^3 (1 + \varepsilon \cos(\theta))^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \frac{\mu U}{R} \frac{dh}{d\theta} \tag{3-4}$$

ainda, se  $dh/d\theta = -c\varepsilon \sin(\theta)$ , resulta que;

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ c^3 (1 + \varepsilon \cos(\theta))^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left( c^3 (1 + \varepsilon \cos(\theta))^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = -6 \frac{\mu U c \varepsilon \sin(\theta)}{R} \quad (3-5)$$

Para a solução da equação anterior faz-se necessário especificar duas condições de contorno em  $\theta$ , duas condições de contorno em  $y$  e seis parâmetros geométricos e de operação, são eles:

- Parâmetros geométricos:
  - R – Raio do mancal
  - L – Comprimento axial do mancal
  - c – Folga radial
  
- Parâmetros de operação
  - U – Velocidade tangencial do eixo
  - $\varepsilon$  – relação de excentricidade do mancal
  - $\mu$  – Viscosidade do lubrificante

Pode-se então determinar a distribuição de pressão no filme de lubrificante e conseqüentemente a carga suportada. Vale ressaltar que a carga suportada pelo mancal pode ser considerada como parâmetro de operação, ao invés da relação de excentricidade, entretanto, como a posição do eixo foi monitorada durante os experimentos, optou-se por prescrever a relação de excentricidade, como parâmetro de operação.

### 3.2 Adimensionalização da Equação de Reynolds

Visando simplificar a implementação numérica, faz-se uso das seguintes variáveis adimensionais,

$$p^* = \frac{pc^2}{6\mu UR} \quad \text{e} \quad \xi = \frac{y}{R} \quad (3-6)$$



Normalmente, quando a espessura do filme lubrificante diminui a pressão correspondente aumenta e tal aumento pode estar associado a elevados gradientes de pressão que implicariam em malhas computacionais refinadas. Visando amenizar estes possíveis gradientes de pressão faz-se uso da pressão adimensional dada pela transformação de Voghepol, Prata e Ferreira, (1990),

$$P = p^* (1 + \varepsilon \cos(\theta))^{\frac{3}{2}} = \frac{pc^2}{6\mu UR} (1 + \varepsilon \cos(\theta))^{\frac{3}{2}} \quad (3-7)$$

Substituindo-se as variáveis adimensionais  $P$  e  $\xi$  na Eq. 3-5 e rearranjando os termos, obtém-se:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} = \Omega(\theta) + \Gamma(\theta)P \quad (3-8)$$

onde,

$$\Omega(\theta) = \frac{\varepsilon \operatorname{sen}(\theta)}{(1 + \varepsilon \cos(\theta))^{3/2}} \quad (3-9)$$

e

$$\Gamma(\theta) = -\frac{3}{4} \left[ \frac{2\varepsilon \cos(\theta) + (\varepsilon \cos(\theta))^2 + \varepsilon^2 \cos(2\theta)}{(1 + \varepsilon \cos(\theta))^2} \right] \quad (3-10)$$

Desta forma, a equação de Reynolds torna-se mais compacta o que facilita a sua solução computacional. A seguir serão apresentadas as condições de contorno e a formulação utilizada para determinação da fronteira de cavitação, posição  $\theta$  a partir da qual o filme de óleo perde sua continuidade.

### 3.3 Condições de Contorno

Como foi mencionado anteriormente são necessárias quatro condições de contorno para a solução da equação de Reynolds, duas em  $\theta$  e duas em  $\xi$ . Para defini-las faz-se uso da Fig. 3-3 que ilustra o domínio de solução planificado.

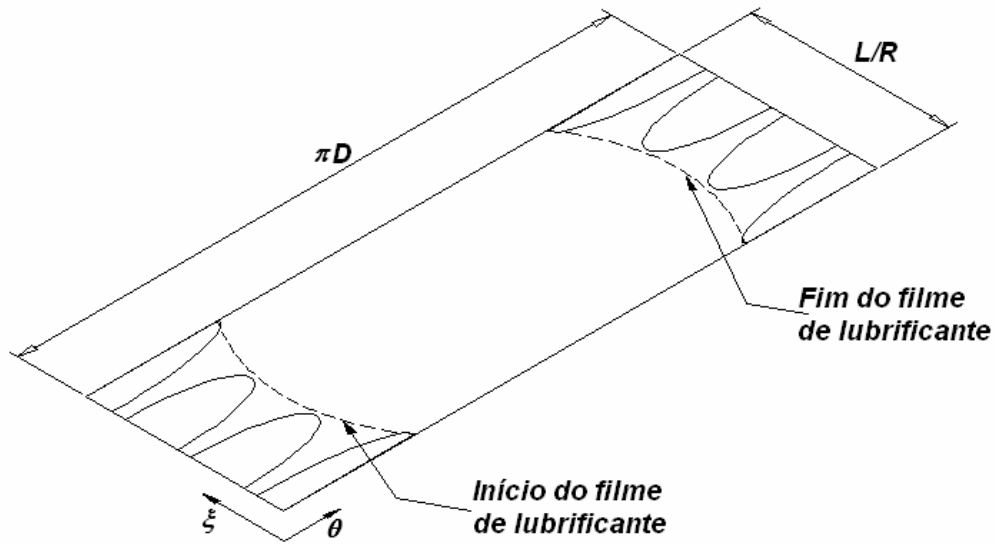


Figura 3-3 – Domínio de solução planificado.

As condições de contorno associadas à direção axial, coordenada  $\xi$ , são usuais e podem ser escritas como:

$$\xi = 0, p = p_{atm} \tag{3-11}$$

$$\xi = L/R, p = p_{atm}$$

Para a direção circunferencial, coordenada  $\theta$ , as condições de contorno não são tão simples de serem determinadas. A Eq. 3-8, representa a distribuição de pressão no filme de lubrificante apenas na região onde o filme pode ser considerado contínuo, região compreendida entre o início e o fim do filme de lubrificante, indicada na Fig. 3-3. Prata e Ferreira (1990) propuseram uma transformação do domínio de solução de forma a caracterizar a região onde o filme de lubrificante é contínuo, conforme ilustrado na Fig. 3-4.

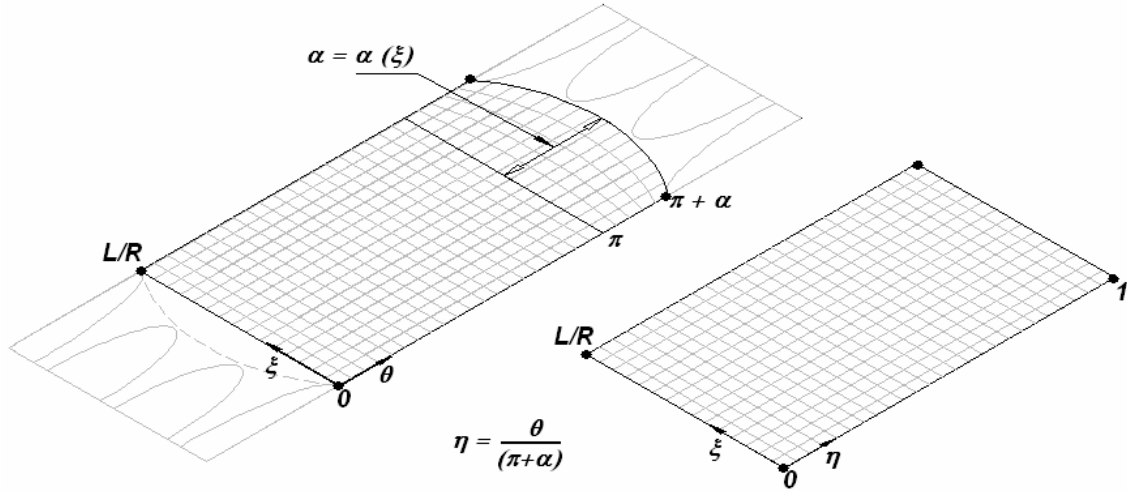


Figura 3-4 – Transformação do domínio de solução.

Com a transformação do domínio de solução, através da coordenada  $\eta$ , todas as informações sobre o perfil da fronteira de cavitação,  $\alpha(\xi)$ , ficam embutidas na equação diferencial que caracteriza o problema em questão. Faz-se necessário adaptar a Eq. 3-8 à nova coordenada  $\eta$ , e para tanto utilizam-se as seguintes relações:

$$\left. \frac{\partial P}{\partial \theta} \right|_{\xi} = \left. \frac{\partial P}{\partial \eta} \right|_{\xi} \left. \frac{\partial \eta}{\partial \theta} \right|_{\xi} + \left. \frac{\partial P}{\partial \xi} \right|_{\xi} \left. \frac{\partial \xi}{\partial \theta} \right|_{\xi} \quad (3-12)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial \theta} \right|_{\theta} = \left. \frac{\partial P}{\partial \eta} \right|_{\xi} \left. \frac{\partial \eta}{\partial \xi} \right|_{\theta} + \left. \frac{\partial P}{\partial \xi} \right|_{\eta} \left. \frac{\partial \xi}{\partial \xi} \right|_{\theta}$$

mas,

$$\left. \frac{\partial \eta}{\partial \theta} \right|_{\xi} = \frac{1}{\pi + \alpha} \quad \text{e} \quad \left. \frac{\partial \eta}{\partial \xi} \right|_{\theta} = -\frac{\theta}{(\pi + \alpha)^2} \frac{d\alpha}{d\xi} \quad (3-13)$$

Considerando-se que  $\partial \xi / \partial \theta|_{\xi} = 0$  e que  $\partial \xi / \partial \xi|_{\theta} = 1$ , tem-se:

$$\left. \frac{\partial P}{\partial \theta} \right|_{\xi} = \frac{1}{(\pi + \alpha)} \left. \frac{\partial P}{\partial \eta} \right|_{\xi} \quad (3-14)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial \xi} \right|_{\theta} = -\frac{\theta}{(\pi + \alpha)^2} \frac{d\alpha}{d\xi} \left. \frac{\partial P}{\partial \eta} \right|_{\xi} + \left. \frac{\partial P}{\partial \xi} \right|_{\eta} \quad (3-15)$$

Por simplificação, considera-se que o primeiro termo do lado direito da Eq. 3-15 possa ser ignorado se comparado ao segundo termo  $\partial P / \partial \xi_1^2$ . Vale ressaltar que o termo ignorado representa a não ortogonalidade do novo sistema de coordenadas e pode tornar-se importante na região da fronteira de cavitação. Vasconcelos e Prata (1995) investigaram a influência destes termos cruzados sobre a equação de Reynolds e observaram que estes termos apresentaram pouca influência sobre a curva de número de Sommerfeld passando a influenciar o perfil da fronteira de cavitação em baixas relações de excentricidade.

De posse das relações apresentadas e da Eq. 3-8, reescreve-se a equação de Reynolds da seguinte forma,

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \xi^2} + \frac{1}{(\pi + \alpha)^2} \frac{\partial^2 P}{\partial \eta^2} = \Omega(\theta) + \Gamma(\theta)P, \quad \theta = (\pi + \alpha)\eta \quad (3-16)$$

Pode-se agora estabelecer as duas condições de contorno em  $\eta$ , dadas por:

$$\eta = 0, \quad p = p_{atm} \text{ e } \partial P / \partial \eta = 0 \text{ (início do filme de lubrificante)} \quad (3-17)$$

$$\eta = 1, \quad p = p_{atm} \text{ e } \partial P / \partial \eta = 0 \text{ (fronteira de cavitação)}$$

Vale mencionar que as condições de contorno apresentadas anteriormente para  $\eta = 1$  são conhecidas como condições de contorno de Reynolds. Normalmente são também utilizadas as condições de contorno de Sommerfeld<sup>7</sup> e Meio-Sommerfeld,  $P_{\theta=2\pi} = P_{atm}$  e  $P_{\theta>\pi} = P_{atm}$  respectivamente, também são amplamente utilizadas.

Neste momento tem-se definida a equação que governa o fenômeno de lubrificação hidrodinâmica em mancais radiais estaticamente carregados, bem como as condições de contorno essenciais. Pode-se então resolver a Eq. 3-16 através de um método numérico adequado, neste caso o método de volumes finitos. A metodologia utilizada para a integração da Eq. 3-16 e para a solução do sistema linear de equações não será apresentada, entretanto, pode ser encontrada nos trabalhos de Prata e Ferreira (1990), Manke e Prata (1990) e Vasconcelos e Prata (1995).

<sup>7</sup> As condições de contorno de Sommerfeld e de Meio-Sommerfeld desconsideram a presença da fronteira de cavitação.

### 3.4 Cálculo da Fronteira de Cavitação

Uma vez definido o domínio de solução, a equação a ser integrada e as condições de contorno que governam o fenômeno físico em questão, deve-se avaliar o ângulo de cavitação para que a transformação do sistema de coordenadas possa ser revertida. A localização da fronteira de cavitação em mancais finitos é obtida pelo balanço de massa nos volumes adjacentes à fronteira de cavitação. Para tal a Fig. 3-5 deve ser considerada.

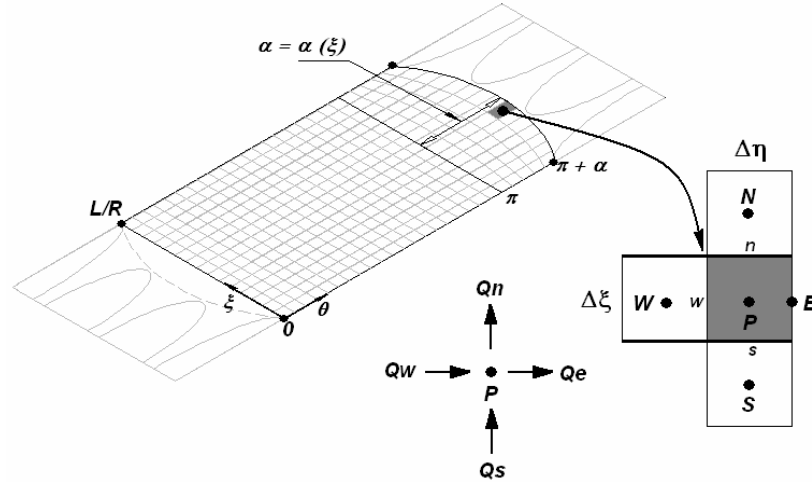


Figura 3-5 – Volume de controle adjacente à fronteira de cavitação.

A figura acima apresenta um volume de controle típico adjacente à fronteira de cavitação ( $\eta=1$ ). Pode-se realizar um balanço de massa no volume e tem-se,

$$Q_w + Q_s = Q_n + Q_e \tag{3-18}$$

onde  $Q_n$ ,  $Q_s$ ,  $Q_w$ ,  $Q_e$  são as vazões volumétricas de lubrificante em cada uma das faces do volume de controle. Alternativamente, pode-se reescrever a equação anterior utilizando-se as vazões volumétricas por unidade de comprimento, obtendo-se,

$$q|_w \Delta \xi + q|_s \Delta \eta(\pi + \alpha) = q|_n \Delta \xi + q|_e \Delta \eta(\pi + \alpha) \tag{3-19}$$

As vazões volumétricas nas direções  $\eta$  e  $\xi$  podem ser escritas como,

$$\begin{aligned}
 q_\eta &= \int_0^h u dz = -\frac{h^3}{12\mu R(\pi + \alpha)} \frac{\partial P}{\partial \eta} + U \frac{h}{2} \\
 q_\xi &= \int_0^h v dz = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \xi}
 \end{aligned}
 \tag{3-20}$$

onde  $U$  é a velocidade tangencial do eixo na direção circunferencial.

Após alguma manipulação, obtém-se:

$$\alpha(\xi) = \text{acos} \left[ \frac{1}{\varepsilon} \frac{(1 - Q_\eta|_w)}{2} + \frac{(\pi + \alpha)\Delta\eta}{\varepsilon\Delta\xi} (Q_\eta|_n - Q_\eta|_s) \right]
 \tag{3-21}$$

A equação anterior deve ser aplicada a todos os volumes de controle adjacentes à fronteira de cavitação e permite corrigir o valor de  $\alpha(\xi)$  localmente à medida que a solução numérica avança iterativamente. Ao atingir-se a convergência do campo de pressão, obtém-se também o perfil da fronteira de cavitação caracterizada por  $\alpha(\xi)$ .

Outros trabalhos dedicaram-se ao estudo dos efeitos da cavitação do filme de óleo em mancais radiais. Jakobsson e Floberg (1957) e Olsson (1965) apresentaram condições de contorno para as fronteiras de cavitação e de reformação do filme de óleo, baseando-se na conservação da massa. Elrod (1981), utilizando as condições de contorno propostas por Jakobsson, Floberg e Olsson, apresentou uma formulação capaz de avaliar as fronteiras de cavitação e de reformação que foi posteriormente utilizada por Vijayaraghavan e Keith Jr. (1990).

### 3.5 Validação Computacional

Algumas simulações foram realizadas para validar o código computacional implementado. Foram investigados o número de Sommerfeld ( $\Delta$ ), o ângulo de atuação ( $\Psi$ ) e o ângulo de cavitação ( $\alpha$ ) para mancais com relações  $L/D = 1, 1/2$  e  $1/4$ . Estes parâmetros são fundamentais, pois independem das características de operação do mancal, sendo exclusivamente dependentes da relação  $L/D$  do mancal.

O número de Sommerfeld é definido por,

$$\Delta = \frac{Fc^2}{\mu UR^2L} \tag{3-22}$$

onde,  $F$  é a carga suportada,  $c$  a folga radial,  $\mu$  a viscosidade do lubrificante,  $U$  a velocidade tangencial do eixo,  $R$  raio do mancal e  $L$  o comprimento do mancal.

O ângulo de atuação, definido pela intersecção da linha de aplicação do carregamento e da linha definida pelos centros do eixo e do mancal, pode ser observado na Fig. 3-6

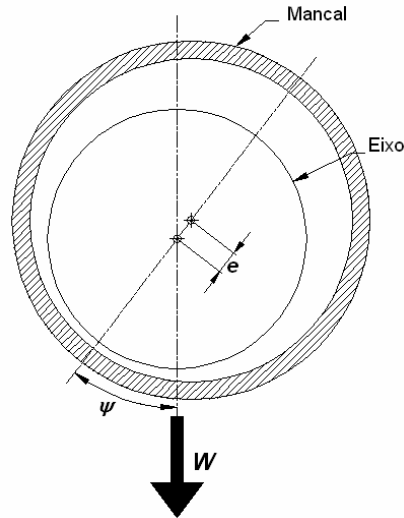


Figura 3-6 – Ângulo de atuação em mancais radiais.

Nas tabelas 3-1 a 3-3 são apresentados resultados obtidos com a presente metodologia e os resultados obtidos por Cameron (1966).

Tabela 3-1 – Número de Sommerfeld ( $\Delta$ ).

$\epsilon$	Cameron			Presente Metodologia		
	L/D=1	L/D=1/2	L/D=1/4	L/D=1	L/D=1/2	L/D=1/4
0,1	0,239	0,074	0,020	0,240	0,074	0,020
0,2	0,504	0,157	0,042	0,505	0,157	0,042
0,3	0,800	0,261	0,073	0,820	0,261	0,071
0,4	1,206	0,409	0,112	1,223	0,406	0,112
0,5	1,768	0,624	0,180	1,781	0,626	0,178
0,6	2,631	0,998	0,297	2,628	0,998	0,295
0,7	4,107	1,721	0,566	4,080	1,720	0,541
0,8	7,137	3,449	1,220	7,108	3,466	1,203
0,9	16,931	10,170	4,325	16,751	10,154	4,259

Tabela 3-2 – Ângulo de atuação ( $\psi$ ).

$\epsilon$	Cameron			Presente Metodologia		
	L/D=1	L/D=1/2	L/D=1/4	L/D=1	L/D=1/2	L/D=1/4
0,00	85,00	88,50	89,50	-	-	-
0,10	79,50	81,60	82,30	79,55	81,85	82,56
0,20	74,00	74,90	75,20	74,00	75,24	75,48
0,30	68,50	68,30	68,00	68,41	68,60	68,40
0,40	63,10	61,50	60,90	62,72	61,92	61,34
0,50	56,90	54,80	54,00	56,87	55,16	54,23
0,60	50,60	48,10	46,70	50,72	48,24	47,02
0,70	44,00	41,20	39,00	44,07	41,04	39,56
0,80	36,20	33,30	31,00	36,49	33,23	31,56

Tabela 3-3 – Ângulo de cavitação ( $\alpha$ ).

$\epsilon$	Cameron			Presente Metodologia		
	L/D=1	L/D=1/2	L/D=1/4	L/D=1	L/D=1/2	L/D=1/4
0,10	33,50	17,50	16,50	35,57	19,95	16,92
0,20	32,00	17,50	10,00	33,94	19,53	10,85
0,30	-	-	-	32,14	19,05	10,75
0,40	28,00	17,00	9,00	30,12	18,48	10,63
0,50	-	-	-	27,82	17,79	10,48
0,60	22,00	16,00	9,00	25,16	16,91	10,27
0,70	-	-	-	21,99	15,73	9,95
0,80	16,00	11,00	8,50	18,08	14,00	9,44
0,90	11,00	10,00	6,00	12,80	11,04	7,36

Observa-se das tabelas anteriormente apresentadas que há uma boa concordância dos resultados obtidos com a presente metodologia e aqueles informados por Cameron (1966).

No próximo capítulo serão apresentados resultados numéricos que auxiliaram o projeto da bancada experimental.



## Capítulo 4

# PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Nos capítulos anteriores foram apresentados tópicos que auxiliaram a concepção e o projeto da bancada experimental para ensaio de mancais radiais hidrodinâmicos.

O capítulo 2 apresentou uma revisão de alguns trabalhos relacionados a mancais radiais pertinentes ao presente estudo, além de trabalhos experimentais específicos que determinaram a concepção adotada para a bancada experimental.

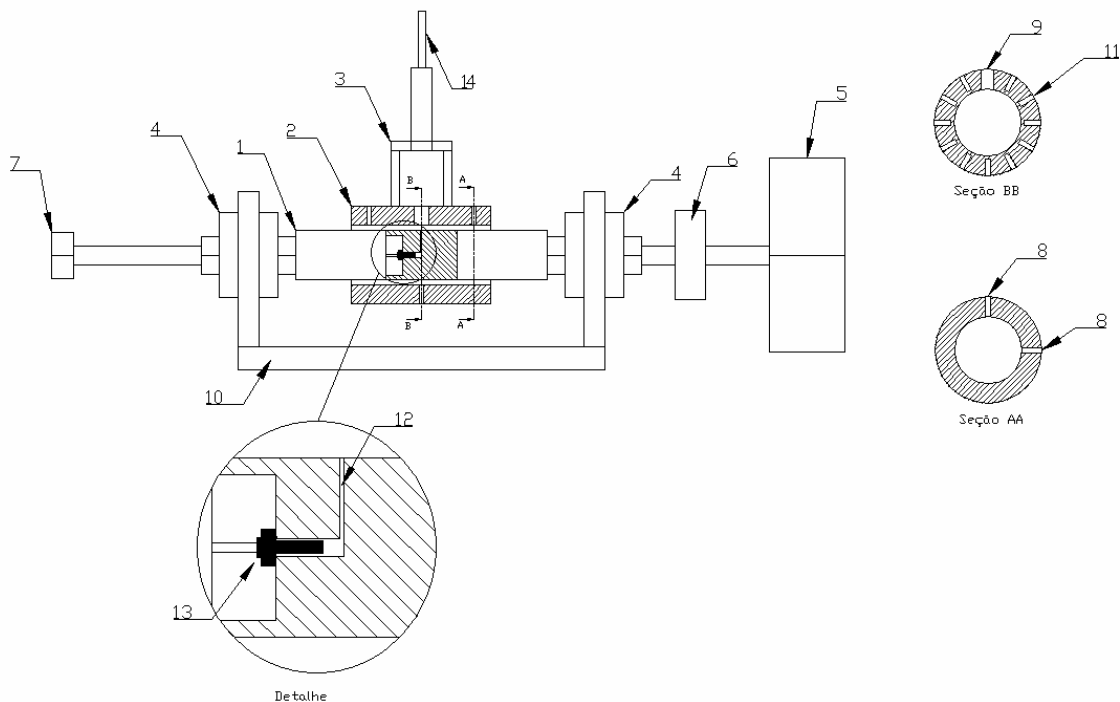


Figura 4-1 – Proposta conceitual da bancada experimental.

- (1) Eixo, (2) Mancal, (3) Sistema de posicionamento e carregamento, (4) Rolamentos, (5) Motor, (6) Junta rotativa flexível, (7) Junta elétrica rotativa, (8) Sensores de deslocamento, (9) Orifício de Alimentação de lubrificante, (10) Base de sustentação, (11) Termopares, (12) Orifício de tomada de pressão, (13) Sensor de pressão, (14) Célula de carga.

Uma visão esquemática da bancada experimental é ilustrada na Fig. 4-1. Basicamente, a seção de testes é composta por um eixo rotativo e um mancal estacionário. O eixo é

movimentado por um sistema de acionamento composto por um motor elétrico controlado por inversor de frequência para ajuste da velocidade de rotação. O torque do motor é transmitido ao eixo por meio de um acoplamento flexível para evitar que os momentos decorrentes dos desalinhamentos de montagem sejam transmitidos à seção de testes.

Para adicionar rigidez ao eixo, o mesmo é acoplado ao sistema de sustentação através de mancais de rolamento de grande capacidade de carga que permitem redução da órbita dos mancais de rolamento. No eixo encontra-se também uma câmara para instalação de um sensor de pressão, montado axialmente e utilizado para o monitoramento contínuo da pressão no filme de lubrificante. A tomada de pressão é realizada através de um furo radial que comunica a câmara de instalação do sensor de pressão à superfície externa do eixo.

Na extremidade oposta à de montagem do sistema de acionamento, encontra-se uma junta elétrica rotativa com contadores imersos em mercúrio (de 4 vias), utilizada para alimentar e para registrar o sinal do sensor com o eixo em movimento.

Um sistema de sincronização do sinal de pressão, constituído por um disco ranhurado acoplado ao eixo por um suporte, com células fotoelétricas, acoplado ao sistema de suporte, é instalado para que o sinal de pressão seja referenciado espacialmente. Este dispositivo será melhor detalhado no próximo capítulo.

Nesta concepção, impõe-se um carregamento ao mancal, monitorado através de célula de carga, e mede-se sua posição relativa ao eixo através de dois pares de sensores de deslocamento posicionados ortogonalmente nas duas extremidades do mancal, seção AA da Fig. 4-1. Conta-se ainda com um sistema de posicionamento composto por atuadores micrométricos que permitem correções do desalinhamento do mancal.

Para a aquisição da distribuição de temperatura no mancal, são instalados termopares posicionados a 1mm de sua superfície interna através de furos radiais circunferencialmente posicionados, seção BB da Fig. 4-1.

O lubrificante é armazenado em um reservatório suspenso e escoado para o mancal através de um orifício radial, sendo coletado em outro reservatório e recirculado para o reservatório suspenso através de uma bomba de óleo.

Com esta configuração, pode-se controlar a carga imposta, a velocidade do eixo, a alimentação de lubrificante e medir-se a posição do mancal, a distribuição de pressão no filme de lubrificante, e a distribuição de temperatura no mancal.

Uma vez definido o projeto conceitual da bancada, utilizou-se a metodologia numérica apresentada no capítulo 3 para o dimensionamento dos mancais e para a especificação da instrumentação.

Basicamente, a metodologia numérica foi empregada para determinar as características geométricas e de operação da bancada experimental, sendo elas:

- Diâmetro do eixo;
- Comprimento do mancal;
- Folga radial;
- Viscosidade do lubrificante (especificação do lubrificante);
- Consumo de lubrificante;
- Velocidade de rotação do eixo.

Estes parâmetros foram determinados levando-se em conta algumas considerações importantes, dentre elas:

- O eixo deve possuir um diâmetro suficientemente grande para permitir a instalação do sensor de pressão e também para amenizar a influência de sua curvatura sobre as medições de posição;
- A velocidade de rotação do eixo deve estar limitada à capacidade da junta elétrica rotativa;
- A folga radial deverá compensar o elevado diâmetro do eixo para que elevadas cargas não sejam necessárias para produzir excentricidades mensuráveis.

Optou-se por avaliar numericamente os mancais radiais com razões de aspecto,  $L/D$ , variando entre  $1/4$  e  $2$ , e os principais resultados serão apresentados a seguir.

#### 4.1 Parâmetros Característicos de Mancais Radiais

Neste trabalho, denominaram-se parâmetros característicos de mancais radiais, aqueles que são exclusivamente influenciados pela razão de aspecto  $L/D$  e pela relação de excentricidade do mancal, são eles:

- Número de Sommerfeld ( $\Delta$ );
- Ângulo de atuação ( $\Psi$ );
- Ângulo de cavitação ( $\alpha$ ).

O número de Sommerfeld correlaciona a carga suportada, a velocidade do eixo, a viscosidade do lubrificante e a folga radial. Desta forma, para uma relação  $L/D$  conhecida, pode-se avaliar os níveis de carregamento que deverão ser impostos, para determinadas faixas de velocidade e de folgas radiais estabelecidas. A Fig. 4-2 ilustra a dependência do número de Sommerfeld com a relação de excentricidade tendo  $L/D$  como parâmetro de curva. A definição do número de Sommerfeld está apresentada na Eq. 3-22.

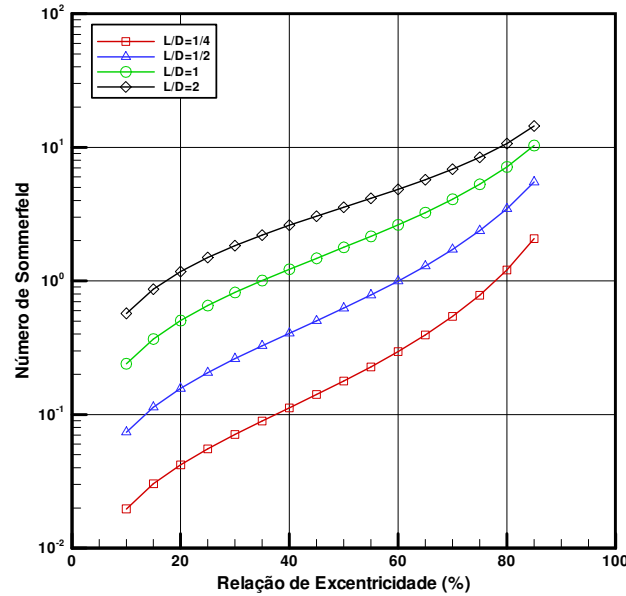


Figura 4-2 – Número de Sommerfeld versus relação de excentricidade, para diferentes valores de  $L/D$ .

Estes resultados permitem que algumas avaliações sejam feitas. Da Fig. 4-2, para uma mancal com  $L/D = 2$  operando com relações de excentricidade 0,2 e 0,8, tem-se respectivamente  $\Delta = 1$  e  $\Delta = 10$ . Supondo que trata-se de um mancal com 50 mm de diâmetro, folga radial de 100  $\mu\text{m}$ , operando a 1000 rpm e lubrificado com um óleo com viscosidade da ordem de 20 mPa.s, obtêm-se cargas de 330 N e 3300 N respectivamente.

Análises similares foram realizadas para determinar as características geométricas da seção de teste, ajustar as condições de operação e definir a especificação dos instrumentos de medição.

Resultados para o ângulos de atuação e de cavitação são apresentados nas Fig. 4-3 e 4-4 a seguir, respectivamente.

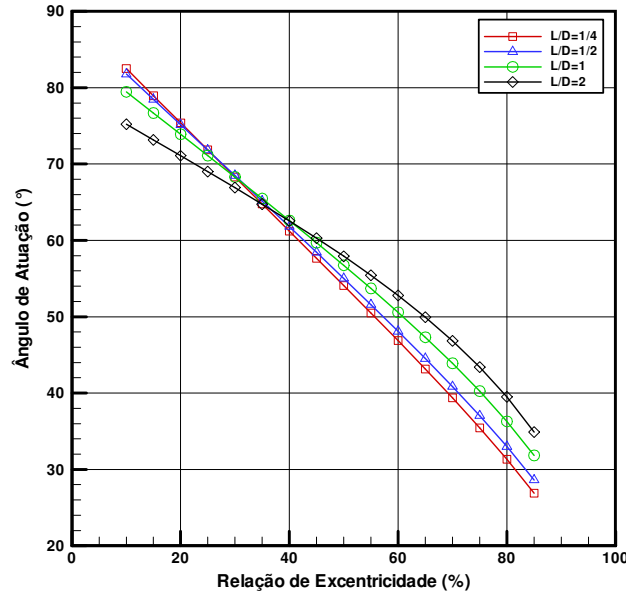


Figura 4-3 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.

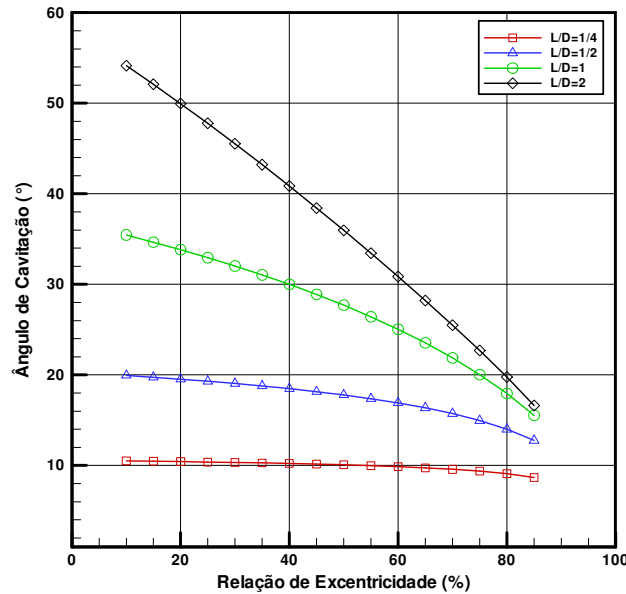


Figura 4-4 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.

A previsão do ângulo de atuação, apresentado na Fig. 4-3, possibilita avaliar a proximidade entre as regiões de cavitação e de alimentação de óleo do mancal, espera-se que a alimentação de lubrificante não interfira no perfil de cavitação que pretende-se medir. Pode-se também melhorar o posicionamento dos termopares através da análise deste ângulo, pois na

região de atuação ocorrem as maiores pressões e conseqüentemente as maiores temperaturas experimentadas pelo mancal.

As curvas de ângulo de cavitação apresentadas na Fig. 4-4 serão utilizadas para comparação com futuras medições que serão realizadas.

Com base nas informações apresentadas, pode-se investigar a influência dos parâmetros de operação e da folga radial sobre as cargas, as pressões e a vazão de lubrificante consumida.

Por questões de fabricação e de manutenção do sensor de pressão, estabeleceu-se o diâmetro do eixo entre 48 mm e 52 mm. Já a velocidade de rotação do eixo foi limitada a 1200 rpm, limite de operação da junta elétrica rotativa. Por tratar-se de um eixo robusto, as folgas radiais devem ser da ordem de 100  $\mu\text{m}$  para que os carregamentos não se tornem excessivos. Varias configurações foram analisadas e os principais resultados são apresentados a seguir.

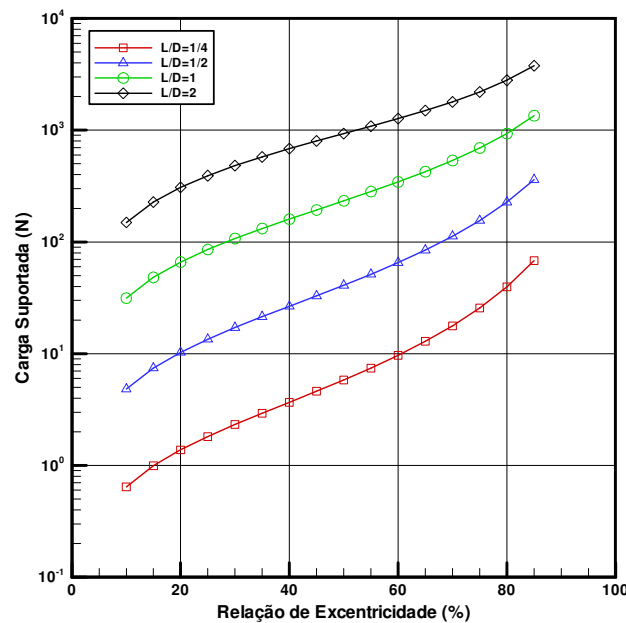


Figura 4-5 – Carga suportada pelo mancal versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.

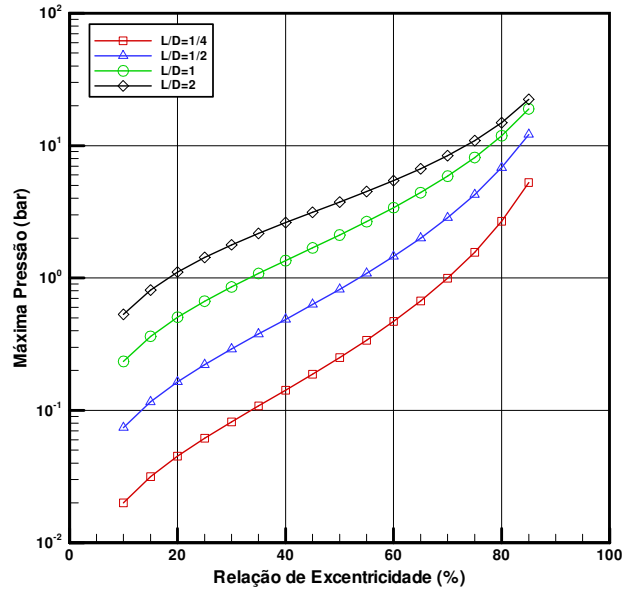


Figura 4-6 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.

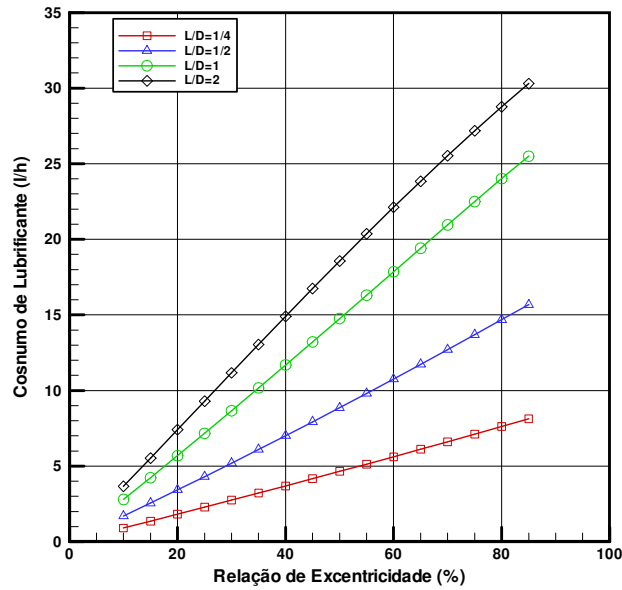


Figura 4-7 – Consumo de lubrificante versus relação de excentricidade, para diferentes valores de L/D.

Os resultados apresentados nas Fig. 4-5 e 4-6 serviram de base para a especificação da célula de carga e do sensor de pressão e os resultados apresentados na Fig. 4-7 serviram para a especificação dos reservatórios de lubrificante, da bomba e do volume de lubrificante em circulação.

## Capítulo 5

---

# BANCADA EXPERIMENTAL

---

De posse das informações apresentadas no capítulo 4 pode-se detalhar o projeto de cada componente da bancada de teste de mancais radiais. A seguir será apresentada a configuração escolhida para a bancada e o detalhamento de seus sub-sistemas.

### 5.1 Bancada de Teste

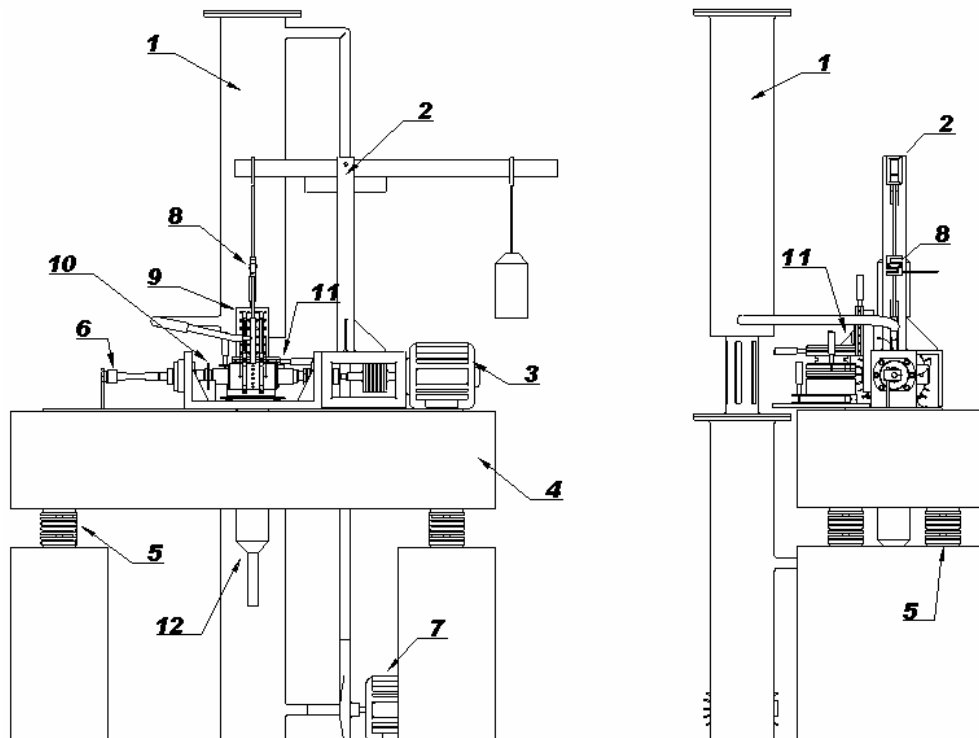


Figura 5-1 – Bancada de teste de mancais radiais.

(1) Sistema de alimentação de lubrificante, (2) Sistema de carregamento, (3) Sistema de acionamento, (4) Sistema de sustentação e montagem, (5) Sistema de amortecimento, (6) Sistema de transmissão de sinal de pressão, (7) Bomba de lubrificante, (8) Célula de carga, (9) Sistema de posicionamento, (10) Sistema de sincronização, (11) Seção de teste.



Da Fig. 5-1, observa-se que a bancada experimental foi construída seguindo a proposta conceitual apresentada no capítulo 4. Trata-se de um dispositivo completo, robusto e flexível para avaliação hidrodinâmica de mancais radiais. Para um melhor entendimento dos componentes da bancada, estes foram agrupados em sub-sistemas, são eles:

- Sistema de sustentação e montagem
  - Sistema de amortecimento
- Sistema de acionamento
- Sistema de alimentação de lubrificante
- Mancal
  - Sensores de temperatura
  - Sensores de deslocamento
- Sistema de posicionamento do mancal
- Sistema de carregamento
- Sistema de medição de torque
- Eixo
  - Sensor de pressão
- Sistema de transmissão do sinal de pressão
- Sistema de sincronização do sinal de pressão
- Sistema de aquisição e tratamento de sinais

As figuras 5-2 e 5-3 apresentam detalhes da seção de testes e da montagem do mancal, respectivamente. Tais figuras serão utilizadas para um melhor entendimento dos sub-sistemas associados a bancada experimental.

A seção de teste é constituída por um eixo e um mancal separados por uma película de lubrificante. Basicamente, tem-se um eixo rotativo, sustentado simetricamente por dois mancais de rolamento e acionado por um motor elétrico controlado por um inversor de frequência. Em seu interior, instalado axialmente, encontra-se um sensor de pressão responsável pelo registro da distribuição de pressão no filme de lubrificante. O sinal proveniente do sensor de pressão é transmitido ao sistema de aquisição e tratamento de sinais através de uma junta elétrica rotativa com contadores imersos em mercúrio, também conhecida por *slip-ring*. A junta rotativa e seu suporte de instalação constituem o sistema de transmissão de sinal de pressão.

Associado ao eixo encontra-se o sistema de sincronização do sinal de pressão, composto por um disco ranhurado e por um suporte com células fotoelétricas, itens 6 e 7 da Fig. 5-3. Faz-se necessária a instalação deste dispositivo uma vez que o sinal de pressão precisa ser circunferencialmente referenciado. Em se tratando de carregamento estático, o sincronizador servirá para determinar o período do sinal de pressão correspondente a um giro do eixo, desta forma o sinal periódico pode ser decomposto e as várias leituras podem ser sobrepostas.

Em carregamento dinâmico, assume-se outra configuração de montagem para o sensor de pressão. São necessários múltiplos sensores de pressão instalados radialmente no mancal em posições circunferenciais fixas pré-estabelecidas. Assim, para cada instante de tempo, tem-se a informação de pressão em pontos distintos do mancal, e desta forma o sincronizador pode ser dispensado. Vale ressaltar que em carregamento estático tem-se apenas uma informação de pressão para cada instante de tempo durante o período de aquisição, uma vez que o sensor encontra-se em movimento rotativo contínuo.

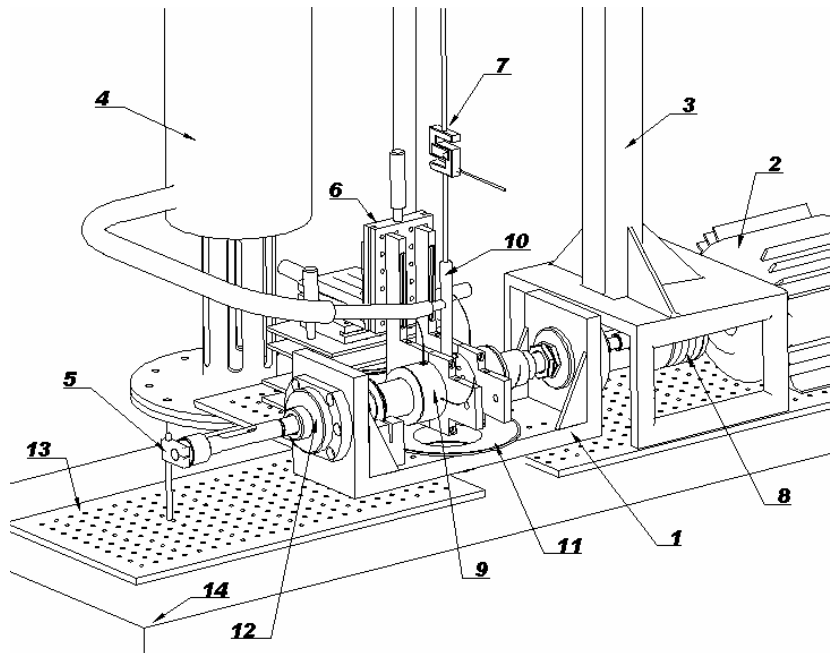


Figura 5-2 – Detalhe da seção de teste.

(1) Suporte de fixação, (2) Motor elétrico, (3) Base do carregador, (4) Reservatório suspenso, (5) Junta elétrica rotativa, (6) Atuadores micrométricos, (7) Célula de carga, (8) Acoplamento flexível, (9) Mancal, (10) Suporte de alimentação de lubrificante, (11) Coletor de lubrificante, (12) Mancais de rolamentos, (13) Placa de montagem, (14) Mesa.

O mancal, apresenta seis graus de liberdade, controlados por um sistema de posicionamento composto por atuadores micrométricos lineares e angulares, item 6 da Fig.

5-2. A rotação e a translação do mancal na direção axial do eixo é restringida, sendo a rotação utilizada para garantir o alinhamento dos sensores de deslocamento à linha de aplicação de carga, neste caso vertical, e a translação utilizada para posicionar o sensor de pressão ao longo do mancal, podendo ir de uma extremidade à outra.

O sistema de carregamento, composto pela armação em braço de alavanca, peso e célula de carga é integrado ao mancal através do suporte de alimentação de lubrificante, item 10 da Fig. 5-2. Trata-se de uma barra presa ao mancal e a uma célula de carga, em seu interior escoo o lubrificante que é admitido pelo mancal radial através do furo de alimentação, item 5 da Fig. 5-3.

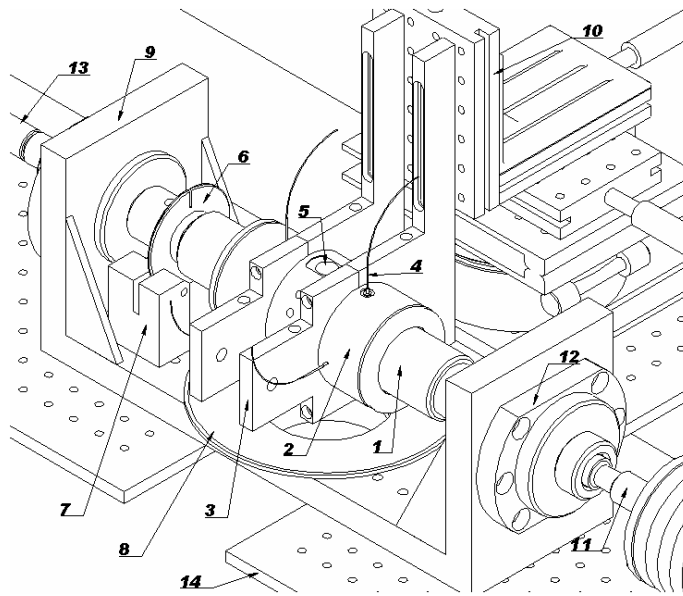


Figura 5-3 – Detalhe da montagem do mancal.

- (1) Eixo, (2) Mancal, (3) Fixador do mancal, (4) Sensor de deslocamento, (5) Orifício de alimentação de lubrificante, (6) Disco ranhurado, (7) Célula fotoelétrica, (8) Coletor de lubrificante, (9) Suporte de fixação, (10) Atuador micrométrico, (11) Acoplamento flexível, (12) Mancal de rolamento, (13) Sistema de transmissão de sinal de pressão, (14) Placa de montagem.

Uma vez imposto o carregamento, o mancal desloca-se para que a cunha lubrificante se forme e a sustentação se estabeleça. A posição relativa do conjunto mancal/eixo é monitorada por dois pares de sensores de deslocamento, perpendicularmente ajustados e simetricamente montados no corpo do mancal. Cada par de sensores fornece informações sobre o deslocamento horizontal e vertical em cada uma das laterais do mancal. Desta forma, a linha de centro do mancal pode ser determinada e o afastamento ou desalinhamento caracterizado. Pode-se antecipar que os momentos responsáveis pelo desalinhamento do mancal, quando simetricamente carregado, são pequenos. Estes desalinhamentos podem ser corrigidos pelo sistema de posicionamento do mancal.

O mancal, seus sistemas auxiliares e o sistema de alimentação de óleo são instalados no sistema de sustentação e montagem, composto por uma mesa confeccionada em concreto apoiada sobre molas, conforme ilustra a Fig. 5-4. Desta forma, impede-se qualquer movimento relativo entre componentes, exceto eixo/mancal, uma vez que todos os componentes da bancada encontram-se montados em uma mesma superfície.

Os sistemas auxiliares, seus componentes, detalhes de montagem e construção serão apresentados a seguir. Imagens dos componentes e suas características técnicas podem ser encontradas no Apêndice A e informações dimensionais e de tolerância no Apêndice B.

## 5.2 Sistema de Sustentação e Montagem

O sistema de sustentação e montagem foi projetado para amenizar possíveis perturbações de fontes externas sobre a seção de testes, bem como para adicionar rigidez à bancada uma vez que componentes rotativos estão presentes, e estes podem apresentar desbalanceamentos que poderiam ser amplificados nas frequências de teste, 10 a 20 Hz.

Para que a frequência natural da bancada fosse reduzida, um bloco de concreto com cerca de 800 kg foi instalado sobre isoladores posicionados sobre apoios fixos ao solo, conforme mostra a Fig. 5-4, proporcionando uma frequência natural do conjunto de aproximadamente 4 Hz.

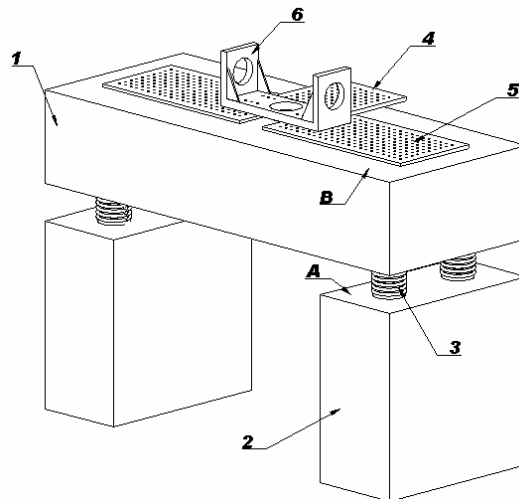


Figura 5-4 – Sistema de sustentação e montagem.

(1) Mesa, (2) Apoios, (3) Isoladores, (4) Placa de fixação do sistema de posicionamento do mancal, (5) Placa de montagem, (6) Suporte de fixação.

Sobre a mesa (bloco suspenso de concreto), foram fixadas placas de alumínio, fabricante *Newport*, para que o alinhamento de componentes pudesse ser facilmente obtido e a instalação facilitada. São placas rigorosamente fabricadas com excelentes tolerâncias dimensionais quanto a planicidade.

O suporte de fixação (item 6 da Fig. 5-4), confeccionado em aço retificado, serve de base para a instalação dos mancais de rolamento que sustentam o eixo e é diretamente aparafusado às placas de montagem. Desta forma, todos os componentes ali montados são integralizados à mesa em um único conjunto.

Para verificar a capacidade de amortecimento da estrutura apresentada, fez-se um ensaio para medir os níveis de vibração transmitidos à bancada pelos equipamentos instalados ao seu redor. Utilizou-se um acelerômetro fixado à estrutura em dois pontos distintos, sobre os apoios (base) e sobre o bloco (mesa), posições A e B da Fig. 5-4 respectivamente. As acelerações medidas são apresentadas na figura a seguir.

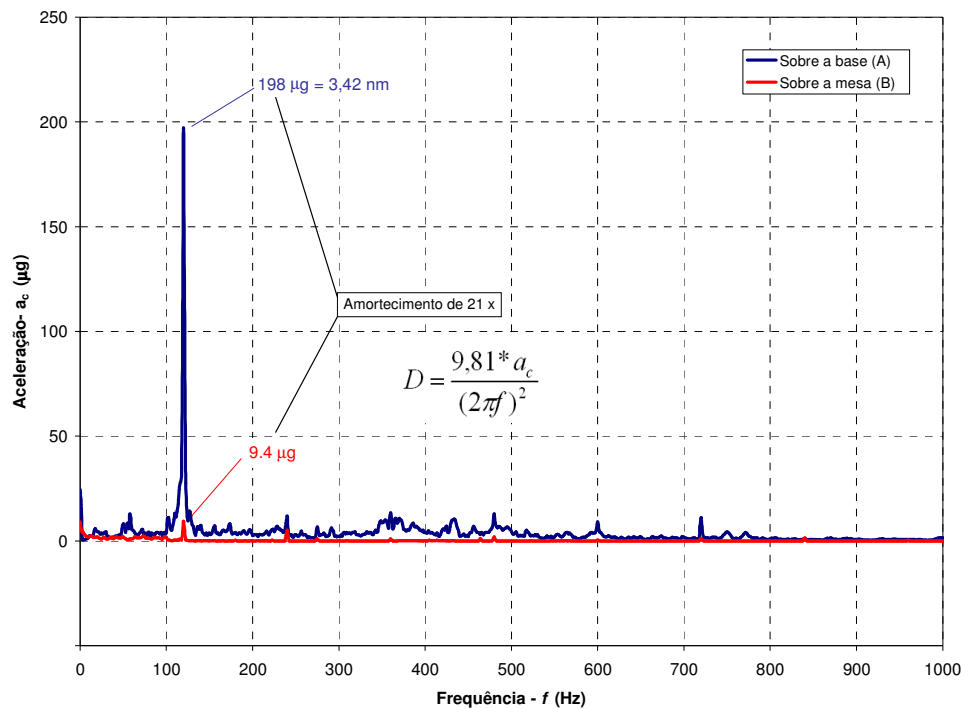


Figura 5-5 – Resultado do ensaio de vibrações no sistema de sustentação.

(a.) Aceleração medida em (µg), (f) Frequência de amostragem em (Hz), (D) Deslocamento em (mm)

Como pode ser observado, as leituras realizadas sobre os apoios (posição A) apresentaram níveis superiores de aceleração, ou maiores deslocamentos. Pode-se observar que a frequência associada aos maiores deslocamentos é de 120 Hz, e está relacionada a

algum componente, instalado nas imediações da bancada, alimentado com a tensão da rede, 60 Hz. De qualquer forma, os deslocamentos observados são desprezíveis se comparados aos deslocamentos que serão medidos. Obteve-se com esta estrutura uma atenuação de cerca de 20 vezes as excitações de fontes externas.

### 5.3 Sistema de Acionamento

Este sistema, responsável pela movimentação controlada do eixo, é composto de um motor elétrico trifásico de 1,5 hp, controlado por um inversor de frequência. O inversor de frequência é controlado remotamente pelo programa de gerenciamento da bancada, confeccionado na linguagem de programação LabView. Desta forma, ao longo de um teste, pode-se variar continuamente a velocidade, parar e até mesmo inverter o sentido de rotação do eixo.

Este controle integrado é interessante uma vez que o posicionamento do mancal está sendo monitorado e caso atinja-se relações de excentricidades muito elevadas, que caracterizariam a possibilidade de atrito metálico, pode-se automaticamente reduzir a velocidade do eixo até sua parada, o que preveniria eventuais danos superficiais ao eixo e ao mancal.

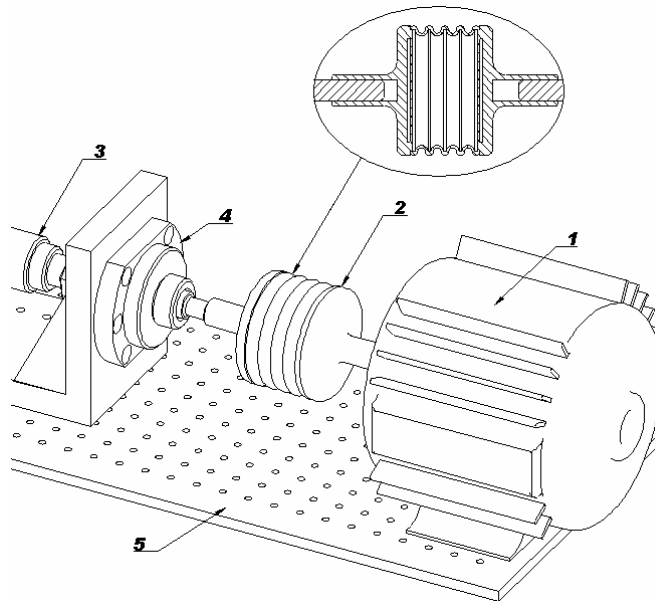


Figura 5-6 – Sistema de acionamento do eixo.

(1) Motor elétrico, (2) Junta rotativa flexível, (3) Eixo, (4) Mancal de rolamento, (5) Placa de montagem

O movimento proporcionado pelo motor elétrico é transmitido ao eixo por meio de uma junta rotativa flexível, confeccionada com fole em aço inox. Optou-se por este tipo de transmissão uma vez que os esforços decorrentes de desalinhamentos entre motor elétrico e eixo são minimizados e a transferência de torque preservada.

## 5.4 Sistema de Alimentação de Lubrificante

Para o abastecimento de lubrificante optou-se pela montagem ilustrada na Fig. 5-7. Basicamente, têm-se dois tanques confeccionados em aço 1020, ambos herméticos e isolados através de válvulas de controle e com capacidade de 30 litros, o que possibilita uma operação contínua por 5h de teste sem recirculação.

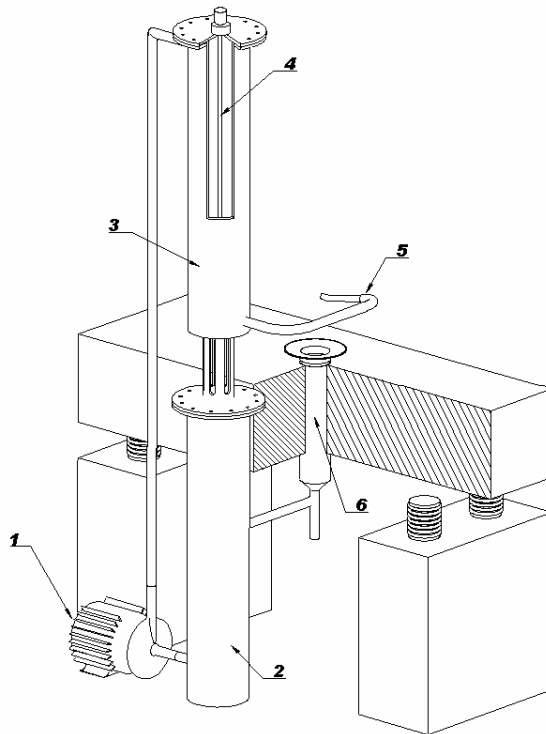


Figura 5-7 – Sistema de alimentação de lubrificante.

(1) Moto-bomba centrífuga, (2) reservatório de coleta, (3) Reservatório de alimentação, (4) Sonda de nível capacitiva, (5) Circuito de alimentação, (6) Circuito de coleta

O lubrificante armazenado no reservatório suspenso chega ao mancal através de um circuito de tubos de cobre de  $\frac{1}{2}$  polegada de diâmetro, e após circular pelo mesmo é coletado e enviado ao reservatório inferior.

O volume de lubrificante no reservatório superior é continuamente monitorado por uma sonda de nível capacitiva. Para um nível pré-estabelecido, tem-se o acionamento da

bomba para a reposição do óleo que foi consumido. Vale ressaltar que a sonda capacitiva também fornece informações sobre o consumo de lubrificante a cada período de tempo pré-estabelecido.

Diariamente o lubrificante é drenado para o reservatório superior e este reservatório é então lacrado por duas válvulas solenóides permitindo que seja feito a evacuação para eventual retirada de umidade que possa ter sido absorvida ao longo dos testes. A evacuação é feita por uma bomba de vácuo interligada ao reservatório.

Novamente, todo o processo de alimentação e de tratamento do lubrificante é monitorado pelo programa de controle da bancada.

#### **5.4.1 Lubrificante**

Por tratar-se de um trabalho realizado em parceria com a Whirlpool S.A. – Unidade EMBRACO, optou-se pela utilização de lubrificantes normalmente empregados em compressores herméticos de refrigeração, conforme apresentado na tabela 5-1.

Como pode ser observado na tabela, são utilizados lubrificantes das séries *ISO VG 7, 10, 15, 22, 32 e 46*. Destes, os óleos minerais são normalmente empregados em associação aos refrigerantes *R12 e R600a* e os óleos éster em associação ao *R134a*.

Os óleos éster, altamente higroscópicos, foram inicialmente descartados uma vez que o sistema de alimentação de lubrificante e o mancal utilizado não são herméticos. O contato com o meio ambiente propiciaria uma grande absorção de umidade e conseqüentemente a degradação do óleo em ácidos.

Dos óleos minerais, optou-se pelos fabricados pela Witco, marca *SUNISO*, por apresentarem grande estabilidade à oxidação e baixa concentração de umidade dissolvida, cerca de 15 ppm. Os óleos *SUNISO* são fornecidos em quatro graus de viscosidade, *1GS, 2GS, 3GS e 4GS*. Optou-se pelo óleo com grau de viscosidade *1GS*, classificação *ISO VG 10*, uma vez que as dimensões do mancal requeriam elevadas cargas para os óleos mais viscosos.



Tabela 5-1 – Lubrificantes aprovados para uso em compressores EMBRACO.

REFRIGERANTE	FAMÍLIA DE COMPRESSORES											
	EM		FFGFGS130		FGV/FGS/FGT		PW		EG/EGS		EGT/EGU	
	MARCA DO ÓLEO E FABRICANTE	GRAU DE VISCOSIDADE, 40°C cSt (mm <sup>2</sup> /s)	MARCA DO ÓLEO E FABRICANTE	GRAU DE VISCOSIDADE, 40°C cSt (mm <sup>2</sup> /s)	MARCA DO ÓLEO E FABRICANTE	GRAU DE VISCOSIDADE, 40°C cSt (mm <sup>2</sup> /s)	MARCA DO ÓLEO E FABRICANTE	GRAU DE VISCOSIDADE, 40°C cSt (mm <sup>2</sup> /s)	MARCA DO ÓLEO E FABRICANTE	GRAU DE VISCOSIDADE, 40°C cSt (mm <sup>2</sup> /s)	MARCA DO ÓLEO E FABRICANTE	GRAU DE VISCOSIDADE, 40°C cSt (mm <sup>2</sup> /s)
R 12	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	SUNISO 4GS WITCO	ISO VG 46	CP-4700-32 LUBRIZOL/CPI	ISO VG 32	---	---
	---	---	---	---	SUNISO 1GS WITCO	ISO VG 10	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	---	---
	ALP-415-LCR DENAR	ISO VG 32	ALP-415-LCR DENAR	ISO VG 32	ALP-415-LCR DENAR	ISO VG 32	ALP-415-LCR DENAR	ISO VG 32	ALP-415-LCR DENAR	ISO VG 32	---	---
R 134a	FREOLα22E JEC/HATCO	ISO VG 22	FREOLα22E JEC/HATCO	ISO VG 22	FREOLα22E JEC/HATCO	ISO VG 22	FREOLα22E JEC/HATCO	ISO VG 22	FREOLα22E JEC/HATCO	ISO VG 22	---	---
	ARTIC EAL 18 MOBIL	ISO VG 22	ARTIC EAL 18 MOBIL	ISO VG 22	ARTIC EAL 18 MOBIL	ISO VG 22	ARTIC EAL 18 MOBIL	ISO VG 22	ARTIC EAL 18 MOBIL	ISO VG 22	---	---
	EMKARATE RL 22H ICI	ISO VG 22	EMKARATE RL 22H ICI	ISO VG 22	EMKARATE RL 22H ICI	ISO VG 22	EMKARATE RL 22H ICI	ISO VG 22	EMKARATE RL 22H ICI	ISO VG 22	---	---
	2922E LUBRIZOL/CPI	ISO VG 22	2922E LUBRIZOL/CPI	ISO VG 22	2922E LUBRIZOL/CPI	ISO VG 22	2922E LUBRIZOL/CPI	ISO VG 22	2922E LUBRIZOL/CPI	ISO VG 22	---	---
	FREOLα10W JEC/HATCO	ISO VG 10	---	---	FREOLα10W JEC/HATCO	ISO VG 10	---	---	FREOLα10W JEC/HATCO	ISO VG 10	---	---
	EMKARATE RL 10H ICI	ISO VG 10	---	---	EMKARATE RL 10H ICI	ISO VG 10	---	---	EMKARATE RL 10H ICI	ISO VG 10	EMKARATE RL 10H ICI	ISO VG 10
	FREOLα10E JEC/HATCO	ISO VG 10	---	---	FREOLα10E JEC/HATCO	ISO VG 10	---	---	FREOLα10E JEC/HATCO	ISO VG 10	EMKARATE RL 7H ICI	ISO VG 7
R 600a	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	---	---	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	---	---	SUNISO 3GS WITCO	ISO VG 32	---	---
	SUNISO 1GSA WITCO	ISO VG 10	---	---	SUNISO 1GSA WITCO	ISO VG 10	---	---	SUNISO 1GSA WITCO	ISO VG 10	---	---
	FC15EP SHELL	ISO VG 15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Fonte: Whirlpool S.A. – EMBRACO.

Na tabela 5-2, são apresentadas as viscosidades, absoluta e cinemática, e a densidade do óleo *SUNISO 1GS* puro para diferentes temperaturas. As viscosidades absolutas serão utilizadas na realização das simulações.

Tabela 5-2 – Viscosidade e densidade do óleo *SUNISO 1GS* em função da temperatura.

Temperatura (°C)	Viscosidade		Densidade (kg/m <sup>3</sup> )
	Absoluta (mPa.s)	Cinemática (mm <sup>2</sup> /s)	
20	22,80	25,62	890,0
30	15,86	17,95	884,0
40	10,63	12,11	878,0
50	7,31	8,38	872,0
60	5,69	6,58	866,0
70	4,37	5,08	860,0
80	3,44	4,03	854,0
90	2,85	3,36	848,0

Fonte: Witco.

Por tratar-se de uma propriedade de fundamental importância para a comparação dos resultados experimentais e numéricos, verificou-se a viscosidade do óleo utilizado em baixas temperaturas, Lacerda (2000). Os resultados são apresentado na Fig. 5-8.

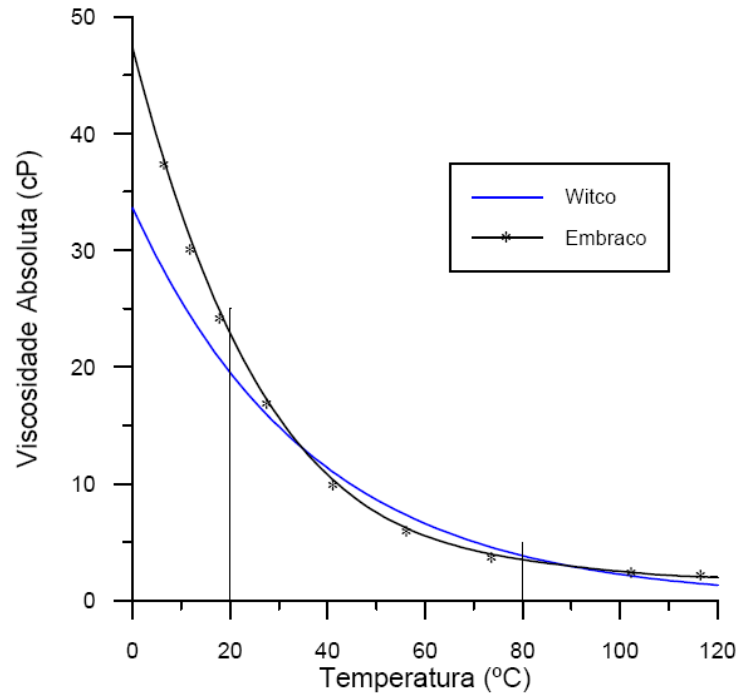


Figura 5-8 – Curva de viscosidade do lubrificante SUNISO 1GS puro segundo o fabricante (Witco) e o usuário (EMBRACO), segundo Lacerda(2000).

Realizou-se esta verificação pois a bancada é montada em ambiente climatizado e os tanques de armazenamento são expostos às temperaturas ambientes. Não foi empregado sistema de aquecimento aos reservatórios e a temperatura de alimentação de lubrificante fica condicionada à temperatura da sala. A utilização de baixas temperaturas se justifica uma vez que o ambiente frio mais seco possibilita um melhor controle da oxidação dos componentes da bancada. Outros aspectos relacionados com a viscosidade do lubrificante serão posteriormente abordados.

## 5.5 Mancal

Para que a caracterização geométrica do mancal radial pudesse ser facilmente realizada, optou-se por utilizar um mancal com pistas de teste intercambiáveis, conforme ilustrado na Fig. 5-9.

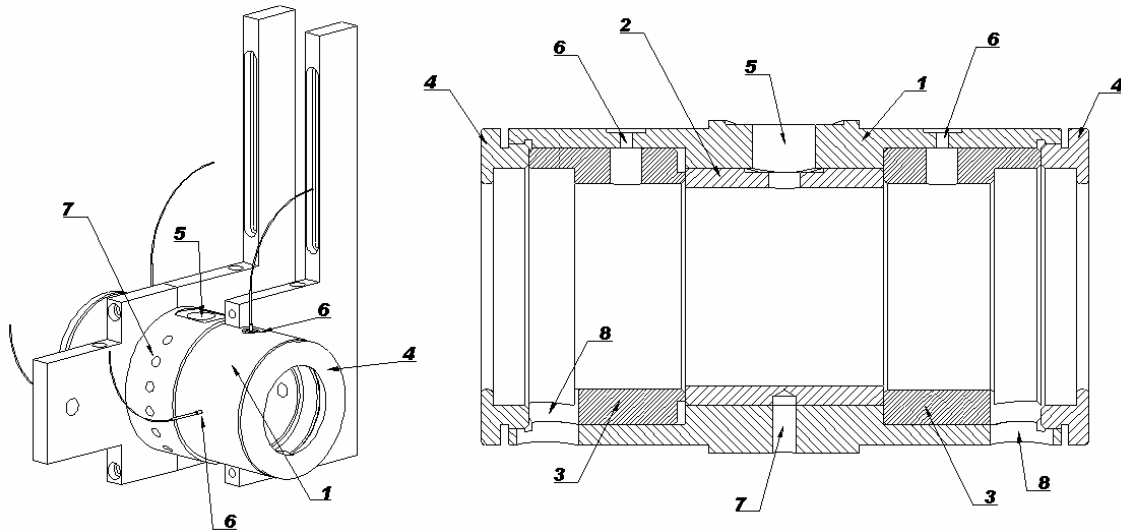


Figura 5-9 – Configuração do mancal radial.

(1) Corpo do mancal, (2) Pista de teste, (3) Apoiador axial, (4) Fixador axial, (5) Orifício de alimentação de lubrificante, (6) Orifícios de instalação dos sensores de deslocamento, (7) Orifícios de instalação de termopares, (8) Orifício de coleta de lubrificante

Da Fig. 5-9, observa-se que o mancal radial é composto por um corpo de montagem onde são instaladas as pistas de teste, os sensores de deslocamento e os sensores de temperatura. A principal função deste corpo é alojar a pista de teste, que são instaladas com ajuste deslizante no interior do corpo. O posicionamento axial da pista é garantido pelos apoiadores axiais também instalados no interior do corpo por deslizamento, e os mesmos são aprisionados por fixadores axiais acoplados às extremidades do corpo.

Desta forma, caso deseje-se modificar a relação  $L/D$  do mancal ou mesmo a folga radial basta que a pista de teste (item 2 das figuras 5-9 e 5-10), e os apoiadores axiais (item 3 da Fig. 5-9), sejam substituídas e assim dispensa-se os trabalhos associados à usinagem dos alojamentos dos sensores do mancal. Informações sobre as tolerâncias dimensionais dos componentes do mancal radial são apresentadas no Apêndice B.

### 5.5.1 Instalação dos termopares

O perfil circunferencial de temperatura no mancal, ou melhor na pista de teste, é medido por 15 cabos de compensação do tipo T (aqui denominados termopares) bitola 24 AWG uniformemente espaçados e instalados ao longo do plano meridional do mancal, conforme apresentado na Fig. 5-10.

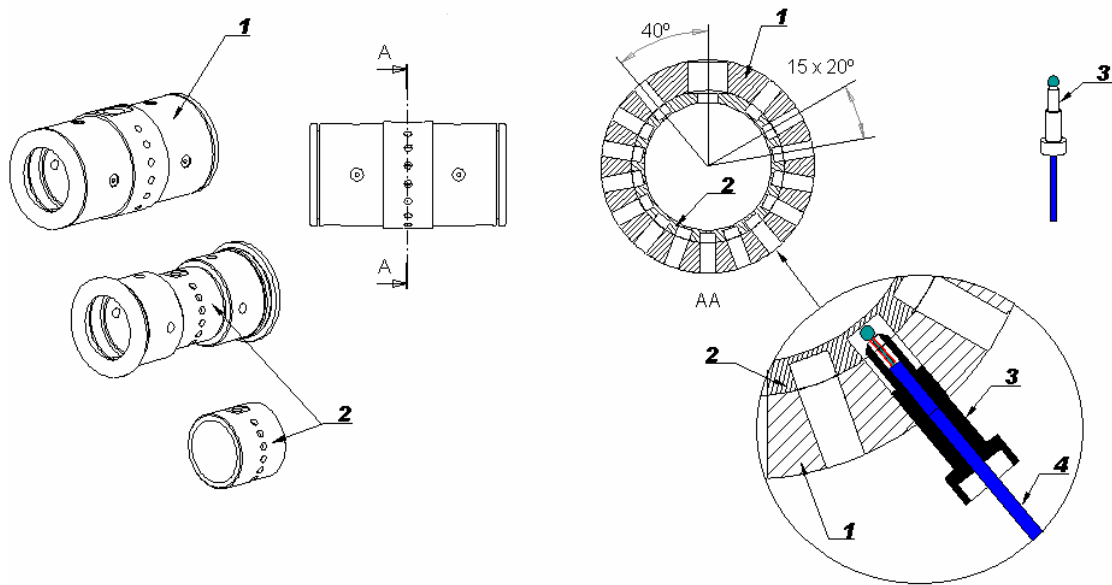


Figura 5-10 – Posicionamento dos termopares no mancal.

(1) Corpo, (2) Pista de teste, (3) Fixador de termopares, (4) Termopar

Cada termopar é alojado a 0,5 mm da superfície interna da pista de teste, e montado por pressão através de parafusos de fixação, (item 3 no detalhe da Fig. 5-10), atarraxados ao corpo do mancal. Para que o contato térmico seja melhorado, é adicionada pasta térmica à montagem.

Os sinais de tensão dos termopares são capturados pelo sistema de aquisição e tratamento de sinais e posteriormente convertidos em temperatura através de curvas de calibração. O sistema de aquisição utilizado, fabricado pela *National Instruments*, é composto de uma placa PCI e de um sistema multiplexado com 32 canais para aquisição de sinais de temperatura. Dos 32 canais, 15 são utilizados para medição de temperatura do mancal e os mesmos foram simultaneamente ligados à uma referência para que os desvios de leitura, embora pequenos, fossem eliminados. Os 15 termopares foram confeccionados e instalados em um mesmo banho termostático, sendo então levantadas suas respectivas curvas de calibração.

Estas leituras também são utilizadas para avaliação da temperatura média do lubrificante no mancal de forma a determinar sua viscosidade, para subsequente utilização no modelo computacional.

Pode-se antecipar que esta montagem não mostrou-se eficaz para a avaliação do perfil de temperatura do mancal uma vez que a pista de teste, construída em aço 1020, distribuía o calor gerado pelo atrito viscoso e uniformizava as temperaturas lidas nos 15 pontos de medição. Entretanto, teve grande importância na determinação da viscosidade como será discutido posteriormente.

### 5.5.2 Instalação dos sensores de deslocamento

Quatro sensores de deslocamento, fabricados pela *Micro-Epsilon*, modelo *U05* foram simetricamente instalados no corpo do mancal para que sua posição relativa ao eixo fosse avaliada. A Fig.Figura 5-11, ilustra a posição e os detalhes da instalação dos sensores de deslocamento.

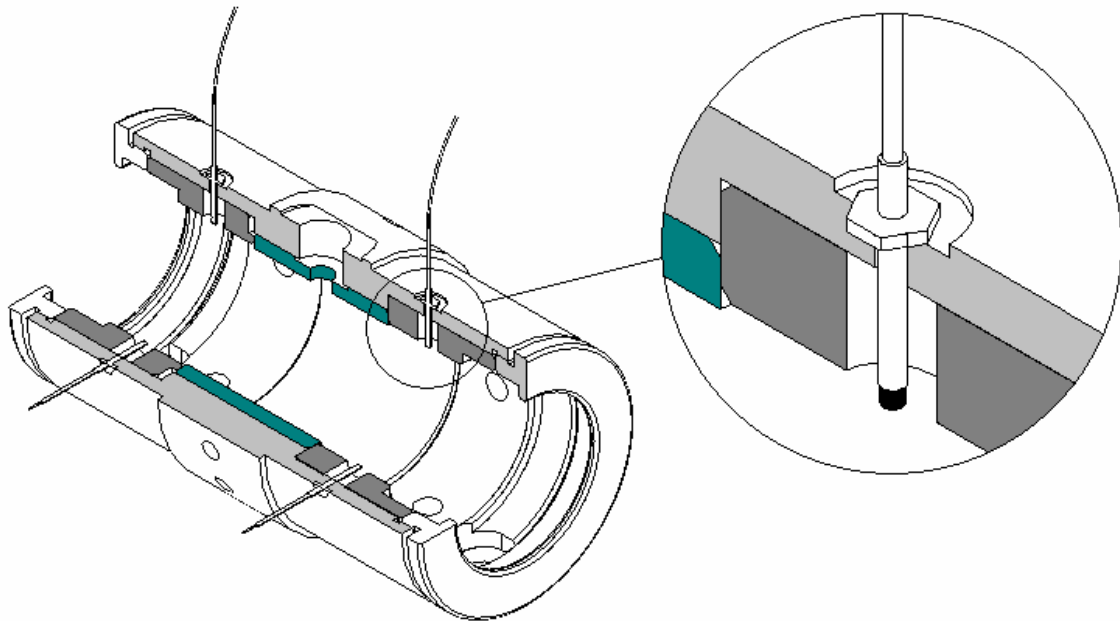


Figura 5-11 – Posicionamento dos sensores de deslocamento no mancal.

Segundo o fabricante, tais sensores operam segundo o princípio *Eddy-Current* onde campos eletromagnéticos alternantes aplicados pelo emissor do sensor geram flutuações de corrente que são captadas pelo receptor também instalado na extremidade do sensor. A geração dos campos eletromagnéticos e o tratamento do sinal proveniente do sensor é realizado por um módulo de controle também fabricado pela *Micro-Epslon*.

Estes sensores, extremamente compactos, registram a posição do mancal na ausência de contato físico com o eixo. Desta forma, os sensores deslocam-se acoplados ao mancal e para cada posição informam as distâncias ortogonais até o eixo.

O sensor recebe informações das flutuações de corrente induzidas pela aplicação dos campos eletromagnéticos sobre uma área do eixo, cerca de 2 vezes a área do sensor. Para que efeitos associados à curvatura do eixo pudessem ser contabilizados, calibrou-se os sensores utilizando-se como referência uma superfície cilíndrica com o mesmo diâmetro do eixo ( $D_e$ ), conforme apresentado na Fig. 5-12.

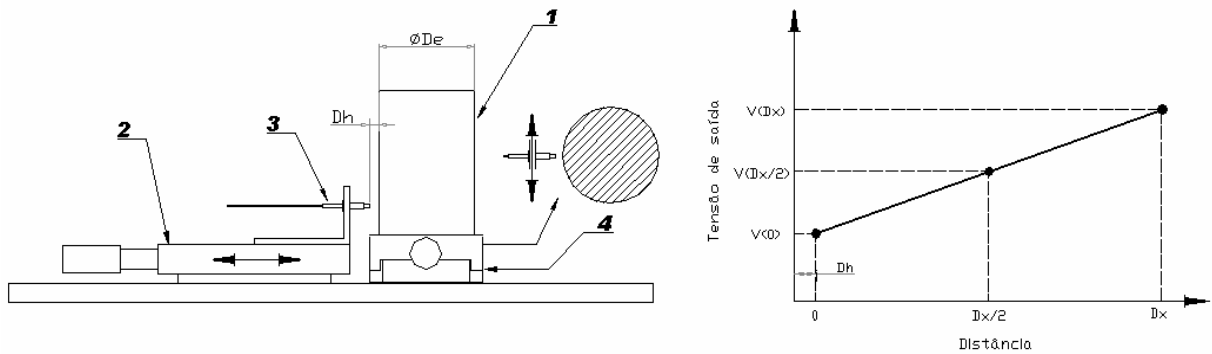


Figura 5-12 – Calibração dos sensores de deslocamento.

(1) Cilindro de referência, (2) e (4) Atuadores micrométricos, (3) Sensor de Deslocamento

Por não haver contato físico entre o sensor e o eixo, a calibração é executada tomando-se como referência uma distância de base ( $D_h$ ), correspondente ao zero do sensor, ( $D_h = 50 \mu\text{m}$ ). Nesta posição, ajusta-se o módulo de controle para que a indicação de tensão seja nula e varia-se a posição do sensor até seu fundo de escala, cerca de  $500 \mu\text{m}$  e 10 V. Este procedimento é repetido até que a linearidade do sinal, também ajustada pelo módulo de controle, seja obtida.

O afastamento do sensor é feito por um atuador micrométrico, (item 2 da Fig. 5-12), e o alinhamento é antecipadamente corrigido por outro atuador perpendicularmente posicionado, item 4 da Fig. 5-12. O alinhamento do sensor ao centro do cilindro é obtido fixando-se o afastamento do sensor e variando-se sua posição transversal até que o sinal de

tensão seja mínimo, correspondente à mínima distância do sensor ao cilindro, posição sobre a linha de centro do cilindro de referência.

Muitos são os aspectos geométricos que podem influenciar as indicações fornecidas por estes sensores de deslocamento. Por exemplo, questões dimensionais das peças, desalinhamento do sensor em relação à superfície de medição, e a influência da área de medição sobre a avaliação da excentricidade de eixos, ou seja, o fato de o sensor não realizar leituras pontuais de distância.

Na literatura são encontrados diversos trabalhos, alguns apresentados no capítulo 2, que utilizam este tipo de sensores, porém em nenhum deles são feitas considerações detalhadas sobre os cuidados relativos à instalação e calibração dos sensores, como discutido nesta seção.

O efeito do desalinhamento do eixo sobre a indicação de distância e sobre a posição de montagem dos sensores de deslocamento foi cuidadosamente considerado. Na Fig. 5-13, tem-se o maior desalinhamento possível do eixo, e nesta situação o mesmo toca as bordas laterais do mancal em ângulos opostos.

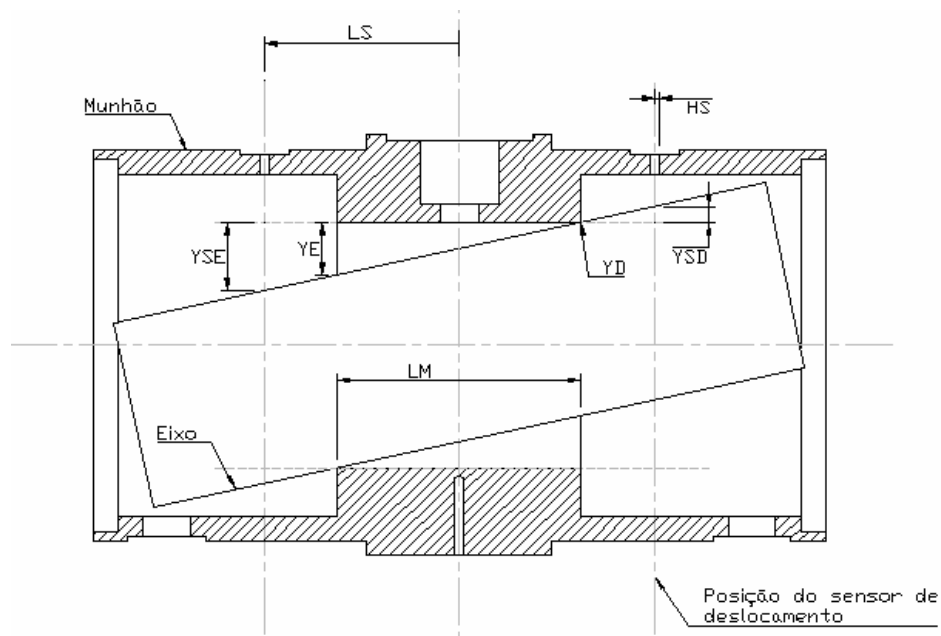


Figura 5-13 – Influência do desalinhamento sobre o afastamento do sensor de deslocamento.

(LS) Posição de instalação do sensor de deslocamento<sup>8</sup>, (LM) Comprimento do mancal, (HS) Diâmetro do sensor de deslocamento, (YE) Deslocamento do eixo à esquerda na lateral do mancal, (YSE) Deslocamento do eixo à esquerda no sensor, (YD) Deslocamento do eixo à direita na lateral do mancal, (YSD) Deslocamento do eixo à direita no sensor

<sup>8</sup> Referenciado ao furo de alimentação de lubrificante do mancal.

O sensor de deslocamento deverá ser instalado a uma distância segura da superfície interna do mancal, pois para a condição apresentada na Fig. 5-13, observa-se que o eixo desloca-se em direção ao sensor ultrapassando a superfície interna do mancal, *YSD*. Este deslocamento será determinado pelo comprimento do mancal e pela folga radial. A Fig. 5-14, apresenta algumas situações exploradas.

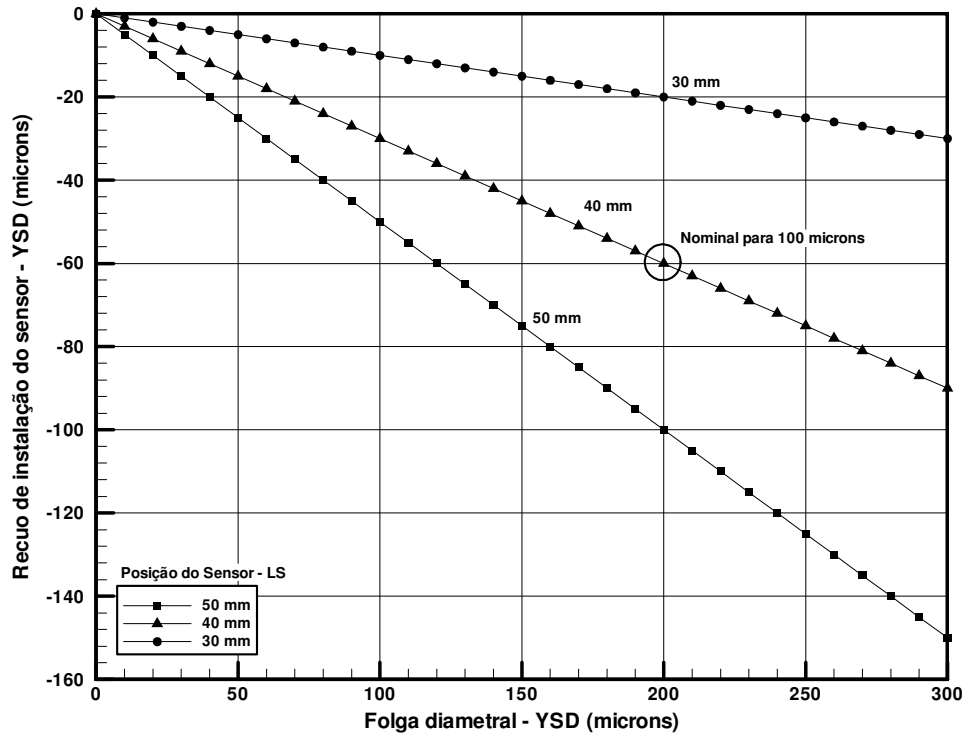


Figura 5-14 – Avaliação do afastamento de instalação dos sensores de deslocamento.

Para o mancal de referência utilizado neste texto, com  $L/D = 1$ ,  $D = 50$  mm, folga radial  $c = 100$   $\mu$ m e  $LS = 40$  mm, observa-se que os sensores deverão ser afastados cerca de 60  $\mu$ m da superfície interna do mancal para que o choque com o eixo não ocorra quando elevados desalinhamentos forem ocasionados. Um outro aspecto importante observado durante estas avaliações é o fato de que o desalinhamento do eixo pode influenciar as leituras de distância realizadas pelos sensores.

Considerando-se uma folga radial de 100  $\mu$ m e um mancal com 50 mm de comprimento, tem-se 4  $\mu$ m/mm de desalinhamento para a situação ilustrada na Fig. 5-13. Uma vez que o sensor de deslocamento ( $\phi = 2,0$  mm) recebe informações de uma área correspondente ao dobro do seu diâmetro, tem-se a priori 16  $\mu$ m de variação da distância do



eixo ao longo da seção efetiva de medição. Desta forma, cuidados especiais são necessários caso deseje-se medir a posição do eixo sob severas condições de desalinhamento.

Cada par de sensores instalados nas laterais do mancal fornece as distâncias horizontal e vertical do eixo no plano definido pelos sensores. Para que a excentricidade do mancal possa ser avaliada é necessário transformar as informações registradas nos sensores de deslocamento. Para tanto faz-se uso da Fig. 5-15.

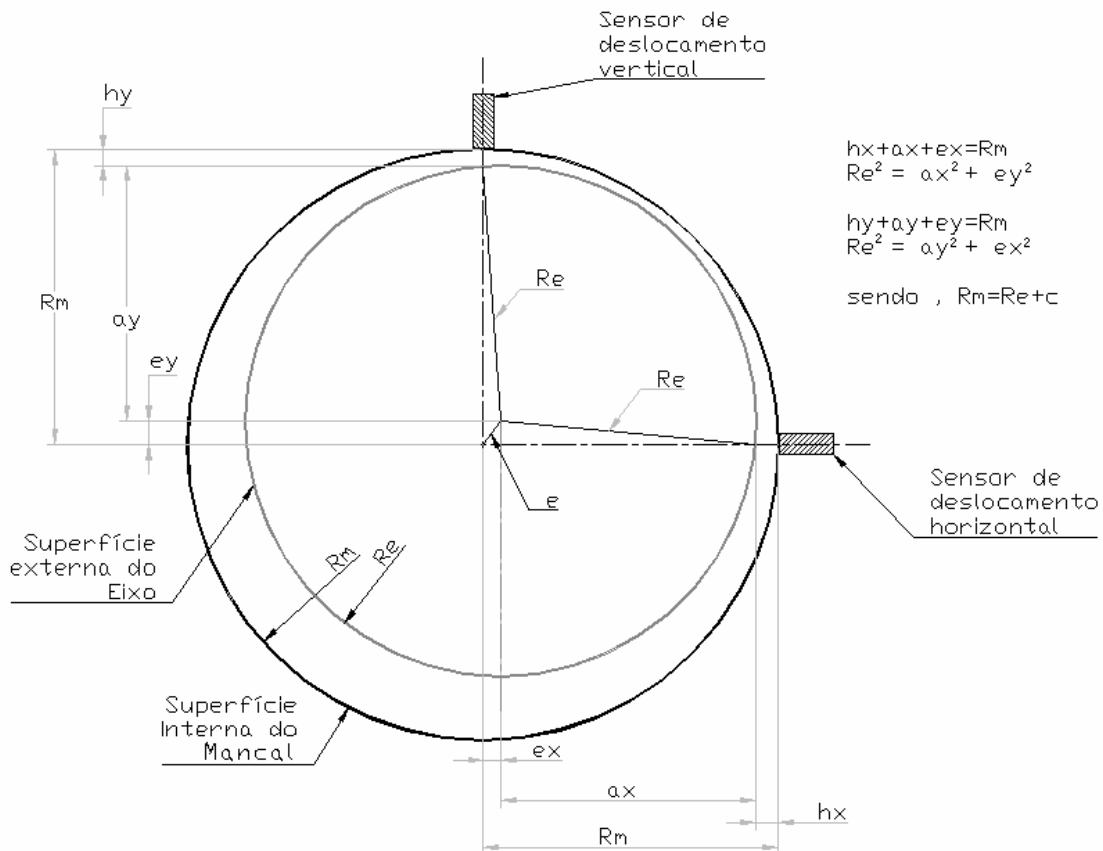


Figura 5-15 – Avaliação da excentricidade do eixo através da posição medida nos sensores de deslocamento vertical e horizontal .

(Re) Raio do eixo, (Rm) Raio do mancal, (hx) Distância horizontal medida, (hy) Distância vertical medida, (ex) Excentricidade horizontal do mancal, (ey) Excentricidade vertical do mancal, (ax) e (ay) Parâmetros auxiliares

Nesta análise, duas situações devem ser consideradas, são elas:

- Os sensores são considerados pontuais e a curvatura do eixo influencia a distância medida;
- Os sensores são suficientemente grandes e efeitos de curvatura são ignorados.

Se os efeitos de curvatura do eixo forem desprezados, situação dois mencionada anteriormente, a excentricidade do mancal pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$e = \sqrt{e_x^2 + e_y^2}, \text{ sendo } e_x = c - h_x \text{ e } e_y = c - h_y \quad (5-1)$$

Porém, se os efeitos de curvatura forem considerados, obtém-se expressões analíticas para as excentricidades,  $e_x$  e  $e_y$ , resolvendo-se o sistema de equações dado por,

$$\begin{cases} R_m = h_x + a_x + e_y \\ R_m = h_y + a_y + e_x \\ R_e^2 = a_x^2 + e_y^2 \\ R_e^2 = a_y^2 + e_x^2 \end{cases} \quad (5-2)$$

onde,  $R_m$  é o raio do mancal,  $R_e$  o raio do eixo,  $c$  a folga radial,  $h_x$  e  $h_y$  as distâncias horizontal e vertical medidas no sensor de deslocamento,  $e_x$  e  $e_y$  as excentricidades horizontal e vertical do mancal e  $a_x$  e  $a_y$  variáveis auxiliares.

A diferença entre os valores calculados para a excentricidade do eixo para as duas situações é apresentada na Fig. 5-16.

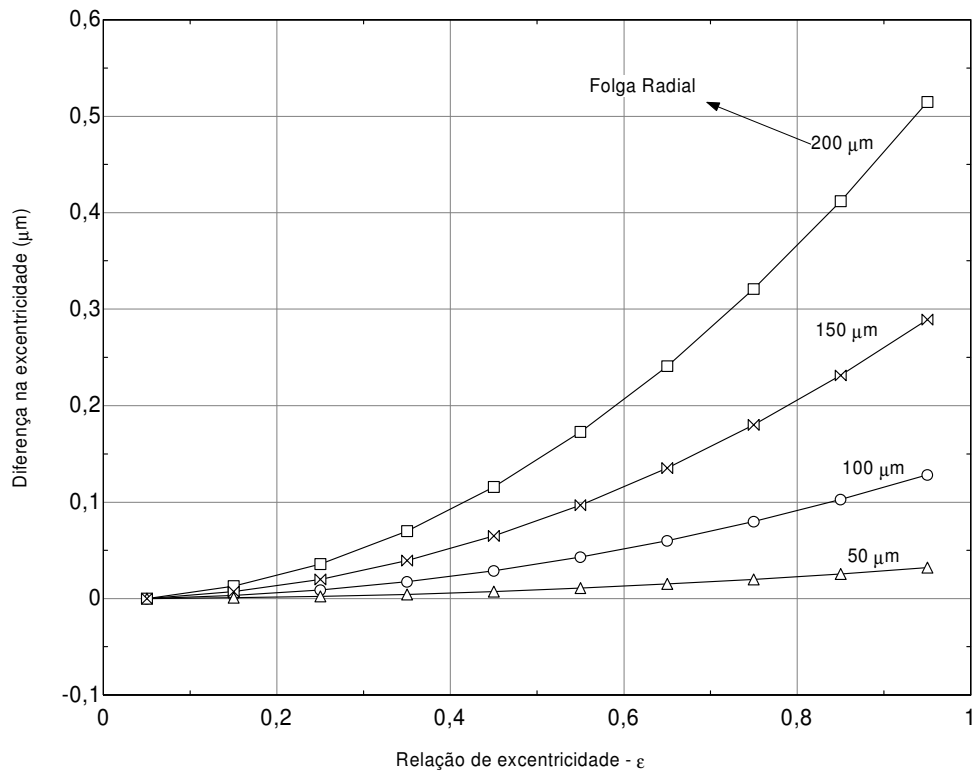


Figura 5-16 – Diferença na avaliação da excentricidade do eixo para as situações onde se ignora e se considera a curvatura do eixo.

Considerou-se nesta análise o mancal deslocado a 45°, ou seja  $e_x = e_y$ , e pode-se observar que a diferença obtida é praticamente insignificante se forem consideradas folgas radiais da ordem de 50 a 100  $\mu\text{m}$ . Para uma relação de excentricidade de  $\varepsilon = 0,8$ , em uma folga radial de 100  $\mu\text{m}$ , teria-se um erro de 0,1  $\mu\text{m}$  na avaliação da excentricidade do mancal, neste caso 80  $\mu\text{m}$ .

Pode-se então avaliar a excentricidade do mancal no plano de instalação dos sensores pela Eq. 5-1 e corrigi-la para o plano das laterais do mancal através de relações geométricas fazendo uso das dimensões  $L_s$  e  $L_m$  definidas na Fig. 5-13,

$$\begin{aligned} e_m(x, y)_{Esquerda} &= \frac{e_s(x, y)_{Esquerda} + e_s(x, y)_{Direita}}{2} + \frac{e_s(x, y)_{Esquerda} - e_s(x, y)_{Direita}}{2L_s} \frac{L_m}{2} \\ e_m(x, y)_{Direita} &= \frac{e_s(x, y)_{Esquerda} + e_s(x, y)_{Direita}}{2} - \frac{e_s(x, y)_{Esquerda} - e_s(x, y)_{Direita}}{2L_s} \frac{L_m}{2} \end{aligned} \quad (5-3)$$

onde,  $e_m(x, y)_{Esquerda}$ ,  $e_m(x, y)_{Direita}$ , são as excentricidades (horizontais, verticais) a esquerda e a direita no mancal e  $e_s(x, y)_{Esquerda}$ ,  $e_s(x, y)_{Direita}$ , são as excentricidades (horizontais, verticais) a esquerda e a direita no sensor. Outras considerações relacionadas aos sensores de deslocamento serão discutidas posteriormente.

## 5.6 Sistema de Posicionamento do Mancal

Como já foi mencionado anteriormente, o mancal é livre para assumir sua posição de equilíbrio frente a um carregamento imposto. Entretanto, caso ocorra alguma assimetria no carregamento, seja ela intencional ou não, desalinhamentos são ocasionados e sabe-se que estes desalinhamentos, quando não propositais, estão associados a momentos muito pequenos.

Para que estes desalinhamentos sejam corrigidos optou-se por instalar o mancal junto a um conjunto de atuadores micrométricos, três lineares e três angulares, fabricados pela *Newport*. Tais atuadores são comumente chamados de “mesas micrométricas”, pois seus deslocamentos são ajustados por micrômetros. Trata-se de equipamentos de alta precisão, tanto dimensional como de posicionamento; entretanto, apresentam baixas capacidades de carga o que impossibilita a manutenção da posição do mancal caso queira-se medir o campo de pressão para uma posição estabelecida sem a utilização de um carregamento principal

adicional. Em outras palavras, os atuadores não apresentam rigidez suficiente para atuarem como um carregamento.

Vale ressaltar que a correção é executada pelas mesas micrométricas somente se o desalinhamento for indesejável. Caso deseje-se avaliar o efeito de um desalinhamento sobre o desempenho do mancal, este será propositalmente gerado no carregamento imposto.

Em carregamento estático, um atuador linear, indicado como item 5 da Fig. 5-17, é utilizado para posicionar o mancal ao longo do eixo. Tem-se na região central do eixo a tomada de pressão e desta forma pode-se levar esta tomada de um lado ao outro do mancal para que a distribuição de pressão no filme de lubrificante seja monitorada da linha central à fronteira lateral do mancal. Além de fornecer informações sobre a pressão em várias seções do mancal, pode-se ter uma idéia do perfil de pressão na fronteira de cavitação uma vez que a posição circunferencial onde a distribuição de pressão do filme de lubrificante retorna à pressão atmosférica varia ao longo do mancal.

Tanto em carregamento estático como em carregamento dinâmico, deseja-se que os sensores de deslocamento possuam a mesma referência espacial, ou seja, os sensores verticais e horizontais permaneçam verticais e horizontais durante o deslocamento do mancal, isto é possível utilizando-se um par de atuadores lineares como trilhos, indicados como itens 6 e 7 na Fig. 5-17.

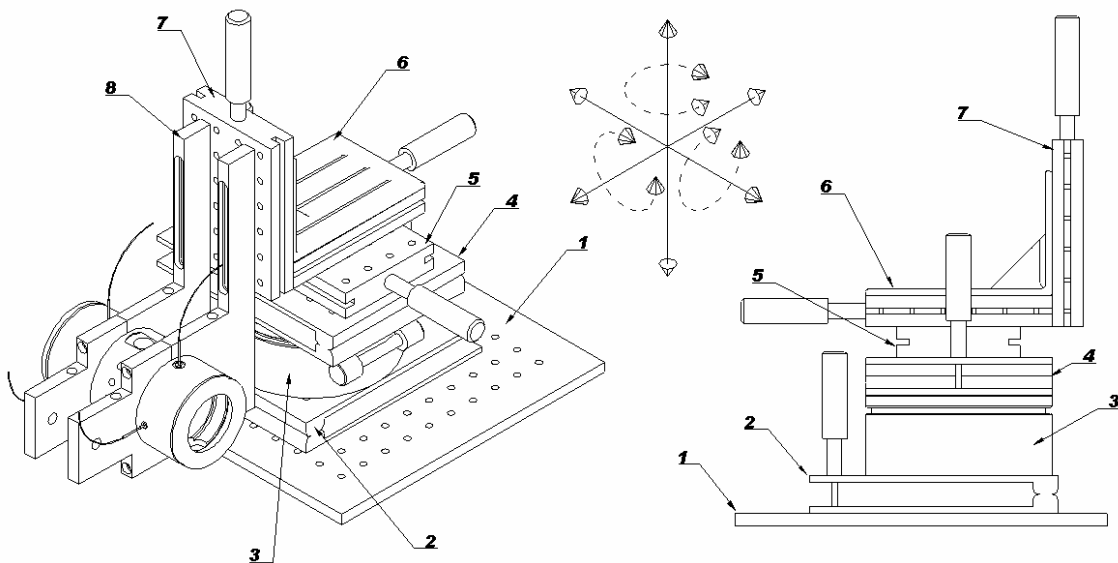


Figura 5-17 – Sistema de posicionamento do mancal.

(1) Placa de montagem, (2-3-4) Atuador angular, (5-6-7) Atuador linear, (8) Suporte de fixação do mancal

Estes atuadores são montados ortogonalmente e possuem total liberdade de movimento de translação. Assim garante-se que os movimentos do mancal sejam sempre decompostos em deslocamentos verticais e horizontais combinados.

O atuador angular (item 2) é utilizado para alinhar os atuadores lineares (item 6 e 7) através da rotação ao longo do eixo, e os atuadores angulares (item 3 e 4) são utilizados para corrigir os desalinhamentos do mancal.

## 5.7 Sistema de Carregamento

O sistema para aplicação de carga no mancal ilustrado na Fig. 5-18 foi elaborado para carregamento estático. Experimentou-se outras variações, tais como alavanca com pistão hidráulico e fuso roscado com mola, mas problemas adicionais foram gerados. O pistão hidráulico não garantiu a sustentação principalmente em baixas cargas e o fuso roscado quando ajustado ocasionava grandes perturbações ao mancal. Optou-se então pelo sistema de braço de alavanca com peso deslizante, conforme apresentado na Fig. 5-18. Com esta configuração pode-se variar continuamente a carga imposta ao mancal de  $\frac{1}{2}$  a 5 vezes o valor da carga correspondente ao peso utilizado, (item 3 da Fig. 5-18).

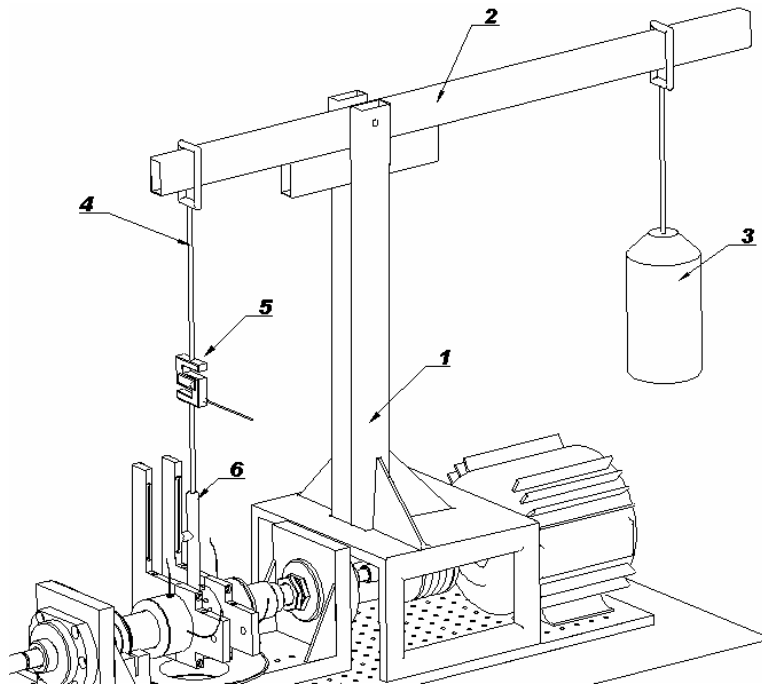


Figura 5-18 – Sistema de carregamento.

(1) Base de sustentação, (2) Alavanca de amplificação, (3) Peso, (4) Suporte de carregamento, (5) Célula de carga, (6) Haste de carga, (7) rolamento de esferas

Tanto o peso como o suporte de carregamento, (item 4) são montados sobre rolamentos de esfera para que a transmissão de carga seja suave. No peso, o rolamento é utilizado para posicionar o mesmo na alavanca de amplificação. No suporte de carregamento o rolamento é utilizado para permitir que o sistema de carga mova-se quando o mancal for deslocado axialmente. Vale ressaltar que se o mancal for deslocado axialmente, deve-se corrigir o posicionamento do peso para que o carregamento seja mantido já que a relação de amplificação de carga fica alterada.

O carregamento imposto ao mancal é medido por uma célula de carga, fabricada pela *Alfa Instruments*, com capacidades de 50, 100 e 200kg.

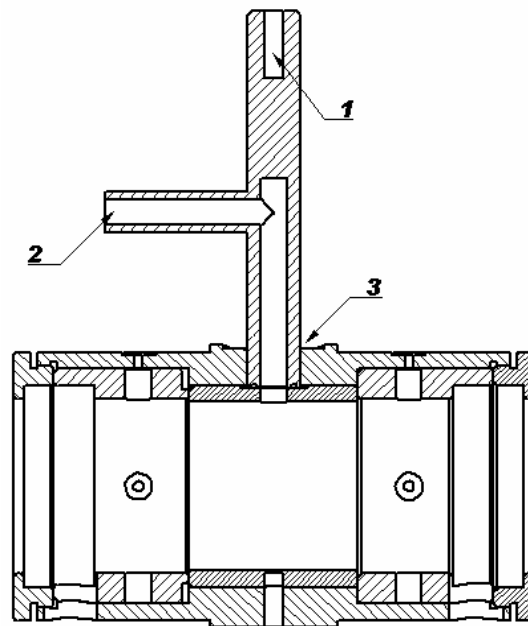


Figura 5-19 – Detalhe da fixação do suporte de carregamento ao mancal.

(1) Acoplamento para carregador, (2) Alimentação de óleo, (3) Acoplamento roscado.

Na Fig. 5-19 observa-se que a haste de carregamento além de transmitir a carga ao mancal atua como canal de alimentação de lubrificante. Consegue-se desta forma posicionar o orifício de alimentação de lubrificante sobre a linha de atuação da carga imposta ao mancal.

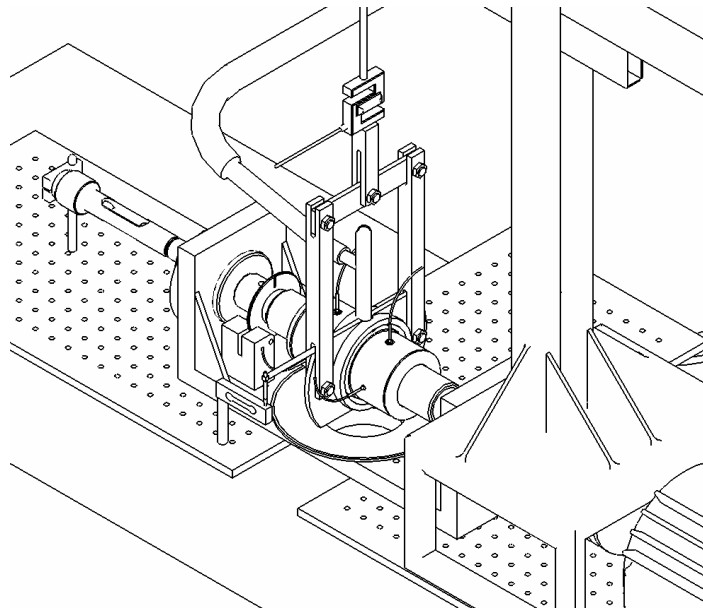


Figura 5-20 – Detalhe da montagem para medição de torque.

Para que o torque viscoso seja avaliado, o sistema de carregamento apresentado na Fig. 5-18 deve ser alterado e um sistema de balança é adotado, conforme apresentado na Fig. 5-20. Desta forma, o mancal pode ser carregado sem que o movimento rotacional provocado pelo torque viscoso seja restringido. O torque viscoso pode então ser medido por uma célula de carga posicionada na extremidade do braço de alavanca, de acordo com o sistema detalhado na Fig. 5-21.

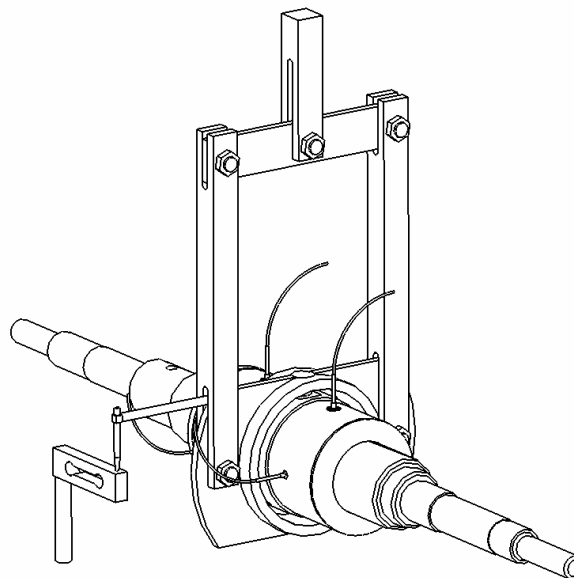


Figura 5-21 – Detalhe do dispositivo para medição do torque viscoso.

Deve-se ressaltar que são utilizados rolamentos nos acoplamentos das hastes do sistema de medição de torque, o que minimiza a influência do sistema de medição de torque sobre o torque viscoso originado na folga radial.

## 5.8 Eixo

Optou-se pela confecção de um eixo que pudesse ser utilizado tanto em carregamento estático como em carregamento dinâmico. Como já foi mencionado anteriormente, em carregamento estático escolheu-se realizar a medição da distribuição de pressão de forma contínua, ou seja, múltiplos pontos circunferenciais. Faz-se necessário então que o sensor de pressão seja alojado no interior do eixo. Por questões de manutenção, optou-se pela instalação axial do sensor de pressão em uma câmara de montagem especialmente confeccionada no eixo, conforme apresentado na Fig. 5-22. O sensor poderia ser montado radialmente, entretanto para que o mesmo pudesse ser facilmente removido, um diâmetro excessivo do eixo seria necessário.

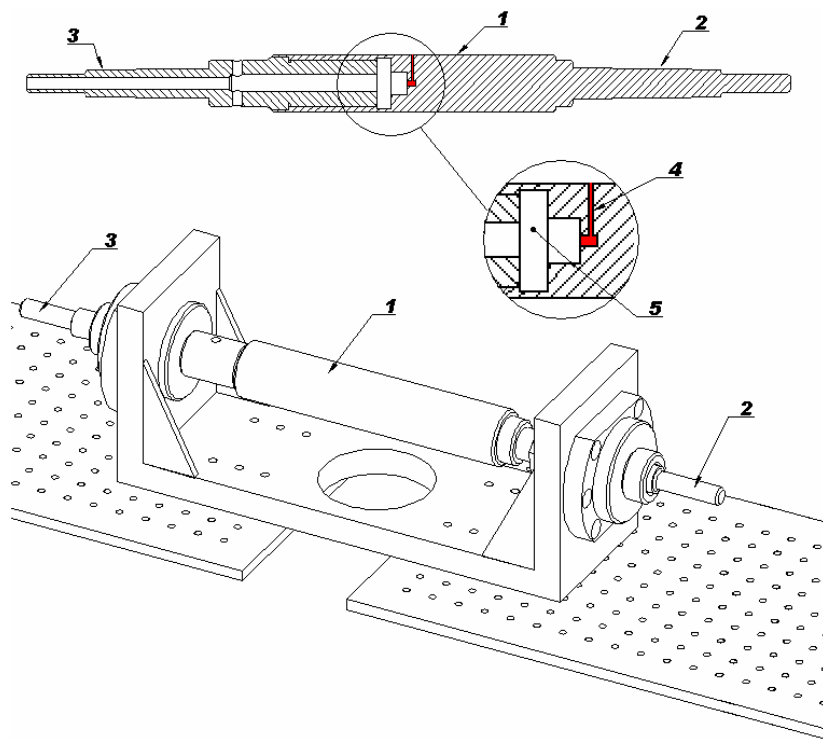


Figura 5-22 – Montagem do eixo na bancada.

(1) Seção de teste, (2) Semi-eixo, (3) Contra-ponta, (4) Tomada de pressão, (5) Câmara de instalação do sensor de pressão



Uma vez que o eixo foi instalado sobre dois mancais de rolamento, fez-se necessário que o mesmo fosse bi-partido para que se pudesse acessar o seu interior. Confeccionou-se uma parte, denominada de semi-eixo, cuja superfície externa atua como seção de teste e onde o sensor de pressão é instalado. A outra, denominada contra-ponta, encaixa-se ao semi-eixo por rosca permitindo assim que a seção de teste não seja submetida à flexão excessiva quando carregada. O semi-eixo serve ainda como duto para a passagem do cabeamento do sensor de pressão até o sistema de transmissão de sinais.

### 5.8.1 Instalação do Sensor de Pressão

Por tratar-se de um componente de extrema importância nos experimentos, optou-se por detalhar nesta subseção a instalação do sensor de pressão. O detalhe da instalação do sensor de pressão é apresentado na Fig. 5-23.

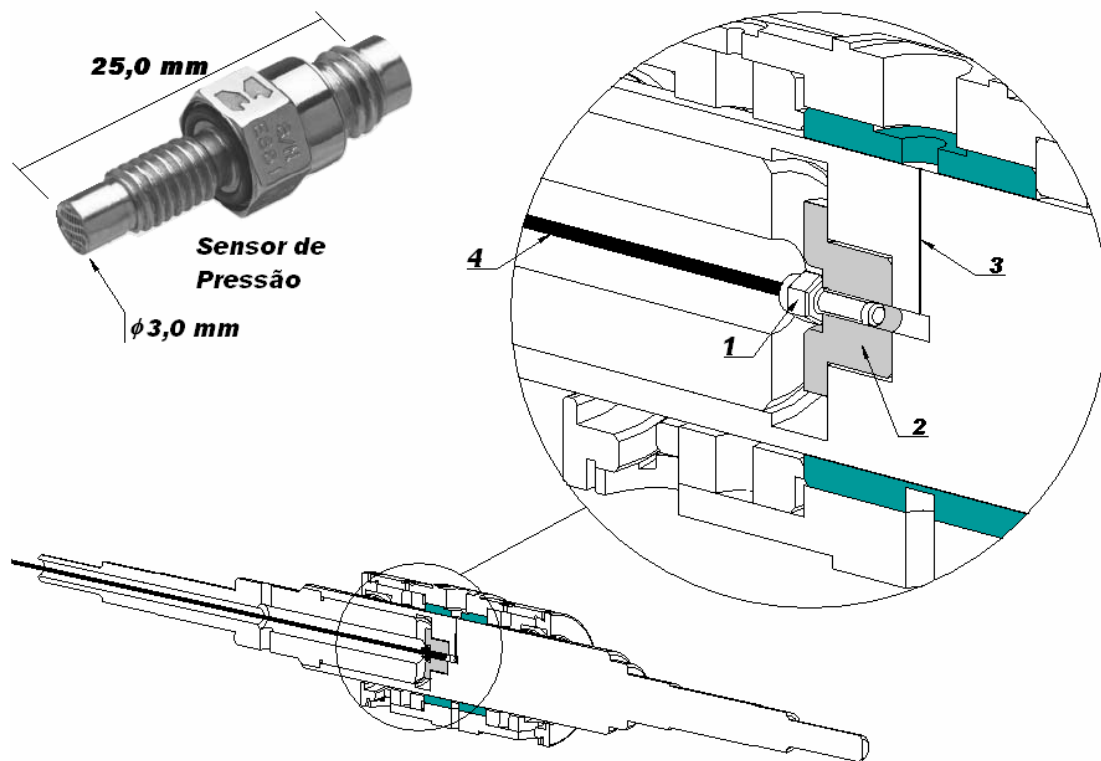


Figura 5-23 – Montagem do sensor de pressão em carregamento estático.

(1) Sensor de pressão, (2) Suporte de montagem, (3) Tomada de pressão, (4) Cabo

Trata-se de um sensor de pressão absoluta piezoresistivo, fabricado pela *Endevco*, com excelentes características dinâmicas. O sensor foi montado em um suporte retificado para garantir sua vedação, feita por *o-ring*. A alimentação do sensor é de 12 Vcc e o mesmo fornece um sinal de 0 a 600 mV para pressões de 0 a 138 bar.

Uma vez que a precisão do sensor esta vinculada ao seu fundo de escala e na maioria dos testes os picos de pressão não devem ultrapassar 15 bar, (relações de excentricidade inferiores a 0,8), realizou-se calibrações para cinco faixas de operação: 0 a 5 bar, 0 a 15 bar, 0 a 25 bar, 0 a 50 bar e 0 a 120 bar. A calibração foi executada com o sensor montado, conforme mostrado na Fig. 5-24, fazendo-se uso de uma máquina de peso morto fornecida pelo *LabMetro* da UFSC.

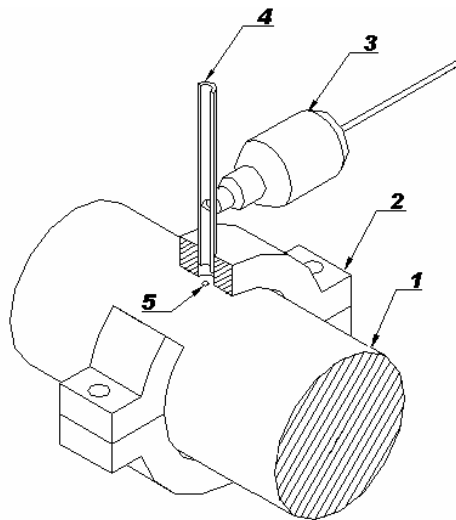


Figura 5-24 – Montagem para calibração do sensor de pressão.

- (1) Eixo, (2) Acessório, (3) Sensor de pressão comparativo, (4) Tomada de pressurização, (5) Tomada de pressão

Como pode ser observado na Fig. 5-24, um adaptador foi confeccionado para que a tomada de pressão do eixo pudesse ser pressurizada. A pressurização foi executada por uma máquina de peso morto, sendo todo o circuito preenchido pelo óleo da máquina, exceto o volume no interior do eixo onde foi utilizado o lubrificante de teste.

Instalou-se ainda outro sensor de pressão absoluta, pré calibrado, para comparação das pressões geradas no interior e no exterior do eixo, não sendo observadas diferenças significativas frente às incertezas obtidas na calibração dos sensores. Para que o comportamento dinâmico pudesse ser avaliado, retirou-se a máquina de peso morto e em seu lugar instalou-se ar comprimido, mantendo ambos os sensores imersos em óleo. Variações bruscas de pressão foram originadas, em baixa frequência, e também não foram observadas

diferenças significativas. Pode-se desta forma certificar-se que as pressões originadas no filme de óleo seriam corretamente medidas através da instalação proposta.

### 5.9 Sistema de Transmissão de Sinal de Pressão

Já que o sensor de pressão deve ser instalado no interior do eixo para realização dos ensaios em carregamento estático, fez-se necessário instalar uma união elétrica rotativa e optou-se por uma junta elétrica rotativa de quatro vias com contatores imersos em mercúrio, fabricado pela *Mercotac*. Esta conexão fluida reduz drasticamente os ruídos elétricos gerados pelo movimento relativo entre contatores, que segundo o fabricante são da ordem de  $\mu\text{V}$  para este tipo de conector. A montagem da junta elétrica é apresentada na Fig. 5-25.

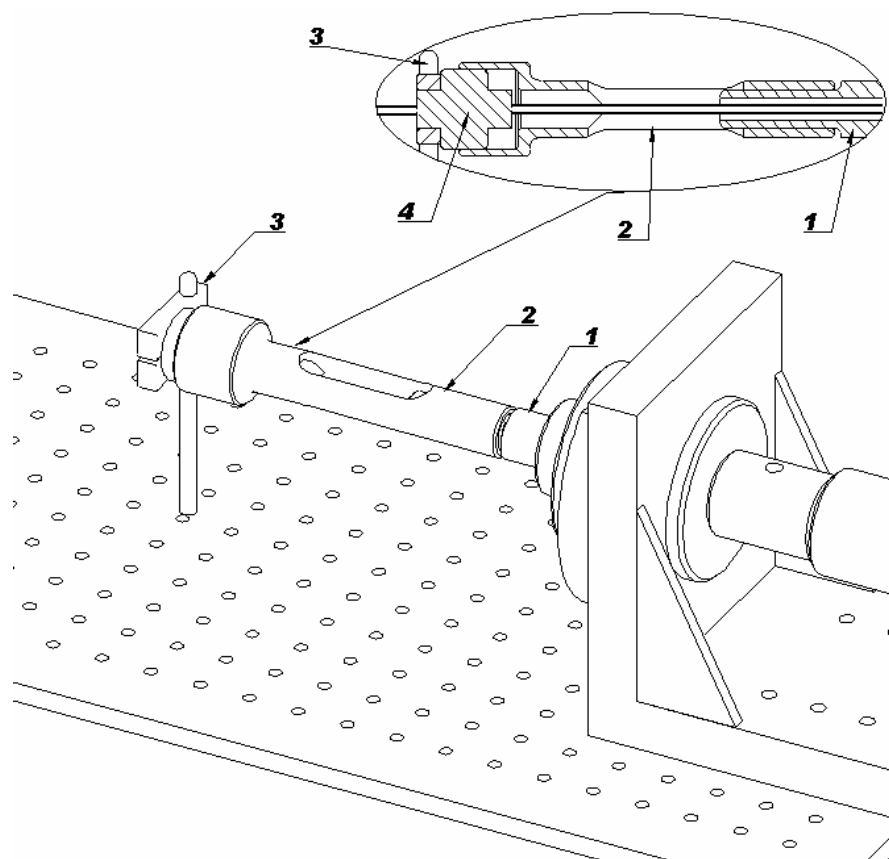


Figura 5-25 – Sistema de transmissão de sinal de pressão.

(1) Eixo, (2) Adaptador, (3) Fixador, (4) Junta elétrica flexível

Conforme indicado na figura, observa-se que o cabo do sensor de pressão, ligado aos conectores localizados no corpo da união rotativa, é preso ao eixo por um adaptador. Os conectores de saída são fixos à bancada permitindo a alimentação do sensor e a transmissão do sinal.

### 5.10 Sistema de Sincronização do Sinal de Pressão

Este sistema foi elaborado para que o sinal de pressão pudesse ser sobreposto nos testes de carregamento estático, conforme ilustrado na Fig. 5-26 .

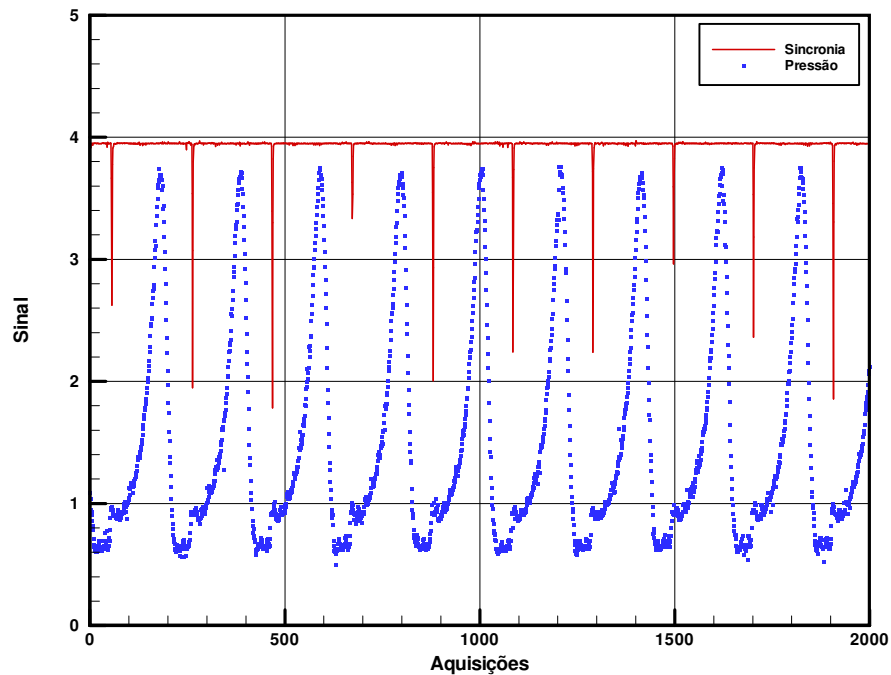


Figura 5-26 – Exemplo de aquisição de sinal de pressão.

Como pode ser observado na Fig. 5-26, o sinal de pressão é periódico, e faz-se necessário gerar um sinal secundário para que o sinal de pressão seja circunferencialmente referenciado. Para tanto, criou-se o dispositivo de sincronização apresentado na Fig. 5-27, composto de um disco acoplado ao eixo e de uma base fixa à bancada.

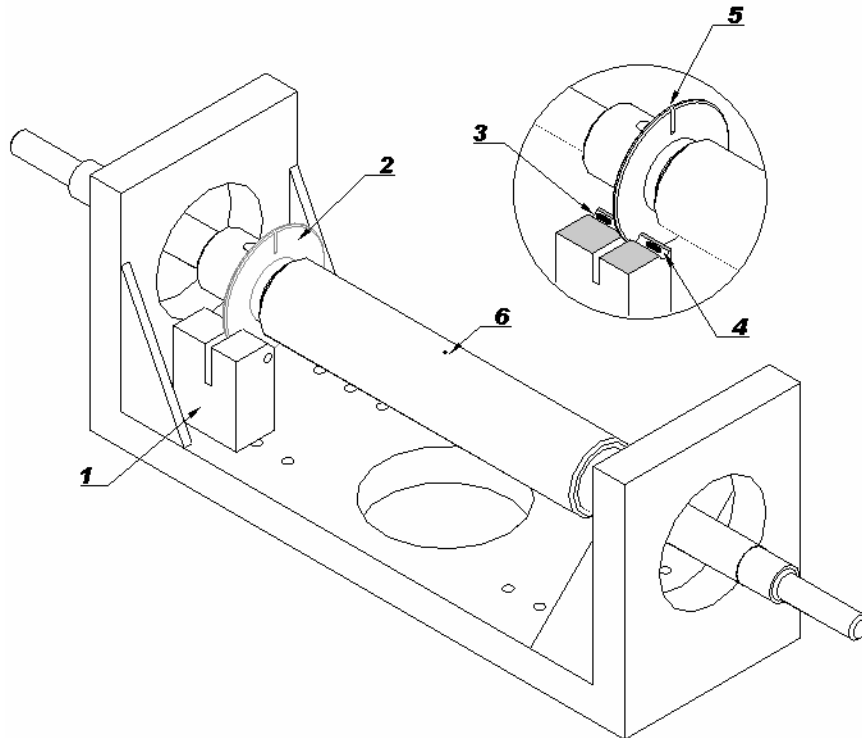


Figura 5-27 – Sistema de sincronização do sinal de pressão.

(1) Base, (2) Disco, (3) Emissor, (4) Receptor, (5) Ranhura

O disco possui uma ranhura radial e instaladas na base estão duas fotocélulas, uma emissora e outra receptora, conforme indicado na Fig. 5-27. O receptor sofre uma brusca queda de tensão quando iluminado, e desta forma, sempre que a ranhura do disco estiver alinhada ao emissor e ao receptor, tem-se a mínima tensão medida ao longo de uma volta.

Pode-se então alinhar a ranhura a qualquer característica do eixo para criar-se uma referência espacial. Neste caso, sempre que a tomada de pressão estiver localizada no centro do furo de alimentação de lubrificante, o alinhamento do disco e das fotocélulas será obtido.

Sabe-se então que os pontos de mínimo, bastante repetitivos em magnitude, ilustrados na Fig. 5-26, marcam o intervalo de  $360^\circ$  correspondente a uma leitura da distribuição de pressão. Pode-se então, separar as leituras e sobrepô-las, conforme realizado na Fig. 5-28.

O sinal do sincronizador também é utilizado para avaliar a velocidade de rotação do eixo, pois cada ponto adquirido possui uma referência temporal definida pela taxa de aquisição do sistema de aquisição e tratamento de sinais.

Mesmo controlando a velocidade a partir do inversor de frequência, sabe-se que o inversor é influenciado pelo torque imposto ao motor elétrico. Como o torque dos mancais de rolamento pode ser alterado entre diferentes montagens pelo aperto dos encostos axiais destes

mancais, responsáveis pela redução da folga radial das pistas de rolamento, preferiu-se avaliar a velocidade de rotação a partir de um dispositivo que fosse independente das montagens. Vale ressaltar, no entanto, que o aperto imposto aos mancais de rolamento é controlado por torquímetro e as variações experimentadas durante as montagens foram pequenas.

A distribuição de pressão sobreposta da Fig. 5-28, permite avaliar a máxima pressão atingida no filme de lubrificante já que as posições circunferenciais indicadas estão referenciadas ao furo de alimentação de lubrificante. Para que o ângulo de cavitação possa ser avaliado, deve-se referenciar o sinal de pressão à linha formada pelos centros do mancal e do eixo; isto é possível uma vez que a posição do mancal está sendo monitorada. No procedimento experimental esta avaliação do ângulo de cavitação será devidamente explorada.

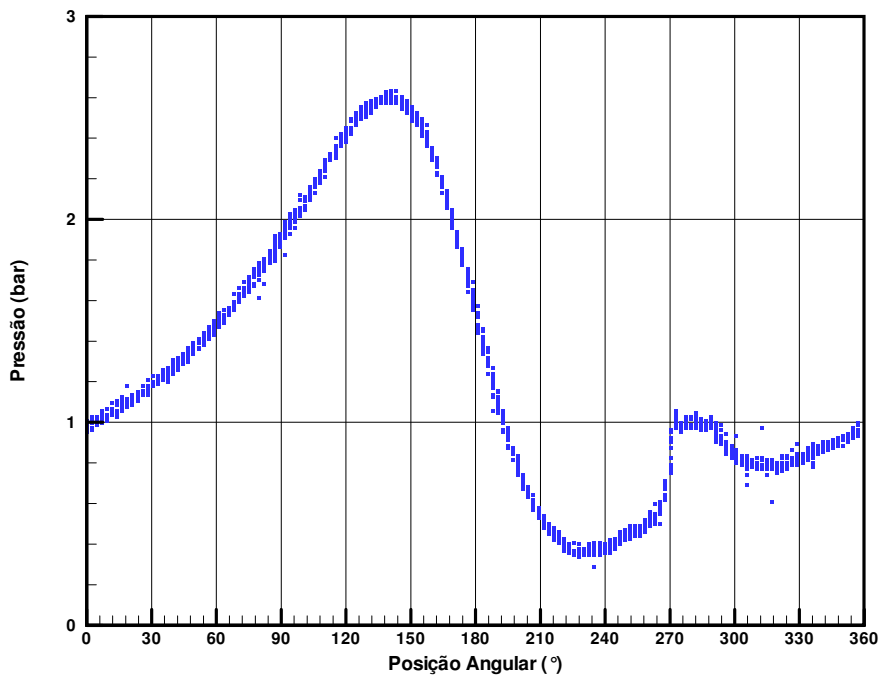


Figura 5-28 – Sobreposição dos sinais de pressão da Fig. 5-26.

### 5.11 Sistema de Aquisição e Processamento de Sinais

Este sistema é responsável pelo monitoramento de todos os sensores instalados na bancada: sensor de pressão, sensores de deslocamento, termopares, célula de carga, sincronizador, e sonda de nível capacitiva. Além de coletar os sinais provenientes destes

sensores, o sistema realiza o processamento dos sinais transformando os mesmos em suas respectivas grandezas físicas. Destas grandezas, a que deve ser destacada é a temperatura, pois sua conversão não depende exclusivamente de uma curva de calibração implementada no programa de controle da bancada que gerencia o sistema de aquisição. O termopar por ser um sensor diferencial, necessita de uma referência conhecida (referência de temperatura) para que a temperatura medida possa ser avaliada. No caso deste sistema de aquisição, fabricado pela *National Instruments*, esta referência normalmente chamada de “junta fria” é fornecida por um dispositivo eletrônico, um termistor, instalado na placa de aquisição de sinais.

O sistema de aquisição e processamento de sinais é composto basicamente pelos seguintes componentes:

- Microcomputador
  - Placa de aquisição PCI-MIO16-E1, 8 canais, 12 Bits (*National Instruments*)
- Sistema Multiplexador (*National Instruments*)
  - Chassi SCXI 1000
  - Placa SCXI 1102B, 32 canais para termopares (filtro de 2 Hz)
  - Placa SCXI 1102C, 32 canais para tensão e corrente (filtro de 10 kHz)
  - Terminal SCXI 1180, acesso direto aos canais da placa PCI (sem filtro)
  - Terminal SCXI 1160, 8 canais de relê
- Módulo de controle MultiNCDT 500, 4 canais (*Micro Epsilon*)

## Capítulo 6

---

---

### PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

---

---

Como foi apresentado anteriormente, a bancada de teste de mancais radiais hidrodinâmicos é composta por uma série de componentes independentes que são utilizados para caracterizar geometricamente o mancal radial e para definir os parâmetros de operação.

Todos os instrumentos de medição e de controle são ajustados e são monitorados seguindo um procedimento de teste que será melhor detalhado a seguir. Basicamente, o procedimento experimental é composto pelas seguintes etapas:

- Montagem dos componentes
  - Controle de torque de montagem
  - Instalação do sensor de pressão
  - Instalação e zeragem dos sensores de deslocamento
  - Instalação dos sensores de temperatura
  - Instalação do sistema de carregamento
  - Ajuste do sistema de sincronização
- Ajuste da velocidade do eixo
- Controle de alimentação de lubrificante
- Ajuste do carregamento
- Correção do posicionamento do mancal
- Aquisição e tratamento de dado
- Comparativo com resultados teóricos



A etapa de montagem dos componentes é realizada sempre que modificações geométricas do mancal radial são executadas, normalmente pela substituição das pistas de teste do mancal, promovendo alterações da folga radial e/ou alteração da relação L/D do mancal. Dos ajustes realizados nesta etapa, o procedimento de instalação e zeragem dos sensores de deslocamento será melhor detalhado a seguir.

## 6.1 Instalação e Zeragem dos Sensores de Deslocamento

Como já foi apresentado anteriormente, os sensores de deslocamento são calibrados considerando-se uma distância mínima de montagem ( $D_h$ ), que é de cerca de 50  $\mu\text{m}$  (ver Fig. 5-12). Esta distância representa o início da escala de medição e define uma posição relativa para as medições. Desta forma, sempre que o sensor indicar um deslocamento nulo, o mesmo estará distanciado,  $D_h$ , do eixo. Deve-se também observar que os sensores deverão ser posicionados a uma distância segura do eixo para que eventuais choques não aconteçam, conforme explorado na Fig. 5-14.

Para que a posição do mancal seja determinada é necessário que o afastamento dos sensores de deslocamento da superfície interna do mancal seja conhecido, desta forma a posição do mancal é obtida subtraindo-se este afastamento da indicação fornecida pelo sensor. A determinação dos afastamentos de montagem dos sensores é aqui denominada de “zeragem dos sensores”. Dois procedimentos para a zeragem dos sensores foram avaliados, a zeragem estática e a zeragem dinâmica.

A zeragem estática é obtida posicionando-se o mancal paralelamente ao eixo até que o contato metálico seja obtido na linha de instalação dos sensores, conforme indicado na Fig. 6-1. Os sensores de deslocamento instalados em um mesmo plano de medição, vertical ou horizontal, são posicionados e o afastamento indicado é anotado. Repete-se o procedimento para o outro plano de medição rotacionando-se o mancal 90° ao longo da direção do eixo e promovendo-se novamente o contato na linha de instalação dos sensores.

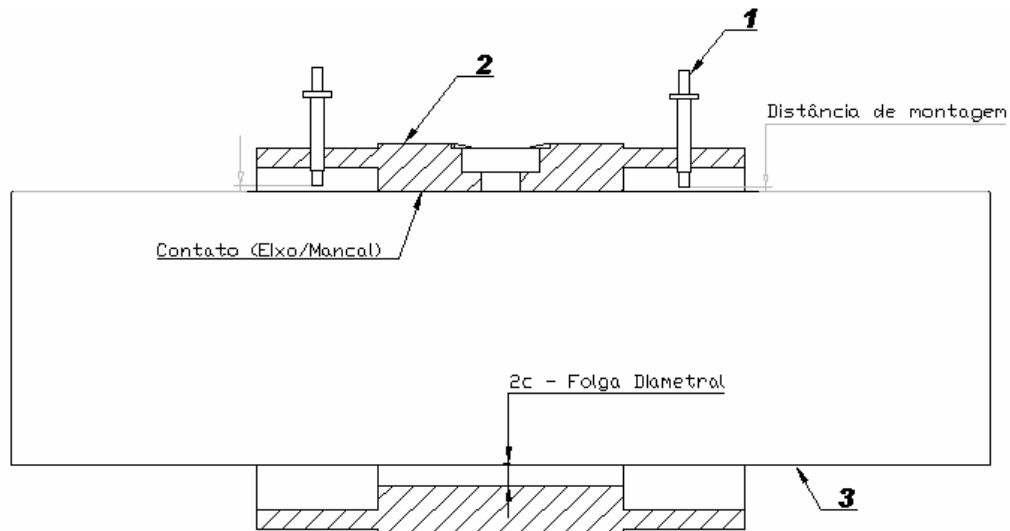


Figura 6-1 – Ilustração do posicionamento do eixo na zeragem estática dos sensores de deslocamento.

(1) Sensor de deslocamento, (2) Mancal, (3) Eixo

Como pode ser observado na Fig. 6-1, o mancal é paralelamente levado até o contato com o eixo, situação que caracterizaria uma relação de excentricidade unitária. Opostamente aos sensores de deslocamento, tem-se o máximo deslocamento do mancal em relação ao eixo, correspondente a folga diametral. Tem-se assim o afastamento de montagem dos sensores em ambos os planos de medição, vertical e horizontal.

Este procedimento de zeragem avalia os afastamentos do sensor a partir de uma informação pontual do eixo, e as tolerâncias de acabamento do eixo (cilindricidade, conicidade, circularidade, etc), podem alterar os valores medidos quando o eixo é rotacionado.

Para que a influência das tolerâncias dimensionais fosse incorporada à zeragem, optou-se por um procedimento dinâmico para a avaliação destes afastamentos. Basicamente, instala-se os sensores de deslocamento realizando-se o procedimento de zeragem estática para que os afastamentos de montagem sejam identificados e a segurança contra choques obtida. Move-se então circularmente o mancal com desalinhamento máximo em relação ao eixo de forma que o contato metálico se estabeleça em suas laterais, conforme ilustrado na Fig. 6-2.

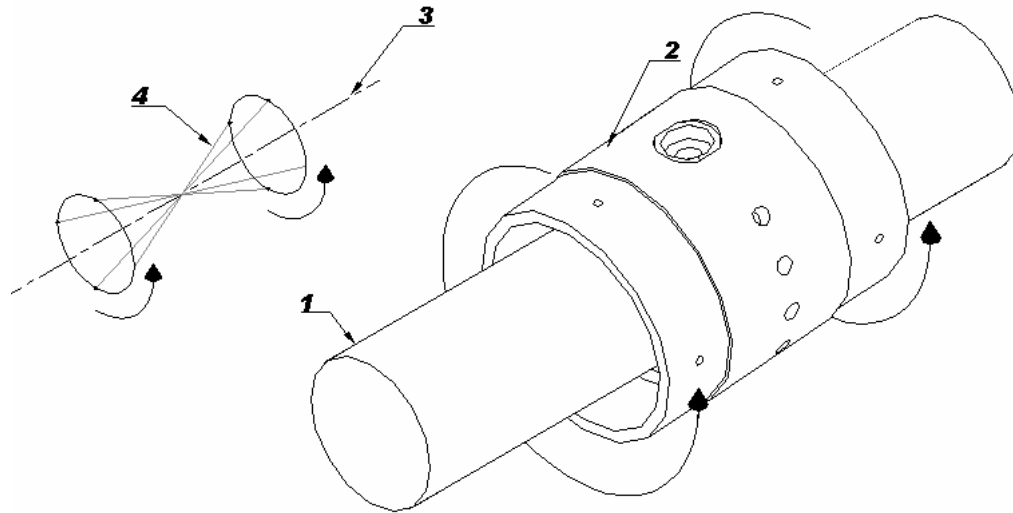


Figura 6-2 – Movimentação do mancal durante a zeragem dinâmica dos sensores de deslocamento.

(1) Eixo, (2) Mancal, (3) Linha de centro do eixo, (4) Linha de centro do mancal

O movimento circular do mancal em torno do eixo é monitorado pelo sistema de aquisição sendo os deslocamentos medidos e armazenados, originando os resultados apresentados na Fig. 6-3.

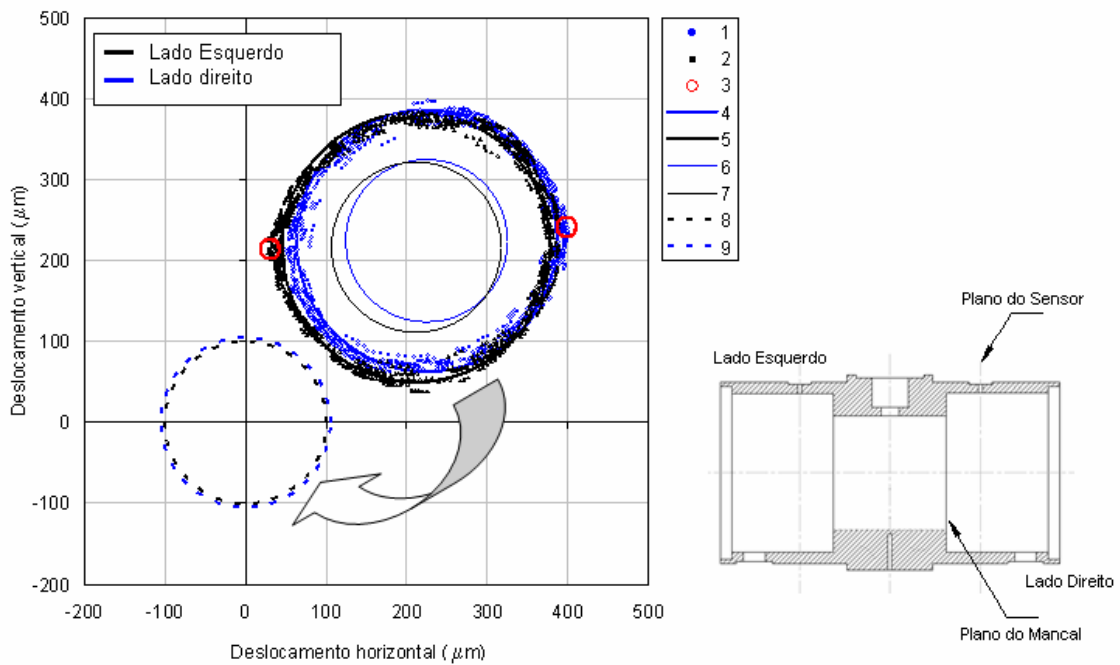


Figura 6-3 – Resultado da zeragem dinâmica dos sensores de deslocamento.

(1) Leituras dos sensores à esquerda, (2) Leituras dos sensores à direita, (3) Leituras em ambos os lados do mancal no mesmo instante de tempo, (4) Média dos registros à esquerda no plano do sensor, (5) Média dos registros à direita no plano do sensor, (6) Média dos registros à esquerda no plano do mancal, (7) Média dos registros à direita no plano do mancal, (8) Limites de zeragem à direita no plano do mancal, (9) Limites de zeragem à esquerda no plano do mancal

Na Fig. 6-3, as curvas 1 e 2 representam as leituras realizadas pelos sensores de deslocamento,  $(hx, hy)$ . São deslocamentos absolutos e não representam a posição do mancal uma vez que somados a eles estão os afastamentos de montagem. As curvas 4 e 5 são obtidas pelo ajuste de uma circunferência aos pontos medidos e são utilizadas para verificar a circularidade obtida pelos sensores. Estas curvas, obtidas no plano dos sensores, devem ser corrigidas para o plano do mancal originando as curvas 6 e 7 que representam os deslocamentos absolutos entre o mancal e o eixo nos planos laterais do mancal.

As coordenadas do centro e o raio de cada uma das circunferências obtidas fornecem informações para o cálculo do afastamento de montagem de cada um dos sensores de deslocamento, conforme equações a seguir.

$$\begin{aligned} \text{Afastamento}_{(x)} &= x_{\text{centro}} - R_{\text{circunferência}} \\ \text{Afastamento}_{(y)} &= y_{\text{centro}} - R_{\text{circunferência}} \end{aligned} \quad (6-1)$$

As curvas 8 e 9 são obtidas pela translação das curvas 6 e 7 para a origem do sistema de coordenadas e informam os deslocamentos máximos que poderão ser experimentados pelo mancal. Estas curvas representam ainda as folgas radiais médias a esquerda e a direita do mancal e são obtidas a partir das leituras de deslocamento, subtraídos os afastamentos, quando o mancal desloca-se com o máximo desalinhamento possível. Esta metodologia apresentou excelentes resultados para a previsão da folga radial frente aos ensaios de metrologia realizados sobre as peças, no caso as pistas de teste.

Na verdade pode-se entender a zeragem dinâmica como a média de sucessivas zeragens estáticas realizadas para diferentes posições circunferenciais do eixo. Uma vez realizada a zeragem do mancal iniciam-se as demais etapas do procedimento experimental.

Outro procedimento que deve ser detalhado é o de ajuste do sistema de sincronização do sinal de pressão. Como foi apresentado anteriormente, deseja-se que o sincronizador ofereça um sinal de tensão sempre que a tomada de pressão do eixo esteja concentricamente posicionada sob o orifício de alimentação de lubrificante. Para tanto, fixa-se a base do sistema de sincronização com as fotocélulas à estrutura da bancada e acopla-se o disco ranhurado ao eixo, porém sem fixá-lo. Posiciona-se a tomada de pressão do eixo no centro do furo de alimentação de óleo e fixa-se esta posição através de um adaptador especialmente construído, conforme ilustrado na Fig. 6-4.

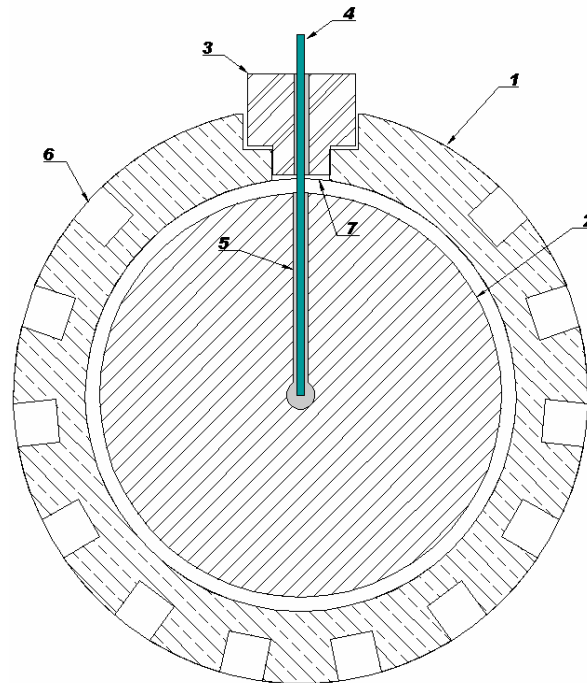


Figura 6-4 – Vista em corte do alinhamento da tomada de pressão do eixo.

(1) Mancal, (2) Eixo, (3) Adaptador, (4) Agulha de fixação, (5) Orifício para tomada de pressão, (6) Orifício para termopares, (7) Orifício de alimentação de lubrificante

Como pode ser observado, o adaptador encaixa-se perfeitamente ao furo de alimentação de lubrificante. Este dispositivo conta ainda com um furo axial com o mesmo diâmetro da tomada de pressão do eixo, cerca de 0,5 mm, por onde é inserida a agulha de fixação, também com 0,5 mm de diâmetro. Desta forma consegue-se alinhar a tomada de pressão do eixo ao centro do orifício de alimentação de lubrificante.

Uma vez alinhados os orifícios, rotaciona-se o disco ranhurado até que a indicação de tensão seja mínima, situação na qual a ranhura e as duas fotocélulas encontram-se também alinhadas, e fixa-se o disco ao eixo.

Retira-se então a agulha de fixação e movimentam-se aleatoriamente o eixo, tornando a fixá-lo e verificando o sinal de tensão fornecido. Repete-se sucessivamente este procedimento para que uma média da indicação de tensão seja obtida para a sincronização do sinal de pressão. Vale ressaltar que esta etapa do procedimento experimental somente é realizada em carregamento estático.

As demais etapas do procedimento experimental são realizadas para caracterizar os parâmetros de operação do mancal e não merecem maiores esclarecimentos. Na seção seguinte será detalhado no entanto, cuidados especiais que tiveram que ser tomados para a correta medição dos perfis circunferenciais de pressão no filme de lubrificante.

## 6.2 Medição da Pressão no Filme de Óleo

Como já foi mencionado anteriormente, o presente trabalho tem por objetivo avaliar o desempenho de mancais radiais submetidos a carregamentos estáticos e dinâmicos. A bancada de testes foi inicialmente configurada para a realização de experimentos em carregamento estático uma vez que resultados numéricos são facilmente encontrados na literatura. Das medições realizadas em carregamento estático, a distribuição de pressão no filme de lubrificante é sem dúvida o resultado mais importante, pois evidencia a capacidade do modelo teórico, ou mesmo da equação de Reynolds, em prever os efeitos locais da lubrificação hidrodinâmica. Uma das grandes motivações deste trabalho, é não só avaliar a capacidade do modelo em prever os parâmetros globais de operação do mancal, mas avaliar como o modelo numérico prevê o campo de pressões do filme de lubrificante.

No que se segue os resultados experimentais serão confrontados com resultados numéricos obtidos através da metodologia apresentada no capítulo 3. Distribuições de pressão inicialmente obtidas no plano meridional do mancal para duas relações de excentricidade,  $\epsilon=0,77$  e  $0,64$ , são apresentadas nas Fig. 6-5 e 6-6, respectivamente.

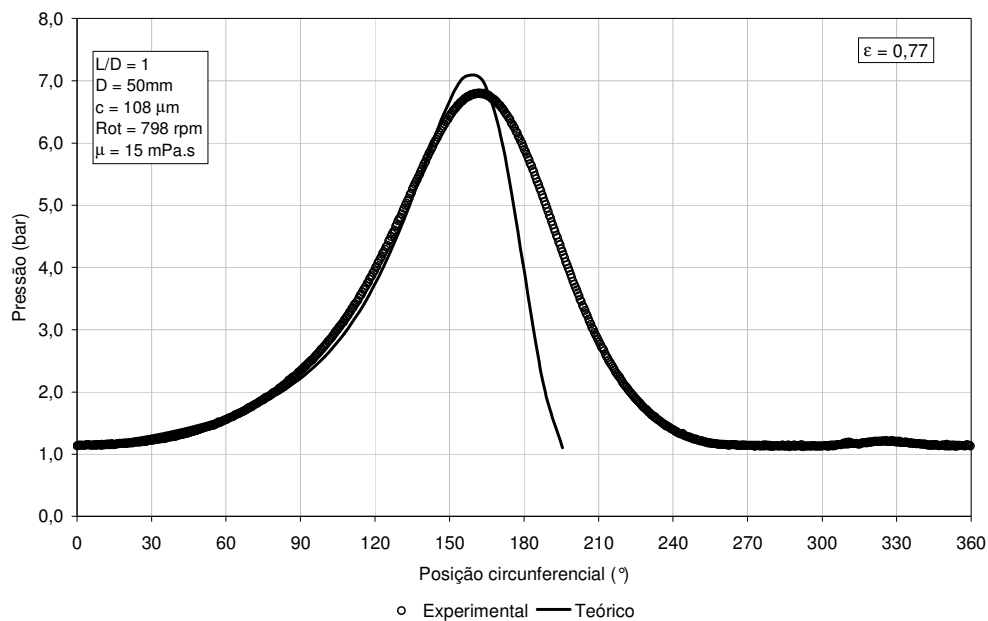


Figura 6-5 – Distribuição de pressão em carregamento estático para  $\epsilon = 0,77$ .

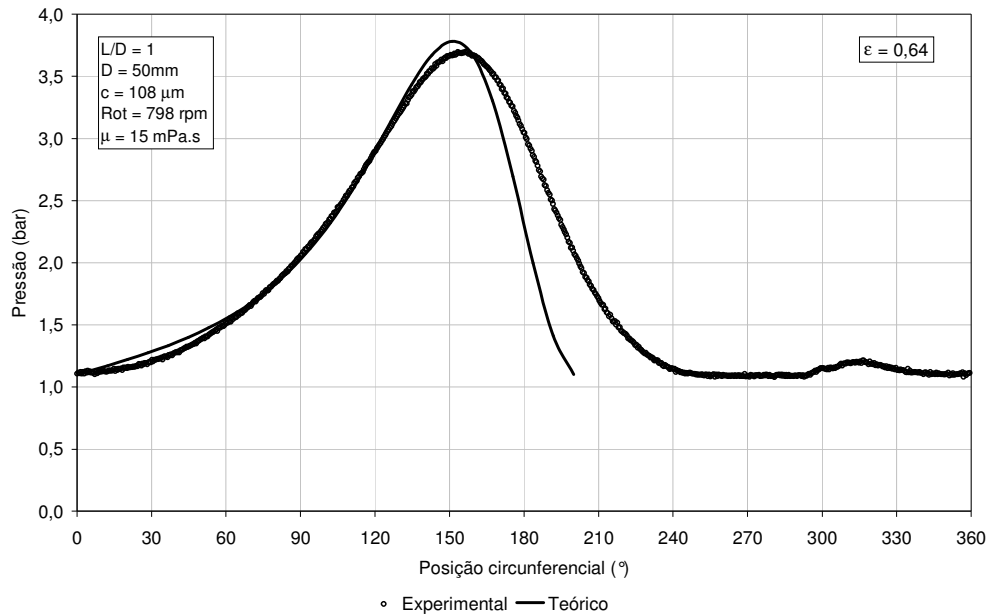


Figura 6-6 – Distribuição de pressão em carregamento estático para  $\epsilon = 0,64$ .

Como pode ser observado nas Fig. 6-5 e 6-6, as distribuições de pressão no filme de lubrificante apresentam uma boa concordância quanto à posição e amplitude dos picos de pressão. Verifica-se ainda que na região onde os gradientes de pressão são positivos, de 0 a aproximadamente  $150^\circ$ , as pressões experimentadas são muito próximas das pressões teóricas.

Já na região onde os gradientes de pressão são negativos, observa-se uma grande diferença entre os resultados experimentais e numéricos. Em um primeiro momento, chegou-se a imaginar que folgas radiais da ordem de  $100 \mu\text{m}$  fossem suficientemente grandes para que o modelo teórico de lubrificação hidrodinâmica apresentado não pudesse ser empregado, ou até mesmo que o modelo numérico apresentado, originalmente deduzido para um meio contínuo, não representasse com fidelidade a região de cavitação, caracterizada pela mistura de estrias de lubrificante e ar.

Buscou-se sem sucesso na literatura explicações para este desvio. Entretanto observou-se que alguns resultados experimentais apresentavam distribuições de pressão semelhantes, como é o caso dos resultados de Mokhtar et al. (1984) reproduzidos na Fig. 2-7.

Como foi apresentado no capítulo 2, Syverud (2001) descreve variações de pressão no filme de lubrificante decorrentes da evaporação e/ou desprendimento de gases do lubrificante e seu trabalho despertou a desconfiança de que os desvios medidos neste trabalho pudessem ser ocasionados pelos mesmos efeitos. Inicialmente optou-se por evacuar todo o volume de lubrificante em circulação para que o ar e a umidade fossem retirados do lubrificante, mas os

desvios entre os resultados numéricos e experimentais observados nas Fig. 6-5 e 6-6 permaneceram sendo verificados. Suspeitou-se então que este desprendimento ou acúmulo de gases pudessem estar ocorrendo no lubrificante que preenche a câmara de instalação do sensor de pressão, conforme explorado na Fig. 6-7 .

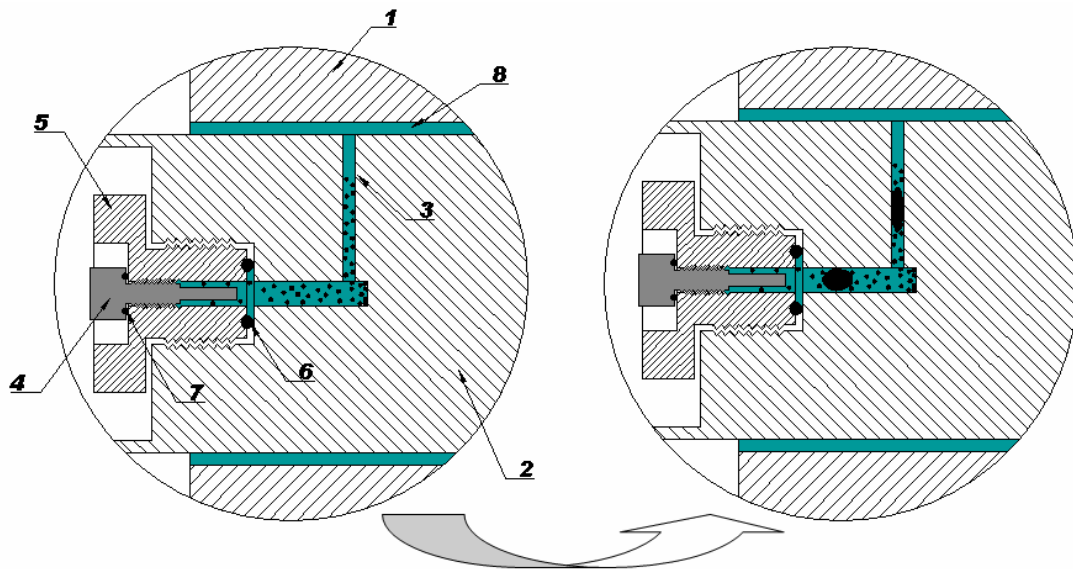


Figura 6-7 – Desprendimento de gases na câmara do sensor de pressão.

(1) Mancal, (2) Eixo, (3) Tomada de pressão, (4) Sensor de pressão, (5) Adaptador de montagem do sensor de pressão, (6) O-ring de vedação do adaptador, (7) O-ring de vedação do sensor de pressão, (8) Filme de lubrificante

Como pode ser observado na Fig. 6-7, o sensor de pressão é montado em um adaptador que é fixado ao eixo (ver seção 5.8.1, Fig.5-23). O uso deste adaptador se justifica uma vez que a vedação do sensor de pressão é obtida por um pequeno O-ring, (item 7), localizado no corpo do sensor e que deve ser montado sobre uma superfície com bom acabamento superficial, neste caso retificada, o que seria impraticável no interior do eixo. A vedação do adaptador também é obtida pela utilização de um O-ring, porém de maiores dimensões, (item 6).

Sempre que o conjunto é montado no interior do eixo, pequenas bolhas de ar podem ser aprisionadas e poderiam estar interagindo com a umidade absorvida pelo lubrificante influenciando assim os resultados medidos. Adicionalmente, considerando que o lubrificante utilizado no preenchimento da câmara do sensor de pressão, o mesmo em circulação, possua uma pequena quantidade de umidade absorvida, em equilíbrio na pressão atmosférica, suspeitou-se que as pressões sub-atmosféricas originadas na região de cavitação pudessem propiciar a nucleação de pequenas bolhas de vapor d'água que durante os primeiros instantes do teste colapsariam em bolhas maiores interferindo nos resultados obtidos.



Tais suspeitas foram posteriormente confirmadas promovendo-se a evacuação do lubrificante no interior da câmara de montagem do sensor de pressão. Para tanto utilizou-se um pequeno reservatório com lubrificante interligado a uma bomba de vácuo e a uma sonda posicionada no furo de tomada de pressão, conforme ilustrado na Fig. 6-8.

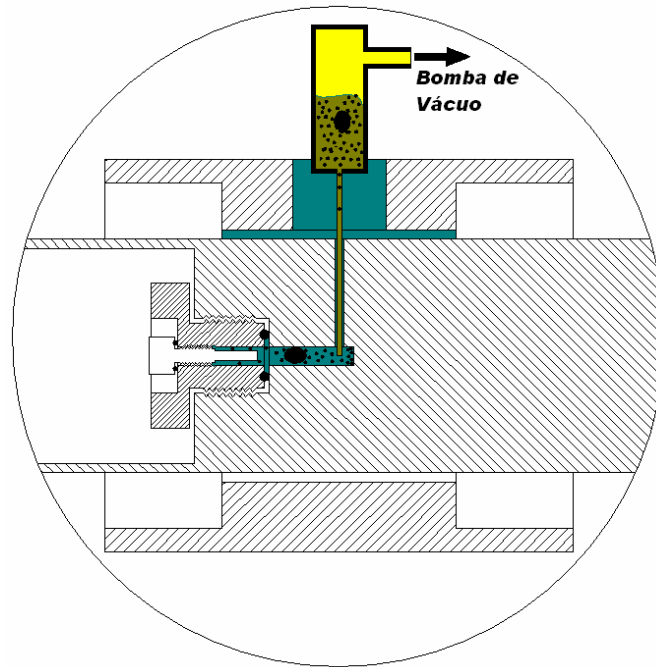


Figura 6-8 – Evacuação do lubrificante na câmara do sensor de pressão.

Na medida em que o vácuo era efetuado, bolhas migravam do interior da câmara de instalação do sensor de pressão para o reservatório de lubrificante interligado à bomba de vácuo, e desta forma, as bolhas eram substituídas por lubrificante. O efeito deste procedimento sobre a distribuição de pressão medida pode ser observado nas Fig. 6-9 a 6-11 que apresentam as distribuições de pressão experimentais para lubrificante que experimentaram, uma primeira, segunda e terceira evacuação, respectivamente.

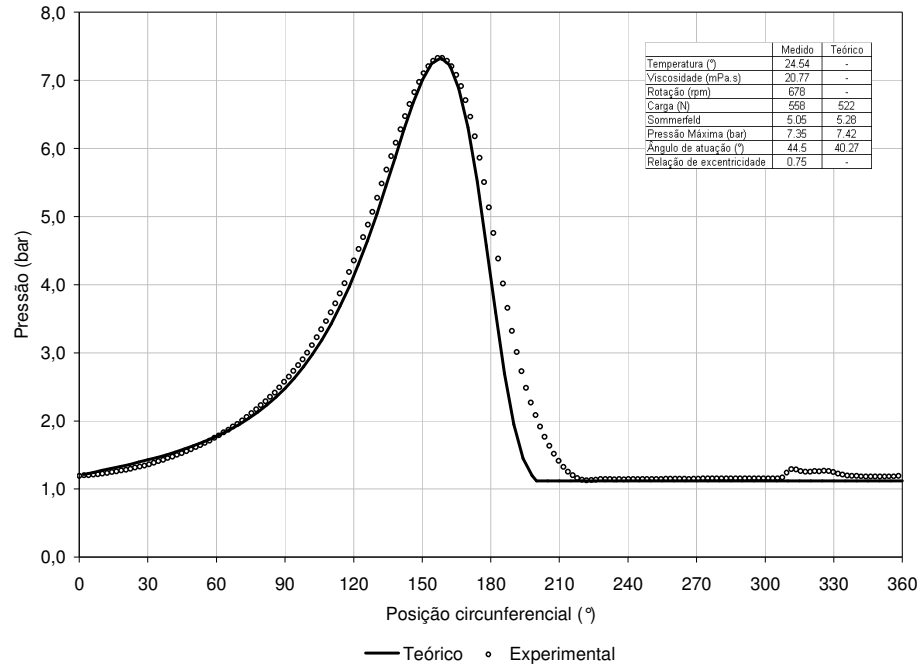


Figura 6-9 – Distribuição de pressão em carregamento estático, 1ª evacuação.

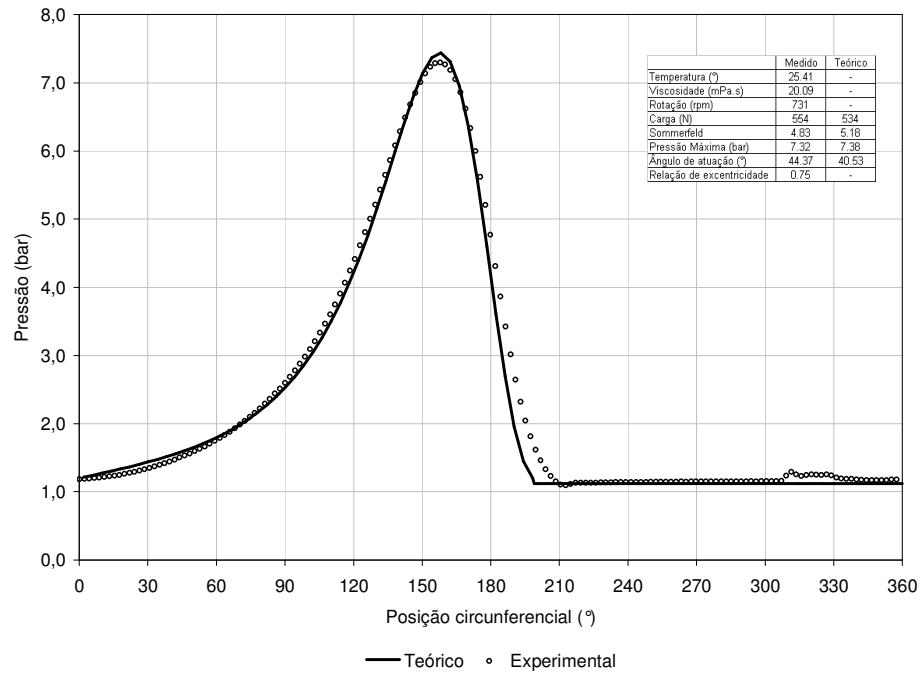


Figura 6-10 – Distribuição de pressão em carregamento estático, 2ª evacuação.

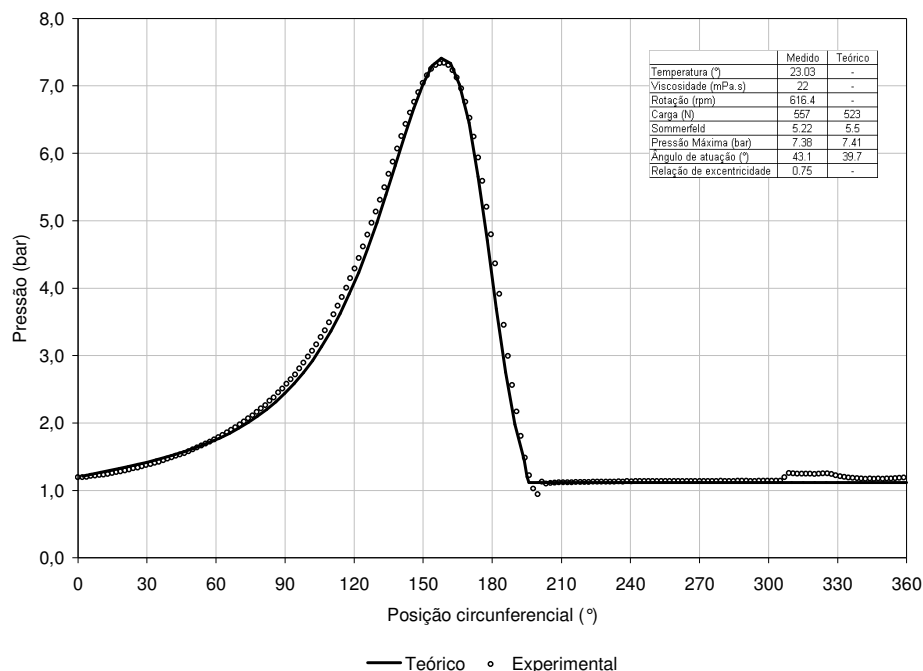


Figura 6-11 – Distribuição de pressão em carregamento estático, 3ª evacuação.

Das Fig. 6-9 a 6-11, pode-se observar que os gases contidos no lubrificante da câmara de montagem do sensor de pressão são responsáveis pela alteração da distribuição de pressão medida. Foram realizadas três evacuações sucessivas em intervalos de 5 minutos cada e ao final da terceira evacuação, quando já não eram mais visualizadas bolhas, obteve-se a distribuição de pressão apresentada na Fig. 6-11. Pode-se observar uma excelente concordância entre os resultados numéricos e experimentais, inclusive com a captura de pressões sub-atmosféricas na fronteira de cavitação. Vale ressaltar que a mesma concordância foi observada para outras condições de operação, inclusive para outras relações de excentricidade.

Para que a evacuações da câmara não fossem necessárias e para que as montagens pudessem ser utilizadas por maiores períodos sem a degradação do sinal de pressão, tentou-se encontrar um fluido que não fosse higroscópico e que também não absorvesse gases da atmosfera; entretanto, tal fluido não foi encontrado. Dos fluidos que foram testados, diferentes óleos minerais, óleos vegetais, glicerina, vaselina, etc, o óleo de silicone apresentou os melhores resultados. Este óleo, normalmente utilizado como lubrificante de bombas de vácuo, possui boa repelência a umidade e permitiu que as montagens pudessem ser utilizadas por períodos de semanas o que facilitou a realização dos testes bem como a repetibilidade dos resultados. Deve-se ressaltar que alguns cuidados ainda tiveram que ser tomados, tais como a

evacuação do óleo antes da montagem do sensor e a correta instalação do O-ring que veda o suporte de fixação do sensor de pressão ao eixo.

Terminada esta etapa, onde os problemas associados às leituras do perfil de pressão nos mancais foram identificados, o eixo e o mancal foram refeitos para que as alterações superficiais ocasionadas por eventuais contatos metálicos pudessem ser corrigidas. O eixo teve o seu diâmetro reduzido para 48mm e outras 4 pistas de testes foram fabricadas. Os resultados obtidos com esta nova configuração de mancal serão apresentados no próximo capítulo.

## Capítulo 7

---



---

### CARREGAMENTO ESTÁTICO

---

O presente capítulo apresentará resultados experimentais para situações envolvendo uma carga constante aplicada ao mancal, caracterizando assim situações de carregamento estático. Para tanto separou-se os resultados por mancal e por condição de operação obtendo-se um total de 16 situações com cerca de 300 testes cada. As configurações dos mancais testados estão apresentadas na tabela 7-1.

Tabela 7-1 – Configuração dos Mancais Testados.

Mancal	Comprimento	Diâmetro	Folga Radial	Rotação				
	(mm)	(mm)	( $\mu\text{m}$ )	(Rpm)				
1	48,00	48,00	98,10					
2	48,00	48,00	47,30	400	600	800	1000	1200
3	24,00	48,00	47,10					
4	24,00	48,00	97,80					

Duas estratégias para os testes foram avaliadas. Na primeira uma certa carga foi imposta ao mancal e a velocidade do eixo foi modificada a cada ponto de teste de forma a se obter diferentes relações de excentricidade. Desta forma a curva do número de Sommerfeld, que relaciona a relação de excentricidade à carga adimensional que o mancal pode sustentar, pode ser obtida.

Em um segundo momento, a velocidade do eixo foi ajustada e a carga variada, a cada ponto de teste, o que permitiu obter curvas que relacionam os parâmetros de operação do mancal à relação de excentricidade. Esta última estratégia foi adotada em todos os testes uma vez que os parâmetros de operação do mancal são melhor representados em curvas de velocidade constante. Os resultados para o mancal 1 são apresentados a seguir.

## 7.1 Resultados para o Mancal 1

O mancal foi testado em 5 diferentes velocidades de operação, 400, 600, 800, 1000 e 1200 rpm e os seguintes parâmetros foram monitorados

- Relação de excentricidade
- Carga imposta
- Torque viscoso
- Pressão no filme lubrificante
- Temperaturas do lubrificante e do corpo do mancal

Estes parâmetros permitiram que as seguintes informações pudessem ser computadas:

- Ângulo de atuação,
- Ângulo de cavitação,
- Máxima pressão no filme de lubrificante,
- Pressão de cavitação.

Dos parâmetros monitorados, a temperatura do lubrificante deve ser melhor explorada e para tanto faz-se uso da Fig. 7-1.

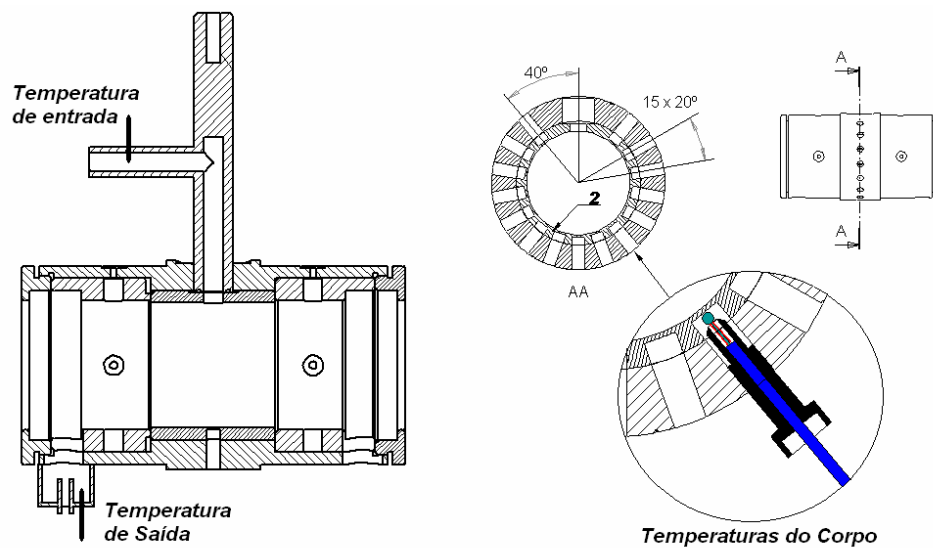


Figura 7-1 – Monitoramento da temperatura do lubrificante nos testes de carregamento estático.

Como pode ser observado na Fig. 7-1, duas estratégias para avaliação da temperatura do lubrificante, e conseqüentemente da viscosidade, foram utilizadas. Na primeira, dois termopares foram instalados na entrada e na saída do mancal respectivamente e a temperatura utilizada para avaliação da viscosidade foi considerada a média delas. O termopar instalado na saída do mancal foi posicionado em um coletor para que as leituras pudessem ser estabilizadas e as variações de temperatura associadas ao fluxo de lubrificante fossem minimizadas. Na segunda, optou-se por avaliar a viscosidade pela média das leituras de temperatura registradas pelos termopares instalados no corpo do mancal, num total de 15 termopares circunferencialmente instalados a 20° cada. Resultados típicos para estas temperaturas são apresentadas na Fig. 7-2 para o mancal 1 submetido a um carregamento estático em rotações variando de 400 a 1200 rpm.

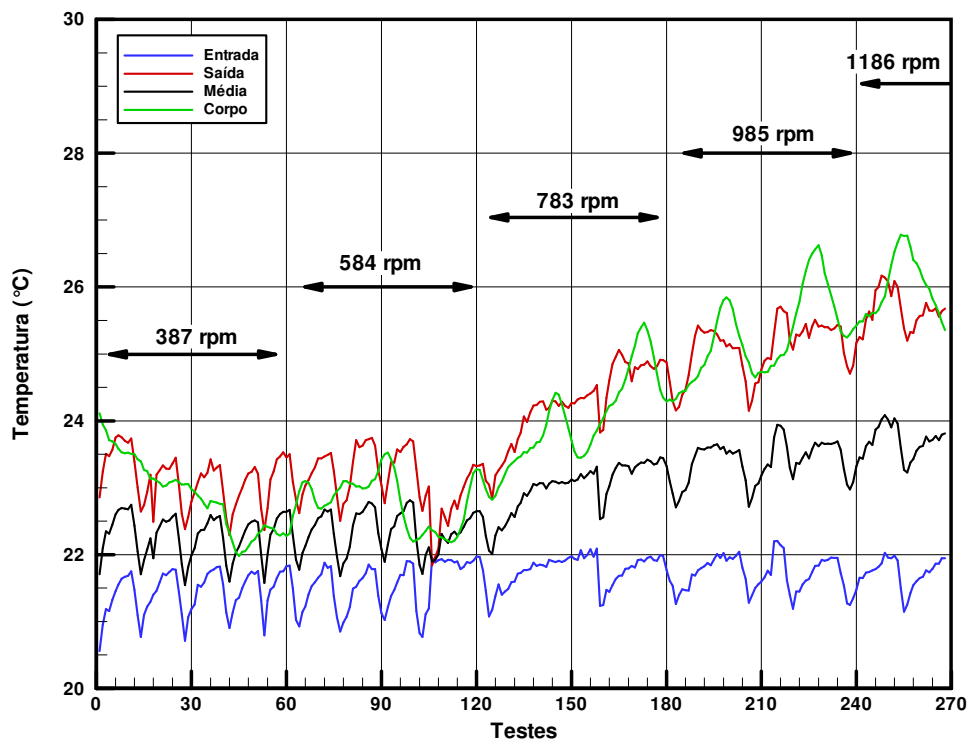


Figura 7-2 – Leituras de temperatura no mancal 1 para um teste de carregamento estático com velocidade do eixo variando de 400 a 1200 rpm.

Na Fig. 7-2 são apresentadas as temperaturas registradas pelos termopares instalados na entrada (curva em azul), na saída (curva em vermelho) e no corpo do mancal (curva em verde), além da média entre as temperaturas de entrada e saída do lubrificante (curva em preto). Pode-se observar que a temperatura média do corpo é ligeiramente superior à média das temperaturas de entrada e saída do lubrificante e que esta diferença é aumentada na

medida em que a velocidade do eixo é aumentada. Deve-se ressaltar que parte desta diferença de temperatura deva-se ao fato da bancada estar em contínua operação e portanto seus componentes são continuamente aquecidos, é o caso dos mancais de rolamento acoplados ao eixo, e parte à maior dissipação gerada pelo atrito viscoso em rotações mais elevadas.

Pode-se também observar que as temperaturas variam mesmo quando o eixo encontra-se a uma mesma velocidade e estas variações estão relacionadas ao carregamento que é continuamente alterado e, portanto, propicia diferentes relações de excentricidade. Observando-se as temperaturas do lubrificante na entrada do mancal (curva em azul), pode-se notar que a mesma sofre influência da variação do carregamento e pode-se justificar tal comportamento em parte pelo aquecimento conduzido pelas partes metálicas e ainda pelo refluxo de lubrificante, aquecido no mancal, ao canal de alimentação de lubrificante. Este refluxo foi observado durante os testes de visualização do escoamento realizado pela adição de um corante ao lubrificante no orifício de alimentação do mancal.

Testes foram realizados e as duas metodologias foram aplicadas para avaliação da viscosidade sendo a média da temperatura do corpo escolhida para avaliação da viscosidade por melhor representá-la no modelo numérico. A média das temperaturas do lubrificante na entrada e saída do mancal superestima a viscosidade proporcionando resultados teóricos, para a força de sustentação e para a pressão no filme de óleo, superiores aos medidos experimentalmente.

Estabelecido este critério para avaliação da viscosidade experimental do lubrificante no mancal, pode-se apresentar os principais resultados obtidos para o mancal 1. Em todos os testes, variou-se a carga imposta para que uma ampla faixa de relações de excentricidade fossem obtidas. Na maioria dos testes a relação de excentricidade variou entre 0,2 e 0,8. A seguir, pode-se observar na Fig. 7-3 os resultados obtidos para a curva de número de Sommerfeld, conforme definido na Eq. 3-22.



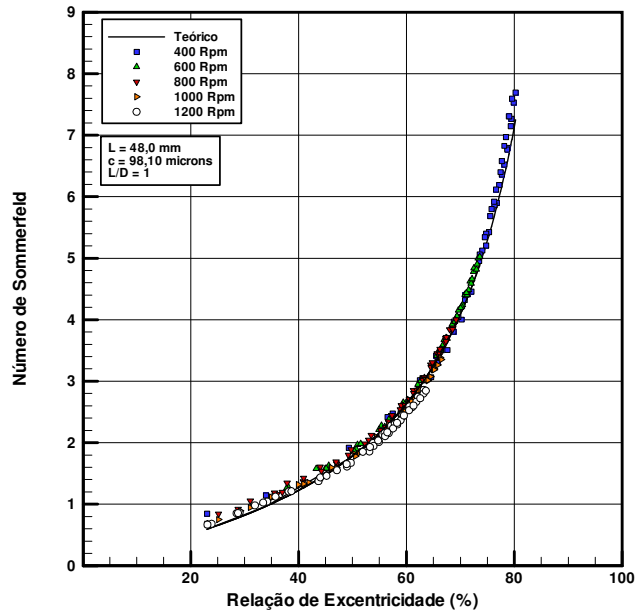


Figura 7-3 – Curva do número de Sommerfeld versus relação de excentricidade para o mancal 1.

Como pode ser observado na Fig.7-3, o número de Sommerfeld obtido experimentalmente é muito bem caracterizado pela metodologia numérica apresentada, apresentando um desvio máximo de 10% como pode ser observado na Fig. 7-4.

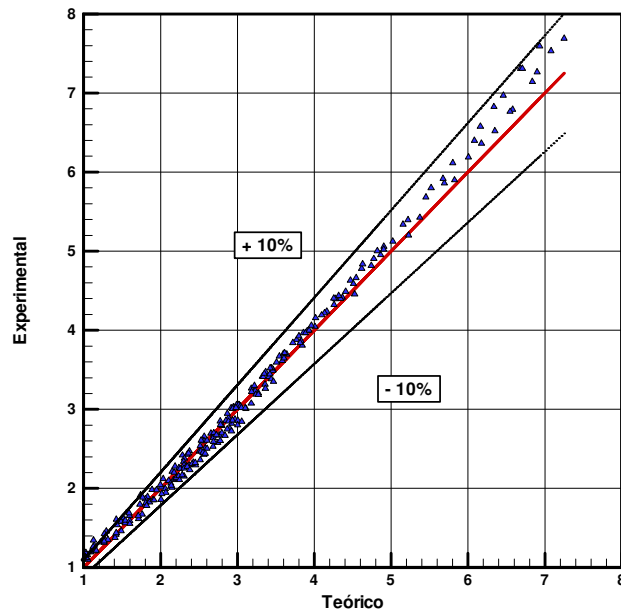


Figura 7-4 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 1.

A carga dimensional suportada pelo mancal em função da relação de excentricidade tendo a velocidade de rotação do eixo como parâmetro de curva é apresentada na Fig. 7-5.

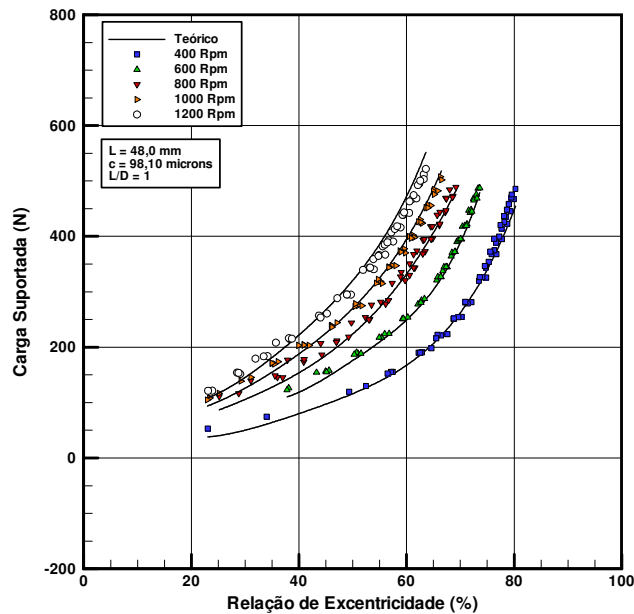


Figura 7-5 – Carga suportada pelo mancal versus relação de excentricidade para o mancal 1.

A carga imposta também foi bem caracterizada pelo modelo computacional e pode-se observar que o aumento da velocidade de operação proporciona um aumento na sustentação do mancal para uma mesma relação de excentricidade, ou por outro lado, maiores relações de excentricidade são obtidas para menores velocidades de operação quando submetidas ao mesmo carregamento. Tais resultados corroboram as tendências já antecipadas.

Um aspecto a ser mencionado está relacionado com a estabilidade do mancal, para baixas relações de excentricidade o mancal tender a descrever uma órbita circular em torno de um ponto médio que é capturado na aquisição do teste, desta forma, a previsão da relação de excentricidade é prejudicada quando a carga é próxima de 100 N. Na verdade, perdeu-se a resolução no monitoramento da relação de excentricidade e as diferenças de posição já não são mais captadas pelo experimento. Vale lembrar que todas as curvas, teoricamente, caminham para uma relação de excentricidade nula quando um carregamento nulo é imposto.

Os desvios entre os resultados experimentais e numéricos para a carga dimensional são apresentados na Fig. 7-6.

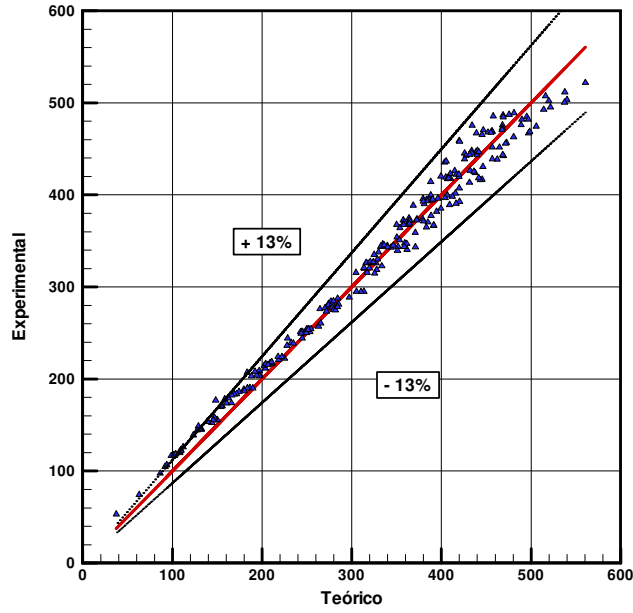


Figura 7-6 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 1.

Resultados para as máximas pressões experimentadas pelo filme de lubrificante podem ser observadas na Fig. 7-7 .

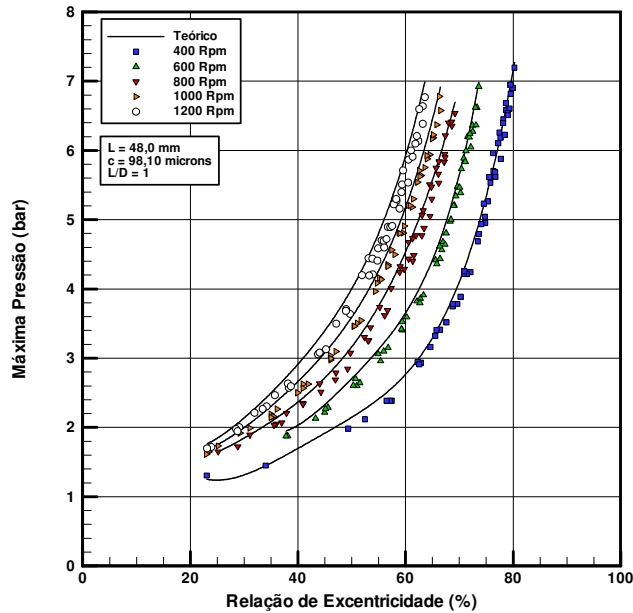


Figura 7-7 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade para o mancal 1.

Mais uma vez os resultados experimentais foram bem caracterizados pela metodologia numérica apresentada. Observou-se novamente curvas bem definidas para cada velocidade de operação e também o mesmo comportamento proporcionado pela instabilidade do eixo em baixas relações de excentricidade. Os desvios observados entre os resultados experimentais e numéricos para a máxima pressão no filme de óleo são apresentados na Fig. 7-8.

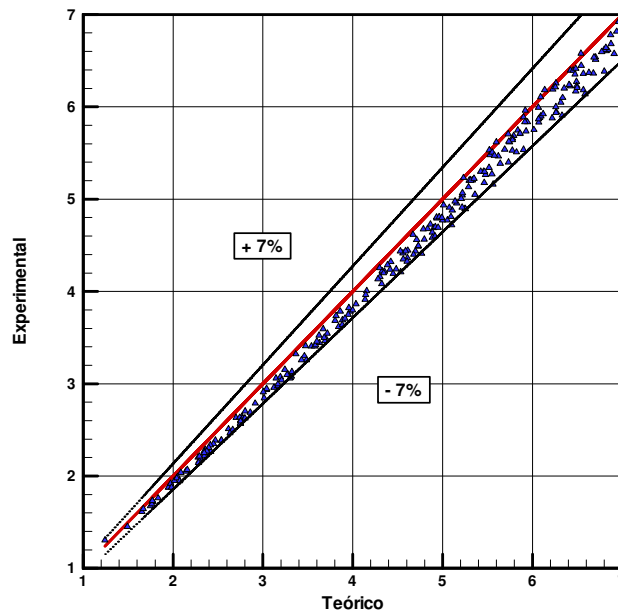


Figura 7-8 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no filme de óleo no mancal 1.

Deve-se ressaltar que este comportamento caracterizado por curvas distintas para cada velocidade de operação, tanto para a carga como para a pressão no filme de lubrificante, são observadas quando o mancal é submetido a uma mesma viscosidade. Estes resultados indicam para todos os casos que o aquecimento do óleo foi pequeno, não sendo suficiente para alterar consideravelmente a viscosidade do lubrificante. Caso a dissipação viscosa aumente, a temperatura do corpo do mancal irá aumentar e a viscosidade do óleo irá diminuir, fazendo com que esta distinção clara entre as curvas para diferentes velocidades se perca.

Outro parâmetro de grande importância no projeto de mancais e que foi diretamente medido é o torque viscoso. Resultados para o torque viscoso no mancal em função da relação de excentricidade, tendo a velocidade do eixo como parâmetro de curva são apresentados na Fig. 7-9.

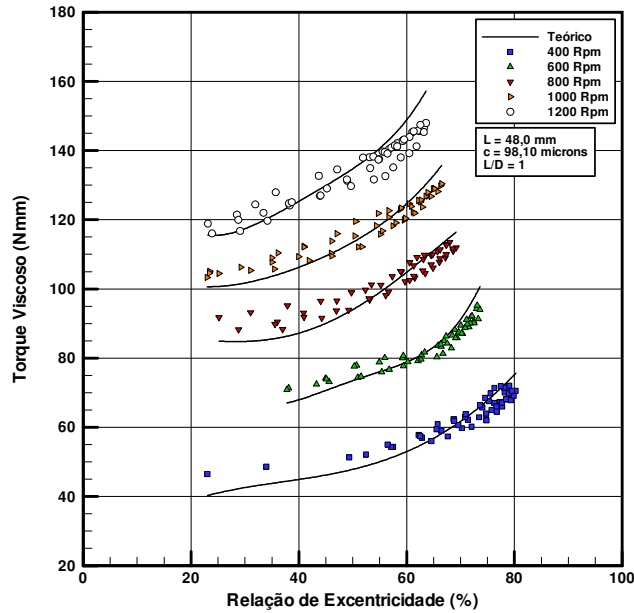


Figura 7-9 – Torque viscoso versus relação de excentricidade para o mancal 1.

Da Fig. 7-9 observa-se que o torque viscoso é intensificado na medida em que a relação de excentricidade, ou melhor, a carga imposta é aumentada. Este comportamento era esperado e é relatado na literatura. Deve-se ressaltar que as curvas teóricas apresentadas por linhas contínuas em preto nas Fig. 7-3, 7-5, 7-7 e 7-9 são linhas de tendência para os pontos teóricos também discretos. Optou-se por esta representação para que os gráficos apresentados ficassem mais limpos. Esta representação também foi utilizada nos resultados apresentados para os mancais 2, 3 e 4.

Sabe-se que para mancais radiais operando com moderadas relações de excentricidade o torque viscoso pode ser calculado pela solução do escoamento de Couette entre cilindros concêntricos ( $\varepsilon = 0$ ), de acordo com White (1974),

$$T = \frac{4 \pi w R_1^2 R_2^2 L \mu}{R_2^2 - R_1^2} \quad (7-1)$$

onde  $w$  é a velocidade angular relativa entre os dois cilindros,  $R_1$  e  $R_2$  os raios do cilindro interno (mancal) e externo (eixo) respectivamente,  $L$  o comprimento e  $\mu$  a viscosidade do fluido. Petrov também propôs uma expressão, conhecida como Lei de Petrov, para o cálculo do toque viscoso entre cilindros concêntricos ( $\varepsilon = 0$ ), para situações onde  $(R_2 - R_1) \ll R_1, R_2$ ,

$$T = \frac{\mu\pi^2 R^3 L N}{15c} \tag{7-2}$$

onde  $R$  é o raio do eixo,  $L$  o comprimento,  $c$  a folga radial e  $N$  a rotação em rpm. Obviamente a Eq. 7-2 pode ser facilmente obtida da Eq. 7-1.

Os torques viscosos para uma relação de excentricidade nula, calculados pelas Eq. 7-1 e 7-2, são apresentados na tabela 7-2 para diferentes velocidades de rotação do eixo.

Tabela 7-2 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 1.

	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm
<i>Petrov (Nmm)</i>	41,40	62,48	83,52	105,21	126,00
<i>White (Nmm)</i>	41,69	62,87	84,04	105,86	127,35

Um fato interessante a ser observado é que para a rotação de 1200 rpm os torques para situações concêntricas da tabela 7-2 fornecem resultados superiores àqueles para situação excêntrica conforme explorado na Fig. 7-9.

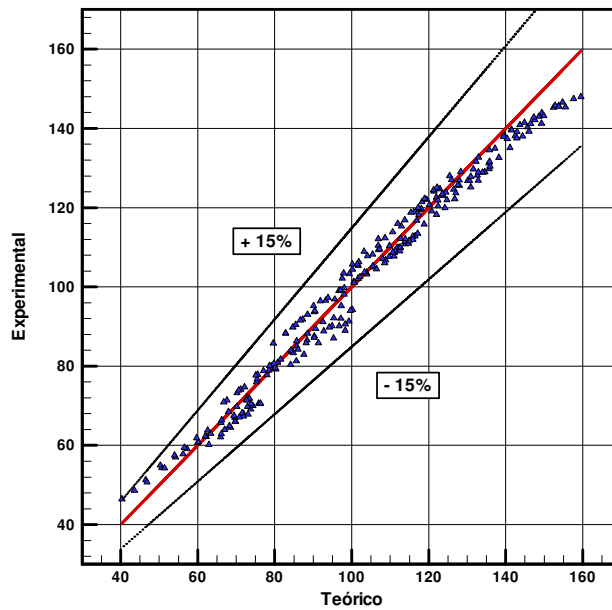


Figura 7-10 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 1.

Como pode ser observado na Fig. 7-10, consegue-se uma boa previsão do torque viscoso através do modelo computacional, com desvios máximos de 15%. Estes desvios podem ser justificados pelas instabilidades presentes no experimento, principalmente aquelas associadas à posição do eixo, e pelo tratamento simplificado aplicado à região cavitada

adotado no modelo. Nesta região, os gradientes de pressão são desconsiderados e faz-se apenas a contabilização dos efeitos associados ao perfil de velocidade estabelecido entre as superfícies, (efeito de Couette).

Os resultado obtidos para o ângulo de cavitação ao longo da linha de centro do mancal são apresentados na Fig. 7-11.

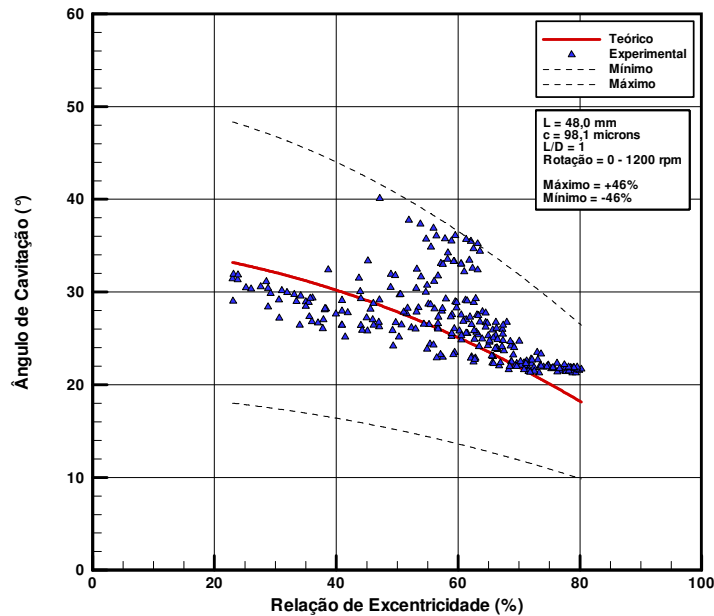


Figura 7-11 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o ângulo de cavitação na linha de centro do mancal 1.

Como foi apresentado no capítulo 3, o ângulo de cavitação e o ângulo de atuação da carga são parâmetros independentes da velocidade de operação do mancal, relacionando-se apenas com a relação de excentricidade e com as características geométricas do mancal. Desta forma, tem-se uma única curva teórica, em vermelho, para todas as velocidades de rotação do eixo. Os pontos experimentais para o ângulo de cavitação foram todos apresentados em azul por não ter sido verificada uma tendência que pudesse ser atribuída à velocidade de rotação do eixo.

Cabe ressaltar que o ângulo de cavitação experimental foi definido como o ângulo onde as pressões do filme de óleo tornam-se negativas, ou melhor, nulas. No modelo numérico o ângulo de cavitação é definido como o ângulo onde  $P = 0$  e  $\partial P / \partial \theta = 0$  e desta forma não se tem a região onde as pressões torna-se negativas. Se a condição de gradiente de pressão nulo,  $\partial P / \partial \theta = 0$ , for considerada, os ângulos de cavitação experimentais são ainda maiores que os previstos numericamente. Isto pode ser verificado na Fig. 7-14.

Embora o ângulo de cavitação tenha apresentado grandes variações, a pressão de cavitação mostrou-se estável e apresentou uma tendência de aumento com o aumento da velocidade de operação, segundo indica a Fig. 7-12.

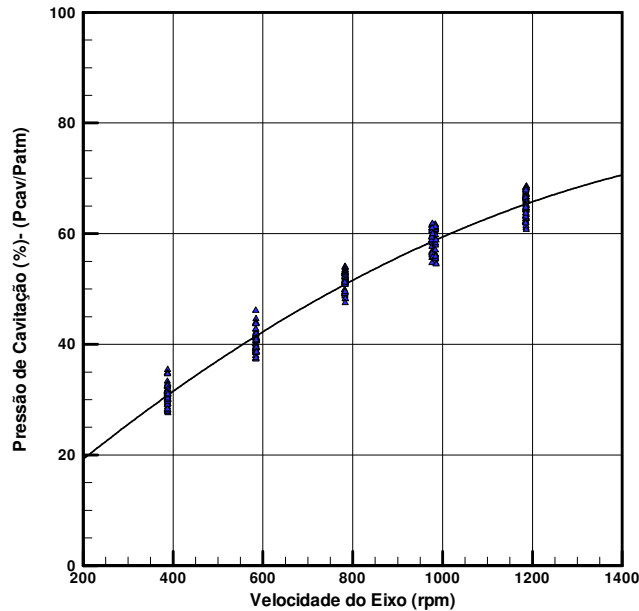


Figura 7-12 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo para o mancal 1.

A pressão de cavitação, mínima pressão experimentada pelo filme de lubrificante, manteve-se inferior à atmosférica em todos os pontos medidos, conforme mostra a Fig. 7-12, atingindo um valor absoluto de cerca de 30 kPa, ou 0,3 bar, no teste a 400 rpm. Considerando-se uma pressão atmosférica de cerca de 1,01 bar isso traduz-se em aproximadamente 0,7 bar de pressão sub-atmosférica. Campos de pressão típicos serão apresentados a seguir e ilustrarão o perfil de pressão na região de cavitação. Ângulos de atuação para o mancal 1 são apresentados em função da relação de excentricidade do eixo na Fig. 7-13.

Os ângulos de atuação medidos apresentaram valores superiores aos previstos pela metodologia numérica. Entretanto, esta diferença explica-se pelo fato da metodologia numérica não contemplar o campo de pressão gerado na região de cavitação e conseqüentemente desprezar as pressões sub-atmosféricas ali estabelecidas. Estas pressões certamente alterariam a direção da força resultante, computada numericamente, e conseqüentemente a posição de equilíbrio do mancal, posição esta que determina o ângulo de atuação.



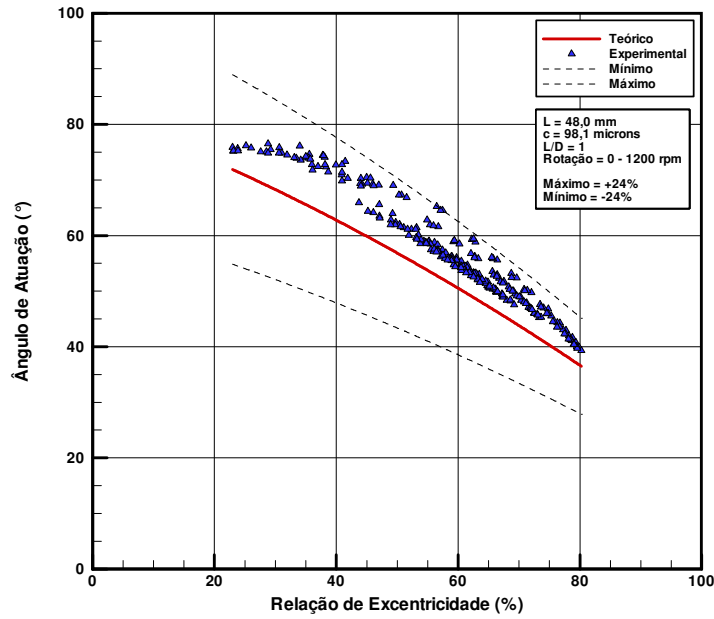


Figura 7-13 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o ângulo de atuação no mancal 1.

A seguir são apresentados resultados comparativos entre os perfis de pressão medido e previsto pela metodologia numérica. Como são cerca de 300 campos de pressão apenas alguns serão apresentados.

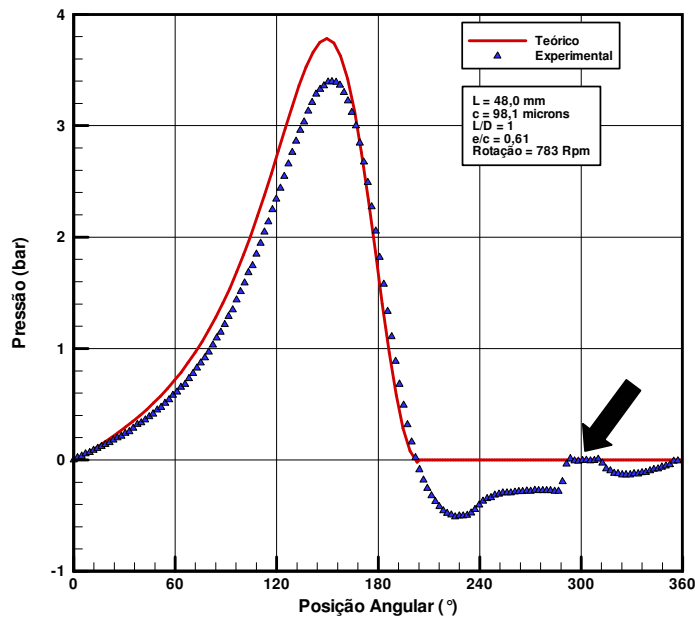


Figura 7-14 – Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para  $\epsilon = 0,61$ .

Como pode-se observar na Fig. 7-14, o perfil de pressão experimental foi capturado com sucesso. A seta em preto na figura indica a posição de abastecimento de lubrificante, cerca de  $300^\circ$ , e corresponde ao eixo vertical de aplicação do carregamento. Pode-se ilustrar esta posição com auxílio da Fig. 7-15.

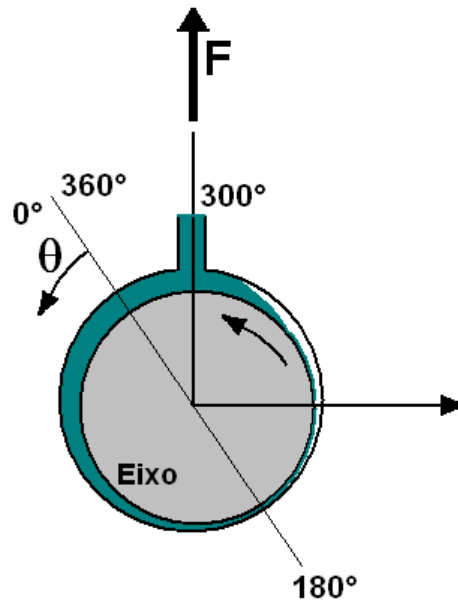


Figura 7-15 – Sistema de coordenadas para os campos de pressão, indicando a posição de abastecimento de lubrificante.

Deve-se ressaltar que a posição  $\theta = 0^\circ$  é obtida a partir das relações de excentricidade do eixo, uma vez que o sinal de pressão é referenciado ao orifício de alimentação de lubrificante. Pode-se determinar o início do perfil de pressão e sincronizá-lo ao resultado numérico, Fig. 7-14. Uma outra representação do perfil de pressão é apresentado na forma polar na Fig. 7-16.

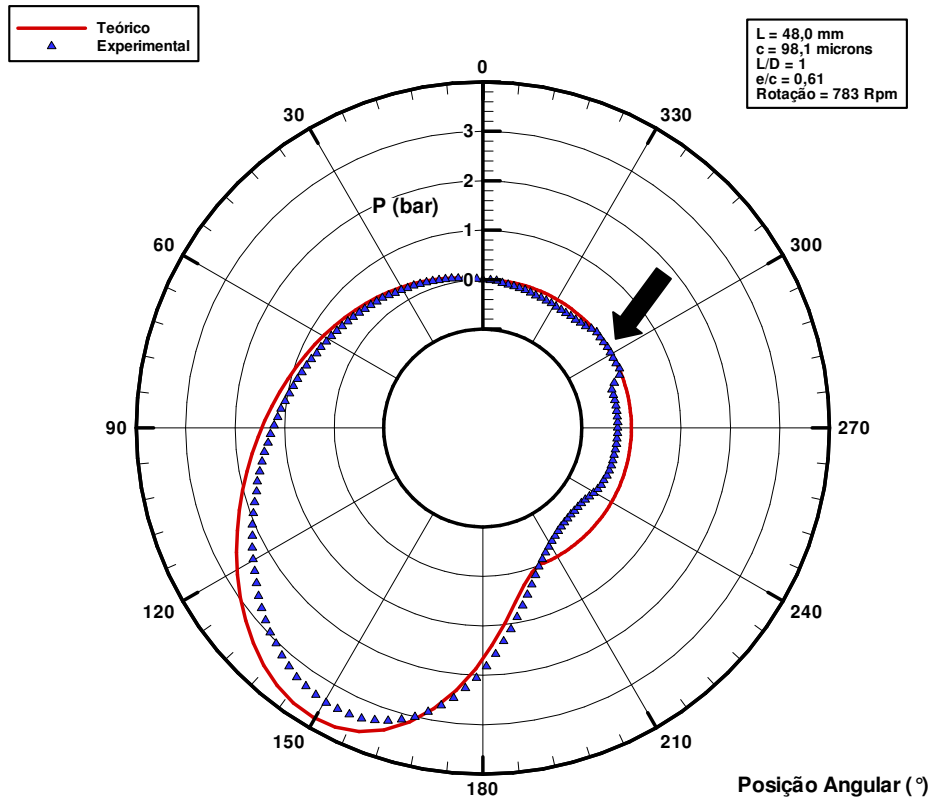


Figura 7-16 – Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para  $\epsilon = 0,61$ .

Perfis de pressão para  $\epsilon=0,69$  e  $0,31$  são mostrados nas Fig. 7-17 e 7-18 respectivamente. Pode-se notar que a região de cavitação fica bem caracterizada tanto para baixas como para altas relações de excentricidade. Um fato interessante pode ser observado na Fig. 7-18, a região de cavitação, caracterizada pelas pressões negativas, estende-se além do orifício de alimentação de óleo (região sinalizada pela seta preta). Neste caso, se alimentação fosse realizada em  $\theta = 0$ , teria-se uma distribuição uniforme da pressão na região divergente do mancal,  $180^\circ < \theta < 360^\circ$ .

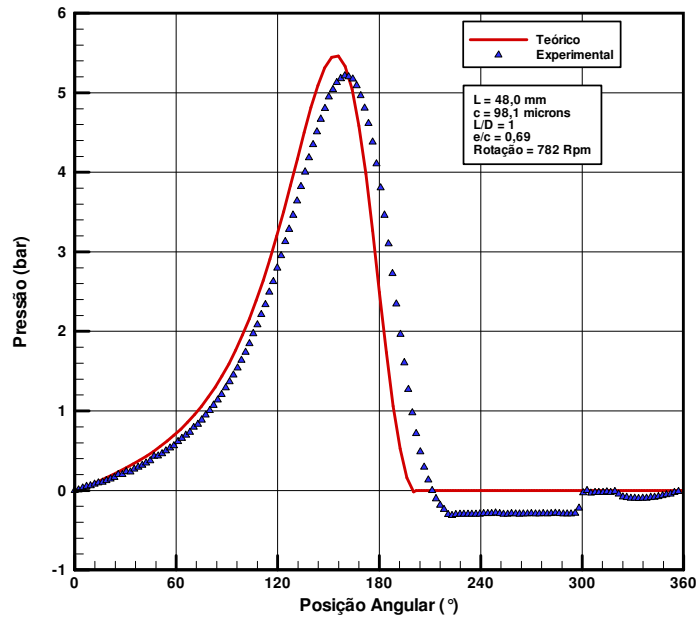


Figura 7-17 - Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para  $\epsilon = 0,69$ .

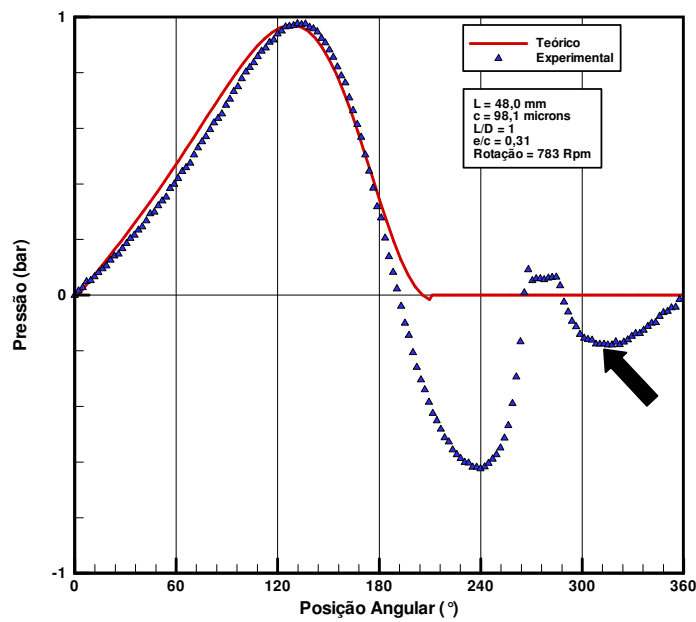


Figura 7-18 - Perfil de pressão no plano central do mancal 1 para  $\epsilon = 0,31$ .

As pressões sub-atmosféricas da região de cavitação não estão incorporadas no modelo numérico e proporcionam as diferenças apresentadas na Fig. 7-13 para o ângulo de atuação do mancal.

Os resultados obtidos experimentalmente para o perfil de pressão no filme de lubrificante permitem afirmar que a condição de derivada nula,  $\partial P / \partial \theta = 0$ , é adequada, o

mesmo não acontece com a condição de pressão nula. Verifica-se pelos resultados experimentais que em  $\theta = (\pi + \alpha)$ ,  $P = P_{cav}$ , onde  $\alpha$  é a posição onde ocorre o rompimento da continuidade do filme de óleo.

Um grande desafio na modelagem da lubrificação por filme fluido é a determinação desta pressão de cavitação e este assunto será retomado no final deste capítulo. Outra importante consideração a ser feita, refere-se ao ângulo de cavitação, que por definição no modelo numérico é o ângulo na região divergente do mancal no qual o gradiente de pressão do filme de lubrificante se torna nulo (início do estriamento). Observando-se os campos de pressão apresentados, pode-se notar que este ângulo é maior do que aquele utilizado nas comparações entre resultados numéricos e experimentais, que foi o ângulo onde a pressão se torna sub-atmosférica.

## 7.2 Resultados para o Mancal 2

O mesmo procedimento de teste utilizado no mancal 1 foi adotado para o mancal 2 e o principais resultados são apresentados a seguir.

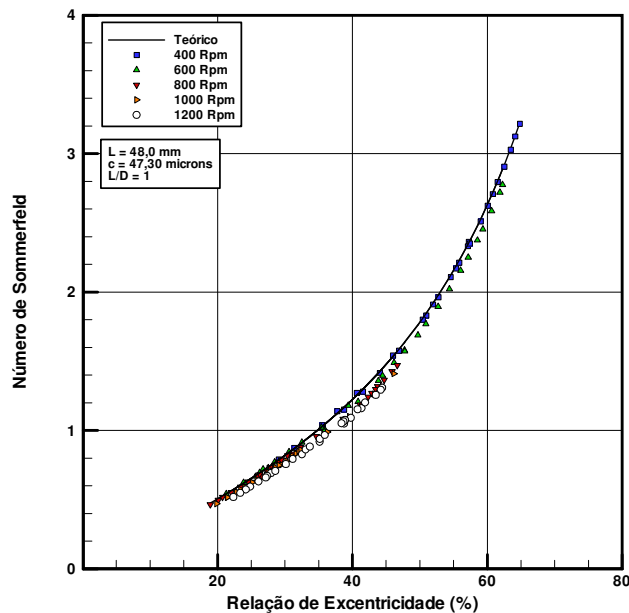


Figura 7-19 – Curva do número de Sommerfeld versus relação de excentricidade para o mancal 2.

Novamente o número de Sommerfeld foi bem caracterizado pelas metodologias experimental e numérica. Observando-se as Fig. 7-19 e 7-20, nota-se que os desvios (cerca de 10 %) entre ambas as metodologias aumentam à medida que a velocidade aumenta.

Comparando-se as Fig. 7-3 e 7-19, observa-se que para  $0,2 < \varepsilon < 0,65$  há uma região de sobreposição entre os mancais analisados e que há uma excelente concordância entre os resultados experimentais. Tais resultados atestam a qualidade das medições realizadas. A boa concordância entre resultados numéricos e experimentais também é verificada nos resultados obtidos para a carga e para a máxima pressão no filme de lubrificante, conforme apresentado nas Fig. 7-21 a 7-23.

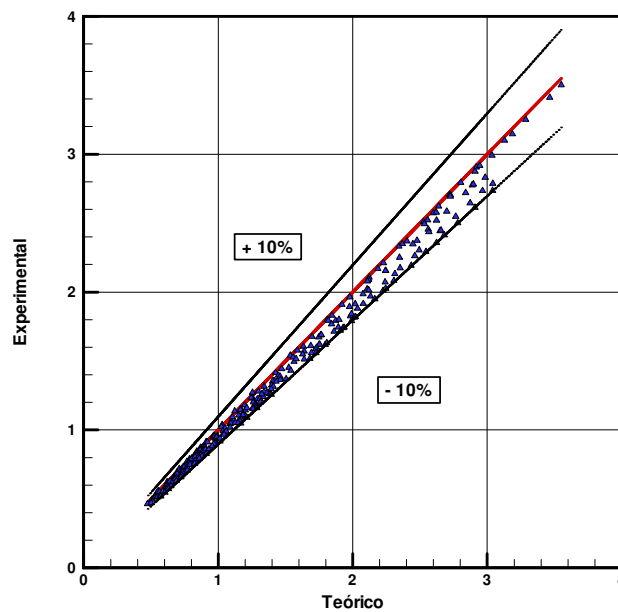


Figura 7-20 – Comparativo entre os resultado numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 2.

O aumento dos desvios entre os resultados numéricos e experimentais na verdade não está relacionado com a velocidade de operação mas sim com a temperatura utilizada para avaliar a viscosidade. Em todos os testes, o mancal é ensaiado variando-se o carregamento até que uma ampla faixa de relações de excentricidade seja alcançada para uma mesma velocidade. Inicialmente, aplica-se uma carga moderada para que haja uma estabilização térmica das partes e só depois de alcançada a estabilização inicia-se o carregamento de teste.

Pelo fato do mancal 2 ser um mancal com folga radial inferior ao mancal 1 anteriormente testado, ( $98,1 \mu\text{m} / 47,3 \mu\text{m}$ ), as dissipações viscosas são ampliadas aumentando o aquecimento do corpo do mancal e diminuindo a viscosidade efetiva do lubrificante. A temperatura média do corpo do mancal passa então a não representar bem a

temperatura de avaliação da viscosidade e esta passa a ser superestimada elevando os resultados numéricos. Em baixas rotações o aquecimento é menor e a temperatura média do corpo volta a representar bem a viscosidade aproximando os resultados numéricos dos experimentais.

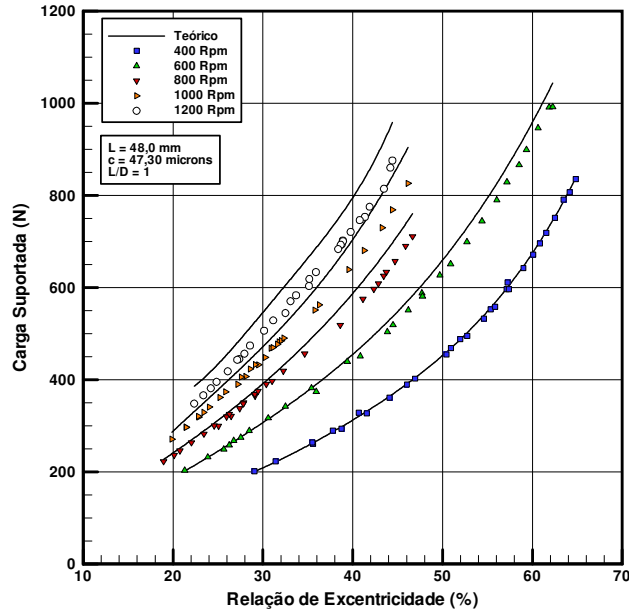


Figura 7-21 – Carga suportada pelo mancal versus relação de excentricidade para o mancal 2.

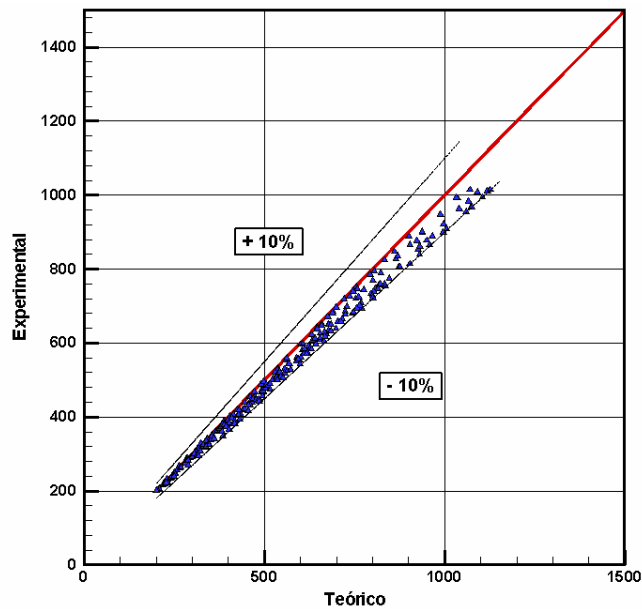


Figura 7-22 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 2.

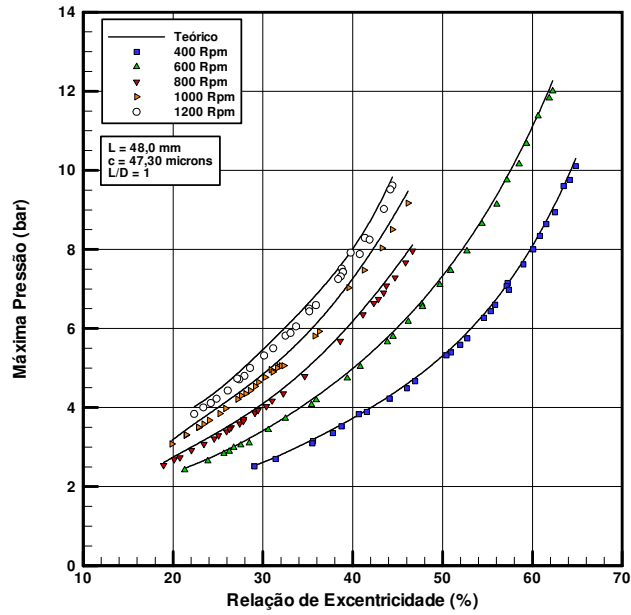


Figura 7-23 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade no mancal 2.

O efeito da viscosidade descrito anteriormente também pode ser observado nos registros de pressão porém com menor influência. Já nos resultados obtidos para o torque viscoso esta influência voltar a aparecer para as velocidades de 1000 e 1200 rpm, conforme mostra a Fig. 7-25.

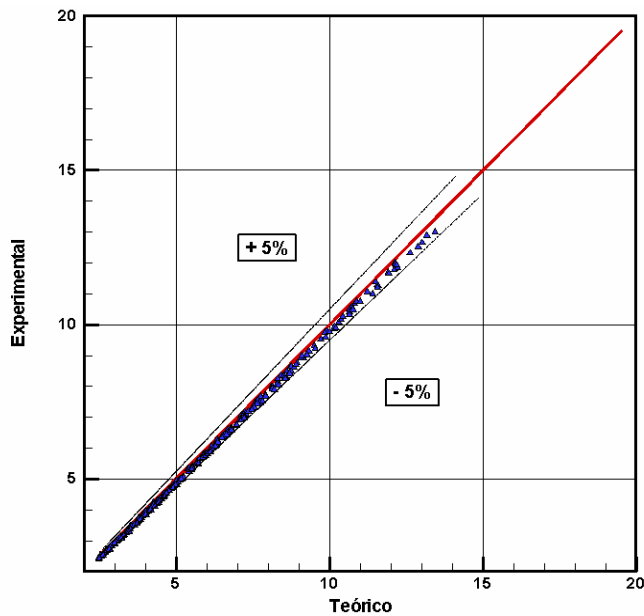


Figura 7-24 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no filme de óleo no mancal 2.



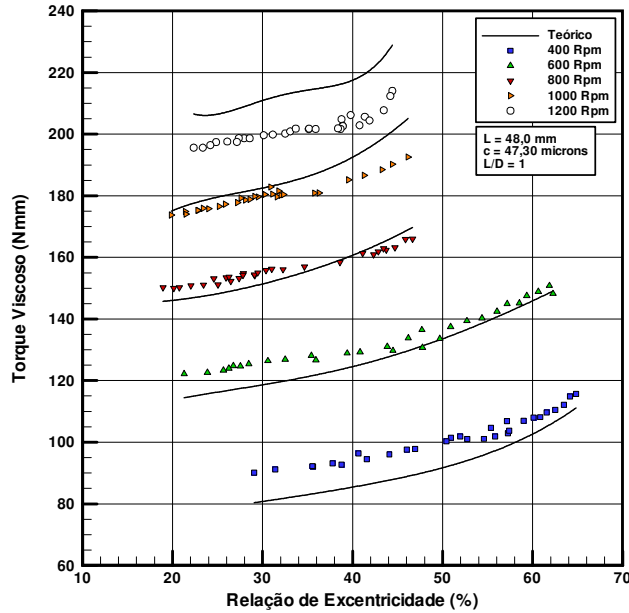


Figura 7-25 – Torque viscoso versus relação de excentricidade para o mancal 2.

Observa-se ainda da Fig. 7-25 que para baixas velocidades os resultados numéricos apresentam valores menores do que os experimentais, e que esta tendência é invertida na medida em que a velocidade aumenta, a ponto dos valores numéricos apresentarem maiores valores de torque para uma dada relação de excentricidade em velocidades superiores a 1000 rpm. Os torques observados para o mancal 2 são superiores aos registrados nos testes anteriores para o mancal 1 e mantêm a mesma tendência de crescimento com a relação de excentricidade do eixo. Os torques para mancais alinhados ( $\epsilon=0$ ) são fornecidos na tabela 7-3 para comparação.

Tabela 7-3 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 2.

	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm
<i>Petrov (Nmm)</i>	85,95	120,60	155,0	172,01	200,10
<i>White (Nmm)</i>	85,48	120,23	155,40	172,34	200,50

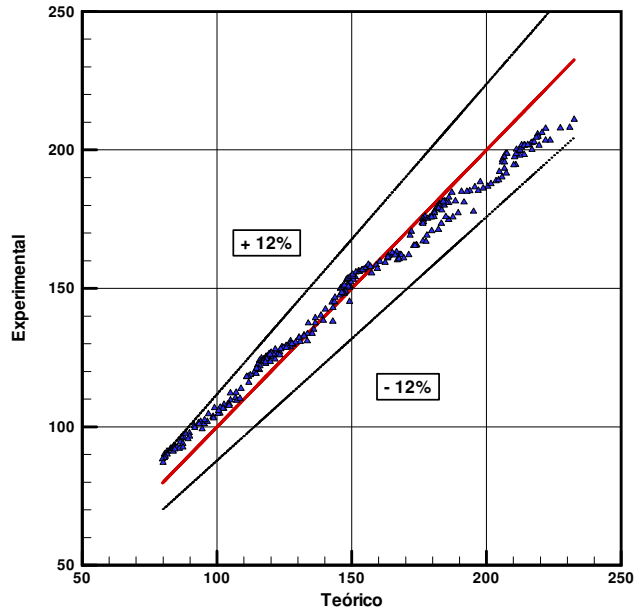


Figura 7-26 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 2.

A seguir são apresentados os resultados obtidos para o ângulo de cavitação, pressão de cavitação e para o ângulo de atuação, são apresentados nas Fig. 7-27, 7-28 e 7-29 respectivamente.

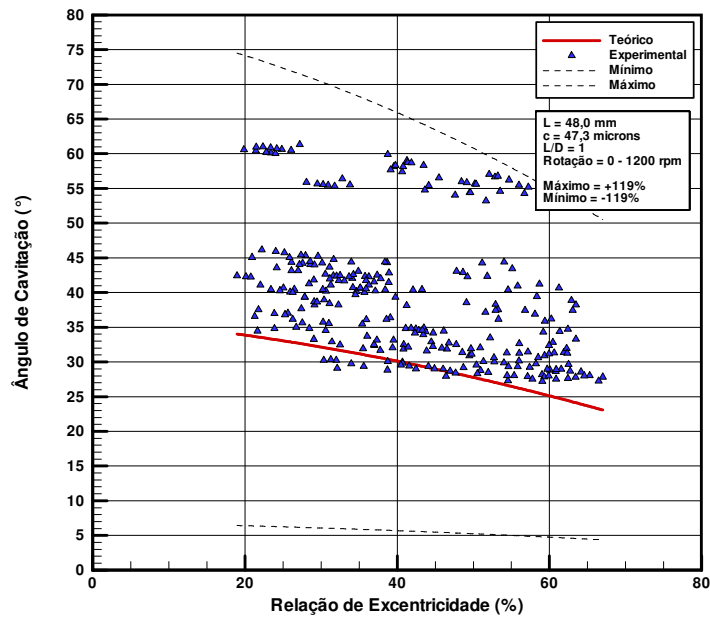


Figura 7-27 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade para o mancal 2.

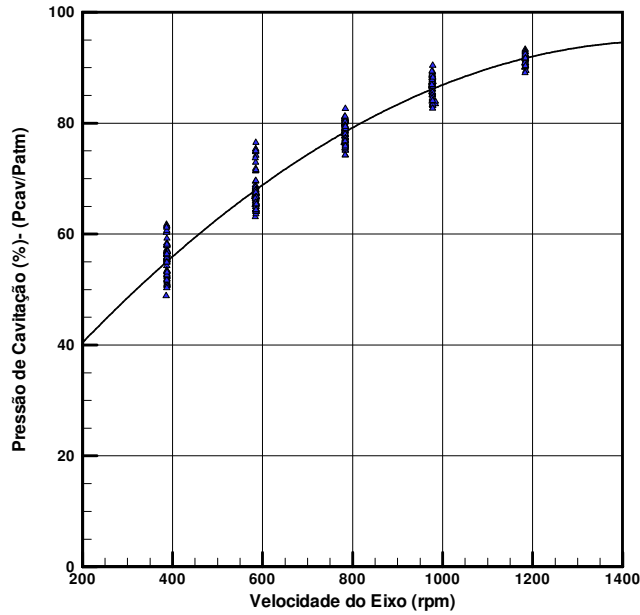


Figura 7-28 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo para o mancal 2.

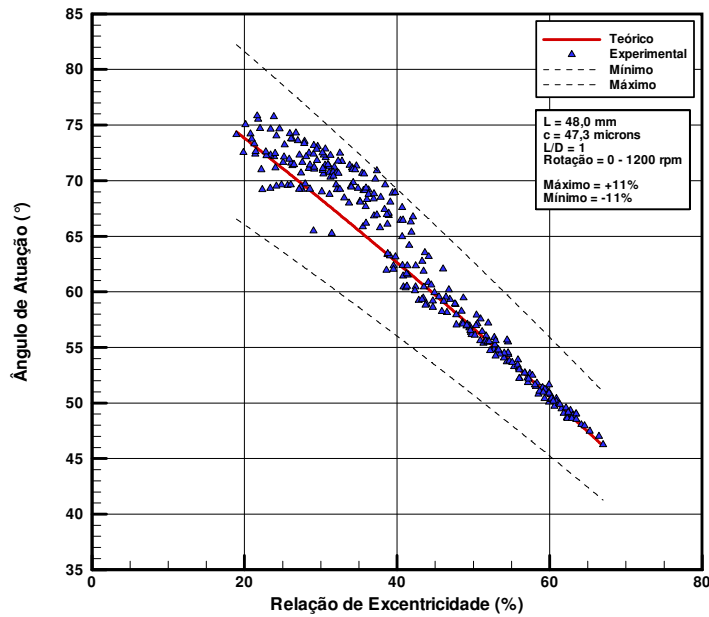


Figura 7-29 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade para o mancal 2.

### 7.3 Resultados para o Mancal 3

As tendências observadas anteriormente para os mancais 1 e 2 repetiram-se neste teste. O efeito da temperatura média do corpo do mancal e por conseguinte da viscosidade do óleo,

foi ainda mais expressivo em altas velocidades. Entretanto, de uma maneira geral, os resultados apresentaram boa concordância em baixas velocidades e baixas relações de excentricidade onde o aquecimento do óleo pela dissipação viscosa é menos significativo.

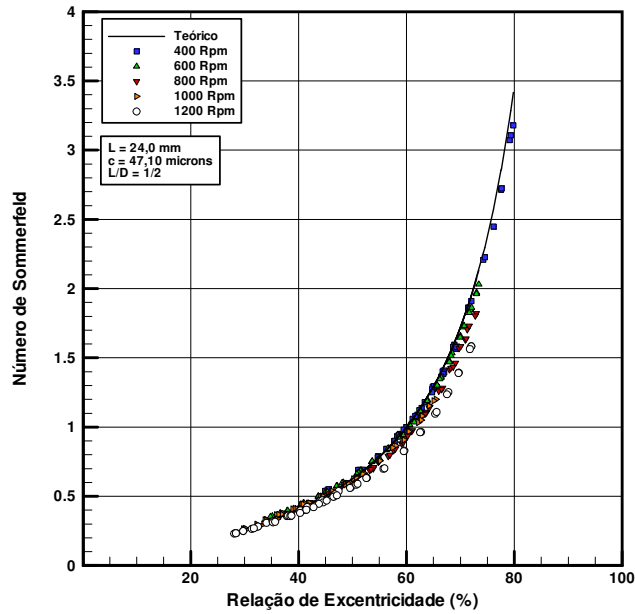


Figura 7-30 – Curva do número de Sommerfeld versus relação de excentricidade; mancal 3.

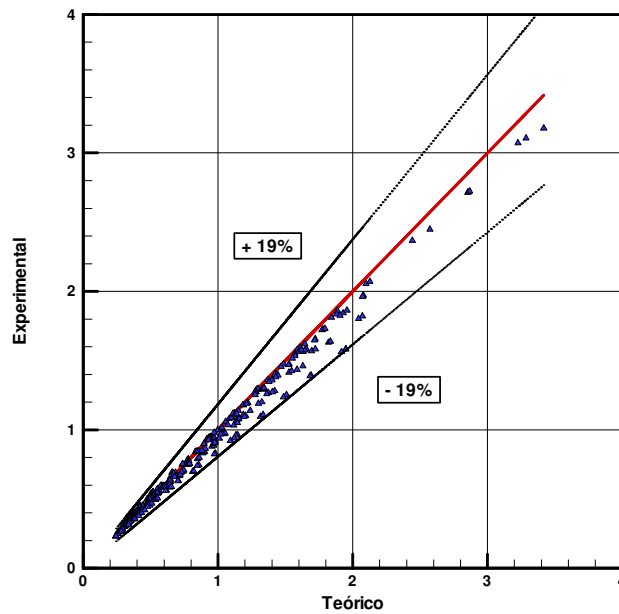


Figura 7-31 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 3.

Resultados comparativos entre os números de Sommerfeld experimental e teórico são apresentados nas Fig. 7-30 e 7-31. Pode-se notar que os valores medidos distanciam-se dos

valores calculados com o aumento da velocidade. Ainda, desvios maiores são observados para maiores valores de número de Sommerfeld.

Tomando-se a definição do número de sommerfeld,  $\Delta = Fc^2/(L\mu VR^2)$ , nota-se que este número pode ser alterado por 3 parâmetros experimentais: a força suportada pelo mancal, a viscosidade e a velocidade de operação do eixo. Como os erros associados à medição de força e de velocidade não foram alterados entre os testes, a viscosidade é então responsabilizada pelo aumento deste desvio. Para maiores valores de  $\Delta$  maior é a dissipação viscosa e portanto maior a influência da temperatura de operação nos resultados medidos.

Outra constatação experimental pode justificar o aumento dos desvios e está relacionada à medição da relação de excentricidade. O mancal 3 por possuí metade do comprimento do mancal 1 apresentou-se mais instável durante todos os testes e estas instabilidades resultaram em vibrações que afetaram os resultados.

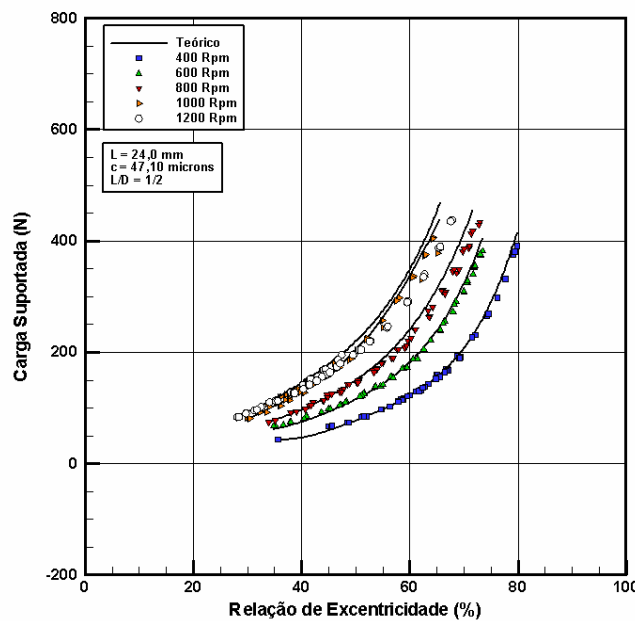


Figura 7-32 – Carga suportada versus relação de excentricidade para o mancal 3.

Assim como o número de Sommerfeld pôde ser relacionado à relação de excentricidade utilizando-se a velocidade do eixo como parâmetro de curva, como apresentado nas Fig. 7-30, as curvas para a carga dimensional, para a máxima pressão no filme de óleo, para o torque viscoso, para o ângulo de cavitação e para o ângulo de atuação são apresentadas nas Fig. 7-32, 7-34, 7-36, 7-38 e 7-40 respectivamente.

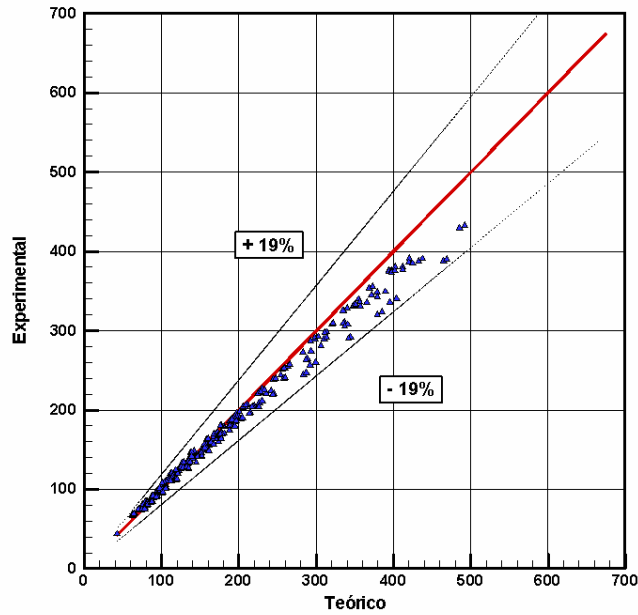


Figura 7-33 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 3.

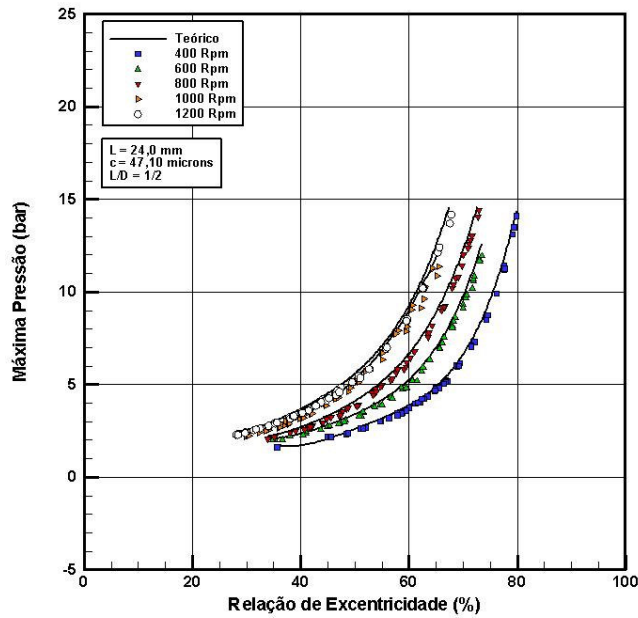


Figura 7-34 – Máxima pressão no filme de lubrificante versus relação de excentricidade para o mancal 3.

Como pode ser observado nas Fig. 7-32 e 7-34, os resultados obtidos para a velocidade de rotação do eixo de 1200 rpm aproximaram-se dos resultados obtidos em 1000 rpm. Nestas velocidades, uma mesma carga induz um deslocamento semelhante ao mancal nas duas

velocidades e a instabilidade do mancal associadas à menor folga radial dificultaram a caracterização da posição do mancal promovendo a sobreposição dos resultados.

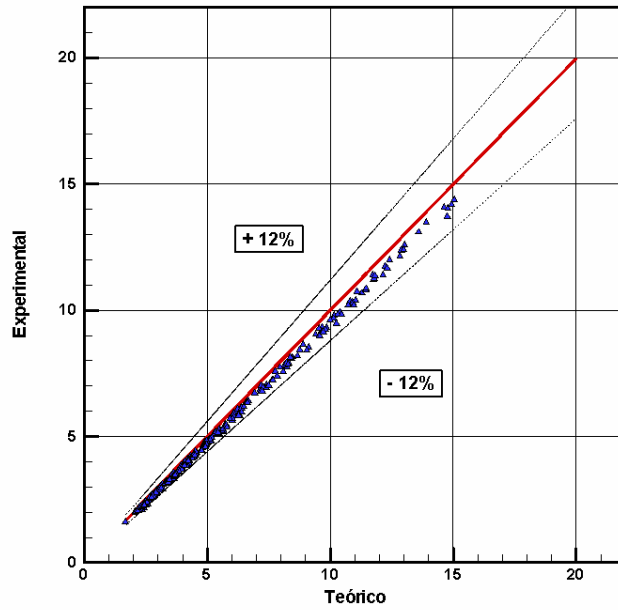


Figura 7-35 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no lubrificante; mancal 3.

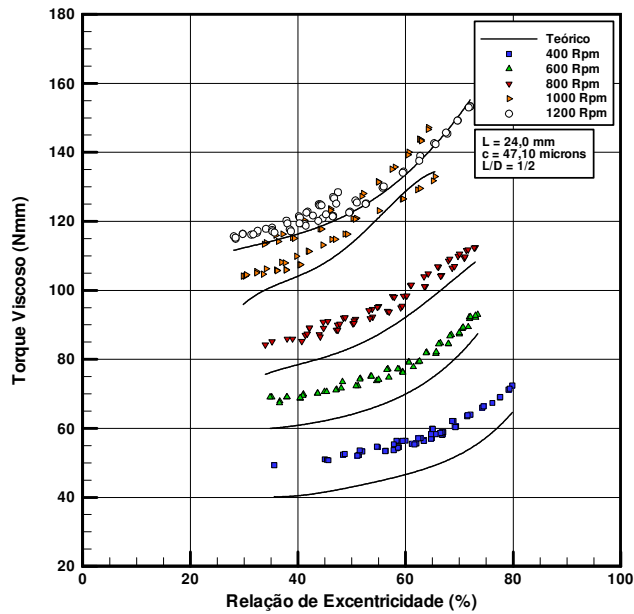


Figura 7-36 – Torque viscoso versus relação de excentricidade; mancal 3.

Tabela 7-4 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 3.

	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm
Petrov (Nmm)	40,64	59,10	76,40	89,50	99,96
White (Nmm)	40,76	59,28	76,66	89,74	100,25

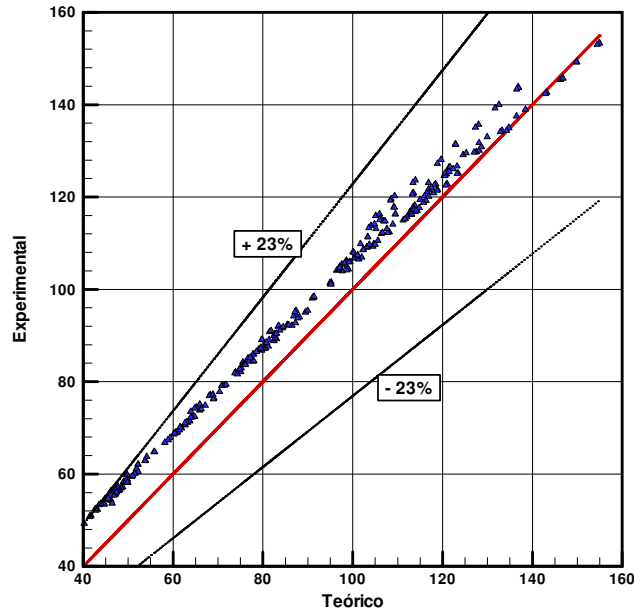


Figura 7-37 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 3.

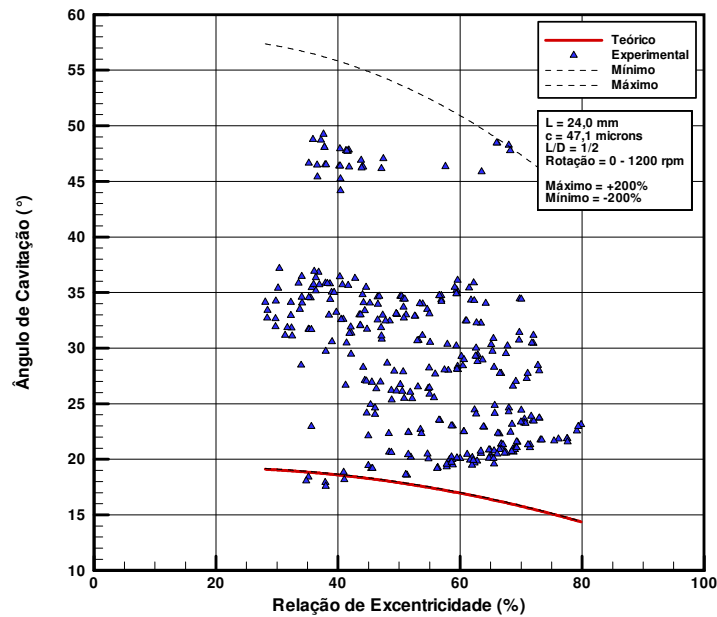


Figura 7-38 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade para o mancal 3.



Assim como foi observado nos resultados apresentados para o ângulo de cavitação dos mancais 1 e 2, os ângulos de cavitação obtidos com o mancal 3 apresentaram um grande espalhamento e não relacionaram-se com a velocidade de operação. Entretanto, para o mancal 3, o espalhamento foi ainda maior e ocasionado pela instabilidade no posicionamento do eixo que afeta diretamente a previsão deste ângulo.

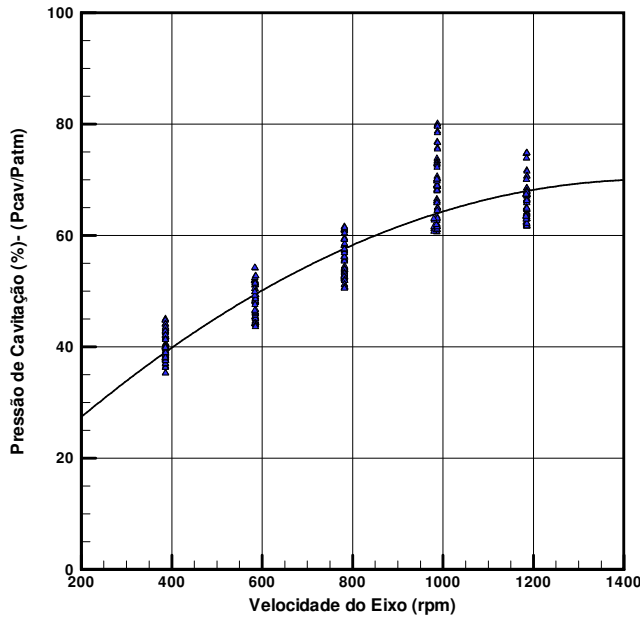


Figura 7-39 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo para o mancal 3.

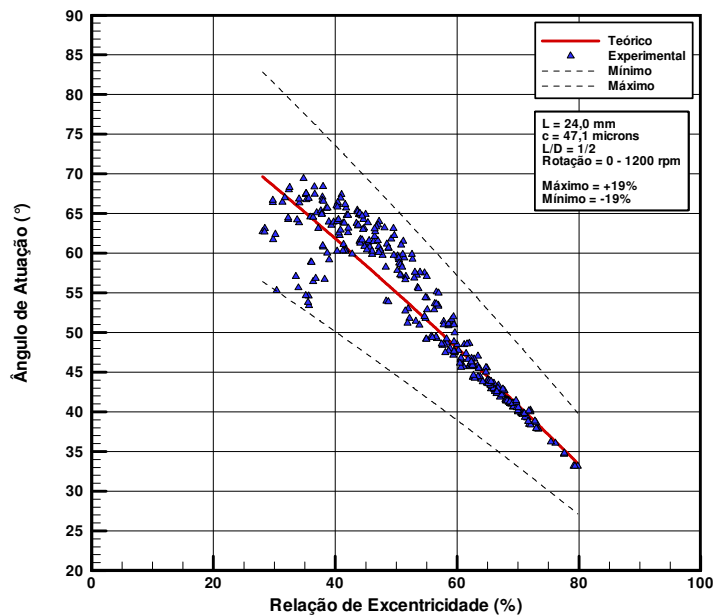


Figura 7-40 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade para o mancal 3.

O efeito da instabilidade do eixo foi bem caracterizado pelo ângulo de atuação apresentado na Fig. 7-40. Como pode ser observado, os resultados obtidos para relações de excentricidade inferiores a 60% apresentaram um maior espalhamento e este espalhamento está relacionado às maiores velocidades e às menores cargas necessárias para que estas relações de excentricidade pudessem ser caracterizadas. À medida que a carga foi aumentada e proporcionou maiores relações de excentricidade o mancal estabilizou-se e a medição da posição do mancal foi facilitada.

## 7.4 Resultados para o Mancal 4

Repetiu-se o procedimento de teste para o mancal 4 e os principais resultados são apresentados a seguir. O efeito de redução da viscosidade devido ao aquecimento do óleo pela dissipação viscosa observado no teste 2, não repetiu-se neste teste. Entretanto, a instabilidade do mancal, observada no teste 3, foi crítica chegando a inviabilizar a realização do teste a 1200 rpm. O aumento da instabilidade foi provocado pela redução de rigidez devido ao aumento da folga radial, neste caso 97,8  $\mu\text{m}$ , e pela necessidade de trabalhar-se com cargas reduzidas para que relações de excentricidades inferiores a 0,6 pudessem ser obtidas. No teste a 1200 rpm estas instabilidades estiveram presentes sobre toda a faixa de relações de excentricidade e por isto na curva de número de Sommerfeld versus relação de excentricidade apresentada na Fig. 7-41 tal rotação não foi incluída.

As oscilações do mancal para determinadas cargas e velocidades excitavam o sistema de carregamento levando-o à ressonância e nestes momentos os sinais de carga, de torque e de relação de excentricidade ficavam prejudicados e se tornavam fisicamente inconsistentes.

Embora os desvios entre o experimento e computação para o mancal 4, conforme explorado na Fig. 7-41, sejam maiores que aqueles observados para o mancal 3 (ver Fig. 7-30), uma vez que ambos os mancais possuem a mesma relação entre comprimento e diâmetro igual a 1/2, há uma excelente concordância nos números de Sommerfeld experimentais obtidos para ambos os mancais. Conforme observado também para os mancais 1, 2 e 3, tal concordância ratifica a qualidade dos experimentos realizados.

Resultados para a carga suportada pelo mancal, para a máxima pressão no filme de óleo, para o torque viscoso, para o ângulo de cavitação e para o ângulo de atuação para o mancal 4 são explorados nas Fig. 7-43 a 7-51, respectivamente.

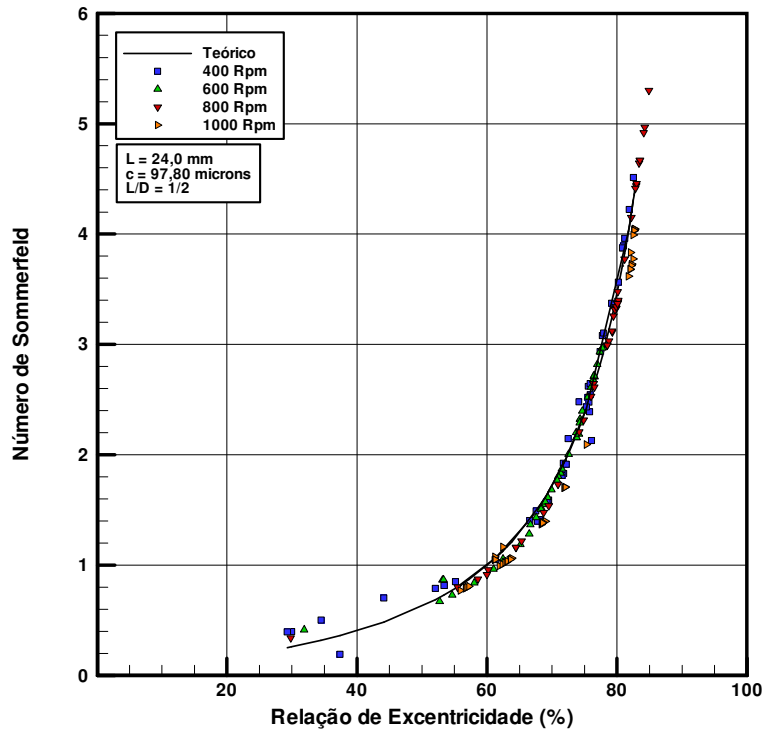


Figura 7-41 – Número de Sommerfeld versus relação de excentricidade; mancal 4.

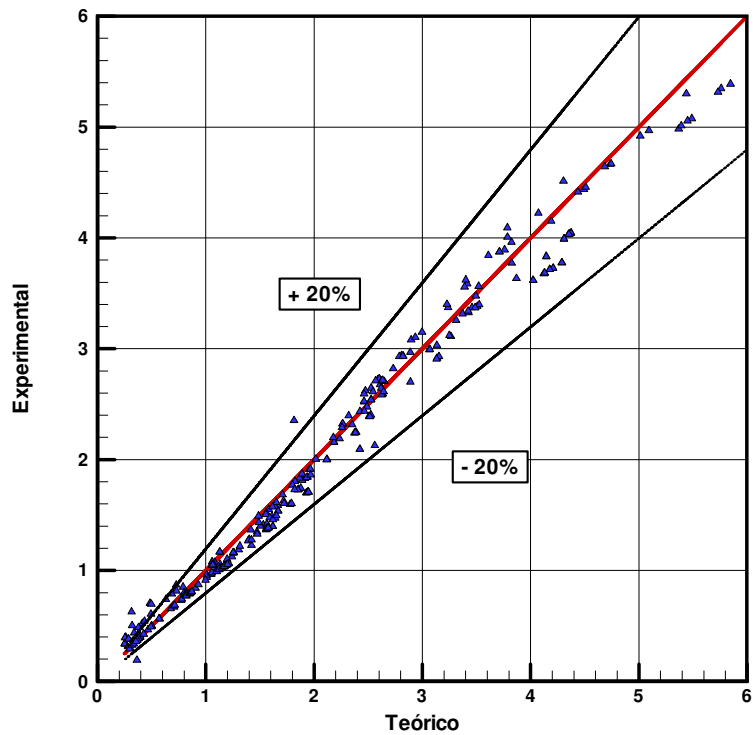


Figura 7-42 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o número de Sommerfeld; mancal 4.

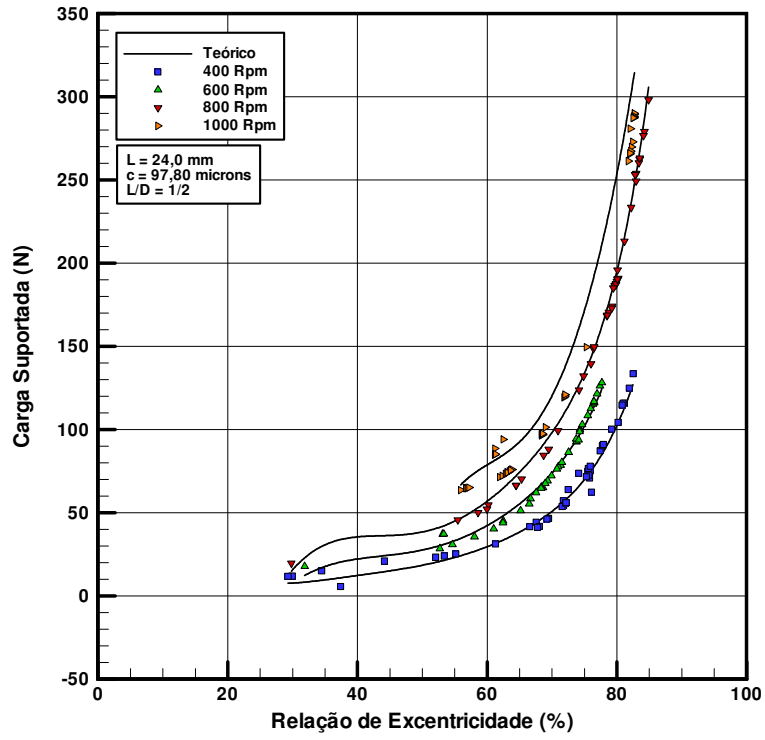


Figura 7-43 – Carga suportada versus relação de excentricidade para o mancal 4.

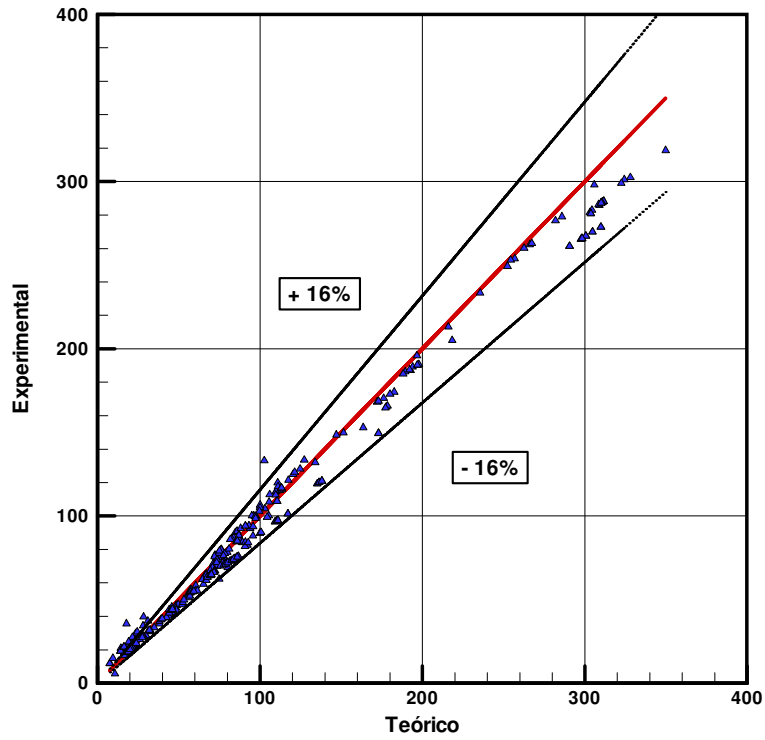


Figura 7-44 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a carga suportada pelo mancal 4.

Como já foi colocado anteriormente, as ondulações das curvas teóricas apresentadas, por exemplo na Fig. 7-43, são provocadas pelo ajuste polinomial adotado para representar os pontos teóricos, também discretos.

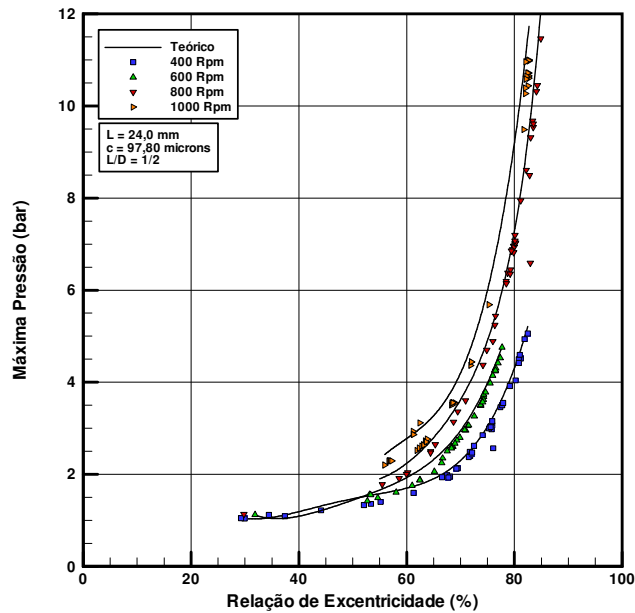


Figura 7-45 – Máxima pressão no lubrificante versus relação de excentricidade no mancal 4.

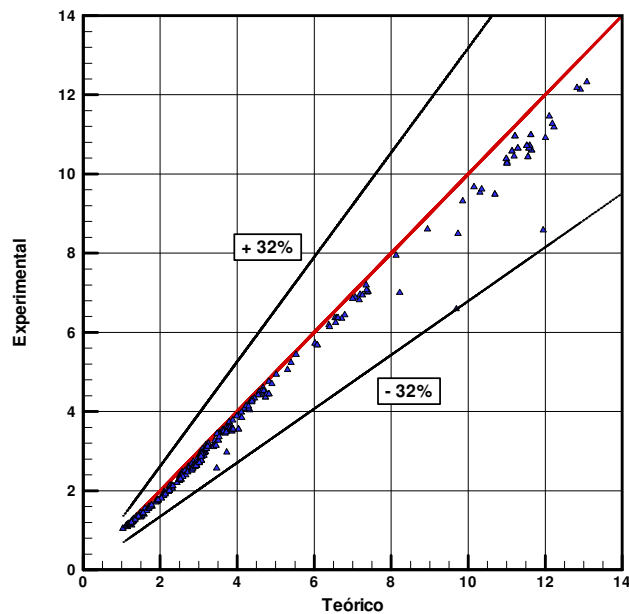


Figura 7-46 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a máxima pressão no mancal 4.

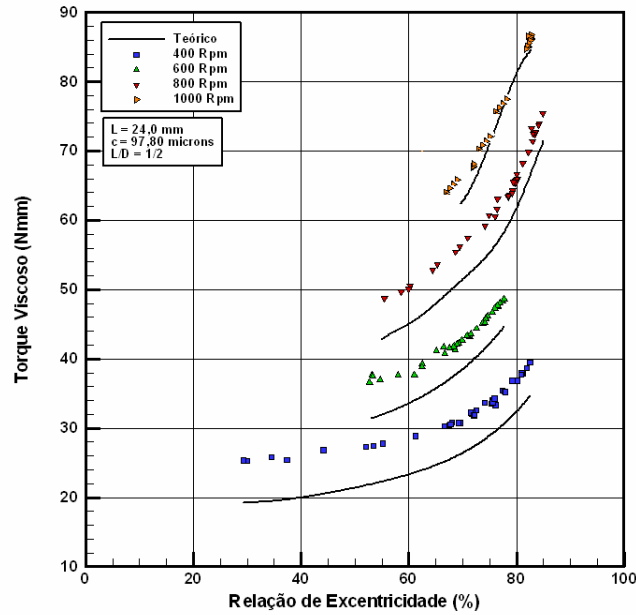


Figura 7-47 – Torque viscoso versus relação de excentricidade no mancal 4.

Tabela 7-5 – Torque viscoso para cilindros concêntricos; mancal 4.

	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm
<i>Petrov (Nmm)</i>	20,78	27,19	36,50	45,80	-
<i>White (Nmm)</i>	21,00	27,98	37,20	46,14	-

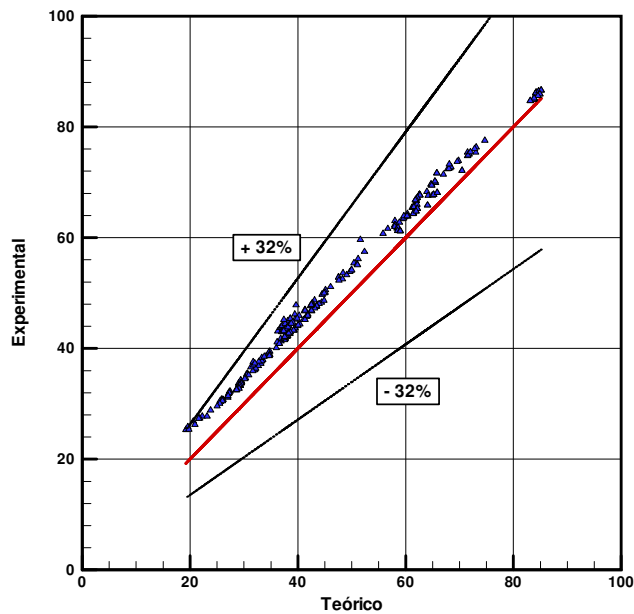


Figura 7-48 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para o torque viscoso no mancal 4.

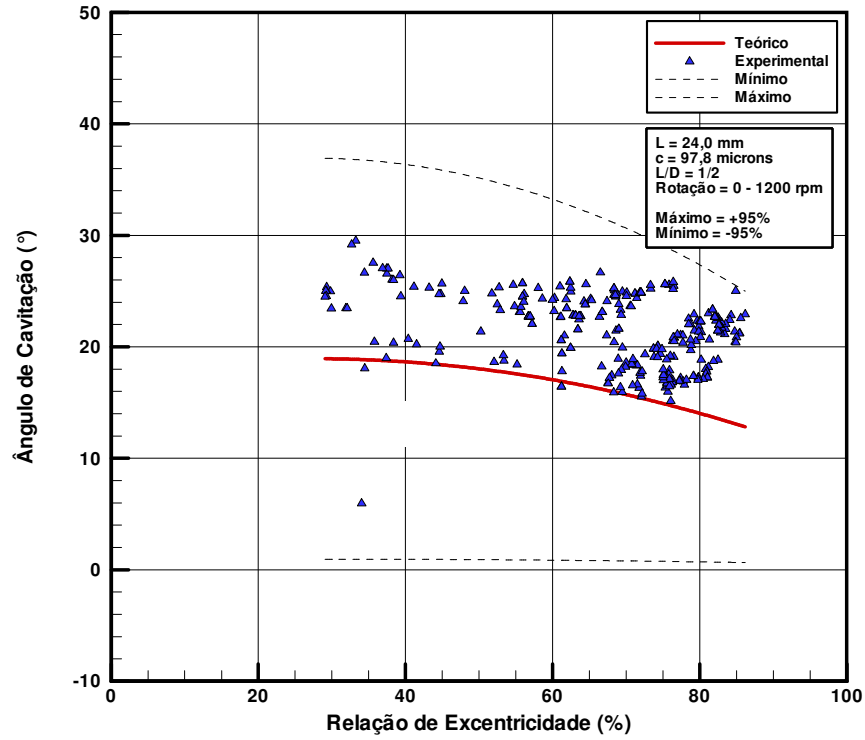


Figura 7-49 – Ângulo de cavitação versus relação de excentricidade para o mancal 4.

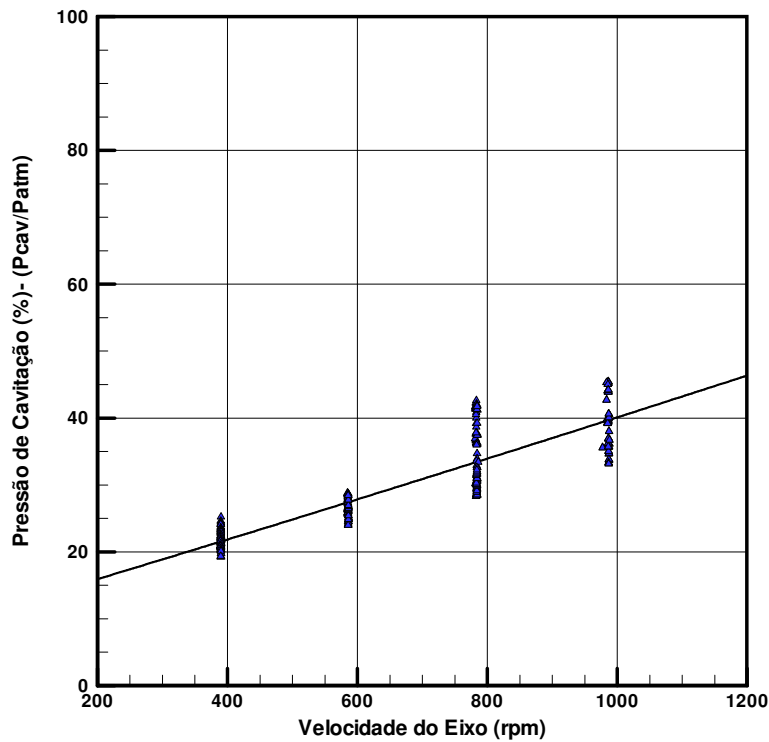


Figura 7-50 – Pressão de cavitação versus velocidade de rotação do eixo no mancal 4.

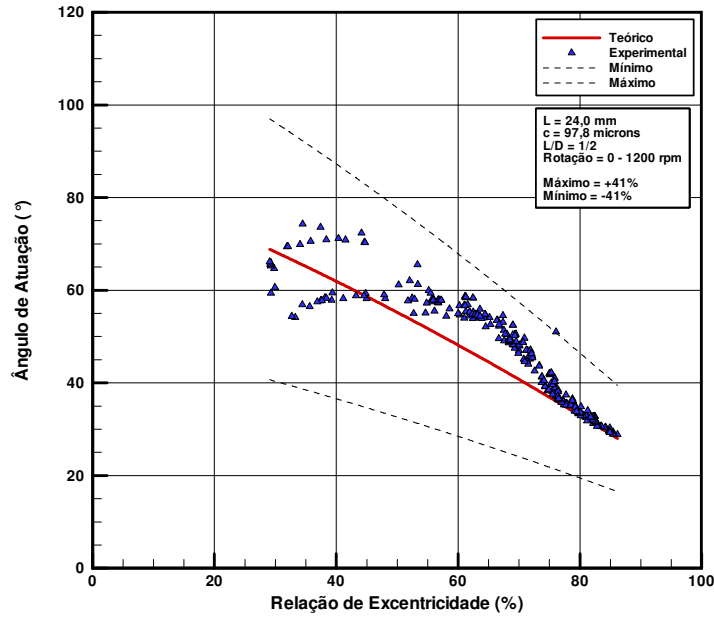


Figura 7-51 – Ângulo de atuação versus relação de excentricidade para o mancal 4.

A seguir são apresentados perfis de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4, onde pretende-se ilustrar a evolução da fronteira de cavitação, tanto na sua posição quanto nos valores atingidos. Distribuições de pressão para  $\epsilon=0,76$ ,  $0,76$  e  $0,61$  são apresentados nas Fig. 7-52 a 7-54, respectivamente.

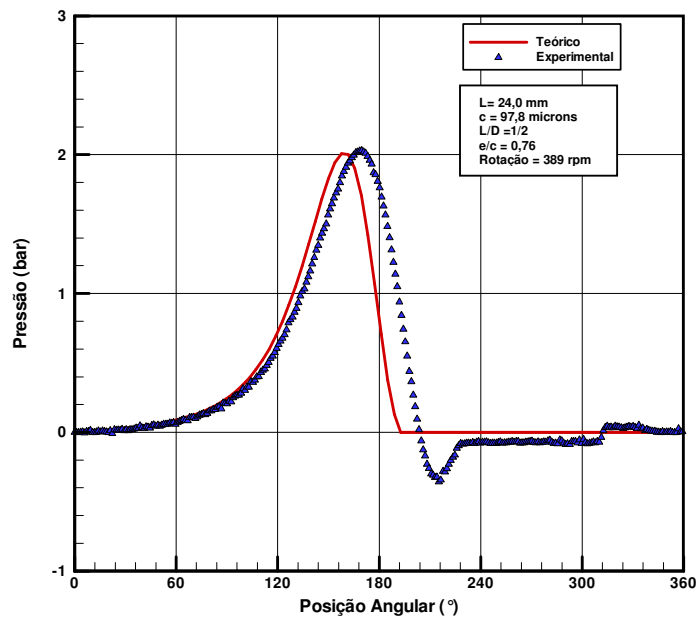


Figura 7-52 - Perfil de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4 e para  $\epsilon = 0,76$ .



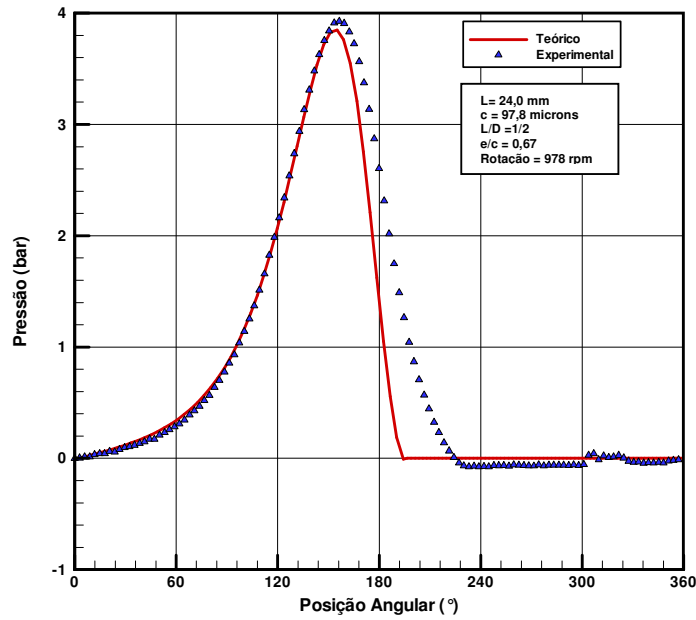


Figura 7-53 - Perfil de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4 e para  $\epsilon = 0,67$ .

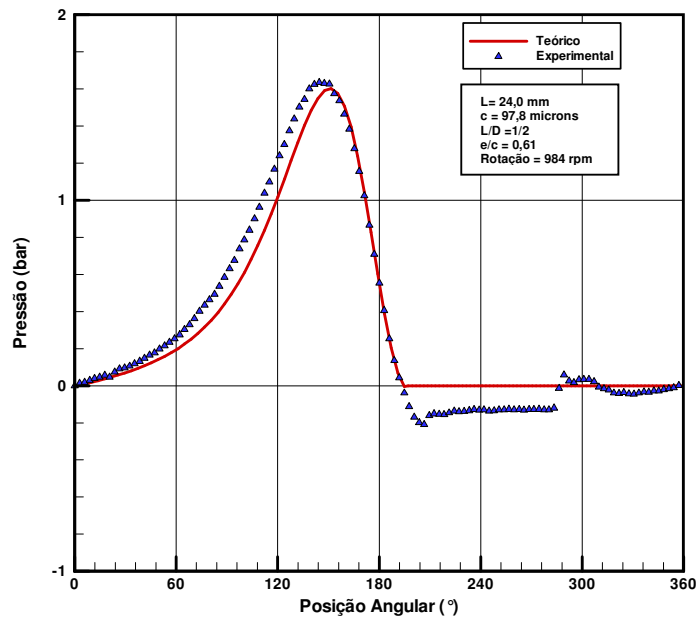


Figura 7-54 - Perfil de pressão ao longo da linha de centro circunferencial para o mancal 4 e para  $\epsilon = 0,61$ .

Conforme apresentado nas Fig. 7-52 a 7-54, nota-se um comportamento interessante na região de cavitação na Fig. 7-52. A baixa velocidade de rotação do eixo (389 rpm) e a alta

relação de excentricidade (0,76) proporcionaram um perfil de pressão diferenciado na região de cavitação marcado por uma pressão não uniforme ao longo da região divergente.

## 7.5 A Fronteira de Cavitação

Os resultados obtidos com a experimentação dos quatro mancais apresentados anteriormente motivaram a realização de duas análises experimentais qualitativas quanto a natureza dos fenômenos que caracterizam a região cavitada; são elas a visualização da fronteira de cavitação e o teste do mancal em uma condição de imersão no óleo lubrificante.

Nas visualizações, obtiveram-se informações relacionadas à natureza da fronteira de cavitação, sua formação, a forma do estriamento, a reformação do filme e a alimentação de lubrificante. No teste de imersão, buscou-se identificar que papel o ar, presente nas vizinhanças do mancal, poderia exercer sobre a região cavitada, principalmente no que diz respeito às pressões atingidas nesta região.

### 7.5.1 Visualização da região de cavitação

A montagem utilizada para a visualização da região de cavitação é apresentada na figura 7-55.

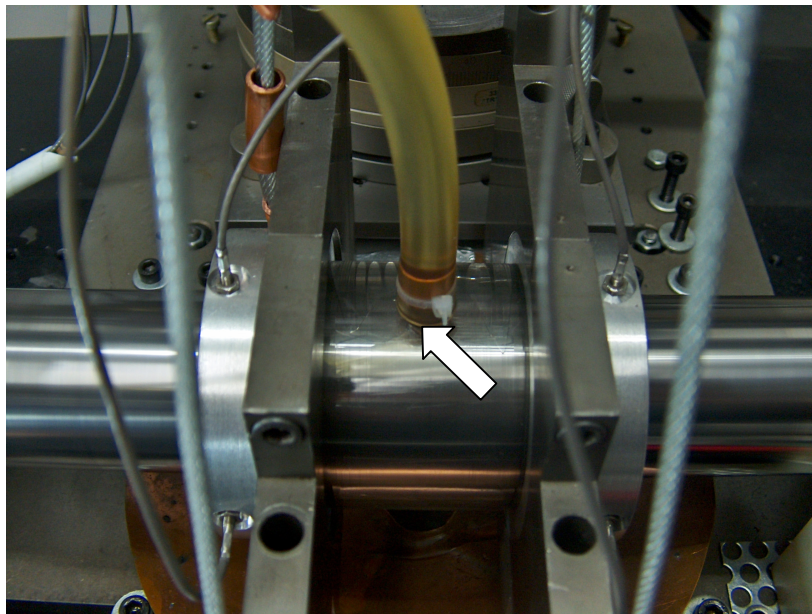
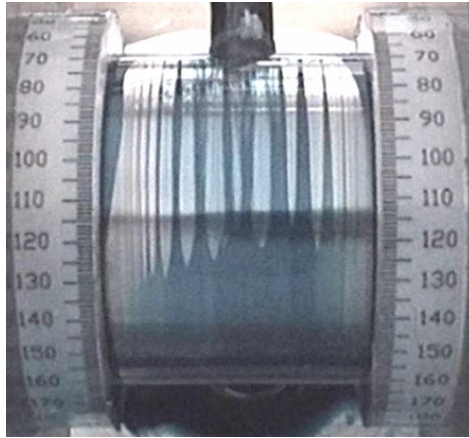


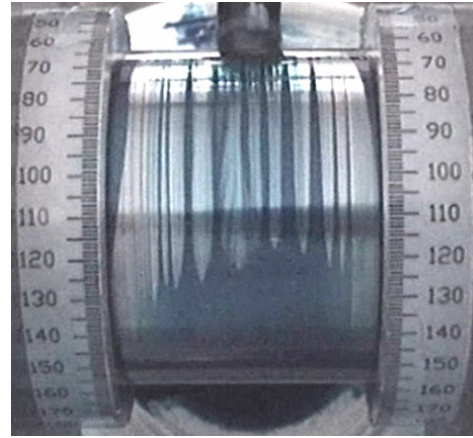
Figura 7-55 – Montagem para visualização da região de cavitação.

Como pode ser observado na Fig. 7-55 trata-se de uma luva de acrílico acoplada ao sistema de posicionamento da bancada. Por tratar-se de uma folga da ordem de décimos de milímetros, e devido à característica translúcida do óleo utilizado, necessitou-se adicionar um corante<sup>9</sup> ao lubrificante para que o estriamento pudesse ser observado. A adição do corante e a ausência de um ensaio metrológico sobre as peças usinadas (luva + suportes) deram a este experimento um caráter qualitativo.



Região Divergente

(a)



Região Divergente

(b)

Figura 7-56 – Fronteira de cavitação indicando a ruptura do filme de óleo.

Obs: Sentido de rotação de baixo para cima

Ambas as imagens mostradas nas Fig. 7-56(a) e (b), foram obtidas mantendo-se as mesmas condições de teste, ( $F = 500 \text{ N}$  e  $N = 500 \text{ rpm}$ ), em dois instantes de tempo distintos. Conforme observado nas figuras, o filme de óleo perde sua continuidade e passa a escoar em estrias entre os valores de escala de 120 a 130° (a partir do orifício de alimentação de óleo e da linha de aplicação de carga). Nesta região divergente (230 a 240°) da folga radial, não há óleo suficiente para ocupar todo o espaço entre o eixo e o mancal e o lubrificante busca então a configuração de estrias. Dada a distinção entre os padrões de estrias verifica-se que esta é uma configuração de escoamento que apresenta uma certa instabilidade. Em ambos os casos, o lubrificante é admitido pelas laterais do mancal na região divergente visualizada nas imagens.

<sup>9</sup> Solução de azul de metileno em álcool

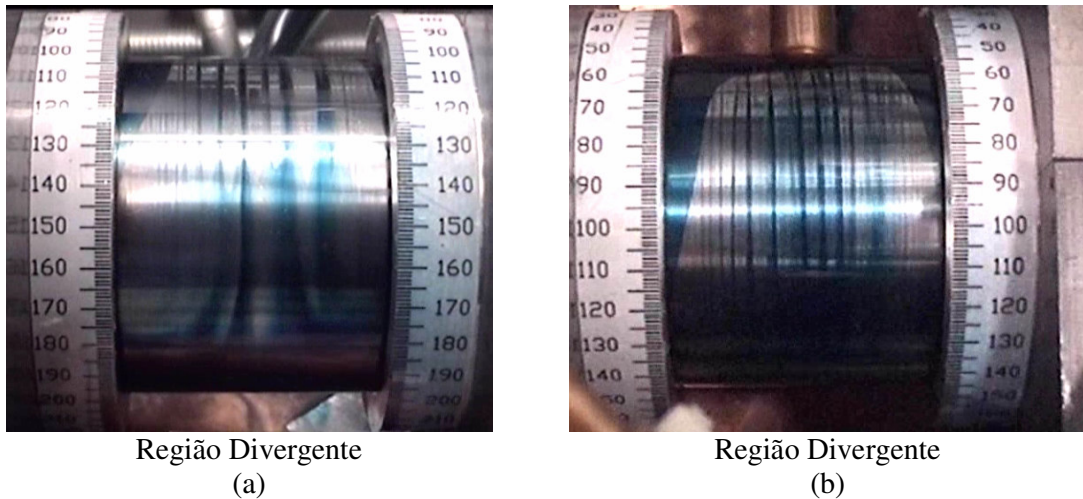


Figura 7-57 – Visualização da reentrada de lubrificante na região divergente do mancal.

Obs: Sentido de rotação de baixo para cima

Nas Fig. 7-57(a) e (b) pode-se observar a reentrada de lubrificante pelas laterais do mancal e a região de reformação do filme de óleo onde o mesmo volta a ser contínuo. A região de reformação do escoamento, observada na Fig. 7-57 (b) mostrou-se dependente do carregamento, da velocidade de operação e principalmente da vazão de lubrificante disponível no orifício de alimentação.

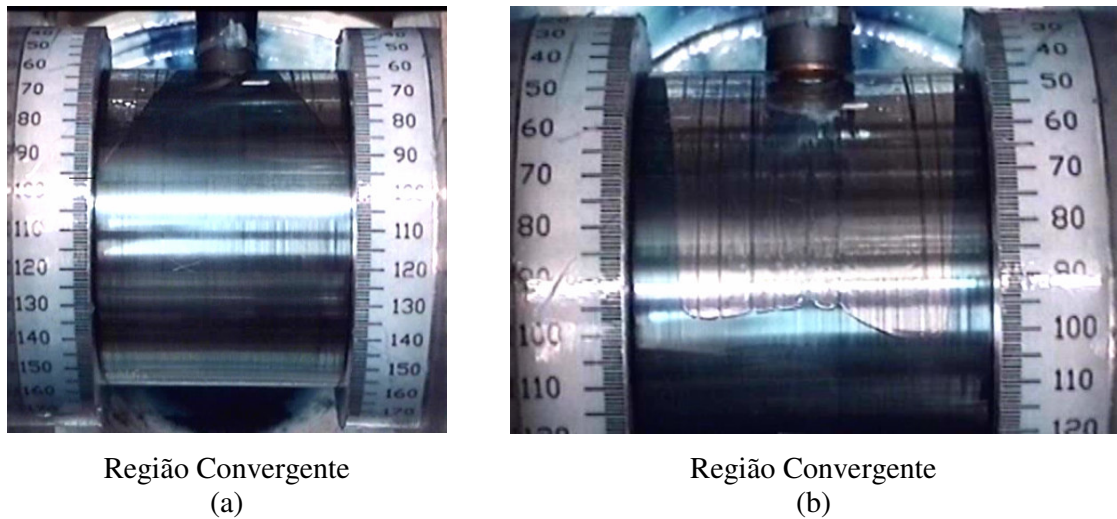


Figura 7-58 – Visualização da região de reformação do filme de óleo na região convergente da folga radial para vazões de óleo distintas.

Obs: Sentido de rotação de cima para baixo

As Fig. 7-57 (b) , 7-58 (a) e (b) ilustram a região de alimentação de lubrificante. Nas Fig. 7-58 (a) e (b) a observação é feita a partir da região convergente do mancal (início do

filme contínuo), já na Fig. 7-57 (b) a observação é feita a partir da região divergente onde o filme estriado inicia a sua reformação.

As três imagens foram obtidas com vazões distintas de lubrificante para a mesma carga e velocidade de operação, sendo a vazão de óleo diminuída da Fig. 7-57 (b) para a Fig. 7-58 (b). Pode-se notar que no primeiro caso, apresentado na Fig. 7-57 (b), o fluxo elevado de lubrificante proporcionou o início da reformação ainda na região divergente, na medida em que a alimentação de lubrificante foi sendo restringida a região de reformação foi atrasada chegando à região convergente do mancal, apresentada nas Fig. 7-58 (a) e (b) .

Na Fig. 7-58 (b), a redução do fluxo de lubrificante pelo orifício alimentador intensificou a reentrada de lubrificante pelas vizinhanças do mancal para que a sustentação pudesse ser mantida. Ou seja, o mancal passou a se auto-lubrificar com o óleo disponível em suas vizinhanças, óleo este mantido nas laterais do mancal pelo arraste do eixo.

A ruptura do filme lubrificante será discutida a seguir em maior profundidade com auxílio da Fig. 7-59. Esta figura é uma ampliação da Fig. 7-56(a).

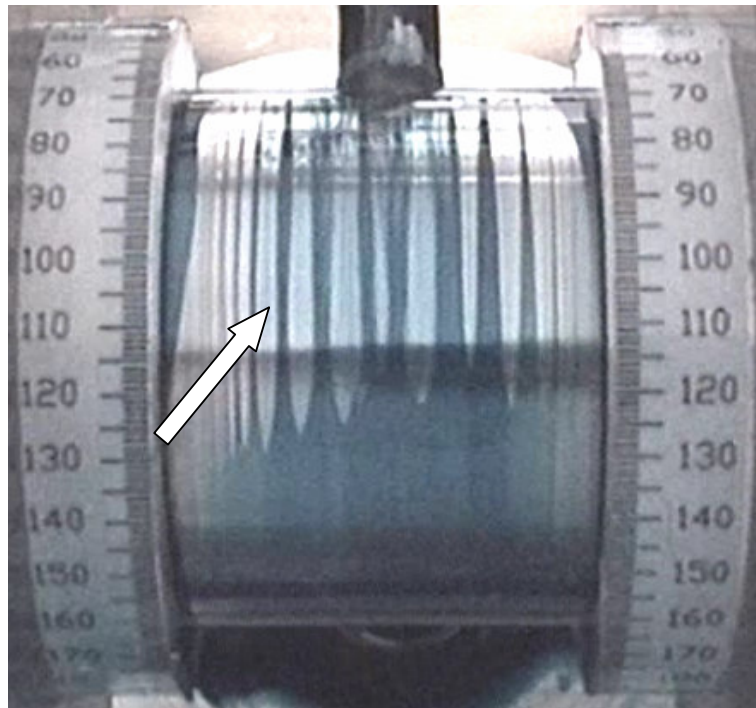


Figura 7-59 – Fronteira de cavitação na região divergente do filme de óleo indicando o descolamento das estrias da superfície do mancal.

Obs: Sentido de rotação de baixo para cima



Na Fig. 7-59 pode-se observar o padrão de estriamento típico descrito na literatura para mancais radiais hidrodinâmicos. É visível a separação do escoamento no plano de operação do mancal (estrias), porém esta imagem permite que outras considerações sejam feitas. Observando-se a estria indicada pela seta, nota-se que a mesma sofre alterações de espessura na medida em que caminha para a reformação do filme. Esta variação sugere que a separação do filme, além de ocorrer no plano do mancal, também ocorra ao longo da espessura do filme de óleo, conforme ilustrado na Fig.7-60.

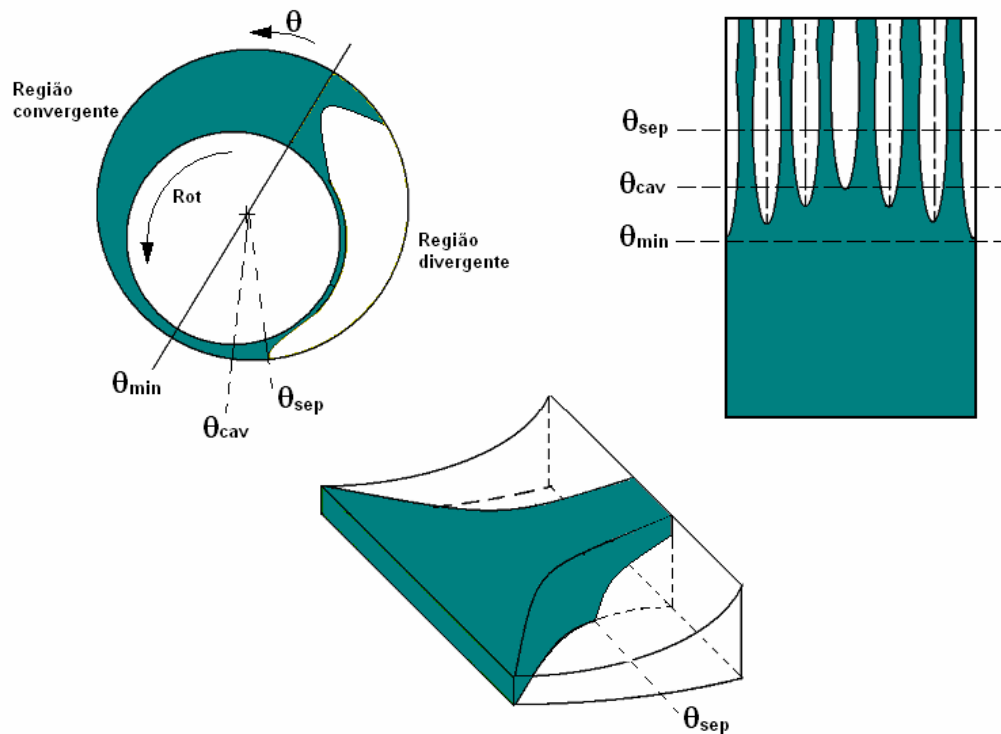


Figura 7-60 – Ilustração da região de cavitação indicando o descolamento do filme lubrificante.

O filme de lubrificante escoar pela região convergente, à medida em que a folga diminui. O lubrificante é descarregado pelas laterais do mancal até atingir a região de folga mínima, em  $\theta = \pi$ . Após atingir a folga mínima e enquanto a pressão estiver acima da pressão nas laterais do mancal, o filme mantém sua continuidade pois o óleo é alimentado para a região divergente pelo gradiente adverso de pressão. Quando a derivada da pressão se anula o filme de óleo perde sua continuidade e passa a escoar em estrias, o que ocorre em  $\theta = \theta_{cav}$ , conforme ilustrado na Fig. 7-60. O estriamento permanece e as estrias vão se tornando cada vez menos espessas. Este comportamento deveria ser observado em toda a região divergente

até que as estrias se encontrem novamente na região de re formação, devido à alimentação de lubrificante. Entretanto, como é indicado na Fig. 7-59, algumas estrias tem a sua espessura aumentada ainda na região divergente, indicando o descolamento do filme de óleo de uma das superfícies. Evidências visuais observadas nos experimentos indicam que o descolamento ocorre na superfície do mancal. Este efeito pode ser ilustrado na figura a seguir.

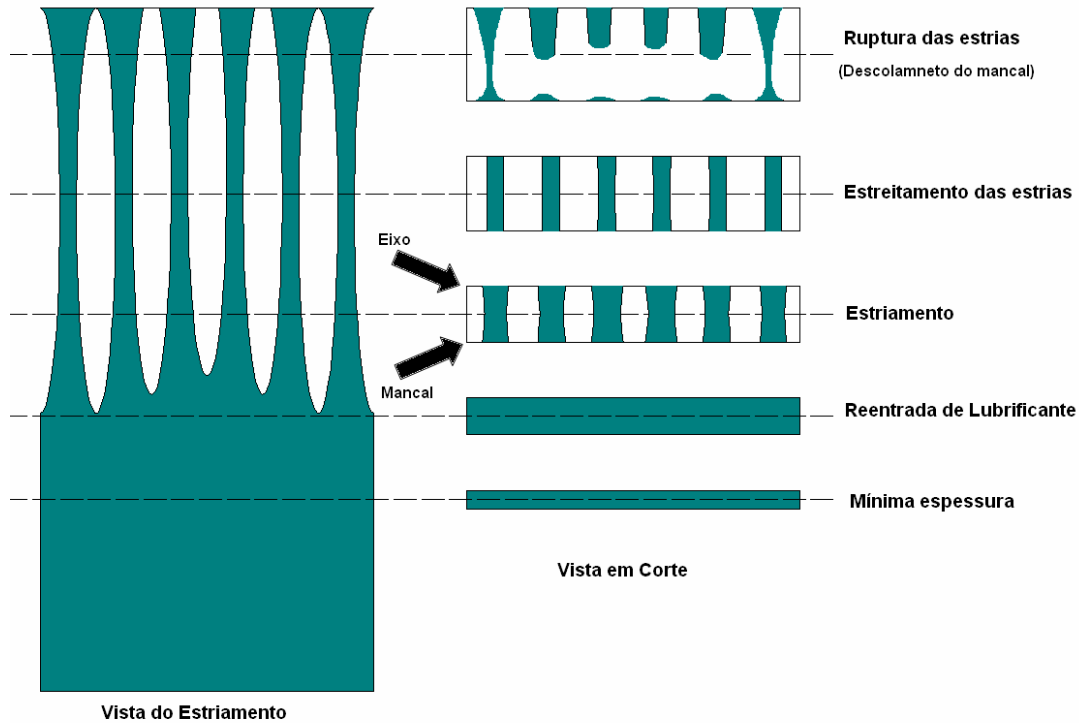


Figura 7-61 – Ilustração da evolução da espessura das estrias na região de cavitação.

No experimento, o processo descrito anteriormente para a evolução das estrias é modificado pela presença de lubrificante nas laterais do mancal. Observou-se a formação de bolsões de lubrificante conduzidos pelo eixo que garantiam a presença de óleo na região divergente, nas laterais da folga radial. Estas evidências experimentais permitem que os desvios observados na previsão do ângulo de cavitação, apresentados nos itens anteriores, possam ser melhor compreendidos.

A presença de lubrificante nas laterais do mancal dão à fronteira de cavitação o caráter dinâmico observado nas medições, e desta forma pode-se obter-se ângulos distintos para uma mesma condição de operação. É que não se tem controle quanto à presença ou ausência de lubrificante nas laterais do mancal. Tais evidências forneceram subsídios importantes na concepção do modelo numérico para carregamento dinâmico a ser utilizado no próximo capítulo.

## 7.6 Teste de Imersão

Uma vez que o comportamento da região de cavitação poderia estar associado à disponibilidade de lubrificante nas laterais do mancal, resolveu-se realizar um experimento onde o mancal foi imerso no lubrificante. Neste teste, o mancal 1 foi envolvido por placas de contenção para que o lubrificante admitido durante o teste fosse acumulado até que o mancal estivesse totalmente imerso. O perfil de pressão e a relação de excentricidade foram monitorados até que a imersão total fosse atingida.

O lubrificante foi evacuado para evitar que umidade e gases dissolvidos no mesmo pudessem mascarar os resultados obtidos para o perfil de pressão. Esperava-se que as pressões de cavitação obtidas durante a imersão fossem menores que as observadas na presença de ar. Esta expectativa foi gerada pela observação dos resultados numéricos fornecidos pela equação de Reynolds. A equação de Reynolds como foi apresentado no capítulo 3 é resolvida utilizando-se pressões prescritas nas laterais como condição de contorno, não há nenhuma informação sobre a presença ou não de outro fluido a não ser o próprio lubrificante. Desta forma, o mancal imerso estaria caracterizando fielmente as condições de contorno aplicadas para a solução da equação. Tem-se assim uma pressão uniforme e a presença de um único fluido, o lubrificante.

A equação de Reynolds quando resolvida para todo o domínio de solução,  $\theta = 0^\circ$  a  $360^\circ$  (condição dita de Sommerfeld), fornece um perfil de pressão que pode ser ilustrado na figura a seguir.

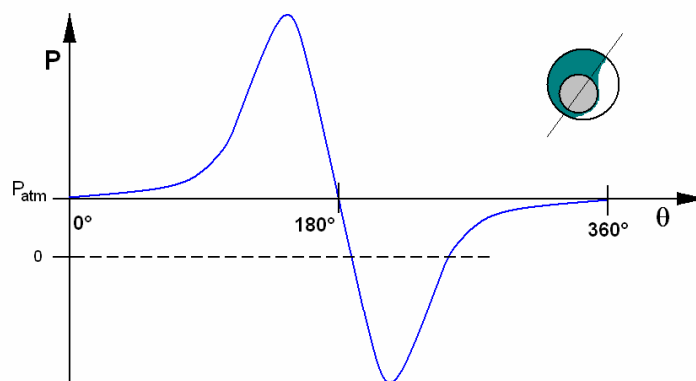


Figura 7-62 – Perfil de pressão típico para condição de Sommerfeld, onde os efeitos de cavitação são ignorados.



Esta solução pode ser interpretada assumindo-se que os gradientes de pressão gerados na região divergente são análogos aos gerados na região convergente, ou seja, o mesmo gradiente de pressão que expulsou o lubrificante na região convergente deveria ser gerado na região divergente para que o fluido fosse readmitido. Em muitas situações de operação as pressões fornecidas pela solução da equação de Reynolds utilizando-se a condição de contorno de Sommerfeld são inconsistentes por permitir a ocorrência de pressões inferiores à pressão nula absoluta.

Para que a solução anterior possa ser utilizada, deve-se limitar as pressões sub-atmosféricas ao limite da pressão de vapor do lubrificante, no caso de um óleo puro isento de contaminantes. Deve-se ressaltar que para óleos minerais estas pressões são da ordem de alguns kPa.

Exceto pela limitação da pressão, conforme explorado anteriormente, esperava-se que as pressões obtidas experimentalmente fossem pequenas, o que não se verificou. Resultados para a distribuição circunferencial de pressão considerando o processo de imersão do mancal no óleo lubrificante são apresentados nas Fig. 7-63 a 7-67.

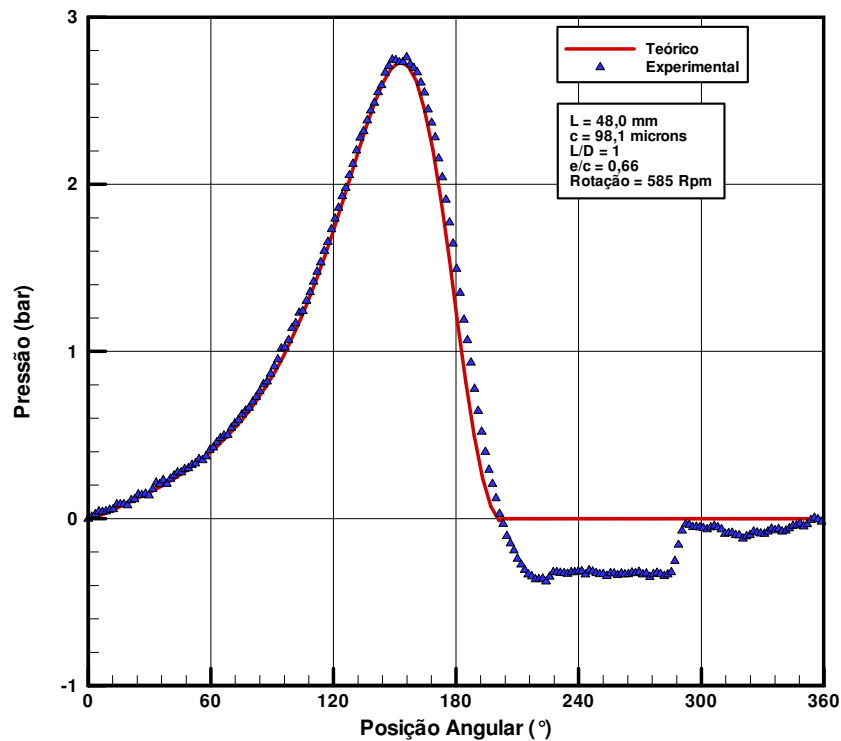


Figura 7-63 – Perfil de pressão circunferencial antes da imersão.

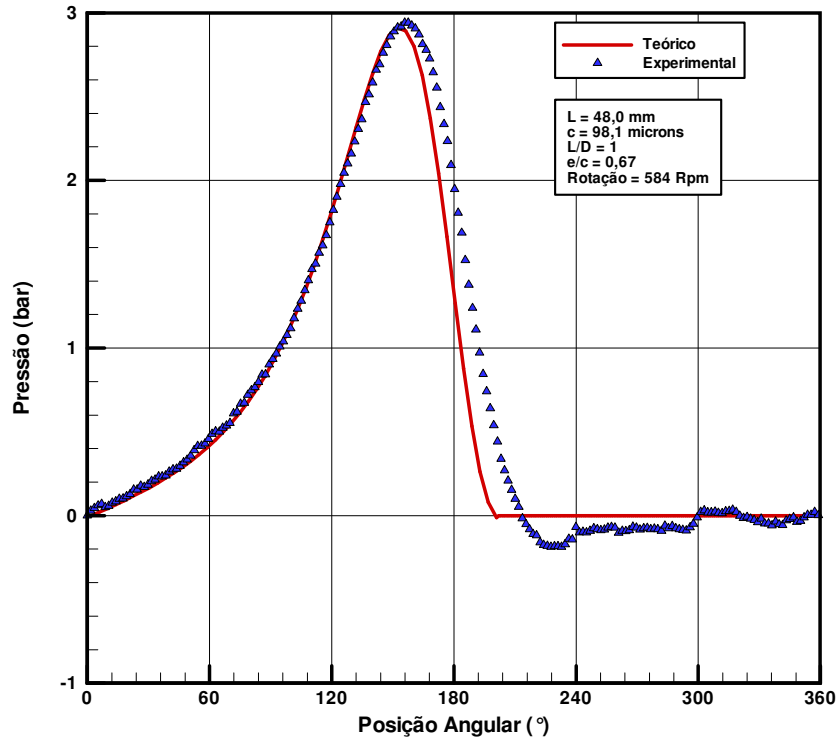


Figura 7-64 - Perfil de pressão circunferencial no início da imersão.

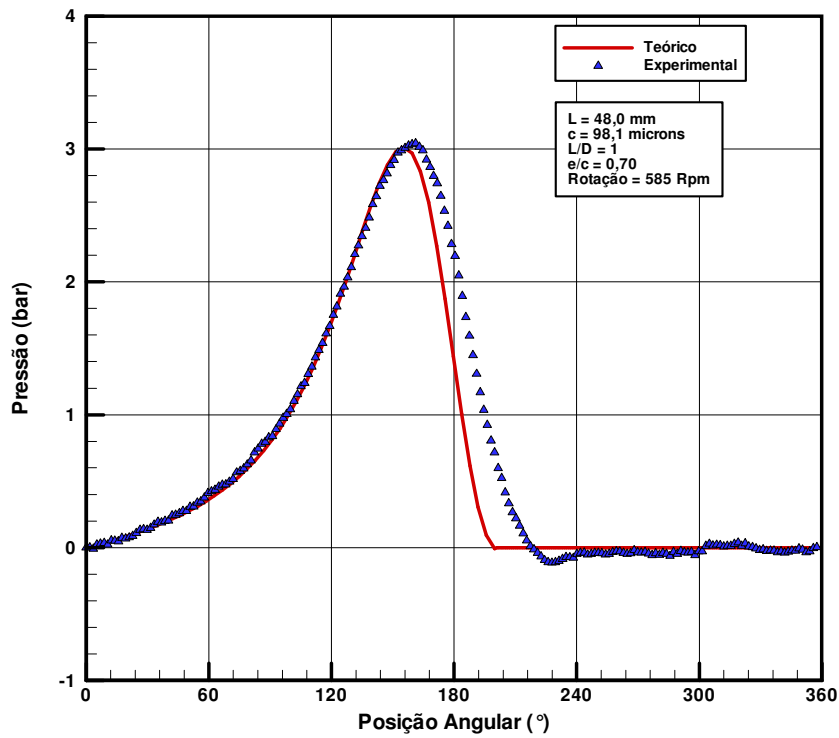


Figura 7-65 - Perfil de pressão circunferencial no mancal semi-imerso.

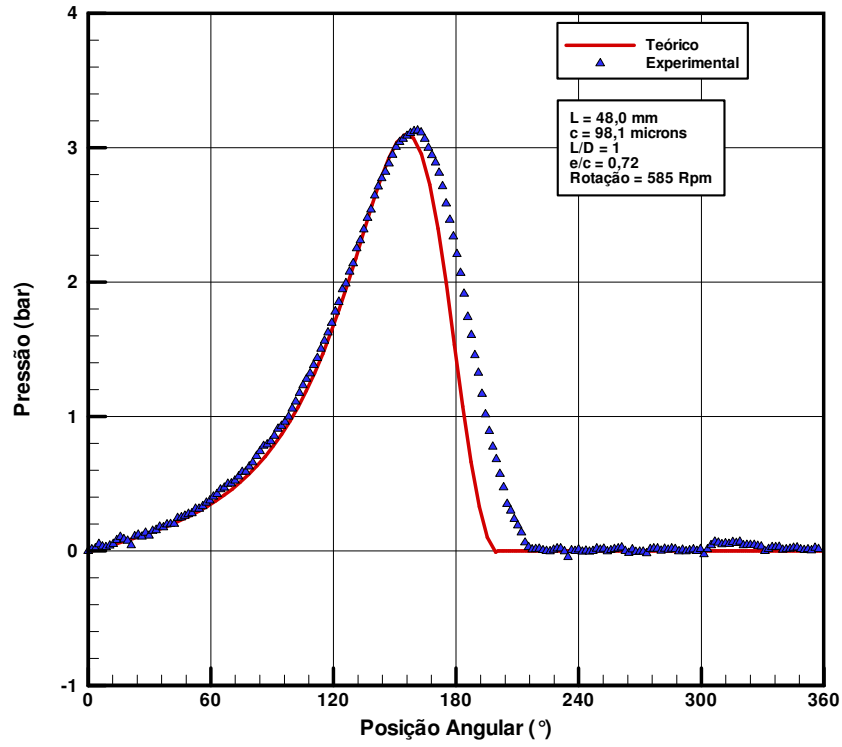


Figura 7-66 - Perfil de pressão circunferencial no mancal imerso.

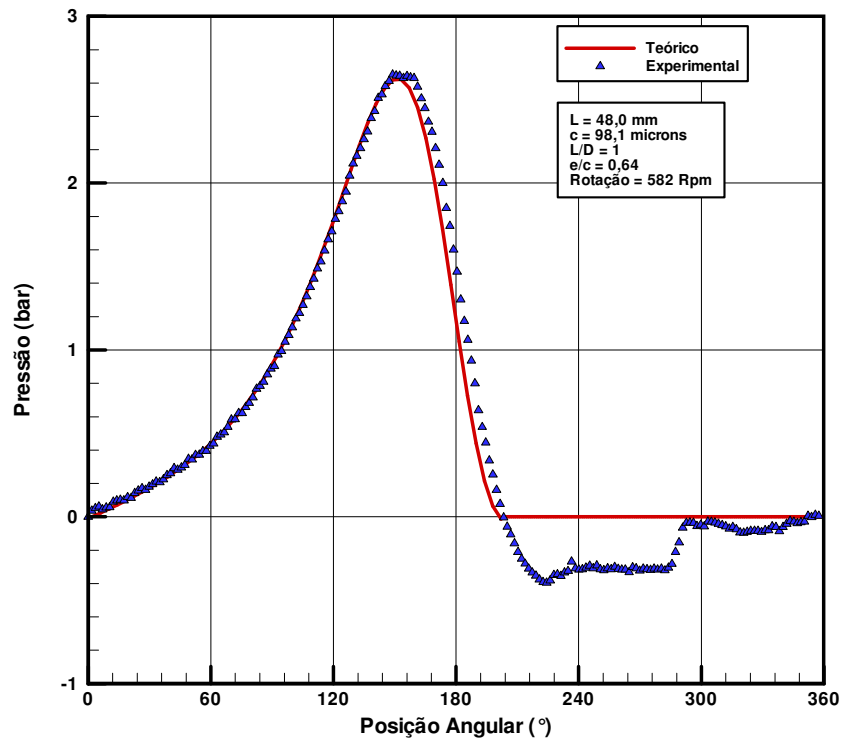


Figura 7-67 - Perfil de pressão circunferencial desfeita a imersão.

Como pode ser observado nas Fig. 7-63 a 7-67, a pressão na região de cavitação aumentou na medida em que a imersão foi sendo realizada e desta forma a expectativa descrita anteriormente não foi confirmada. Este comportamento motiva a realização de experimentos futuros uma vez que não se tem até o momento a compreensão do fenômeno físico responsável por este aumento da pressão de cavitação.

Outro resultado interessante que foi observado durante o teste está relacionado à capacidade de carga do mancal e ao fornecimento de lubrificante. Antes da imersão, o lubrificante foi fornecido pelo sistema de abastecimento, ou seja, pelos tanques de armazenamento ligados ao mancal por uma mangueira de distribuição. Quando imerso, o orifício de alimentação do mancal foi exposto ao lubrificante armazenado para que o mancal admitisse o lubrificante pelas suas laterais. Neste momento, o insuflamento de lubrificante deixou de ser pressurizado pela coluna dos tanques, cerca de 1,0 m de coluna de óleo (9,0 kPa) e o mancal perdeu sustentação por não conseguir manter o fluxo de lubrificante requerido para o preenchimento da folga radial.

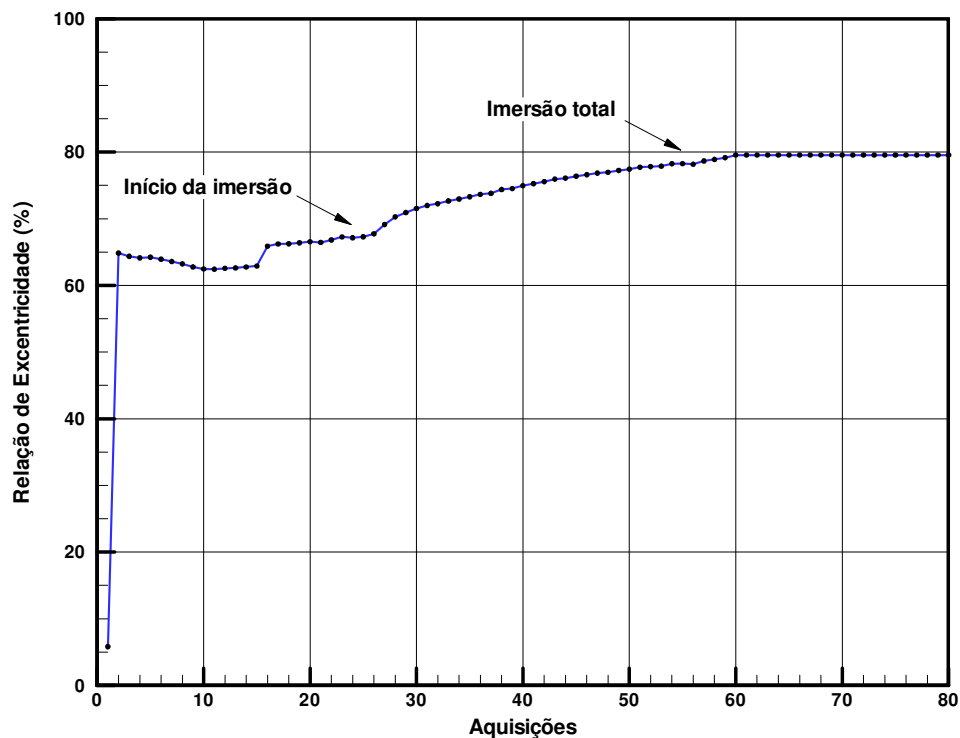


Figura 7-68 – Evolução da relação de excentricidade no teste de imersão.

Da Fig.7-68 pode-se notar que a relação de excentricidade do eixo foi aumentada de 0,62 para cerca de 0,80 à medida em que o teste de imersão foi executado. Antes da imersão

total o óleo foi fornecido ao mancal através do orifício de alimentação interligado aos tanques de armazenamento. Depois de imerso abriu-se o orifício de alimentação e o óleo acumulado nas vizinhanças do mancal passou a ser succionado. A redução de sustentação do mancal, mostra que mesmo pequenas pressurizações, neste caso proporcionada pela coluna de óleo nos tanques de armazenamento, do sistema de alimentação do mancal podem influenciar na sua capacidade de carga. Deve-se então dedicar atenção especial ao fornecimento de lubrificante durante o projeto de um mancal.

Para que a coluna de lubrificante não influenciasse os resultados obtidos, durante os testes de carregamento estático manteve-se o nível dos tanques através de um sistema automatizado de recirculação, composto por uma bomba e uma sonda de nível conforme explorado no capítulo 5.

Ainda no que diz respeito à pressão de cavitação, nota-se pelos resultados obtidos em carregamento estático, apresentados nas Fig. 7-12, 7-28, 7-39 e 7-50, que a pressão de cavitação medida mostrou um comportamento crescente frente a velocidade de operação e que as menores pressões foram alcançadas pelos mancais 1 e 4, que apresentam as maiores folgas radiais. Se a pressão de cavitação, neste tipo de configuração, estiver mesmo relacionada à facilidade com que o ar penetra pelas laterais do mancal na região divergente do filme, os resultados de carregamento estático corroboram o teste de imersão. Os mancais 1 e 4, por possuírem as maiores folgas facilitarão a entrada do ar propiciando baixos níveis de pressão na zona de cavitação. Já a velocidade de operação estaria relacionada com a disponibilidade de lubrificante nas laterais do mancal, pois o aumento da velocidade acarreta um maior consumo e conseqüentemente um maior volume de lubrificante sendo transportado pelo eixo. Este volume arrastado pelo eixo nas vizinhanças do mancal atuaria reduzindo a área livre nas laterais do mancal expostas ao ar ambiente conduzindo as pressões de cavitação aos níveis observados no teste de imersão. Deve-se ressaltar que esta disponibilidade de lubrificante nas vizinhanças do mancal foram constatados experimentalmente em várias situações.

## Capítulo 8

---



---

### CARREGAMENTO DINÂMICO

---

Seguindo a proposta de desenvolvimento de um modelo numérico para a simulação de mecanismos de compressão de compressores herméticos de refrigeração, partiu-se para o desenvolvimento de uma metodologia numérica para a solução do problema de lubrificação em regime transiente.

Em carregamento dinâmico a equação de Reynolds apresentada no capítulo 3 deve ser modificada para incluir um novo termo associado ao movimento de aproximação das superfícies, conhecido como filme espremido. A equação pode então ser reescrita como segue,

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (hU) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8-1)$$

onde o último termo do lado direito da equação representa a parcela referente ao filme espremido.

O método de volumes finitos apresentado no capítulo 3 poderia ser utilizado para a integração da equação em carregamento dinâmico, porém, como o trabalho propõe o desenvolvimento de um código para simulação do mecanismo de compressores, entendeu-se que o método de elementos finitos seria mais apropriado para a caracterização geométrica dos componentes do mecanismo. Nestes compressores, os eixos são normalmente dotados de rebaixos para o escoamento de lubrificante e estas caracterizações geométricas seriam problemáticas utilizando-se o método de volumes finitos em malhas estruturadas. Adicionalmente, o método de elementos finitos facilita a integração do problema de lubrificação e mancalização das partes móveis com o problema da deformação estrutural.

## 8.1 Integração da Equação de Reynolds pelo método de Elementos Finitos

O método de elementos finitos é um método numérico muito utilizado para a solução de problemas de engenharia. Foi desenvolvido a partir de 1956 para a análise problemas estruturais de aeronaves. Depois disso, devido a suas potencialidades, este método passou a ser utilizado para a solução de diferentes tipos de problemas.

No método de elementos finitos, o domínio de solução conforme apresentado na Fig. 8-1, é dividido em regiões denominadas de elementos. Estes elementos possuem pontos, denominados pontos nodais, posicionados sobre a fronteira dos mesmos garantindo a continuidade entre os elementos do domínio. Sobre cada elemento a distribuição da variável a ser determinada é considerada conhecida. Normalmente atribui-se uma distribuição polinomial à variável, e esta distribuição, conhecida como função de interpolação, é definida a partir do valor da variável nos pontos nodais. Deve-se satisfazer a condição de continuidade destas funções de interpolação sobre cada fronteira e estas funções devem satisfazer a equação governante do fenômeno em cada elemento. Uma vez determinada as funções que satisfazem ambas as condições tem-se a solução da equação a ser resolvida.

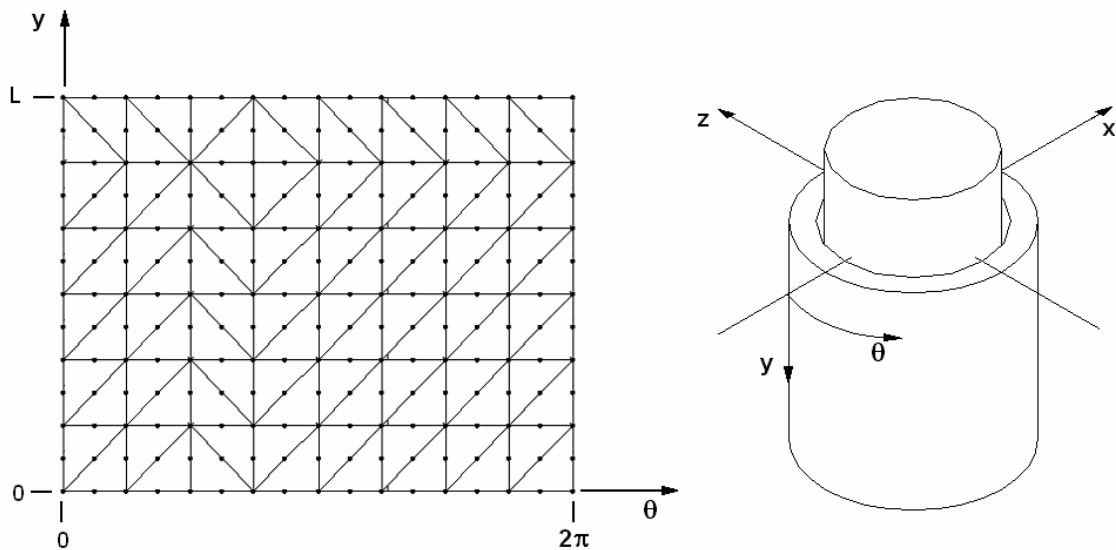


Figura 8-1 – Definição do domínio de solução para integração da equação de Reynolds em mancais radiais.

No presente trabalho optou-se por discretizar o domínio de solução em elementos triangulares, para que os detalhes geométricos do mecanismo do compressor possam ser adequadamente representados. Neste capítulo, a discretização não contempla estes detalhes

porque são os mancais dos testes de carregamento estático que serão aqui modelados. No capítulo 9, ai sim os detalhes geométricos serão introduzidos.

Como indicado na Fig. 8-1 para a discretização do domínio de solução em elementos triangulares, faz-se necessário definir um elemento típico, representativo de todos os demais. Este elemento será denominado elemento mestre e é apresentado na Fig. 8-2 considerando aproximações quadráticas das funções de interpolação.

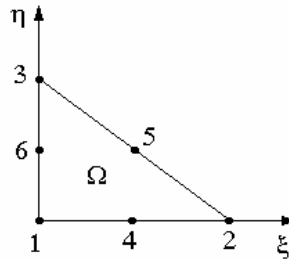


Figura 8-2 - Elemento mestre para discretização do domínio de solução em elementos triangulares quadráticos.

Cada elemento no domínio real, apresentado na Fig. 8-1, está relacionado ao elemento mestre por meio de transformações dadas pelas próprias funções de interpolação, também chamadas de funções de forma.

### 8.1.1 Formulação variacional

A partir da equação de Reynolds, Eq. 8-1, a formulação variacional define a função resíduo  $r(\theta, y)$  que deverá ser minimizada sobre o domínio elementar,

$$r(\theta, y) = -\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (Uh) - 12\mu \left( \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (8-2)$$

Multiplicando a função resíduo por uma função teste  $v(\theta, y)$  adequada, integrando sobre cada elemento do domínio, e fazendo a média ponderada resultante igual a zero, tem-se,

$$\int_{\Omega} \left[ -\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (Uh) - 12\mu \left( \frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] v(\theta, y) d\theta dy = 0 \quad (8-3)$$



onde  $\Omega_e$  identifica o elemento triangular quadrático no qual está sendo executada a integração.

Ainda, se,

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_v = \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial p}{\partial \theta} v \right) - \frac{\partial v}{\partial \theta} \left( \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \quad (8-4)$$

e

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_v = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial p}{\partial y} v \right) - \frac{\partial v}{\partial y} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (8-5)$$

chega-se a

$$\int_{\Omega_e} \left[ \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \frac{\partial v}{\partial \theta} + \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (Uh) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \right] d\theta dy - \int_{\Omega_e} \left[ \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial P}{\partial \theta} v \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial P}{\partial y} v \right) \right] d\theta dy = 0 \quad (8-6)$$

A segunda integral da Eq. 8-6 pode ser transformada em uma integral sobre o contorno do elemento mestre fazendo-se uso do teorema da divergência

$$\int_{\Omega_e} \nabla \cdot \vec{\sigma} d\theta dy^* = \oint_{S\Omega_e} \vec{\sigma} \cdot \hat{n} ds \quad (8-7)$$

o qual permite escrever

$$\int_{\Omega_e} \left[ \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} v \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} v \right) \right] d\theta dy = \oint_{S\Omega_e} \left[ \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_v \hat{n}_\theta + \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)_v \hat{n}_y \right] ds \quad (8-8)$$

onde  $S\Omega_e$  identifica o contorno do elemento triangular quadrático da integração de linha.

Definindo agora,

$$\Gamma_\theta = -\frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (8-9)$$

e

$$\Gamma_y = -h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \quad (8-10)$$

bem como,

$$\vec{\Gamma}_n = \Gamma_\theta \hat{n}_\theta + \Gamma_y \hat{n}_y \quad (8-11)$$

a integral sobre o contorno se reduz a

$$\oint_{\Omega_e} \left[ \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) v \hat{n}_\theta + \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) v \hat{n}_y \right] ds = \oint_{\Omega_e} \vec{\Gamma}_n v ds \quad (8-12)$$

resultando na seguinte expressão

$$\int_{\Omega_e} \left[ \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \frac{\partial v}{\partial \theta} + \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) \frac{\partial v}{\partial y} \right] d\theta dy = \int_{\Omega_e} \left[ \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (hU)v - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \right] d\theta dy - \int_{\Omega_e} \vec{\Gamma}_n v ds \quad (8-13)$$

Especificamente neste problema, todas as condições de contorno são de Dirichlet, de modo que, para todos os elementos, pode-se escrever

$$\oint_{\Omega_e} \vec{\Gamma}_n v ds = 0 \quad (8-14)$$

As funções tentativa ( $P_h^e$ ) e teste ( $v_h^e$ ) podem ser expandidas com base em funções de interpolação adequadas  $\Psi(\theta, y)$ , sobre cada elemento triangular. No caso de elementos triangulares quadráticos apresentados, tem-se, de acordo com Becker et al. (1981)

$$P_h^e(\theta, y) = \sum_{j=1}^6 P_j^e \Psi_j^e(\theta, y) \quad (8-15)$$

e

$$v_h^e(\theta, y) = \sum_{j=1}^6 v_j^e \Psi_j^e(\theta, y) \quad (8-16)$$

Substituindo as equações anteriores na Eq. 8-13, obtém-se o seguinte sistema elementar de equações algébricas

$$\sum_{j=1}^6 K_{ij}^e P_j^e = F_i^e \quad (8-17)$$

no qual

$$K_{ij}^e = \int_{\Omega_e} \left( \frac{h^3}{R^2} \frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j}{\partial \theta} + h^3 \frac{\partial \psi_i}{\partial y} \frac{\partial \psi_j}{\partial y} \right) d\theta dy \quad (8-18)$$

e

$$F_i^e = \int_{\Omega_e} \left[ \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (hU) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \right] \Psi_i d\theta dy \quad (8-19)$$

As equações algébricas são resolvidas sobre um elemento mestre, representativo de todos os que aparecem na malha. Cada elemento no domínio real está relacionado ao elemento mestre por meio de transformações dadas pelas próprias funções de forma, de acordo com a Fig. 8-3.

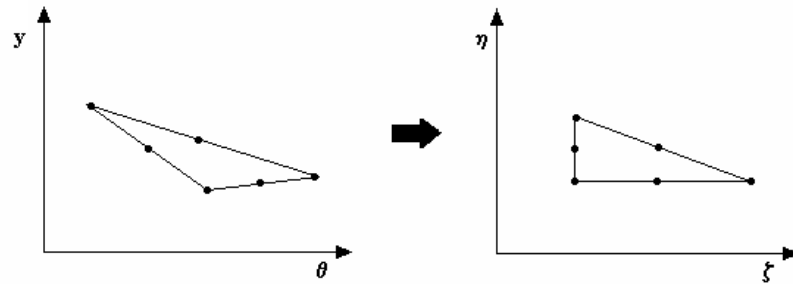


Figura 8-3 - Transformação das coordenadas.

Assim, as coordenadas originais da equação de Reynolds,  $\theta$  e  $y$ , são transformadas por

$$\theta = \theta(\xi, \eta) = \sum_{j=1}^6 \theta_j \hat{\Psi}_j(\xi, \eta) \quad (8-20)$$

$$y = y(\xi, \eta) = \sum_{j=1}^6 y_j \hat{\Psi}_j(\xi, \eta) \quad (8-21)$$

As derivadas que aparecem na Eq. 8-18 são dadas por

$$\frac{\partial \Psi_j^e}{\partial \theta} = \frac{1}{|J(\xi, \eta)|} \left\{ \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \xi} \sum_{k=1}^6 y_k \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \eta} - \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \eta} \sum_{k=1}^6 y_k \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \xi} \right\} \quad (8-22)$$

e

$$\frac{\partial \Psi_j^e}{\partial y} = \frac{1}{|J(\xi, \eta)|} \left\{ \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \xi} \sum_{k=1}^6 \theta_k \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \eta} \sum_{k=1}^6 \theta_k \frac{\partial \hat{\Psi}_j}{\partial \xi} \right\} \quad (8-23)$$

onde  $|J(\xi, \eta)|$  é o determinante da matriz jacobiana da transformação, dado por,

$$|J(\xi, \eta)| = \det(J) = \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta} - \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \frac{\partial y}{\partial \xi} \quad (8-24)$$

Todos os cálculos anteriores dependem das funções de forma  $\hat{\Psi}(\xi, \eta)$  que são superfícies polinomiais definidas em cada elemento triangular do domínio. No caso de elementos triangulares quadráticos, estas funções são dadas por Becker (1981).

$$\begin{aligned} \hat{\Psi}_1(\xi, \eta) &= (1 - \xi - \eta)[1 - 2(\xi + \eta)] \\ \hat{\Psi}_2(\xi, \eta) &= \xi(2\xi - 1) \\ \hat{\Psi}_3(\xi, \eta) &= \eta(2\eta - 1) \\ \hat{\Psi}_4(\xi, \eta) &= 4\xi(1 - \xi - \eta) \\ \hat{\Psi}_5(\xi, \eta) &= 4\xi\eta \\ \hat{\Psi}_6(\xi, \eta) &= 4\eta(1 - \xi - \eta) \end{aligned} \quad (8-25)$$

### 8.1.2 Condições de contorno

Como não é possível aproveitar condições de simetria porque o modelo envolve tanto deslocamentos radiais como angulares do eixo (desalinhamentos), a equação de Reynolds deve ser resolvida para todo o domínio computacional, considerando-se as seguintes condições de contorno:

- O campo de pressão é contínuo na extremidade circunferencial do domínio,

$$P_{\theta=0} = P_{\theta=2\pi} \quad (8-26)$$

- As pressões nas laterais do mancal são prescritas,

$$P_{y=0} = P_{atm} \quad (8-27)$$

$$P_{y=L} = P_{atm} \quad (8-28)$$

### 8.1.3 Espessura local do filme fluido

A excentricidade do mancal e o desalinhamento longitudinal promovem variações na espessura do filme fluido tanto nas direções  $\theta$  como  $y$ . Conforme ilustrado na Fig. 8-4, um ponto qualquer  $(\theta, y)$  no filme depende de quatro parâmetros que determinam o posicionamento do eixo no mancal, são eles:

- Relações de excentricidade radiais no plano em  $y = 0$ ,

$$\epsilon_{x0} = e_{x0} / c \quad (8-29)$$

$$\epsilon_{z0} = e_{z0} / c \quad (8-30)$$

- Relações de excentricidade no plano em  $y = L$ ,

$$\epsilon_{x1} = e_{x1} / c \quad (8-31)$$

$$\epsilon_{z1} = e_{z1} / c \quad (8-32)$$

onde  $c$  é a folga radial, e  $e_{x0}$ ,  $e_{z0}$ ,  $e_{x1}$  e  $e_{z1}$  são as excentricidades radiais do mancal mostradas na Fig. Figura 8-4.

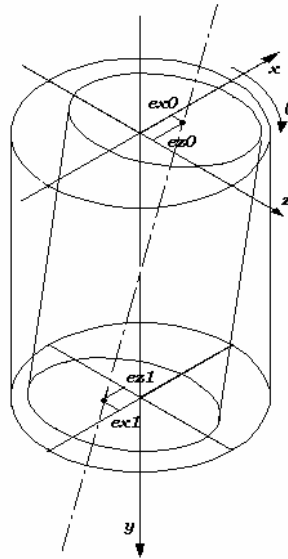


Figura 8-4 – Sistema de referência para a espessura local do filme fluido considerando uma situação de eixo desalinhado em relação ao mancal.

Fazendo-se uso da Fig. 8-4 pode-se escrever,

$$h(\theta, y) = c \left[ \left( 1 - \frac{y}{L} \right) (1 - \epsilon_{x0} \cos \theta + \epsilon_{z0} \sin \theta) + \left( \frac{y}{L} \right) (1 - \epsilon_{x1} \cos \theta + \epsilon_{z1} \sin \theta) \right] \quad (8-33)$$

Tendo definido o modelo numérico utilizado para a simulação de carregamentos dinâmicos, passa-se agora a apresentação dos principais resultados experimentais. Vale ressaltar que por simplicidade o modelo proposto não contempla os efeitos observados na região de cavitação durante os testes de carregamento estático. A condição de contorno utilizada para a direção  $\theta$  que define a continuidade do campo de pressão, condição de Sommerfeld, é corrigida fazendo-se as pressões negativas iguais à pressão atmosférica. Esta condição é conhecida como condição de Meio-Sommerfeld e é comumente adotada na simulação de mancais em situações envolvendo carregamento dinâmico.

Pode-se antecipar que esta formulação foi inadequada para a previsão da órbita do mancal, justamente por desconsiderar a região de cavitação, tão importante como os teste em carregamento estático demonstraram. Uma alteração do modelo para incluir os efeitos da cavitação foi proposta e será apresentada a seguir.

### 8.1.4 Esforços Hidrodinâmicos

Os esforços hidrodinâmicos, inicialmente desconhecidos, são determinados pela integração do campo de pressões proveniente da solução da Eq. 8-1. Tendo o campo de pressões sido determinado, pode-se avaliar as componentes da força hidrodinâmica como segue:

$$F_{rx} = - \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\theta, y) \cos \theta R d\theta dy \quad (8-34)$$

e

$$F_{rz} = - \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\theta, y) \sin \theta R \theta d\theta dy \quad (8-35)$$

e, ainda, as componentes dos momentos associados a tais forças por,

$$M_{rx} = \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\theta, y) y \sin \theta R d\theta dy \quad (8-36)$$

e

$$M_{rz} = - \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\theta, y) y \cos \theta R d\theta dy \quad (8-37)$$

onde  $P(\theta, y)$  é a pressão no filme de óleo, função das posições circunferencial  $\theta$  e axial  $y$ . Uma vez calculadas as reações hidrodinâmicas pode-se igualá-las aos esforços impostos e então determinar a nova posição do mancal. Deve-se ressaltar que nesta abordagem os efeitos inerciais associados à massa do mancal são desprezados.

## 8.2 Procedimento de Teste

A mesma configuração da bancada utilizada para os ensaios de carregamento estático foi empregada nos testes de carregamento dinâmico. Estes testes foram obtidos aplicando-se uma carga conhecida ao braço de alavanca do sistema de carregamento e monitorando-se o deslocamento do mancal provocado por esta excitação. Em virtude da instrumentação e concepção da bancada, os demais parâmetros apresentados no capítulo anterior, (distribuição

de pressão, torque viscoso, ângulo de cavitação, etc.), não foram monitorados. Obtidas as órbitas experimentais, estas foram comparadas às órbitas previstas numericamente.

Para a realização dos testes optou-se pela utilização do mancal 1, com 48,00 mm de comprimento, 48,00 mm de largura, e folga radial nominal de 98,1  $\mu\text{m}$ . Este mancal mostrou-se estável durante os testes de carregamento estático e permitiu que uma ampla faixa de relações de excentricidade pudessem ser obtidas com carregamentos moderados.

Embora a metodologia numérica permita a simulação de mancais desalinhados, optou-se por realizar os testes com pequenos desalinhamentos e com o carregamento simetricamente aplicado. Todas estas medidas foram tomadas para que o experimento pudesse ser reproduzido numericamente com fidelidade.

A caracterização numérica foi realizada utilizando-se os seguintes parâmetros experimentais:

- Carga verticalmente aplicada ao mancal;
- Velocidade de operação;
- Viscosidade do lubrificante;
- Características geométricas, L, D, c (obtidas por metrologia das peças usinadas).

A viscosidade foi considerada constante para todos os testes e foi avaliada pela temperatura de entrada do lubrificante no mancal, cerca de 24 cP para uma temperatura média da sala de 20°C. Isto se justifica pela curta duração de cada testes que em média foi realizado em 5 segundos.

Os sinais registrados pelos sensores de deslocamento apresentam ruídos característicos de medições experimentais e associados a eles estão diversas fontes de incerteza como imperfeições superficiais do eixo, erros de circularidade, cilindridade, etc. Para que os resultados experimentais pudessem ser melhor explorados, aplicou-se um filtro ao sinal medido. Resultados para as variações do carregamento aplicado ao mancal ao longo do tempo, bem como o histórico dos deslocamentos horizontal e vertical, bem como da órbita do mancal ao longo do tempo são mostrados nas Fig. 8-5 a 8-8.

Pode-se notar da Fig. 8-5 que o carregamento foi subitamente imposto e originou uma excitação típica de um sistema massa-mola amortecido com amplitude máxima de cerca de 530N. Esta carga foi transferida ao mancal pelo sistema de carregamento e originou os



deslocamentos no plano horizontal e vertical do mancal apresentadas nas Fig. 8-6 e 8-7 respectivamente.

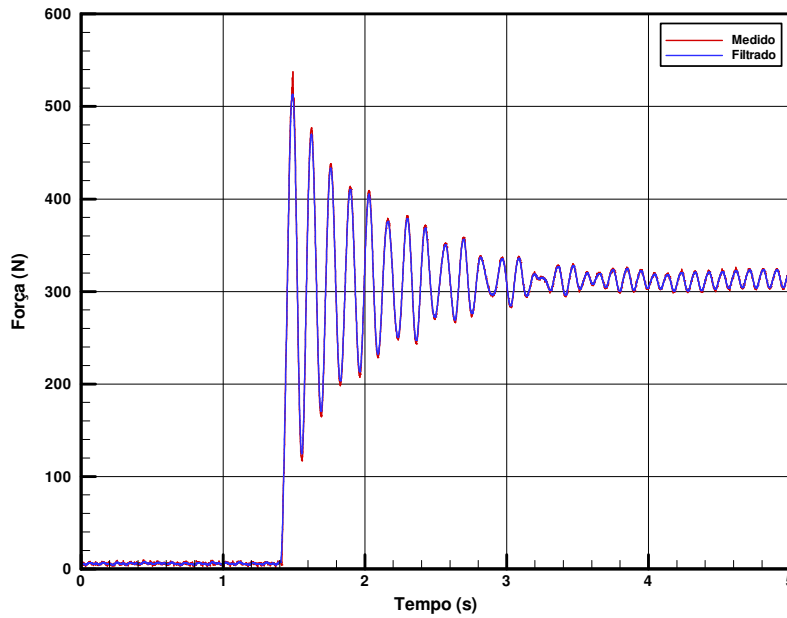


Figura 8-5 – Carga vertical aplicada ao mancal em função do tempo.

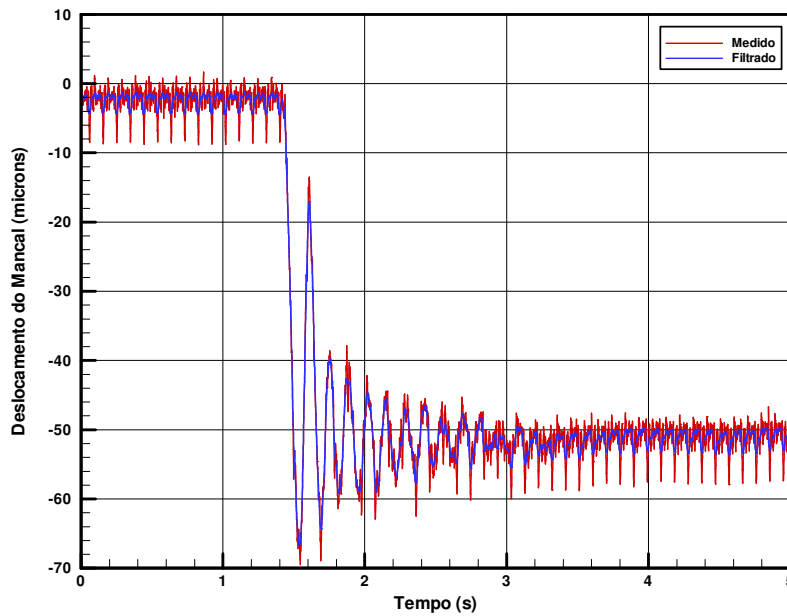


Figura 8-6 – Descolamento horizontal do mancal em função do tempo.

Nota-se das Fig. 8-6 e 8-7 que os deslocamentos medidos (curvas em vermelho) sofrem influência das irregularidades do eixo (erros de circularidade, cilindricidade, etc) e da instabilidade do mancal, caracterizadas pelas alterações dos sinais em altas frequências. Estes

“ruídos”, entenda-se neste caso ruído como os desvios do sinal médio, foram suprimidos aplicando-se uma filtragem por software baseada na média dos valores de pontos vizinhos (software *Origin*) e os resultados deste processo de filtragem podem ser observados nas curvas em azul nas Fig. 8-5 a 8-8.

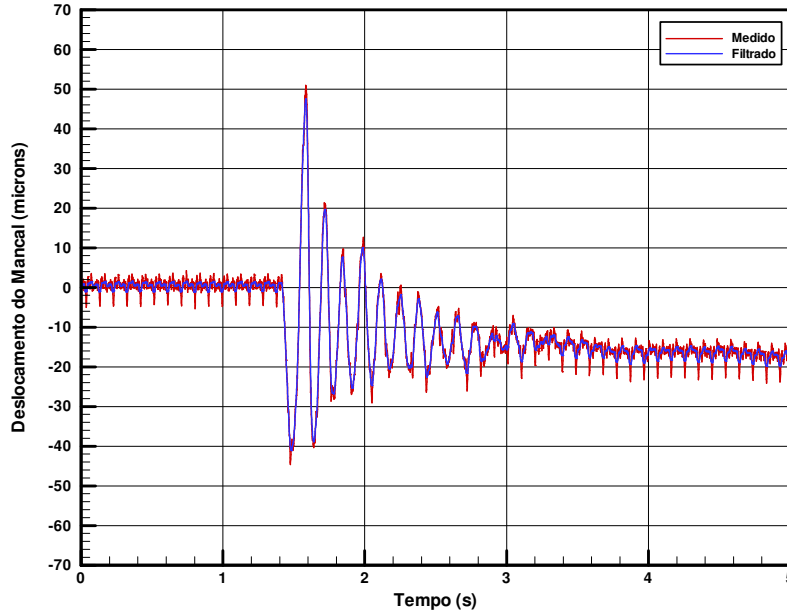


Figura 8-7 – Deslocamento vertical do mancal em função do tempo.

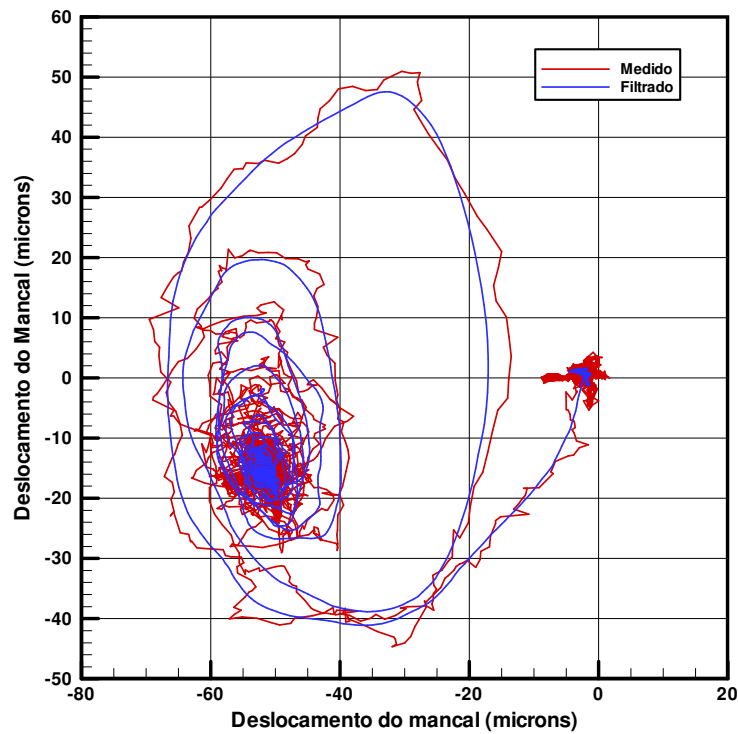


Figura 8-8 – Órbita experimental descrita pelo mancal.

As figuras 8-5 a 8-8 apresentam tanto os sinais brutos, medidos experimentalmente, como os sinais tratados para suavização dos ruídos. Esta metodologia permite que os resultados sejam melhor interpretados e não implica em alterações das tendências observadas no experimento, seja em amplitude ou fase do sinal puro.

As curvas em vermelho representam os deslocamentos médios do mancal sem a aplicação do software, e as curvas em azul, o sinal tratado. Os deslocamentos médios são determinados através da média das posições medidas pelos sensores posicionados à direita e a esquerda do mancal. Uma comparação entre a órbita medida experimentalmente e a previsão computacional da mesma é apresentada na Fig. 8-9.

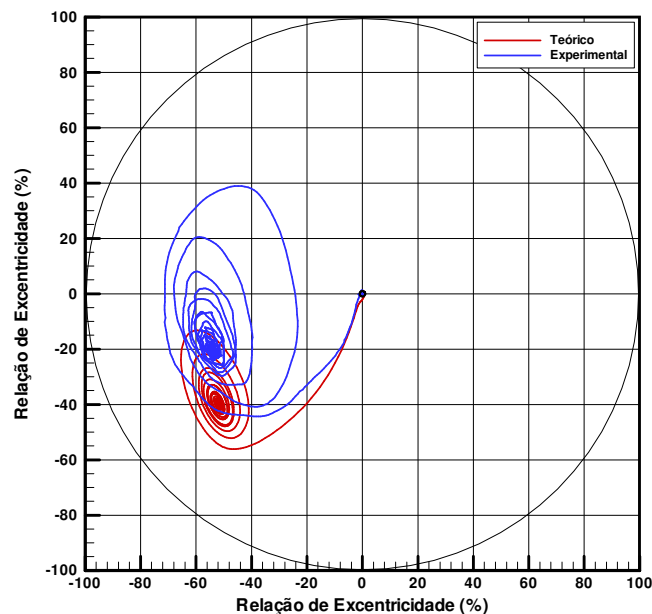


Figura 8-9 – Comparação das órbitas numérica e experimental para o mancal 1 em situação de carregamento dinâmico.

Como pode ser observado na Fig. 8-9, a tendência de movimento foi adequadamente capturada pelo modelo numérico, embora a sustentação de carga tenha sido superestimada já que os movimentos foram amortecidos. Parte deste amortecimento foi proporcionado pela ausência da região de cavitação e por isso buscou-se um modelo simplificado para a previsão das pressões sub-atmosféricas da região da cavitação.

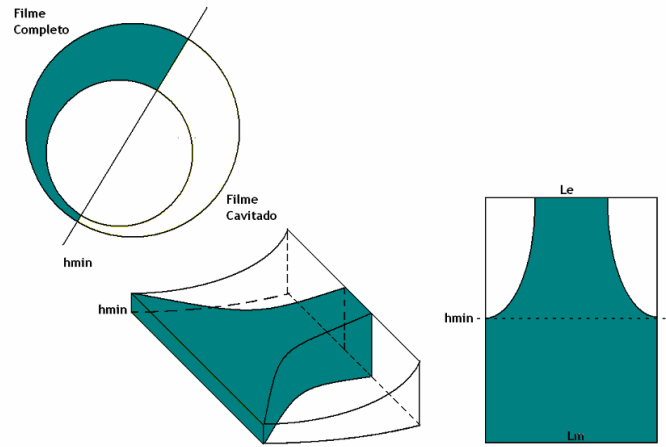


Figura 8-10 – Representação de uma estria na região de cavitação.

Na Fig. 8-10 tem-se a representação do escoamento de lubrificante caso o mesmo não estriasse. A parcela da folga radial em uma dada posição circunferencial preenchida por lubrificante pode ser estimada da seguinte relação geométrica na região divergente,

$$\phi(\theta) = \frac{Le(\theta)}{Lm} = \frac{h_{min}}{h_{local}} \frac{1 - \epsilon_m}{1 - \epsilon_x \cos(\theta) - \epsilon_z \sin(\theta)} \quad (8-38)$$

onde  $\phi$  representa a parcela do comprimento do mancal que esta coberta pelo lubrificante,  $h_{min}$  é a mínima espessura do filme de lubrificante e  $h_{local}$  a espessura para uma posição  $\theta$  qualquer, sendo  $\theta > \pi$ . Esta relação desconsidera a massa de ar, a compressibilidade do lubrificante e a presença de lubrificante nas vizinhanças do mancal.

Propõe-se que os termos responsáveis pela geração de pressão na equação de Reynolds, efeito cunha e efeito de filme espremido, sejam corrigidos por este fator na região de filme divergente uma vez que os mesmos só estarão presentes na porção da folga preenchida pelo lubrificante. Desta forma a equação de Reynolds modificada se torna

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \phi \left[ \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (hU) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (8-39)$$

Deve-se ressaltar que este parâmetro pode ser utilizado para caracterizar a fração mássica de lubrificante e assim corrigir a viscosidade e densidade do mesmo em propriedades efetivas. Neste trabalho, trata-se o fluido como puro e a interpretação dada, nada tem a ver

com propriedades efetivas. Estas são formas distintas de se abordar o problema, posto que o conceito de propriedades efetivas consideraria o lubrificante como sendo uma mistura de ar e óleo com propriedades calculadas a partir das propriedades das substâncias puras ponderadas pela relação de volumes. Entende-se neste caso que o fluido, óleo puro, passa a ocupar uma parcela variável do mancal na região de cavitação. Deve-se ressaltar que o fator  $\phi$  assume o valor unitário na região convergente (filme completo) e pode ser calculado pela Eq. 8-33 na região divergente.

Embora tenha-se utilizado o escoamento em uma única estria para a definição do parâmetro  $\phi$ , o mesmo é válido caso haja várias estrias uma vez que este relaciona o volume ocupado pelo lubrificante com o volume disponível na folga radial.

Para que o descolamento do filme de óleo da superfície do mancal também possa ser considerado na equação de Reynolds conforme explorado na Fig. 7-60, propõe-se aqui a utilização de outro parâmetro de correção, definido por

$$\lambda = (1,0 - \varepsilon_m) \tag{8-40}$$

onde  $\lambda$  está associado à relação de excentricidade instantânea do mancal,  $\varepsilon_m$ , e pode variar de 0 a 1. Para uma relação de excentricidade nula, o filme de lubrificante ocupa a região de cavitação sem que o descolamento ocorra, mas na medida em que a relação de excentricidade aumenta, as estrias tornam-se delgadas e o descolamento do óleo na região de cavitação é antecipado. Isto pode ser ilustrado na Fig. 8-11 onde  $\lambda$  indica a posição onde o descolamento é iniciado.

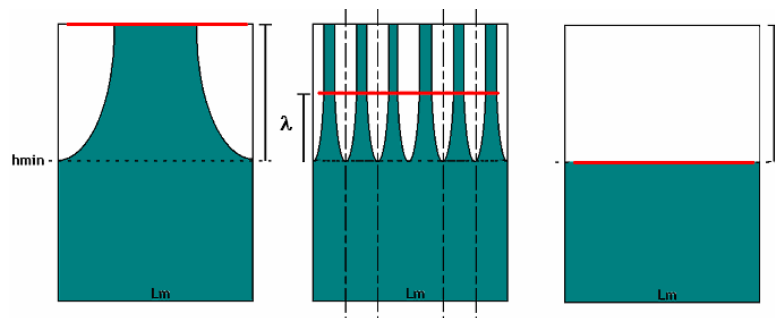


Figura 8-11 – Posição do descolamento das estrias na região de cavitação.

Ambos os parâmetros  $\lambda$  e  $\phi$  são unitários para  $\varepsilon = 0$  e nulos para  $\varepsilon = 1$ , e se complementam na correção dos efeitos cunha e de filme espremido. Desta forma a equação utilizada no modelo para  $\theta > \pi$  pode ser escrita como:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \lambda \phi \left[ \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (hU) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \right]$$

$$\phi(\theta) = \frac{1 - \varepsilon_m}{1 - \varepsilon_x \cos(\theta) - \varepsilon_z \sin(\theta)} \tag{8-41}$$

$$\lambda = (1 - \varepsilon_m)$$

Resultados obtidos, com o emprego da nova metodologia, para o perfil de pressão na linha de centro do mancal 1 são apresentados na figura a seguir.

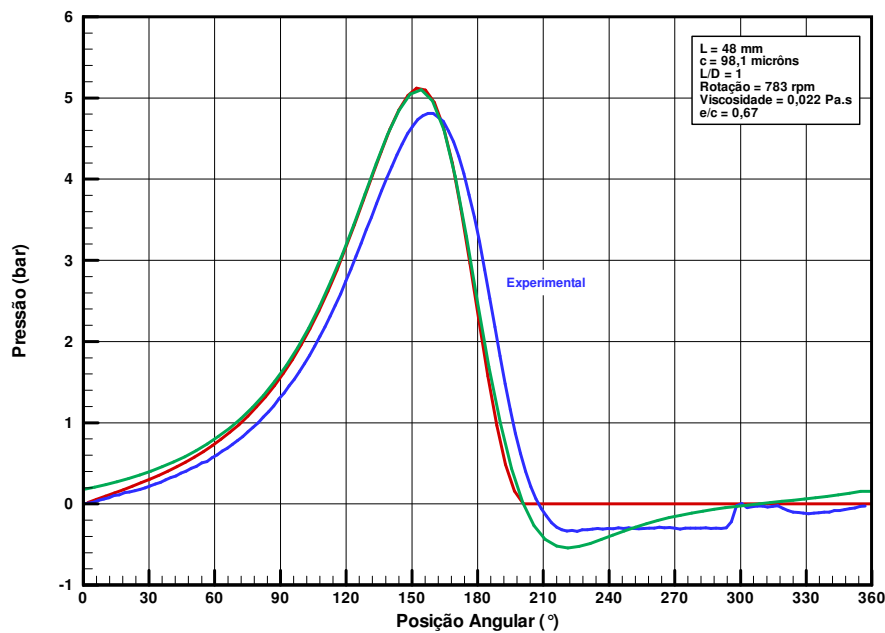


Figura 8-12 – Comparativo dos perfis de pressão na linha central do mancal utilizando a metodologia apresentada .

Como pode ser observado na figura acima, as pressões negativas da região de cavitação são caracterizadas pela metodologia empregada, curva em verde. Deve-se ressaltar que se a condição de Sommerfeld fosse utilizada, as pressões experimentadas na região de cavitação alcançariam as mesmas amplitudes da região convergente do filme de lubrificante gerando resultados fisicamente inconsistentes.

Os resultados obtidos, para um mancal submetido à carregamento dinâmico, com o emprego desta metodologia serão agora explorados a seguir. As órbitas medidas à esquerda e à direita do mancal serão apresentadas separadamente, bem como a comparação entre os resultados experimentais e numéricos. No total foram realizados 23 testes, e 10 deles serão

apresentados a seguir. Estes testes foram selecionados por terem sido realizados sob condições de carregamento distintas e os 13 restantes embora não sejam exatamente iguais aos apresentados aproximam-se deste e foram realizados para que a repetibilidade dos experimentos pudesse ser avaliada.

O teste 1 utiliza o carregamento anteriormente apresentado na Fig. 8-5 e será explorado a seguir.

### 8.3 Teste 1

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 625 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. Figura 8-13. Em todos os testes, o mancal teve a sua posição inicial ajustada por uma carga de apoio utilizada para equilibrar o peso próprio da montagem. Obtida a concentricidade, eventuais desalinhamentos foram corrigidos através do sistema de posicionamento e então o carregamento foi imposto. Vale ressaltar aqui que o carregamento imposto é aplicado verticalmente para cima como pode ser observado na Fig. 5-18.

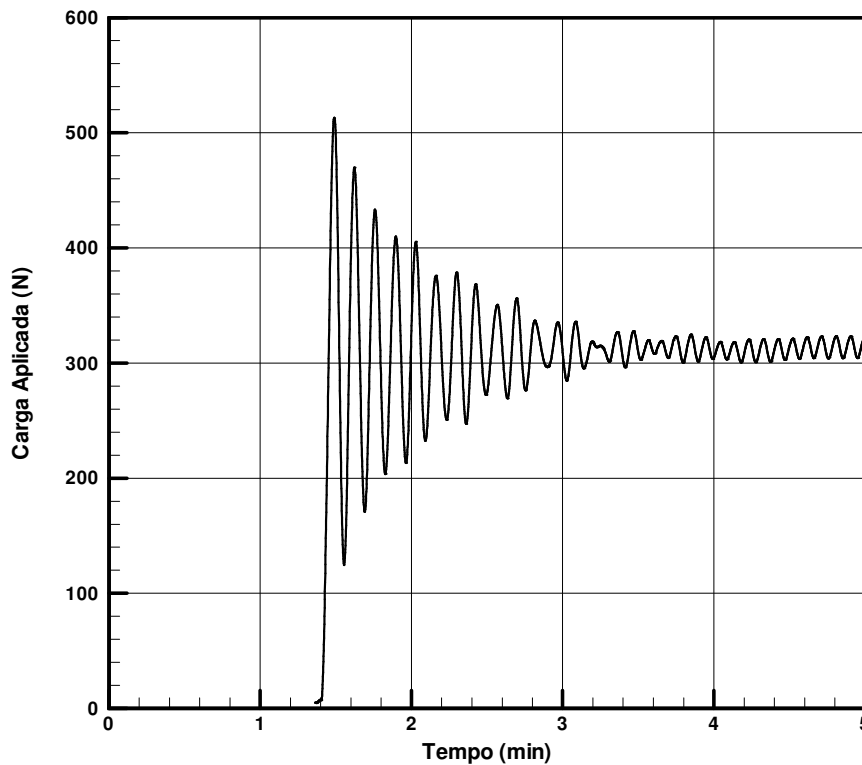


Figura 8-13 – Carregamento imposto no teste 1.

Como pode ser observado nas Fig. 8-13 e 8-14, o carregamento e os deslocamentos do mancal foram monitorados por 5 segundos. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-14 a 8-17.

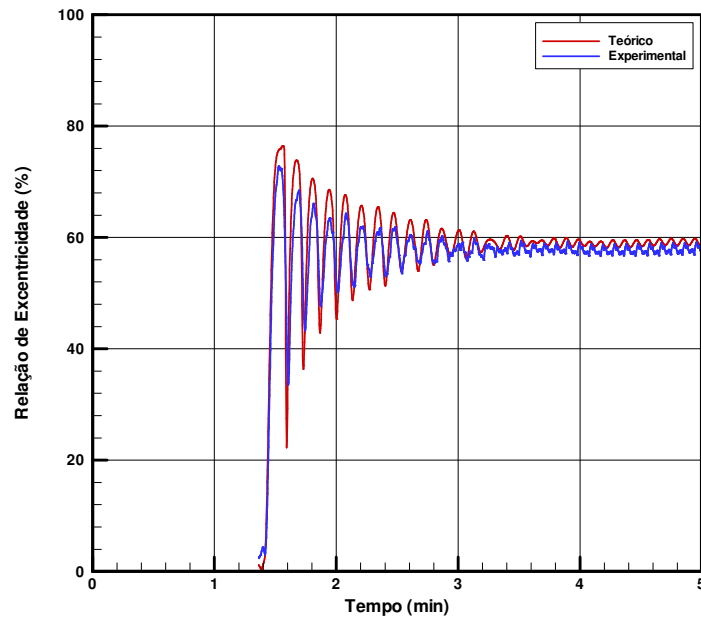


Figura 8-14 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.

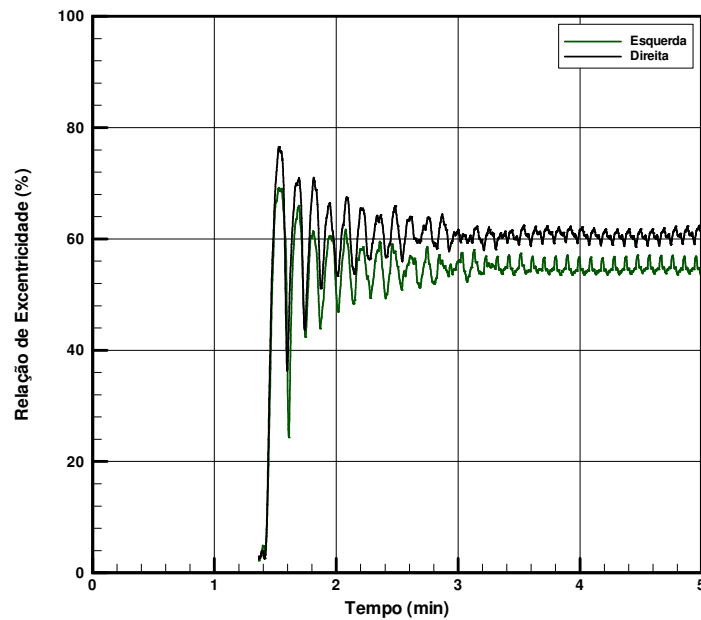


Figura 8-15 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.



Nota-se das Fig. 8-14 a 8-17 que a metodologia numérica apresentada conseguiu capturar com maior fidelidade os deslocamentos experimentados pelo mancal durante o teste de carregamento dinâmico. O amortecimento observado no movimento do mancal na Fig. 8-9 foi reduzido pelo emprego dos fatores de correção  $\lambda$  e  $\phi$  na equação de Reynolds o que permitiu que o movimento orbital do mancal fosse melhor representado pela metodologia numérica.

Da Fig. 8-14 pode-se observar que os deslocamentos medido e previsto apresentam uma excelente concordância tanto em amplitude como em fase. Já na Fig. 8-15 observa-se que mesmo controlando o desalinhamento do mancal, o carregamento imposto gerou deslocamentos similares à direita e à esquerda do mancal porém levemente desalinhados. Este desalinhamento pode ser melhor visualizado na Fig. 8-17 e justifica os desvios entre as órbitas numérica e experimental observados na Fig. 8-16.

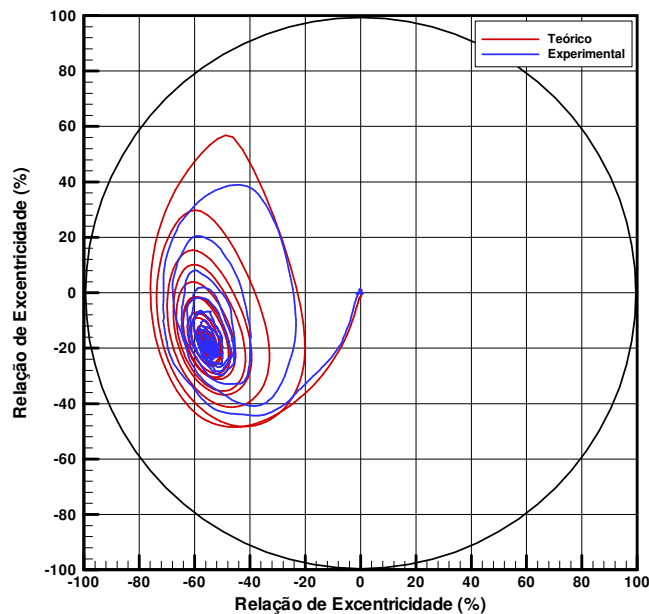


Figura 8-16 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.

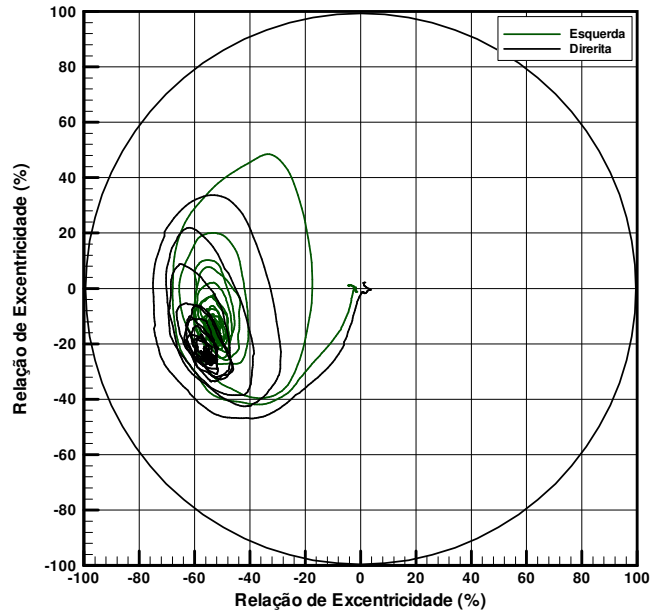


Figura 8-17 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 1.

### 8.4 Teste 2

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 625 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-18. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-19 a 8-22.

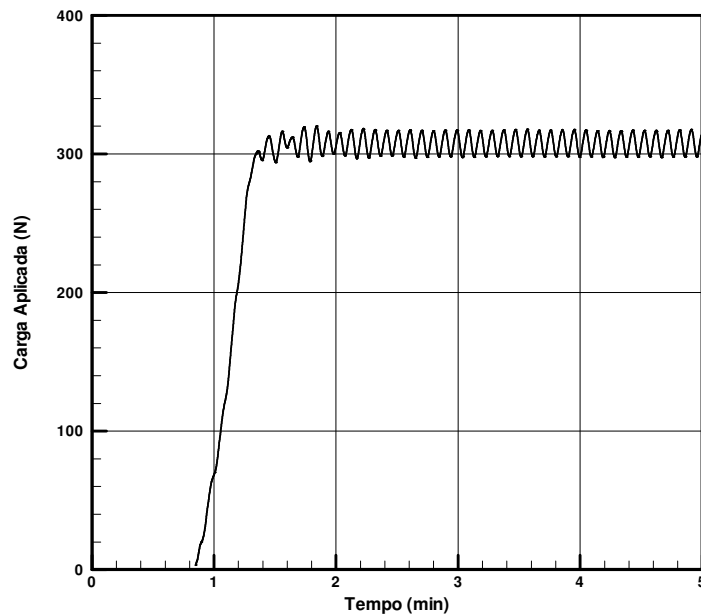


Figura 8-18 – Carregamento imposto no teste 2

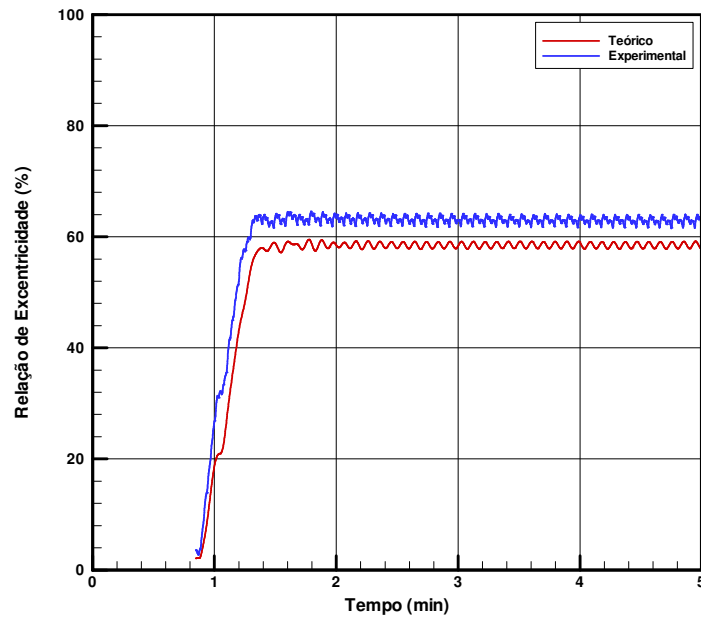


Figura 8-19 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.

Como pode ser observado na Fig. 8-18 , a carga foi suavemente imposta ao mancal para que o sistema de carregamento (braço de alavanca) fosse pouco excitado.

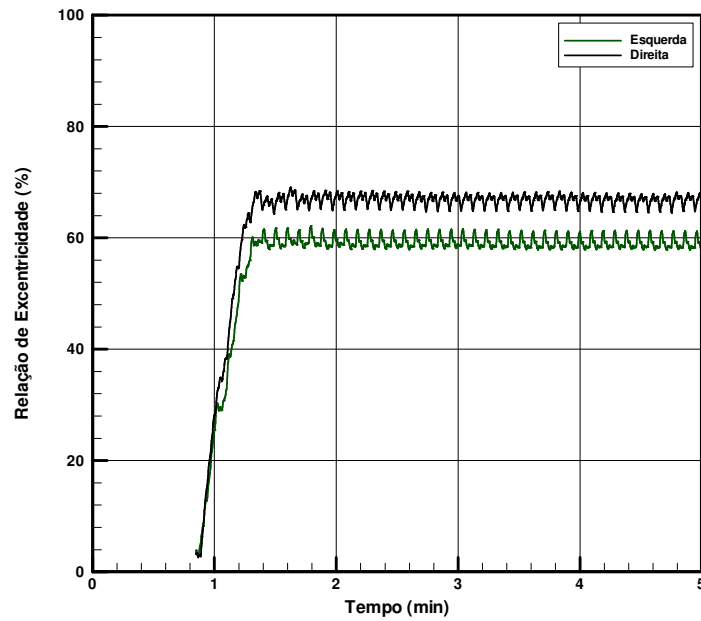


Figura 8-20 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.

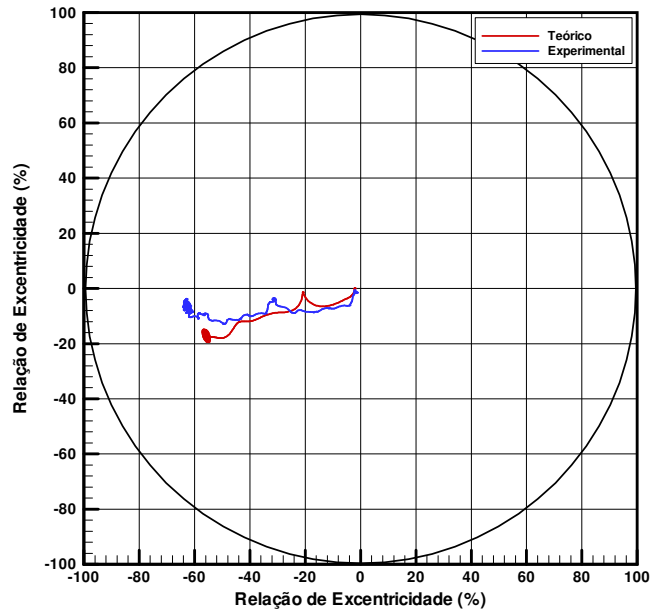


Figura 8-21 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.

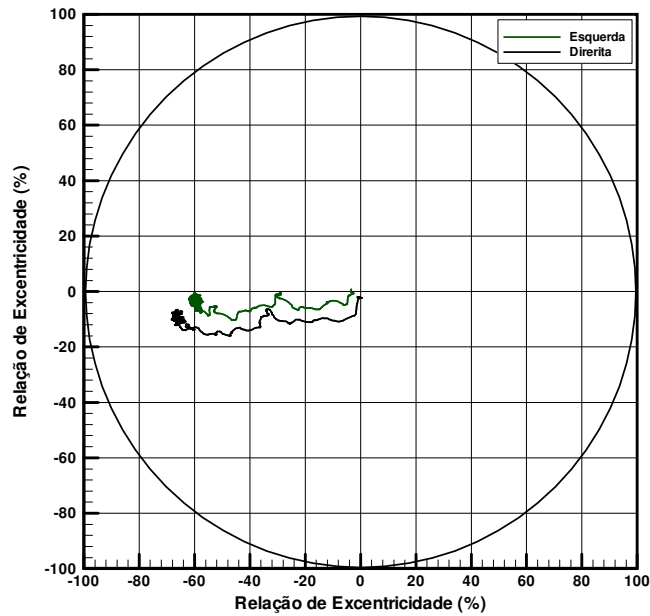


Figura 8-22 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 2.

Nota-se nas Fig. 8-21 e 8-22 que o carregamento imposto e apresentado na Fig.8-18 traduziu-se em um movimento suave do mancal e que o mesmo deslocou-se perpendicularmente à direção de aplicação da carga, caracterizando um ângulo de atuação próximo de  $90^\circ$ .

### 8.5 Teste 3

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 796 rpm e aplicou-se o carregamento, apresentado na Fig. 8-23. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-24 a 8-27.

Observando-se as Fig. Figura 8-13 e 8-23 nota-se que o carregamento imposto no teste 3 foi similar ao imposto no teste 1. Entretanto, o aumento da velocidade do eixo no teste 3 proporcionou um movimento mais instável do mancal como pode ser observado nas Fig. 8-26 e 8-27.

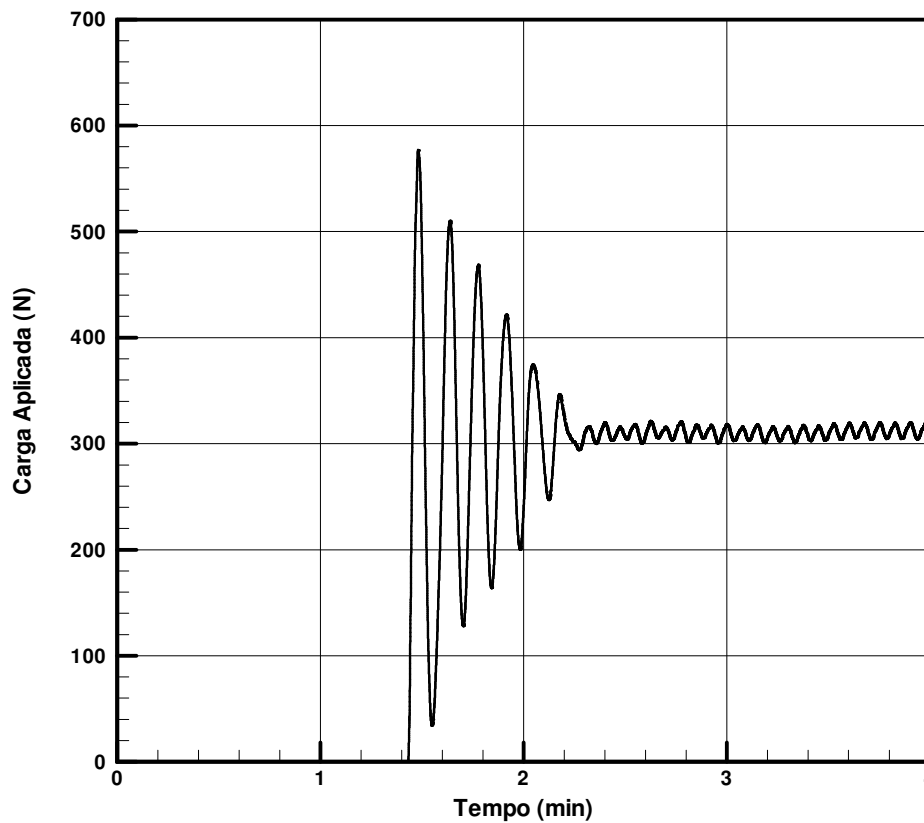


Figura 8-23 – Carregamento imposto no teste 3.

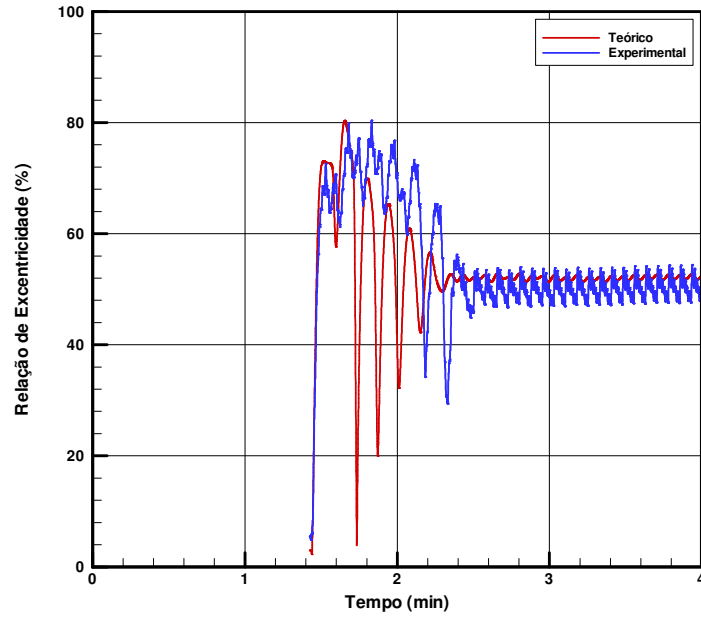


Figura 8-24 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.

Neste teste, as instabilidades ocasionadas pela rotação mais elevada do eixo não foram bem capturadas pelo modelo numérico e pode-se justificar tal fato aos efeitos inerciais desprezados no modelo computacional. O mancal descreveu experimentalmente cerca de 4 voltas completas em torno do eixo até alcançar a posição de equilíbrio, já o modelo computacional conseguiu caracterizar apenas 1 volta como pode ser observado na Fig. 8-26.

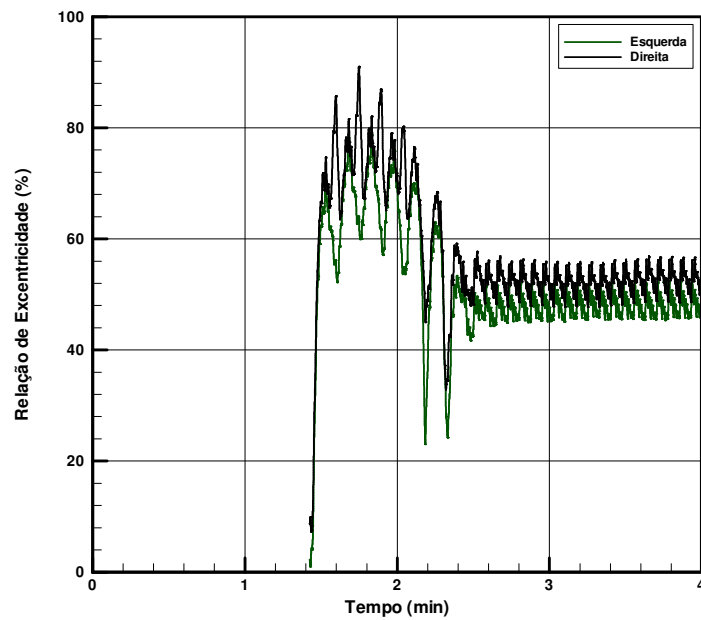


Figura 8-25 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.

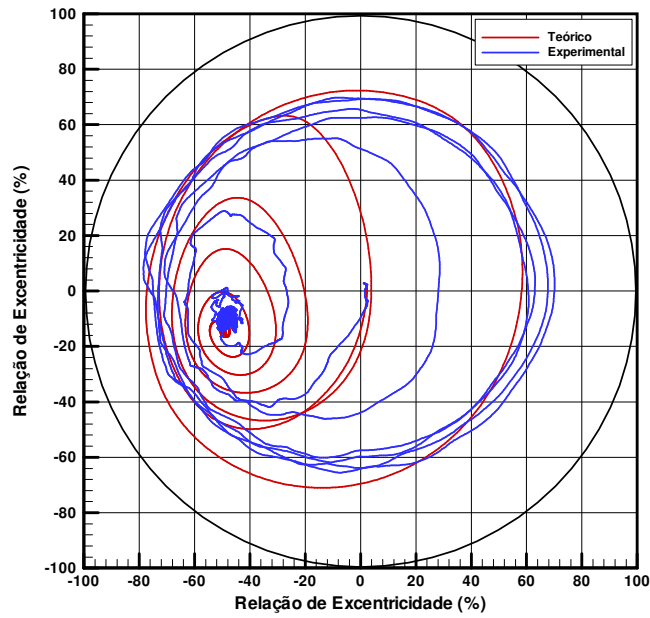


Figura 8-26 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.

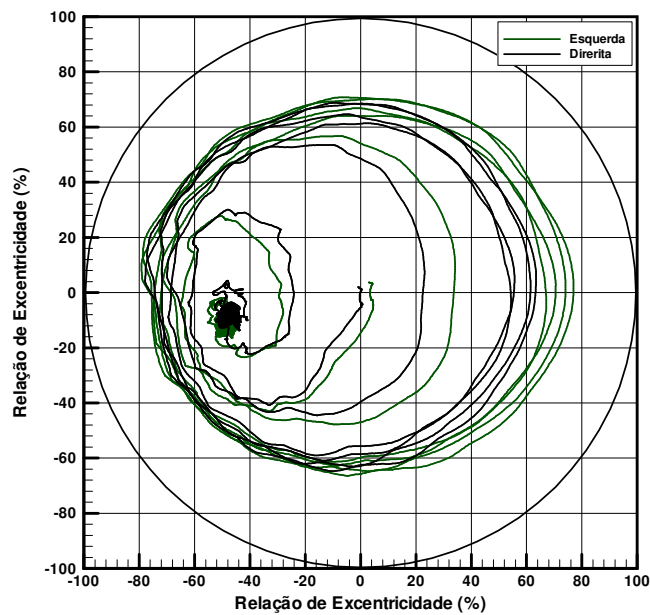


Figura 8-27 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 3.

Embora a órbita prevista tenha distanciado-se da experimental nos instantes iniciais do teste como pode ser observado na Fig. 8-26, a posição de equilíbrio foi bem caracterizada, assim como a máxima amplitude da órbita.

Novamente, observou-se um certo desalinhamento do mancal durante este teste de carregamento dinâmico, apresentado na Fig. 8-27.

## 8.6 Teste 4

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 578 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-28. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-29 a 8-32. Comentários semelhantes àqueles feitos anteriormente nos testes 1 a 3 aplicam-se aos ao teste 4 e aos demais que serão apresentados e não serão repetidos exceto quando necessário para caracterizar um comportamento observado no teste em questão.

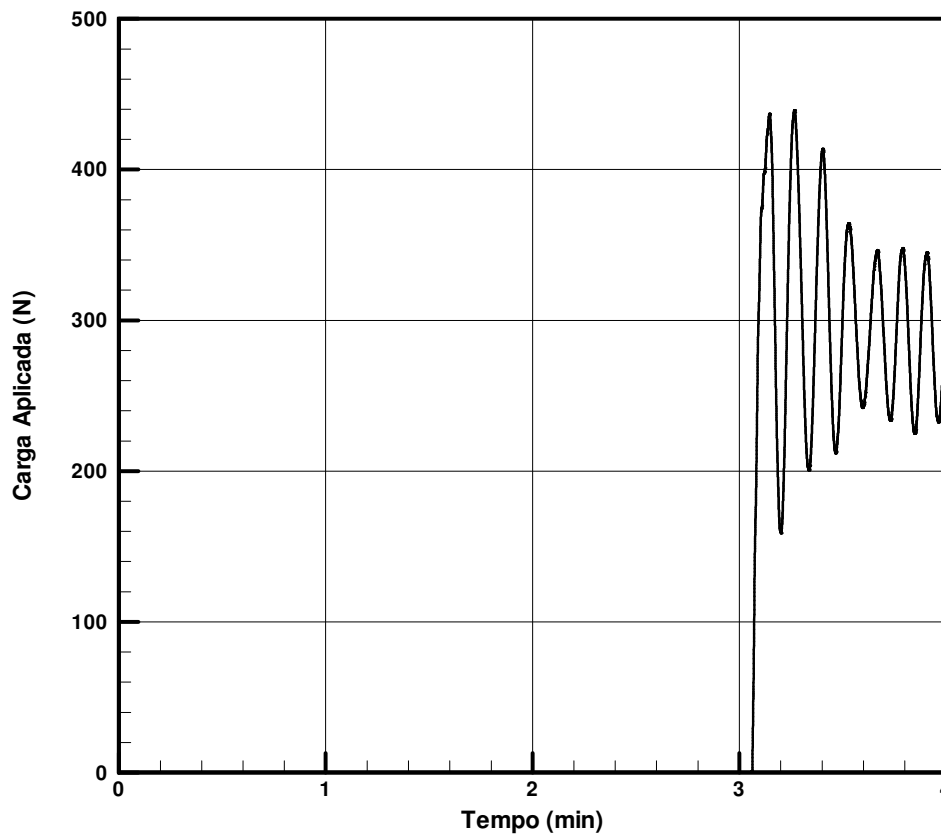


Figura 8-28 – Carregamento imposto no teste 4.



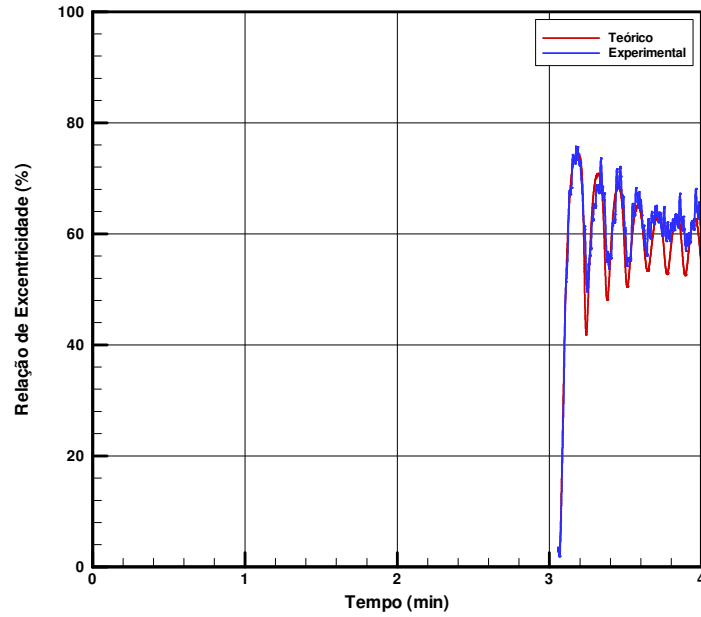


Figura 8-29 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.

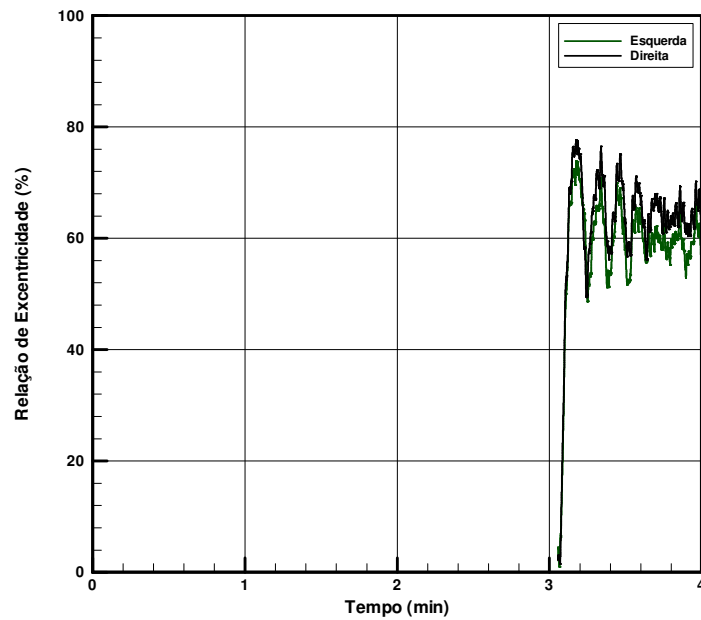


Figura 8-30 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.

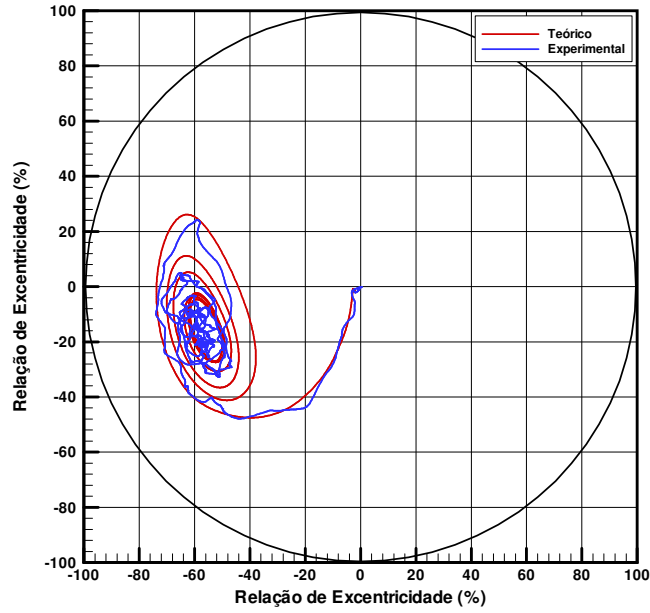


Figura 8-31 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.

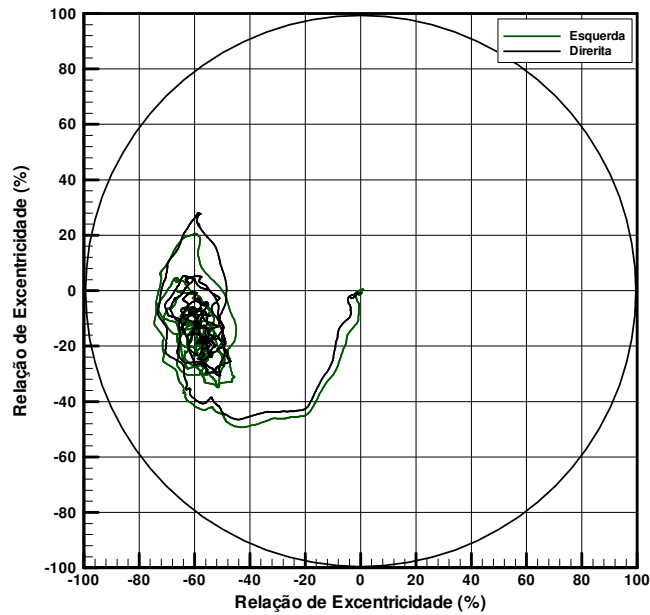


Figura 8-32 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 4.

## 8.7 Teste 5

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 980 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-33. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-34 a 8-37.

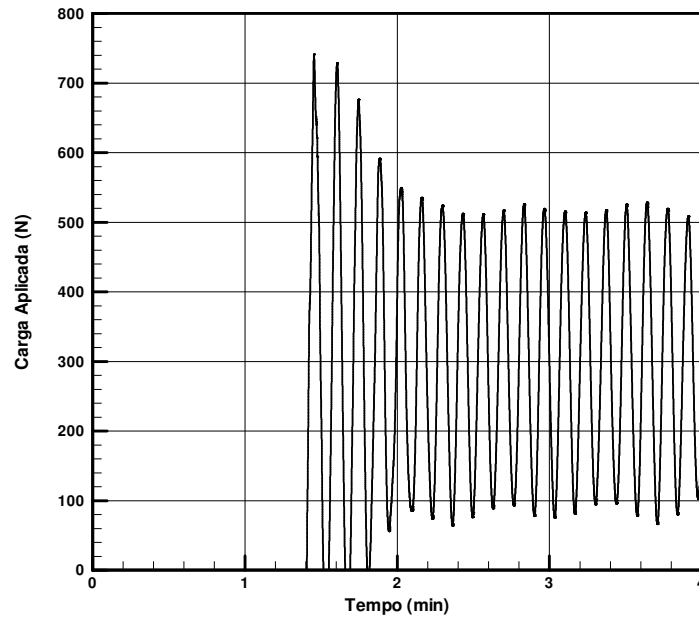


Figura 8-33 – Carregamento imposto no teste 5.

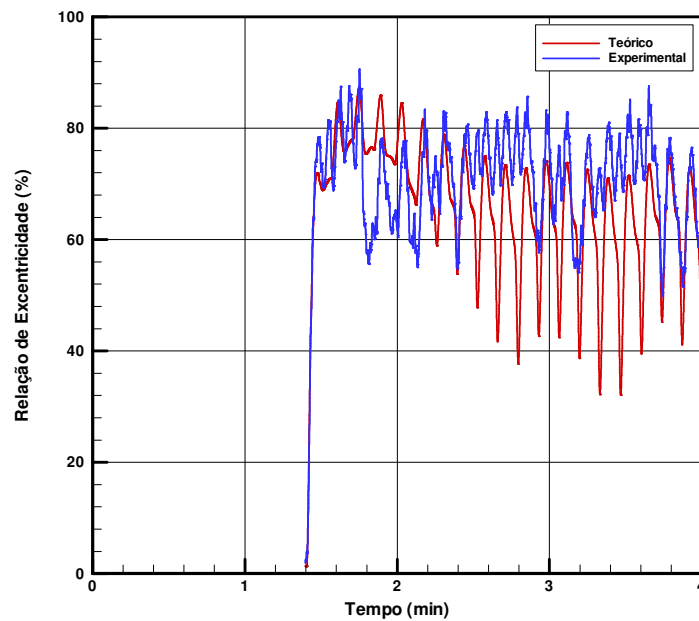


Figura 8-34 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.

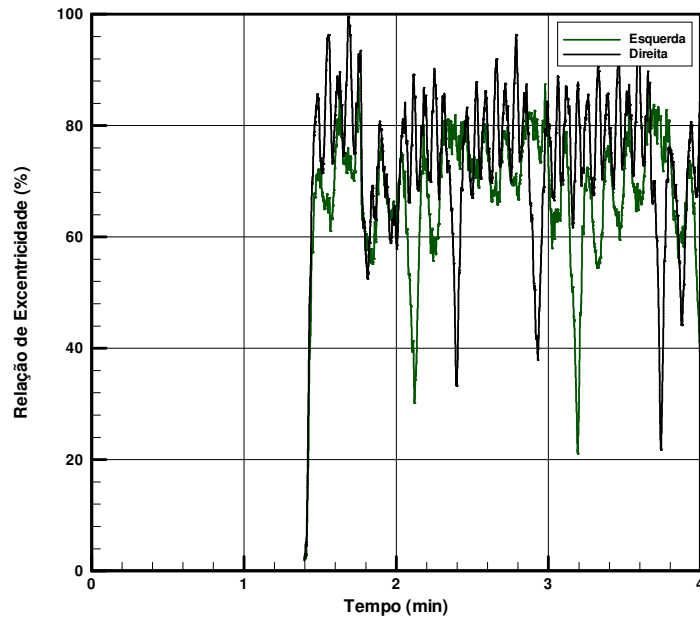


Figura 8-35 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.

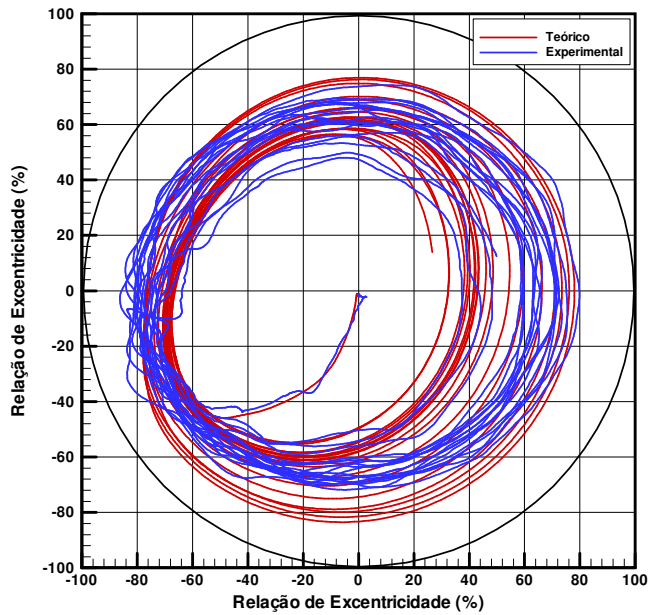


Figura 8-36 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.

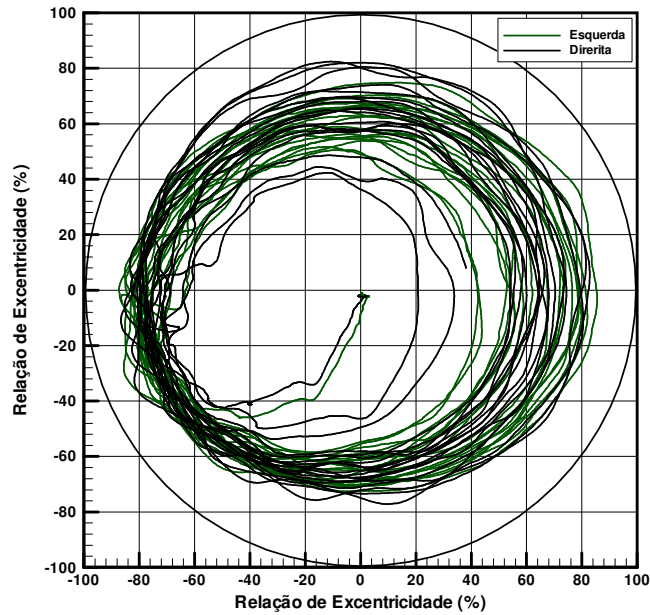


Figura 8-37 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 5.

### 8.8 Teste 6

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 788 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-38. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-39 a 8-42.

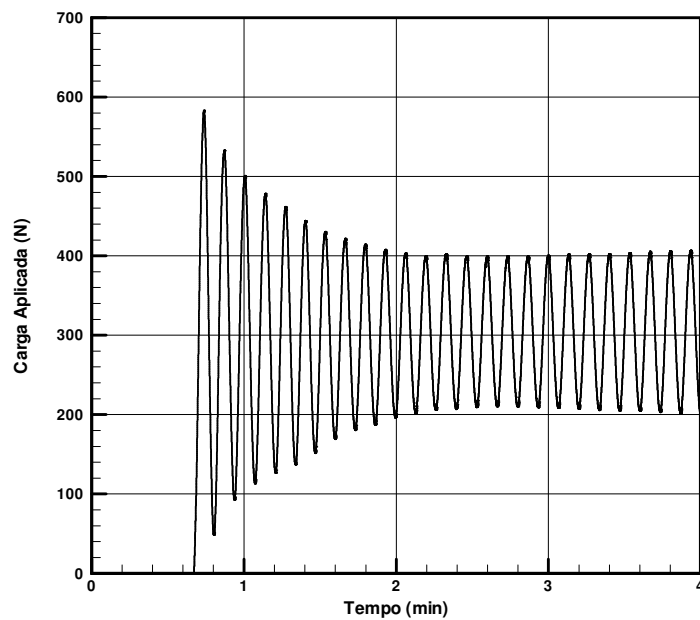


Figura 8-38 – Carregamento imposto no teste 6.

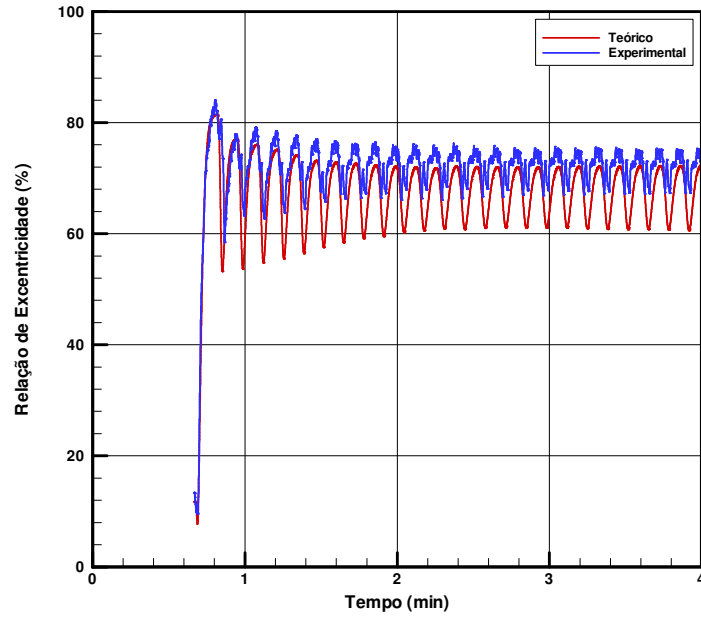


Figura 8-39 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.

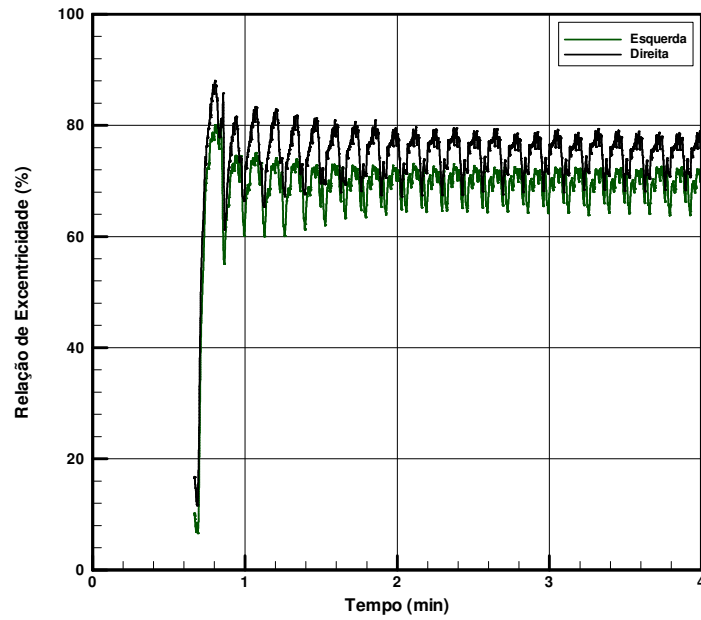


Figura 8-40 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.

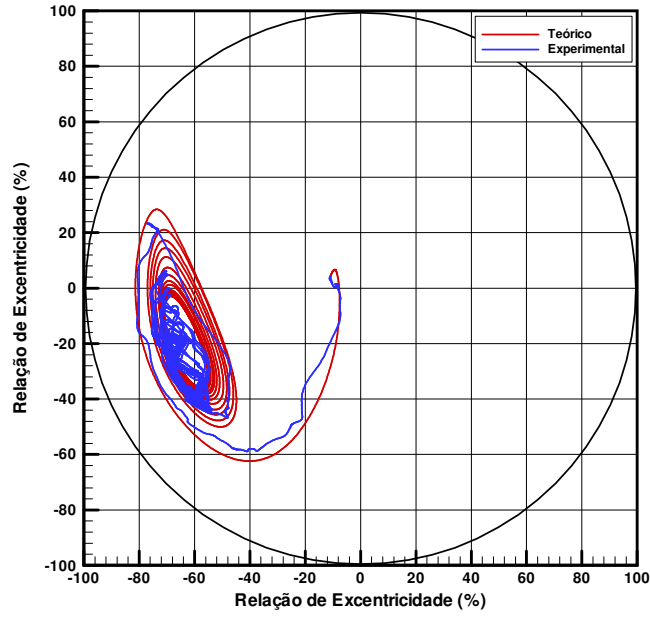


Figura 8-41 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6.

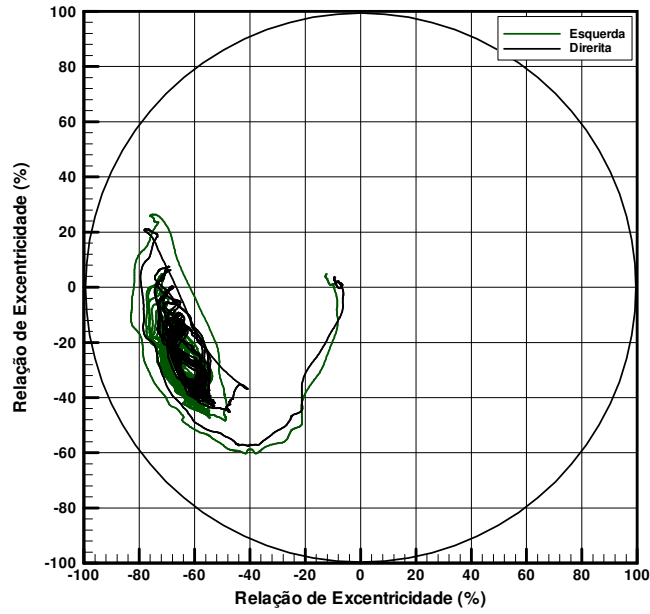


Figura 8-42 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 6

## 8.9 Teste 7

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 800 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-43 . Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig.8-44 a 8-47.

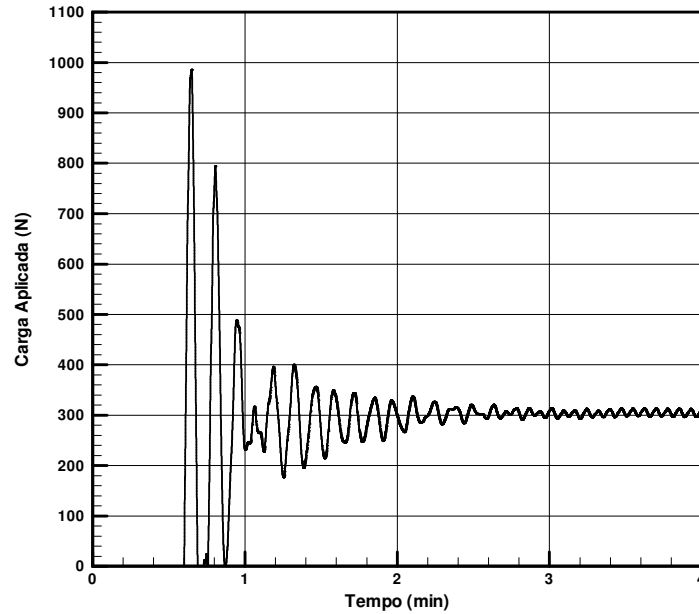


Figura 8-43 – Carregamento imposto no teste 7.

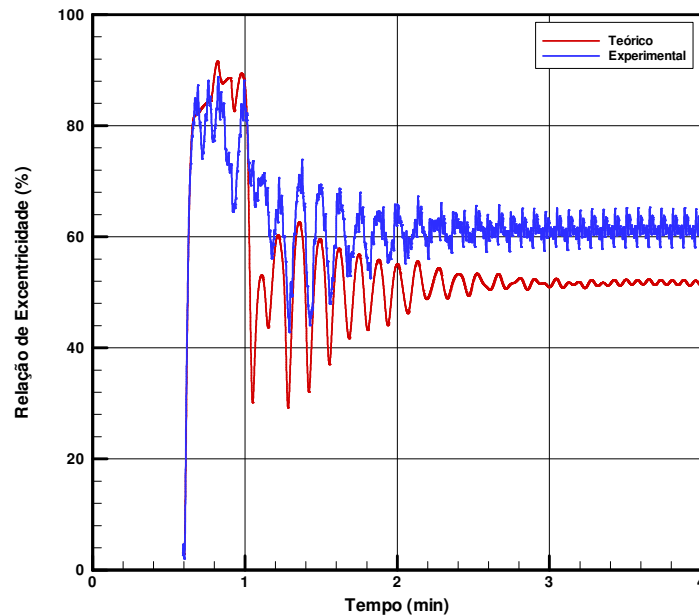


Figura 8-44 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.



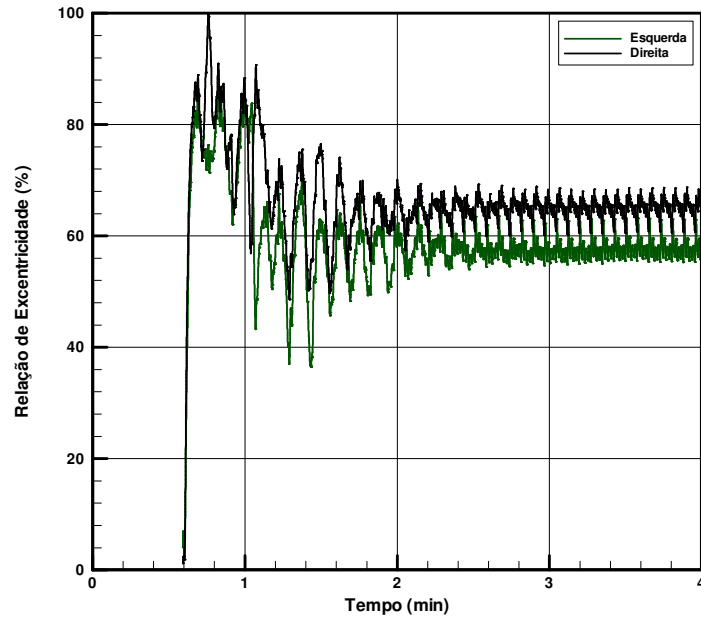


Figura 8-45 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.

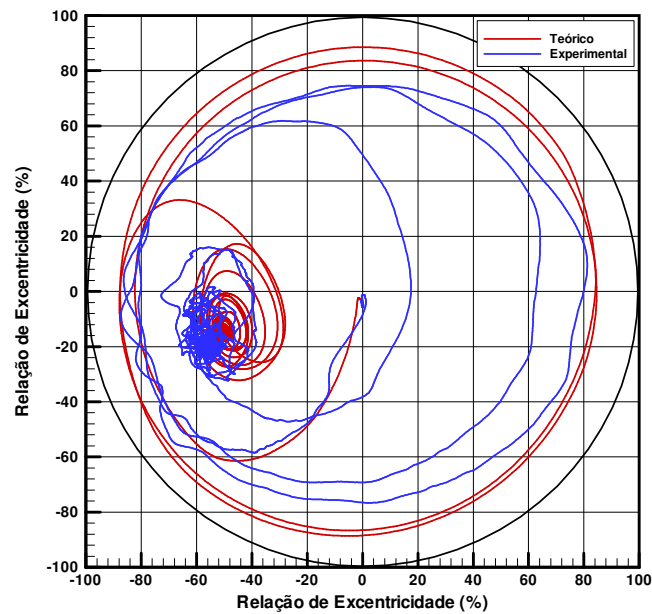


Figura 8-46 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.

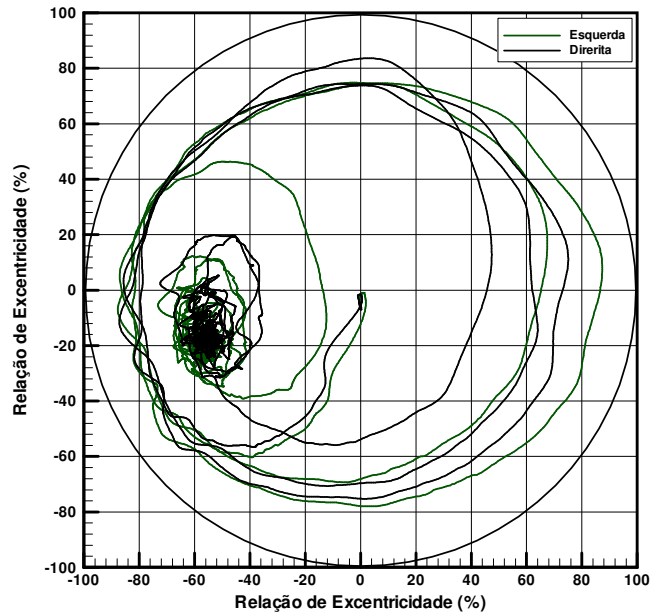


Figura 8-47 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 7.

### 8.10 Teste 8

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 800 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-48. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-49 a 8-52.

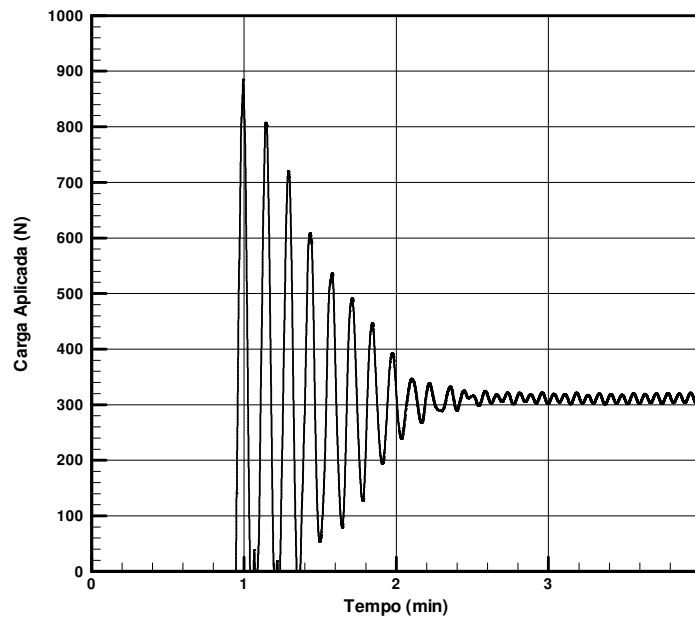


Figura 8-48 – Carregamento imposto no teste 8.

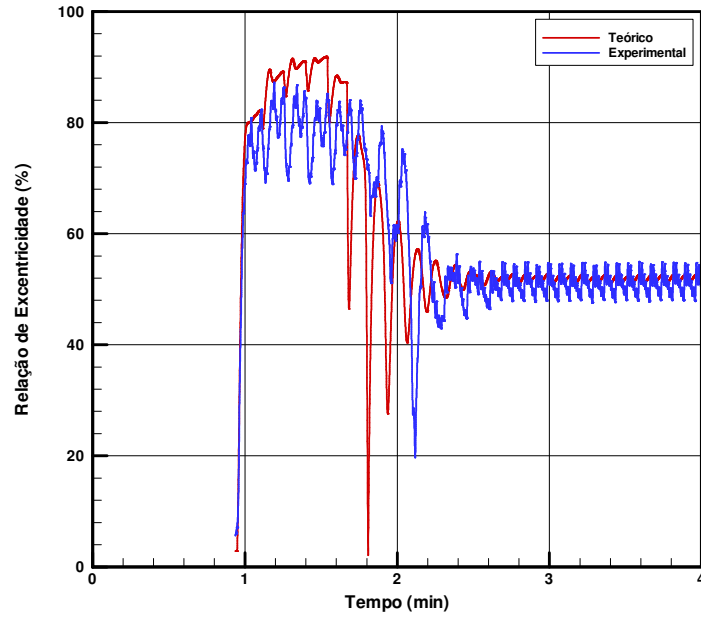


Figura 8-49 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.

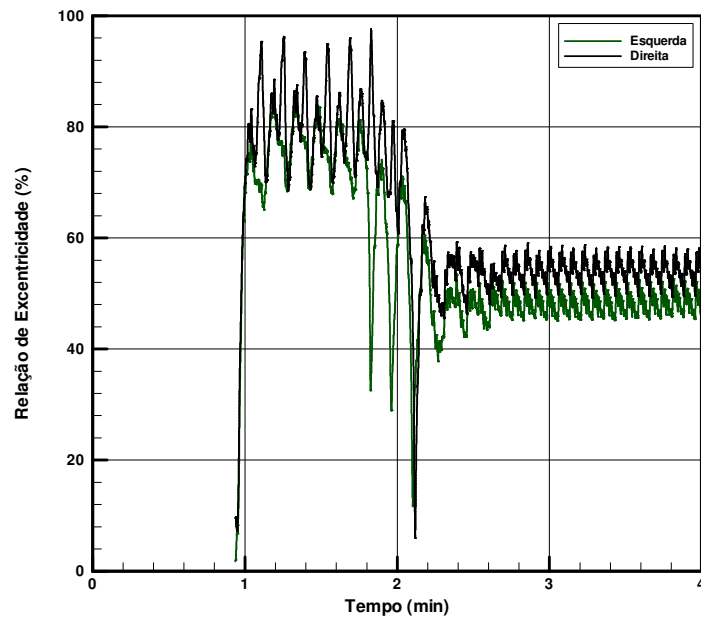


Figura 8-50 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.

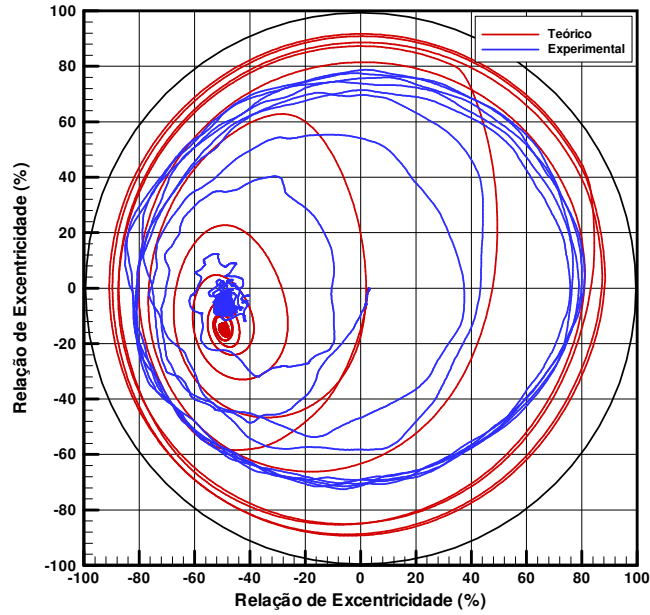


Figura 8-51 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.

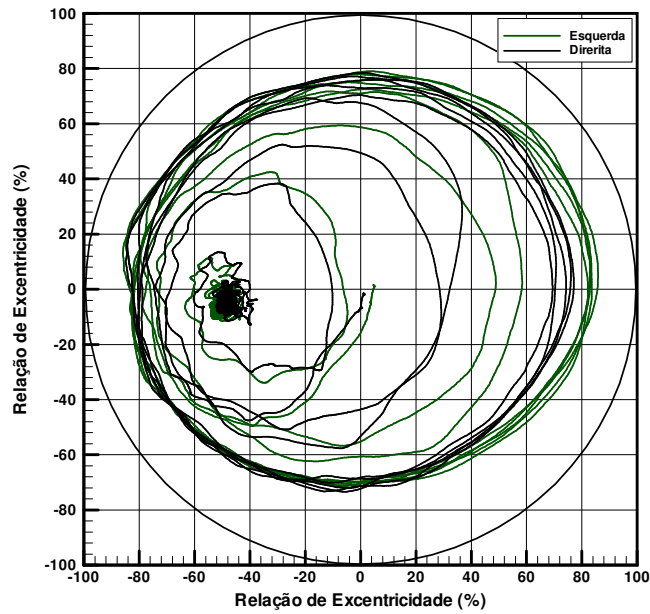


Figura 8-52 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 8.

## 8.11 Teste 9

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 815 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-51. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-54 a 8-57.

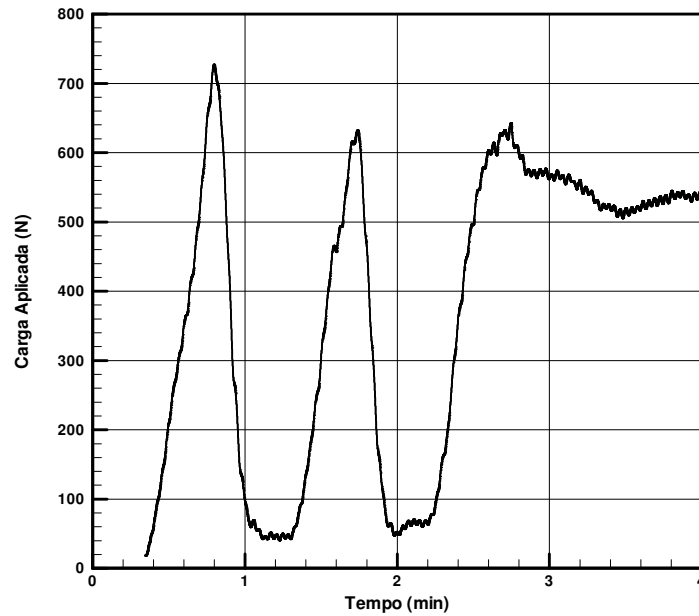


Figura 8-53 – Carregamento imposto – teste 9.

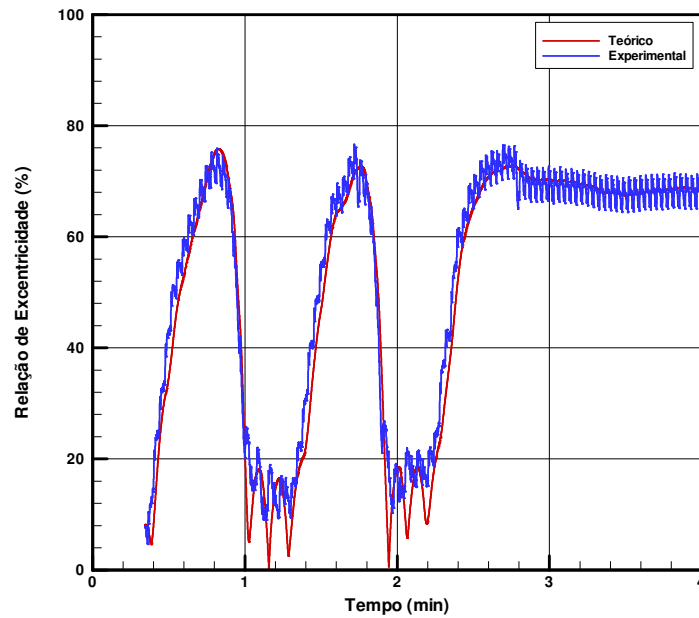


Figura 8-54 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.

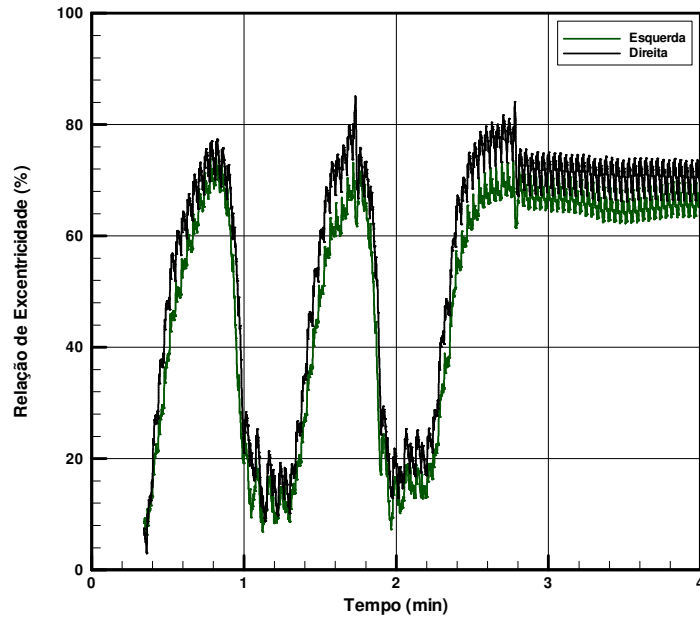


Figura 8-55 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.

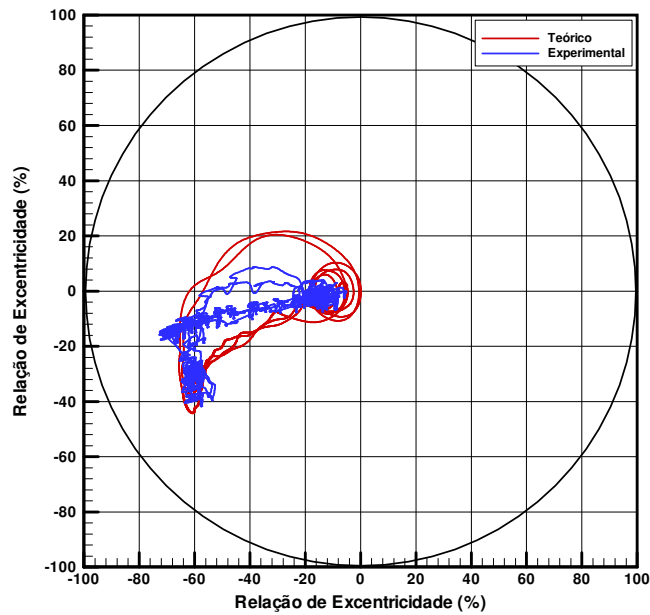


Figura 8-56 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.

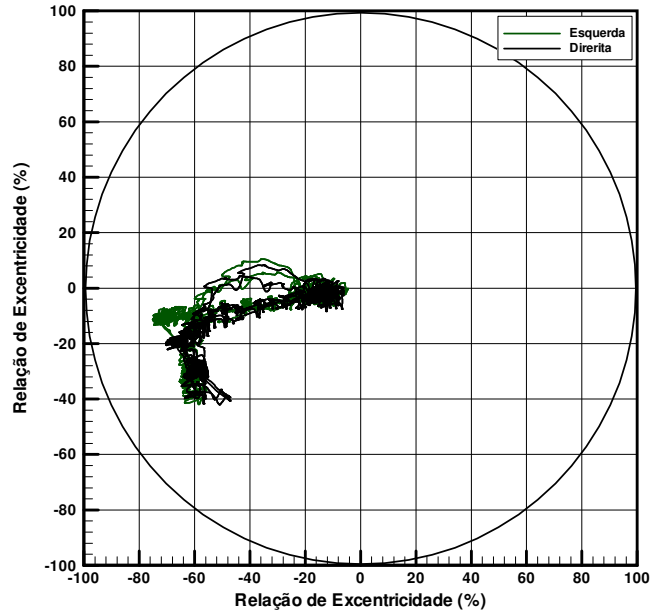


Figura 8-57 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 9.

### 8.12 Teste 10

Neste teste a velocidade de operação foi ajustada em 815 rpm e aplicou-se o carregamento apresentado na Fig. 8-58. Resultados para a relação de excentricidade à esquerda e à direita, bem como a órbita do mancal são apresentadas nas Fig. 8-59 a 8-62.

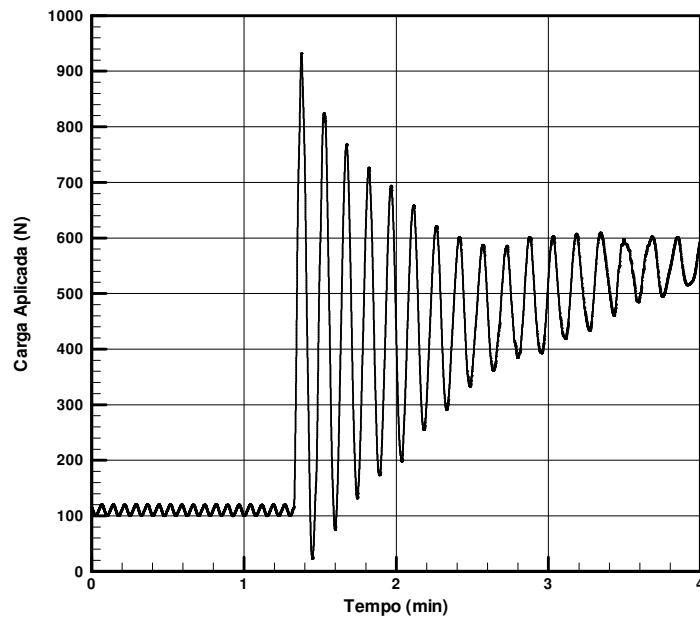


Figura 8-58 – Carregamento imposto no teste 10.

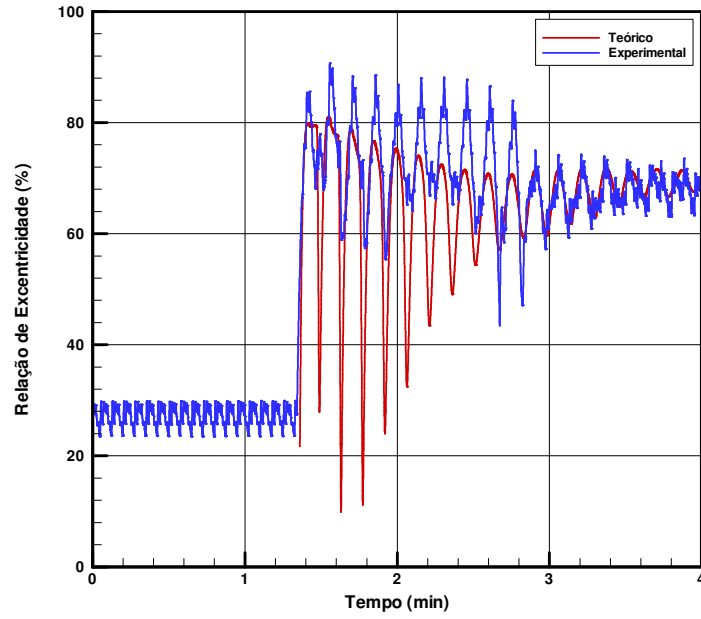


Figura 8-59 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a relação de excentricidade do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.

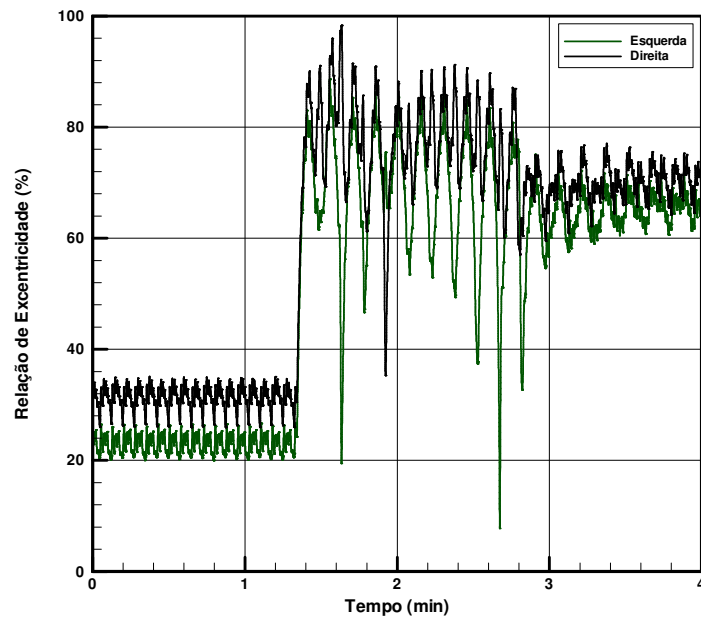


Figura 8-60 – Relação de excentricidade experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.



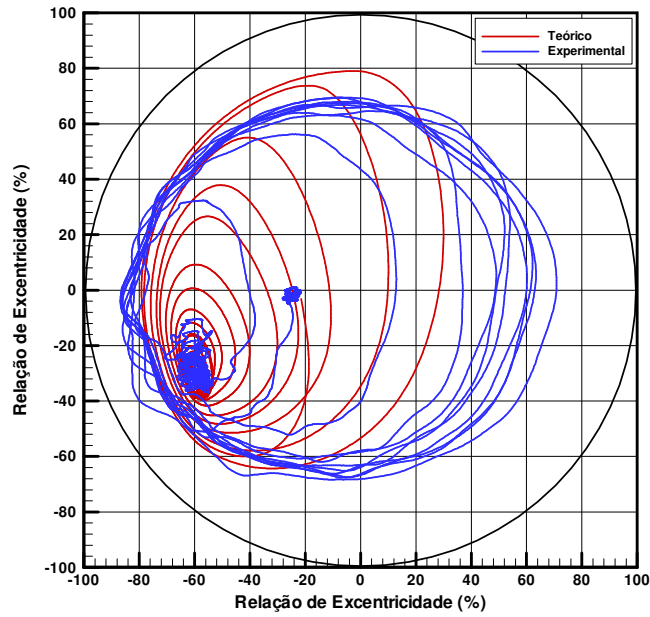


Figura 8-61 – Comparativo entre resultados numérico e experimental para a órbita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.

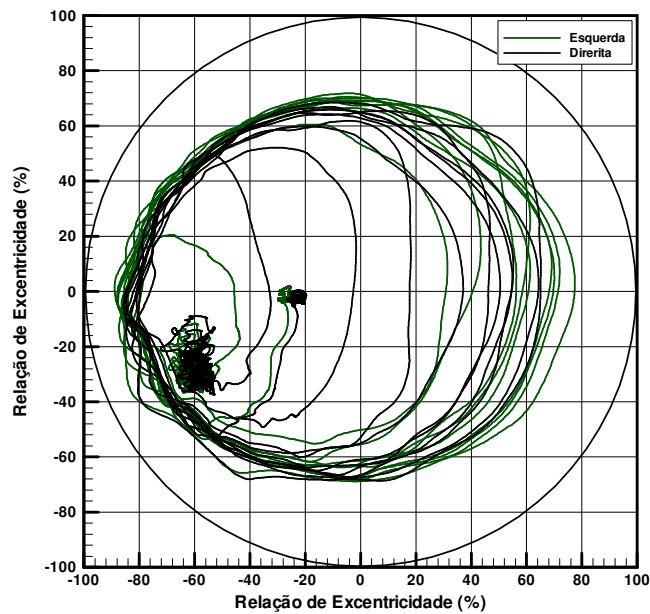


Figura 8-62 – Órbita experimental medida à esquerda e à direita do mancal submetido a carregamento dinâmico; teste 10.

Pode-se observar das figuras apresentadas anteriormente, que o modelo numérico proposto conseguiu capturar com boa precisão os deslocamentos sofridos pelo mancal. O

modelo aplicado à região de cavitação mostrou-se eficaz e permitiu que a região sub-atmosférica pudesse ser caracterizada, além de garantir velocidade ao código computacional.

Os resultados aqui apresentados contemplam os objetivos deste trabalho e juntam-se aos demais resultados encontrados na literatura como fonte de informação referente à lubrificação por filme fluido.

Tendo explorado o carregamento dinâmico de mancais radiais e adaptado o modelo computacional para a solução do problema de lubrificação, no capítulo seguinte serão analisadas situações reais relacionadas ao conjunto de mancais que compõem o compressor alternativo hermético de refrigeração.

## Capítulo 9

---

# MODELO PARA MANCALIZAÇÃO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO DE REFRIGERAÇÃO

---

Diversos são os mecanismos de compressão utilizados em compressores herméticos de refrigeração, tais como alternativo, rotativo, scroll, parafuso, etc. Neste trabalho será dada ênfase ao mecanismo alternativo de compressão composto por pistão, biela e eixo excêntrico. Uma montagem típica de um compressor hermético alternativo utilizado em refrigeradores domésticos pode ser observada na Fig. 9-1.

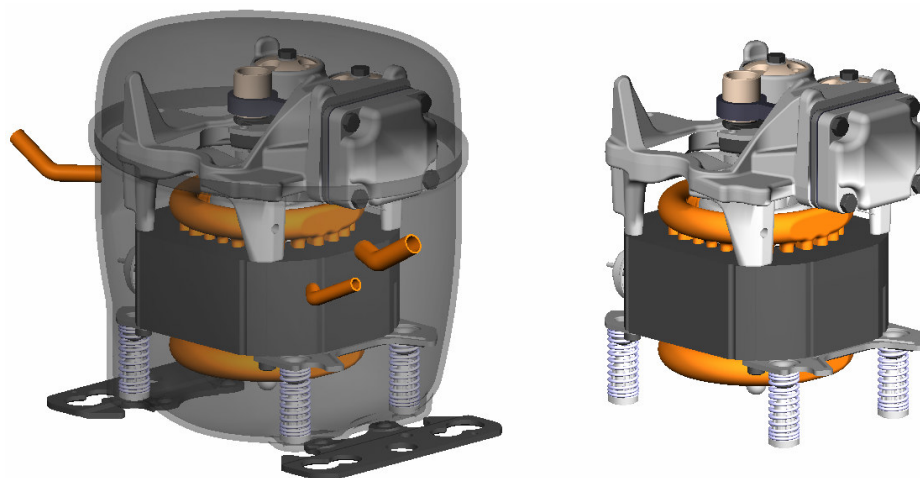


Figura 9-1 – Compressor hermético alternativo de refrigeração.

Nestes compressores, o movimento rotativo proporcionado por um motor elétrico é transformado em deslocamento linear de um pistão. Para que esta transformação possa ser adequadamente executada, emprega-se uma biela conforme mostrado na Fig. 9-2.

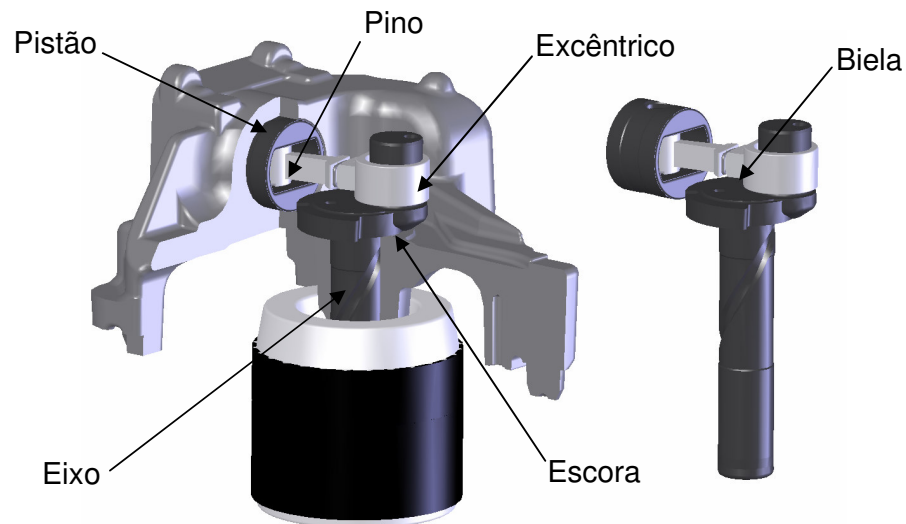


Figura 9-2 – Mecanismo de compressão alternativo.

Nestes mecanismo normalmente são empregados mancais de deslizamento para separação das superfícies móveis. O baixo custo, a confiabilidade e o baixo nível de ruído são fatores determinantes para a escolha destes mancais.

Tais mecanismos devem ser projetados para períodos de operação de 10 anos sem qualquer manutenção. Desta forma, agregar eficiência a um projeto robusto é uma tarefa árdua e motiva os especialistas da área.

Neste capítulo os desenvolvimentos realizados na parte inicial da tese serão utilizados para desenvolver uma ferramenta numérica que auxilie o projetista na dura tarefa de dimensionamento do mecanismo.

## 9.1 Modelo Geométrico

Como pode ser observado na Fig. 9-2 , o mecanismo de compressão é composto por 6 mancais distintos, são eles:

- Mancais radiais do eixo (principal e secundário)
- Mancal axial do eixo (escora)
- Mancal do excêntrico
- Mancal do pino
- Mancal do pistão

Os mancais do eixo, dois radiais e um axial são apresentados na Fig. 9-3.

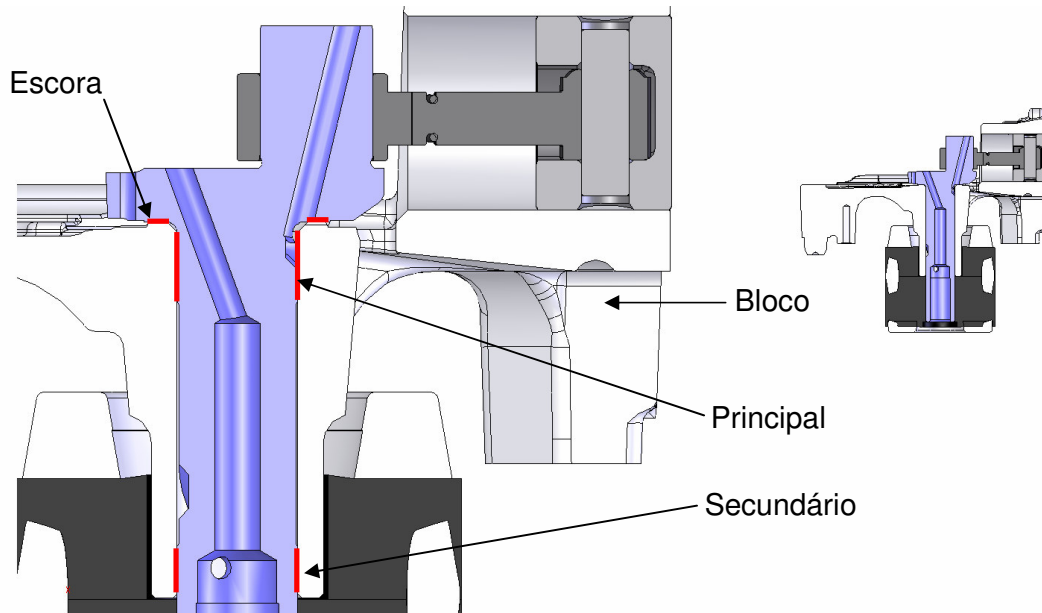


Figura 9-3 – Mancais do eixo de um compressor alternativo.

Da Fig. 9-3, nota-se que o eixo é sustentado por 3 mancais independentes. Os mancais radiais, principal e secundário, são utilizados para sustentar as cargas de compressão transmitidas pela biela. O mancal de escora, é responsável pela sustentação do peso do conjunto, eixo, rotor e contra-pesos quando utilizados, cerca de 1kg.

Embora nesta configuração, o eixo possua dois mancais radiais conforme mostra a Fig. 9-4, nada impede que um único mancal seja utilizado em todo o cubo do bloco. Normalmente, emprega-se esta configuração por minimizar a potência consumida por atrito viscoso e eventualmente atrito sólido, que neste caso é indesejável por questões de confiabilidade.

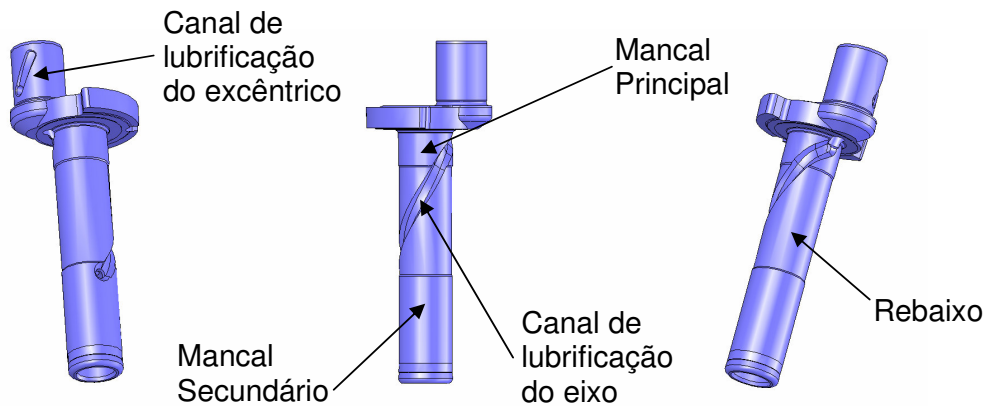


Figura 9-4 – Detalhe do eixo de um compressor alternativo.

Os mancais do excêntrico e do pino do pistão, que compõe a biela, e o mancal do pistão, são apresentados nas Fig. 9-5 e 9-6.

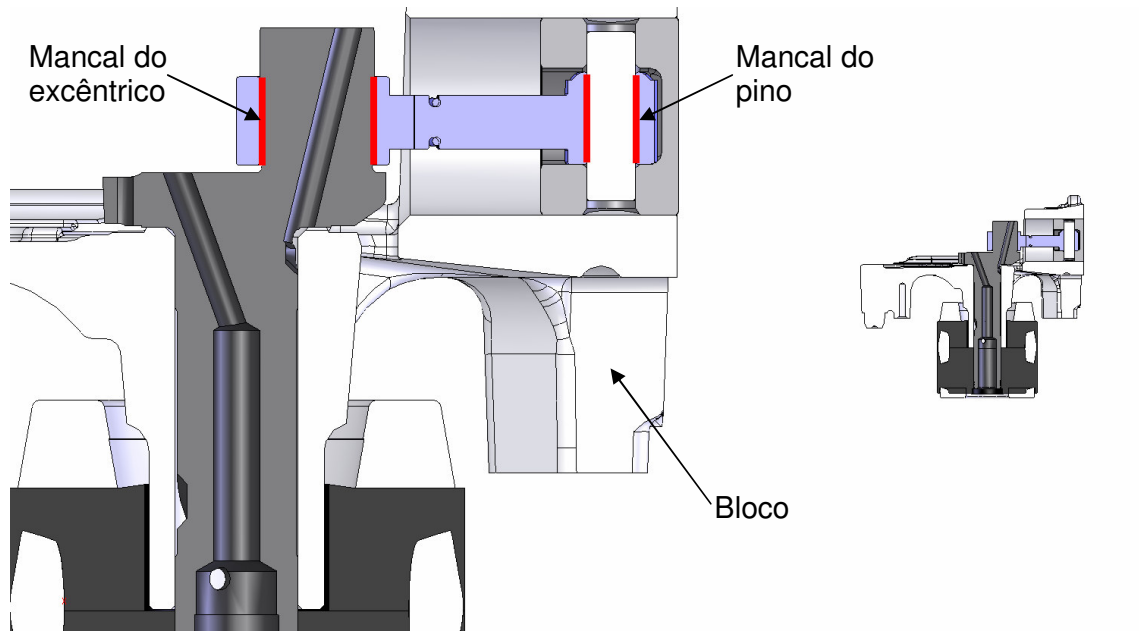


Figura 9-5 – Mancais da biela de um compressor alternativo.

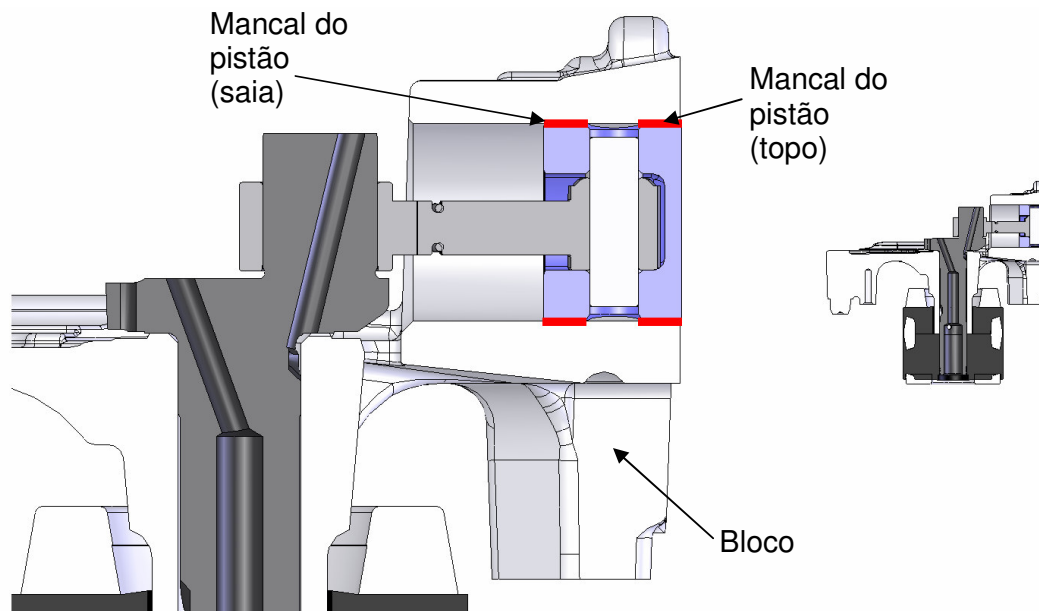


Figura 9-6 – Mancais do pistão de um compressor alternativo.

Embora apenas os mancais radiais do eixo e o mancal linear do pistão possuam rebaixas, optou-se aqui por permitir que todos os mancais sejam configurados com a utilização ou não destes rebaixas. Assim como o rebaixo, os canais de lubrificação também podem ser utilizados em todos os componentes.

## 9.2 Modelo Computacional

O modelo computacional empregado para a solução da equação de Reynolds nos seis mancais apresentados é o mesmo utilizado no capítulo 8. Empregou-se o método de elementos finitos para que os detalhes geométricos de cada mancal pudessem ser melhor caracterizados. Por exemplo, como pode ser observado na Fig. 9-4, o eixo do compressor é dotado de um canal de lubrificação e suas principais funções são o transporte e bombeamento do lubrificante do cárter aos demais componentes. Trata-se de um canal helicoidal, externamente fresado, e com vários detalhes geométricos que percorre toda a extensão útil do eixo.

Os mancais do eixo, do excêntrico e do pino, são mancais radiais e podem ser modelados fazendo-se uso da equação de Reynolds escrita como,

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{6\mu}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (hU) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (9-1)$$

No mancal do pistão, o movimento rotativo é substituído por um deslocamento linear na direção  $y$  e portanto a equação de Reynolds deve ser modificada para,

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu \frac{\partial}{\partial y} (hV) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (9-2)$$

O mancal de escora, embora possa ser caracterizado em coordenadas polares, foi modelado utilizando-se coordenadas cartesianas,  $x$  e  $y$ . Optou-se por esta abordagem para que outras formas, distintas da circular, pudessem ser utilizadas, é o caso de geometrias elípticas e de rebaixas assimétricos. Desta forma, a equação de Reynolds assume a seguinte configuração,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (hU) + 6\mu \frac{\partial}{\partial y} (hV) - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (9-3)$$

onde  $x$ ,  $y$ ,  $U$  e  $V$  estão indicadas na Fig. 9-7.

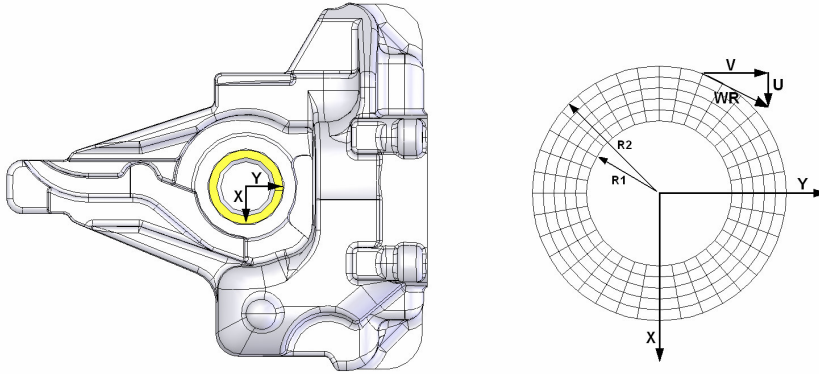


Figura 9-7 – Sistema de coordenadas utilizado no mancal de escora.

Deve-se ressaltar que nesta abordagem, as velocidades  $U$  e  $V$  e o raio do mancal,  $R$ , dependem da posição na malha. Uma representação das malhas utilizadas em cada um dos mancais é apresentada na Fig. 9-8, a seguir.

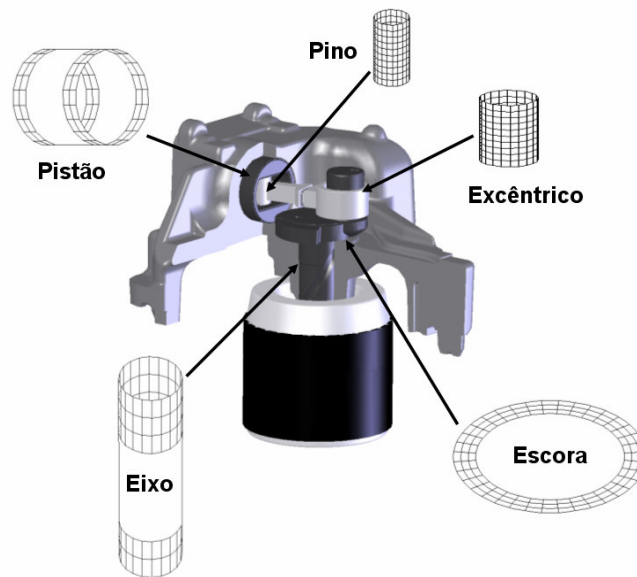


Figura 9-8 – Representação das malhas utilizadas nos mancais de um compressor alternativo.



### 9.2.1 Condições de contorno

Nos mancais do eixo, excêntrico e pino foram utilizadas as seguintes condições de contorno,

$$\begin{aligned} P_{y=0} &= P_{carcaça} \\ P_{y=L} &= P_{carcaça} \\ P_{\theta=0} &= P_{\theta=2\pi} \end{aligned} \quad (9-4)$$

Em  $\theta$ , a continuidade do campo de pressão é respeitada, porém, desprezam-se os valores negativos obtidos na região de cavitação fazendo-se uso da condição de Meio-Sommerfeld, Hamrock (1994).

No mancal de escora são utilizadas as seguintes condições de contorno,

$$\begin{aligned} P_{r=R1} &= P_{carcaça} \\ P_{r=R2} &= P_{carcaça} \end{aligned} \quad (9-5)$$

onde  $R1$  e  $R2$  são os raios interno e externo do mancal de escora, respectivamente. Nos mancais do pistão usam-se,

$$\begin{aligned} P_{y=0} &= P(t)_{cilindro} \\ P_{y=L} &= P_{carcaça} \\ P_{\theta=0} &= P_{\theta=2\pi} \end{aligned} \quad (9-6)$$

Embora, no capítulo 8, tenha-se apresentado uma metodologia para caracterização da região de cavitação, esta não será utilizada aqui pois considera-se que os fenômenos associados à região de cavitação, neste caso, sejam outros. No compressor o fluido lubrificante é composto de óleo e refrigerante e, portanto, uma formulação bifásica deve ser adotada. Grandó et al. (2004, 2006) avaliaram a influência da utilização de misturas lubrificantes na performance de mancais radiais e na dinâmica de pistões. Outros estudos relacionados a misturas lubrificante-refrigerante podem ser encontrados em Lacerda et al. (2000) e Barbosa et al. (2004).

Nesta tese, optou-se por não implementar modelos bifásicos, uma vez que na maioria deles, as propriedades do fluido lubrificante são avaliadas pela curva de solubilidade da mistura e desta forma apresentam dependência com a pressão e temperatura do filme. A

dependência da viscosidade e da densidade com a pressão implicam em tempos computacionais elevados uma vez que o campo de pressão calculado é utilizado para reavaliar as propriedades locais do fluido lubrificante e estas propriedades determinam o novo campo de pressão. Ou seja, além da convergência temporal deve-se obter a cada iteração a convergência das propriedades do fluido lubrificante e do campo de pressão gerado. Tendo em vista que a opção aqui foi tratar de forma acoplada a dinâmica de todo o mecanismo, a utilização de um modelo mais elaborado para o cálculo das forças hidrodinâmicas nos mancais foi deixado para implementações futuras.

### 9.2.2 Cinemática do mecanismo

Assim como no problema de lubrificação, é necessário definir um modelo para a cinemática e para a dinâmica do mecanismo de compressão. Maiores informações podem ser encontradas em Santos (2001), Gerardin (2005), Goenka (1984) e Booker (1985).

Neste trabalho todos os componentes são tratados como corpos rígidos e os acoplamentos como pinados. Os sistemas de referência, inercial e móveis, utilizados para descrever a cinemática do mecanismo são apresentados na Fig. 9-9, a seguir.

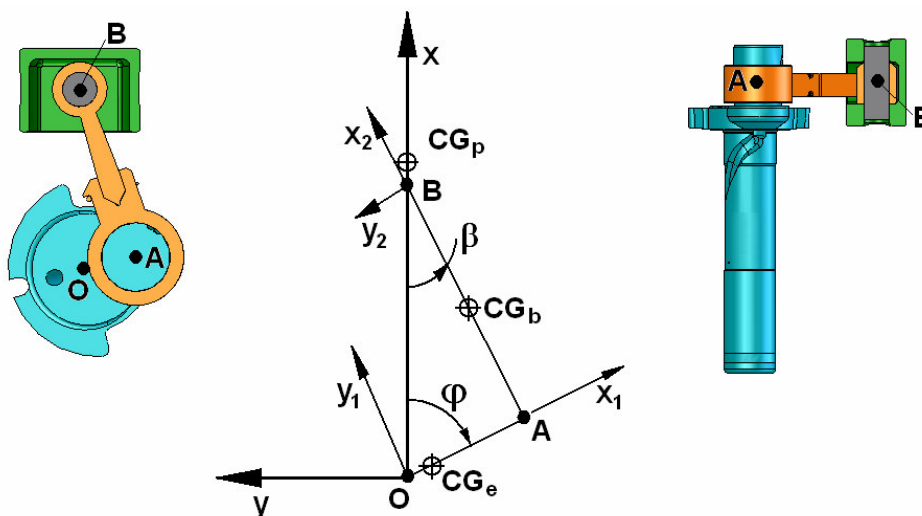


Figura 9-9 – Sistemas de referência (inercial e móveis) utilizados para descrever o comportamento do mecanismo de compressão no plano do movimento principal do pistão.

Na Fig. 9-9, são apresentados os três principais componentes do mecanismo de compressão, eixo<sup>10</sup>, biela e pistão. Como pode ser observado, são necessários três sistemas de referência, um inercial e dois móveis para a completa descrição do movimento.

- Sistema inercial – eixos  $X, Y$  e  $Z$  com origem no centro do bloco - O.
- Sistema móvel  $B1$  – solidário ao eixo ( $X1, Y1$  e  $Z1$  com origem no centro do excêntrico - A)
- Sistema móvel  $B2$  – solidário à biela ( $X2, Y2$  e  $Z2$  com origem no centro do pino – B).

O sistema inercial, com origem no centro do bloco, é utilizado para o cálculo das forças de reação e os sistemas móveis para caracteriza a cinemática dos corpos e para a realização dos balanços de momento. O sistema móvel  $B1$  descreve uma rotação no sentido horário,  $\varphi$ , enquanto o sistema móvel  $B2$  descreve uma rotação no sentido anti-horário,  $\beta$ .

Para que os deslocamentos, as velocidades e acelerações possam ser expressas nos três sistemas de referência, faz-se necessário definir matrizes de transformação entre os sistemas. As matrizes de transformação dos sistemas móveis para o sistema inercial podem ser escritas como,

$$T_{\varphi} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad T_{\beta} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9-7)$$

e desta forma, uma grandeza expressa no sistema inercial ( ${}_I S$ ) pode ser transformada para os sistemas móveis  $B1$  e  $B2$ , fazendo-se  ${}_{B1} S = T_{\beta} {}_I S$  e  ${}_{B2} S = T_{\varphi} {}_I S$ .

Uma vez que os corpos estão conectados por pinos, pode-se expressar a rotação da biela ( $\beta$ ) a partir da rotação do eixo ( $\varphi$ ) obtendo-se,

$$\beta = \arcsin\left(\frac{E \sin(\varphi)}{L_b}\right) \quad (9-8)$$

onde  $E$  é excentricidade do eixo e  $L_b$ , o comprimento da biela. A excentricidade do eixo é definida como a distância entre os pontos O e A, e o comprimento da biela entre os pontos A e B na Fig. 9-9.

<sup>10</sup> Entenda-se o eixo como sendo a composição do eixo, rotor e contra-pesos.

Uma vez que os sistemas de referência e a equação de vínculo do mecanismo foram definidos, pode-se expressar as posições, velocidades e acelerações dos corpos.

Distância entre os pontos  $\vec{OA}$ :

$${}_{B1}r_{OA} = \begin{bmatrix} E \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Rightarrow {}_1r_{OA} = T_{\varphi}^T {}_{B1}r_{OA} \Rightarrow {}_1r_{OA} = \begin{bmatrix} E \cos(\varphi) \\ -E \sin(\varphi) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9-9)$$

Distância entre os pontos  $\vec{AB}$ :

$${}_{B2}l_{AB} = \begin{bmatrix} l_b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Rightarrow {}_1l_{AB} = T_{\beta}^T {}_{B2}l_{AB} \Rightarrow {}_1l_{AB} = \begin{bmatrix} l_b \cos(\beta) \\ l_b \sin(\beta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9-10)$$

Velocidade e aceleração angular do eixo:

$${}_1w_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\dot{\varphi} \end{bmatrix} \Rightarrow {}_1\dot{w}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ pois } \dot{\varphi} = \text{constante} \quad (9-11)$$

Velocidade e aceleração angular da biela:

$${}_1w_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} \Rightarrow {}_1\dot{w}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} \quad (9-12)$$

A velocidade absoluta do ponto A pode ser escrita fazendo-se uso dos sistemas de referência B1 e B2 como,

$$\begin{aligned} {}_1v_A &= \underbrace{{}_1v_O}_{=0} + {}_1w_1 \times {}_1r_{OA} + \underbrace{{}_1v_{\text{Re}IOA}}_{=0 \text{ (Corpo rígido)}} \\ {}_1v_A &= {}_1v_B + {}_1w_2 \times {}_1l_{AB} + \underbrace{{}_1v_{\text{Re}IAB}}_{=0 \text{ (Corpo rígido)}} \end{aligned} \quad (9-13)$$

o que fornece

$${}_I v_B = \frac{-E \dot{\varphi} \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (9-14)$$

e

$$\dot{\beta} = \frac{E \dot{\varphi} \cos \varphi}{l_b \cos \beta} \quad (9-15)$$

A aceleração absoluta do ponto *A* também pode ser escrita fazendo-se uso dos sistemas de referência *B1* e *B2* como,

$$\begin{aligned} {}_I a_A &= \underbrace{{}_I a_O}_{=0} + {}_I w_1 \times {}_I w_1 \times {}_I r_{OA} + \underbrace{{}_I w_1 \times {}_I r_{OA}}_{=0} + 2 {}_I w_1 \times \underbrace{{}_I v_{ReIOA}}_{=0} + \underbrace{{}_I a_{ReIOA}}_{=0} \\ {}_I a_A &= {}_I a_B + {}_I w_2 \times {}_I w_2 \times {}_I l_{AB} + \underbrace{{}_I w_2 \times {}_I l_{AB}}_{=0} + 2 {}_I w_2 \times \underbrace{{}_I v_{ReIAB}}_{=0} + \underbrace{{}_I a_{ReIAB}}_{=0} \end{aligned} \quad (9-16)$$

obtendo-se,

$${}_I a_B = \frac{-E \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \beta) - l_b \dot{\beta}^2}{\cos \beta} \quad (9-17)$$

e

$$\ddot{\beta} = \frac{-E \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + l_b \dot{\beta}^2 \sin \beta}{l_b \cos \beta} \quad (9-18)$$

### 9.2.3 Dinâmica do mecanismo

Uma vez que a cinemática dos corpos foi definida, pode-se realizar os balanços de força e momento para determinar as reações nos acoplamentos conforme apresentado na Fig. 9-10. Estas reações serão utilizadas como carregamento nos mancais.

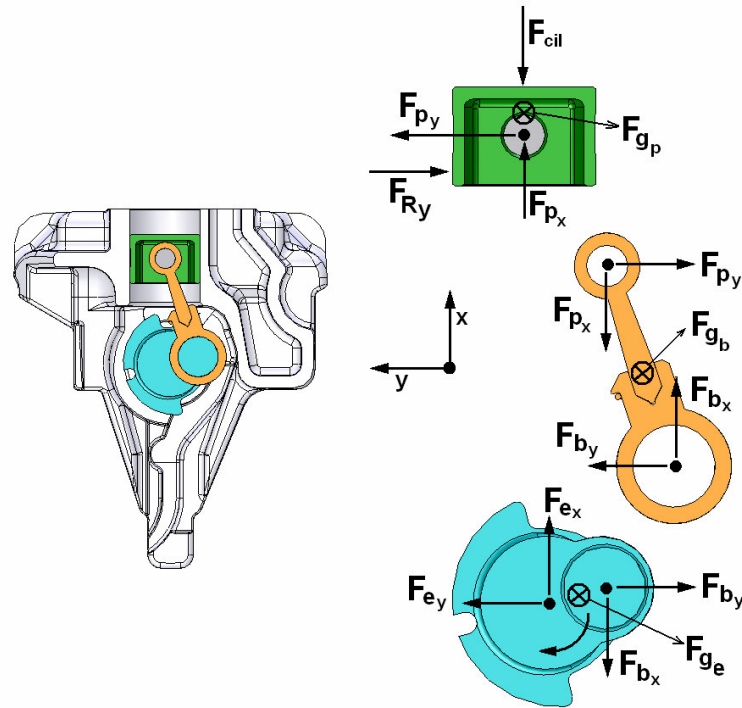


Figura 9-10 – Diagrama de corpo livre dos componentes do mecanismo em um compressor alternativo.

De acordo com a Fig. 9-10 onde  $F_p$ ,  $F_b$  e  $F_e$  são as forças do pistão, da biela e do eixo, transmitidas pelos acoplamentos e cada uma das  $F_g$  são as forças pesos dos respectivos componentes. Os índices inferiores  $x$  e  $y$  indicam as componentes de cada uma destas forças. Uma vez definidas as forças, pode-se realizar os balanços de força e momento como segue,

$$\begin{aligned} \sum F_{corpo} &= m.a \\ \sum M_{corpo} &= \frac{d}{dt} (I.\dot{w}) + w \times (I.\dot{w}) \end{aligned} \quad (9-19)$$

onde  $a$  é a aceleração do corpo,  $m$  a massa,  $I$  o tensor de inércia no centro de massa e  $w$  a velocidade angular.

Optou-se aqui pela utilização de uma formulação simplificada para a dinâmica do mecanismo de forma que o modelo de base pudesse ser confeccionado. Modelos adicionais estão sendo preparados e serão futuramente incorporados ao código computacional. Destes os mais importantes são:

- Incorporação dos mancais nas equações de movimento;
- Incorporação das deformações dos componentes;
- Inclusão dos erros de forma e de montagem do mecanismo;
- Inclusão de modelo bifásico;
- Inclusão de modelo de cavitação.

### **9.3 Metodologia de Solução**

Como foi apresentado anteriormente, tem-se um modelo para o problema de lubrificação nos mancais e modelos simplificados para a cinemática e dinâmica do mecanismo. Optou-se por desacoplar o problema de lubrificação da dinâmica do conjunto e desta forma, os carregamentos previamente avaliados pelo acoplamento pinado dos componentes, são utilizados como dado de entrada no problema de lubrificação. Basicamente, estão sendo desprezados os efeitos inerciais associados às órbitas dos mancais.

### **9.4 Resultados Obtidos**

A metodologia apresentada no decorrer deste capítulo vem sendo avaliada. Resultados obtidos para a potência consumida pelo mecanismo de compressão e para a órbita dos componentes do mecanismo serão explorados a seguir.

#### ***9.4.1 Potência consumida por atrito em um compressor alternativo de refrigeração***

Um parâmetro de grande importância no projeto do mecanismo de compressão, é a potência consumida pelo atrito viscoso durante a operação. Esta parcela da energia que é consumida para que os mancais mantenham-se em operação é normalmente conhecida na indústria de compressores alternativos de refrigeração como “Perda Mecânica do Mecanismo”. Para que o modelo computacional pudesse ser validado, realizou-se uma bateria de 36 testes para medição da potência consumida pelo mecanismo. A tabela 9-1 apresenta as características geométricas de nove eixos que foram utilizados em testes de perdas mecânicas.

Nestes testes, um compressor é montado e seu eixo substituído pelos eixos apresentados na tabela 9-1, sendo os demais componentes inalterados.

Uma mola é introduzida no cilindro de forma a representar um típico carregamento de compressão e o mecanismo é posto a operar. Adicionalmente promove-se o aquecimento do óleo do cárter para que o efeito da substituição do lubrificante, caracterizado por sua viscosidade, possa ser avaliado.

Uma vez estabelecida a velocidade de operação, o compressor é desligado e o período de desaceleração do eixo monitorado. Esta curva de desaceleração e o momento de inércia do eixo são então utilizadas para o cálculo da potência dissipada. Deve-se ressaltar que estes testes foram realizados pela Whirlpool - EMBRACO. e gentilmente cedidos para validação do código computacional apresentado. Os resultados experimentais para a potência consumida pelo mecanismo de compressão são apresentados e comparados aos resultados numéricos na tabela 9-2.

Tabela 9-1 – Eixos utilizados no teste de perdas mecânicas.

<b>Eixo</b>	<b>Principal<sup>11</sup></b> <b>(%)</b>	<b>Secundário<sup>7</sup></b> <b>(%)</b>	<b>Folga Radial</b> <b>(µm)</b>
1	20,83	13,12	11,0
2	20,83	13,12	8,0
3	20,83	13,12	5,0
4	27,08	16,87	10,5
5	27,08	16,87	7,0
6	27,08	16,87	5,0
7	31,87	20,00	10,0
8	31,87	20,00	8,0
9	31,87	20,00	5,5

<sup>11</sup> Percentual do comprimento total do cubo do bloco



Tabela 9-2 – Comparativo entre resultados numéricos e experimentais para a potência consumida no teste de perdas mecânicas.

Eixo	Viscosidade (cP)	Experimental <sup>12</sup> (W)	Teórico (W)			
			<i>fa</i> = 0,01	<i>fa</i> = 0,02	<i>fa</i> = 0,03	<i>fa</i> = 0,04
1	4,09	11,40	11,08	11,31	11,53	11,76
	3,26	10,90	9,83	10,65	11,46	12,28
	2,52	11,20	8,15	9,00	9,86	10,71
	2,07	11,70	7,10	7,98	8,85	9,73
2	4,09	11,80	11,32	11,45	11,58	11,70
	3,26	10,90	9,63	9,89	10,14	10,39
	2,52	10,60	7,97	8,23	8,48	8,73
	2,07	11,40	7,26	7,89	8,52	9,15
3	4,09	11,90	12,03	12,12	12,21	12,30
	3,26	11,00	10,25	10,35	10,46	10,57
	2,52	10,90	8,54	8,80	9,06	9,32
	2,07	11,00	7,39	7,68	7,97	8,26
4	4,09	10,90	11,28	11,42	11,56	11,70
	3,26	10,50	9,67	9,94	10,22	10,49
	2,52	10,30	8,55	9,42	10,29	11,16
	2,07	9,90	7,45	8,35	9,25	10,14
5	4,09	11,30	11,79	11,88	11,97	12,06
	3,26	10,00	10,08	10,21	10,33	10,46
	2,52	8,80	8,44	8,75	9,06	9,37
	2,07	9,00	7,29	7,59	7,89	8,19
6	4,09	12,20	12,80	12,89	12,98	13,07
	3,26	10,30	10,69	10,79	10,88	10,97
	2,52	9,20	8,89	9,02	9,14	9,27
	2,07	8,90	7,77	8,05	8,33	8,61
7	4,09	11,30	11,55	11,65	11,74	11,83
	3,26	10,00	9,87	10,09	10,31	10,53
	2,52	9,20	8,26	8,58	8,89	9,20
	2,07	8,60	7,70	8,58	9,45	10,33
8	4,09	11,70	11,86	11,95	12,04	12,13
	3,26	10,00	10,12	10,24	10,35	10,47
	2,52	8,80	8,52	8,84	9,16	9,48
	2,07	8,30	7,36	7,68	8,00	8,32
9	4,09	12,30	13,07	13,16	13,25	13,34
	3,26	10,40	10,88	10,98	11,07	11,16
	2,52	9,40	9,00	9,10	9,21	9,31
	2,07	9,00	7,82	8,02	8,22	8,43

<sup>12</sup> Fonte: Whirlpool S/A.

Como pode ser observado na tabela 9-2 o modelo computacional proposto conseguiu prever a potência consumida pelo mecanismo de compressão com boa precisão. Os desvios observados entre a potência consumida pelo mecanismo, prevista e medida, são apresentados na tabela 9-3.

Tabela 9-3 – Desvios máximo e médio observados na simulação do mecanismo de compressão de um compressor alternativo em teste de perdas mecânicas.

	<i>fa</i> = 0,01	<i>fa</i> = 0,02	<i>fa</i> = 0,03	<i>fa</i> = 0,04
Média (%)	9,0	5,9	2,9	0,2
Máximo (%)	39,3	31,8	27,5	24,9

Durante as simulações, o modelo numérico apresentou situações de contato metálico entre as superfícies do eixo e do bloco. Para que a potência adicional ocasionada pelo contato metálico lubrificado pudesse ser incorporada ao modelo empregou-se um modelo simplificado de contato, onde a força de atrito e conseqüentemente a potência consumida por ela, são calculadas a partir dos esforços normais à superfície e do fator de atrito lubrificado, *fa*. Por tratar-se de um contato de difícil caracterização geométrica estimou-se os fatores de atrito variando entre 0 e 0,05.

O contato metálico observado nas simulações podem ser corroborados observando-se a tabela 9-2. Considerando-se, por exemplo, os quatro testes realizados com o eixo 1 para viscosidades de 4,09, 3,26, 2,52 e 2,07 cP, observa-se que a potência medida manteve-se aproximadamente em 11,5 W. Desta forma, o decréscimo da viscosidade não se traduziu em uma diminuição da potência consumida e este comportamento certamente deve-se à presença do contato metálico.

Novos modelos para a caracterização do contato metálico e até mesmo para previsão do regime de lubrificação elastohidrodinâmica estão sendo desenvolvidos e serão futuramente incorporados ao código.

#### 9.4.2 Órbita do eixo de um compressor alternativo de refrigeração

A potência consumida pelo atrito viscoso em um mecanismo de compressão é um parâmetro constantemente otimizado pelas indústrias de compressores de refrigeração, uma vez que impacta diretamente no desempenho energético destas máquinas. Busca-se então o menor consumo para a mesma capacidade de refrigeração. Sabe-se que o consumo destes mancais está diretamente relacionado com as suas características geométricas (comprimento,

diâmetro e folga radial) e com as condições de operação (velocidade de rotação, viscosidade do lubrificante). Para que o consumo seja minimizado os mancais são normalmente reduzidos e nestas situações passam a apresentar problemas de confiabilidade. Entenda-se neste caso confiabilidade como sendo a presença de contato metálico em algum instante do ciclo.

A confiabilidade do mancal pode ser avaliada pela sua órbita em determinadas condições de operação, e desta forma, prever os deslocamentos destes mancais com boa precisão faz-se necessário. A órbita do eixo do compressor é medida através de sensores de deslocamento montados ortogonalmente nas extremidades do bloco. São utilizados dois sensores de deslocamento idênticos aos utilizados neste trabalho para monitoramento dos deslocamentos do mancal principal e duas bobinas confeccionadas pela empresa para o monitoramento dos deslocamentos do mancal secundário. O uso destas bobinas é necessário uma vez que na região do mancal secundário não se dispõe de espaço para a montagem dos sensores comerciais. Mais uma vez os experimentos foram realizados pela WHIRLPOOL S/A e cedidos para validação do código computacional

A instrumentação necessária para a medição da órbita do eixo inviabiliza a montagem do compressor em um sistema de refrigeração e, portanto opta-se pelo acoplamento da descarga do compressor a um cilindro pressurizado para simular o processo de compressão. O cilindro preenchido com ar tem sua pressão controlada e recebe o ar bombeado pelo compressor que foi succionado do ambiente de teste e comprimido.

Para que o carregamento de compressão possa ser utilizado nas simulações como dado de entrada, a pressão do cilindro é instantaneamente medida bem como a posição do pistão e desta forma consegue-se estabelecer o diagrama de pressão no cilindro versus volume do cilindro durante a operação. Este diagrama pode ser observado na Fig. 9-11.

Resultados para a órbita experimental dos mancais principal e secundário do eixo do compressor são apresentados e comparados às órbitas previstas numericamente na Fig. 9-12. Informações geométricas utilizadas para a caracterização do compressor no código computacional são encontradas na tabela 9-4 a seguir.

Tabela 9-4 – Características geométricas e de operação do compressor utilizado no teste de medição de órbita.

<b>Eixo</b>	Folga radial ( $\mu\text{m}$ )	12.00
	Diâmetro do mancal (mm)	16.00
	Comprimento do principal (mm)	9.45
	Comprimento do secundário (mm)	6.09
	Massa do Eixo (g)	945.53
	Excentricidade do Eixo (mm)	10.50
	Offset (mm)	2.00
<b>Excêntrico</b>	Folga radial ( $\mu\text{m}$ )	12.50
	Diâmetro do mancal (mm)	15.00
	Comprimento do mancal (mm)	10.63
	Massa da Biela (g)	28.79
	Comprimento da Biela (mm)	38.47
<b>Pino</b>	Folga radial ( $\mu\text{m}$ )	8.00
	Diâmetro do mancal (mm)	7.50
	Comprimento do mancal (mm)	11.40
<b>Pistão</b>	Folga radial ( $\mu\text{m}$ )	4.00
	Diâmetro do mancal (mm)	26.00
	Comprimento do mancal (mm)	17.50
	Comprimento do principal (mm)	4.55
	Comprimento do secundário (mm)	5.75
	Massa do Pistão + Pino (g)	45.39
<b>Escora</b>	Raio interno do mancal (mm)	9.30
	Comprimento do mancal (mm)	2.40
<b>Operação</b>	Rotação do eixo (rpm)	3261.00
	Temperatura do óleo (C)	70.00
	Óleo	RL7H
	Fator de atrito seco	0.04
	Rugosidade ( $\mu\text{m}$ )	0.30
	Fluído	Ar

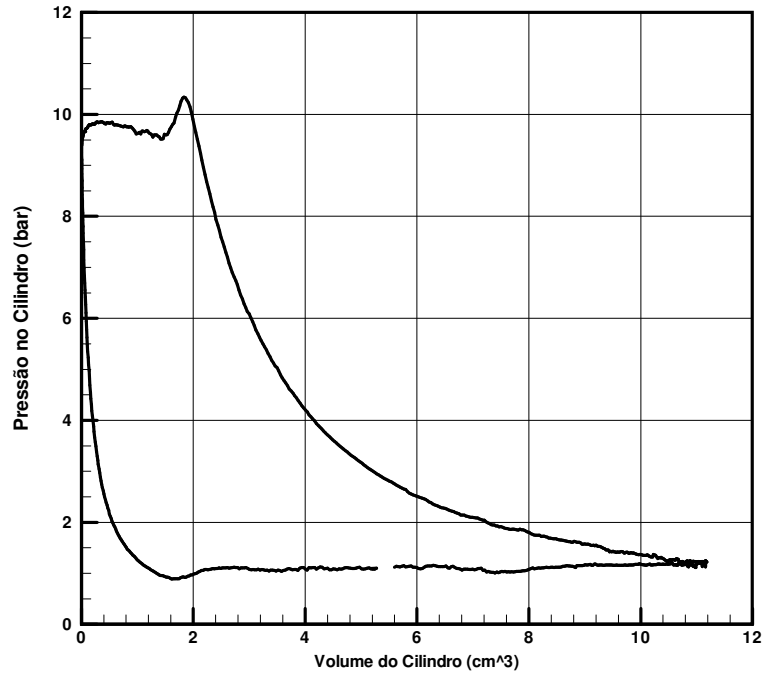


Figura 9-11 – Evolução da pressão no cilindro do compressor em função do volume do cilindro.

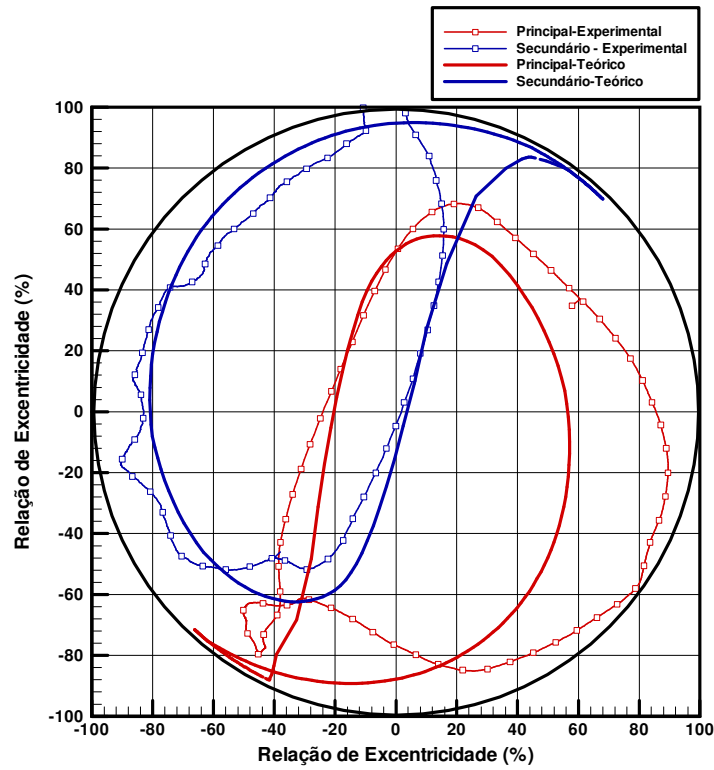


Figura 9-12 - Comparativo entre as órbitas experimental e numérica do eixo de um compressor alternativo de refrigeração.

Como pode ser observado da Fig. 9-12, as órbitas numéricas dos mancais principal e secundário são similares às órbitas experimentais. Nota-se ainda que as tendências de movimento foram capturadas pelo modelo, entretanto, o desalinhamento do eixo foi superestimado pela metodologia empregada. Este acréscimo no desalinhamento do eixo pode ser justificado por diversos fatores, pode-se listar,

- a) Os torques associados às forças de indução do motor elétrico são desconsiderados no modelo atual;
- b) A caracterização geométrica (tensor de inércia, centros de gravidade) é obtida dos desenhos em CAD e podem distanciar-se das peças reais;
- c) Os efeitos inerciais associados ao eixo são desconsiderados no modelo atual.

No compressor, quando o eixo desloca-se em relação ao bloco, este deslocamento é transferido para o conjunto rotor / estator, uma vez que o estator é acoplado ao bloco e o rotor acoplado ao eixo. O desalinhamento e/ou afastamento do rotor com relação ao estator induz forças eletromagnéticas no eixo que podem modificar o comportamento dinâmico do conjunto eixo-rotor, e que não estão sendo contemplados no programa computacional.

O rotor é composto por uma série de lâminas de aço unidas por alumínio injetado, e desta forma, a previsão do tensor de inércia e da posição do centro de massa a partir de softwares de CAD pode ser prejudicada. Adicionalmente, esta distribuição não uniforme de massa pode ocasionar desbalanceamentos que induzirão forças de inércia também desconsideradas neste momento, uma vez que os acoplamentos são tratados como acoplamentos pinados no modelo de dinâmica apresentado.

Considerando-se as simplificações adotadas e apresentadas no decorrer desta tese e a complexidade dos fenômenos associados ao funcionamento do mecanismo destes compressores, acredita-se que os resultados obtidos são satisfatórios e motivam o desenvolvimento de modelos complementares e a melhoria dos já utilizados.

## Capítulo 10

---

# CONCLUSÕES

---

Apresentou-se uma metodologia para a análise hidrodinâmica de mancais radiais. Uma bancada de testes foi projetada, construída e implementada para que ensaios possam ser realizados. Dispõe-se de excelentes equipamentos que proporcionam grande versatilidade à bancada de testes e permitem que diversas variáveis associadas à instrumentação de mancais sejam medidas e controladas.

Todos os recursos materiais necessários à execução do presente trabalho encontram-se disponíveis. A bancada de teste encontra-se montada e o mancal instrumentado com os sistemas de medição e de controle. Resultados foram apresentados de forma a exemplificar a implementação da bancada e qualificar os procedimentos teóricos, computacionais e experimentais desenvolvidos. Esses resultados comprovaram a viabilidade da proposta e permitiram que os efeitos associados à instrumentação pudessem ser melhor entendidos. Pode-se também identificar as limitações da maioria dos instrumentos utilizados, a qualidade de suas respostas e os fatores que influenciam sua operação.

Resultados importantes foram obtidos para experimentação de mancais radiais lubrificados hidrodinamicamente quando submetidos a carregamentos estáticos. Destes resultados pode-se citar a medição do perfil circunferencial de pressão na linha de centro do mancal. Preciosas informações relacionadas à capacidade da Equação de Reynolds em prever adequadamente o fenômeno de lubrificação foram obtidas. Ainda relacionado ao perfil de pressão no filme de óleo, pode-se destacar a caracterização da região de cavitação. Conseguiu-se avaliar o desenvolvimento das pressões sub-atmosféricas, bem como sua magnitude. Adicionalmente, visualizações foram realizadas e permitiram que o escoamento característico desta região fosse registrado.

Importantes considerações quanto à natureza do fenômeno de cavitação em mancais foram realizadas e permitiram que um modelo numérico simplificado para sua descrição fosse elaborado. Este modelo, associado à uma metodologia numérica para previsão do comportamento dinâmico de mancais, apresentaram excelente concordância aos resultados experimentais obtidos. O movimento orbital do mancal quando submetido à carregamentos dinâmicos foi muito bem caracterizado e adequadamente previsto pela metodologia numérica apresentada.

Adicionalmente, um modelo numérico para simulação do comportamento dinâmico dos mancais de um compressor alternativo de refrigeração foi apresentado. Este modelo foi implementado computacionalmente e será de grande valia no desenvolvimento dos mecanismos de compressão destes compressores. Resultados experimentais relacionados à potência consumida por atrito viscoso e à órbita do eixo do compressor foram explorados e comparados ao modelo computacional apresentando boa concordância.

Como sugestão para trabalhos futuros pode-se destacar,

- Experimentação de mancais em carregamento estático com geometrias diferenciadas;
- Medição simultânea do perfil de pressão no filme de óleo em diferentes posições axiais para caracterização bi-dimensional do campo de pressões;
- Utilização de misturas bifásicas de óleo e refrigerante como lubrificante;
- Experimentação de mancais sob condições de desalinhamento controlado;
- Experimentação de mancais sob condições de partida e parada;
  
- Inclusão dos efeitos inerciais no modelo de simulação do compressor através da solução acoplada das equações do movimento dos componentes ao problema de lubrificação;
- Elaboração de um modelo para previsão do contato metálico e do regime de lubrificação elastohidrodinâmica;
- Inclusão das deformações, dos erros de forma e dos erros de montagem do mecanismo de compressão;
- Elaboração de um modelo bifásico para a região de cavitação;

Por fim, considera-se que os objetivos desta tese foram alcançados e que as informações nela reunidas possam motivar novos trabalhos.



## Bibliografia

- **Barbosa, Jr., J.R., Lacerda, V.T. and Prata, A.T.,** “*Prediction of pressure drop in refrigerant-lubricant oil flows with high contents of oil and refrigerant outgassing in small diameter tubes*”, International Journal of Refrigeration , v. 27, pp. 129-139, 2004.
- **Booker, J., Labouff, G.,** “*Dynamically loaded journal bearings: A finite element treatment for rigid and elastic surfaces*”, ASME Journal of Lubrication Technology, v. 107, pp. 505-515, 1985.
- **Brewe, D.E.,** “*Theoretical modeling of the vapor cavitation in dynamically loaded journal bearings*”, ASME Journal of Tribology, v. 108, pp. 628-638, 1986.
- **Brewe, D.E., Ball, J.H., and Khonsari, M.M.,** “*Current research in cavitating fluid films*”, STLE Special Publication SP-28, 1990.
- **Chieh, H.,** “*Modelagem e Análise Computacional da Lubrificação do Conjunto Eixo, Biela e Pistão em Compressores Alternativos*”, Dissertação de Mestrado, UFSC , 2006.
- **Diaz, S., and San Andrés, L.,** “*Air entrainment and lubricant vaporization in SFDs: An assessment of their fundamental differences*”, ASME Paper 99-GT-187, 1999.
- **Diaz, S., and San Andrés, L.,** “*Measurements of pressure in a squeeze film damper with an Air/Oil bubbly mixture,*” STLE Tribology Transactions, v. 41, 2, pp. 282-288, 1998a.
- **Diaz, S., and San Andrés, L.,** “*Reduction of the dynamic load capacity in a squeeze film damper operating with a bubbly lubricant,*” ASME Paper 98-GT-109, 1998b.

- 
- **DiPrima, R.C.**, and J.T. Stuart, “*Non Local effects in the stability of flow between eccentric rotating cylinders*”, Journal of Fluid Mechanics, v. 54, pp. 393-415, 1972.
  - **Dowson, D.**, “*History of tribology*”, Professional Engineering Publishing, 759 pp., 1997.
  - **Dowson, D.**, and Taylor, C.M., “*Fundamental aspects of cavitation in bearings – Cavitation and related phenomena in lubrication*”, ImechE, England, pp. 15-26, 1974.
  - **Dowson, D.**, Godet, M., and Taylor, C.M., “*Cavitation and related phenomena in lubrication*”, ImechE, England, 1974.
  - **Dowson, D.**, Taylor, C.M., “*Cavitation in bearings*”, Annual Review of Fluid Mechanics, v. 11, pp. 35-66, 1979.
  - **Elrod, H. G.**, “*A Cavitation Algorithm*”, Transactions ASME, Journal of Lubrication Technology, v.103, p.350-354, 1981.
  - **Gerardin, R.C.**, “*Modelo dinâmico do sistema pistão-biela-manivela com mancais hidrodinâmicos*”, Dissertação de Mestrado, UNICAMP, Campinas-SP, 2005.
  - **Goenka, P.**, “*Dynamically loaded journal bearings: Finite element method analysis*”, ASME Journal of Tribology, v. 106, pp. 429-439, 1984.
  - **Grando, F.P.**, Priest, M. and Prata, A.T., “*Lubrication in refrigeration systems: performance of journal bearings lubricated with oil and refrigerant mixtures*”, Proceedings of the 31<sup>st</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, 2004.
  - **Grando, F.P.**, Priest, M. and Prata, A.T., “*Lubrication in refrigeration systems: numerical model for piston dynamics considering oil-refrigerant interaction*”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, v. 220, pp. 245-258, 2006.

- **Guha**, S. K. , “*Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect*”, Tribology International, v. 33, pp.1-12, 2000.
- **Hamrock**, B.J., “*Fundamentals of fluid film lubrication*”, McGraw Hill Pubs, NY, 1994.
- **Hersey**, M.D., “*The laws of lubrication of horizontal journal bearings*”, J. Wash. Acad. Sci., v. 4, pp. 542-552, 1914.
- **Jakobsson**, B., Floberg, L., “*The Finite Journal Bearing Considering Vaporization*”, Transactions of Chalmers University of Technology, Guthenberg, Sweden, 1957.
- **Kim**, T., and Han, J., “*Comparison of the Dynamic Behavior and Lubrication Characteristics of a Reciprocating Compressor Crankshaft in Both Finite and Short Bearing Models*”, Tribology Transactions, v. 47, pp 61-69, 2004.
- **Lacerda**, V.T., Prata, A.T. and Fagotti F., “*Experimental characterisation of oil-refrigerant two-phase flow*”, Proceedings of the ASME – Advanced Energy Systems Division, v. 40, pp.101-109, 2000.
- **Manke**, A. L., Prata, A. T. e Ferreira, R. T. S., “*Efeito da cavitação no carregamento dinâmico de mancais radiais turbulentos*”, III ENCIT, pp. 495-500, 1990.
- **Mistry**, K., Biswas, S. And Athre, K.,”*Study of thermal profile and cavitation in a circular journal bearing*”, Wear, v. 159, pp. 79-87, 1992.
- **Mitsui**, J. , “*A study of thermohydrodynamic lubrication in a circular journal bearing*”, Tribology International, v. 20, pp. 331-341, 1987.
- **Mokhtar**, M.O.A., Aly, W.Y. and Shawki, G.S.A., “*Experimental study of journal bearings with undulating journal surface*”, Tribology International, v.17, pp.19-23, 1984.

- 
- **Olsson, K. O.**, “*Cavitation in Dynamically Loaded Bearings*”, Transactions of Chalmers University of Technology, Guthenberg, Sweden, 1965.
  - **Prata, A. T. e Ferreira, R. T. S.**, “*Accuracy of short bearing theory in presence of cavitation*”, Transactions of the ASME, v. 112, pp. 650-654, 1990.
  - **Santos, I. F.**, “*Dinâmica de Sistemas Mecânicos – Modelagem – Simulação – Visualização – Verificação*”, Makron, São Paulo, 2001.
  - **Stribeck, R.**, “*Characteristics of plain and roller bearings*”, Zeit. V.D.I., v. 46, 1902.
  - **Syverud, T. and Tanaka, M.**, “*Experimental investigation of the effect of shaft heating and cooling on single bore journal bearing*”, Wear, v. 207, pp. 112-117, 1997.
  - **Syverud, T.**, “*Experimental investigation of the temperature fade in the cavitation zone of full journal bearings*”, Tribology International, v. 34, pp. 859-870, 2001.
  - **Tanaka, M.**, “*Journal bearing performance under starved lubrication*”, Tribology International, v. 33, pp. 259–264, 2000.
  - **Vasconcellos, J. F. V. e Prata, A. T.**, “*Determinação da fronteira de cavitação em mancais Radiais Finitos*”, XIII Congresso Brasileiro e II Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, 1995.
  - **Vijayaraghavan, D., Keith Jr., T. G.**, “*An Efficient, Robust, and Time Accurate Numerical Scheme Applied to a Cavitation Algorithm*”, Transactions ASME, Journal of Tribology, v.112, p.44-51, 1990.
  - **Vijayaraghavan, D., Keith Jr., T. G.**, “*Grid Transformation and Adaption Techniques Applied in the Analysis of Cavitated Journal Bearings*”, Transactions ASME, Journal of Tribology, v.112, p.52-59, 1990.

- **Vijayaraghavan, D., Keith Jr., T. G.,** “*Analysis of a Finite Grooved Misaligned Journal Bearing Considering Cavitation and Starvation Effects*”, Transactions ASME, Journal of Tribology, v.112, p.60-67, 1990.
  
- **White, F. M.,** “*Viscous Fluid Flow*”, McGraw-Hill Inc., New York, 1974.

## Apêndice A

---

### **LISTA DE COMPONENTES DA BANCADA**

---

Como foi apresentado no capítulo 5, a bancada de teste é composta por diversos componentes agrupados em sub-sistemas, são eles:

- Sistema de sustentação e montagem;
  - Sistema de amortecimento
- Sistema de acionamento;
- Sistema de alimentação de lubrificante;
- Mancal;
  - Sensores de temperatura
  - Sensores de deslocamento
- Sistema de posicionamento do mancal;
- Sistema de carregamento;
- Eixo;
  - Sensor de pressão
- Sistema de transmissão do sinal de pressão;
- Sistema de sincronização do sinal de pressão;
- Sistema de aquisição e tratamento de sinais.

As principais características técnicas, fabricantes e especificações destes componentes serão apresentadas a seguir.

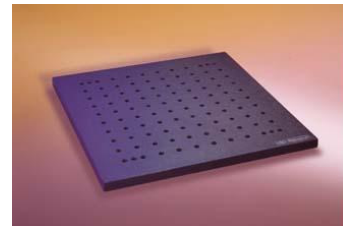
### ➤ Sistema de sustentação e montagem

Os principais componentes que compõe o sistema de sustentação e montagem são:

- Estrutura em concreto;
  - Mesa 1500 x 600 x 300 mm (C x L x A)
  - Suporte 300 x 600 x 600 mm (C x L x A)
  
- Amortecedores (Vibtech);
  - Modelo V115
  - Frequência natural, 3 – 5 Hz



- Placas de montagem (Newport);
  - Alumínio
  - M-AS-11 - 300 x 300 x 10 mm
  - M-AS-12 - 600 x 300 x 10 mm
  - Planicidade –  $\pm 1,57 \mu\text{m} / 600 \text{ mm}$



### ➤ Sistema de acionamento

Os principais componentes do sistema de acionamento são:

- Motor elétrico (WEG);
  - Numa 1 ½ Hp
  - 220 V trifásico



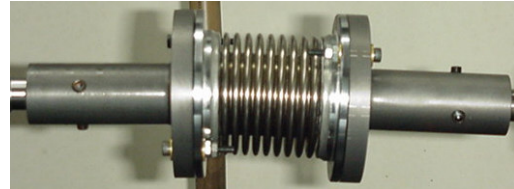
- Inversor de Frequência (WEG);

- CFW-08 plus
- 1 Hp
- 220 V monofásico



- Junta Rotativa (BALG).

- Fole em aço inox



➤ **Sistema de alimentação de lubrificante**

Os principais componentes do sistema de alimentação de lubrificante são:

- Moto-Bomba Centrífuga (SCHNEIDER);

- ½ Hp
- 3000 l/h / 20 mcca



- Tanques de armazenamento;

- Aço 1020
- Volume de 30 l

- Sonda de nível (Sitron)

- Capacitiva
- 0 a 950 mm
- 4 a 20 mA



- Válvulas Solenóide (ASCO).

- Vácuo – normalmente aberta
- Orifício de  $\phi 16$  mm
- Corpo em latão / aço inox 305





## ➤ **Mancal**

Os principais componentes do mancal são:

- **Estrutura**<sup>13</sup>
  - Corpo
  - Pista de teste
  - Apoiaadores
  - Fixadores
  
- **Sensores de deslocamento (Micro Epsilon)**
  - Modelo U05
  - Princípio de medição – Eddy Current
  - Aplicação – 0 a 500 µm
  - Resolução – 0,01% FSO<sup>14</sup>
  - Linearidade – 0,2% FSO
  - Frequência de resposta – 100 kHz
  
- **Sensores de temperatura**
  - Cabo de compensação tipo T
  - Bitola 24 AWG



## ➤ **Sistema de posicionamento do mancal**

O sistema de posicionamento do mancal é composto de cinco atuadores micrométricos (fabricados pela Newport), dentre os quais três de translação e três de rotação, são eles:

- **Atuadores de translação**
  - UMR 8.51 (900N)<sup>15</sup>
  - UMR 12.40 (400N)

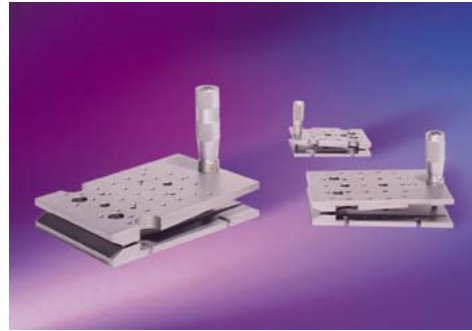


<sup>13</sup> Todos os componentes em Aço 1020 – retificado e fosfatizado

<sup>14</sup> FSO – Fundo de escala do equipamento

<sup>15</sup> Carga máxima aplicada normalmente ao centro do atuador

- Atuadores de rotação
  - UTR 160 (800 N)<sup>16</sup>
  - TGN 120 (450 N)
  - TGN 160 (800 N)



### ➤ Sistema de carregamento

Os principais componentes do sistema de carregamento são:

- Estrutura
  - Base de montagem
  - Haste de carregamento
  - Alavanca de amplificação
  - Peso
- Célula de carga (Alfa Instrumentos)
  - Modelo S50
  - Capacidade – 50 kg
  - Sensibilidade 2 mV/V ± 0,1%
  - Erro combinado < 0,03%



### ➤ Eixo

<sup>16</sup> Carga máxima aplicada normalmente ao centro do atuador

O eixo é composto dos seguintes componentes:

- Corpo
  - Aço 1020 retificado
  
- Sensor de pressão (Endevco)
  - Modelo 8530B-2km37
  - Pressão absoluta
  - Capacidade 130 bar
  - Sensibilidade 4,7 mV/bar
  - Linearidade < 0,2% FSO<sup>17</sup>
  - Repetibilidade < 0,1% FSO
  - Histerese < 0,1% FSO



#### ➤ Sistema de transmissão de sinal de pressão

Este sistema é composto pelos seguintes componentes:

- Estrutura de fixação
  - Adaptador de montagem ao eixo
  - Fixador
  
- Junta elétrica rotativa (Mercotac)
  - Modelo 430
  - 4 vias (4 A / 250V máx)
  - Limite de rotação – 1200 rpm
  - Fluido de contato - mercúrio

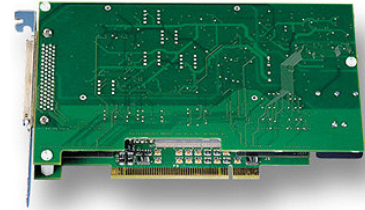


<sup>17</sup> FSO – Fundo de escala do sensor.

➤ **Sistema de aquisição e tratamento de sinais.**

O sistema de aquisição e tratamento de sinais é responsável pela captura, processamento e exibição dos sinais medidos, seus principais componentes são:

- Micro computador
  - Pentium III 866Mhz / 520 Mb Ram
- Controlador (National Instruments)
  - Placa de aquisição PCI- MIO16E1
    - Taxa de aquisição (1,25 Ms/s)
    - 12 bits
    - 7 canais



- SCXI – 1000 (Multiplexador)
  - Velocidade máxima de aquisição (330 ks/s)
  - Cabo SCXI 1349



- Módulos de aquisição
  - SCXI 1102
    - 32 canais (A / V / Termopares)
    - Junta fria (termistor)
    - Filtro passa baixa de 2Hz
    - Terminal SCXI 1303



- SCXI 1102C
  - 32 canais (A / V)
  - Filtro passa baixa de 10kHz
  - Terminal SCXI 1303



- SCXI 1180
  - Terminal SCXI 1302
  - 7 canais (2 saídas de 0 a 10 V)
  - Sem filtro



- SCXI 1161
  - 8 canais de relê (4 A / 250 V)



- Software de programação LabView 6.0

- Módulo de controle dos sensores de deslocamento (micro-epsilon)
  - Modelo MultNCDT500
  - 8 canais
  - Linearidade < 0,2% FSO
  - Resposta 100 kHz



- Fontes de alimentação (MCE- electronics)
  - 12 V
  - Microprocessada

## Apêndice B

---

### DIMENSIONAL DAS PEÇAS

---

O corpo do mancal é a peça responsável pelo alojamento dos sensores de deslocamento e das pistas de teste. Para que o erro associado à montagem destes componentes seja avaliado, realizou-se um ensaio metrológico da peça em questão, figura B-1.

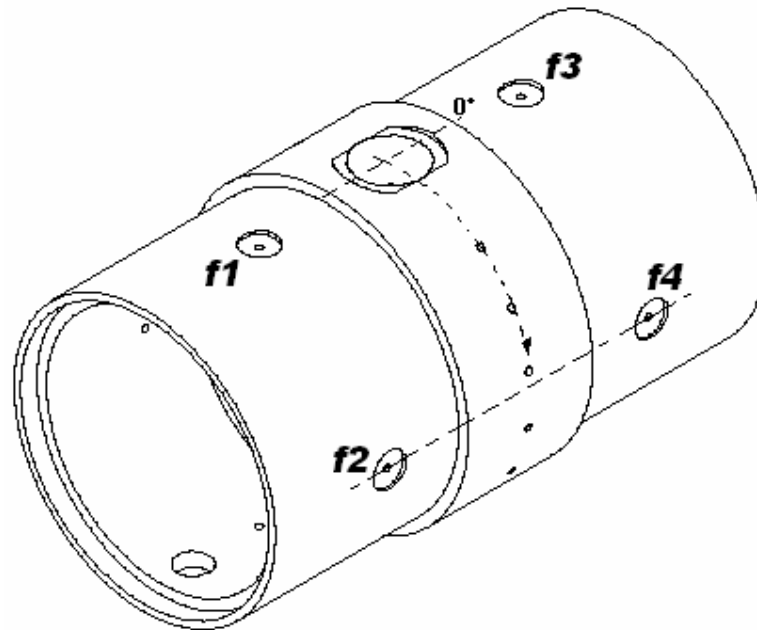


Figura B-1 – Corpo do mancal.

Na figura acima pode se observar a distribuição dos orifícios de fixação dos sensores de deslocamento, nomeados  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  e  $F_4$ . Os resultados obtidos para o posicionamento destes orifícios são apresentados a seguir.

Tabela B-1 – Posicionamento dos orifícios de instalação dos sensores de deslocamento.

	Nominal		Medido <sup>(*)</sup>	
	(°)		(°)	
<i>F<sub>1</sub></i>	0	0,063	0,065	0,064
<i>F<sub>2</sub></i>	90	89,970	89,973	89,972
<i>F<sub>3</sub></i>	0	-0,164	-0,162	-0,164
<i>F<sub>4</sub></i>	90	90,089	90,088	90,089

(\*) Referenciado ao centro do furo de alimentação de lubrificante

Tabela B-2 – Resultados da metrologia dos mancais.

Mancal	Comprimento		Diâmetro	
	(mm)		(mm)	
	<i>Nominal</i>	<i>Medido</i>	<i>Nominal</i>	<i>Medido</i>
<b>1</b>	48,00	48,020	48,00	48,193
<b>2</b>	48,00	48,012	48,00	48,092
<b>3</b>	24,00	24,015	48,00	48,091
<b>4</b>	24,00	24,010	48,00	48,193

A seguir são apresentados os resultados obtidos para o eixo.

Tabela B-3 – Resultados da metrologia do eixo.

	Nominal		Medido	
	(mm)		(mm)	
<b>Diâmetro</b>	48,00	47,997	47,996	47,997



## Apêndice C

---

### IMAGENS DA BANCADA EXPERIMENTAL

---



Figura C-10-1 – Vista Geral.



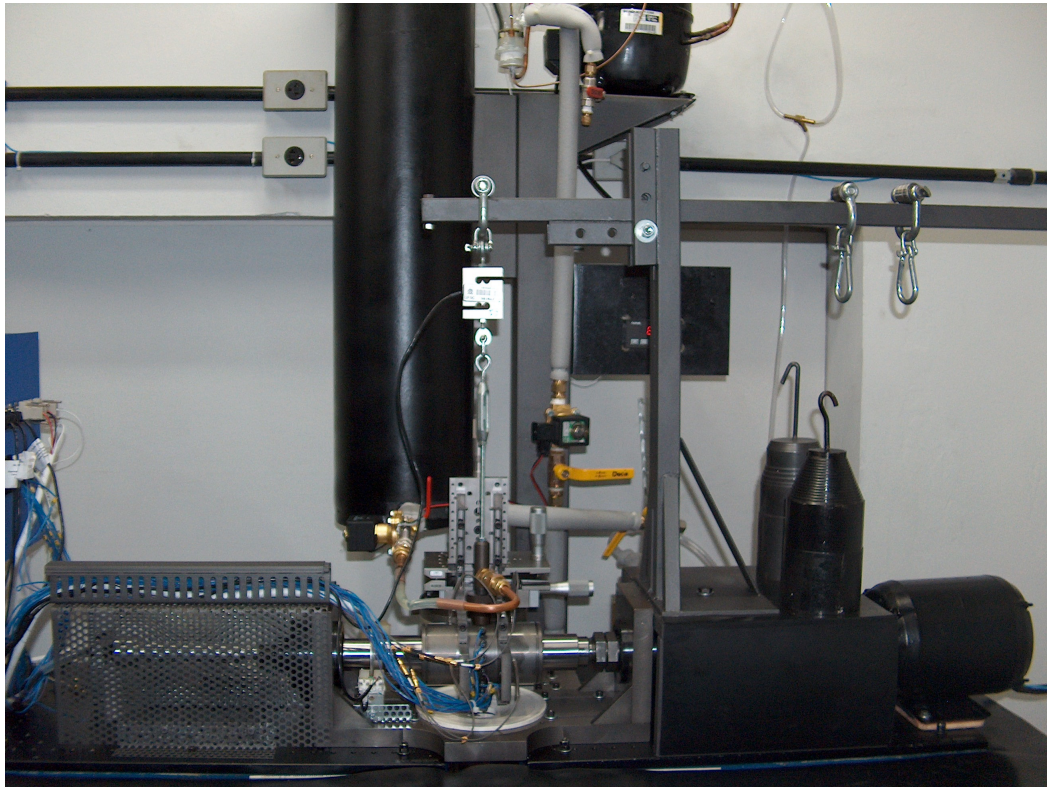


Figura C-10-2 – Detalhe da Montagem.

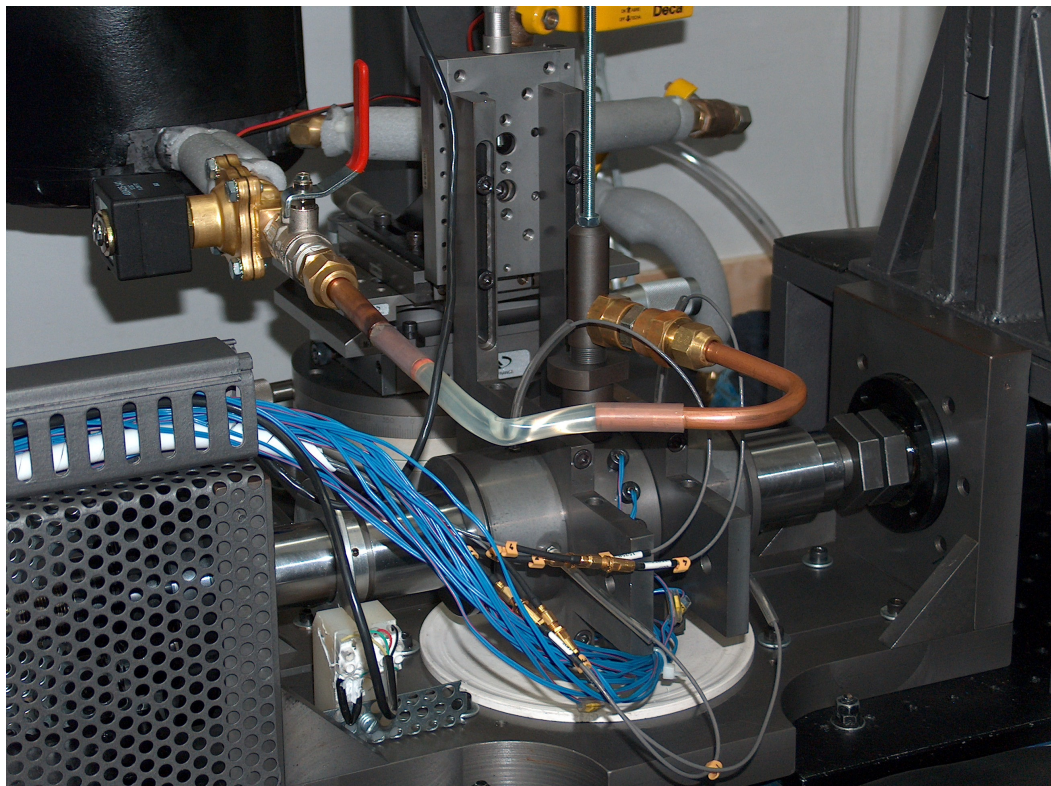


Figura C-10-3 - Detalhe do mancal.



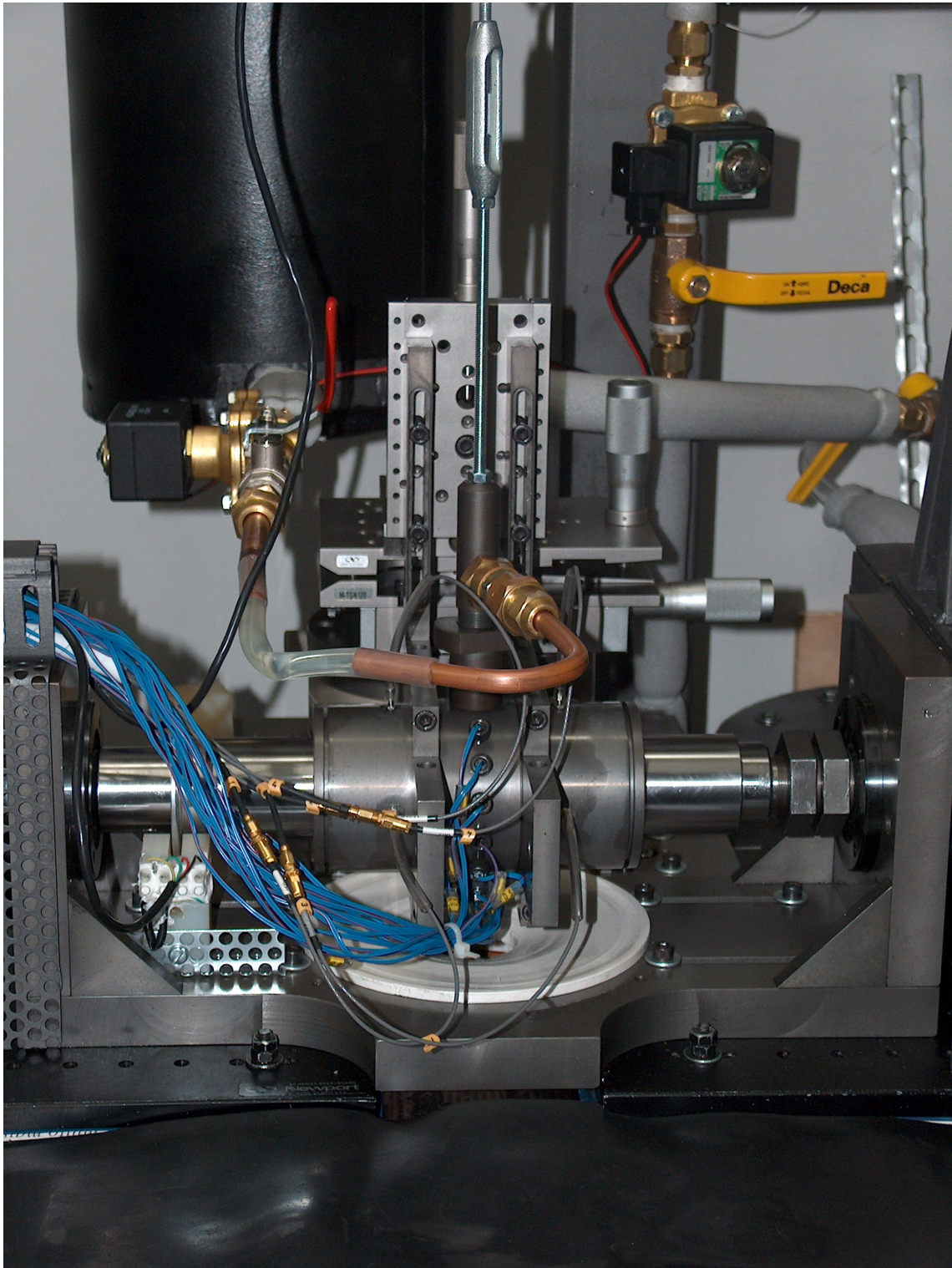


Figura C-10-4 – Seção de Teste.