

Biblioteca da Escola Politécnica
Univ. de São Paulo

CONSULTA
FD-3177

São Paulo
2002

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
de Título de Mestre em Engenharia

**SISTEMA DE MONITORAMENTO E DETECÇÃO DE
TRANSIÇÃO DE REGIME DE LUBRIFICAÇÃO EM MANCAL
DE DESLIZAMENTO**

ELVYS ISAIAS MERCADO CURI

Aos meus pais, Isaias e Eleutéria, pela
educação e ensino.

Para minha esposa Nely, pelo apoio

constante e encorajamento.

Para minhas filhas, Irene e Verônica

pela compreensão que tiveram em minha

ausência.

Agradecimentos

Ao Professor Dr. Límilson R. Padovese pela confiança e ajuda na construção da banca de monitoramento e na elaboração desta dissertação; também por todo o ânimo quando não conseguia resultados imediatos.

Ao grupo do Laboratório de Análises Dinâmico e Instrumentação – LADIN, integrado por Rui Gomes, Rodrigo Fujimoto, Wilson Carlos da Silva, Silmara Vicente, Cláudia Serna, Sidney Noriega; por todo o apoio e ajuda incondicional e inestimável.

Aos meus amigos Nelson Venegas pelas sugestões para melhorar o trabalho e a Carlos Valdez e Ademir pela ajuda na construção do aparato experimental proposto.

Ao Professor Dr. Carlos C. Tu pelo convite para compor o corpo discente desta Universidade.

Agradeço muito a Alessandro & Rosana, Othon & Gabriela, Eduardo & Marta, Oswaldo & Adriana, Júlio César & Giselma, Elias & Regina e Mariano & Sueli, Texeira & Cristina, Cintia, Milton que ajudaram a minha família a aproximar de Deus e da Igreja, confiando Nele com perseverança nas dificuldades e orientação em todas as áreas de minha vida.

Agradeço a Deus por todas as oportunidades em cada dia de minha vida, pela paz espiritual, pela fé que plantou em meu. Finalmente, agradeço a CAPES pelo apoio financeiro recebido durante o programa de mestrado.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é desenvolver um método de monitoramento não invasivo para a detecção do colapso do filme de lubrificação em mancais de deslizamento radial, através do sinal de vibração. Esta dissertação trata de mancais em diversas condições de funcionamento, diagnosticando a transição de regime de lubrificação desde uma condição sem contato até outras condições com contato, realizam-se através de análise de sinais de vibração que se obtém da bancada construída para estes ensaios; as condições de trabalho no mancal são modificadas pela aplicação de cargas radiais. Atualmente não existe uma técnica que prediz a falha por contato nos mancais, cabe lembrar que estas peças de vital importância nas máquinas rotativas.

O regime de lubrificação limite ocorre quando há contato entre o eixo e o mancal. Esta condição foi verificada por meio do monitoramento da resistência entre o eixo e o mancal. Os sinais de vibração foram obtidos por acelerômetros posicionados verticalmente sobre os mancais hidrodinâmicos. A carga aplicada foi monitorada por meio de uma célula de carga. A experiência consistiu em aplicar diversos carregamentos sobre o eixo e coleta de sinais de vibração e resistência elétrica.

Os resultados mostram que os sinais de vibração permitem distinguir entre as duas condições: contato e não contato, através de análises de sinais. A determinação da condição com ou sem contato entre o eixo e o mancal pode ser estabelecida pelo valor de RMS do sinal de vibração. Quando se encontra sem contato o valor de RMS é menor e quase constante, mesmo com a mudança da carga. Ao passo que com contato, o valor de RMS é incrementado de forma proporcional à carga. Os sinais no domínio da frequência são compostos por harmônicas e não harmônicas. As primeiras seis harmônicas da frequência de rotação apresentam características diferentes na condição de contato e não contato. Quando não há contato, o aumento da carga provoca diminuição da amplitude destas harmônicas, quando há contato ocorre o contrário. Portanto, a análise de vibração permite a detecção de falhas de lubrificação em mancais hidrodinâmicos.

ABSTRACT

The objective of this work is to develop not invasive method of monitoring for the detection of the collapse of the lubrication film in bearing journal. This dissertation deals with bearing journal at several operation conditions, diagnosing the transition of lubrication regime from a condition without contact to other conditions with contact. The studied was made from analysis of vibration signals collected from experimental device build for this research; the work conditions in the bearing journal were modified by the application of several radial loads. A technique that predicts the foul for contact doesn't exist. It worth to point out that these pieces are of at the present time vital importance in the rotative machines.

The limit lubrication regime occurs when there is contact between the shaft and the bearing journal. This condition was verified through the monitoring of the resistance electric between the shaft and the bearing journal. The vibration signs were obtained by accelerometers positioned vertically. On the top load bearing. The applied load was monitored vertically. The experience consisted of applying several load on the shaft and collect the vibration signal and electric resistance signal.

The results show that the vibration signal allows distinguishing between the two conditions. (Contact and not contact), through analyses signal. The determination of the condition with or without contact can be established by the value of RMS of the vibration sign. When it is without contact the RMS value it is smaller and almost constant, even with the change of the load. With contact, the value of RMS is increased from a proportional way to the load. The spectrum is composing by frequencies that are multiple of the shaft speed and frequencies that are not multiples of the shaft speed. The first six harmonics of the rotation frequency have different characteristics considering the contact and don't contact condition. While contact occurs, the increase of the load generates a decrease on the harmonic amplitude, while there is contact occurs the inverse behaviors. Therefore, the vibration analysis allows the detection of lubrication failure in bearing hydrodynamic.

SISTEMA DE MONITORAMENTO E DETECÇÃO DE TRANSIÇÃO DE REGIME DE LUBRIFICAÇÃO EM MANCAL DE DESLIZAMENTO

ERRATA

Pág	Linha	Onde se lê	Leia-se
5	4	através da avaliação das vibrações.	através da avaliação das vibrações, não foi afortunada.
6	3	Outro autor refere-se à manutenção ..	Boulenger (1998), refere-se à manutenção ..
12	6	Segundo Taylor (2000), a frequência características nos engranagem esta em função ...	características no engranamento são função da ..
14	29	Um exemplo é os parâmetros de	Um exemplo é os parâmetros de
15	9	depende da área real de contato com relação à área total da superfície em contato	depende da relação entre a área real de contato e a área total da superfície em contato. Esta é conhecida como fração do filme.
17	1	Segundo Glaeser (1993) o filme de um fluido pode ser expressa em termos de λ , que é definido como:	Segundo Glaeser (1993), o filme de um fluido pode ser expressada em termos de λ , que é definido como:
18	14	Figura c: Devido à presença do óleo e por efeito da cunha dos fluidos o eixo posiciona-se no espaço e devido à pressão hidrodinâmica, pode-se posicionar sem contato com a bucha. As pressões são geradas porque a rotação do eixo produz um fluxo no lubrificante e mudança da geometria por onde circula o lubrificante	Figura c: Devido à presença do óleo e por efeito da cunha dos fluidos o eixo posiciona-se uma nova posição em equilíbrio, devido à pressão hidrodinâmica, (sem contato com a bucha em condições adequadas). As pressões são geradas porque a rotação do eixo produz um fluxo no lubrificante, além da mudança da geometria por onde circula o lubrificante ...
22	5	Equação geral de Reynolds simplificada é:	Equação particular de Reynolds simplificada é:
26	5	Fora daquela faixa ou perto dela a situação é desfavorável.	Fora daquela faixa ou perto dela a situação é desfavorável por estar fora da condição ótima de lubrificação.
31	1	A folga radial foi definida como a média da diferença entre os diâmetros da bucha e eixo. É necessário tomar cuidado ao selecionar a medida, devido a sua influência sobre o funcionamento. Sua grandeza é da ordem de microns. Um parâmetro que influi no funcionamento é o acabamento superficial. O acabamento da bucha foi realizado na usinagem, procurando uma superfície homogênea e alisada	A folga radial foi definida como a média da diferença entre os diâmetros da bucha e eixo. É necessário tomar cuidado ao selecionar a medida, devido a sua influência sobre o funcionamento. Sua grandeza é da ordem de microns. Um parâmetro que influi no funcionamento é o acabamento superficial. O acabamento da bucha foi realizado na usinagem, procurando uma superfície homogênea e alisada
34	4	Aparentemente, a folga onde se obtém o melhor índice de vazão são nas temperaturas de 70 e 100 °C.	Aparentemente, a folga onde se obtém o melhor índice de vazão esta entre as temperaturas de 70 e 100 °C.
35	7	Neste último caso será considerado como falha do mancal.	Este último caso será considerado como falha por lubrificação do mancal.
49	11	Inicialmente intervem-se a rugosidade da superfície	Inicialmente intervem a rugosidade da superfície
53	2	diâmetro no ponto médio do eixo é distinto dos extremos, onde ficam as buchas dos mancais (Anexo A), com elas calcularam-se as dimensões da bucha e, com estes dados, a potência do moto....	diâmetro no ponto médio do eixo é distinto dos extremos, onde ficam as buchas dos mancais (Anexo A), com os diâmetros dos extremos do eixo determina-se as dimensões da bucha e, com estes dados, a potência do motor....
53	10	número de Sommerfeld considera-se a variável independente geométricas	número de Sommerfeld considera-se as variáveis independentes geométricas

Página	Linha	Onde se lê	Leia-se
54	7	do contato ou não contato entre o eixo e a carga dos mancais, quando não tem contato apresenta-se uma alta impedância e seu potencial elétrico é zero quando se produz o contato se fecha o circuito a impedância é zero e sua voltagem é aquistado no instante que se produz este contato, este circuito encontra-se ...	do contato ou não contato entre o eixo e a carga dos mancais. Quando não tem contato apresenta-se uma alta impedância e seu potencial elétrico é zero. Quando se produz o contato, e se fecha o circuito, a impedância é zero e sua voltagem é aquistada no instante que se produz este contato. Este circuito encontra-se
54	15	extremo da barra com ele aplica-se a carga, a magnitude desta é medida diretamente através da célula de carga que se encontra acima do macaco, esta força é transmitida ao outro extremo da barra, sendo aplicada no eixo, a magnitude da carga na mesma quantidade, devido do ponto de giro está no médio e a distância do ponto de giro, o ponto de giro encontra-se no médio da barra.	extremo da barra. Com ele aplica-se a carga, a magnitude desta é medida diretamente através da célula de carga que se encontra acima do macaco. Esta força é transmitida ao outro extremo da barra. Sendo aplicada no eixo, a magnitude da carga na mesma quantidade, devido do ponto de giro está no médio e a distância é igual para cada extremo, onde se transmite a força,
55	3	Na figura 23 mostra-se uma foto da bancada onde se pode observar os mancais de bronze, o eixo entre os mancais, o motor, o macaco hidráulico, a barra que transmite a força, as mangueiras pretas que contêm óleo para lubrificar com pressão maiores da atmosfera e as mangueiras amarelas contêm óleo de retorno para o depósito de óleo. Mostra-se também a estrutura de vigas, os mancais e motor, que se encontram sobre chapas usinadas, parafusadas na estrutura.	Na figura 23 mostra-se uma foto da bancada onde se pode observar os mancais de bronze, o eixo entre os mancais, o motor, o macaco hidráulico, a barra que transmite a força, as mangueiras pretas que contêm óleo para lubrificar com pressão maiores da atmosfera e as mangueiras amarelas contêm óleo de retorno para o depósito de óleo. Mostra-se também a estrutura de vigas, os mancais e motor, que se encontram sobre chapas usinadas, parafusadas na estrutura.
55	9	A seguir se descreve o sistema de lubrificação do óleo, Figura 24 pode-se observar que o óleo encontra-se no depósito, o nível de óleo e a temperatura são determinados pelo visor, a bomba de engrenagem, toma óleo do depósito e conduz através da mangueira de pressão ao mancal de deslizamento, depois retorna-se através de mangueira de baixa pressão.	A seguir se descreve o sistema de lubrificação do óleo, Na Figura 24 pode-se observar que o óleo encontra-se no depósito, o nível de óleo e a temperatura sendo determinados pelo visor. A bomba de engrenagem, que toma óleo do depósito e conduz através da mangueira de pressão ao mancal de deslizamento, de onde depois retorna-se através de mangueira de baixa pressão.
56	3	os transdutores, o subsistema de modificação de sinal, composto por filtros, e o dispositivo de gravação de dados e o computador que contém um software LabView. Os ensaios são realizados nas mesmas condições para não se alterar ..	os transdutores, o subsistema de modificação de sinal, composto por filtros; e o dispositivo de gravação de dados e o computador que contém um software LabView. Os ensaios foram realizados nas mesmas condições, para não se alterar ..
57	21	A Figura 25 representa uma cadeia de medidas, onde se pode observar que o transdutor se encontra no mancal através de um cabo se fornece o sinal ao filtro de corte e ao condicionador, posteriormente ingressa-se o filtro de passa baixa, no qual se equalizam as altas frequências. Depois se conecta-se à placa de aquisição...	A figura 25 representa uma cadeia de medidas, onde se pode observar que o transdutor se encontra no mancal. Através de um cabo se fornece o sinal ao filtro de corte e ao condicionador. Posteriormente ingressa-se o filtro de passa baixa, no qual se equalizam as altas frequências. Depois se conecta a placa de aquisição...
58	13	equipamento para os ensaios, na mesa encontra-se os filtros, a fonte de tensão ..	equipamento para os ensaios: na mesa encontra-se os filtros, a fonte de tensão ...

Page	Line	Where to read	Read
89	1	Na Figura 51 pode-se observar que o RMS da vibração tem um incremento quase linear com o tempo, o incremento da carga também foi gradual, até que chegou um ponto, logo a medida da carga desceu um pouco, o comportamento do RMS desce em o ponto máximo. Para fornecer mais informação se apresenta a seguintes sinais que corresponde a coleta de 2 segundos depois do sinal transiente.	Na Figura 51 pode-se observar que o RMS da vibração tem um incremento quase linear com o tempo, o incremento da carga também foi gradual, até se chegar a um ponto determinado. Logo depois que a medida da carga desceu um pouco, o comportamento do RMS desce ao ponto máximo. Para fornecer mais informação se apresenta os seguintes sinais, que correspondem à coleta de 2 segundos depois do sinal transiente.
92	1	A Figura 57 confirma que o nível de RMS na condição sem contato é menor que a condição com contato, e que o RMS da vibração tem um crescimento proporcional com a carga. Pode-se observar que na medida que se aproxima ao colapso do filme a tendência é diminuir o nível de RMS. Depois da ruptura do filme, se acrescenta o RMS com o aumento da carga.	A Figura 57 confirma que o nível de RMS na condição sem contato é menor que a condição com contato, e o RMS da vibração tem um crescimento proporcional com a carga. Pode-se observar na medida que se aproxima ao colapso do filme a tendência é diminuir o nível de RMS, depois da ruptura do filme, se acrescenta de maneira proporcionalmente com a carga.
93	25	O RMS tem dois comportamentos distintos com o valor da carga, enquanto não há contato o RMS praticamente não se modifica com a mudança da carga. Quando há contato, o RMS se incrementa com o aumento da carga;	O RMS tem dois comportamentos distintos com o valor da carga, enquanto não há contato o RMS praticamente não se modifica com a mudança da carga. Quando há contato, o RMS é diretamente proporcional à carga;
94	1	Os gráficos experimentais de Raimondi e Boyd são válidos para a predição do comportamento do regime de lubrificação em função do número de Sommerfeld;	Os gráficos experimentais de Raimondi e Boyd foram ajustados para compara com os resultados experimentais desta pesquisa.

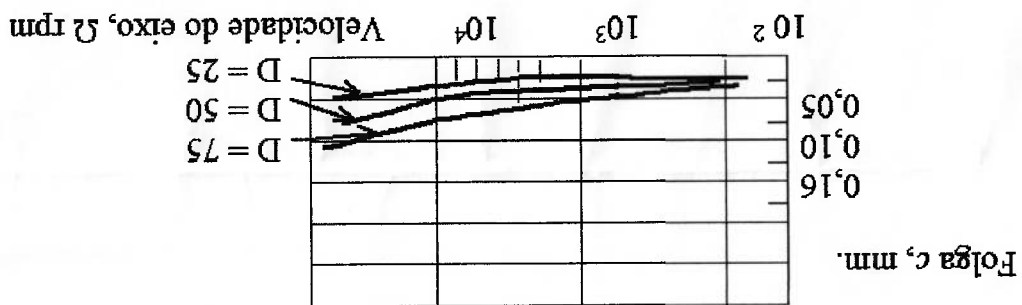


Figura 1 Folga mínima recomendada x. velocidade de um eixo do diâmetro.

Sumário

1	Introdução	1
3	1.1 Objetivo do trabalho	3
3	1.1.1 Gerais	3
3	1.1.2 Específicos	3
4	1.2 Justificativa	4
5	2.1 Manutenção	5
8	2.2 Estudo de falhas	8
8	2.2.1 Falhas por engrupamento ('scuffing')	8
8	2.2.2 Detecção de falhas em mancais através da órbita	8
9	2.2.3 Diagnóstico de falhas através de vibração	9
9	Técnica de Análises de vibração:	9
11	2.2.4 Diagnóstico de falhas na bancada de ensaio	11
12	2.3 Atrito e Lubrificação Limite:	12
12	2.3.1 Atrito	12
13	2.3.2 Modelos para Atrito Deslizante	13
13	2.3.3 Atrito Deslizante do ponto de vista da energia	13
14	2.3.4 Coeficiente de Perda por Atrito:	14
15	2.3.5 Atrito Baixo Condições de Lubrificação Limite.	15
15	2.3.6 Regime de Lubrificação	15
17	2.3.7 Adaptação de um filme como fluido hidrodinâmico	17
18	3 Modelagem do Mancal	18
18	3.1 Princípio de funcionamento de um mancal	18
19	3.1.1 Parâmetros do mancal radial	19
20	3.1.2 Folga e relação de excentricidade	20
21	3.2 Equação de Reynolds	21
23	3.2.1 Aproximação da Equação de Reynolds para Mancal Longo	23

23	3.2.2	Aproximação da Equação de Reynolds para Mancais curtos
24	3.2.3	Método da harmônica média
25	3.2.4	Projeto dos mancais pelo método das gráficas experimentais
27	3.3	Projeto do mancais da pesquisa
27	3.3.1	Justificativa da escolha do método
28	3.3.2	Estudos preliminares
30	3.3.3	Parâmetros geométricos
46	3.3.4	Cálculo das dimensões da bucha
49	4	Metodologia Experimental
49	4.1	Análise preliminar.
52	4.2	Descrição da bancada e metodologia de ensaio
60	4.3	Avaliação da energia do sinal para processamento:
63	4.4	Materiais e Equipamento
63	4.4.1	Bancada de monitoramento
68	5	Resultados Experimentais e Discussão
68	5.1	Comparação entre condições de colapso de filme teórico e experimental
71	5.2	Diagnóstico de ruptura de filme lubrificante
76	5.2.1	Análise dos espectros em baixa frequência
83	5.2.2	Análise dos espectros em alta frequência
85	5.2.3	Análise comparativa da energia nas bandas baixa, média e alta.
86	5.3	Deteção do transiente provocado pelo colapso do filme lubrificante
93	6	Conclusões
95	7	Bibliografia
	8	Anexo A

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Tipo de manutenção e custo.....	1
Tabela 2 Métodos empregados para projetar mancais radial de deslizamento	22
Tabela 3 Viscosidade do óleo, catálogo Mobil (www.mobil.com.br/ produto).....	28
Tabela 4 Comparação dos resultados (gráfico e equação)	29
Tabela 5 Cargas unitárias no mancal de deslizamento (Juvinal, 1991)	30
Tabela 6 Dimensões de L em função da pressão específica e a relação L/D	30
Tabela 7 Valores meios da folga do mancal para diferentes metais do mancal	31
Tabela 8 Folga recomendada por tipo de trabalho (Doughit, 1964)	31
Tabela 9 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm ..	36
Tabela 10 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm ..	36
Tabela 11 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm ..	36
Tabela 12 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm ..	37
Tabela 13 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm ..	37
Tabela 14 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm ..	37
Tabela 15 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm ..	38
Tabela 16 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm ..	38
Tabela 17 Folgas e a pressão máxima, número de falhas detectada.....	39
Tabela 18 Resumo de falhas.....	39
Tabela 19 Dados fornecidos da Figura 14 para interpolar	40
Tabela 20 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e.....	41
Tabela 21 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e.....	42
Tabela 22 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e.....	42
Tabela 23 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e.....	42
Tabela 24: Pressão máxima, alta e baixa velocidade, com 40 e 70°C e $L/D = 0,36$..	43
Tabela 25 Vazão total para alta e baixa velocidade para temperaturas de 40 e 70°C ..	44
Tabela 26 Vazão de saída para alta e baixa velocidade para 40 e 70°C	45
Tabela 27 Propriedades mecânicas do bronze.....	47
Tabela 28 Dados do ensaio, variação do carregamento	69

Tabela 29 Número de Sommerfeld e ocorrência de falhas segundo modelo teórico nas condições de ensaio (Tabela 28)	69
Tabela 30 Resultados reais obtidos no ensaio para folga modificada	70
Tabela 31 Freqüências Harmônicas calculadas com os dados do ensaio	77

Índice de Figuras

Figura 1. Organograma descrevendo alguns conceitos.....	7
Figura 2 a) Curva Stribeck b) Curva de espessura de filme c) Curva de desgaste. 16	16
Figura 3. As três posições do eixo ao iniciar seu funcionamento.....	19
Figura 4. O óleo é arrastado para a região convergente (efeito de “cunha”).....	19
Figura 5. Relação entre dimensão geométrica e espessura do filme.....	21
Figura 6 Gráfico experimental; excentricidade x Número de Sommerfeld.	27
Figura 7 Gráfico de Viscosidade cinemática x Temperatura (Catálogo Petrobras) ..	29
Figura 8 Folga mínima recomendada x velocidade de um eixo do diâmetro.....	31
Figura 9 Folga x parâmetros dependentes. (Juvinall, 1991) e (Shigley, 1994).....	32
Figura 10 Gráfico de baixa velocidade; Folga x Vazão.....	33
Figura 11 Gráfico de alta velocidade; Folga x Vazão.....	33
Figura 12 Gráfica de baixa velocidade; Folga x Pressão dinâmica.....	34
Figura 13 Gráfica de alta velocidade; Folga x Pressão dinâmica.....	35
Figura 14 Número de Sommerfeld x excentricidade.....	40
Figura 15 Interpolação dos valores mínimo e máximo para $L/d=0,36$	41
Figura 16. Esquema da bucha com pressão radial.....	46
Figura 17. Esquema para determinar as medidas da bucha.....	48
Figura 18. Dimensões da bucha bipartido do mancal de bronze.....	48
Figura 19. Placas paralelas em um fluido viscoso.....	50
Figura 20. O eixo e o mancal com óleo - sistema massa mola com amortecimento. 51	51
Figura 21 Esquema básico da bancada de monitoramento.....	53
Figura 22 Esquema do circuito elétrico.....	54
Figura 23, Foto da bancada de monitoramento, descrevendo alguns componentes. 55	55
Figura 24 Foto do sistema de lubrificação da bancada de monitoramento.....	56
Figura 25. Esquema da cadeia de medidas para um mancal.....	58
Figura 26 Foto da bancada com equipamento para a coleta de dados.....	59
Figura 27. Bancada de monitoramento.....	64
Figura 28. Sistema de lubrificação que fornece óleo aos mancais.....	65
Figura 29 Sinais no domínio do tempo para 7 amostras sem e com contato.....	72

Figura 30 RMS do sinal de vibração em função do carregamento - 3600 rpm.....	73
Figura 31 Sinais obtidos no tempo, sem contato entre o eixo e o mancal (canal 1)..	74
Figura 32 Sinais obtidos no tempo, com contato entre o eixo e o mancal (canal 1).	74
Figura 33 Sinais no domínio da frequência - sem contato (canal 1).....	75
Figura 34 Sinais no domínio da frequência - com contato (canal 1).....	75
Figura 35 Sinais no domínio da frequência para 7 condições de carregamento.....	76
Figura 36 Sinais ampliados de baixa frequência - na banda de 0 até 400 Hz.....	77
Figura 37 Primeira e segunda frequências harmônicas (mancal 1).....	78
Figura 38 Primeiras frequências harmônicas na banda 52-60 Hz (mancal 1).....	78
Figura 39 Terceira e quarta frequências harmônicas (mancal 1).....	79
Figura 40 Quarta frequência harmônica (canal 1).....	80
Figura 41 Quinta e sexta frequência harmônica (canal 1).....	81
Figura 42 Quinta frequência harmônica na banda de 275 até 285 (canal 1).....	81
Figura 43 Sexta frequência harmônica na banda de 330 até 350 (mancal 1).....	82
Figura 44 Avaliação da energia das harmônicas x carga (canal 1).....	83
Figura 45 Espectro na banda de alta frequência 8000-10000 Hz.....	84
Figura 46 Espectro na banda de 400 até 7500 Hz.....	84
Figura 47 Avaliação da energia das harmônicas x carga (canal 1).....	85
Figura 48 Sinal elétrica e de vibração com e sem contato (canal 3 e 1).....	87
Figura 49 Sinal elétrica e seu respectivo RMS do transiente (canal 3).....	87
Figura 50 Sinal de vibração e RMS de vibração do transiente (canal 1).....	88
Figura 51 Sinal elétrica e o RMS da vibração com e sem contato (canal 3 e 1).....	88
Figura 52 Amplificação da sinal elétrica e o RMS da vibração, colapso do filme.....	89
Figura 53 Sinal elétrica e de vibração com contato (canal 3 e 1).....	90
Figura 54 Sinal elétrica e seu respectivo RMS depois do transiente (canal 3).....	90
Figura 55 Sinal de vibração e RMS de vibração com contato (canal 1).....	91
Figura 56 Sinal elétrica e o RMS da vibração com contato (canal 3 e 1).....	91
Figura 57 Resumo das Figuras 48, 51, 53 e 56 mostram as duas condições.....	92

Lista de símbolos

E_f	Trabalho do atrito	N.m
E_s	Energia armazenada pela rugosidade do material	J
σ	Raiz média da rugosidade da superfície	
S	Número de Sommerfeld	
η	Viscosidade absoluta do lubrificante	Pa.s
μ	Coefficiente de atrito	
D	Diâmetro da bucha construíva	mm
L	Longitude axial da bucha	mm
d	Diâmetro do eixo	mm
c	Folga radial	mm
F	Força radial aplicada	N
Ω	Velocidade de rotação do eixo	rpm
p	Pressão hidrodinâmica	Pa
h	Altura do filme	mm
h_0	Espessura mínima do filme de óleo	mm
R	Raio da bucha	mm
Pe	Pressão específica	Pa
e	Excentricidade de trabalho	mm
f_{atrito}	Coefficiente de atrito de fluido	
M	Momento fletor	N.mm
T_m	Temperatura média do filme de óleo	$^{\circ}\text{C}$
P_{max}	Valor máximo da distribuição da pressão hidrodinâmica	Pa
$\theta_{p_{\text{max}}}$	Posição angular da pressão hidrodinâmica	L/s
ϕ	Posição angular da espessura mínima do filme de óleo	
\tilde{Q}_I	Vazão lateral	L/s
\tilde{Q}_e	Vazão de entrada	L/s
\tilde{Q}_c	Vazão de saída	L/s
\tilde{Q}_T	Vazão total	L/s

U	Velocidade do fluido no mancal	m/s
ε	Excentricidade específica	
p_c	Pressão hidrodinâmica de mancal curto	Pa
p_l	Pressão hidrodinâmica de mancal longo	Pa
p_θ	Pressão hidrodinâmica da média harmônica	Pa
ν	Viscosidade cinemática do fluido	cSt
ρ	Densidade relativa	
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
k	Coefficiente de rigidez	
ζ	Coefficiente de amortecimento	
K	Coefficiente de rigidez relativo	
C	Coefficiente de amortecimento relativo	
ω	velocidade angular	rad/s
σ_r	Esforço de trabalho do material no sentido radial.	MPa
p_i	Pressão interna do cilindro	MPa
r	Raio interior da bucha	mm
e_r	Espessura mínima da bucha em direção radial	MPa
σ_M	Esforço de escoamento do material	MPa
$f.s.$	Coefficiente de segurança.	
σ_l	Esforço de trabalho do material no sentido axial.	MPa
e_l	Espessura mínima da bucha em direção axial	mm
f_{p-exi}	Frequência característica de defeitos na pista externa	Hz
d_{esf}	Diâmetro da esfera	mm
R_{esf}	Raio desde o centro do rolamento ao centro da esfera	mm
f_{roi}	Frequência de rotação do rolamento.	Hz
σ_{ri}	Esforço de ruptura	MPa
σ_e	Esforço de escoamento	MPa
E	Módulo de elasticidade	MPa
S_n	Esforço de fadiga	MPa
S_n'	Esforço de fadiga com momento fletor	Mpa
K_a	Constante de acabamento	
K_b	Constante de dimensionado	

K_c	Constante de confiabilidade	
K_d	Constante de temperatura	
K_e	Constante de concentração de tensões.	
K_f	Constante de relação de entalhe	
K_t	Constante de entalhe	
q	Constante de sensibilidade	
T	Momento torcional ou torque	Nm
d_e	Diâmetro do eixo.	mm
τ_{max}	Esforço cortante	MPa

1 INTRODUÇÃO

Conforme Yoshitsugu (1997), nos anos 70 os custos de manutenção dos

sistemas mecânicos no Japão representavam quase 4% da produção nacional; em

1992 representou 3% da produção total das vendas. A diferença é que nos últimos

anos, a manutenção baseada na condição passou a ser mais utilizada até se tornar

dominante. Um exemplo disto é a manutenção de mancais de rolamento, onde é

preferível o método baseado na condição, numa proporção quase o dobro da

manutenção baseada no tempo. Os mancais de rolamento são as partes da máquina

responsáveis por aproximadamente 30% das falhas. Em segundo lugar vem as partes

que tem deslizamento, que junto com as engrenagens e mancais planos representam

60% das causas de defeitos nas máquinas e 64% das plantas industriais tem seu

próprio sistema de manutenção que normalmente engloba diversas metodologias.

Segundo Nacisf (2001), as empresas no Brasil de alta tecnologia preferem a

manutenção preditiva, pois o custo desta é bem menor, conforme pode observar-se

na Tabela 1.

Tabela 1 - Tipo de manutenção e custo

Tipo de manutenção	Custo US\$/HP/ano
Corretiva não planejada	17 a 18
Preventiva	11 a 13
Preditiva/Corretiva planejada	7 a 9

* HP(horse power) é a potência instalada
 fonte-NMWW Chicago 1998

A manutenção baseada na condição continua se desenvolvendo dentro da manutenção preditiva, principalmente através da análise de sinais. O processamento dos sinais fornece informação para detecção de falhas e defeitos dos componentes mecânicos, pois cada componente emite sua "assinatura" característica em seus diversos estados. O método de manutenção baseada na condição permite o

monitoramento e diagnóstico da falha sem interrupção do trabalho das máquinas, além de não ser invasivo e não destrutivo.

Os mancais radiais são peças que trabalham em deslizamento, sendo intermediários entre partes dinâmicas e partes estáticas. O bom funcionamento dos mancais depende principalmente do regime de lubrificação. Estes mancais são apropriados para altas velocidades de rotação, como por exemplo, motor de automóvel, turbina de avião, turbinas industriais, suporte da hélice dos barcos, bombas centrífugas, redutores de engrenagem e outros equipamentos.

O projeto do mancal radial de deslizamento é baseado na equação de Reynolds. Para um funcionamento eficaz do mancal é necessário que o sistema de lubrificação produza uma pressão no óleo capaz de impedir o contato entre o eixo e o mancal.

O presente trabalho discute um método de monitoramento e diagnóstico de transição de regime de lubrificação através da análise de sinais. Dentre os diversos componentes de equipamentos mecânicos lubrificadas existentes, os mancais de deslizamento talvez sejam os de geometria, cinemática e dinâmica mais simples. Por esta razão foi escolhido este tipo de mancal para estudo.

No capítulo Revisão da Literatura, é feita uma breve abordagem sobre manutenção, seu desenvolvimento em consequência dos avanços tecnológicos e sua aplicação na indústria. Posteriormente, se descrevem alguns aspectos de manutenção preditiva, falhas dos mancais de deslizamento e técnicas de predição de falhas relacionadas com o eixo e o mancal. A principal causa do desgaste do mancal é o atrito. Por este motivo se discutem diversos enfoques referentes a este tema e no final da revisão da literatura se trata de lubrificação, dando maior atenção à lubrificação limite.

No capítulo seguinte apresentam-se os fundamentos do mancal radial de deslizamento, a equação de Reynolds e suas soluções aproximadas, a escolha do método para projeto, cálculos para diversas situações de funcionamento, a seleção dos parâmetros independentes do mancal, e cálculos das variáveis dependentes. Para este trabalho foi projetado e construído um dispositivo provido de eixo e mancais de deslizamento para estudar diversos regimes de lubrificação numa bancada de ensaio.

No capítulo Métodos e Materiais, inicialmente são apresentados os critérios e bancada de ensaio que foi construída para efetuar os testes, com o objetivo de monitorar o funcionamento do mancal. Posteriormente, apresenta-se uma explicação sobre os ensaios, os parâmetros constantes e os variáveis, com a finalidade de obter diferentes regimes de lubrificação. No funcionamento do dispositivo na bancada se procurou a aquisição de sinais de vibração e elétricos, para verificar o estado de contato ou não contato entre o eixo e o mancal. Descreve-se a instrumentação empregada e a cadeia de medidas adotadas.

Os resultados fundamentam-se nos sinais extraídos da bancada de monitoramento. No processamento de sinal foram utilizados alguns métodos empregados em mancais de rolamentos. Na etapa final do processamento foi utilizado o método de avaliação da energia.

1.1 Objetivo do trabalho

Os objetivos do trabalho são classificados em duas categorias:

1.1.1 Gerais

Entre os objetivos gerais consideram-se os seguintes:

- Desenvolver um método de monitoramento não invasivo para detecção de colapso do filme de lubrificação em equipamentos industriais.
- Determinar os sinais em diversas situações de funcionamento, caracterizando os sinais, sem e com contato.
- Observar os efeitos que ocorrem quando colapsa o lubrificante e o desempenho do número de Sommerfeld, para o caso de contato ou não contato entre o eixo e a bucha.

1.1.2 Específicos

Os objetivos específicos são:

- Detecção e diagnóstico de falha em mancal de deslizamento através da determinação do contato entre o eixo e mancal.
- Observar o comportamento das frequências, para os casos de sem e com contato.

1.2 Justificativa

Atualmente, o sistema de detecção de falha dos mancais usado pela maioria dos encarregados de manutenção ainda é empírico, ora baseado no aumento da temperatura, ora no ruído do mancal. Outra técnica também utilizada e mais evoluída é a observação da trajetória do centro do eixo, através de transdutores, cujas desvantagens são: não prediz a falha, é um processo relativamente caro e não é de execução simples.

A maneira tradicional de verificar o estado do sistema de lubrificação num equipamento mecânico (mancais de deslizamento e rolamento, engrenamentos, etc...) é através da análise química do lubrificante. Coletam-se amostras do lubrificante nos diversos compartimentos e através de uma ferrografia, se determina a qualidade lubrificante do óleo. Este tipo de procedimento, além de demandar um certo tempo para o diagnóstico, não é capaz de fornecer informações precisas sobre o desgaste interno do compartimento.

Os sistemas de lubrificação são implementados fundamentalmente para a redução ou eliminação do desgaste entre superfícies com movimento relativo. Desta maneira, o processo de monitoramento deve ser dirigido à existência ou não de contato entre as partes.

Desse modo, no caso de mancais de deslizamento, propõe-se utilizar as metodologias de manutenção baseadas na condição, que já são usadas nos mancais de rolamentos e estão bem difundidos, pretende-se em este trabalho aplicar essa ferramenta para mancais de deslizamento, captando os sinais de vibração e processando-os através de métodos tais como: RMS, Espectro de Sinal e Densidade Espectral de Energia.

Neste contexto, a presente pesquisa visa estudar um método não invasivo, capaz de fornecer informação em tempo real sobre a existência ou não de contato entre as partes móveis (indicação do colapso do filme lubrificante). Esta metodologia se insere no contexto da manutenção condicional, e vem sendo implementada em plantas industriais de maneira crescente.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A Revisão da Literatura desta pesquisa trata de conceitos sobre manutenção, técnicas de diagnóstico de falhas, atrito e lubrificação limite. A informação sobre detecção de falha em mancais radiais de deslizamento por mudança de regime de lubrificação, ou sobre o colapso do filme lubrificante através da avaliação das vibrações.

2.1 Manutenção

Segundo Nepomuceno (1989), a manutenção está associada diretamente com a conservação de máquinas e equipamentos em condições satisfatórias.

Do ponto de vista administrativo, Contador (1997), observa que a função manutenção não deve ser separada da função produção. A função manutenção tem a finalidade de assegurar um estado satisfatório de equipamentos e instalações, mas envolve também a provisão de bens e serviços e não simplesmente apenas conservar a máquina ou equipamento.

A terminologia empregada em manutenção é confusa devido ao uso de diferentes nomes e procedimentos. Por exemplo, na Europa, a manutenção preditiva é conhecida pelo nome de manutenção condicional e nos Estados Unidos recebe o nome de preditiva ou previsional.

Cardoso (2000) apresenta algumas definições tais como “Política de Manutenção” que vem a ser a estrutura de tomada de decisões em manutenção e aborda aspectos econômicos, técnicos, legais e da operação de equipamentos, e utiliza também os termos “prática” e “técnica” quando se deseja fazer referência à periodicidade das intervenções (como no caso de preventiva, preditiva e corretiva).

Yoshitsugu (1997) e Swanson (2001) concordam em denominar “estratégia de manutenção”, a aplicação da preventiva, preditiva e corretiva, porém discordam

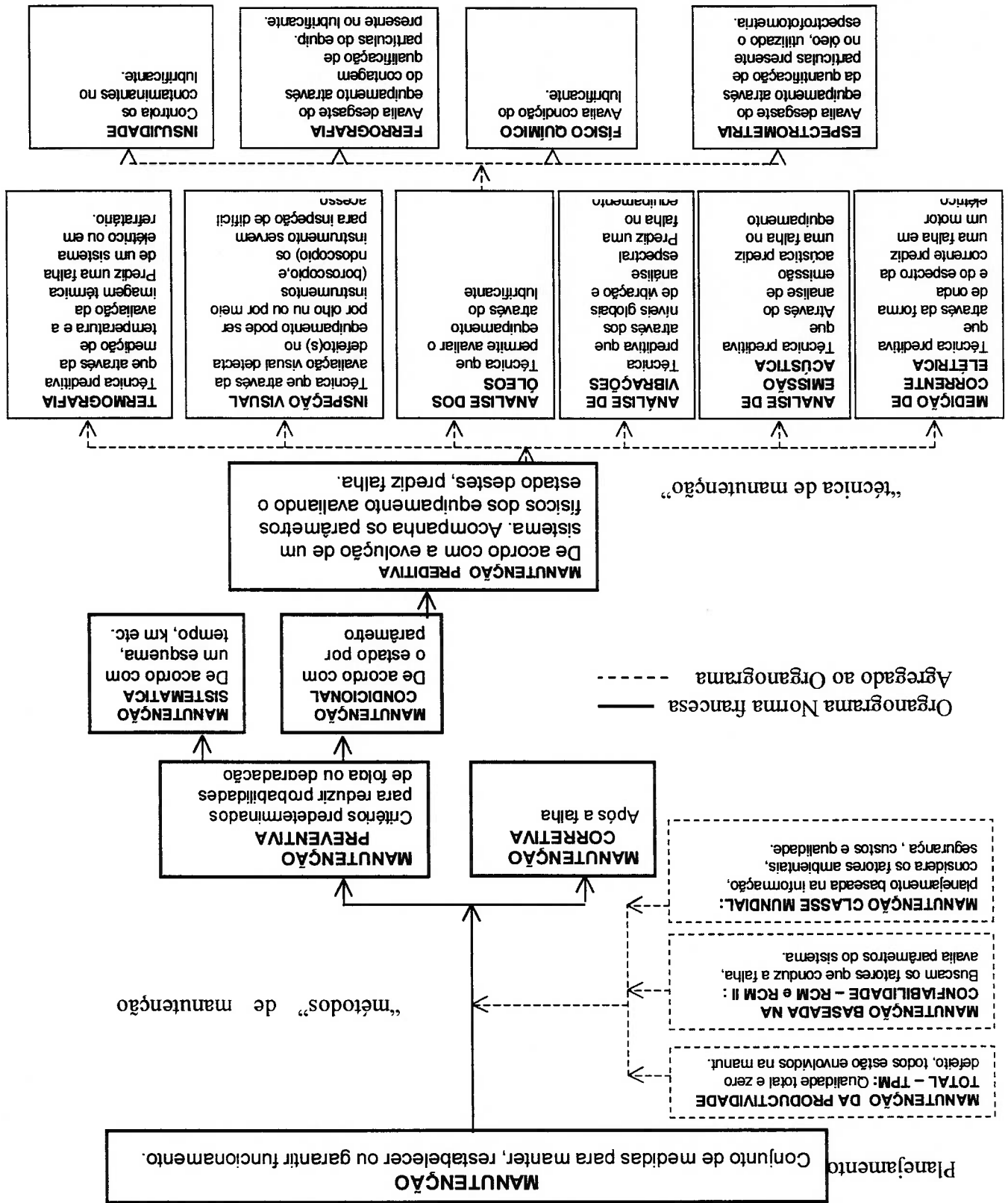
quanto ao planejamento e à tomada de decisões. O primeiro denomina "sistema de manutenção" e o segundo, "gerenciamento estratégico de manutenção".

Outro autor refere-se à manutenção condicional como um tipo ou método de manutenção, e usa o termo "técnica" para a análise de óleos.

Propõe-se um esquema de manutenção, baseado na ideia de Boulenger (1988), a qual se fundamenta nas normas francesas e a partir da qual foi elaborado o organograma da Figura 1.

Observa-se que, no início, a manutenção visava apenas manter a máquina em condições operacionais. Com o passar do tempo, as variáveis custo e disponibilidade da máquina constituem parte da manutenção, procurando-se evitar as falhas nos equipamentos, através da prevenção e detecção das mesmas. A manutenção na indústria tende a evoluir e, posteriormente, considera-se uma outra variável, a qualidade.

Figura 1: organograma descrevendo alguns conceitos:



No estudo de falhas são considerados diversos aspectos relacionados com o mancal e a bancada de monitoramento sob diversos pontos de vistas.

2.2 Estudo de falhas

2.2.1 Falhas por engrupamento ('scuffing')

Segundo Qian (1997) sobre falhas de mancais refere que, até a década de 70, os estudos de falhas por engrupamento ("scuffing") em contatos deslizantes foram realizados utilizando parâmetros em macro escala para avaliar seus processos de falha. No início da década de 80, os resultados foram apresentados em forma de diagramas de transição relacionando a carga com a velocidade. As pesquisas recentes tendem a descobrir detalhes em fenômenos interfaciais em micro escala de contato. Para isto, considera-se a interação física, química e mecânica, possibilitando assim algumas conclusões. No tocante à maior causa de engrupamento de um mancal de deslizamento encontram-se os seguintes aspectos:

- Perda de folga devido ao diferencial de expansão térmica entre o eixo e o mancal.
- Perda de folga devido ao incremento de partículas originadas do desgaste.
- Contato entre metal-metal.
- Variações geométricas da superfície e propriedades do material devido às atividades interfaciais tribo-mecânica.

Já para os contatos não conformais, as causas são:

- 1) Quebra de lubrificação,
- 2) Solda local por alta temperatura, e,
- 3) Deformação e corte.

2.2.2 Detecção de falhas em mancais através da órbita

Molinari (1986) afirma que a trajetória do eixo em relação do centro do mancal guarda uma estreita relação com as forças que interagem no sistema e, a partir da simples observação do movimento, é possível deduzir a presença ou não das forças. Através do conhecimento da trajetória é possível obter outros parâmetros tais como: velocidade, aceleração, variações de excentricidade, variações de espessura do

As vibrações podem ser classificadas em duas classes: Sincronas, que são frequências múltiplas ou sub-múltiplas da rotação, de modo que são harmônicos ou sub-harmônicos da frequências de rotação.

Segundo Lyonnet (1988), a vibração da máquina podem ser traduzido em sinais de frequências; através dos espectros de frequências pode-se detectar o estado de funcionamento das máquinas, alguns sinais podem indicar defeitos de fadiga, desgaste ou envelhecimento de alguns componentes. Portanto, a análise do espectro de frequência fornece uma possibilidade diagnóstica. Os parâmetros a ser medidos são: amplitude da vibração, velocidade, e aceleração.

2.2.3 Diagnóstico de falhas através de vibração

Molinari (1986) e Nepomuceno (1989) apresentam o mesmo ponto de vista ao considerarem que as figuras fornecem informação acerca de vibrações entre o mancal e o eixo. O primeiro autor considera que com o espectro de vibração pode-se obter informação sobre defeitos causados por atrito, e o segundo estima que a aceleração é instável em condições de atrito.

Nepomuceno (1989) propõe: “Com osciloscópio e com dois transdutores, posicionados a $\pi/2$ rad, pode-se verificar a órbita do eixo e com ele identificar a avaria ou irregularidade. Observando os deslocamentos nos eixos X e Y obtêm-se uma figura, cuja forma ou aspecto fornece informação sobre o origem da vibração. As figuras ilustram algumas órbitas resultantes das irregularidades que podem ser identificadas pela figura que aparece na tela do osciloscópio.”

filme lubrificante e principalmente a decomposição do movimento em frequência. Por meio da observação da evolução dos parâmetros é possível avaliar alguns fatores como: desgaste, desbalanceamento das partes girantes, ocorrências de desalinhamentos, variações na constituição do filme lubrificante, carregamentos excessivos e/ou espúrios e, a partir deles, deduzir a necessidade de uma intervenção.

Assíncronas, que não estão relacionadas a frequência de rotação, mas que podem estar relacionadas com as frequências naturais de várias partes do sistema, as quais podem ser identificadas.

A amplitude fornece uma indicação do esforço sobre a peça em rotação que associada com a frequência podem indicar defeitos em máquinas rotativas. Estes parâmetros são obtidos a partir de estudos do espectro de frequência, mas algumas interferências, devido a outras origens, podem provocar conclusões erradas.

Marra (1998) explica que por meio de medidas de vibração algumas falhas iniciais podem ser detectadas porque expressam níveis não recomendáveis de amplitude, indicando a necessidade de troca de peça. A vibração é um subproduto destrutivo da força cíclica transmitida através de uma máquina. Os elementos que resistem estas forças, por exemplo, os mancais, são normalmente acessíveis pelo lado externo da máquina. Quando a falhas começam a desenvolver-se, o processo dinâmico da máquina sofre alteração devido a modificações no quadro de forças presentes, influenciando assim, o nível de vibração e a forma do espectro de frequência.

A instrumentação para monitoramento periódico de vibração classifica-se em 3 níveis:

- Medidor de vibração de nível global: é um instrumento capaz de medir o valor global de vibração (valor de pico ou RMS), em uma extensa faixa de frequência.
- Medidor de vibração por análise de frequência mede o valor de vibração global em algumas faixas de frequências.
- Analisador de Frequência por Transformada de Fourier: permite levantar o espectro de frequência de referência em cada ponto de medida denominada “assinatura da máquina ou base-line”, sendo possível a comparação de espectro das frequências.

2.2.4 Diagnóstico de falhas na bancada de ensaio

Para o processamento dos sinais, as possíveis imperfeições que podem ser geradas na bancada de monitoramento são:

Vibrações de origem elétrica: Boulenger (1988) sugere que as partes metálicas do rotor e estator são excitadas pelos campos magnéticos produzindo picos de frequências. Estas frequências são harmônicas da fonte elétrica e podem ser confundidas com desalinhamento.

Desalinhamento entre mancais

Aramugam (1997) explica que o desalinhamento angular causa um incremento no coeficiente de atrito e diminui a espessura mínima do filme, com o aumento do grau de desalinhamento. Em um teste de mancais com três lóbulos, observou que a amplitude de vibração no plano horizontal da primeira, terceira e quarta frequências harmônicas eram iguais par um eixo perfeitamente alinhado e outro desalinhado; mas na segunda harmônica, observou-se mudança na amplitude, sendo que, para um pequeno desalinhamento a amplitude diminuiu e para um desalinhamento maior a amplitude aumentou. Outras observações são que a frequência natural no plano vertical aumentou e a frequência no plano horizontal diminuiu. Seu coeficiente de amortecimento incrementou no plano vertical e horizontal, e o coeficiente de rigidez aumentou no plano vertical e diminuiu no plano horizontal.

Barbosa e Pádua (1998) traduzem um texto onde manifestam que não sempre as frequências de desalinhamento mostram componentes de vibração uma ou no dobro da velocidade corrente. Alguns testes indicam que os padrões espectrais de vibração podem ser diferentes sob condições de desalinhamento semelhantes e que dependem do tipo de acoplamento flexível instalado no equipamento e que virtualmente sob certas condições, nenhuma vibração pode ser descoberta até mesmo sob desalinhamento moderado a severo.

Frequência características de alguns elementos.

Segundo James (1989) expressa-se que, caso os rolamentos de esferas manifestem um defeito, na maioria das vezes seus sinais de vibração podem fornecer informação do estado destas e teoricamente, suas frequência características de defeito são estimadas em função de sua velocidade de rotação, número de esferas, raio da esfera e distancia diametral entre as esferas.

Segundo Taylor (2000), a frequência características nos engrenagem esta em função da velocidade da engrenagem e do número de dentes dela.

2.3 Atrito e Lubrificação Limite:

Os mancais são projetados para trabalhar com lubrificação. Quando os lubrificantes não conseguem evitar o contato ocorre o atrito, podendo ser com lubrificação limite ou sem esta. O atrito no mancal produz o desgaste e é devido a isso que seu estudo é interessante.

2.3.1 Atrito

A norma ASTM G 40-93 (1992) define a força de atrito e o coeficiente de

atrito da seguinte forma:

- Força de atrito é a força tangencial resistente, atuante na interface dos corpos, resultante da ação de uma força externa de um corpo que se move ou que tende a se mover sobre outro.

- Coeficiente de atrito é a razão da força tangencial, resistente ao movimento entre dois corpos e a força normal, quando aplicada a estes corpos.

As três leis clássicas do atrito, também conhecidas como Leis de Coulomb, são:

- A Força de atrito é proporcional à carga aplicada;
- O coeficiente de atrito é independente da área de contato;
- O coeficiente de atrito é independente da velocidade de deslizamento.

Blau (1995) apresenta sete modelos que justificam o coeficiente de atrito, os

modelos são:

- De sulcamento;
- Adesão, junção e corte;
- Sulcamento com geração de partículas de desgaste;
- Sulcamento com adesão;
- Com uma camada da interface (SLS);
- Com múltiplas camadas cortantes (MLS);
- Com dinâmica molecular

Ele explica a particularidade de cada um e expõe suas conclusões:

- Não existe modelo de atrito exato, mas pode-se trabalhar em algumas faixas com condições específicas,
- No atrito intervem muitos fatores tais como a forma geométrica da interface, o sistema de lubrificação e interações mecânicas, químicas, térmicas etc.
- Os modelos fornecem um valor da força de atrito que pode mudar com o tempo de operação.

2.3.3 Atrito Deslizante do ponto de vista da energia

Segundo a apostila do curso de introdução ao desgaste (Sinatora, 2000) O atrito é um processo onde a energia cinética é convertida em outras formas de energia. Normalmente, a maior parte da energia mecânica perdida durante o atrito é convertida em calor. Estima-se que energia mecânica dissipada durante o movimento relativo entre duas superfícies possa ser dividida nos seguintes componentes.

- Calor, que causa um aumento da temperatura dos corpos em contato;
- Energia acústica, que produz efeitos audíveis;
- Energia óptica, em toda a faixa de espectro;
- Energia elétrica, responsável pela geração de carga eletrostática;
- Energia mecânica, que causa desgaste e vibração nos corpos;

2.3.4 Coeficiente de Perda por Atrito:

Rymuza (1996) sugere que o atrito não varia unicamente pelas propriedades

da matriz do material, também pela carga, a velocidade, as condições ambientais, etc;

e conclui:

- As leis de Coulomb de atrito não podem ser usadas nos modelos de atrito dinâmico, mas é útil em um processo de atrito estático.

- Atrito é um processo complexo de energia, onde muitos fenômenos interdependentes ocorrem simultaneamente. A força de atrito é uma das respostas da tribo-sistema da excitação externa e acontecem processos energéticos irreversíveis durante os estados em desequilíbrio do sistema.

- O atrito é um processo que transforma a energia mecânica em um processo de energia interna. A energia da força de atrito é transformada em energia térmica (calor) no interior e energia armazenada na rugosidade do material e partículas de desgaste. As taxas destes dois componentes de energia de atrito são funções complexas da carga e velocidade dos parâmetros atrito.

- As reações mecânicas e termodinâmicas microscópicas do sistema não podem somar-se em uma macroescala. A flutuações de atrito apresenta uma natureza física estocástica de produção de entropia. O processo complexo do atrito provavelmente não é uniforme.

Os fundamentos de funcionamento da tribo-sistema concordam com o princípio da primeira e segunda lei da termodinâmica, o trabalho do atrito (F_f) se traduz na energia térmica (Q) e na energia armazenada pela rugosidade do material (desgaste - E_s). A proporção de E_s/Q é variável quando as condições de rugosidade mudam. Essa proporção depende da carga, velocidade e outros parâmetros de atrito, tais como a rugosidade do material, condições ambientais, temperatura, etc.

As naturezas da entropia, da força e do coeficiente de atrito precisam ser adequadas à estrutura do atrito cinético e, principalmente, às leis de desgaste, ou seja, diferentes das leis de Coulomb.

As correlações entre força de atrito, taxa de desgaste, temperatura e outras da tribo-sistema não estão totalmente definidas. Um exemplo é os parâmetros de vibração que podem conduzir uma queda da força de atrito com incremento na taxa de desgaste e temperatura.

2.3.5 Atrito Baixo Condições de Lubrificação Limite.

Illuc (1993) sugere que quando duas superfícies metálicas em movimentos relativos são separadas por um filme lubrificante, a força de atrito é o principal resultado da viscosidade e da energia de dissipação.

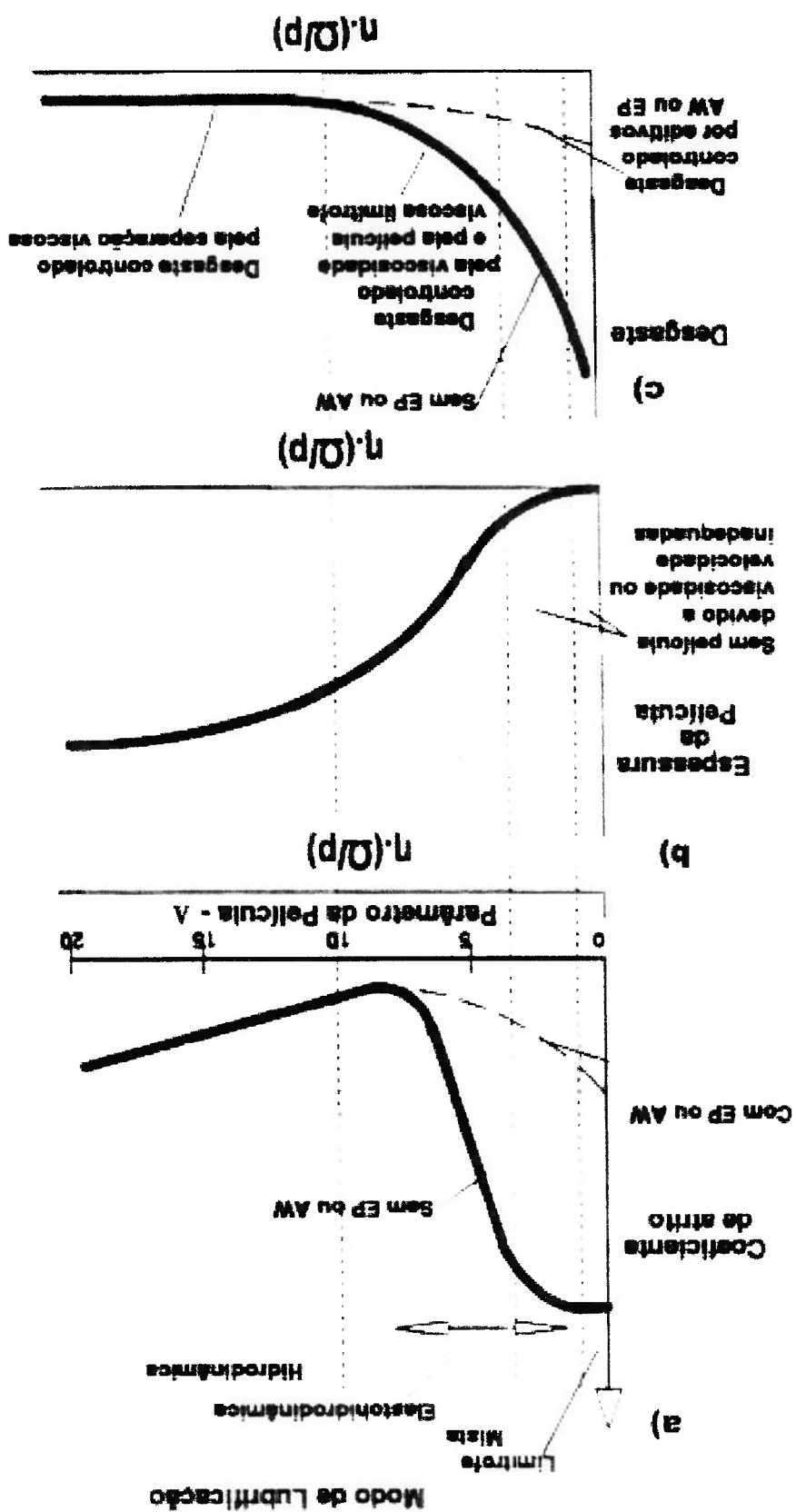
Quando se produz uma deformação próxima à superfície em lubrificação é impossível manter o filme, portanto, a espessura do filme de lubrificação não pode impedir os contatos das superfícies, gerando o atrito, a magnitude da força de atrito depende principalmente das características físico-químicas do lubrificante e da superfície do metal, este tipo de lubrificação se chama lubrificação limite.

A força de atrito durante a lubrificação limite, segundo Bowden, depende da área real de contato com relação à área total da superfície em contato conhecida como fração do filme. Ela também depende dos esforços cortantes do material e dos esforços cortantes do lubrificante. O coeficiente de atrito do lubrificante é composto pela fração do filme, pelo coeficiente de atrito dos metais e pelo coeficiente de atrito do lubrificante.

2.3.6 Regime de Lubrificação

Segundo Blau, (1995), o regime de lubrificação determina a efetividade da formação do filme fluido e a separação das superfícies. Stribeck desenvolveu um método sistemático para interpretar e retratar os regimes de lubrificação dividindo em partes, vinculando as propriedades de viscosidade de lubrificação absoluta (η), a velocidade de rotação de um eixo (Ω) e a pressão de contato (p) com o coeficiente de atrito. A curva de Stribeck é amplamente usada na descrição dos regimes de lubrificação, dividido em: regime de lubrificação hidrodinâmica, elastohidrodinâmica e limite. Em altas pressões, ou quando a viscosidade do lubrificante e/ou a velocidade são muito baixas, as superfícies podem ter contato, produzindo atrito. Quanto está em lubrificação limite a relação $\eta\Omega/p$ estabelesse normalmente na faixa de 0.5 a 2. A seguir na Figura 2 é mostrado o gráfico da curva de Stribeck, exibindo a divisão dos regimes de lubrificação, acompanhado de outros gráficos que relaciona a espessura do filme e o desgaste com a relação $\eta\Omega/p$.

Figura 2 a) Curva Stribeck b) Curva de espessura de filme c) Curva de desgaste.



2.3.7 Adaptação de um filme como fluido hidrodinâmico

Segundo Glaeser (1993) o filme de um fluido pode ser expressa em termos de

Λ , que é definido como:

$$\Lambda = \frac{\sigma}{h_0} \quad (1)$$

Onde: h_0 é a espessura do filme.

σ é a raiz média da rugosidade da superfície.

Para σ é mais razoável tomar como:

$$\sigma_{1,2} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^2} \quad (2)$$

O valor acima, $\sigma_{1,2}$, representa a rugosidade de contato superficial entre um e

dois, que expressa a função estatística do nível de aspereza. Quando Λ é maior que

três, o contato é de aspereza. Em valores próximos a um tem-se pouco contato e

desgaste.

Quando Λ é menor que três, não há nenhum contato de aspereza e ainda, o

desgaste pode acontecer quando os materiais abrasivos entram no sistema. Para

valores de Λ próximos a um haverá algum contato de aspereza e algum desgaste até

mesmo sem abrasão. O contato de aspereza pode ser verificado com a medida da

resistência elétrica e condução entre o par deslizante.

Quando Λ é menor que um o deslizamento diminui; no sistema reativo de

deslizamento lubrificado ocorre maior desgaste. Neste caso, existe um alto atrito e

desgaste, o qual se refere a um "scuffing, scoring" ou outros termos. Para valores de

Λ maiores que 0.8 pode-se esperar desgaste severo a princípio, que se caracterizar

como um sistema com deslizamento lubrificado não reativo.

Outros autores (Blau, 1996) consideram que para o regime limite (quando Λ é

muito menor que um), o regime misto (quando Λ se encontra entre um e três), o

regime hidrodinâmico (quando Λ é muito maior que seis) e o regime

elastohidrodinâmico (quando Λ está entre três e dez) são possíveis de se alterar a

posição da curva de Stribeck, mudando, assim, a superfície fina e,

conseqüentemente, a espessura do filme.

3 MODELAGEM DO MANCAL

O presente capítulo refere-se ao mancal radial de deslizamento. A primeira parte de seu conteúdo é a explicação do funcionamento do mancal, portanto, apresenta a equação de Reynolds e métodos aproximados de soluções. Depois, é apresentado o projeto do mancal para sua construção e ensaios em uma bancada de monitoramento.

3.1 Princípio de funcionamento de um mancal

A condição básica para o mancal de deslizamento funcionar bem é a existência de uma separação causada pelo óleo através de um filme entre o eixo e a bucha, isto se deve ao equilíbrio entre a pressão do óleo e as provenientes do eixo. A Figura 3 apresenta o princípio de funcionamento do mancal radial de deslizamento:

- Figura a: Inicialmente encontra-se eixo e mancal em contato, Figura b: Depois de iniciado o giro, o eixo tende a subir pela superfície da bucha do mancal, no sentido contrário à rotação,
- Figura c: Devido à presença do óleo e por efeito da cunha dos fluidos o eixo posiciona-se no espaço e devido à pressão hidrodinâmica pode se posicionar sem contato com a bucha. As pressões são geradas porque a rotação do eixo produz um fluxo no lubrificante e mudança da geometria por onde circula o lubrificante, modificando as pressões em cada ponto do interior conforme as leis da mecânica dos fluidos.

A Figura 3 esquematiza o funcionamento de um eixo em um mancal radial de deslizamento.

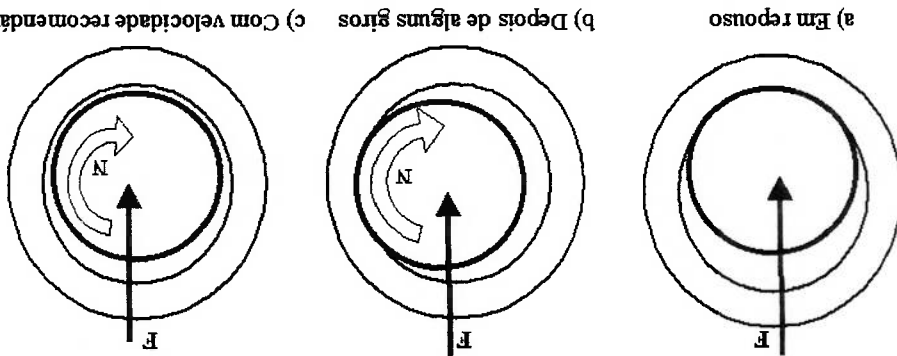


Figura 3. As três posições do eixo ao iniciar seu funcionamento

A pressão hidrodinâmica depende de vários fatores, tais como velocidade de rotação, viscosidade do lubrificante, folga do mancal, diâmetro, comprimento da bucha, e carga aplicada. Se esta pressão hidrodinâmica supera a pressão atuante, gera-se um filme de óleo de espessura mínima h_0 , e por consequência não existe contato entre o eixo e a bucha. Na Figura 4 é apresentado um esquema do efeito de cumha, pode-se observar a tendência do eixo a puxar óleo desde um espaço maior a outro menor.

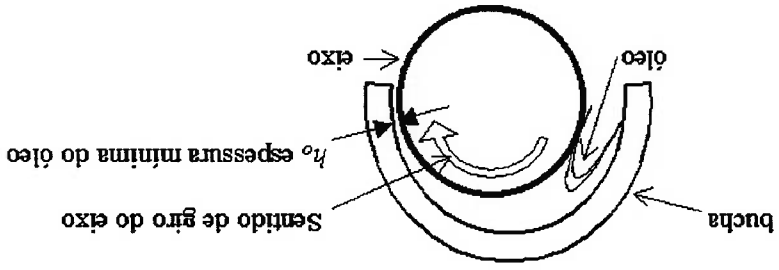


Figura 4. O óleo é arrastado para a região convergente (efeito de "cumha").

3.1.1 Parâmetros do mancal radial

Os parâmetros que definem um mancal radial de deslizamento podem ser classificados da seguinte forma:

- Parâmetros geométricos independentes: Diâmetro da bucha (D), Comprimento axial da bucha (L), Diâmetro do eixo (d), Folga radial (c).
- Parâmetros independentes condicionantes: Viscosidade absoluta (η), Força radial aplicada (F), Velocidade de rotação do eixo (Ω).
- Parâmetros dependentes ou resultantes: Espessura mínima do filme de óleo (h_0), Excentricidade de trabalho (e), Coeficiente de atrito de fluido, Momento de atrito

e perda de potência por atrito, Temperatura média do filme do óleo, Valor máximo da distribuição da pressão hidrodinâmica (P^{max}), Posição angular da pressão hidrodinâmica ($\theta^{P^{max}}$) Posição angular da espessura mínima do filme do óleo (ϕ), Vazão lateral (\dot{Q}_l), Vazão de entrada (\dot{Q}_e), Vazão de saída, (\dot{Q}_c), Vazão total, (\dot{Q}_T).

Estabelecendo-se um agrupamento adimensional dos parâmetros independentes pode-se determinar o Número característico do mancal ou Número de Sommerfeld (S), e mediante modelos matemáticos relacionados com a equação de Reynolds ou com o uso de tabelas ou gráficos, desenvolvidos por Raimondi e Boyd, pode-se prever o comportamento operacional do mancal radial de deslizamento.

Número de Sommerfeld:

$$S = \left(\frac{c}{R} \right)^2 \frac{\eta \cdot \Omega}{P^e} \quad (3)$$

Onde R é o raio nominal da bucha.

Pressão específica no mancal:

$$P^e = \frac{F}{L \cdot D} \quad (4)$$

3.1.2 Folga e relação de excentricidade

A folga é um importante parâmetro para um mancal radial de deslizamento.

Define-se como:

$$c = \frac{D - d}{2} \quad (5)$$

A relação entre folga e filme é deduzido da Figura 5; o objetivo é obter h em função do ângulo θ .

- Fluxo é laminar
- As forças de inércia e gravitacionais são desprezíveis, comparados com a pressão e as forças viscosas.
- A curvatura do filme é imperceptível, se comparado com a espessura do filme.
- As variações das pressões na direção radial são pequenas e insignificantes.

Reynolds analisou a pressão hidrodinâmica de um mancal de deslizamento e formulou um modelo matemático que governa a pressão. Segundo Shigley (1997), a equação diferencial considera a seguintes premissas:

3.2 Equação de Reynolds

$$h = c(1 + \varepsilon \cos \theta) \tag{9}$$

$$\varepsilon = \frac{c}{e} \tag{8}$$

Definindo a relação de excentricidade ε :

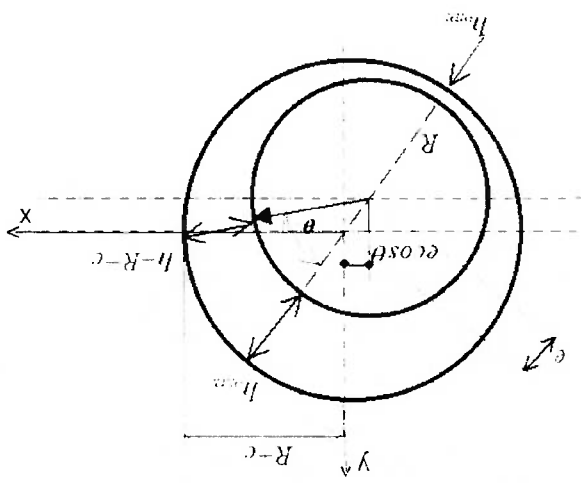
$$h = c + e \cos \theta \tag{7}$$

Obtem-se:

$$(h + R) \equiv (R + c) + e \cos \theta \tag{6}$$

Da Figura 5 observa-se que:

Figura 5. Relação entre dimensão geométrica e espessura do filme.



A seguir se expõem as primeiras soluções aproximadas e o método gráfico.

<i>Soluções aproximadas</i>	
Mancal longo – Sommerfeld (L/D > 2)	Equação de Reynolds
Mancal curto – Ocvirk (L/D < 0,25)	
Média harmônica - Reason e Narang	
Média harmônica aperfeiçoada – Hirani	
Solução numérica – vários autores	
Método de elemento finito – vários autores	
Método das gráficas experimentais: Raimondi e Boyd.	

Tabela 2 Métodos empregados para projetar mancais radial de deslizamento

A equação (10) não pode ser resolvida por meio de procedimentos simples, mas para análises de projetos de mancais, pode-se dividir em mancais curtos ou longos e realizar uma aproximação por modelos matemáticos imprecisos em determinadas relações da fração de L por D. Outros procedimentos consideram os resultados das pressões dos mancais longos e curtos e consideram em um modelo matemático, fornecendo uma terceira pressão como resposta, conseguindo resultados mais satisfatórios; outros métodos empregam métodos de soluções numéricas por diferenças finitas ou empregam métodos de elemento finito. Também são utilizados os gráficos experimentais, para poder projetar um mancal de deslizamento. A seguinte tabela resume alguns métodos empregados.

$$(10) \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \cdot \frac{\partial h}{\partial x}$$

Equação geral de Reynolds simplificada é:

- A velocidade na direção radial do filme é pequena, comparado com outras velocidades.
- O gradiente de velocidade do filme é dominante, sobre qualquer outra gradiente de velocidade.

3.2.1 Aproximação da Equação de Reynolds para Mancal Longo

Segundo Sommerfeld para mancal longo pode considerar-se:

$$\frac{\partial p}{\partial z} \approx 0 \quad \text{obtem-se:} \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (11)$$

Sendo a viscosidade não depende da variável x , e $dx = R d\theta$, obtem-se:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 6\eta U R \left[\frac{c^2}{1 + \varepsilon \cos \theta} + \frac{c(1 + \varepsilon \cos \theta)}{k_1} \right] \quad (12)$$

Onde: k_1 é a constante de integração

Segundo Shaw (1949), Reynolds resolveu esta equação através de séries de Fourier, mas só convergia para altos valores de excentricidades. Sommerfeld resolveu a integração, considerando-se que p_L é igual após um giro de 2π .

$$p_L = \frac{6\eta U R \varepsilon \sin \theta}{(2 + \varepsilon \cos \theta)^2} \left[\frac{c^2}{2 + \varepsilon^2} (1 + \varepsilon \cos \theta)^2 \right] \quad (13)$$

Relacionando com o número de Sommerfeld obtem-se:

$$S = \frac{1}{1 - \varepsilon^2} \left(\frac{2 + \varepsilon^2}{2 + \varepsilon^2} \right) \left[\frac{6\pi}{\varepsilon} \left(\frac{\pi^2 - \varepsilon^2}{\pi^2 - 4} \right) \right] \quad (14)$$

3.2.2 Aproximação da Equação de Reynolds para Mancal curto

Segundo Ocirk considera-se para mancal curto:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx 0 \quad \text{obtem-se:} \quad \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (15)$$

A partir da consideração anterior:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{6\eta U z}{c \varepsilon \sin \theta} - \frac{R}{h} + k_2 \frac{h^3}{h} \quad (16)$$

Onde k_2 é uma constante.

Resolvendo obtêm-se:

$$p_c = \frac{3\eta_v L^2}{\varepsilon \cdot \text{sen} \theta} \left[\frac{1}{4} - \left(\frac{L}{z} \right)^2 \right] \left[\frac{R_c z^2}{1 + \varepsilon \cdot \text{cos} \theta} \right] \quad (17)$$

Relacionado com o número de Sommerfeld obtêm-se:

$$S = \left[\frac{D}{L} \right]^2 = \left[\frac{1 - \varepsilon^2}{2} \right]^2 \left[\frac{\pi \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon^2} \right] \left[\frac{\pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16 \varepsilon^2}{1} \right]^2 \quad (18)$$

A solução analítica é aplicável nestas condições:

$$\text{Para Mancais Longo} \left(\frac{D}{L} \right) > 2 \quad (19)$$

$$\text{Para Mancais Curto} \left(\frac{D}{L} \right) < 0,25 \quad (20)$$

Fora destas condições as soluções são impróprias. Sendo normalmente o uso de valores nas faixas entre 0,25 e 1,5 para projeto de mancais.

3.2.3 Método da harmônica média

Segundo Hirani (1997), Reason e Narang propõem um método de aproximação baseado na harmônica média da solução de mancais curto e longo:

$$\frac{1}{1} = \frac{1}{1} + \frac{p_c}{p_l} \quad (21)$$

Ele observa que “este método, fornece algumas soluções exatas, para mancais curtos de pouca excentricidade, mas com incremento da relação de excentricidade e relação de L/D se superestima a capacidade de carregamento”, pelo que propõem fatores de correção para otimizar resultados.

$$\frac{1}{1} = \frac{p_c}{g_c} + \frac{p_l}{g_l} \quad (22)$$

sendo g_c fator de correção de pressões de Ocvirk's e g_l fator de correção de pressões de Sommerfeld; Resolvendo:

seguinte equação de interpolação, dada por Raimondi e Boyd: proporção linear entre zero e 0,01. Para valores de L/D intermediários é utilizada a função de L/D = 1/4, 1/2, 1 e ∞. Suas escalas são logarítmicas com exceção de uma Com relação aos diagramas, Juvinall (1991) esclarece que eles estão em DIN 31652) baseados em resultados aproximados da equação de Reynolds”.

mancais hidrodinâmicas. Na Europa utilizam-se procedimentos (ISO/dis 7902-1 OU Segundo Tu (1996) “Nos EUA utilizam-se estes gráficos para o projeto de 45 gráficos detalhados e 6 tabelas de informação numérica.

1958. As notas de Raimondi e Boyd (1958) foram publicadas em três partes e contém função do número de Sommerfeld (S). Estas cartas gráficas foram publicadas em se reduzem aos gráficos adimensionais de Raimondi e Boyd. Estes gráficos estão em Segundo Shigley (1994) as soluções da Equação de Reynolds para mancais.

3.2.4 Projeto dos mancais pelo método das gráficas experimentais

“finitos”. O autor manifesta que “a aproximação do perfil de pressão é válido, comparado inclusive com outras técnicas numéricas ou método de elementos

$$g_L = \exp^{(1-\varepsilon^2)} \quad (25)$$

$$g_C = 1 + \varepsilon \left(\frac{D}{L} \right) \left[\exp^{\varepsilon^2} - 1 \right] \quad (24)$$

$$p_\theta = \frac{12\eta U R}{L} \left(\frac{D}{L} \right) \cdot \left[\frac{\left\{ \frac{1}{4} - \left(\frac{L}{z} \right) \left\{ \frac{1 + \varepsilon \cos \theta}{\varepsilon \cdot \sin \theta} \right\} \right\}}{\left\{ 1 + \frac{g_C}{g_L} (1 + \varepsilon \cos \theta) \right\} \left\{ \frac{1}{4} - \left(\frac{L}{z} \right) \left\{ \frac{1 + \varepsilon \cos \theta}{\varepsilon \cdot \sin \theta} \right\} \right\}} \right] \quad (23)$$

As variáveis são: h_0/c , $\emptyset rad$, $(R/c)(\theta)$, $\bar{Q}/(Rc \Omega L)$, P/P_{max} e $J_{p.c.AT/P}$. Os coeficientes estão divididos em dois grupos: para os que tem Número de Sommerfeld menores que 0,15, implicando valores constantes para a , b_1 , b_2 e b_3 estabelecidos numa tabela; e para os que tem Número de Sommerfeld maiores que 0,15, implicando em outros valores para as constantes a , b_1 , b_2 e b_3 completamente diferentes.

$$Variável = a \left(\frac{D}{L} \right)^{b_1} S^{b_2+b_3} (L/D)^{b_4} \quad (27)$$

Keith e Shigley (1986) forneceram algumas informações para o desenvolvimento dos gráficos experimentais, com o seguinte modelo matemático:

Método Gráfico

Ele também refere que a lubrificação hidrodinâmica tem uma faixa limitada por duas curvas, a de carga máxima está à direita e a de atrito mínimo à esquerda. Fora daquela faixa ou perto dela a situação é desfavorável.

onde y é a variável desejada de comportamento para qualquer proporção L/D maior de $\frac{1}{4}$ e $y_\infty, y_1, y_2, e, y_3$ são os valores dessa variável nas suas respectivas razões.

$$y = \frac{1}{1} \left[\frac{8}{1} \left(1 - \frac{D}{L} \right) \left(1 - \frac{D}{2L} \right) \left(1 - \frac{D}{4L} \right) y_x + \frac{3}{1} \left(1 - \frac{D}{2L} \right) \left(1 - \frac{D}{4L} \right) y_1 - \frac{1}{1} \left(1 - \frac{D}{L} \right) \left(1 - \frac{D}{4L} \right) y_2 + \frac{1}{24} \left(1 - \frac{D}{L} \right) \left(1 - \frac{D}{2L} \right) y_3 \right] \quad (26)$$

grandes variações. simultânea, que prediz o seu comportamento devido à ocorrência de pequenas ou dados de projeto, permite também estudar diversos casos com outros dados de forma possibilidade de estar fora da faixa selecionada. Além de fornecer informação para os hidrodinâmica. Portanto, o mancal radial de deslizamento é projetado considerando a dependentes, mesmo que estes se encontrem fora da faixa de lubrificação As cartas gráficas fornecem informação sobre os diversos parâmetros lubrificação hidrodinâmica.

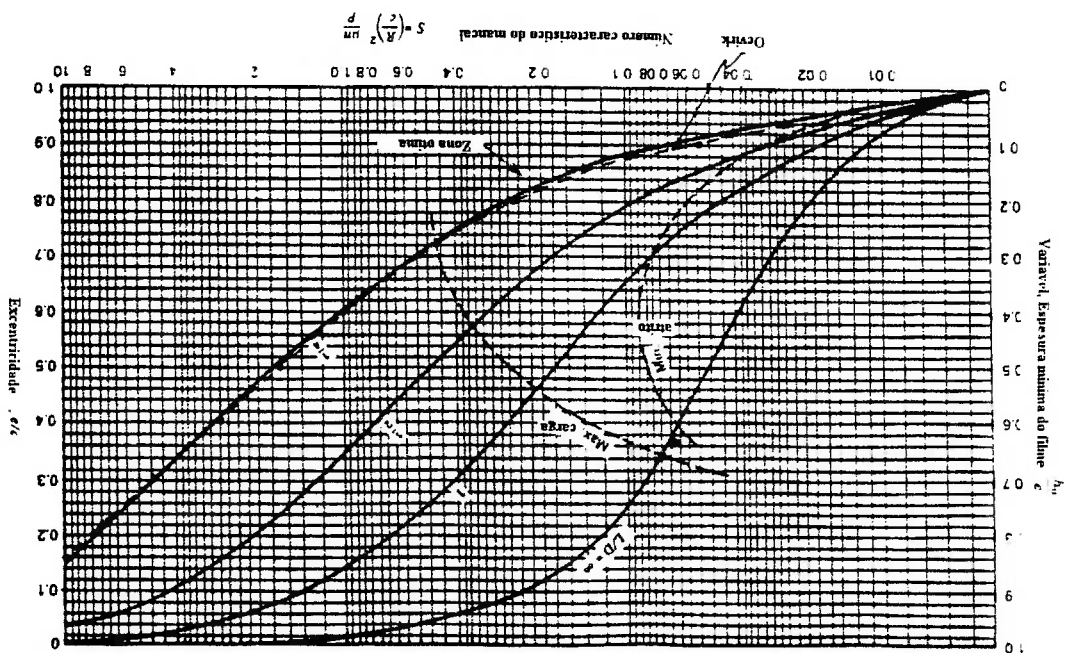
predizer a tendência da lubrificação. Estas faixas mostram uma zona ótima de garantem uma lubrificação hidrodinâmica. Com a ajuda da carta gráfica, pode-se escolha foi feita porque os gráficos propõem faixas de número de Sommerfeld que experimentais ou cartas gráficas, para projetar o mancal radial de deslizamento. Esta Foi selecionado o método de Raimondi e Boyd, chamada método dos gráficos

3.3.1 Justificativa da escolha do método

monitoramento. A seguir, é apresentado o projeto do mancal para a bancada de

3.3 Projeto do mancal da pesquisa

Figura 6 Gráfico experimental; excentricidade x Número de Sommerfeld.



3.3.2 Estudos preliminares

A seguir se estuda os parâmetros mais importantes para o projeto do mancal, estes estão em função do número de Sommerfeld.

Parâmetros condicionantes

Para o projeto do mancal, foram considerados todos os parâmetros independentes, tais como: carga, velocidade, viscosidade, comprimento de bucha, diâmetro da bucha, folga radial, entre outros. Todos eles são necessários para se determinar o número de Sommerfeld.

Como é necessário estudar o comportamento da lubrificação limite dentro do mancal, é preciso que se mudem os parâmetros condicionantes do número de Sommerfeld. Neste caso, serão modificadas a carga e velocidade dentro de uma faixa:

- Carga $980 - 9800 > N$
- Velocidade $300 - 3600 > \text{rpm}$

• Viscosidade muda com a temperatura; para obter o número de Sommerfeld, é necessário conhecer a viscosidade absoluta η na temperatura média.

Tabela 3 Viscosidade do óleo, catálogo Mobil (www.mobil.com.br/produto)

Mobil DTE	21	24	25	26	27
ISSO VG	10	32	46	68	100
Viscosidade cSt - 40°C	9.9/12	28.8/32	41.4/46	61.2/68	90.0/100
Viscosidade cSt - 100°C	2.9	5.4	6.5	8.4	10.8
Índice de viscosidade	95	95	95	95	95
Densidade (20°C)	0.8593	0.8714	0.8750	0.8775	0.8850
Viscosidade a 40°C é 68 cSt. Densidade a 20°C é 0,8775					

Considerando que a variação da densidade devido à temperatura não é significativa.

$$\eta = \rho \cdot \nu$$

(28)

Viscosidade absoluta a 40°C : $\eta = 59,67 \text{ mPa.s}$

A viscosidade muda em função da temperatura. Tem-se duas formas de avaliar: utilizando o gráfico ou a "Equação de Walther" (Blau, 1995).

Temperatura em °C	40	70	100
Viscosidade dinâmica v em cSt	68	19,2	8,4
Viscosidade absoluta η em m.Pa.Seg	59,67	17,55	7,37
Viscosidade absoluta η em m.Pa.Seg	59,67	17,55	7,37
Equação de Walther	59,67	16,86	7,37

Tabela 4 Comparação dos resultados (gráfico e equação)

posteriormente foi obtido a viscosidade absoluta:

Dos dados da tabela da Mobil (Tabela 3) foi determinado A e B, e em Kelvin.

Onde A e B são constantes características de cada tipo de óleo e T é a temperatura

$$\log_{10}(\log_{10} \eta) = A + B(\log_{10} T) \quad (29)$$

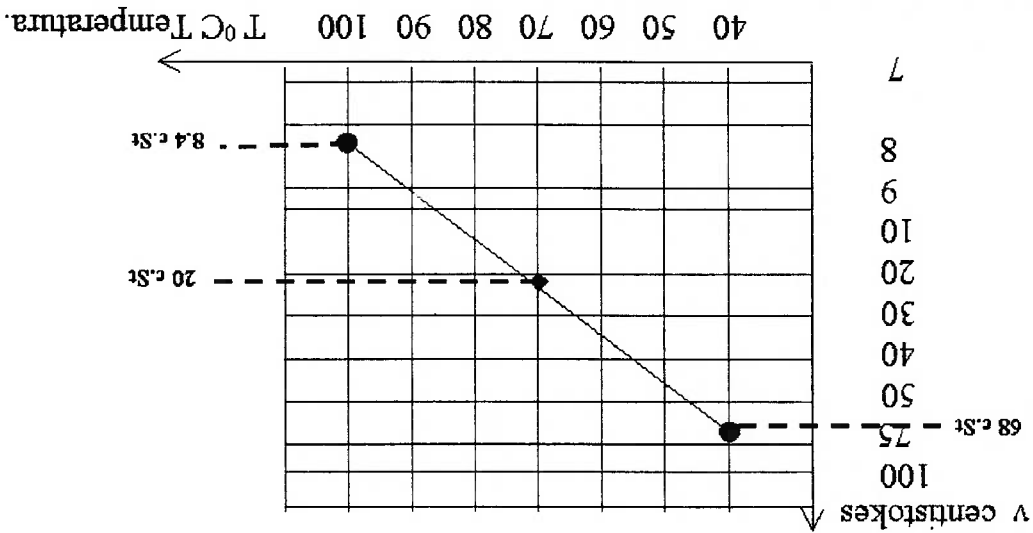
- Considerando o método da Equação de Walther:

Convertendo em Viscosidade absoluta a 70°C : $\eta = 17,55$ mPa.s

Viscosidade a 70°C $\Rightarrow \nu = 20$ cSt

Do gráfico:

Figura 7 Gráfico de Viscosidade cinemática x Temperatura (Catálogo Petrobras)



viscosidade absoluta.

- Considerando o método gráfico (Catálogo da Petrobras), tem-se o gráfico que determina a viscosidade cinemática, (Figura 7), depois foi determinado a

3.3.3 Parâmetros geométricos

Com a carga máxima, determinou-se a dimensão do eixo (anexo A), portanto, o diâmetro da bucha. Outros parâmetros geométricos em estudo são: comprimento e folga radial.

- **Comentário:**

Neste caso consideramos a seguinte tabela que relaciona comprimento, diâmetro e carga em aplicação de trabalhos práticos.

Tabela 5 Cargas unitárias no mancal de deslizamento (Juvinal, 1991)

Aplicação		Carga unitária $p_c = W_{max}/(L.D)$	
		MPa	Lb/polg ²
Cargas relativamente constantes			
Motores elétricos	0,8 - 1,5	120 - 250	
Turbinas de vapor	1,0 - 2,0	150 - 300	
Redutores de engrenagem	0,8 - 1,5	120 - 250	
Bombas centrífugas	0,6 - 1,2	100 - 180	
Cargas que variam com rapidez			
* Motores diesel			
Mancais principais	6 - 12	900 - 1700	
Mancais de bielas	8 - 15	1150 - 2300	
* Motores automotriz de gasolina			
Mancais principais	4 - 5	600 - 750	
Mancais de bielas	10 - 15	1700 - 2300	

Da Tabela 5 foram selecionadas as cargas unitárias na faixa de 2 até 4, devido ao projeto do mancal em estudo experimental, entre o campo industrial e com deslizamento rápido. Adotando pressões específicas para obter medidas de L em relação a L/D .

Tabela 6 Dimensões de L em função da pressão específica e a relação L/D

Item	F	(N)	L=F/(Pe.D)		L/D	(mm)	Pe = 2	(mm)	Pe = 3	L/D	L=F/(Pe.D)	(mm)	Pe = 4	L/D	L=F/(Pe.D)
			L/D	(mm)											
3	980	9,8	0,19	6,53	0,13	4,9	0,098								
2	2450	24,5	0,49	16,3	0,32	12,25	0,245								
1	4900	49	0,98	32,6	0,65	24,5	0,490								

Da Tabela 6, observa-se que em $Pe = 2$, L/D está na faixa $L/D < 0,1 - 1 >$.

• **Folga radial**

A folga radial foi definida como a média da diferença entre os diâmetros da bucha e eixo, é necessário tomar cuidado ao selecionar a medida, devido a sua influência sobre o funcionamento. Sua grandeza é da ordem de micro. Um parâmetro que inclui no funcionamento é acabamento superficial. O acabamento da bucha foi realizado no usinagem, procurando uma superfície homogênea e alisada.

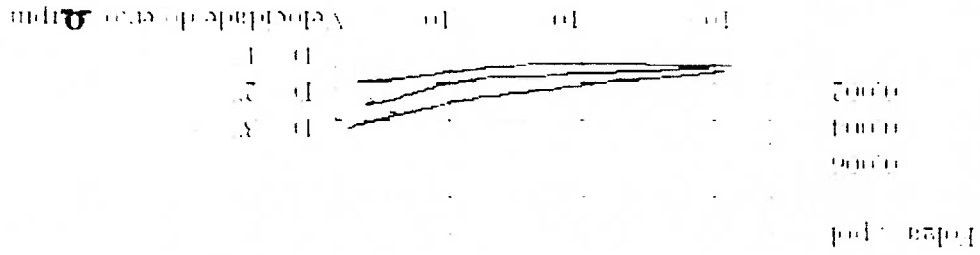
Para determinar a folga apropriada levou-se em conta diversas informações tais como:

Tabela 7 Valores meios da folga do mancal para diferentes metais do mancal

Material do mancal	Folga / diâmetro = c/D
Metal patente baseado em estanho	0,0005
Cádmio – prata	0,0008
Cobre – Chumbo	0,001
Prata Chumbo – Índio	0,001

Tabela 8 Folga recomendada por tipo de trabalho (Doughitc, 1964)

Mancal tipo	Pressão unitária em área	Pressão máxima pela velocidade relativa p.v	Viscosidade (MPa.s)	c/D
Eixo lineal	15 - 150	25000	5 - 60	0,001
Caixa engrenagem	80 - 250	100000	40	0,001
Máquina ferramenta	50 - 300	10000	10 - 20	0,001
Turbina de vapor	75 - 300	1000000	30 - 50	0,001



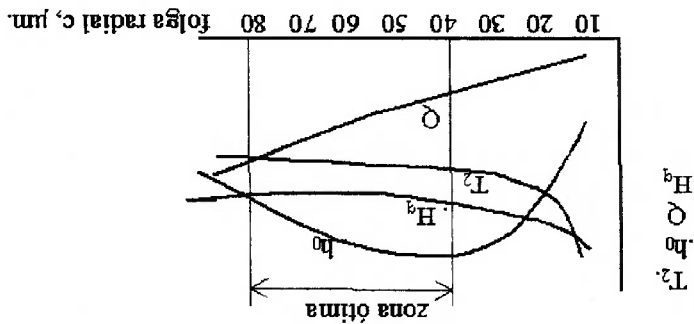


Figura 9 Folha x parâmetros dependentes. (Juvinall, 1991) e (Shigley, 1994)

A Figura 8 fornece informação da folga com influência de um único parâmetro; a velocidade. A Figura 9, refere-se à folga radial em função de diversos parâmetros, tais como: temperatura (T_2), espessura do filme (h_0), fluxo (H_q) e Calor (H_q). A

Tabela 7 e a Tabela 8 não fornecem nenhuma informação que ajude a determinar uma folga ótima.

Juvinall (1991) Apud Trumple (1966) consideram a espessura do óleo mínimo como um parâmetro importante, sugerindo esta relação:

$$h_0 = 0,005 + 0,00004D \quad (30)$$

No estudo da folga apropriada para o mancal, foram feitos cálculos para diversos casos considerando os parâmetros mencionados anteriormente na faixa onde estaria funcionando o método gráfico para obter resultados teóricos dos parâmetros dependentes. Para aplicar o número de Sommerfeld no método gráfico, deve-se manter um parâmetro variável e os demais constantes. Posteriormente, observa-se a influência deste parâmetro dentro do gráfico em relação à zona ótima. Com isso, utilizando tentativa ou erro, descartaram-se alguns valores de parâmetros.

Reconsiderando o número de Sommerfeld tem-se

$$S = \left(\frac{c}{R}\right) \left(\frac{D}{L}\right) \left(4R^2\right) \left(\frac{F}{\eta\Omega}\right) \quad (31)$$

A Figura 9 fornece uma metodologia mais confiável para escolha de uma folga. Introduzindo os dados nas cartas gráficas e construindo um gráfico de vazão

em função da folga, obtém-se para um mancal de deslizamento com cargas de 980 até 9800 N, diâmetro nominal 50 mm. e velocidade de 3600 e 300 rpm; as seguintes figuras simulando usos de três temperaturas do óleo (40, 70 e 100 °C) e dois valores para L/D (0,25 e 0,5):

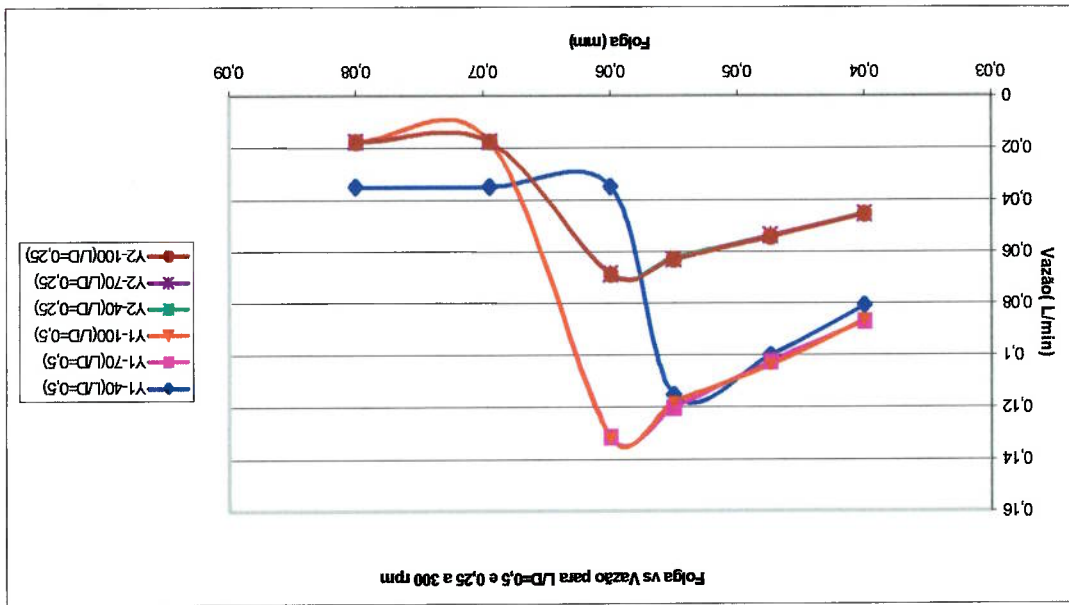


Figura 10 Gráfico de baixa velocidade; Folga x Vazão

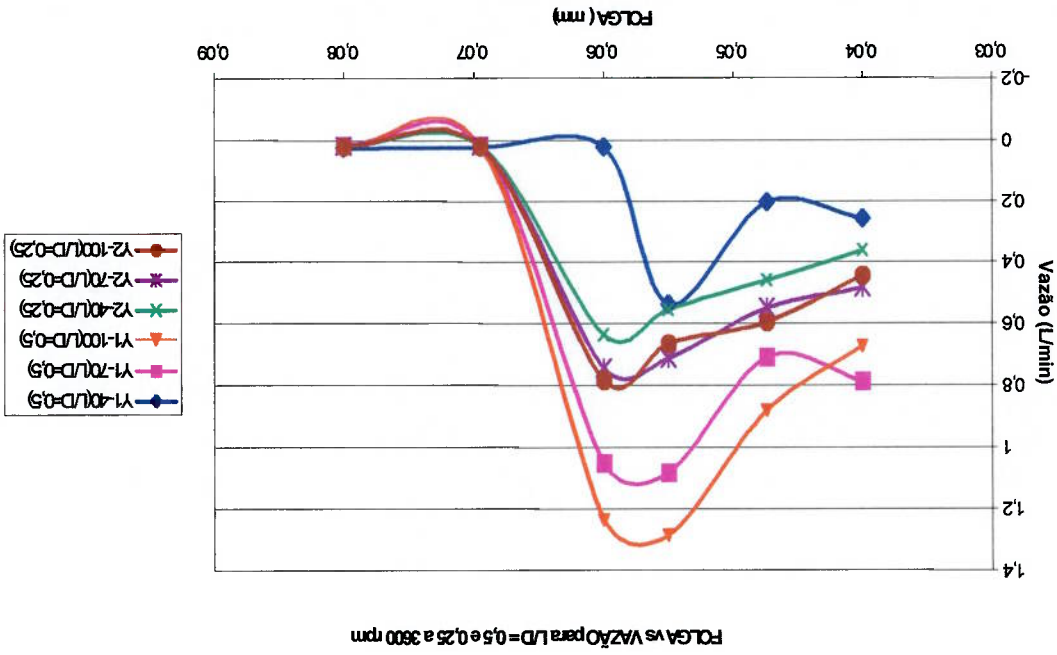


Figura 11 Gráfico de alta velocidade; Folga x Vazão

Da Figura 10 e Figura 11 observam-se que a faixa de folga entre 50 e 60 μm tem uma maior vazão que em outras folgas, neste caso, foi selecionado o de maior vazão, porque possibilita maior troca de óleo e melhor refrigeração.

Aparentemente, a folga onde se obtém o melhor índice de vazão são nas temperaturas de 70 e 100 °C (que são as temperaturas mais possíveis de permanecer no período de trabalho) cuja folga é de 0,06 mm. Na temperatura de 40 °C obtive-se o valor de 0,055 mm de folga como sendo a mais conveniente.

Folga vs. Pressão dinâmica para $L/D=0,5$ e $0,25$ (300 rpm)

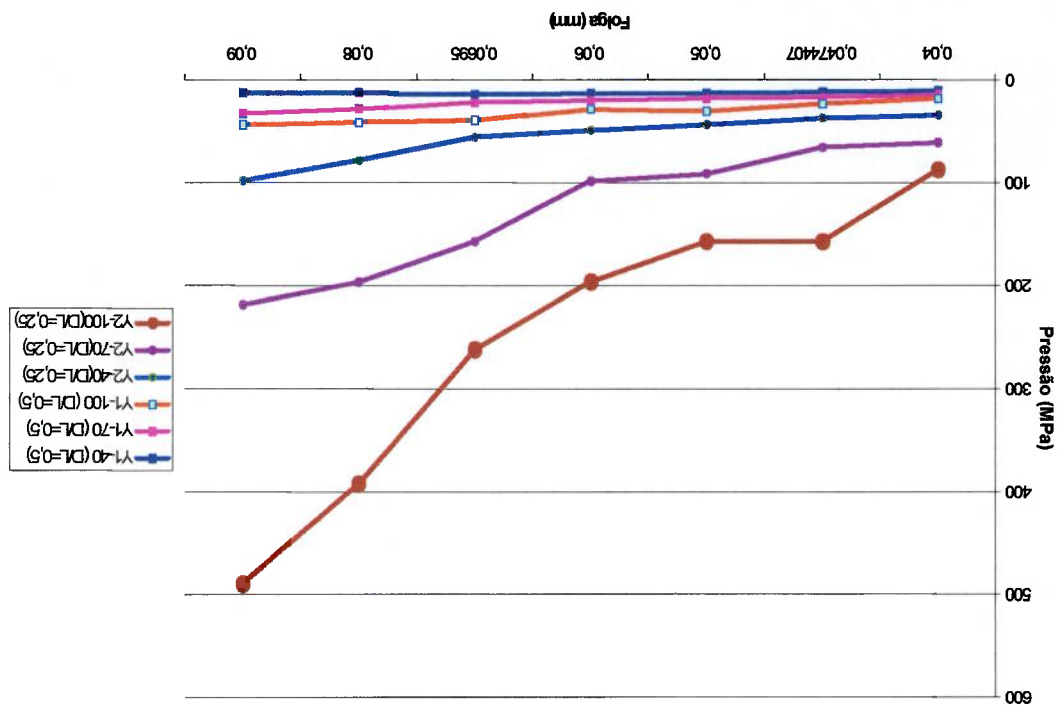


Figura 12 Gráfica de baixa velocidade; Folga x Pressão dinâmica

As quatro seguintes tabelas(13, 14, 15 e 16) são semelhante às anteriores, porém a folga é de 60 µm.

As quatro primeiras tabelas (9, 10, 11 e 12), encontram-se resultados para uma folga de 50 µm em temperaturas de 40 e 70 °C. As duas primeiras tabelas referem-se às altas velocidades, e as outras, referem-se às baixas.

A seguir, foi estudados o comportamento do número de Sommerfeld e a possibilidade do mancal funcionar em regime hidrodinâmico. Neste estudo, é interessante examinar a quantidade de vezes que o mancal trabalha na faixa ótima e fora dela. Neste último caso será considerado como falha do mancal.

Na Figura 12 e Figura 13 observam-se que a pressão aumenta, quando se incrementa a folga. A pressão que produz baixa velocidade está acima da capacidade do material, que será considerado no projeto do mancal.

Figura 13 Gráfica de alta velocidade; Folga x Pressão dinâmica

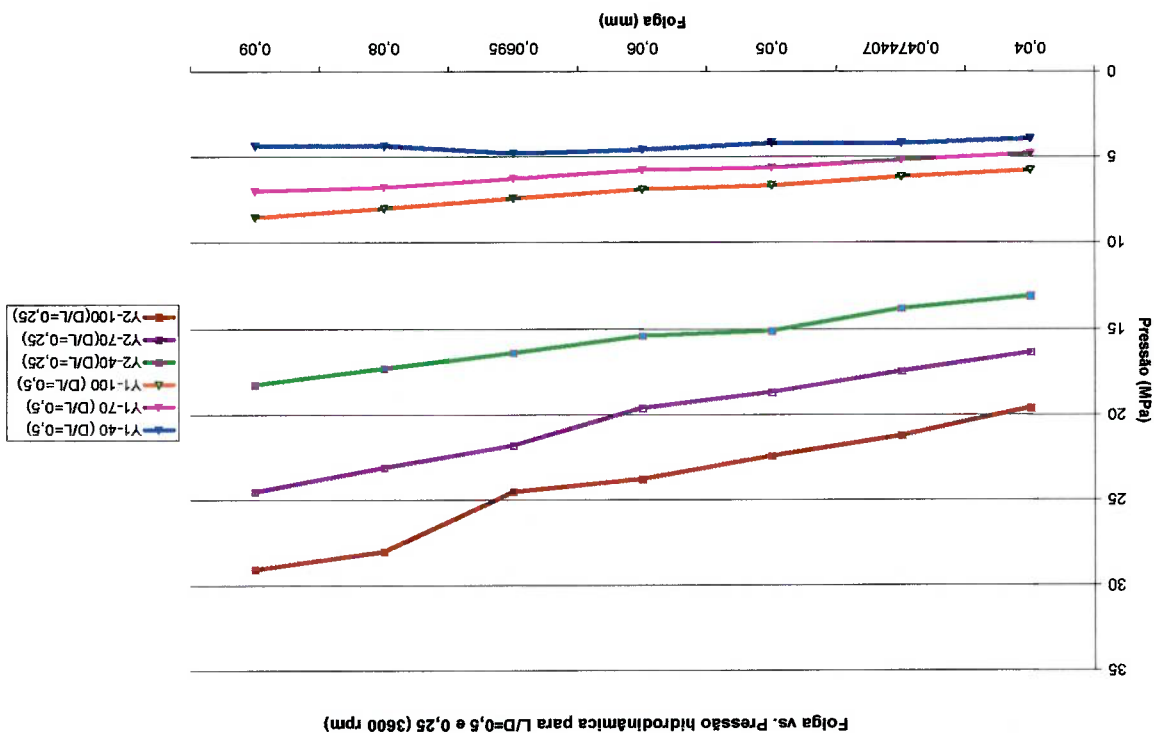


Tabela 9 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $\nu = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga (mm)	Ω (rps)	Número de	S min.	S max.	falha	Sim/	Total	OBS.
1	4900	0,25	50	12,5	7,84	59,67	0,050	60	0,1141	0,015	0,470	N	1/3		
2	2450	0,25	50	12,5	3,92	59,67	0,050	60	0,2283	0,015	0,470	N			
3	980	0,25	50	12,5	1,568	59,67	0,050	60	0,5708	0,015	0,470	S			
4	4900	0,5	50	25	3,92	59,67	0,050	60	0,2283	0,037	0,350	N	2/3		
5	2450	0,5	50	25	1,96	59,67	0,050	60	0,4566	0,037	0,350	S			
6	980	0,5	50	25	0,784	59,67	0,050	60	1,1416	0,037	0,350	S			
7	4900	1	50	50	1,96	59,67	0,050	60	0,4566	0,082	0,215	S	3/3		
8	2450	1	50	50	0,98	59,67	0,050	60	0,9133	0,082	0,215	S			
9	980	1	50	50	0,392	59,67	0,050	60	2,2833	0,082	0,215	S			

Tabela 10 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $\nu = 68$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga (mm)	Ω (rps)	Número de	S min.	S max.	falha	Sim/	Total	OBS.
10	4900	0,25	50	12,5	7,84	16,86	0,050	60	0,0322	0,015	0,470	N	0/3		
11	2450	0,25	50	12,5	3,92	16,86	0,050	60	0,0645	0,015	0,470	N			
12	980	0,25	50	12,5	1,568	16,86	0,050	60	0,1612	0,015	0,470	N			
13	4900	0,5	50	25	3,92	16,86	0,050	60	0,0645	0,037	0,350	N	0/3		
14	2450	0,5	50	25	1,96	16,86	0,050	60	0,1290	0,037	0,350	N			
15	980	0,5	50	25	0,784	16,86	0,050	60	0,3223	0,037	0,350	N			
16	4900	1	50	50	1,96	16,86	0,050	60	0,1290	0,082	0,215	N	2/3		
17	2450	1	50	50	0,98	16,86	0,050	60	0,258	0,082	0,215	S			
18	980	1	50	50	0,392	16,86	0,050	60	0,645	0,082	0,215	S			

Tabela 11 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $\nu = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga (mm)	Ω (rps)	Número de	S min.	S max.	falha	Sim/	Total	OBS.
19	4900	0,25	50	12,5	7,84	59,67	0,050	5	0,0095	0,015	0,470	S	1/3		
20	2450	0,25	50	12,5	3,92	59,67	0,050	5	0,0190	0,015	0,470	N			
21	980	0,25	50	12,5	1,568	59,67	0,050	5	0,0475	0,015	0,470	N			
22	4900	0,5	50	25	3,92	59,67	0,050	5	0,0190	0,037	0,350	S	1/3		
23	2450	0,5	50	25	1,96	59,67	0,050	5	0,0380	0,037	0,350	N			
24	980	0,5	50	25	0,784	59,67	0,050	5	0,0951	0,037	0,350	N			
25	4900	1	50	50	1,96	59,67	0,050	5	0,0380	0,082	0,215	S	2/3		
26	2450	1	50	50	0,98	59,67	0,050	5	0,0761	0,082	0,215	S			
27	980	1	50	50	0,392	59,67	0,050	5	0,1902	0,082	0,215	N			

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta(T)$ (mPa.s)	Folga c=0,001D (mm)	Ω (rps)	Número de Somm. S	S min.	S max.	falha	Sim/ OBS. Total
46	4900	0,25	75	12,5	7,84	16,86	0,060	60	0,22	0,015	0,470	N	0/3
47	2450	0,25	75	12,5	3,92	16,86	0,060	60	0,44	0,015	0,470	N	
48	980	0,25	75	12,5	1,568	16,86	0,060	60	0,112	0,015	0,470	N	
49	4900	0,5	75	25	3,92	16,86	0,060	60	0,44	0,037	0,350	N	0/3
50	2450	0,5	75	25	1,96	16,86	0,060	60	0,89	0,037	0,350	N	
51	980	0,5	75	25	0,784	16,86	0,060	60	0,224	0,037	0,350	N	
52	4900	1	75	50	1,96	16,86	0,060	60	0,89	0,082	0,215	N	1/3
53	2450	1	75	50	0,98	16,86	0,060	60	0,179	0,082	0,215	N	
54	980	1	75	50	0,392	16,86	0,060	60	0,448	0,082	0,215	S	

Tabela 14 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta(T)$ (mPa.s)	Folga c=0,001D (mm)	Ω (rps)	Número de Somm. S	S min.	S max.	falha	Sim/ OBS. Total
37	4900	0,25	50	12,5	7,84	59,67	0,060	60	0,79	0,015	0,470	N	0/3
38	2450	0,25	50	12,5	3,92	59,67	0,060	60	0,158	0,015	0,470	N	
39	980	0,25	50	12,5	1,568	59,67	0,060	60	0,396	0,015	0,470	N	
40	4900	0,5	50	25	3,92	59,67	0,060	60	0,158	0,037	0,350	N	1/3
41	2450	0,5	50	25	1,96	59,67	0,060	60	0,317	0,037	0,350	N	
42	980	0,5	50	25	0,784	59,67	0,060	60	0,792	0,037	0,350	S	
43	4900	1	50	50	1,96	59,67	0,060	60	0,316	0,082	0,215	S	3/3
44	2450	1	50	50	0,98	59,67	0,060	60	0,634	0,082	0,215	S	
45	980	1	50	50	0,392	59,67	0,060	60	1,585	0,082	0,215	S	

Tabela 13 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta(T)$ (mPa.s)	Folga c=0,001D (mm)	Ω (rps)	Número de Somm. S	S min.	S max.	falha	Sim/ OBS. Total
28	4900	0,25	50	12,5	7,84	16,86	0,050	5	0,0026	0,015	0,470	S	3/3
29	2450	0,25	50	12,5	3,92	16,86	0,050	5	0,0053	0,015	0,470	S	
30	980	0,25	50	12,5	1,568	16,86	0,050	5	0,0134	0,015	0,470	S	
31	4900	0,5	50	25	3,92	16,86	0,050	5	0,0053	0,037	0,350	S	3/3
32	2450	0,5	50	25	1,96	16,86	0,050	5	0,0107	0,037	0,350	S	
33	980	0,5	50	25	0,784	16,86	0,050	5	0,0268	0,037	0,350	S	
34	4900	1	50	50	1,96	16,86	0,050	5	0,0107	0,082	0,215	S	3/3
35	2450	1	50	50	0,98	16,86	0,050	5	0,0215	0,082	0,215	S	
36	980	1	50	50	0,392	16,86	0,050	5	0,0537	0,082	0,215	S	

Tabela 12 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 50$ μm

Tabela 15 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 40^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga (mm)	Ω (rps)	Número de Som. S	S min.	S max.	falha	OBS.
55	4900	0,25	75	12,5	7,84	59,67	0,060	5	0,006	0,015	0,470	S	2/3
56	2450	0,25	75	12,5	3,92	59,67	0,060	5	0,013	0,015	0,470	S	
57	980	0,25	75	12,5	1,568	59,67	0,060	5	0,033	0,015	0,470	N	
58	4900	0,5	75	25	3,92	59,67	0,060	5	0,013	0,037	0,350	S	2/3
59	2450	0,5	75	25	1,96	59,67	0,060	5	0,026	0,037	0,350	S	
60	980	0,5	75	25	0,784	59,67	0,060	5	0,066	0,037	0,350	N	
61	4900	1	75	50	1,96	59,67	0,060	5	0,026	0,082	0,215	S	2/3
62	2450	1	75	50	0,98	59,67	0,060	5	0,052	0,082	0,215	S	
63	980	1	75	50	0,392	59,67	0,060	5	0,132	0,082	0,215	N	

Tabela 16 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$ e folga $c = 60$ μm

Item	Carga (N)	L/D	D (mm)	L (mm)	Pressã o Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga (mm)	Ω (rps)	Número de Som. S	S min.	S max.	falha	OBS.
64	4900	0,25	75	12,5	7,84	16,86	0,060	5	0,0018	0,015	0,470	S	3/3
65	2450	0,25	75	12,5	3,92	16,86	0,060	5	0,0032	0,015	0,470	S	
66	980	0,25	75	12,5	1,568	16,86	0,060	5	0,0091	0,015	0,470	S	
67	4900	0,5	75	25	3,92	16,86	0,060	5	0,0037	0,037	0,350	S	3/3
68	2450	0,5	75	25	1,96	16,86	0,060	5	0,0074	0,037	0,350	S	
69	980	0,5	75	25	0,784	16,86	0,060	5	0,0186	0,037	0,350	S	
70	4900	1	75	50	1,96	16,86	0,060	5	0,0074	0,082	0,215	S	3/3
71	2450	1	75	50	0,98	16,86	0,060	5	0,0149	0,082	0,215	S	
72	980	1	75	50	0,392	16,86	0,060	5	0,0373	0,082	0,215	S	

A seguir na Tabela 17 e 18 compara-se os resultados para folgas de 0,05 e 0,06 mm considerando a possibilidade de falha ou contato entre o eixo e mancal, com esta informação escolhe-se ao folga apropriada.

Observa-se que, o número de possibilidades de ocorrência de falhas é menor com $L/D = 0,25$ com diferentes folgas, porém, a pressão é muito maior em relação a $L/D = 0,5$. As pressões são altas para o material, nos casos de $L/D = 0,25$ e $0,5$. Portanto, considerou-se necessário dividir em duas zonas de trabalho em cada mancal.

Critérios adotados para construir o mancal:

- Mancal de dupla bucha em cada lado.
- L/D se encontra entre $0,25$ e $0,5$ neste caso, considerou-se $L/D = 0,36$.
- Materiais comuns no uso, neste caso, a bucha de bronze para mancais.
- Adotar um sistema de lubrificação eficiente, neste caso sistema de lubrificação forçada a través de uma bomba hidráulica.
- A folga adequada para nossa faixa de dados da pesquisa selecionada é $c = 0,06$ mm, pois neste ponto é obtida a melhor vazão de óleo no interior do mancal.

Para a determinação dos valores nos gráficos experimentais, utilizou-se a formula (26) mencionada anteriormente.

Cálculo dos números de Sommerfeld limites para $L/D = 0,36$

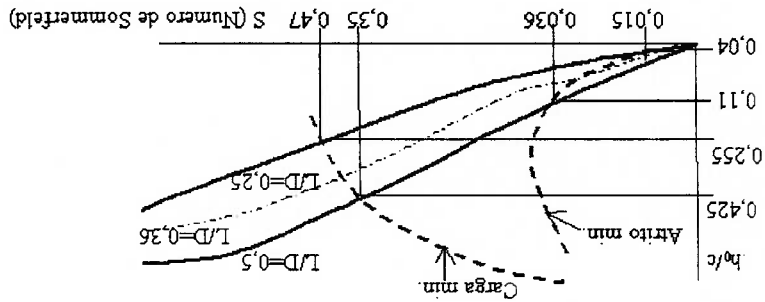


Figura 14 Número de Sommerfeld x excentricidade

Tabela 19 Dados fornecidos da Figura 14 para interpolar

L/D	Smin	Smax	h ₀ /c min	h ₀ /c max
0,5	0,036	0,35	0,11	0,425
0,25	0,015	0,47	0,04	0,255

Tabela 21 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $\nu = 68$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e

$$L/D = 0,36$$

Item	Carga (N)	Carga L/D	D (mm)	L (mm)	Pres. Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga $c=0,001D$ (mm)	Ω (rps)	Número Somm.	S min.	S max.	falha	Obs.	Sim/Total
7	9800	2450	0,36	50	18	2,72	16,86	0,060	60	0,065	0,022	0,43	N	0/6
8	7840	1960	0,36	50	18	2,17	16,86	0,060	60	0,081	0,022	0,43	N	
9	5880	1470	0,36	50	18	1,63	16,86	0,060	60	0,108	0,022	0,43	N	
10	3920	980	0,36	50	18	1,08	16,86	0,060	60	0,163	0,022	0,43	N	
11	1960	490	0,36	50	18	0,54	16,86	0,060	60	0,325	0,022	0,43	N	
12	980	245	0,36	50	18	0,27	16,86	0,060	60	0,650	0,022	0,43	N	

Tabela 22 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $\nu = 68$ cst, $T = 40^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e

$$L/D = 0,36$$

Item	Carga (N)	Carga L/D	D (mm)	L (mm)	Pres. Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga $c=0,001D$ (mm)	Ω (rps)	Número Somm.	S min.	S max.	falha	Obs.	Sim/Total
13	9800	2450	0,36	50	18	2,72	59,67	0,060	5	0,019	0,022	0,43	S	3/6
14	7840	1960	0,36	50	18	2,17	59,67	0,060	5	0,024	0,022	0,43	S	
15	5880	1470	0,36	50	18	1,63	59,67	0,060	5	0,032	0,022	0,43	S	
16	3920	980	0,36	50	18	1,08	59,67	0,060	5	0,048	0,022	0,43	N	
17	1960	490	0,36	50	18	0,54	59,67	0,060	5	0,096	0,022	0,43	N	
18	980	245	0,36	50	18	0,27	59,67	0,060	5	0,192	0,022	0,43	N	

Tabela 23 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $\nu = 68$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm , e

$$L/D = 0,36$$

Item	Carga (N)	Carga L/D	D (mm)	L (mm)	Pres. Pe (MPa)	$\eta^{(T)}$ (mPa.s)	Folga $c=0,001D$ (mm)	Ω (rps)	Número Somm.	S min.	S max.	falha	Obs.	Sim/Total
19	9800	2450	0,36	50	18	2,72	16,86	0,060	5	0,005	0,022	0,43	S	5/6
20	7840	1960	0,36	50	18	2,17	16,86	0,060	5	0,007	0,022	0,43	S	
21	5880	1470	0,36	50	18	1,63	16,86	0,060	5	0,009	0,022	0,43	S	
22	3920	980	0,36	50	18	1,08	16,86	0,060	5	0,014	0,022	0,43	S	
23	1960	490	0,36	50	18	0,54	16,86	0,060	5	0,027	0,022	0,43	S	
24	980	245	0,36	50	18	0,27	16,86	0,060	5	0,054	0,022	0,43	N	

Em 6 simulações, as ocorrências de falhas em alta velocidade (3600 rpm) em uma temperatura de 40°C foram zero, e na temperatura de 70°C foram 3, no caso de baixa velocidade (300 rpm), em 6 simulações, em 40°C ocorreram 3 falhas e em 70°C ocorreram 5. Portanto, com o incremento da temperatura e/ou queda da velocidade, a possibilidade de falhas é maior. Em alta velocidade e baixa carga a possibilidade de estar no regime hidrodinâmico é maior.

Tabela 24: Pressão máxima, alta e baixa velocidade, com 40 e 70 °C e L/D=0,36

Item	Carga (N)	Pressão (MPa)	Número de P ₁	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	Pe/Pmax	Pmax (MPa)	24.1 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$	
										L/D=1/4	L/D=1/2
1	9800	2,722	0,229	0,235	0,335	0,465	0,835	0,310	194	8,775	144
2	7840	2,177	0,286	0,245	0,35	0,48	0,835	0,321	225	6,777	172
3	5880	1,633	0,381	0,26	0,38	0,51	0,838	0,343	121	4,759	252
4	3920	1,088	0,576	0,295	0,42	0,525	0,84	0,396	299	2,745	405
5	1960	0,544	1,151	0,33	0,47	0,54	0,84	0,464	143	1,172	053
6	980	0,272	2,302	0,395	0,515	0,54	0,845	0,543	503	0,500	458
24.2 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 19,2$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$, $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
7	9800	2,722	0,065	0,175	0,25	0,35	0,77	0,259	826	10,476	23
8	7840	2,177	0,081	0,18	0,26	0,37	0,795	0,263	393	8,265	223
9	5880	1,633	0,108	0,2	0,28	0,4	0,82	0,275	647	5,924	244
10	3920	1,088	0,163	0,22	0,31	0,44	0,825	0,288	963	3,752	197
11	1960	0,544	0,325	0,25	0,37	0,5	0,835	0,334	6	1,625	822
12	980	0,272	0,65	0,29	0,42	0,53	0,84	0,391	097	0,695	479
24.3 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
13	9800	2,722	0,019	0,13	0,18	0,255	0,5	0,173	583	15,681	3
14	7840	2,177	0,024	0,135	0,19	0,27	0,555	0,187	888	11,586	72
15	5880	1,633	0,032	0,14	0,205	0,29	0,63	0,209	561	7,792	479
16	3920	1,088	0,048	0,16	0,23	0,33	0,72	0,234	289	4,643	838
17	1960	0,544	0,096	0,19	0,27	0,39	0,81	0,265	647	2,047	83
18	980	0,272	0,192	0,22	0,32	0,45	0,83	0,297	307	0,914	88
24.4 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 19,2$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
19	9800	2,722	0,005	0,075	0,11	0,15	0,19	0,086	091	31,617	88
20	7840	2,177	0,007	0,09	0,13	0,18	0,25	0,104	938	20,745	53
21	5880	1,633	0,009	0,1	0,14	0,2	0,3	0,114	586	14,251	28
22	3920	1,088	0,014	0,12	0,16	0,23	0,4	0,142	684	7,625	24
23	1960	0,544	0,027	0,14	0,2	0,28	0,59	0,202	369	2,688	165
24	980	0,272	0,054	0,16	0,24	0,335	0,745	0,250	258	1,086	877

Observa-se que a pressão da Tabela 24 não é da ordem da grandeza das pressões apresentadas na Tabela 17, sendo muito menor.

Tabela 25 Vazão total para alta e baixa velocidade para temperaturas de 40 e 70 °C

25.1 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
Item	Carga	Pressão	Número	Q/RcL_1	Q/RcL_2	Q/RcL_3	Q/RcL_4	Q/Rc	ΩL	Quantitativo	Total
(N)	(MPa)	de Somm	$L/D=1/4$	$L/D=1/2$	$L/D=1$	$L/D=\infty$	$L/D=0,36$	(L/s)	(L/s)	(L/s)	(L/s)
1	9800	2,722	0,229	5,65	5	4	3,03	5,568066	0,0566	0,227	
2	7840	2,177	0,286	5,55	4,9	3,9	3,08	5,499753	0,0559	0,224	
3	5880	1,633	0,381	5,45	4,7	3,8	3,1	5,274211	0,0536	0,215	
4	3920	1,088	0,576	0,525	4,45	3,6	3,12	4,289067	0,0436	0,175	
5	1960	0,544	1,151	4,95	4,05	3,4	3,17	4,580265	0,0466	0,186	
6	980	0,272	2,302	4,45	3,6	3,3	3,18	3,911367	0,0398	0,159	
25.2 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 19,2$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
7	9800	2,722	0,065	6	5,5	4,5	2,3	5,784225	0,0588	0,236	
8	7840	2,177	0,081	5,97	5,47	4,45	2,55	5,830979	0,0593	0,237	
9	5880	1,633	0,108	5,8	5,35	5,35	2,85	4,893896	0,0498	0,199	
10	3920	1,088	0,163	5,77	5,18	4,2	2,95	5,665935	0,0576	0,231	
11	1960	0,544	0,325	5,5	4,85	3,85	3,08	5,460316	0,0555	0,222	
12	980	0,272	0,65	5,2	4,4	3,58	3,12	4,979396	0,0506	0,203	
25.3 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cSt, $T = 40^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
13	9800	2,722	0,019	6,12	5,78	4,75	0,7	5,667878	0,0048	0,019	
14	7840	2,177	0,024	6,1	5,72	4,7	0,95	5,670965	0,0048	0,019	
15	5880	1,633	0,032	6,1	5,7	4,7	1,3	5,714723	0,0048	0,019	
16	3920	1,088	0,048	6,05	5,6	4,6	1,95	5,781161	0,0049	0,02	
17	1960	0,544	0,096	5,95	5,4	4,4	2,7	5,797851	0,0049	0,02	
18	100	0,272	0,192	5,7	5,1	4,1	3	5,632602	0,0047	0,019	
25.4 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 19,2$ cSt, $T = 70^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$											
19	9800	2,722	0,005	6,15	5,88	4,82	0,15	5,64577	0,0047	0,019	
20	7840	2,177	0,007	6,12	5,86	4,8	0,22	5,643182	0,0047	0,019	
21	5880	1,633	0,009	6,12	5,83	4,78	0,3	5,632419	0,0047	0,019	
22	3920	1,088	0,014	6,12	5,8	4,76	0,52	5,65123	0,0047	0,019	
23	1960	0,544	0,027	6	5,7	4,7	1,1	5,65647	0,0048	0,019	
24	980	0,272	0,054	6,05	5,57	4,55	2,1	5,811591	0,0049	0,02	

Observe que a vazão é maior para cargas maiores, e a vazão aumenta com a temperatura.

Tabela 26 Vazão de saída para alta e baixa velocidade para 40 e 70 °C

26.1 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 40^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$										
Item	Carga (N)	Pressão (MPa)	Número de Somms	$Q/Rc\Omega_1$	$Q/Rc\Omega_2$	$Q/Rc\Omega_3$	$Q/Rc\Omega_4$	$Q/Rc\Omega$	Ω L	Q_s unit. Q_s total (L/s)
1	9800 2,722	0,229	0,9	0,78	0,53	0	0,85448	0,0484	0,194	
2	7840 2,177	0,286	0,88	0,75	0,47	0	0,85882	0,0480	0,192	
3	5880 1,633	0,381	0,85	0,69	0,39	0	0,83390	0,0447	0,179	
4	3920 1,088	0,576	0,825	0,62	0,3	0	0,80349	0,0350	0,14	
5	1960 0,544	1,151	0,74	0,47	0,175	0	0,67358	0,0314	0,126	
6	980 0,272	2,302	0,61	0,29	0,08	0	0,46479	0,0185	0,074	
26.2 Carga variável, $\Omega = 3600$ rpm, $v = 19,2$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$										
7	9800 2,722	0,065	0,955	0,9	0,796	0	0,81021	0,0477	0,191	
8	7840 2,177	0,081	0,94	0,88	0,76	0	0,80932	0,0480	0,192	
9	5880 1,633	0,108	0,935	0,86	0,7	0	0,83116	0,0414	0,166	
10	3920 1,088	0,163	0,915	0,81	0,6	0	0,84055	0,0484	0,194	
11	1960 0,544	0,325	0,878	0,72	0,435	0	0,84404	0,0469	0,188	
12	980 0,272	0,65	0,81	0,59	0,27	0	0,78226	0,0396	0,159	
26.3 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 68$ cst, $T = 40^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$										
13	9800 2,722	0,019	0,98	0,96	0,92	0	0,79561	0,0038	0,015	
14	7840 2,177	0,024	0,98	0,95	0,905	0	0,79372	0,0038	0,015	
15	5880 1,633	0,032	0,975	0,94	0,88	0	0,79984	0,0038	0,016	
16	3920 1,088	0,048	0,96	0,92	0,84	0	0,80246	0,0039	0,016	
17	1960 0,544	0,096	0,94	0,875	0,74	0	0,81938	0,0040	0,016	
18	980 0,272	0,192	0,91	0,8	0,57	0	0,85105	0,0040	0,016	
26.4 Carga variável, $\Omega = 300$ rpm, $v = 19,2$ cst, $T = 70^\circ\text{C}$, folga $c = 60$ μm e $L/D = 0,36$										
19	9800 2,722	0,005	0,998	0,988	0,97	0	0,79673	0,0038	0,015	
20	7840 2,177	0,007	0,997	0,985	0,965	0	0,79644	0,0038	0,015	
21	5880 1,633	0,009	0,99	0,98	0,957	0	14,1034	0,0673	0,27	
22	3920 1,088	0,014	0,98	0,97	0,94	0	0,79309	0,0038	0,015	
23	1960 0,544	0,027	0,978	0,95	0,9	0	0,79780	0,0038	0,015	
24	980 0,272	0,054	0,96	0,91	0,81	0	0,81378	0,0040	0,016	

Observe que os valores da vazão são pequenos em baixas velocidades.

3.3.4 Cálculo das dimensões da bucha

Entre as dimensões da bucha, foi calculados o diâmetro exterior e o comprimento da bucha.

Para o cálculo da espessura, foi considerada a pressão interna, considerando a bucha como um cilindro com pressão. Portanto, existe uma pressão na direção radial e outra na direção axial. A Figura 16 apresenta a bucha com a pressão hidrodinâmica na superfície interna.

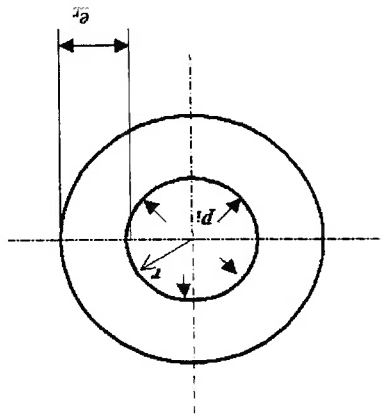


Figura 16. Esquema da bucha com pressão radial.

A espessura radial se determina considerando o esforço no sentido radial.

$$\sigma_r = d_i * \frac{e_r}{r} \quad (32)$$

(33)

$$\sigma_r = \frac{\sigma_M}{f.s.}$$

Foi escolhido o coeficiente de segurança (f.s.) de 1,4 e o material bronze para o mancal foi escolhido da Tabela 27. ($\sigma_M = 124 \text{ MPa}$)

$$\sigma_r = 88,6 \text{ MPa}$$

Através da tabela 24, observou-se que a máxima pressão ocorre em baixa velocidade e alta carga, tendo como valor 32 MPa.

Tabela 27 Propriedades mecânicas do bronze

Liga	Designação	composição	Resistência à tensão (MPa)	Resistência de escoamento (MPa)	alongamento em 2% ^o
Latão com chumbo	C34000	65Cu-34Zn	345 - 379	131 - 290	60 - 40
Bronze de Aluminio ao silício	C64200	91Cu-7Al-2Si	517 - 703	241- 469	32 - 22
Bronze Ni-Sn com Chumbo	C92900		324	179	20
Bronze para mancal	C93200		241	124	20

Cálculo da espessura radial da bucha.

$$e_r = P * \frac{\sigma_l}{r} \quad (34)$$

$$e_r = 9,03 \text{ mm.}$$

Calculando a espessura axial.

$$\sigma_l = P_l * \frac{2e_l}{r} \quad (35)$$

$$\sigma_l = \frac{\sigma_M}{f.s.} \quad (36)$$

$$e_l = P_l * \frac{2\sigma_l}{r} \quad (37)$$

$$e = 4,515 \text{ mm}$$

Portanto, o diâmetro exterior mínimo será:

$$D_{emin} = 2.r + 2.e_r$$

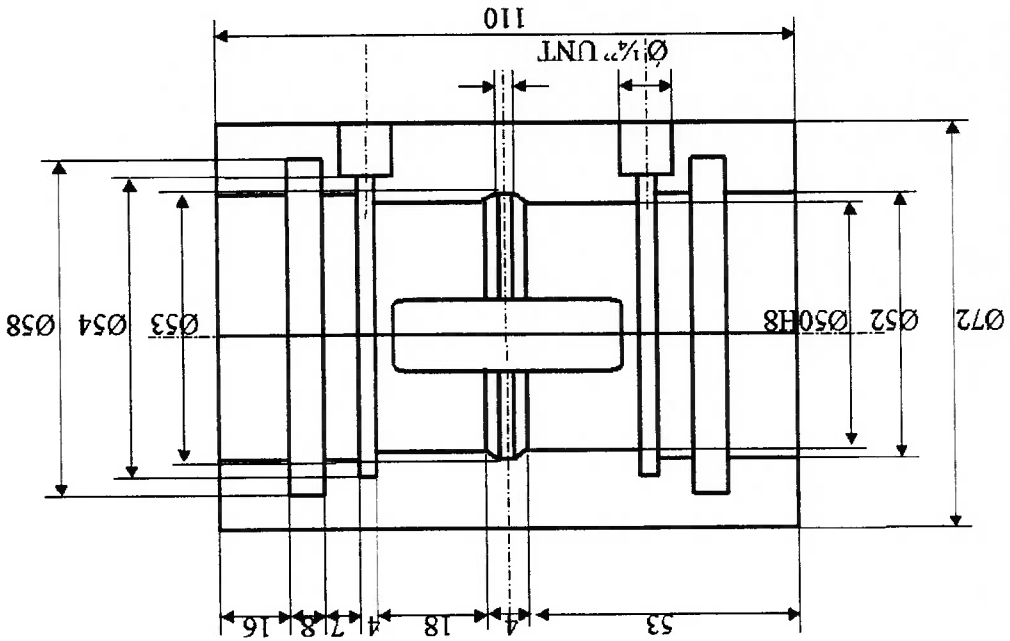
$$D_{emin} = 68 \text{ mm} \quad (38)$$

Os comprimentos da bucha estão condicionados pelo canal de entrada, os canais de saída e as dimensões do retentor. A seleção do retentor é função do diâmetro externo da bucha e do eixo. A Figura 17 considera os demais elementos para o projeto do mancal de deslizamento.

- Modelo número 01973

O Retentor selecionado é fabricado pela indústria Sabó.

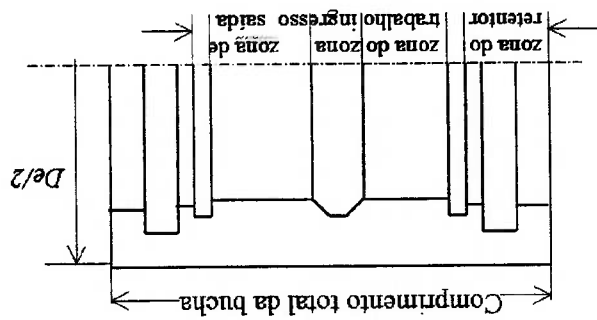
Figura 18. Dimensões da bucha bipartido do mancal de bronze.



Considerou-se adequados as dimensões apresentadas na Figura 18.

$$\text{Comp. total} = 2x e_{\text{retentor}} + 2e_{\text{(suporte retentor)}} + 2L + 2e_{\text{canal de saída}} + l_{\text{canal de ingresso}} \quad (39)$$

Figura 17. Esquema para determinar as medidas da bucha.



4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo se apresentam os fundamentos da pesquisa, o objeto de trabalho, os instrumentos que se utilizaram para os ensaios, a descrição dos equipamentos, os procedimentos dos ensaios e das observações nos ensaios. A relação dos equipamentos com as suas características são fornecidas no final deste capítulo e, em alguns casos, de forma detalhada.

4.1 Análise preliminar.

Quando duas superfícies estão em deslizamento lubrificado, o regime de lubrificação condiciona o estado das superfícies. Sempre que existe uma espessura mínima de lubrificante que seja capaz de impedir o contato entre as superfícies, a possibilidade de desgaste é pequena, mas quando a película de lubrificante colapsa, inicia-se o contato entre as superfícies. Inicialmente intervem-se a rugosidade da superfície e se encontram também áreas sem contato com presença do lubrificante. Os fenômenos físicos que se geram no deslizamento são função das propriedades dos elementos e das grandezas das medidas do movimento do corpo.

No caso do mancal radial de deslizamento, as duas superfícies correspondem ao eixo e à bucha do mancal e o lubrificante é um óleo. Devido à excentricidade entre o eixo e o mancal forma-se uma figura geométrica semelhante a uma cunha. Com o movimento rotativo do eixo produzem-se deslizamentos por o fluxo dos óleos, produzindo-se pressões dinâmicas que determinam zonas de pressões altas e pressões baixas.

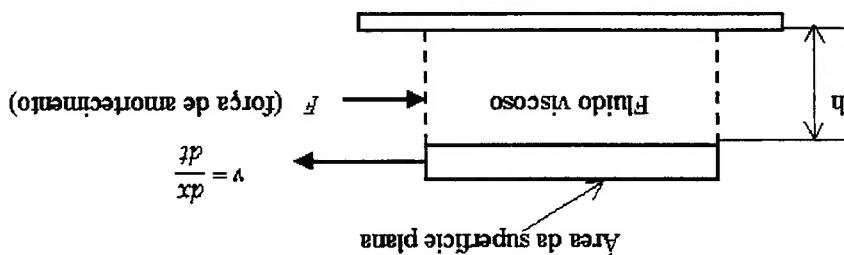
As pressões da zona de alta podem ser deduzidas em forma aproximada com a equação de Reynolds. A criação do filme mínimo de óleo que se forma entre o eixo e o mancal é associada com o regime de lubrificação.

Wovk (1991) o desbalanceamento de um eixo em rotação se produz por ter um ponto de maior concentração de massa com respeito ao centro do eixo (o centro de gravidade não coincide com o centro geométrico do eixo), tal fenómeno cria uma força centrífuga de tensão contrária ao sistema suporte do eixo – mancal, cujos elementos possuem alguma rigidez, que pode ser convertida em um modelo simplificado de massa-mola. Também são produzidos amortecimentos devido às

deformados a energia, inicialmente, é absorvida e, em seguida, ela é dissipada. O princípio para o amortecimento manifesta-se quando um sistema mecânico vibra no meio de um fluido viscoso que oferece uma resistência ao movimento de um corpo, ocasionando a dissipação da energia. Por outro lado, quando os materiais são e da espessura do filme de óleo.

Da Figura 19, observa-se que o coeficiente dinâmico de amortecimento para placas paralelas em deslizamento é dada em função da viscosidade absoluta, da área

Figura 19. Placas paralelas em um fluido viscoso



$$\tau = \eta \frac{v}{h} \quad (41)$$

$$F = \tau \cdot A = \eta \cdot A \cdot \frac{v}{h} = c \cdot v \quad (40)$$

do fluido é dada por:

A Figura 19 representa um deslizamento entre as placas paralelas cuja força sistema eixo – mancal – óleo.

produz-se uma instabilidade no interior do eixo que é uma vibração oriunda do carga encontra-se suspenso somente pelo óleo e, devido aos coeficientes dinâmicos, elemento amortecedor da carga entre o eixo e o mancal. O eixo em rotação e com O óleo, além de impedir o contato entre as superfícies, comporta-se como um

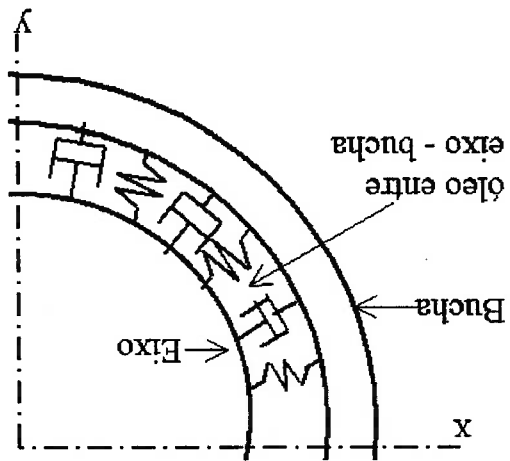
em colapso, aumenta o número e o nível de interação de atrito das duas superfícies, Padovese (informação pessoal) explica que quando o filme começa a entrar

contato e assim, determina-se os sinais característicos apresentados no sistema. importante conhecer os sinais em duas condições de funcionamento; com e sem mancal em funcionamento, variando-se os seus diversos parâmetros. Considera-se O estudo do regime de lubrificação é realizado com o monitoramento do lubrificante.

não há uma pressão inicial que poderia evitar tal contato, e pela quebra do óleo pelos atritos. Estes são gerados em dois casos: quando se inicia o funcionamento e Por outro lado, a principal causa do desgaste nos mancais são produzidos ruptura do filme e resolve através de procedimentos iterativos.

Reynolds e de condições limite considerando que a gradiente de pressão é zero na dinâmica. Os modelos matemáticos que apresenta são deduzidos da equação de do comportamento do filme no regime de lubrificação limite em condições de carga maior problema com a ruptura física do filme é que não está claro devido à incerteza desbalanceamento, e frequências naturais amortecidas. Posteriormente agrega que o mas é útil nos projetos de rotores dinâmicos modernos nos cálculos de provavelmente por que a característica de carga atuante em um mancal é não linear, Lund (1987) refere os conceitos dos coeficientes dinâmicos não são considerados

Figura 20. O eixo e o mancal com óleo - sistema massa mola com amortecimento



modelos de vibração de eixo - mancal: histereses internas residuais, ao atrito e à viscosidade. A Figura 20 esquematiza o

podendo-se gerar um aumento nos níveis de vibração do equipamento, e também surgem ondas mecânicas de alta frequência que se propagam pelas superfícies (emissão acústica). Sensores que monitorem estes dois tipos de eventos podem ser utilizados para a obtenção de sinais relacionados com o fenômeno. A utilização de métodos estatísticos, espectrais e reconhecimento de padrões possibilita a extração e a análise destas informações.

Para Boulenger (1988) a deterioração do funcionamento de uma máquina se traduz na “modificação da repartição da energia de vibração” e conduz a um acréscimo dos níveis de vibração. No caso do mancal há duas condições diferenciadas: sem e com contato. A produção de contato pode ser considerada como a deterioração de funcionamento do mancal, portanto uma variação da energia que pode se manifestar de forma significativa em sinais de vibração.

A vibração mecânica é uma forma da energia mecânica, Meriovich (1986), que é caracterizada tal qual um sistema que oscila próximo a uma certa posição de equilíbrio. Essa oscilação se traduz em deslocamentos com determinadas velocidades e forças e são convertidas em energia elétrica através de transdutores piezoelétricos que transformam os esforços mecânicos em sinais elétricos. Tal sinal é adquirida em função do tempo.

4.2 Descrição da bancada e metodologia de ensaio

Os ensaios serão realizados em uma bancada de monitoramento construída para coletar sinais nos mancais. Para projetar a bancada, primeiro projeto-se o mancal de deslizamento nas condições mencionadas no ponto 3.3.2.

A bancada foi desenvolvida em função dos mancais. Inicialmente, considerou-se a faixa dos parâmetros principais como a velocidade máxima, selecionando-se uma velocidade de um motor comum de dois pólos ou 3600 rpm, a carga máxima apropriada foi de 9800 N para a obtenção do fornecimento de distintas situações de carga, a distância entre mancais foi estimada em 500 mm e a aplicação da carga foi feita no centro do eixo.

Com estes dados projetou-se a bancada de monitoramento, bem como do início de projeto de distintos diâmetros do eixo que suporte as condições de

carregamento. Verificou-se que o diâmetro no ponto médio do eixo é distinto dos extremos, onde ficam as buchas dos mancais (Anexo A), com elas calcularam-se as dimensões da bucha e, com estes dados, a potência do motor, os acessórios para a lubrificação são: a caixa (onde se colocam as buchas), a estrutura (onde se montam o mancal e o eixo), os sensores e os instrumentos de medição e, posteriormente, o fornecimento de óleo e eletricidade para a bancada de monitoramento.

O projeto do mancal radial de deslizamento foi feito com base no número de Sommerfeld. Com ele se criou uma expectativa de seu comportamento em diversas condições de trabalho conforme pode observar-se nas Tabelas 24, 25 e 26. Para determinar o número de Sommerfeld considera-se a variável independente geométricas como o raio da bucha e a folga calculada anteriormente, sendo constantes em todos os casos, e com a variação da carga criam-se diversas condições de trabalho para produzir as condições com e sem contato.

Para se poder monitorar os parâmetros de carga a bancada está provida de um mecanismo para aplicação de uma carga, com capacidade até uma tonelada, conta com uma célula de carga para medir a força aplicada e, para mudar a velocidade, pode-se utilizar um variador de frequência, o qual permite modificar as velocidades do motor para valores inferiores à velocidade nominal. A

Figura 21 apresenta o esquema básico onde se pode observar que a carga é aplicada no meio do eixo.

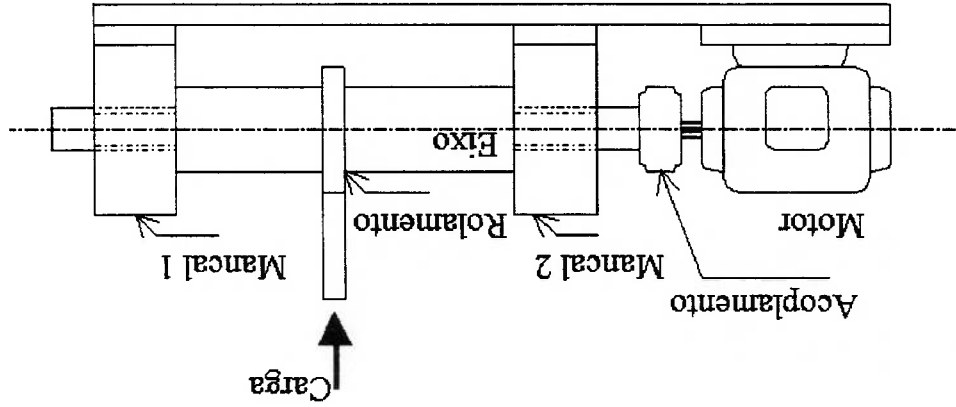
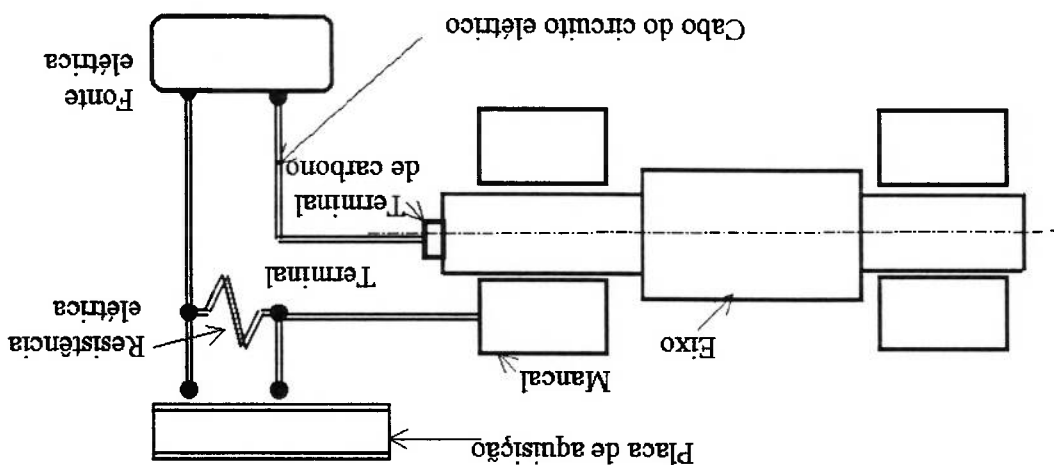


Figura 21 Esquema básico da bancada de monitoramento.

Para se obter diferentes medidas de carga fizeram-se um sistema de carga que consiste em uma barra metálica e um macaco com sua respectiva célula de carga com seu medidor de carga. O macaco hidráulico fornece a força e é colocado em um extremo da barra com ele aplica-se a carga, a magnitude desta é medida diretamente através da célula de carga que se encontra acima do macaco, esta força é transmitida ao outro extremo da barra, sendo aplicada no eixo, a magnitude da carga a mesma quantidade devido a que tem a mesma distância do ponto de giro, o ponto de giro encontra-se no médio da barra (por conservação do momento da força). A força é

Figura 22 Esquema do circuito elétrico.



A bancada tem dois mancais que se encontram em cada extremo do eixo. Foi instalado um transdutor por mancal para a extração de informações por meio de sinais de cada mancal. Para isso, foram instalados seus respectivos filtros, aplicados em seus canais de entrada. Com os dados adquiridos, pode-se comparar o comportamento de ambos canais. Entre o eixo e o mancal instalou-se um circuito elétrico, para a determinação do contato ou não contato entre o eixo e a carga dos mancais, quando não tem contato apresenta-se uma alta impedância e seu potencial elétrico é zero quando se produz o contato se fecha o circuito a impedância é zero e seu voltagem é adquirido no instante que se produz este contato, este circuito encontra-se instalado em um terceiro canal. O esquema do circuito elétrico é mostrado na Figura 22.

transmitida ao eixo através de um mancal de rolamento esférico que se encontra no meio do eixo, encontrando-se uma chapa entre a barra e o rolamento. Na Figura 23 mostra-se uma foto da bancada onde pode observar-se os mancais de bronze, o eixo entre os mancais o macaco hidráulico, a barra que transmite a força, as mangueiras pretas contêm óleo para lubrificar com pressão maiores da atmosférica e as mangueiras amarelas contêm óleo de retorno para o depósito de óleo, mostra-se também a estrutura de vigas, os mancais e motor

encontram-se sobre chapas usinadas, parafusadas na estrutura. Na Figura 23 mostra-se uma foto da bancada de monitoramento, descrevendo alguns componentes.

Figura 23, Foto da bancada de monitoramento, descrevendo alguns componentes.

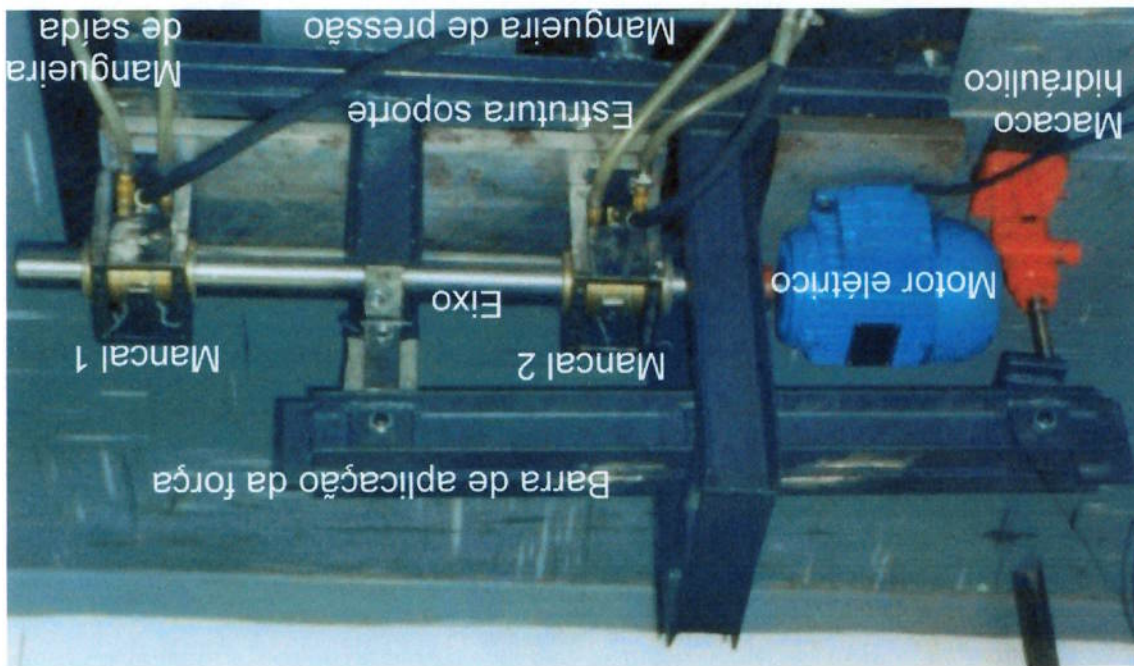


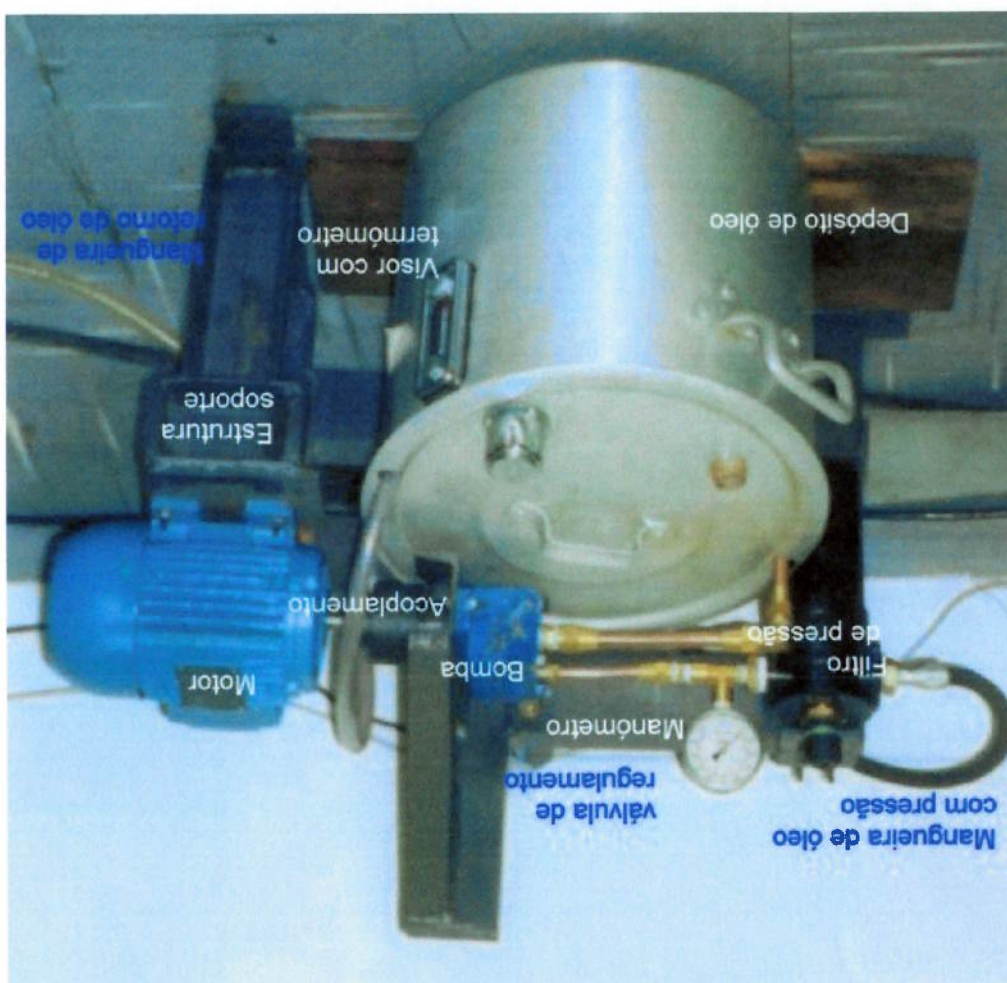
Figura 24 pode-se observar que o óleo encontra-se no depósito, o nível de óleo e a temperatura é determinado pelo visor, a bomba de engrenagem, toma óleo do depósito e conduz através da mangueira de pressão ao mancal de deslizamento, depois retorna-se através de engrenagem produz baixa vazão, mas pode produzir altas pressões, A bomba de engrenagem produz baixa vazão, mas pode produzir altas pressões, pode-se observar a medida da pressão com o manômetro e controlar com a válvula de pressão. Também se instalou um filtro de pressão posterior à bomba.

Na calibração dos instrumentos se teve cuidado em seguir as especificações do manual da instrumentação tais como a não saturação dos filtros de passa-baixa. A faixa de frequência dos transdutores foi para a sua capacidade máxima, tomando-se o

Para a tomada de informação de sinal considerou-se três elementos do sistema de medidas como sugere Wheeler (1996), os elementos de sensibilidade, neste caso, os transdutores, o subsistema de modificação de sinal, composto por filtros, e o dispositivo de gravação de sinal, neste caso, a placa de aquisição de dados e o computador que contém um software LabView. Os ensaios são realizados nas mesmas condições para não se alterar os parâmetros relevantes à experiência, e a incerteza está relacionada com a capacidade de resposta dos instrumentos.

Procedimentos para o ensaio

Figura 24 Foto do sistema de lubrificação da bancada de monitoramento



cuidado para evitar a influência da ressonância dos transdutores. Os filtros de corte foram colocados considerando-se a frequência máxima dos transdutores, a frequência de amostragem foi um pouco mais do dobro para não ter problemas de dobramento de sinais "aliasing". A capacidade dos instrumentos de medição, principalmente, da placa de aquisição de dados, foi verificada como compatível, de modo que todas as saídas dos instrumentos estão entre +/- 10V, que é a capacidade da placa de aquisição.

A calibração da célula de carga foi realizada considerando pesos conhecidos e a regulação destas com o indicador de pesagem. Esta marca zero quando não há carga alguma (não se considera o peso do eixo na pesagem). No caso do manômetro que mede a pressão do sistema de lubrificação, considera-se sem problema de calibração por ser novo.

Os transdutores utilizados são acelerômetros piezoelétricos, sua banda de frequência máxima é de 10 kHz. As informações adquiridas pelos acelerômetros são processadas através de filtros, que condicionam e amplificam o sinal. As calibrações dos acelerômetros foram ajustadas em determinados padrões de aquisição de sinais. A amplificação é especificada pelos ganhos em cada filtro.

O filtro de passa baixa permite a passagem das baixas frequências sem atenuação, mas começa-se em uma frequência de corte denominada f_c , a partir da qual ela atenua o sinal composto pelas altas frequências.

A Figura 25 representa uma cadeia de medidas, onde se pode observar que o transdutor se encontra no mancal, através de um cabo se fornece o sinal ao filtro de corte e ao condicionador, posteriormente ingressa-se o filtro de passa baixa o qual se equalizam as altas frequências, depois conecta-se à placa de aquisição de dados para o ingresso da informação ao hardware incorporando as sinais em tensão.

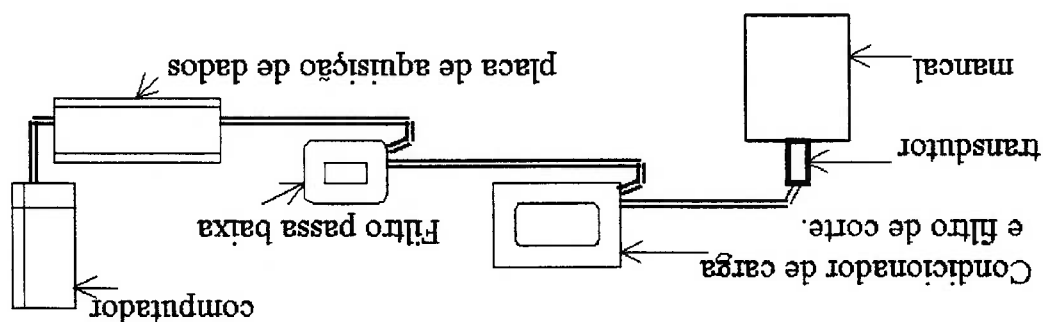
A seguir na Figura 26, mostra-se a bancada de monitoramento com o equipamento para os ensaios, na mesa encontra-se os filtros, a fonte de tensão elétrica e a placa de aquisição dos sinais.

Canal 2: Conectado no mancal 2 com o acelerômetro de fabricação da PCB, encontra-se afastado ao motor, junto ao acoplamento.

Canal 1: Conectado no mancal 1 com o acelerômetro de fabricação da BK, encontra-se afastado ao motor, junto ao acoplamento.

Estabeleceu-se a seguinte ordem na conexão dos canais: mancal 1, mancal 2, placa de aquisição de dados, filtro passa baixa, condicionador de carga e filtro de corte, transdutor, mancal. O eixo foi isolado eletricamente do conjunto da bancada e, somente, pode-se estabelecer o contato através de um contato entre o eixo e os montou-se na bancada o circuito eletrônico esquematizado na Figura 22, indicando-se a

Figura 25. Esquema da cadeia de medidas para um mancal.



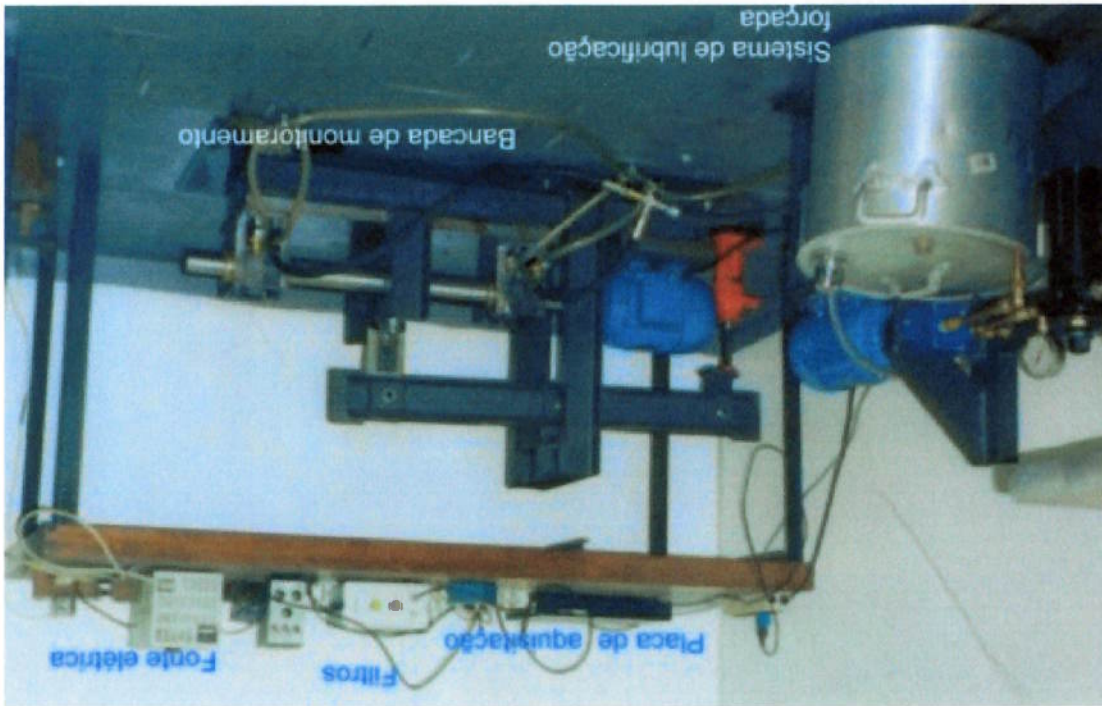
- Carga em N.

grandezas de ensaio:

- Aquisição de sinal no computador com dez amostras contínuas, anotando-se as elétricas que é produzido entre o eixo e o mancal.
 - hidrodinâmica, baseado no registro do sinal elétrico, mede-se a sua resistência
 - Condiciona-se o sinal para se adquirir os dados no regime de lubrificação medida elétrica, observa-se na tela do computador a manifestação do tal sinal.
 - Verifica-se a possibilidade de contato ou não entre o eixo e o mancal através da calibração dos transdutores.
 - Verificar o funcionamento dos acelerômetros e o circuito elétrico procede-se
 - Inicia-se o funcionamento da bancada, ligando-se o motor que aciona o eixo.
 - Inicia-se o funcionamento do sistema de lubrificação da bancada, ligando-se o motor da bomba de óleo.
- dados se realizou da seguinte maneira:

Uma vez instalada o sistema de medidas, de vibração e elétrico, a coleta de

Figura 26 Foto da bancada com equipamento para a coleta de dados.



Os métodos de processamento de sinais de rolamentos são explicados no trabalho de James (1998): as técnicas existentes para a detecção de defeitos em mancais de rolamento podem ser divididas em duas categorias: o método no domínio do tempo e frequência. O método no domínio do tempo emprega, principalmente, índices de sensibilidade de impulsos de vibrações, que são observados em determinados defeitos localizados nos mancais; por exemplo: valores de nível de picos, RMS, análises do fator de cresta, análises das curtoses e conta de pulso de choque. As diversas técnicas de análises no domínio de frequência foram desenvolvidas para descobrir um conjunto de impulsos onde aparecem os defeitos com frequências características, expressados como sinais dos rolamentos. Os exemplos dentre estes métodos são: análises de espectro, média sincronizada, fundamenta-se na equação de Maxwell.

Cohen (1996) apud Boashas (1996) explica que para produzir um sinal no tempo, emprega-se a energia, que é considerada na densidade de energia como $|s(t)|^2$ e

4.3 Avaliação da energia do sinal para processamento:

A principal informação a ser obtida é a energia mecânica que se expressa através da vibração, o processamento é semelhante às metodologias adotadas para os mancais de rolamento, mas, o processamento dos sinais será tratado por níveis de energia para as diferentes condições de contato.

- Variação da carga, criando-se uma nova condição de carregamento, verificando-se o estado de contato elétrico, aquisição do sinal para cada condições, anotando-se os parâmetros destas.
 - Velocidade de rotação em rpm.
 - Temperatura em °C.
 - Taxa de amostragem em kHz.
 - Número de pontos da amostra.
 - Ganhos do filtro de corte.
 - Ganhos do filtro do condicionador.

análises do cepstrum, da soma e subtração de frequência e das altas frequência de ressonância.

Em Padovese (2001) obtêm-se os seguintes métodos de processamento de sinais:

A partir da definição de energia do sinal, obtêm-se:

$$E_x = \int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt \quad (42)$$

Pelo teorema de Parseval para funções não periódicas e energia finita, ocorre a conservação de energia no domínio de tempo e frequência:

$$E_x = \int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} |X(f)|^2 df \quad (43)$$

do qual se deriva nas representações básicas (Densidade Espectral de Energia - PSD) que é a integral (ou área) do sinal de espectro que é a energia total do sinal:

$$S_{xx(f)} = |X(f)|^2 \quad (44)$$

Que permite calcular a energia do sinal em uma banda determinada.

Através da avaliação da Densidade Espectral de Energia (PSD) por bandas curtas, procura-se detectar as diferenças significativas de energia entre uma condição considerada em uma linha de referência. Pode-se também realizar esta avaliação com sinais no domínio do tempo, porém sem a vantagem de possibilitar a detecção específica de falhas, que podem ser obtidas no domínio da frequência.

A Densidade Espectral de Energia (PSD) pode ser desenvolvida em função de termos estatísticos, como o momento de segunda ordem:

$$E_{[x_2^{(t)}]} = \frac{J}{I} \int_I x_2^{(t)} dt = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-1} x_i^2 \quad (45)$$

O valor da variância ou do valor quadrático médio do sinal centrado é igual a:

$$E_{[x_2^{(t)}]} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-1} (x_i - m) \quad (46)$$

onde m é o valor médio do sinal

$$m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (47)$$

O sinal centrado é igual a:

$$\bar{x}^{(i)} = x^{(i)} - m \quad (48)$$

Esta expressão corresponde a uma filtragem do sinal no domínio da frequência. Ou seja, corresponde a zerar as amplitudes do espectro de frequência na frequência zero e próximas de zero.

O valor do desvio padrão é igual a:

$$\sigma = \sqrt{E\{x_2^2(t)\}} \quad (49)$$

O valor eficaz ou RMS é igual a:

$$V_{ef} = \sqrt{E\{x_2^2(t)\}} = \sqrt{\sigma^2 + m^2} \quad (50)$$

O valor eficaz caracteriza a energia do sinal. Toda apartição de um defeito se traduz por um aumento do nível vibratório da máquina, pela intensidade pode-se comparar aos valores padrões obtidos de:

Skewness

$$S = \frac{\sigma_3}{m_3} = \frac{E\left\{x^{(i)} - m\right\}_3^3}{E\left\{x^{(i)} - m\right\}_2^2} \quad (51)$$

Curtoses

$$K = \frac{\sigma_4}{m_4} = \frac{E\left\{x^{(i)} - m\right\}_4^4}{E\left\{x^{(i)} - m\right\}_2^2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - m)^4 \quad (52)$$

Fator de Crista

$$FC = \frac{\sigma}{x_{\max}} \quad (53)$$

Para evitar erros de dobramento "aliasing" no tratamento de sinais analógicos em sistemas digitais, utiliza-se um filtro passa-baixa na entrada do analisador com a frequência de corte regulada de forma que:

$$f_{amostragem} > 2f_{max} \quad (54)$$

Onde: $f_{amostragem}$ é a frequência de amostragem do sinal e f_{max} é a frequência máxima do sinal ou frequência de corte. Sendo esta última fundamentada pelo teorema da amostragem de Shannon ou Nyquist para haver a possibilidade de reconstrução do sinal original no processamento.

Nesta dissertação o ambiente de simulação MATLAB – toolbox de processamento de sinais - é empregado para o tratamento de sinais. A função transformada de Fourier, PSD, RMS, são utilizadas.

4.4 Materiais e Equipamento

A seguir se descreve a relação dos materiais e instrumentos.

4.4.1 Bancada de monitoramento

Os principais parâmetros independentes de um mancal de deslizamento da bancada de monitoramento são:

- Oleo lubrificante de 68 cst marca Shell tipo Tellus;
- Diâmetro da bucha: $D = 50,120$ mm;
- Comprimento axial da bucha: $L = 36$ mm (apresenta duas partes de 18 mm);
- Folga radial construída: $c = 0,60$ μ m;
- Força radial aplicada: $F = <250, 500, 750, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 > N$;
- Sistema de lubrificação forçado: sistema hidráulico com ajuda de uma bomba de 1/3 Hp.

A colocação dos transdutores na bancada é apresentada na Figura 27 nos mancais 1 e 2 correspondendo os canais de aquisição 1 e 2 respectivamente:

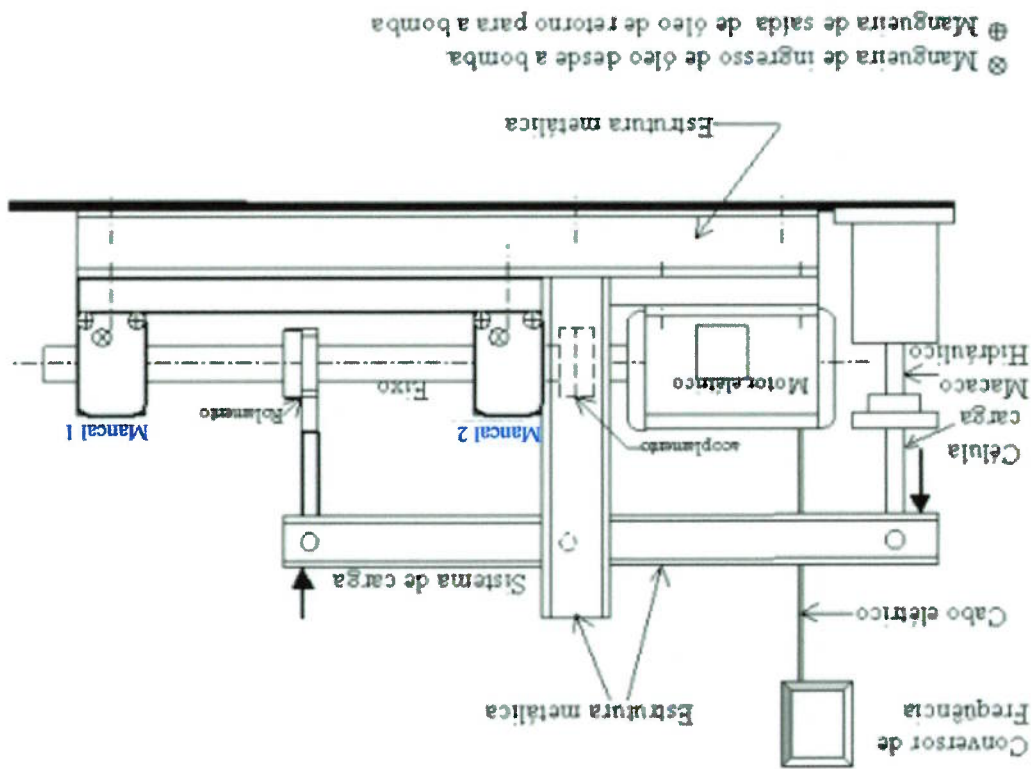


Figura 27. Bancada de monitoramento.
 A velocidade máxima do motor é igual a 3380 rpm.

Dados do motor:

- Potência: 2HP;
- Velocidade máxima: 3380 rpm;
- Marca: WEG;
- Tensão: 220 V;
- Intensidade de corrente: 5,49 A;

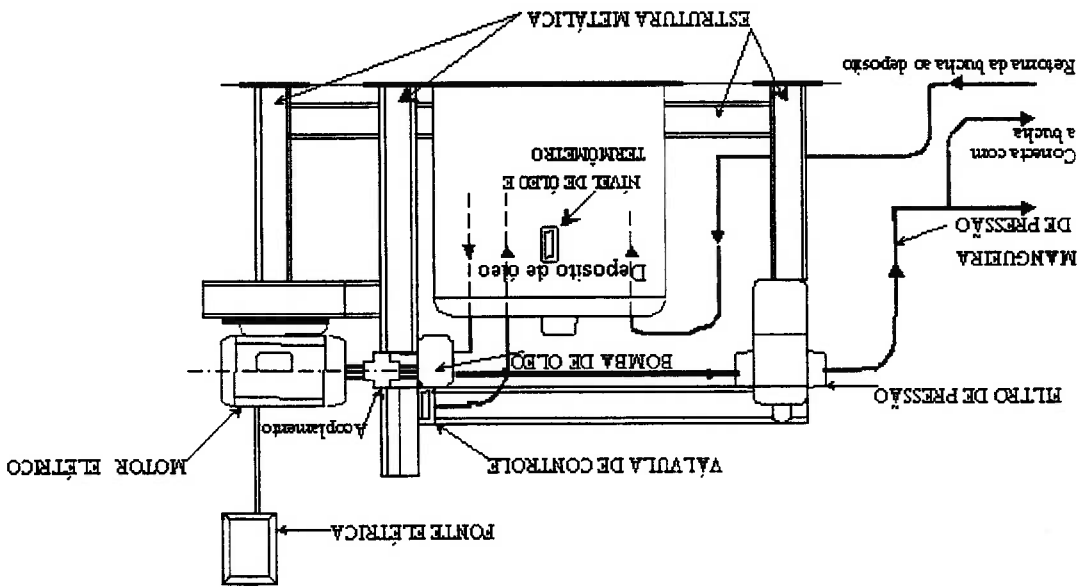
Características do óleo lubrificante:

- Marca: Shell
- Classe: Tellus ISO 68

Descrição: contém aditivos antioxidantes, antiespumantes e outros que incrementam seu rendimento para evitar o desgaste por atrito.

- Motor da bomba marca WEG C E NBR. 7094, trifásico, tipo indução – Gaiola para 60 Hz a velocidade é 1200 min⁻¹ rpm a potência é 0,24 KW ou 0,33 hp, amperagem a 220 V. é 1,71 A. com rolamento serie 6201 – ZZ com lubrificação em base de lítio;
 - Válvula de regulamento de pressão marca WRM código VAD 1 LI 03N
 - Bomba hidráulica marca WRM código UO4 EE B 12 B 2 – P. I. 2868/0501;
 - Acoplamento flexível de engrenagem marca HDA modelo 020 010 AC 28;
 - Filtro de ar cilíndrico marca HDA;
 - Filtro do óleo marca HDA tem duas partes;
 - Nivel de temperatura de bulbo marca HDA capacidade 80 °C;
 - Manômetro – marca HDA capacidade 70 bar ou 1000 PSI;
 - Filtro de pressão – marca HDA modelo Fp 10 010 FV 06 B LV3;
- Lista dos materiais do sistema de lubrificação:

Figura 28. Sistema de lubrificação que fornece óleo aos mancais.



A Figura 28 apresenta um esquema do sistema de lubrificação forçada onde se observa o sentido do fluxo do óleo e a possibilidade de controlar o vazamento do óleo derivando uma parte ao depósito de óleo com uma saída auxiliar.

Instrumentação para Monitoramento da vibração

Os componentes da cadeia de medida são:

- Mancal I
- Transdutor acelerômetro piezoelétrico de fabricação Brüel & Kjær - Tipo 4393;
 - Sensibilidade carga: $0,320 \text{ pC/ms}^2$;
 - Sensibilidade voltagem: $0,427 \text{ mV/ms}^2$;
 - Faixa de temperatura: -74 até $+250$ °C;
 - Faixa útil de frequência: 0 até 10 KHz;
 - Frequência de ressonância: 55 KHz;
- Amplificador de carga e condicionador de fabricação Brüel & Kjær
 - Tipo 2635;
 - Faixa de amplificação – 0,1 até 10 KHz;
 - Faixa útil de frequência: 0 até 100KHz;
 - Sensibilidade até 10V/pC ;
 - Aplicabilidade para baixas e altas frequências;
 - O filtro de faixa baixa que se utilizou foi em 10 KHz;
- Amplificador e Filtro de passa baixa Butterworth de 6º ordem
 - Ganho variável de 1 – 5 – 10 – 50 – 100 e 500;
 - Frequência de corte variável de 100 – 2K – 5K e 10 K Hz.
 - Limites de excursão de sinais de saída $\pm 11\text{V}$. Com alimentação da rede elétrica;
- Mancal 2
 - Transdutor acelerômetro piezoelétrico de fabricação PCB
 - Tipo 353B02;
 - Sensibilidade voltagem: $2,04 \text{ mV/ms}^2$;
 - Range de temperatura: -54 até $+121$ °C;
 - Faixa útil de frequência: ($\pm 5\%$) 0 até 7000 Hz
 - ($\pm 10\%$) 0,7 até 10000 Hz
 - Frequência de ressonância: maior que 38 KHz;
 - Amplitude de linearidade ± 10 ;

- Amplificador de carga e condicionador de fabricação PCB piezotronics;

- Modelo 480B10;

- Sensibilidade de -10 até + 10 V;

- Aplicável em baixas e altas frequências;

- Faixa de temperatura 0 até 50 °C;

- Filtro de passa baixa Butterworth de 6º ordem

- Ganho variável de 1 - 5 - 10 - 50 - 100 e 500;

- Frequência de corte variável de 100 - 2K - 5K e 10 K Hz;

- Limites de excursão de sinais de saída $\pm 11V$. Com alimentação da rede elétrica;

Conversor de sinais A/D: Fabricação National Instruments

Modelo: DAQpad - 6070E

Este equipamento tem uma resolução de 12 bits ADC, com 16 terminais analógicos. Os conectores de entrada são unipolares (0 até 10 V.) e bipolar (-5 até +5 V.). A precisão depende da aplicação do ganho de entrada, de 0 a 10 V. Possui ganho de 1 - 2 - 5 - 10 - 20 - 50 e 100; e de -5 a 5 tem 0,5 - 1 - 2 - 5 - 10 - 20 - 50 e 100 para diversos níveis de sinais. A máxima taxa de amostragem (um canal) é igual a 1,25 MS/s.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos no presente trabalho. Os ensaios foram realizados na bancada descrita no capítulo 4, utilizando a metodologia mencionada. Estes resultados serão discutidos em três seções. Na primeira as condições de colapso de filme lubrificante obtida experimentalmente são comparadas com as teoricamente calculadas. Na segunda é apresentada uma discussão sobre o diagnóstico da ruptura de filme para diferentes carregamentos nos mancais de trabalho. Finalmente na terceira seção é estudo o caso de diagnóstico do transiente da condição de lubrificação normal para a condição de ruptura do filme. Ao longo deste capítulo, sempre que se afirma que uma condição de colapso de filme foi atingida, é por análise do sinal de impedância elétrica entre o eixo e a carcaça do mancal, embora nem sempre este sinal seja mostrado.

5.1 Comparação entre condições de colapso de filme teórico e experimental

Através do monitoramento da impedância elétrica entre o eixo e a carcaça do mancal monitorou-se a ocorrência do colapso do filme lubrificante para o aumento do carregamento radial. Em cada condição de carregamento monitorou-se a temperatura e a rotação do eixo. A Tabela 28 resume os resultados obtidos. A última coluna descreve a ocorrência ou não de colapso para cada condição. Observa-se que a partir de um carregamento de 1480 N há sempre ruptura do filme lubrificante. Com finalidade de comparar estes resultados com os obtidos com pelo modelo teórico (método gráfico), calculou-se pelo modelo teórico qual seria o carregamento mínimo que geraria falha, nas condições de operação do ensaio. A Tabela 29 ilustra estes resultados. Os resultados teóricos foram calculados admitindo-se uma folga de 0.06 mm entre bucha e eixo, que é a folga inicialmente

projetada para a bancada. A viscosidade do óleo foi calculada, em função da temperatura, através da equação de Walter mencionada no item 3.3.2. O carregamento considerado é o carregamento aplicado adicionado do peso do eixo, de 137 N.

Tabela 28 Dados do ensaio, variação do carregamento

condição	Carga (N)	Rotação (rpm)	Temperatura °C	Ocorrência De Falha	Taxa de amostragem KHz	Número de pontos por sinal
1	230	3389	59	N	21	60000
2	520	3373	60	N	21	60000
3	990	3347	63	N	21	60000
4	1510	3328	65	S	21	60000
5	1990	3374	67	S	21	60000
6	3470	3365	68	S	21	60000
7	4120	3357	68	S	21	60000

Tabela 29 Número de Sommerfeld e ocorrência de falhas segundo modelo teórico nas condições de ensaio (Tabela 28)

Condição	Carga total (+ peso do eixo) (N)	P _{específica} (MPa)	folga (mm)	Viscosidade (mPa.s)	Num. Somm.	S		Obs. no ensaio
						S	max.	
1	362	0,0626	0,06	24,88	2,422	0,022	0,43	S
2	647	0,1415	0,06	23,92	1,299	0,022	0,43	S
3	1107	0,2695	0,06	21,34	0,672	0,022	0,43	N
4	1617	0,4110	0,06	19,83	0,425	0,022	0,43	S
5	2087	0,5417	0,06	18,47	0,311	0,022	0,43	N
6	3537	0,9446	0,06	17,84	0,177	0,022	0,43	N
7	4175	1,1215	0,06	17,84	0,150	0,022	0,43	S

Como pode ser notado na Tabela 29, os ensaios realizados diverge da detecção teórica de falhas pelos números de Sommerfeld. Isso se deve a presença de uma junta de vedação de 0,4 mm, na bancada experimental, que altera a medida da folga. Esta junta permite vedar as buchas bipartidas. Sendo assim, ocorre um erro no cálculo do número de Sommerfeld. A folga real presente na bancada experimental foi determinada medindo-se a diferença de diâmetro do eixo e furo da bucha (0,14 mm), adicionado pela folga extra decorrente da junta de vedação (0,4mm). Através destes dados, calcula-se a folga real e o número de Sommerfeld da seguinte forma:

$$c = (0,4 + 0,14)/2 = 0,27 \text{ mm}$$

Considerando este valor de folga real, os valores recalculados são mostrados na Tabela 30. Como podem ser notados, os resultados obtidos dos ensaios são coerentes com a detecção teórica através de Sommerfeld.

Tabela 30 Resultados reais obtidos no ensaio para folga modificada

Condição	Carga total (+ peso do eixo) (N)	Pe MPa	folga mm	Viscosidade mPas	Num. S	S min.	S max.	falha	Obs. no ensaio
1	370	0,0626	0,27	24,88	0,120	0,022	0,43	N	N
2	660	0,1415	0,27	23,92	0,065	0,022	0,43	N	N
3	1130	0,2695	0,27	21,34	0,034	0,022	0,43	N	N
4	1650	0,4110	0,27	19,83	0,021	0,022	0,43	S	S
5	2130	0,5417	0,27	18,47	0,015	0,022	0,43	S	S
6	3610	0,9446	0,27	17,84	0,009	0,022	0,43	S	S
7	4260	1,1215	0,27	17,84	0,008	0,022	0,43	S	S

Portanto pode concluir que o número de Sommerfeld possibilita a informação de existência de contato entre eixo e mancal. A força limite máxima teórica que deverá ocasionar colapso do filme na bancada pode ser determinada através do número de Sommerfeld mínimo. Para calcular a força máxima compatível com a condição sem contato, procede-se como se segue:

Pressão específica:

$$p_e = \left(\frac{R}{R} \right) \left(\frac{c}{S_{\min}} \right) \eta \Omega$$

Os dados são:

$$R = 0,025 \text{ m;}$$

$$c = 0,00027 \text{ m;}$$

$$\eta_{\text{média}} = 20,6 \text{ mPa/s (para } 64^\circ \text{C) ;}$$

$$\Omega_{\text{média}} = 55,6 \text{ rps;}$$

$$S_{\min} = 0,022$$

$$\text{peso eixo} = 137 \text{ N.}$$

A pressão específica é:
 $P_e = 446346,18 \text{ Pa}$

$$F_{\text{parcial}} = P_e \cdot L \cdot D$$

$$F_{\text{Total}} = 401,7 \text{ N}$$

$$4 \cdot F_{\text{parcial}} = \text{peso} + F_{\text{aplicada}}$$

$$F_{\text{aplicada}} = 1469 \text{ N}$$

Este resultado é compatível com o obtido experimentalmente. A primeira ocorrência de falha é para um carregamento de 1510 N.

5.2 Diagnóstico de ruptura de filme lubrificante

Nesta seção será discutida a possibilidade de detecção via análise de vibração, da ruptura de filme lubrificante provocada pelo aumento do carregamento radial nos mancais de deslizamento. Este estudo será baseado na análise de sinais de vibração coletados nos dois mancais, para diferentes condições de carregamento. Os sinais foram adquiridos a uma taxa de amostragem de 21 KHz, tendo duração de 2,86s cada um (ver Tabela 28).

A Figura 29 apresenta os sinais de impedância elétrica medidos entre o eixo e a carcaça dos mancais para o mancal 1, em função do carregamento radial aplicado. As três condições de carregamento mais baixo apresentam alta impedância, representada pela flutuação de impedância entre 0 e 3,5V, enquanto que a partir de 1480 N a impedância cai a praticamente zero, elevando o potencial de passagem para o seu máximo. Esta condição ilustra claramente a condição de ruptura de filme de lubrificação, conforme comentado no item anterior.

Calculando-se o RMS dos sinais de vibração para cada uma das condições de carregamento, obtém-se o gráfico mostrado na Figura 31.

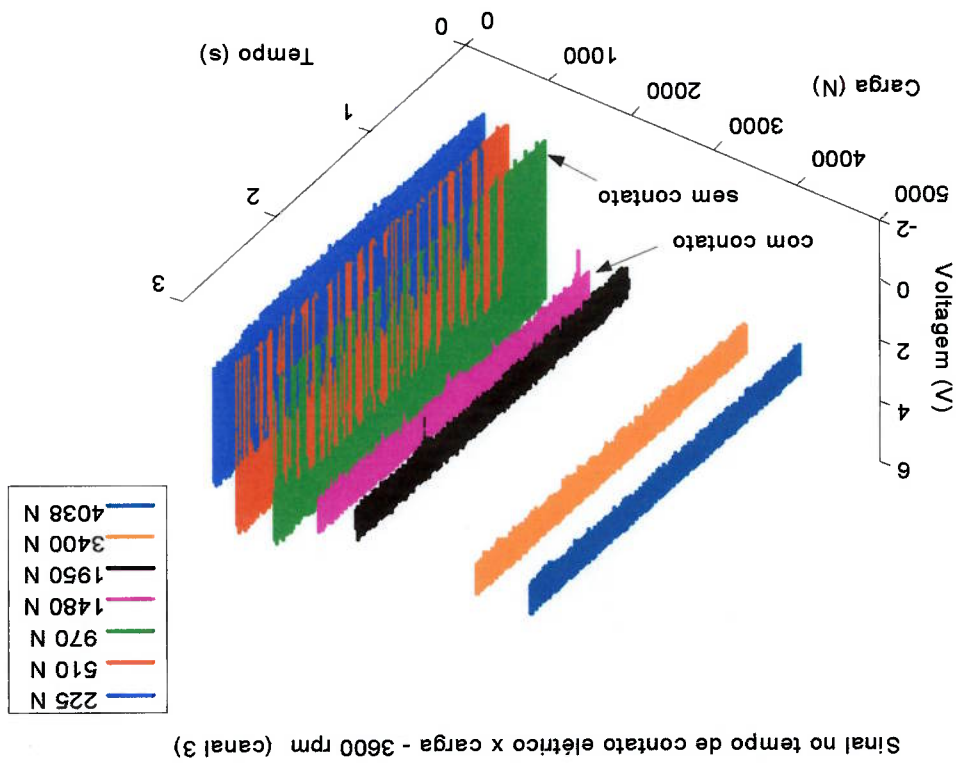


Figura 29 Sinais no domínio do tempo para 7 amostras sem e com contato.

A Figura 30 apresenta a evolução do RMS do sinal de vibração para as 7 condições de carregamento. Desta Figura pode-se observar o comportamento nas duas condições: a primeira sem contato, quando o nível de RMS é quase idêntico nas três primeiras condições de carregamento (230, 520 e 990 N), sendo o valor de RMS próximo a $1,6 \text{ (m/s}^2\text{)}$, e a segunda condição, com contato, quando o valor do RMS dos sinais de vibração aumenta com o aumento do carregamento. A zona de transição correspondente à zona de transição dos sinais de impedância elétrica.

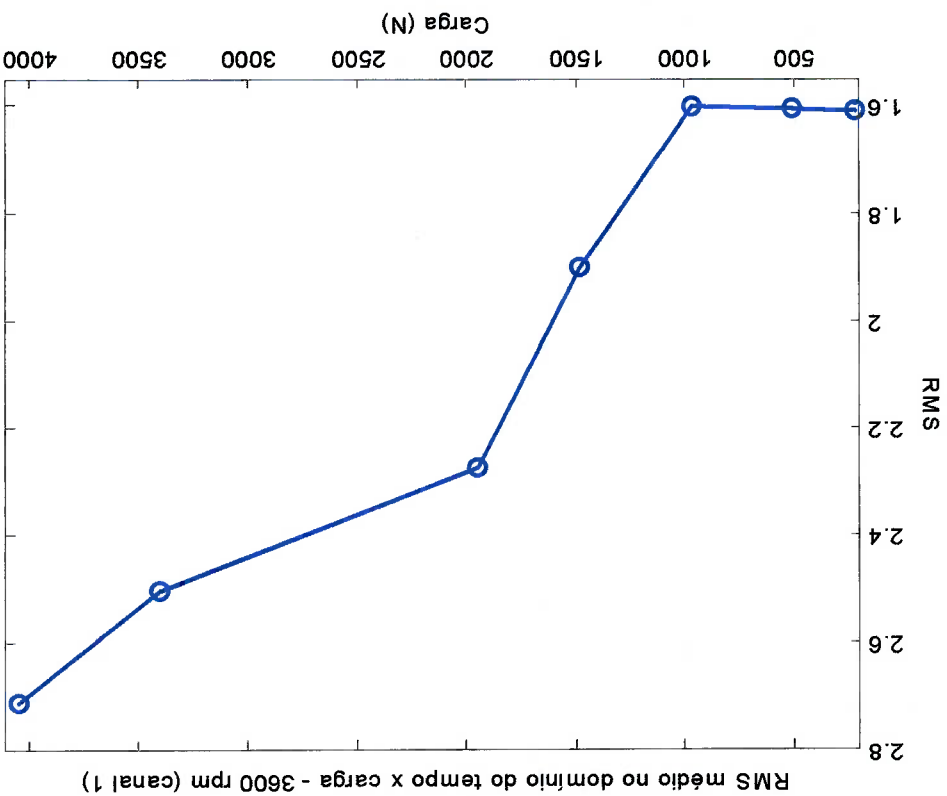


Figura 30 RMS do sinal de vibração em função do carregamento - 3600 rpm

A Figura 31 apresenta dois sinais sem contato entre eixo e mancal no domínio do tempo. Os sinais são muito semelhantes, apesar das distintas cargas posicionadas (225 e 970 N), sendo os demais parâmetros iguais. A Figura 32 apresenta outros dois sinais no domínio do tempo, sendo desta vez com contato; o primeiro sinal se deve a um fraco contato e o segundo a um contato fortemente maior (carregamento quase três vezes maior ao anterior). Comparando-se estes dois sinais com aqueles (sem contato), pode-se notar que para o correspondente à carga de 1480 N, as acelerações são ligeiramente maiores e ao correspondente a 4038 N e são razoavelmente maiores. Isto significa que as energias destes sinais são diferentes às duas anteriores.

Uma análise mais detalhada destes sinais será efetuada através da análise das respectivas representações espectrais. Para isto, será utilizado o método de Welch, que possibilita a estimação das Densidades Espectrais dos sinais. As janelas temporais utilizadas neste método têm tamanho de 10500 pontos. Cada espectro será a média de 10 sinais.

32. As Figuras 33 e 34 apresentam os espectros dos sinais mostrados nas Figuras 31 e

Figura 32 Sinais obtidos no tempo, com contato entre o eixo e o mancal (canal 1).

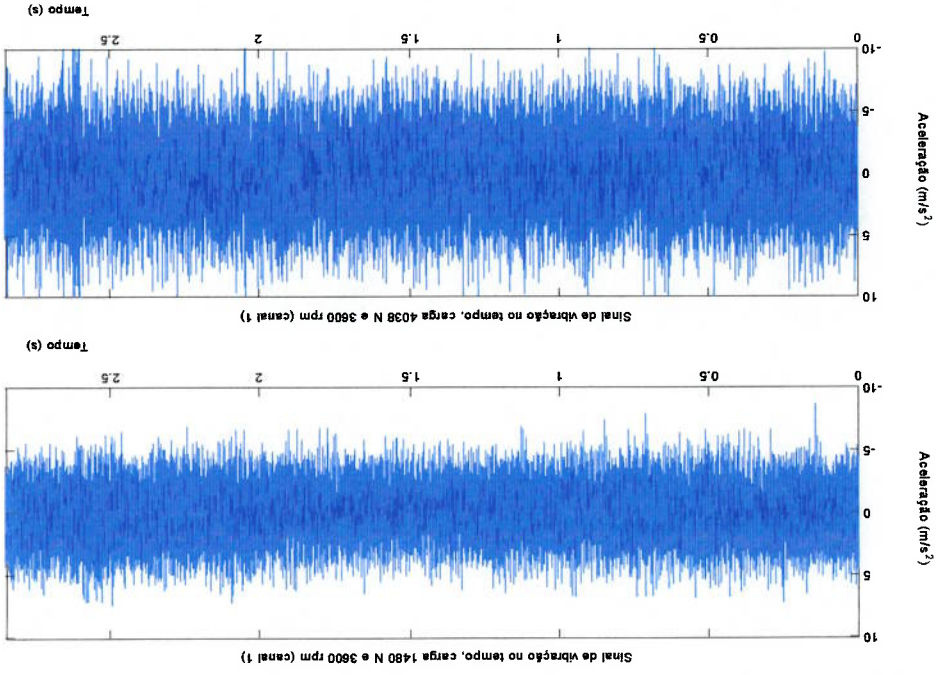
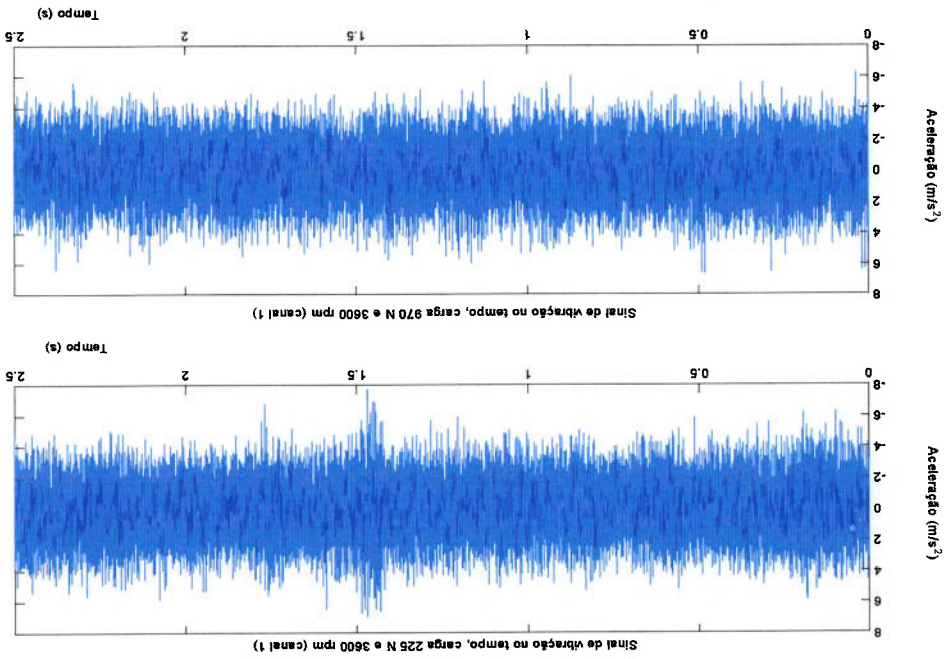


Figura 31 Sinais obtidos no tempo, sem contato entre o eixo e o mancal (canal 1).



Pode-se ver que na região de baixa frequência as amplitudes aumentaram para valores de carregamentos superiores a 1480 N.

Figura 34 Sinais no domínio da frequência - com contato (canal 1).

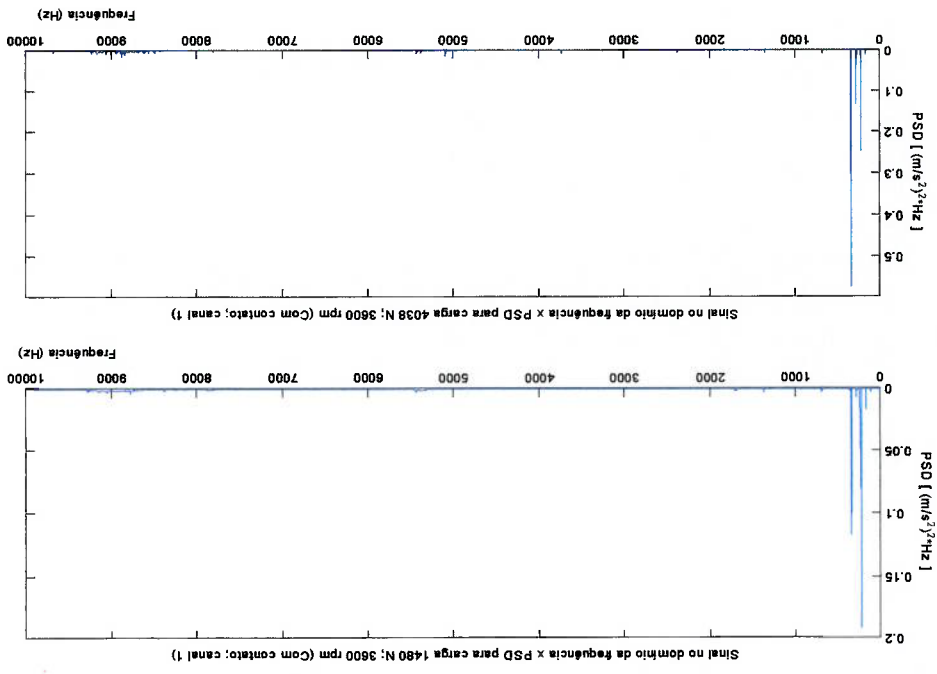
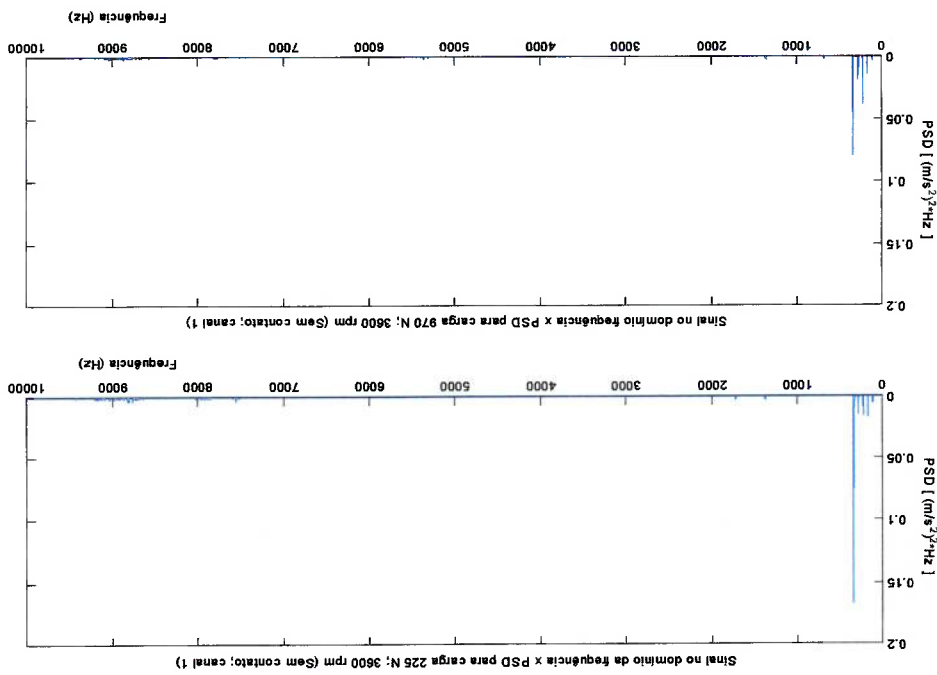


Figura 33 Sinais no domínio da frequência - sem contato (canal 1).



A Figura 35 ilustra a evolução do espectro do sinal de vibração com o aumento do carregamento radial.

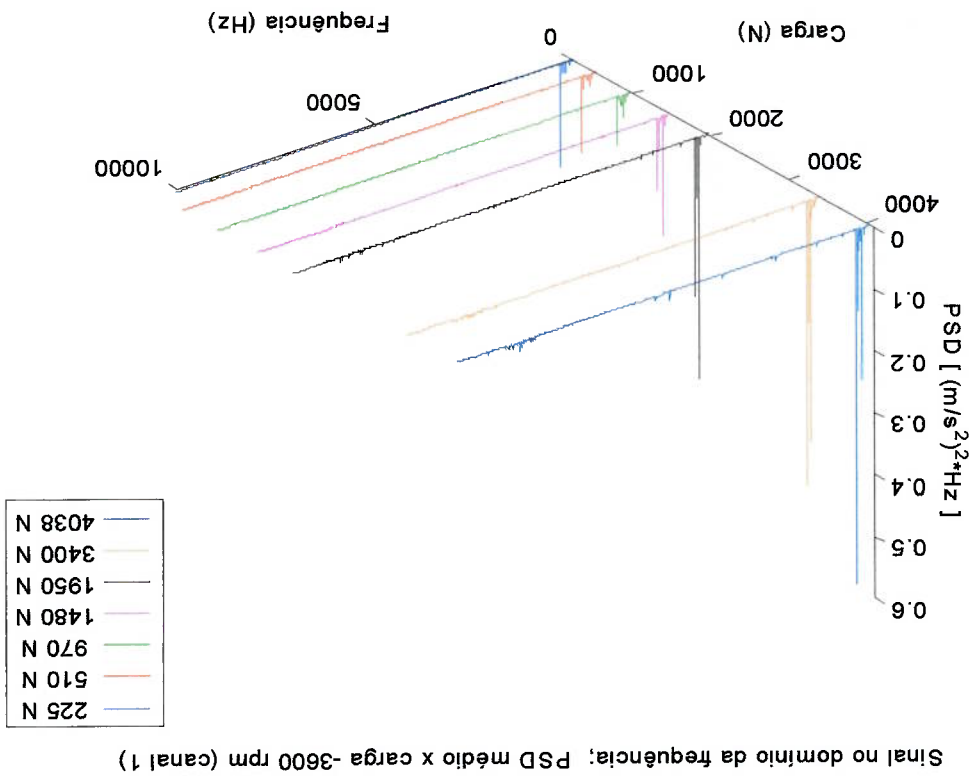


Figura 35 Sinais no domínio da frequência para 7 condições de carregamento.

A análise de detalhes da representação espectral da Figura 35 pode fornecer informação sobre a possibilidade de detecção da ruptura do filme de lubrificação. Esta análise será realizada em por bandas, uma em baixa frequência (0-400 Hz) e outra em alta frequência (7,5kHz a 10kHz) e outra entre estas duas bandas.

5.2.1 Análise dos espectros em baixa frequência

Na banda de baixa frequência (0 a 400 Hz) predominam frequências que são harmônicas da frequência de rotação do sistema. A Tabela 31 apresenta os valores calculados para as harmônicas da frequência de rotação, utilizando os valores reais, medidos, da rotação, para as 7 condições de carregamento.

Tabela 31 Freqüências Harmônicas calculadas com os dados do ensaio

Dados		Harmônicas							
Condição	Carga (N)	Velocidade (rpm)	1	2	3	4	5	6	7
1	230	3389	56,5	113,0	169,5	226	282,5	339,0	395,5
2	520	3373	56,2	112,4	168,7	224,9	281,0	337,3	393,5
3	990	3347	55,8	111,6	167,4	223,2	278,9	334,7	390,5
4	1510	3328	55,5	111,0	166,4	221,9	277,4	332,8	388,3
5	1990	3374	56,3	112,5	168,7	225,0	281,2	337,4	393,7
6	3470	3365	56,0	112,2	168,3	224,4	280,5	336,5	392,6
7	4120	3357	56,0	111,9	167,9	223,8	279,8	335,7	391,7
Harmônica média (Hz)			56	112	168	224	280	336	392

A Figura 36 apresenta somente a banda de frequência em questão, da representação mais geral ilustrada na Figura 35. As Figuras a seguir apresentarão em detalhe cada uma das harmônicas constantes da banda 0-400Hz.

Sinal na frequência; PSD médio x carga na banda de frequência de 0 até 400 (canal 1)

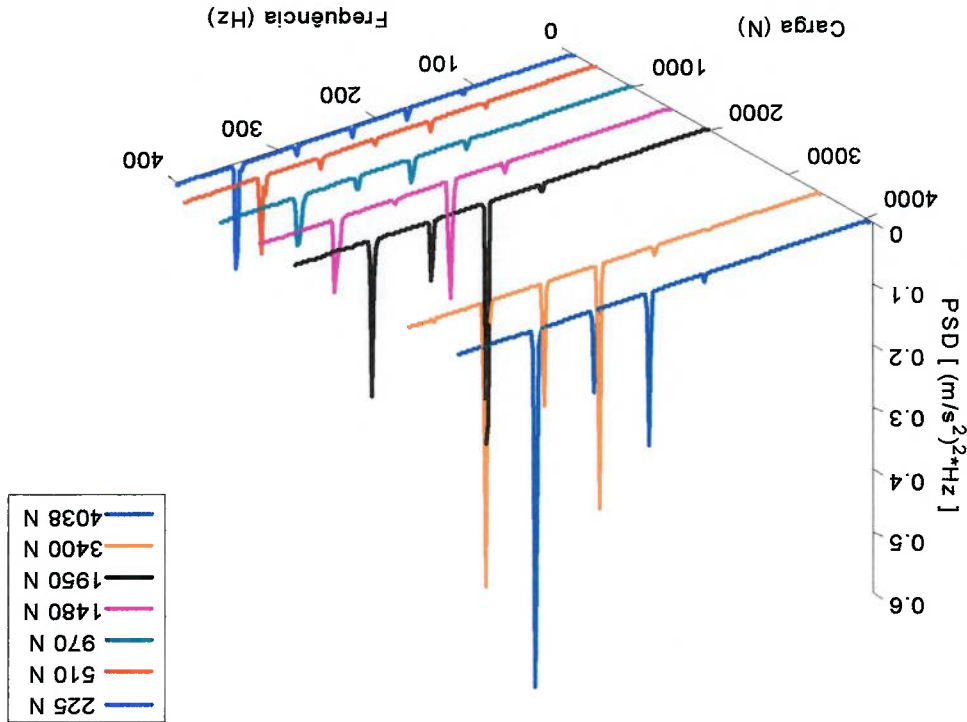


Figura 36 Sinais ampliados de baixa frequência - na banda de 0 até 400 Hz.

A Figura 37 apresenta as primeira e segunda harmônicas e a Figura 38 um detalhe da primeira harmônica.

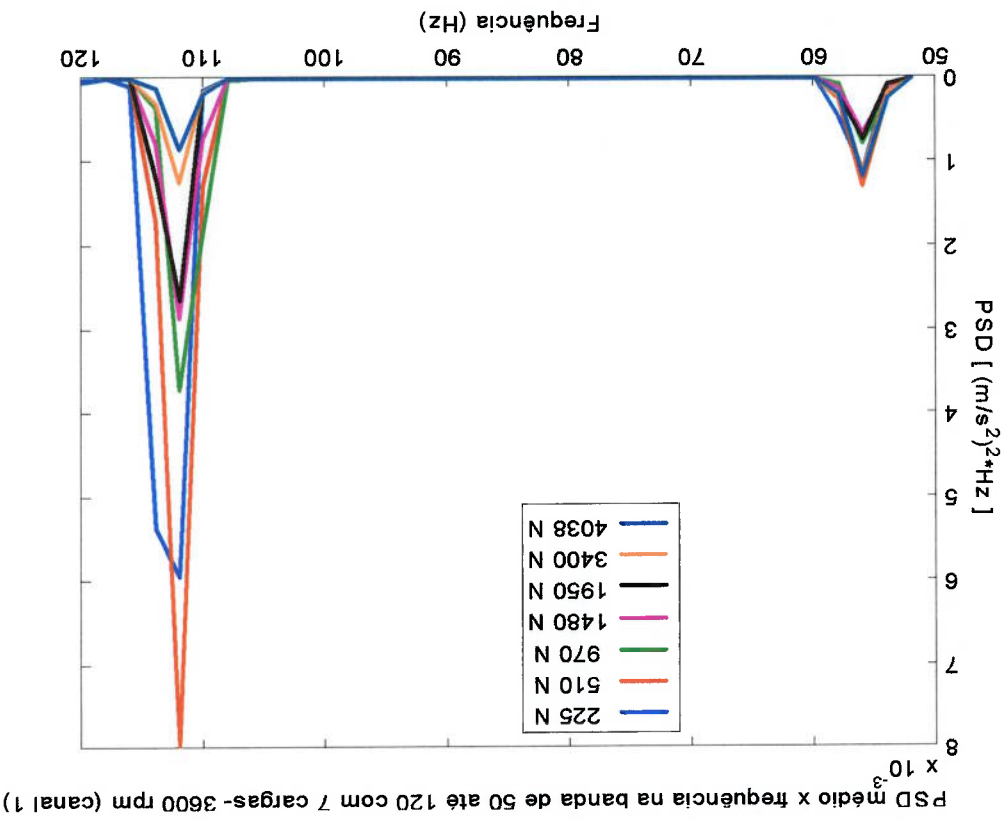


Figura 37 Primeira e segunda frequências harmônicas (mancal 1)

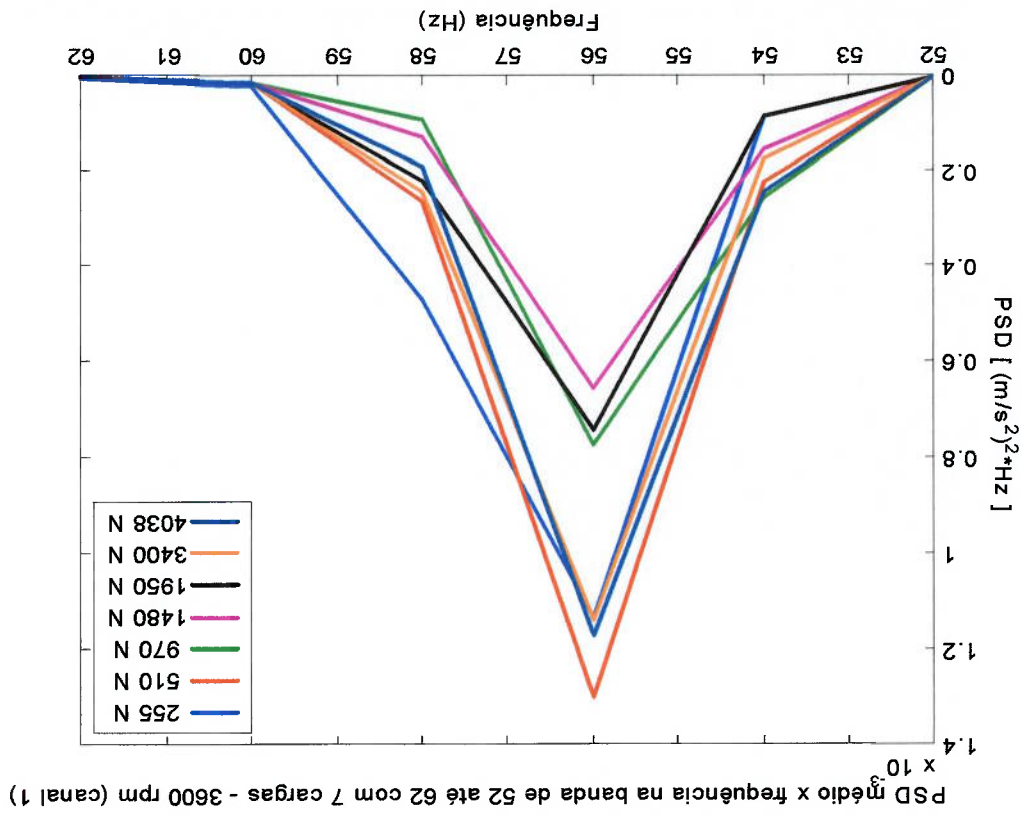


Figura 38 Primeiras frequências harmônicas na banda 52-60 Hz (mancal 1)

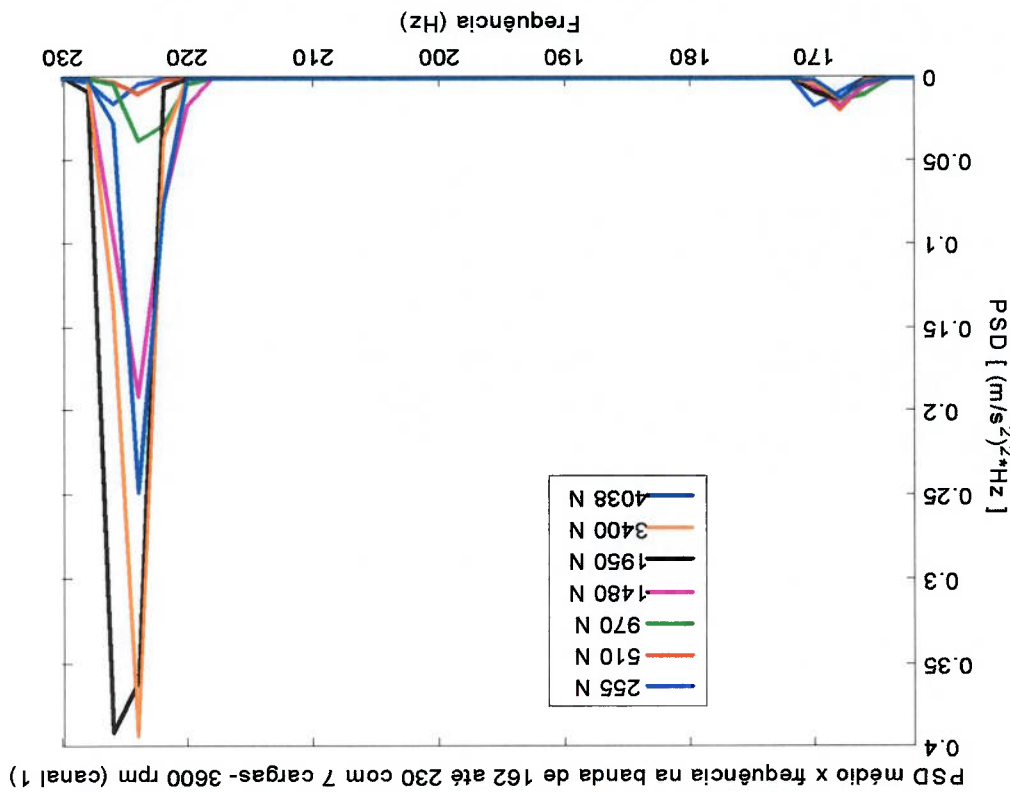


Figura 39 Terceira e quarta frequências harmônicas (mancal 1)

Da análise destas duas Figuras, observa-se que existe uma correspondência entre os valores de frequência do espectro e os valores calculados da Tabela 31 (56 Hz e 112 Hz). Também se observa não existe uma correlação entre os valores das amplitudes e o aumento do carregamento.

A primeira frequência da harmônica está em geral associada com desbalanceamento visto que gera forças centrífugas de tensão (Wolk, 1991) e a segunda harmônica está em geral associada a desalinhamento angular (Aramugam, 1997).

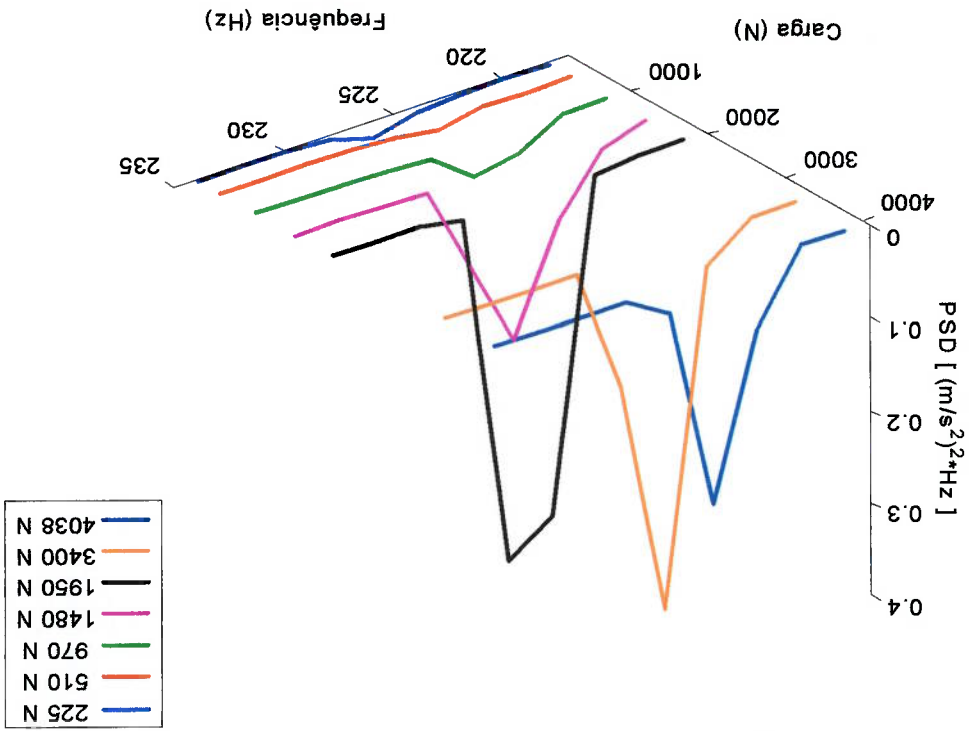
A seguir expõem-se a terceira e a quarta harmônicas na Figura 39, sendo suas frequências iguais a 168 e 224 Hz respectivamente, sendo novamente coincidentes aos valores da 7, confirmando-se como frequência harmônicas.

A Figura 40 mostra em detalhe a quarta harmônica. Observa-se que as amplitudes desta harmônica apresentam um comportamento associado com a ruptura do filme. A partir do carregamento de colapso, as amplitudes são bem maiores que antes do colapso, revelando a possibilidade de detecção deste colapso.

As amplitudes podem decorrer da interação das superfícies no contato entre eixo e mancal.

Na Figura 41 observam-se a quinta e sexta frequências; sendo que na Figura 42 encontram-se os espectros da quinta harmônica, que é semelhante ao da Figura 40 (quarta harmônica), pelo qual podemos dizer que contém parte da energia produzida pela vibração com o contato. Na Figura 43 duas frequências próximas podem ser vistas: uma menor igual a 336 Hz (como foi calculado) e outra maior de valor entre 340 e 342 Hz. Estas flutuações de frequência são decorrentes da própria flutuação da rotação de eixo (conforme indicado na Tabela 31) e também da resolução gráfica com qual este gráfico foi gerado. De uma maneira geral pode-se dizer que as frequências presentes da Figura 43 correspondem à sexta harmônica.

Figura 40 Quarta frequência harmônica (canal 1)



PSD médio x carga na banda de frequência de 215 até 235 - 3600 rpm (canal 1)

PSD médio x frequência na banda de 275 até 350 com 7 cargas - 3600 rpm (canal 1)

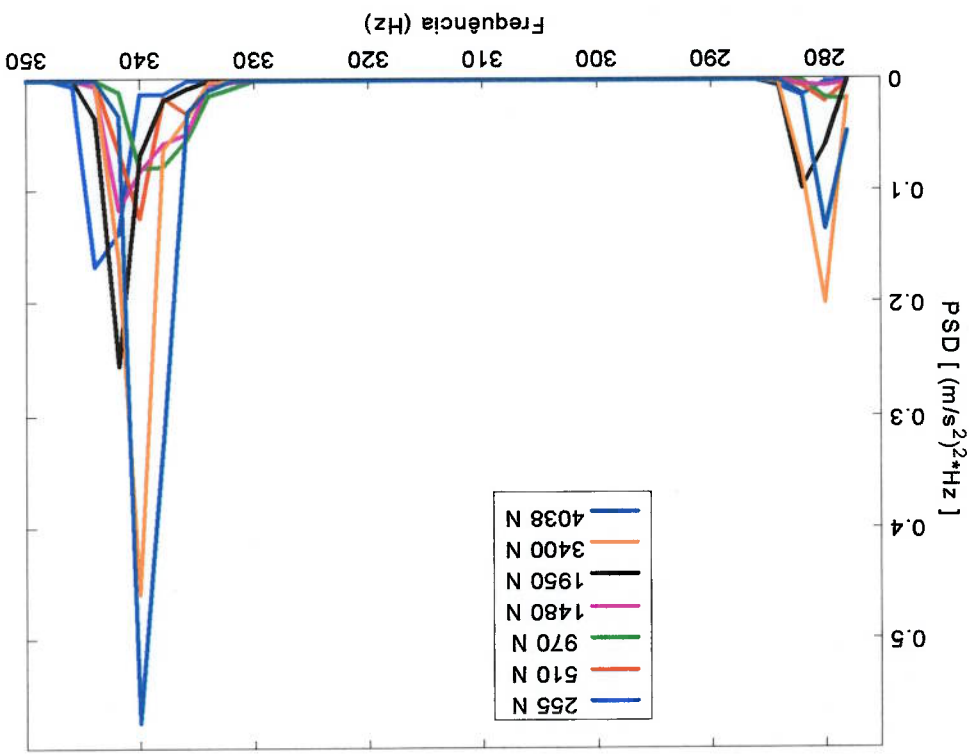


Figura 41 Quinta e sexta frequência harmônica (canal 1)

PSD médio x carga na banda de frequência de 274 até 287 - 3600 rpm (canal 2)

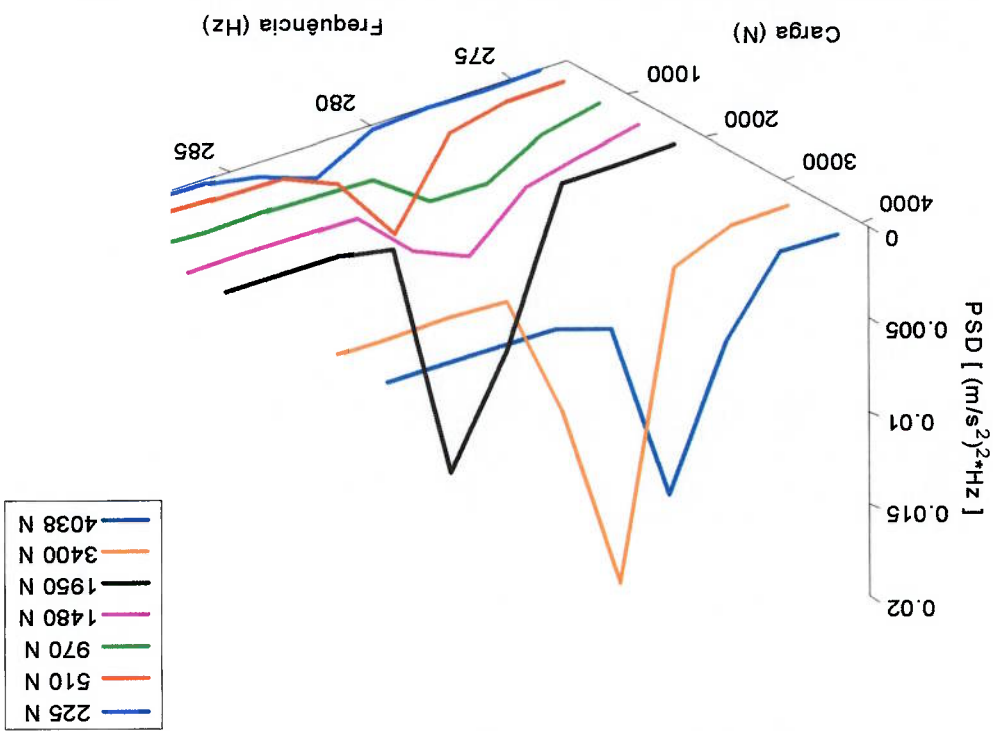


Figura 42 Quinta frequência harmônica na banda de 275 até 285 (canal 1)

Podem-se observar que tanto a quinta harmônica quanto a sexta também apresentam um aumento da amplitude após o carregamento de colapso do filme lubrificante, sendo sensíveis a este evento.

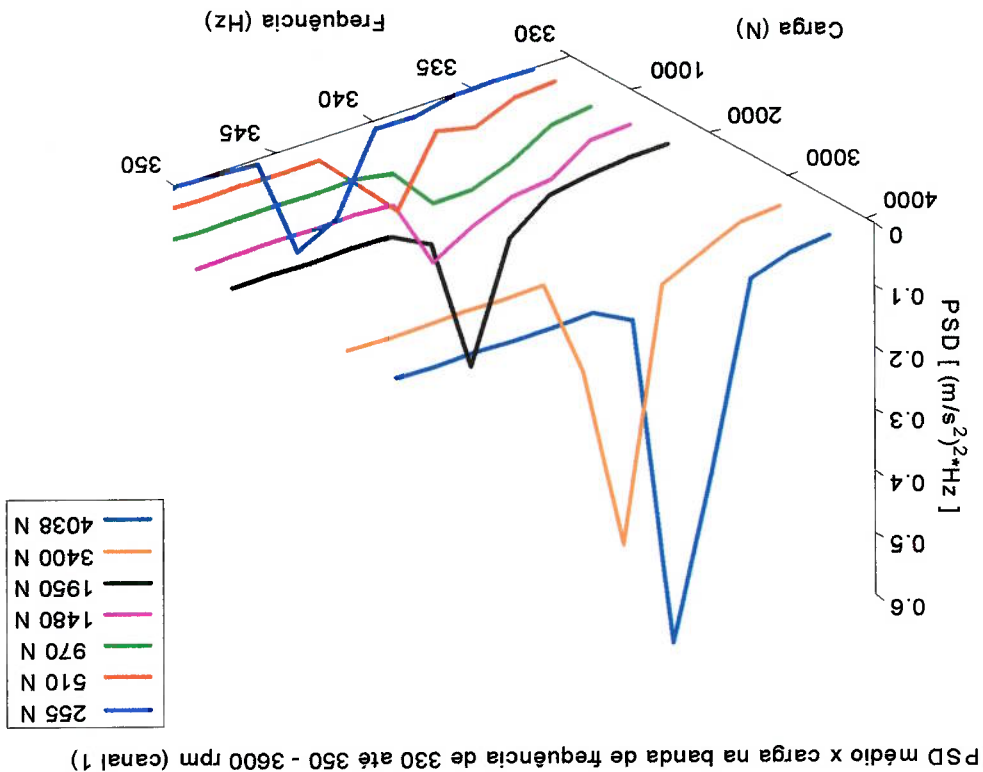
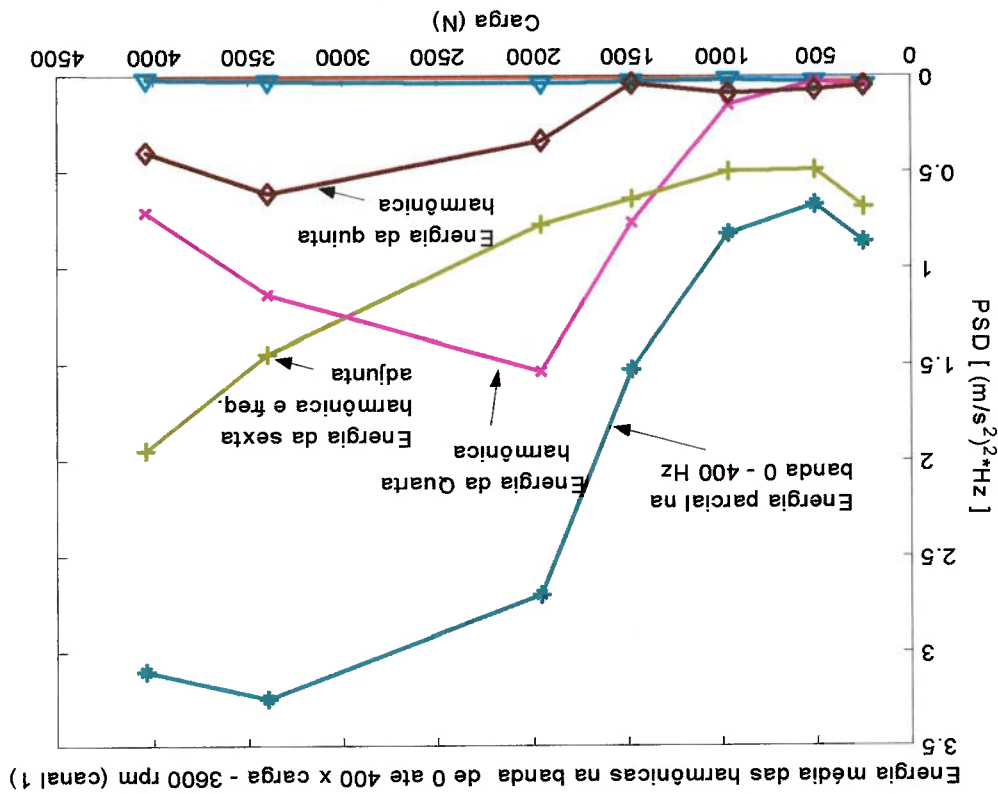


Figura 43 Sexta frequência harmônica na banda de 330 até 350 (mancal 1)

Portanto, na banda de baixa de frequência (0-400 Hz) onde predominam harmônicas da frequência de rotação a quarta, quinta e sexta harmônicas foram sensíveis à vibração produzida pelo atrito lubrificado, provocado pelo colapso do filme de óleo. A seguir na Figura 44 apresenta-se a avaliação do área do PSD na frequência considerando como a energia da sinal para cada frequência harmônica e a energia total destas frequências em função da carga, pode-se observar que o comportamento da quarta e quinta são idênticas, na parte sem contato tem um comportamento idêntico, na parte com contato o comportamento é semelhante, acrescente e diminui para cargas maiores, a sexta frequência tem um comportamento distinto, inicialmente diminui na parte sem contato e acrescenta-se na parte com contato proporcionalmente com a carga.



5.2.2 Análise dos espectros em alta frequência

Na Figura 45, apresentaram-se resultados no espectro de alta frequência na banda 7500-10000 Hz. Pode-se observar o comportamento espectral de banda larga, com amplitudes bem menores que as encontradas em baixa frequência. A banda como um todo apresenta um aumento de amplitudes após o carregamento de colapso de 1480 N. Os níveis de energia são maiores quando existe contato. Porém não é possível observar nenhuma frequência característica como na zona de baixa frequência.

Portanto esta banda também apresenta uma alteração de comportamento com o colapso do filme lubrificante em forma significativa.

Posteriormente apresenta-se a Figura 46, onde pode observar-se os espectros na banda de 400 até 7500 Hz, mostrando outro comportamento sendo seus amplitudes e a densidade destas menores com respeito às outras bandas mencionadas anteriormente.

Figura 46 Espectro na banda de 400 até 7500 Hz.

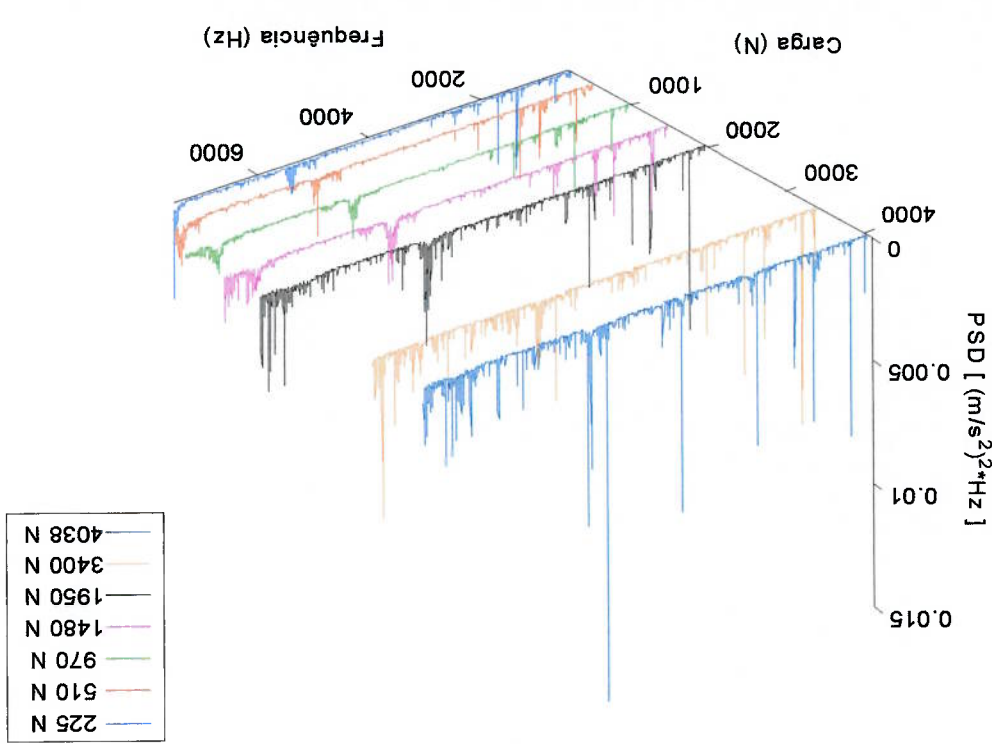
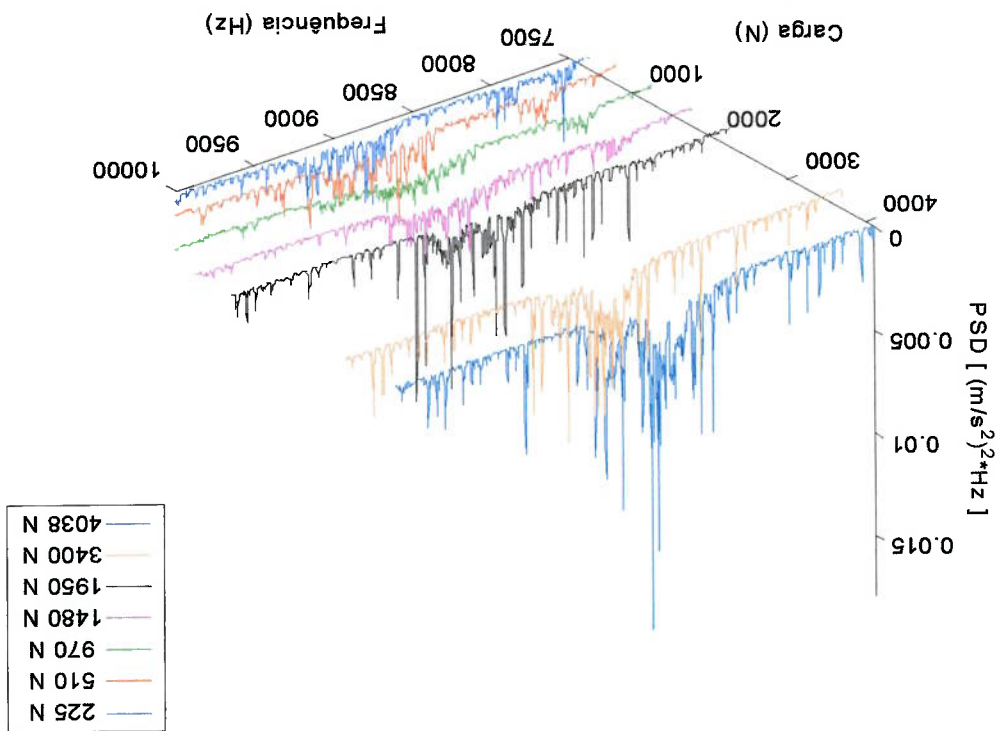


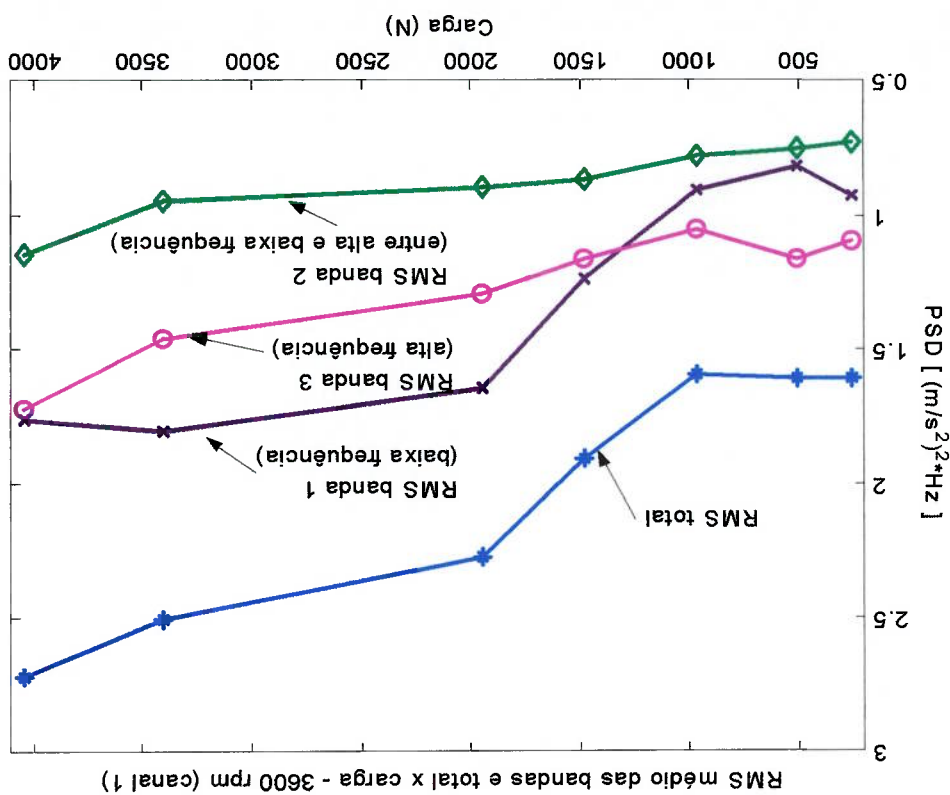
Figura 45 Espectro na banda de alta frequência 7500-10000 Hz.



5.2.3 Análise comparativa da energia nas bandas baixa, média e alta.

Com a finalidade de se determinar um parâmetro que possibilite o diagnóstico da ruptura do filme, calculou-se a energia do sinal (integral do sinal numa banda de frequência) em três bandas de frequência: baixa (0-400 Hz), média (400-7500 Hz) e alta (7,5-10k Hz).

A Figura 47 apresenta a evolução destes indicadores com o aumento do carregamento radial.



Da Figura 47 pode observar-se o comportamento quase linear da RMS total nos pontos sem contato, nos outros pontos da parte com contato incrementa-se proporcionalmente à carga. Na parte com contato, a banda de baixa frequência manifesta ter maior RMS que as outras bandas, a banda de alta frequência mostra também um comportamento idêntico com a diferença de ter outra tendência seu incremento, não acontece o mesmo na banda média, não é perceptível seu comportamento tem um leve incremento com respeito à carga.

5.3 Detecção do transiente provocado pelo colapso do filme lubrificante

A seguir apresentam-se os resultados de um ensaio realizado com o objetivo de detectar o transiente provocado pela ruptura do filme de lubrificação. Para isso a bancada foi colocada inicialmente com uma carga de 323 N, e verificou-se a não existência de contato através do monitoramento da impedância elétrica entre o eixo e a carcaça do mancal. Posteriormente aumentou-se gradativamente o carregamento radial nos mancais até chegar a esforço radial de 3038 N nos mancais. Durante o aumento do carregamento foram coletados os sinais de impedância elétrica e de aceleração nos dois mancais. A aquisição foi realizada a uma taxa de amostragem de 21000 pontos por segundo, coletando-se 60000 pontos por sinal. A temperatura do óleo foi monitorada e manteve-se em média a 52 °C. A rotação inicial (condição sem contato) foi igual a 3457 rpm, com uma amperagem no motor de 3,87 A, e no final (condição com contato) foi de 3432 rpm, com uma amperagem de 4,32 A.

A Figura 48 apresenta o sinal de impedância elétrica e o de vibração durante o processo de aumento do carregamento entre 323 N e 3038 N. Embora o sinal de impedância elétrica indique claramente o instante de ruptura do filme, este evento não é tão perceptível no sinal de vibração. A detecção deste evento pode ser melhorada através do cálculo do RMS do sinal ao longo do tempo, conforme mostrado na Figura 49 (para impedância elétrica) e Figura 50 (para vibração). Nota-se claramente que existe uma transição de valores de RMS a partir do instante 1,65 s, (ver a Figura 52) tanto no sinal de impedância elétrica quanto no de vibração. A Figura 51 agrupa o gráfico de RMS de vibração com o sinal de impedância elétrica, permitindo comparar a relação entre a mudança de impedância com a evolução do RMS de vibração. Observa-se que para a condição sem contato corresponde a um nível inferior de RMS enquanto que na condição de contato o RMS aumenta com o incremento da carga.

A seguir são apresentadas as figuras 48, 49, 50, 51 e 52 mostrando a condição do transiente em função do tempo.

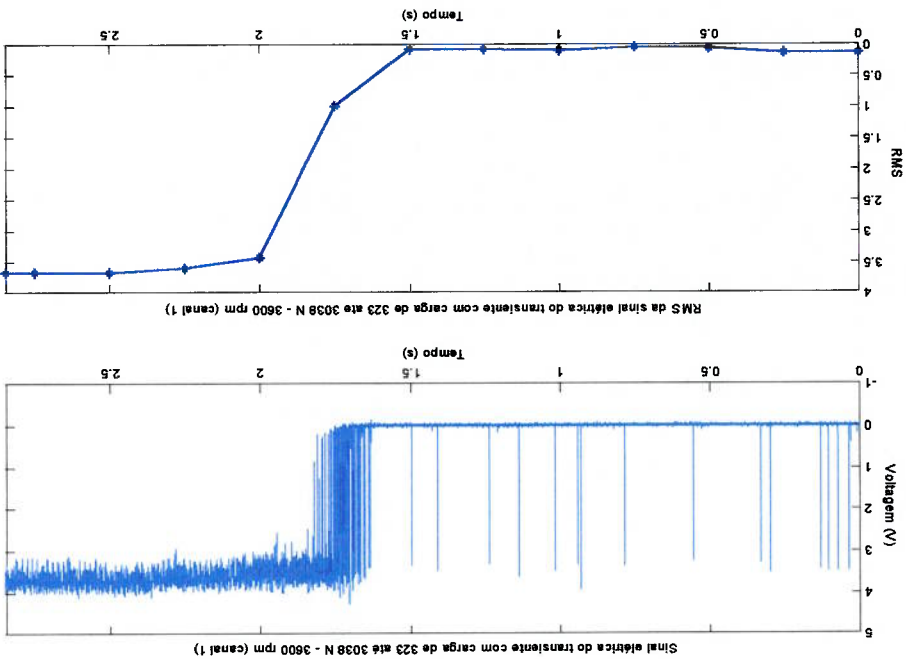


Figura 49 Sinal elétrica e seu respectivo RMS do transiente (canal 3)

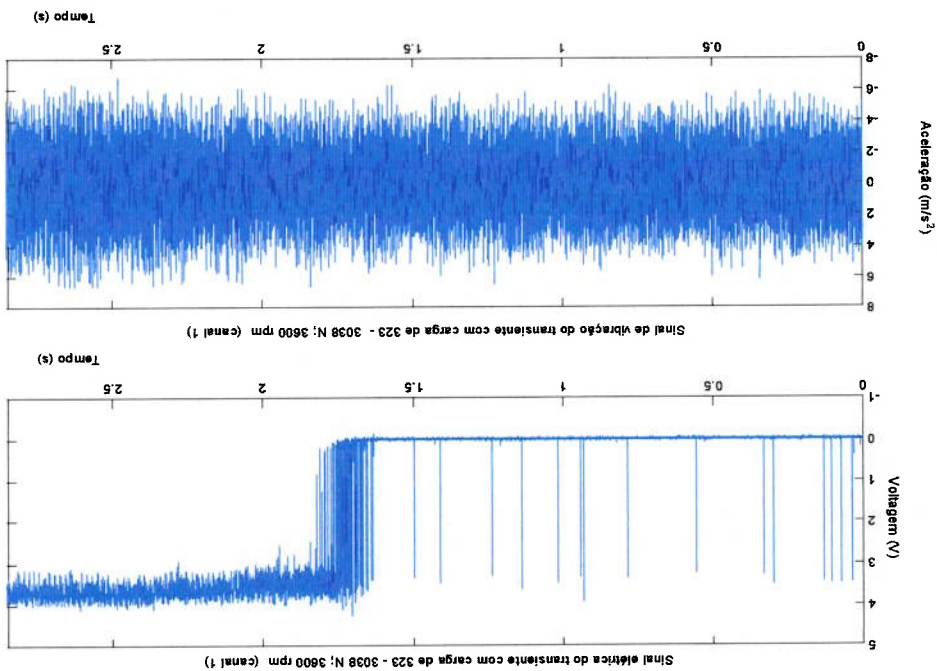


Figura 48 Sinal elétrica e de vibração com e sem contato (canal 3 e 1)

Figura 51 Sinal elétrica e o RMS da vibração com e sem contato (canal 3 e 1)

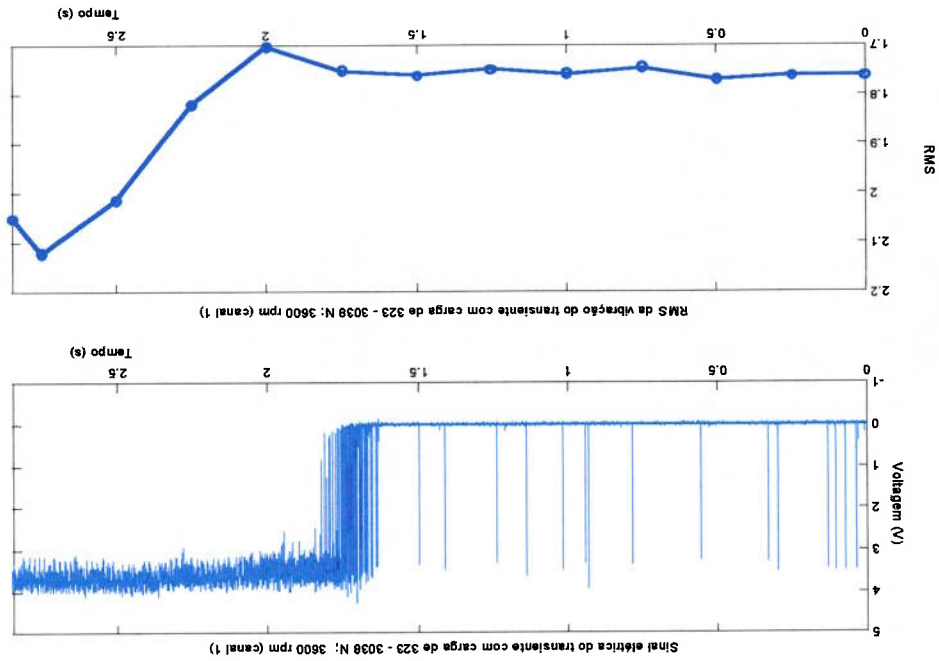
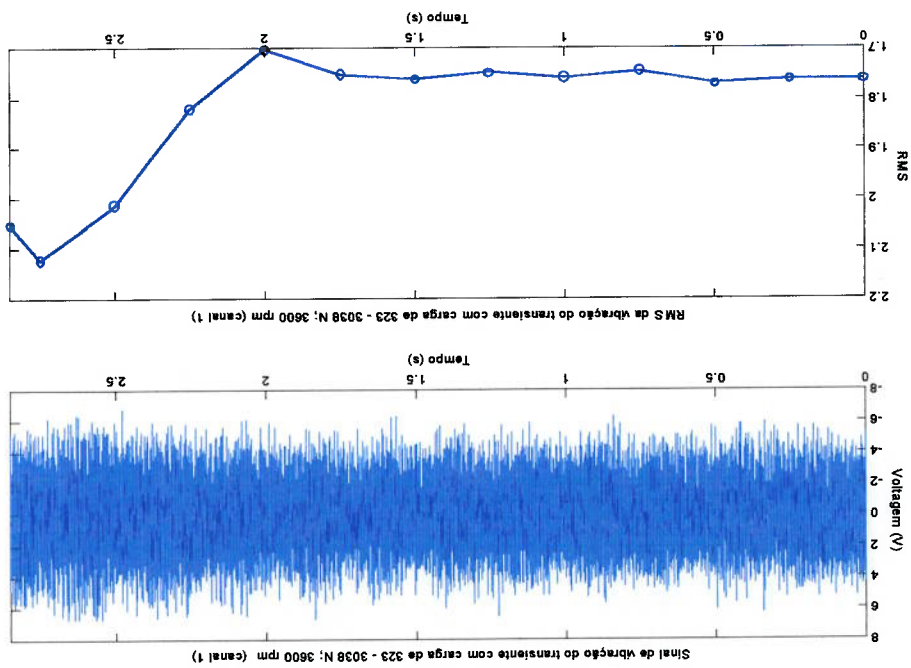


Figura 50 Sinal de vibração e RMS de vibração do transiente (canal 1)



Na Figura 51 pode-se observar que o RMS da vibração tem um incremento quase linear com o tempo, o incremento da carga também foi gradual, até que chegou um ponto, logo a medida da carga desceu um pouco, o comportamento do RMS desce em o ponto máximo. Para fornecer mais informação se apresenta a seguintes sinais que corresponde à coleta de 2 segundos depois do sinal transiente.

A Figura 52 é uma amplificação da Figura 51, onde pode-se observar no instante que muda a sinal elétrico, o RMS da vibração não muda no mesmo instante, demora um pouco para mudar o nível de RMS.

A seguir são apresentados os sinais de maneira semelhante às sinais do comportamento de RMS posterior a esta coleta de contato transiente. As seguintes figuras tem os mesmos detalhes das figuras 48, 49, 50 e 51. Posteriormente são comparados estes sinais.

As figuras 53, 54, 55 e 56, tem os mesmos dados das figuras anteriores são mostrados na mesma escala.

Figura 52 Amplificação da sinal elétrica e o RMS da vibração, colapso do filme

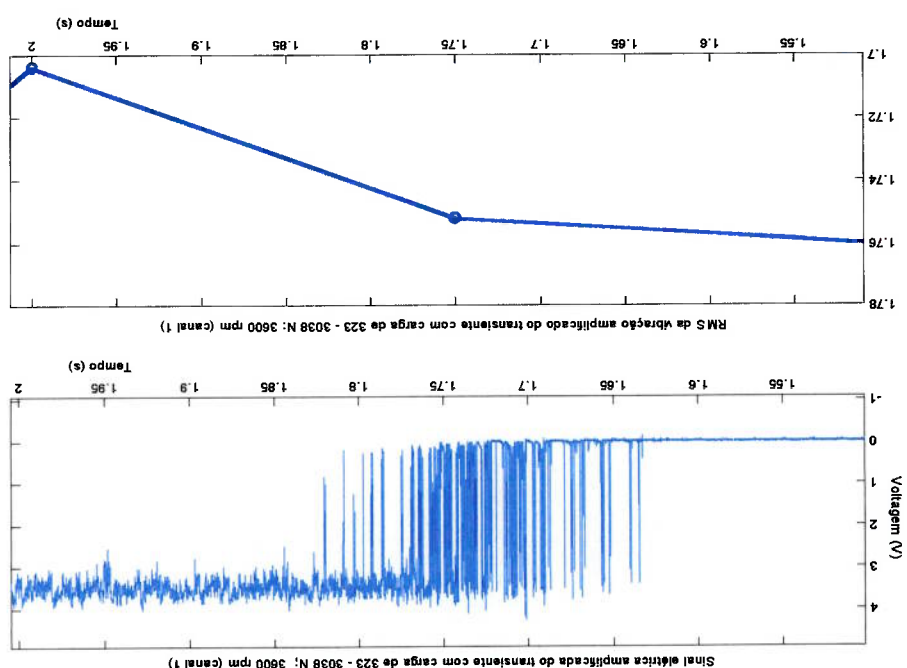


Figura 54 Sinal elétrica e seu respectivo RMS depois do transiente (canal 3)

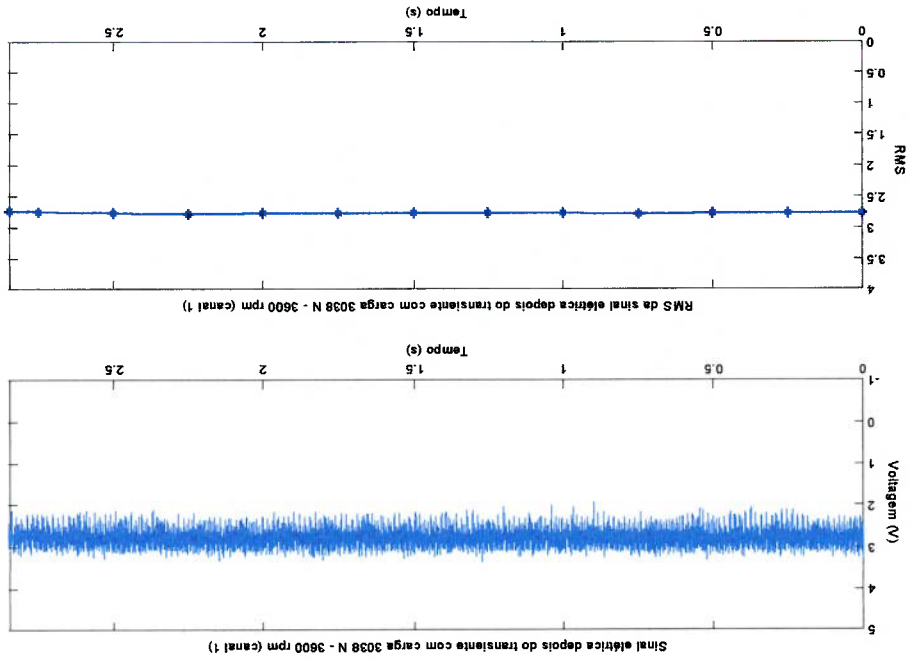
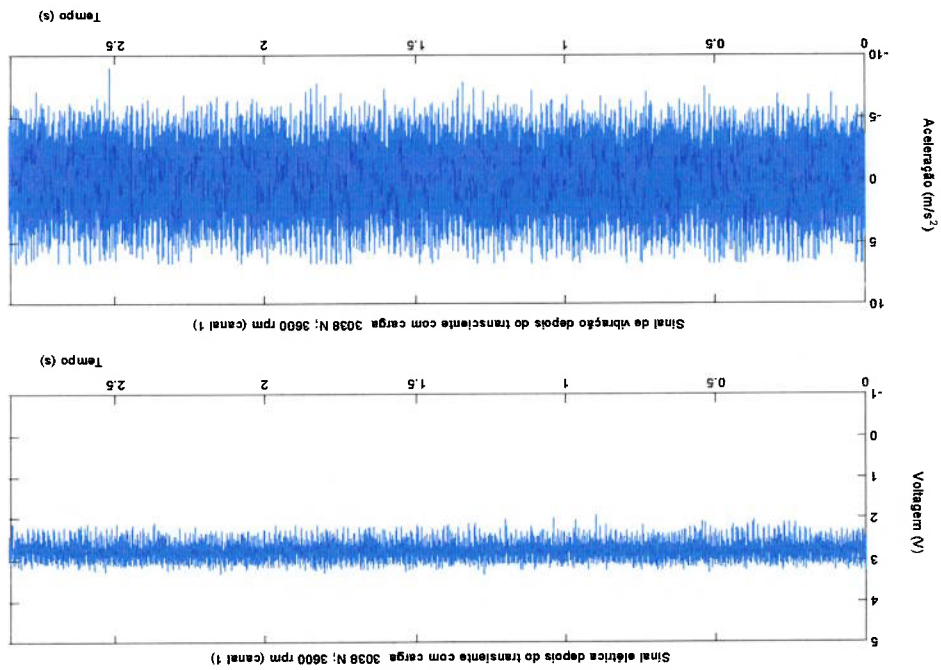


Figura 53 Sinal elétrica e de vibração com contato (canal 3 e 1)



A seguir na Figura 57 compara-se as sinais iniciais de transiente e a posterior a estas, depois a Sinal elétrico com seus respectivos RMS de vibração para cada caso.

Figura 56 Sinal elétrica e o RMS da vibração com contato (canal 3 e 1)

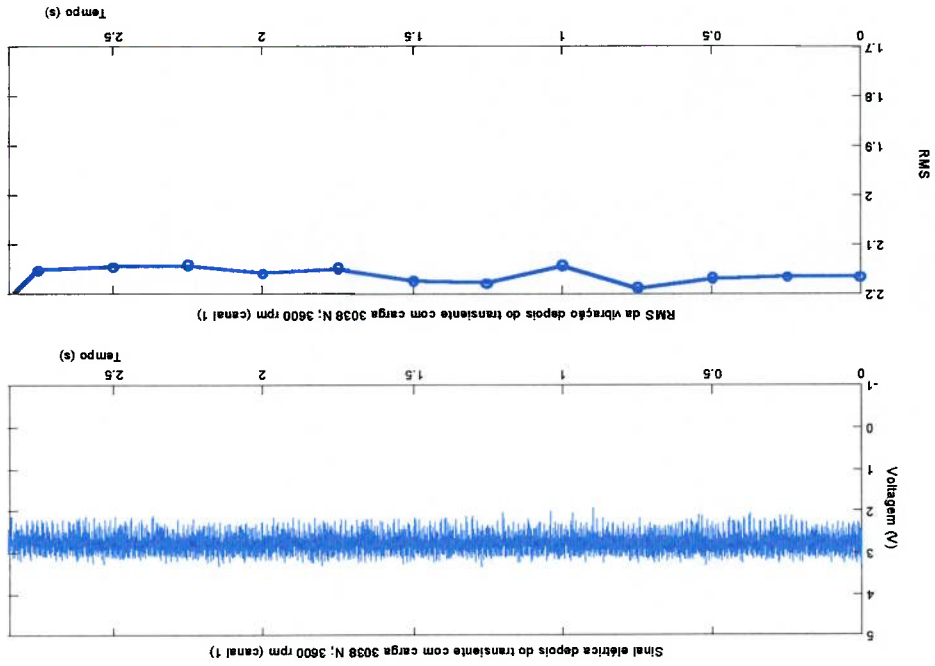
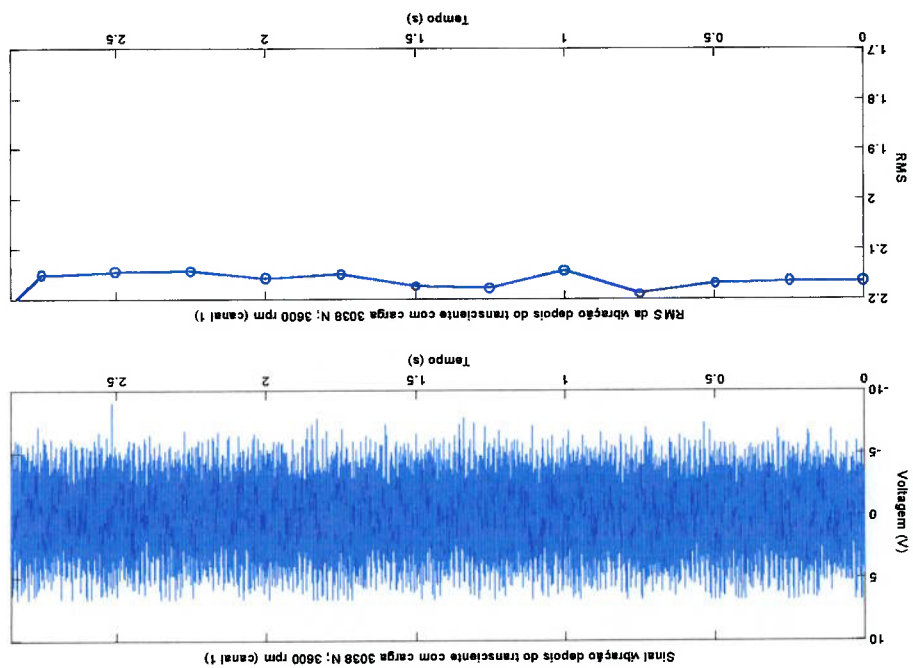


Figura 55 Sinal de vibração e RMS de vibração com contato (canal 1)



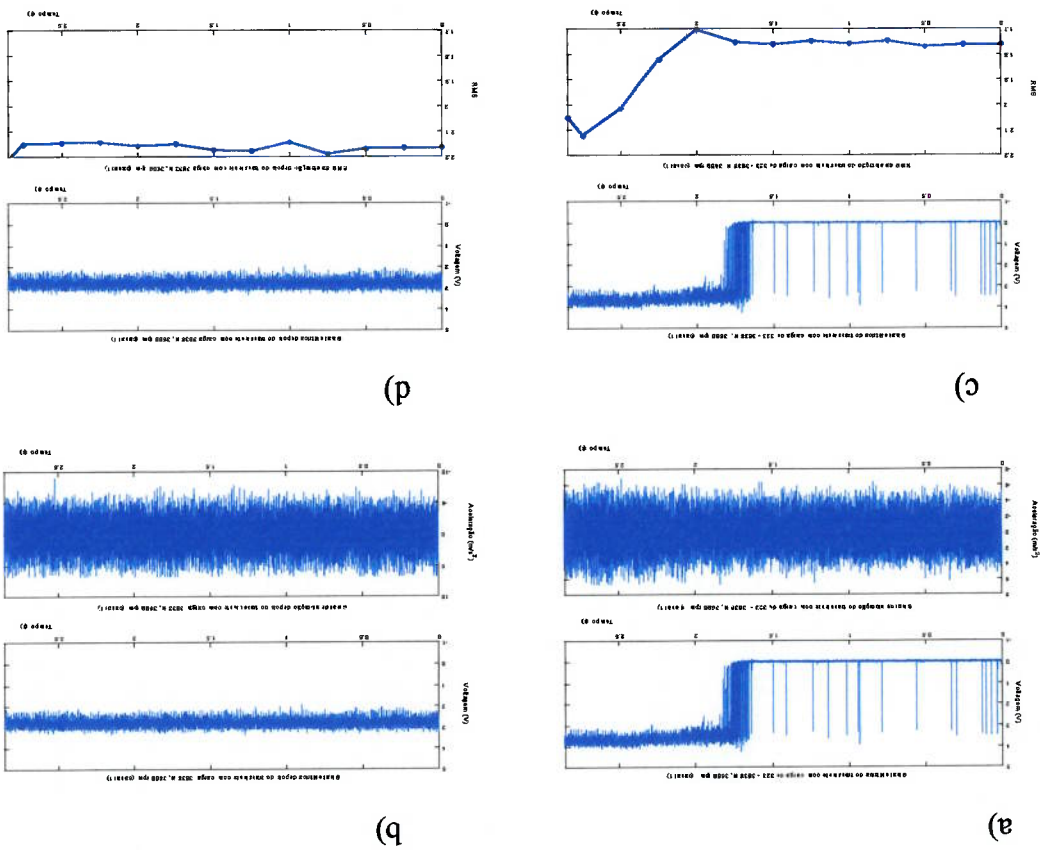


Figura 57 Resumo das Figuras 48, 51, 53 e 56 mostram as duas condições

A Figura 57 confirma que o nível de RMS na condição sem contato e menor que a condição com contato, e o RMS da vibração tem um acréscimo proporcional com a carga, pode-se observar na medida que se aproxima ao colapso do filme a tendência é a diminuir o nível de RMS, depois da ruptura do filme, se acrescenta de maneira proporcionalmente com a carga.

A partir dos resultados obtidos do monitoramento, através do sinal de vibração, do processo de transição e do regime de lubrificação hidrodinâmica ao regime de lubrificação limite, pode-se concluir que:

1. Através de análises de sinais de vibração, pode-se determinar a condição de contato ou não contato entre o eixo e o mancal;
2. A determinação da condição com ou sem contato entre o eixo e o mancal pode ser estabelecida pelo valor de RMS do sinal de vibração. Quando se encontra sem contato o valor de RMS é menor; ao passo que com contato, o valor de RMS é incrementado proporcionalmente à carga. Portanto é possível determinar a condição de lubrificação limite utilizando as características dos sinais no domínio do tempo;
3. Os sinais no domínio da frequência são compostos por harmônicas e não harmônicas. As primeiras seis harmônicas da frequência de rotação apresentam as maiores amplitudes do espectro;
4. As amplitudes das quarta, quinta e sexta harmônicas de rotação aumentam de forma significativa na condição com contato, expressando um maior nível de energia dos sinais de vibração;
5. O contato pode ser detectado pelo valor do RMS, tanto banda de alta frequência como na banda de baixa frequência. A banda de frequência intermediária destas não apresenta um resultado satisfatório;
6. O processo de ruptura do filme em condição de carga transiente (determinado através da mudança do sinal elétrico), demonstra que os sinais de vibração não expressam mudanças imediatas, o RMS demora um certo tempo para atingir um valor estável;
7. O RMS tem dois comportamentos distintos com o valor da carga, enquanto não há contato o RMS praticamente não se modifica com a mudança da carga. Quando há contato, o RMS é diretamente proporcional à carga;

6 CONCLUSÕES

8. Os gráficos experimentais de Raimondi e Boyd são válidos para a predição do comportamento do regime de lubrificação em função do número de Sommerfeld;

Alguma propostas para futuros trabalhos que podem ser sugeridas são:

1. Estudar o comportamento da frequência natural, através de análises de sinais de vibração, para definir a situação de contato ou não contato;
2. Verificar a possibilidade do comportamento de contato se repetir para mancais de deslizamento com outra geometria, outro materiais, outros processos de fabricação, e com diferentes tipos de subministração de óleo entre o eixo e o mancal;
3. Realizar a mesma pesquisa com outros transdutores, como sensores acústicos;
4. Estudar o comportamento dos mancais com diferentes tipos de óleos, bem como óleos contaminados;

- ANNUAL BOOK OF ASTM STANDARDS, ASTM G 40 – 93. Terminology Relating to Erosion and Wear, 1992.
- ARUMUGAM P; SWARNANMANI S. Effects of Journal Misalignment on the Performance Characteristics of Three-lobe Bearings Wear 206, 122 – 129 p. 1997.
- BARBOSA J; PÁDUA A. Tradução do texto original da Turvac Incorporated, Por que o desalinhamento de eixos confunde até mesmo os melhores Programas de Manutenção Preditiva? www.vibra.dynamiconline.com. 1998.
- BEER F. P, e JOHNSNTON E. R. Resistência dos Materiais. Editora Makron Books, 1989.
- BLAU P. J. Friction Science and Technology. Marcel Dekker, inc. 1995.
- BOULENGER A. Vers le Zéro Panne Avec la Maintenance Conditionnelle. 2 ed. AFNOR – 1988.
- CARDOSO I. P. Elaboração de Políticas de Manutenção: uma Abordagem Voltada à Análises de confiabilidade. Tese de mestrado, 2000.
- COHEN L., BOASHASH B. (edit), Time-frequency Signal Analysis. Editorial Longman Cheshire, 1992.
- CONTADOR J.C. Gestão de Operações. 2 ed. Brasil, editora Edgard Blücher, 1998.
- DOUGHTIE V. L., VALLANCE A. Design of machine. Mc Graw – Hill Book Company Inc. 1964.
- GLAESER W. A. Characterization of Tribology Materials - surfaces, interfaces, thin layer. Editor Butterworth-Heinemann, 1993.
- HIRANI H. Rapid Performance Evaluation of Journal Bearing. Tribology International Vol. 30 No 11, 825 – 834 p. 1997.
- ILUC I. Tribology of Thin Layer. Tribology series 4 Elsevier, 57 – 60 p. 1974.

7 BIBLIOGRAFIA

- JAMES L. C. On-Line Detection of Localized Defects in Bearing by Pattern Recognition Analysis. *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 111, 331 - 336 p. 1989.
- JUVINALL R. C. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. Editorial Limusa, 1991.
- LUND J. W. Review of the Concept of Dynamic Coefficients for fluid Film Journal Bearing. *Journal of Tribology*, Vol. 109, 37-41 p. 1987.
- LYONNET P. *Maintenance Planning*, editorial Chapman & Hall 1988.
- MARRAS J. L. *Medidas de Vibração, Uma Ferramenta para Manutenção*. Escola Politécnica USP-1998.
- MEIROVICH L. *Elements of Vibration Analysis*, 2 ed. editor Mc Graw - Hill Book Company 1986.
- MIVAZIMA T. A. *Solução Analítica e Numérica da Equação de Reynolds para Mancal Radial de Deslizamento Hidrodinâmico*. Tese de Mestrado Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1989.
- MOLINARI R. *Desenvolvimento de um Analisador Dinâmico de Mancais de Deslizamento com Base em um Microcomputador*. Tese de Mestrado em Engenharia USP-1986.
- NASCIF X. J. *Manutenção – Tipos e Tendências*. TECEM 2001.
- NEPOMUCENO L. X. *Técnicas de Manutenção Preditiva*. V – 1, editora Edgar Blucher Ltda, 1 ed. São Paulo, 1989.
- PADOVESE R. L. *Apostila do Curso Processamento de Sinais Aplicados à Engenharia Mecânica*. Escola Politécnica USP, 2001.
- QUIAN W. *Seizure failure of Journal-Bearing Conformal Contacts*. *Wear* 210, 8 – 16 p. 1997.
- RAIMONDI A. BOY J. A *Solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to analysis and design*. Parts I, II, and III, trans. ASLE, VOL 1, No 1 159 – 209 p. In *Lubrication Science and Technology*. Pergamon Press, Nueva York, 1958.
- RYMUZA Z. *Energy Concept of the Coefficient of Friction*. *Journal Wear* Volume 199, 187 – 196 p. 1996.

- SHAW M. C. e MACCS FRED, **Analysis and Lubrication of Bearing**, Mc Graw – Hill Book Company Inc. 1949.
- SHIGLEY J. **Standard Handbook of Machine Design**. Mc Graw – Hill Book Company –1986.
- SHIGLEY J. E. **Elementos de Máquinas**. Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. 1984.
- SINATORA A. **Apostila do curso introdução ao estudo de desgaste**. 2000.
- SLAYMARKER R. R. **Diseño y Análisis de Elementos de Máquinas** Centro Regional de Ayuda Técnica Agencia para el Desarrollo Internacional 1969.
- SWANSON L. **Linking Maintenance Strategies**. International Journal Production Economics. Vol. 70, 237 – 244 p. 2001.
- TAYLOR J. I. **The Gear Analysis Handbook**, edit. VCI. 2000.
- TRUMPLER P. R. **Design of film Bearing**. Macmillan, Nueva York, 1966.
- TU CH. CH. C. **Notas de aula – Mancais de deslizamento**. Apostila do curso PMC 791 mancais de deslizamento – 1996.
- WHEELER A. J. **Introduction to Engineering Experimentation**. Edit. Prentice Hall 1996.
- WOWK V. **Machinery Vibration Measurement and Analysis**. Mc Graw – Hill, 1991.
- YOSHITSUGU K. **Maintenance Tribology: Its Significance and Activity in Japan**. Wear 207. 63 – 66 p. 1997.

8 ANEXO A

- Cálculo do diâmetro do eixo.

Para calcular as dimensões do eixo segundo Slaymarker (1969), considere-se dois casos:

CASO I. Cálculo do diâmetro no ponto médio do eixo, considerando-se a viga em dois apoios:

1.1 Considerando-se o eixo constante (Cálculos iniciais)

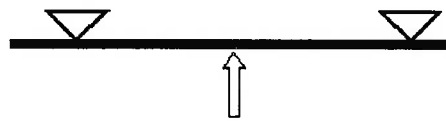


Figura A. 1 Viga apoiada com carga concentrada no centro de um eixo uniforme.

1.2 Considerando-se o eixo com distintos diâmetros. (Cálculos reais)

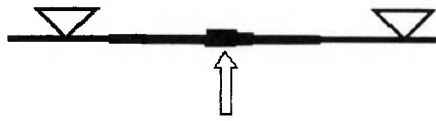


Figura A. 2 Viga apoiada com carga concentrada no centro de um eixo não uniforme.

CASO II. Cálculo das dimensões dos extremos do eixo, considerando-se a viga fixada nos extremos.

2.1 Considerando o eixo uniforme.

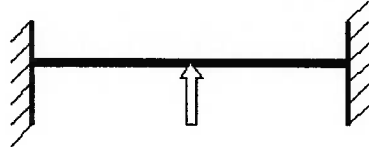


Figura A. 3 Viga fixada com carga concentrada no centro de um eixo uniforme.

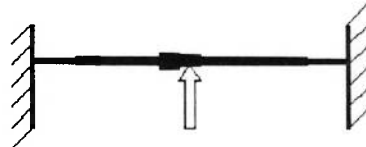


Figura A. 4 Viga fixada com carga concentrada no centro de um eixo.

• Viga em dois apoios considerando-se o eixo constante

No caso do item 1.1 os cálculos do eixo realizam-se com procedimentos estabelecidos por Shigley (1984). A partir dos diagramas de esforço e momento fletor, obtêm-se os esforços do material, conforme a figura A5.

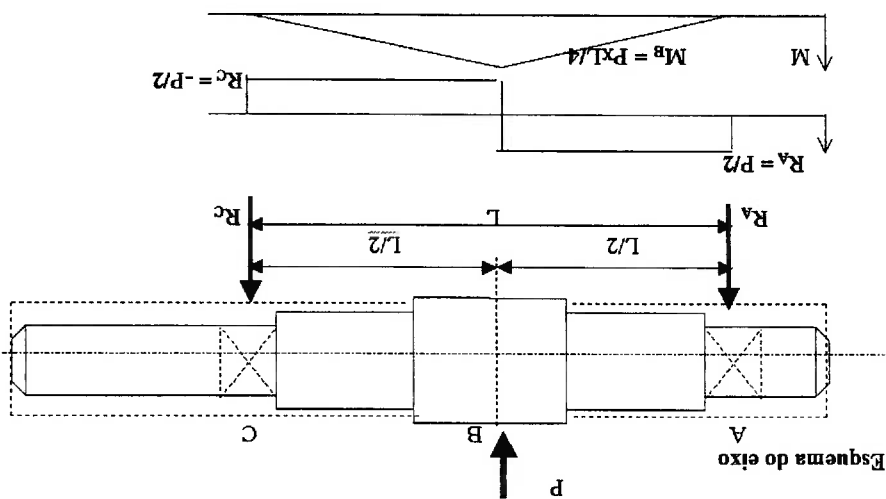


Figura A. 5 Diagrama da força cortante e momento fletor.

A partir da Figura A. 5, observa-se que o valor da carga (\$P\$) é igual 9800 Newton e a distância entre os mancais (\$L\$) é igual a 0,5 metros.

$$M_{B \max} = \frac{P.L}{4} ; \quad (A.1)$$

$$M_{B \max} = 1225 \text{ Nm}$$

Material selecionado Aço 1045

Esforço de ruptura: $\sigma_r = 638 \text{ MPa} = 92,6 \text{ kpsi}$;

Esforço de escoamento: $\sigma_e = 414 \text{ MPa} = 60 \text{ kpsi}$;

Módulo de elasticidade: $E = 207 \text{ GPa}$;

• Cálculo pelo critério de tensão de cisalhamento máxima

$$\tau_{MAX} = \frac{1}{2} \left(\sigma_x + \sigma_y \right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (A.2)$$

$$\sigma_x = 32 \times M / (\pi \times d^3); \sigma_y = 0; \tau_{xy} = 16 \times T / (\pi \times d^3)$$

$$\tau_{MAX} = \frac{1}{2} \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right) + \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)^2} \quad (A.3)$$

$$\tau_{MAX} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}; \quad \text{Se}$$

$$\tau_{MAX} = S_e/2 \quad (A.4)$$

$$d_{eTCM} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_s}{\pi S_e} \sqrt{M^2 + T^2}} \quad (A.5)$$

η_s é o fator de segurança $> 1,2 - 1,9$, sendo selecionado $\eta_s = 1,7$

$$d_{eTCM} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,7}{\pi \times 414 \times 10^6} \sqrt{1225^2 + 0^2}}$$

$$d_{eTCM} = 3,71 \times 10^{-2} \text{ m Ou } d_{eTCM} = 37,1 \text{ mm}$$

• Cálculo pela energia da distorção máxima

$$d_{eMD} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_s}{\pi S_e} \sqrt{M^2 + \frac{4}{3} T^2}} \quad (A.6)$$

$$d_{eMD} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,7}{\pi \times 414 \times 10^6} \sqrt{1225^2 + \left(\frac{4}{3}\right) (0)^2}}$$

$$d_{eMD} = 3,71 \times 10^{-2} \text{ m Ou } d_{eMD} = 37,1 \text{ mm}$$

• Cálculo considerando a fadiga

$$d^{e_{FADIGA}} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{32n_{ss}} \left[\left(\frac{M}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{T}{Se} \right)^2 \right]} \quad (A.7)$$

• Cálculo de S_n

$$S_n = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_u$$

Cálculo de S_n'

Para carga com flexão $N' > 10^6$

A Figura A. 6, fornece a informação pelo número de rotações projetada.

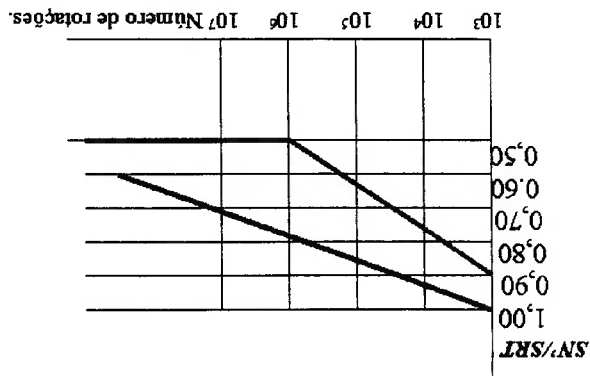


Figura A. 6 Fator de fadiga x número de rotações.

$$S_n' = \frac{\sigma}{2} \quad (A.8)$$

O valor do esforço da fadiga depende do material.

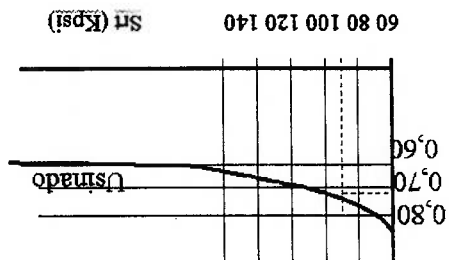
$$S_n' = \frac{638 \times 10^6}{2} ; \quad S_n' = 319 \times 10^6 \text{ MPa}$$

• Cálculo da Constante de Acabamento (K_a)

Dados: acabamento com superfície usinada
 $\sigma_u = 92,5 \text{ MPa} = 92,5 \text{ Klb/pol}^2 = 92,5 \text{ Kpsi}$.

A partir da Figura A. 7, considera-se para eixos usinados o valor de $K_a = 0,75$.

Figura A. 7 Fator de acabamento x esforço último do material



- **Cálculo da constante de dimensionamento da peça Kb**
A Tabela A.1 fornece os fatores de dimensionamento do eixo:

Kb	Diâmetro
1	D ≤ 7,6 mm.
0,85	0,30 < D < 50 mm
0,75	D > 50 mm.

Tabela A.1. Constante de dimensionamento.

O valor da constante Kb é definido em 0,75.

- **Cálculo da constante de confiabilidade Kc**

$$Kc = 1 - 0,08Zr \quad (A.9)$$

O valor de Zr é determinado da Tabela A. 2.

Tabela A. 2 Relação de sobrevivência

Confiabilidade fator de sobrevivência	Zr
90 %	1,288
95 %	1,645
99 %	2,326
99,9 %	3,091
99,99 %	3,719

A partir da Tabela A. 2, para uma confiabilidade 0,999:

$$Zr = 3,091 \text{ e } Kc = 0,753$$

- **Cálculo da constante de temperatura (Kd)**

$$Kd = \frac{344,4}{273,3 + T} \quad (A.10)$$

Para $T > 71^\circ\text{C}$; para 70°C $Kd = 0,988$

• **Cálculo da constante de concentração de tensões (K_t)**

O critério admitido para o esforço máximo é $\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_0 \cdot M$.

K_t é o fator de entalhe

σ_0 é o esforço nominal sem entalhe:

$$\sigma_0 = \frac{M \cdot c}{I} \tag{A.11}$$

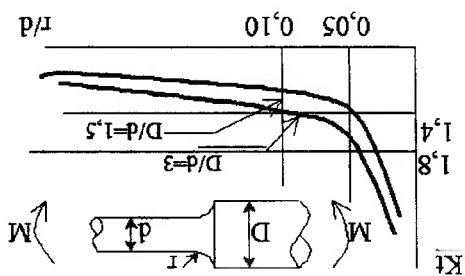


Figura A. 8 Fator de entalhe x relação de raio de entalhe com diâmetro menor.

Além da Figura A. 8, pode-se também obter K_t através da equação A.12:

$$K_t = 1,68 + 124 \arccos \left(\frac{D}{d} \right) - \frac{d}{r} \left[2,82 + 11,6 \arccos \left(\frac{D}{d} \right) \right] + \left(\frac{d}{r} \right)^2 \left[5,71 + 29,6 \arccos \left(\frac{D}{d} \right) \right]$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} \tag{A.12}$$

$$\tag{A.13}$$

No centro do eixo não há variação do diâmetro (K_e = 1,0).

• **Cálculo da constante da relação do entalhe K_f**

K_f é igual a razão da fadiga sem entalhe pela fadiga com entalhe ou pode ser

definida pela equação A.14:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \tag{A.14}$$

Onde q é a sensibilidade que é obtida de gráficos experimentais para cada tipo de

material, conforme a figura A.9.

A primeira está próxima à medida calculada, considerando que deve ser um pouco maior para o usinado e para o apoio do rolamento seleciona-se de 2 1/2.

Barra redonda de diâmetro $D_1 = 2 \frac{1}{4}$ polegada = 57,15 mm.
 Barra redonda de diâmetro $D_2 = 2 \frac{1}{2}$ polegada = 63,5 mm.

seguinte para:

A partir do cálculo inicial e dos produtos em barras redondas de aço tem-se o

$$d_{\text{FADIGA}} = 5,52 \times 10^{-2} \text{ mt. Ou } d_{\text{FADIGA}} = 55,2 \text{ mm}$$

$$d_{\text{FADIGA}} = \left[\frac{32 \times 1,8}{\pi} \sqrt{\left(\frac{133,495 \times 10^6}{1225} \right)^2 + \left(\frac{0}{Se} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Se } n_{es} = 1,8$$

0,75	0,75	0,753	0,988	1	319×10^6	$133,495 \times 10^6$
K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	S_n (MPa)	S_m (MPa)

Tabela A.3. Resultados das constantes e do esforço por fadiga

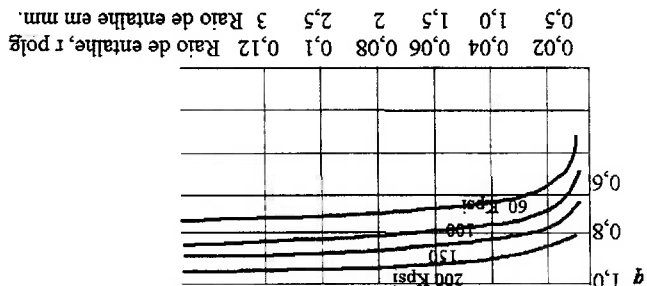
$$SN = K_a K_b K_c K_d K_e S_n' \quad (A.15)$$

$K_f = 1$ não tem entalhe.

alternada ou axial.

A Figura A. 9 mostra a sensibilidade de agos submetidos à carga de flexão

Figura A. 9 Fator de sensibilidade x raio de entalhe



A parte crítica encontra-se na descontinuidade de R_2 e R_3 , como pode ser observado na Figura A.10.

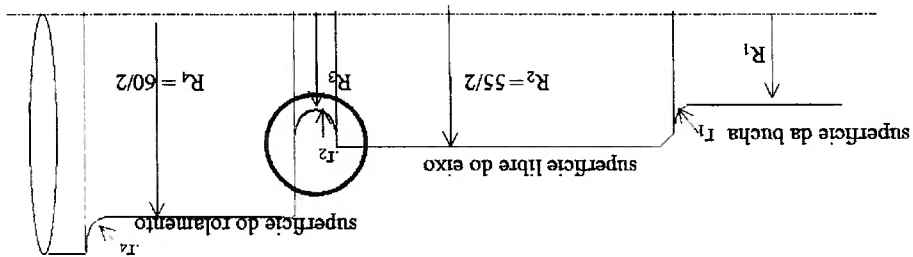


Figura A.10 Detalhe do eixo observando a parte crítica do eixo

Considerando-se o entalhe r_{23} como a parte crítica:

Pelas medidas do eixo tem-se que o diâmetro interior do rolamento da esfera dever ser igual a 60 mm; a largura é selecionada com as características da velocidade máxima e carga máxima.

A seguir determina-se a largura do rolamento e as dimensões do anel de segurança:

• Seleção do rolamento

Pelas características da carga perpendicular e pelas vantagens do uso de um torque de atrito pequeno, seleciona-se o rolamento de esferas, visto que “produz baixo ruído e vibrações em altas velocidades de rotação” (Catálogo de NSK). Neste trabalho precisa-se de um rolamento blindado já que seus lados laterais são desprotegidos.

Cálculo da carga dinâmica segundo a norma ISSO (equação A.16):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (\text{A.16})$$

L_{10} : Vida nominal em milhões de revoluções

C: Capacidade de carga dinâmica
 P: Carga dinâmica equivalente, igual à carga do sistema a máxima (9800 N).

Calculamos um tempo de vida para o rolamento com o seguinte critério:

- Tempo de pesquisa de 10 semanas, dos quais é considerado um funcionamento de 3 horas diárias e 4 dias por semana, obtendo-se 120 horas de funcionamento com a velocidade máxima do motor 3380 rpm; então: $Lh = 24,33 \times 10^6$ rotações.

A partir da tabela do catálogo geral da SKF de relação de carga C/P para diferentes vidas, obtém-se para:

$$L_{10} = 25 \text{ milhões de revoluções correspondem à } C/P = 2,92$$

Sendo C igual a 28616 N.

Seleciona-se segundo o catálogo SKF, um rolamento de diâmetro interior de 60 mm que suporta uma carga dinâmica maior que 28616 N e possua uma vedação em ambos os lados: as características do modelo 6012-2Z r são as seguintes:

Carga dinâmica é 29600 N; o diâmetro exterior é 95mm. O comprimento B é 18 mm. O raio de entalhe para encoste r_4 é 1 mm; e diâmetro de encoste interior é 66,5 mm.

Com estes dados pode-se concretizar os cálculos do anel de segurança no eixo.
 A tolerância k5, segundo o catálogo NSK para eixos de 18 até 100 mm de diâmetro, foi escolhida para ajuste do rolamento.

• Seleção do anel de segurança

A seleção se faz pelo catálogo da Screw Center denominado como anéis de retenção para eixos de diâmetro igual a 58 mm e escolhe-se o modelo 501.058, cuja velocidade máxima é igual a 8200 rpm. As cargas permitidas são $P_N = 43414$ N e $P_R = 69678$ N e as dimensões da ranhura são diâmetro interior de ranhura igual a 55 mm e a espessura de ranhura igual a 2,15 mm com uma tolerância 0,30.

• Viga em dois apoios considerando-se o eixo não uniforme

Tomando-se o caso 1.2:

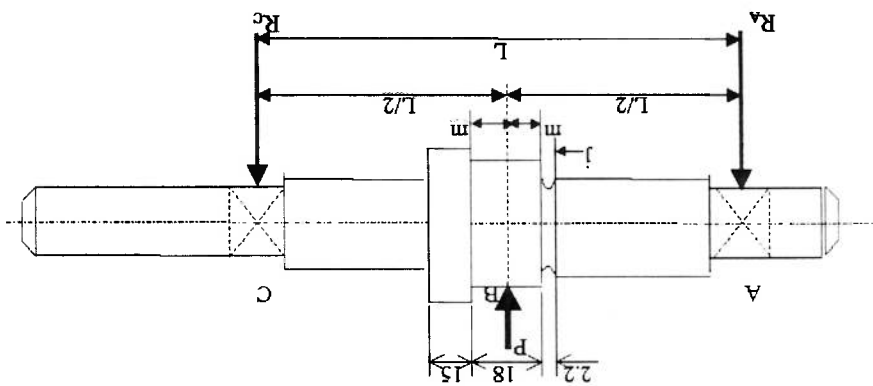


Figura A.11. Dimensões do eixo considerando-se os diâmetros calculados.

O esquema do eixo é esboçado na figura A.12.

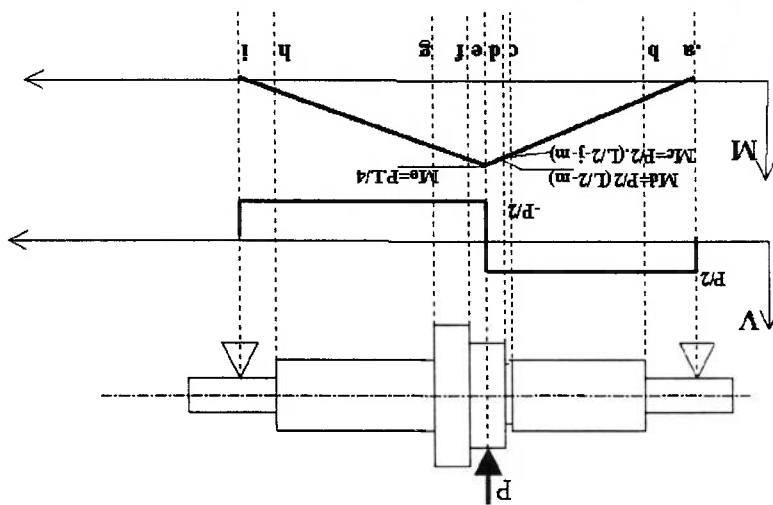


Figura A. 12 Diagrama do esforço de corte e momento fletor.

A partir do cálculo anterior do eixo, modificam-se dois dados:

- i) O momento fletor máximo é um pouco menor que o estimado inicialmente;
- ii) O fator de entalhe que apresenta diâmetros $D = 58$ e $d = 56$ mm;

$$M_c = 1170,12 \text{ Nm}$$

$$\eta_{cs} = \frac{32x \left(\frac{1170,12}{90,12 \times 10^6} \right)}{0,056^3 x \pi} \quad \eta_{cs} = 1,32$$

$$d^{cFADIGA} = 5,56 \times 10^{-2} \text{ m. Ou } d^{cFADIGA} = 55,6 \text{ mm}$$

$$d^{cFADIGA} = \left[\frac{32x1,3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1170,12}{90,12 \times 10^6} \right)^2 + \left(\frac{Se}{0} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Se } \eta_{cs} = 1,3$$

(figura A.12).

Considere-se o comprimento (a-c) igual a 240 mm do momento no ponto c

0,75	0,75	0,753	0,988	0,6751	319x10 ⁶	90,12x10 ⁶
Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Sn'(MPa)	Sn(MPa)

Tabela A. 4 Resultado das constantes e esforço por fadiga.

$$\text{Sendo } Kf = 1+q.(Kt-1), Kfe = 1,481 \text{ e } Ke = 0,6751.$$

sensibilidade (q_c) é igual a 0,75.

da Figura A. 9, para um material de 92 kpsi de esforço e 1 mm de raio de entalhe, a

Substituindo os dados (na equação A.12), calcula-se Kt igual a 1,641. A partir

O raio de entalhe é $r_2 = 1 \text{ mm}$.

$$Kt = 1,68 + 124 \arccos \left(\frac{D}{d} \right) - \frac{d}{r} \left[2,82 + 11,6 \arccos \left(\frac{D}{d} \right) \right] + \left(\frac{d}{r} \right)^2 \left[5,71 + 29,6 \arccos \left(\frac{D}{d} \right) \right]$$

O fator de entalhe (Kt) é determinado pela equação A.12.

Tabela A.5. Avaliação dos resultados com respeito ao coeficiente de Segurança. O coeficiente de segurança esta dentro da faixa $1,2 - 1,9>$ permitido.

entalhe	d	D	Kt	Q	Kf	Ke	Sn	M	d _{proj}	η_{s}
Tramo c	1	56	1,641	0,75	1,481	0,6751	$90,12 \times 10^6$	1170,12	56	1,327
Tramo d	1	56	1,641	0,75	1,481	0,6751	$90,12 \times 10^6$	1180,90	56	1,315
Tramo f	1	60	1,644	0,75	1,483	0,6741	$89,99 \times 10^6$	1180,90	60	1,616
Tramo g	1	58	1,643	0,75	1,482	0,6746	$90,05 \times 10^6$	1107,4	58	1,557

Observa-se da Tabela A.5 que o coeficiente de segurança é maior a 1,3.

• **Viga fixada ao eixo uniforme.**

Caso 2.1 - carga concentrada no centro com a viga fixada nos extremos.

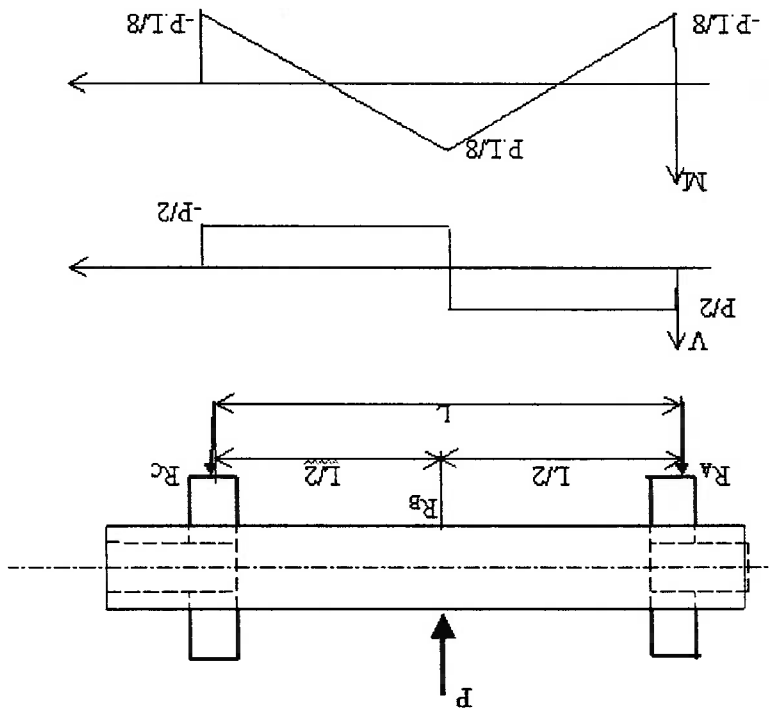


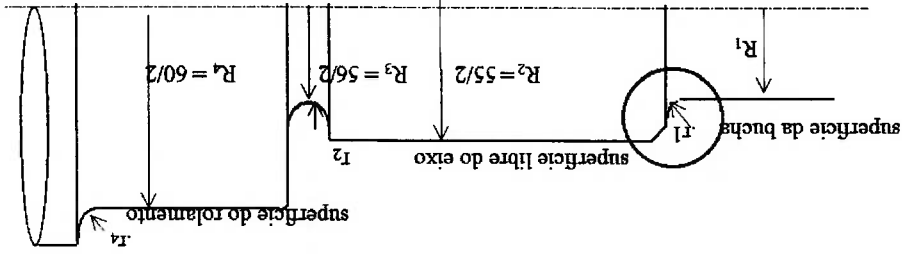
Figura A.13. Diagrama do esforço de corte e momento fletor da viga fixada.

Considera-se na Figura A.13 a carga $P = 9800 \text{ N}$ e $L = 0,5 \text{ m}$.

$$M_{a \max} = \frac{P L}{8} ;$$

$$M_{a \max} = 612,5 \text{ Nm}$$

mancal
 Figura A.14. Detalhe do eixo observando-se a parte crítica do eixo próximo ao



R_2 pelo entalhe r_1 , como é mostrado na Figura A.14. A parte crítica acontece na descontinuidade do diâmetro localizado entre R_1 e

$$d_{FADIGA} = 4,38 \times 10^{-2} \text{ m. Ou } d_{FADIGA} = 43,8 \text{ mm}$$

$$\text{Se } \eta_{as} = 1,8; \quad d_{FADIGA} = \left[\frac{32 \times 1,8}{612,5} \sqrt{\frac{\pi}{133,495 \times 10^6}} \right]_3^1$$

0,75	Ka	0,75	Kc	0,753	Kd	0,988	Ke	1	Sn (MPa)	319 × 10 ⁶	Sn (MPa)	133,495 × 10 ⁶
------	----	------	----	-------	----	-------	----	---	----------	-----------------------	----------	---------------------------

Tabela A.6. Resultado das constantes e do esforço por fadiga.

Calculo considerando-se a fadiga.

$$d_{AMD} = 2,95 \times 10^{-2} \text{ m. Ou } d_{AMD} = 29,5 \text{ mm.}$$

$$d_{AMD} = \left[\frac{32 \times 1,7}{612,5^2 + \frac{4}{3} \times 0} \sqrt{\frac{\pi \times 414 \times 10^6}{133,495 \times 10^6}} \right]_3^1$$

- Calculo pela energia da máxima distorção

$$d_{ATCM} = 2,95 \times 10^{-2} \text{ m. Ou } d_{ATCM} = 29,5 \text{ mm.}$$

$$d_{ATCM} = \left[\frac{32 \times 1,7}{612,5^2 + 0^2} \sqrt{\frac{\pi \times 414 \times 10^6}{133,495 \times 10^6}} \right]_3^1$$

Considera-se $\eta_{as} = 1,7$

- Calculo pelo critério de tensão de cisalhamento máxima

Precisa-se de dados sobre as dimensões do mancal; um primeiro critério fornece o cálculo anterior de $d_a = 43,8$ mm, assim o diâmetro seguinte pode ser 45 ou 50 mm de diâmetro do mancal; sendo o valor de 50 mm é uma medida mais comum para obter materiais na construção da bucha e dos retentores.

Os cálculos para o mancal foram realizados no capítulo 3. Nesta parte considera-se o dado geométrico de comprimento do mancal, para continuar os cálculos do eixo.

• **Dimensões da bucha**

A partir das dimensões finais da bucha, mostrada na Figura 18, consideram-se diâmetro exterior igual a 72 e comprimento igual a 110 mm na construção do eixo.

• **Viga fixada ao eixo não uniforme.**

Caso 2.2 - carga concentrada no centro

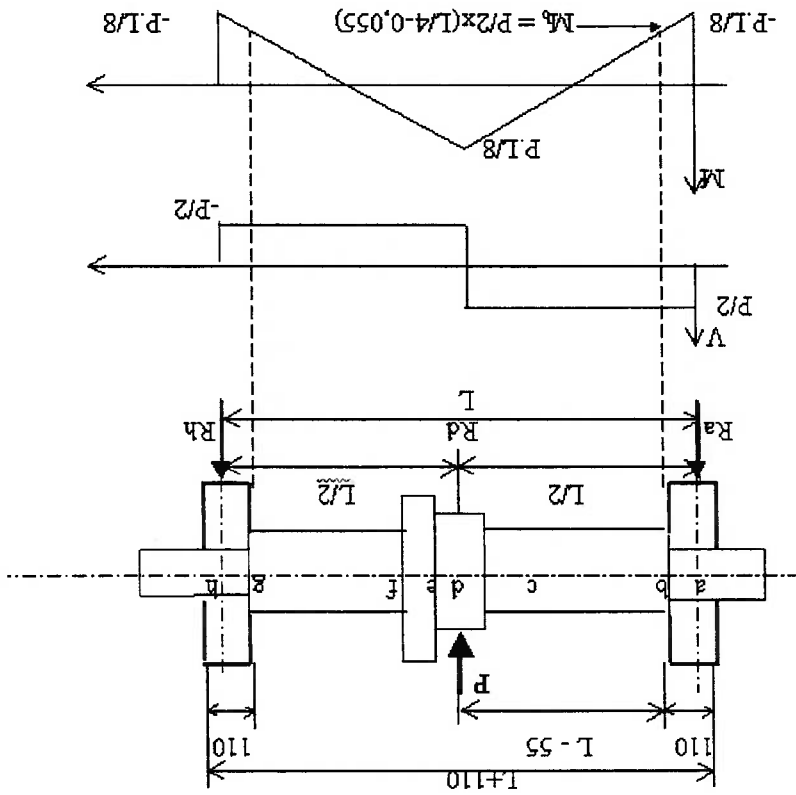


Figura A. 15 Diagrama do esforço de corte e momento flector da viga embutida.

Neste caso, calcula-se para o "ponto b" ou "ponto h". Considerando o raio de entalhe $r = 1$ mm. neste caso o diâmetro menor d é 50 e diâmetro maior D é 58 então Kt_b é 1,636 e q_b é 0,75

Pelo que $K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$; $K_f = 1,477$; $K_e = 0,677$; $M_b = 343$ NW.m

Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Sn'(MPa)	Sn(MPa)
0,75	0,75	0,753	0,988	0,677	319×10^6	$90,37 \times 10^6$

Tabela A. 7 Resultado das constantes e o esforço por fadiga.

Se $\eta_{bs} = 1,8$

$$d_{bFADIGA} = \left[\frac{32 \times 1,8 \cdot \pi}{\sqrt[3]{\frac{343}{90,37 \times 10^6}}} \right] ; \quad d_{bFADIGA} = 41,1 \text{ mm}$$

Tabela A. 8 Avaliação do coeficiente de segurança por partes.

Tramo	Øa	Øb	Øh	Ø!
Diâmetro calculado	43,8	41,1	41,3	43,8
η_{bs}	1,8	1,8	1,8	1,8

Da Tabela A. 8 observa-se que o coeficiente de segurança é grande o que significa que não é crítica esta parte.

As dimensões finais do eixo é mostrado na seguinte figura.

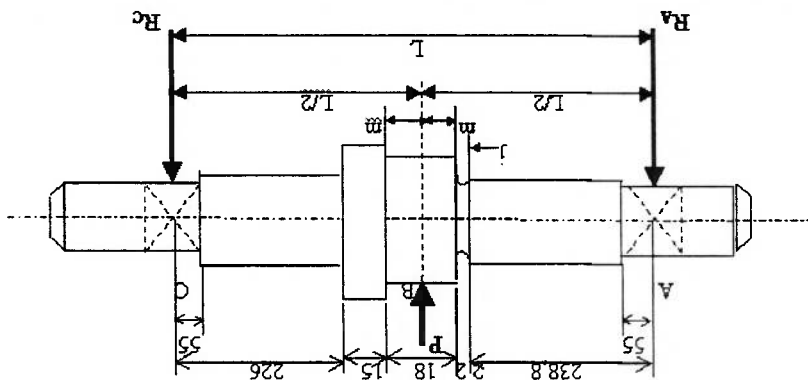


Figura A. 16 Dimensões do eixo entre os mancais

• **Cálculo dos ângulos de deflexão e flecha máxima do eixo.**

Estes cálculos podem ser realizados através de um programa de elementos finitos ou um software com programas estabelecidos onde se introduz a figura com seus dimensões e os dados das condições de trabalho e produz as deformações gráficas e os valores em cada ponto do elemento. Neste caso possível calcular a frequência natural do eixo de mesmo modo. Neste caso calculo-se com a teoria do livro de Beer e Johnston (1989)

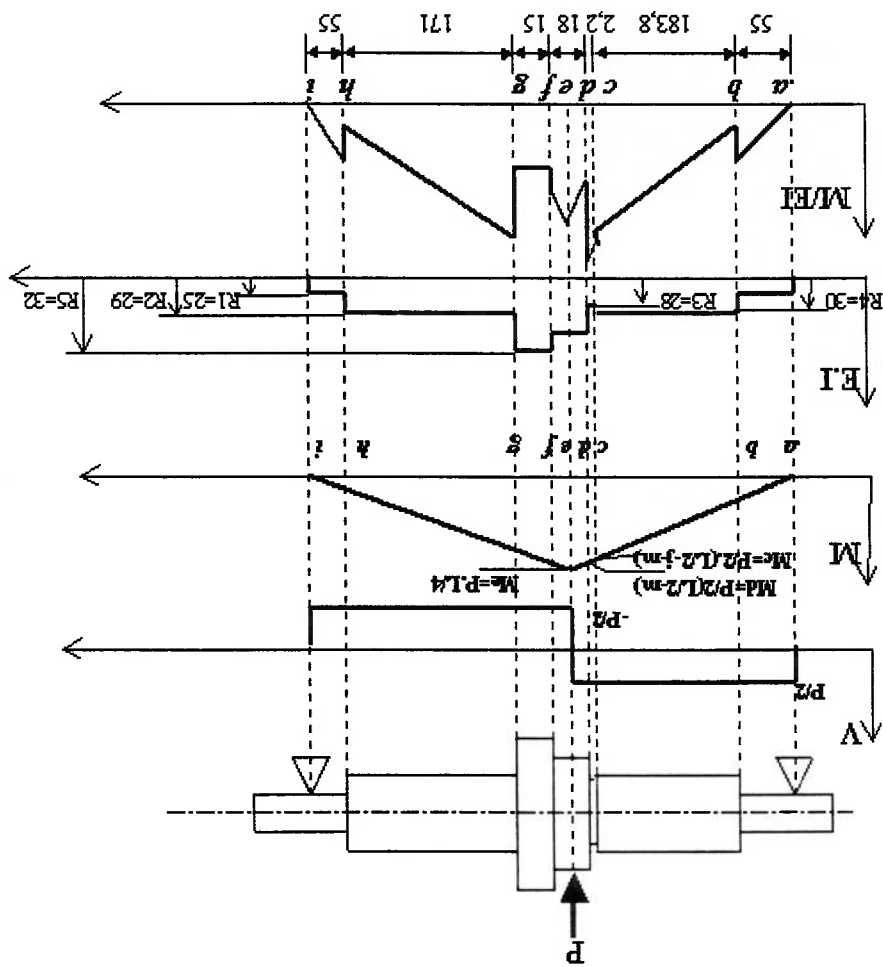


Figura A. 17 Diagrama de Esforço de Torção, Momento Fletor, E.I x Longitude e M/EI x Longitude.

Calculam-se as deformações do eixo, neste caso o ângulo e a flecha máxima os quais são determinados pelo método do diagrama de momento fletores. Para isso, determinamos primeiro os diagramas (M/EI) logo calculamos as áreas e o ângulo no ponto *a* depois a flecha máxima.

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$I_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Tabela A. 9 Cálculo do ângulo a pelo método de deflexão da viga.

Tramo a-b		Tramo b-c		Tramo c-d		Tramo d-e	
Distância (mm)	55	238,8	241	56	60	250	
Diâmetro	50	58	56	50	60	50	
Longitude (mm)	55	183,8	22	9	4900	4900	
V (N)	4900	4900	4900	4900	4900	4900	
M (Nm)	0	269,5	1170,12	1170,12	1180,9	1180,9	1225
EI(Nm ²)	63506,80462	114987,9201	99929,18656	131687,7101	131687,7101	131687,7101	131687,7101
M/EI(x10 ⁻⁶ mm ⁻¹)	0	4,2436	2,3437	10,2	11,7	11,8	8,97
Area x10 ⁻³	0,1167	1,151	0,2259	0,0822	0,1167	0,1167	0,1167
Centroide (mm)	Resp. b	Resp. i	Resp. c	Resp. i	Resp. d	Resp. i	Resp. e
	18,33	463,33	72,74	333,94	1,098	260,1	4,472
	54,070917	384,214	6,731	20,921	20,921	254,47	254,47
Flèche $\Sigma t_i^3 \times 10^{-3}$							
	0,675517404						
Ángulo $\alpha = \Sigma t_i^3/L$	0,001351035 (t ³ /L)						
	0,001351035						
Área acumulada	0,0001167	0,001267	0,001293	0,001375			

Tramo e-f		Tramo f-g		Tramo g-h		Tramo h-i	
Distância (mm)	259	274	445	500			
Diâmetro	60	64	58	50			
Longitude (mm)	9	15	171	55			
V (N)	-4900	-4900	-4900	-4900			
M (Nm)	1225	1180,9	1180,9	1107,4	1107,4	269,5	269,5
EI(Nm ²)	131687,7101	170474,7806	114987,9201	63506,80462	63506,80462	63506,80462	63506,80462
M/EI(x10 ⁻⁶ mm ⁻¹)	9,3	8,97	6,93	6,5	9,63	2,34	4,24
Area x10 ⁻³	0,0822	0,101	1,024	0,1167	0,1167	0,1167	0,1167
Centroide (mm)	Resp. f	Resp. i	Resp. g	Resp. i	Resp. h	Resp. i	Resp. i
	4,5275	245,52	7,545	233,545	103,40	158,40	36,666
	8	0,200186	0,023515	0,1616	0,004279	0,004279	0,004279
Flèche Σt_i^3							
	0,0200186						
Ángulo $\alpha = \Sigma t_i^3/L$	0,001458	0,001558	0,002582	0,002699			

• Cálculo do ponto de máxima deflexão.

O ponto de máxima deflexão deve estar na área equivalente ao ângulo α .

A Figura A 18 mostra o área total do diagrama, onde pode-se determinar o área e por tanto o ângulo de deflexão que se encontra relacionado ao área. a seguir calcula-se o ponto de máxima deflexão esse ponto só pode estar onde a pendiente do ângulo é

zero

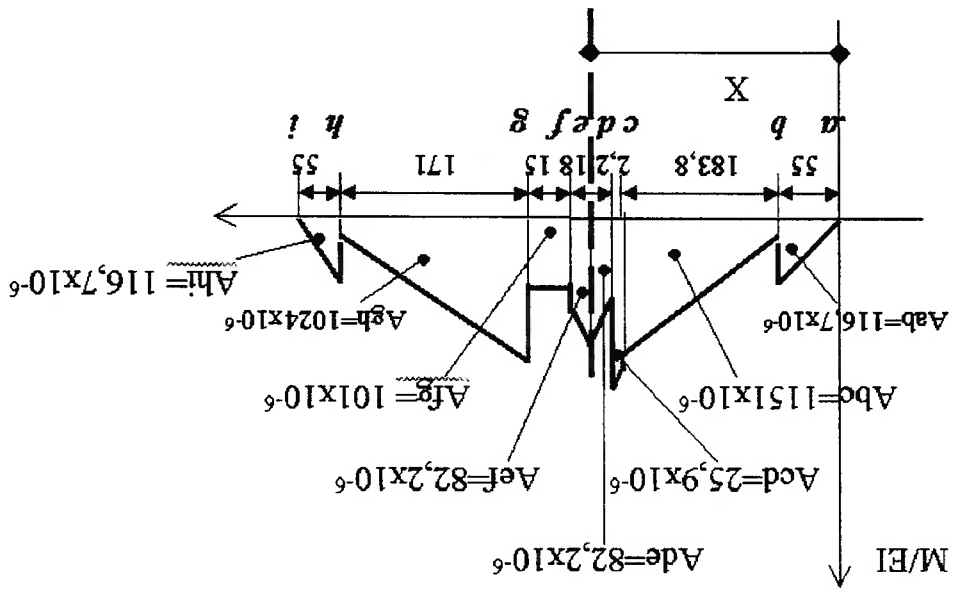


Figura A. 18 Diagrama M/EI x comprimento do eixo entre os mancais.

Da Figura A. 18, observa-se que o ponto de máxima deflexão encontra-se no

tramo $d-e$

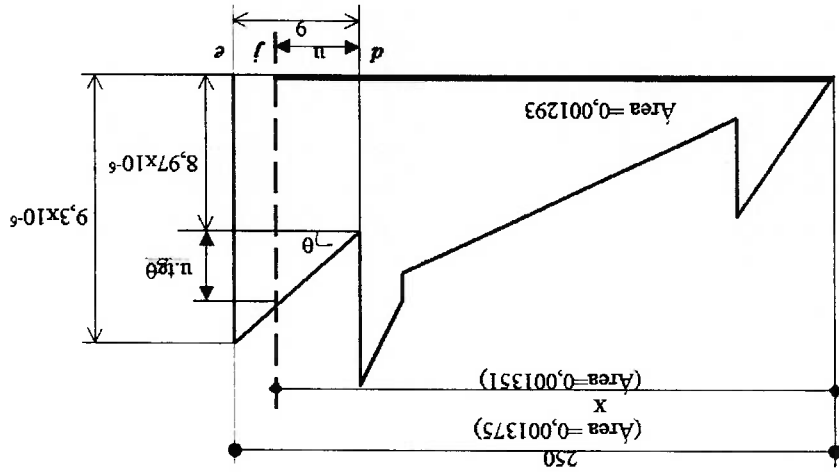


Figura A. 19 Diagrama M/EI x comprimento do eixo entre o mancal e o ponto de máxima deflexão.

Da Figura A. 19 observa-se que:

$$Area\ de\ d-j = 0,000058$$

Área de d-j em função de u

$$Adj = 9n + \frac{n^2 \operatorname{tg} \theta}{2} \text{ da figura temos que: } \operatorname{tg} \theta = \frac{0,33 \times 10^{-6}}{9}$$

Substituindo;

$$0,0183 \times 10^{-6} n^2 + 9n - 58 \times 10^{-6} = 0$$

Resolvendo:

$$n = 6,3622$$

Resolvendo para a flecha máxima:

Tabela A. 10 Cálculo do centróide e a flecha máxima

Centróide (mm)		Resp. b	Resp. j	Resp. c	Resp. ,	Resp. d	Resp. j	Resp. j	Resp. j
18,33	210,7	72,74	81,3	7,43	260,1	3,147	3,147	3,147	3,147
Flecha $\Sigma t_{ya} \times 10^{-3}$		24,588	93,539	0,1930	0,1807				
t _{ya}		0,1185							

A flecha máxima é o valor de 0,1185 mm. pequeno, pelo tanto não afeta nas medidas do extremo do eixo.

Cálculo do ângulo i:

$$\text{Ângulo } i = \text{Área total} - \text{ângulo } a$$

$$\text{Ângulo } i = 0,001348 \text{ rad} = 0,7723^\circ$$

$$\text{Ângulo } a = 0,001351 \text{ rad} = 0,7740^\circ$$

• Cálculo do coeficiente de rigidez do eixo

Segundo Meirovich (1986) para vigas apoiadas em 2 pontos a constante de rigidez esta determinado pela seguinte fórmula:

$$k_{eq} = \frac{P}{f_{e/a}}$$

$$k_{eq} = 9800/0,1185 \times 10^{-3}; \quad k_{eq} = 84,3 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

• Cálculo da frequência natural do eixo:

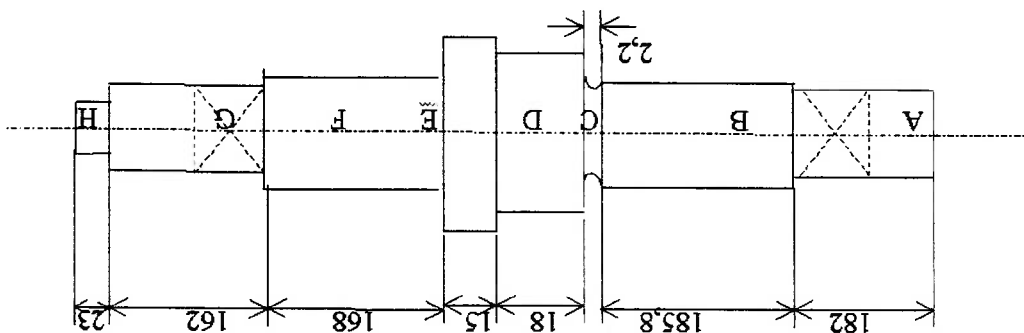


Figura A. 20 Dimensões finais do eixo na longitude

Cálculo da massa do eixo estima-se o volume e com o peso específico obtém-se o peso.

Tabela A. 11 Cálculo do volume e a massa por partes.

X 10 ⁴	A	B	C	D	E	F	G	H
Volume	3,5735	4,909	0,05418	0,509	0,4825	4,4387	3,1808	0,1130
Peso	2,8068	3,8560	0,0426	0,4638	0,3790	3,4864	2,4984	0,0886

Massa = 13,62/9,8 = 1,39 kg

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}}$$

$\omega_n = 2464 \text{ rev. Seg}^{-1}$ ou $\omega_n = 392,15 \text{ Hz}$

• Seleção do acoplamento elástico

Selecionou-se um acoplamento marca Agobras para uma potência de 2 HP e a velocidade média é 1750 rpm. Através da tabela do fabricante corresponde o modelo

E-67

Do catálogo também se pode selecionar com a seguinte formula:

$$fator A = \frac{n}{N} \cdot f_s$$

Onde: N potência do motor, n rpm do motor e f_s fator de serviço.
As dimensões do acoplamento são diâmetro maior 67 mm, diâmetro máximo do furo 30 mm, comprimento 62,5. O retentor tem o mecanismo de contar com três dentes salientes que são montados tendo uma borracha no médio com a que se isolaria de contato elétrico entre o eixo e o motor.

- **Retentor**

- O Retentor selecionado é fabricado pela indústria Sabó.
Modelo número 01973

As dimensões são as seguintes:

- Diâmetro do eixo = 50 mm
- Diâmetro do alojamento = 58 mm
- Altura do retentor = 4 mm.
- Material da borracha: nitrílica
- Alojamento exterior de aço. Não tem posição de entrada e saída.
- O critério que se utilizou para selecionar o retentor foi: pressão máxima de 5 MPa tanto em alta quanto em baixa velocidade.
- A velocidade máxima tangencial do retentor é 9,42 m/s.