

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DA LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS DE MOTORES ELÉTRICOS
POR ULTRASSOM

por

Felipe Weidlich

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, setembro de 2009.

AVALIAÇÃO DA LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS DE MOTORES ELÉTRICOS POR ULTRASSOM

por

Felipe Weidlich
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Joyson Luiz Pacheco

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Carlos Alexandre dos Santos

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez

Prof. Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro

Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo
Coordenador do PROMEC

RESUMO

A crescente utilização de técnicas de manutenção preditiva pela indústria exige cada vez mais o aprimoramento dos procedimentos capazes de fornecer informações sobre o estado de um equipamento. Torna-se imperativo, desta forma, não apenas saber quando um equipamento ou componente mecânico irá falhar, mas também, entender o comportamento deste, diante de diferentes regimes de operação. Dentre os procedimentos de análise preditiva existentes para máquinas rotativas, a análise de vibração é um dos mais utilizados e está presente em grande parte das principais indústrias do país. Muito importante na detecção de vazamentos em tubulações industriais, a técnica de detecção de ruído ultrassônico é, entretanto, ainda pouco explorada para avaliação de falhas em componentes mecânicos. Utilizou-se uma metodologia experimental que permitiu avaliar dois motores elétricos por seis horas ininterruptas. Durante este período, variou-se a quantidade de graxa lubrificante aplicada nos respectivos mancais de rolamento e adquiriram-se respostas a estas variações com acelerômetros vibracionais, sensores de ruído ultrassônico e com um pirômetro ótico. Os resultados mostraram que não existe uma correlação entre as técnicas de análise de vibração e detecção de ruído ultrassônico para os motores testados no experimento. Além disso, foi possível definir quais eram as quantidades ótimas de graxa lubrificante para cada mancal de rolamento. Pôde-se concluir que a técnica de detecção de ruído ultrassônico se mostrou robusta na definição destas quantidades e também na determinação dos intervalos de relubrificação para cada rolamento.

ABSTRACT

“Evaluation of Electrical Motor Bearing Lubrication Using Ultrasound Technique”

The crescent utilization by Brazilian industry of predictive maintenance techniques demands, from predictive procedures, more capability for supplying information on the state of equipment. It becomes extremely important not just to know when a machine is going to fail, but also, to understand how it will be, considering several different conditions. Among the existent analysis procedures for rotating machines, the vibration analysis is the most usual, being nowadays, largely used in national industries. Very important for detecting leakage problems on industrial piping, the ultrasound analysis is still not applied to check mechanical components. It was used an experimental methodology which allowed to analyze two electrical motors for six hours. During this period, the quantity of grease applied on the rolling bearings was changed and new responses were acquired using vibration accelerometers, ultrasound sensors and a optical pyrometer. The results showed that there is not a correlation between vibration analysis and ultrasound detection technique for those electrical motors. Furthermore, it was possible to define the ideal quantities of grease for each rolling bearing. It was concluded that the ultrasound detection technique is robust for the definition of these quantities and also in determining the lubrication intervals for them.

Key words

Ultrasound Noise, Lubrication, Electrical Motor.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Descrição do Problema e Objetivos do Trabalho.....	1
1.2. Revisão Bibliográfica.....	6
2. MANUTENÇÃO: FUNÇÃO ESTRATÉGICA.....	20
2.1. Tipos de Manutenção.....	21
2.1.1. Manutenção Corretiva.....	22
2.1.2. Manutenção Preventiva.....	23
2.1.3. Manutenção Preditiva.....	26
2.2. Técnicas Preditivas Utilizadas em Motores Elétricos.....	27
2.2.1. Análise de Vibração.....	28
2.2.1.1. Grandezas e Relações Envolvidas no Fenômeno de Vibração.....	28
2.2.1.2. Sensores de Vibração.....	33
2.2.2. Detecção de Ruído Ultrassônico.....	34
2.2.3. Análise de Temperatura (Termometria).....	36
2.3. Técnicas Preditivas Não Convencionais.....	36
2.4. O Fator Humano na Manutenção.....	39
3. LUBRIFICAÇÃO INDUSTRIAL.....	41
3.1. Tribologia e Teoria da Lubrificação.....	41
3.1.1. Atrito.....	46
3.1.2. Desgaste.....	48
3.1.3. Lubrificação.....	51
3.1.3.1. Lubrificação Hidrodinâmica.....	53
3.1.3.2. Lubrificação Limítrofe.....	54
3.1.3.3. Lubrificação Elastohidrodinâmica (EHD).....	55
3.2. Lubrificantes Industriais.....	64
3.2.1. Tipos de Lubrificantes.....	65
3.2.2. Características das Graxas Lubrificantes.....	65

3.3. Lubrificação de Rolamentos.....	68
3.3.1. Métodos de Lubrificação.....	68
3.3.1.1. Lubrificação a Graxa.....	68
3.3.2. Influência da Lubrificação no Cálculo de Vida Útil do Rolamento.....	72
3.3.2.1. Vida Nominal.....	72
3.3.2.2. Vida Nominal Ajustada.....	74
4. EXPERIMENTAÇÃO.....	79
4.1. Descrição Geral da Metodologia Aplicada.....	79
4.2. Equipamentos e Materiais Utilizados.....	81
4.3. Bancada Experimental.....	82
4.4. Procedimento Experimental.....	84
4.4.1. Experimento com o Motor N°1.....	87
4.4.2. Experimento com o Motor N°2.....	88
5. ANÁLISE E AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS.....	91
5.1. Resultados do Experimento com o Motor N°1.....	92
5.2. Resultados do Experimento com o Motor N°2.....	97
6. CONCLUSÕES.....	100
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	102

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração	[mm/s ²]
A	Amplitude de Deslocamento	[m]
e	Base de Logaritmos Naturais	[2,71829...]
C	Capacidade de Carga Dinâmica	[N]
P	Carga Dinâmica Equivalente sobre o Rolamento	[N]
Q	Carga do Rolamento	[N]
W	Carregamento	[N]
μ	Coeficiente de Atrito	
$\frac{1}{m}$	Coeficiente de Poisson	
α	Coeficiente de Pressão-Viscosidade	[m ² /N]
L	Comprimento da Lacuna ou Lacuna Efetiva do Rolamento	[m]
λ	Condição de Lubrificação	
ρ	Densidade Relativa	[g/cm ³]
X	Deslocamento	[m]
d	Diâmetro do Furo do Rolamento	[mm]
D	Diâmetro Externo do Rolamento	[mm]
h_{\min}	Espessura do Filme Lubrificante	[μ m]
p	Expoente da Fórmula de Vida Nominal	
a_1	Fator de Ajuste de Vida para Confiabilidade	
a_2	Fator de Ajuste de Vida para Material	
a_3	Fator de Ajuste de Vida para Condições de Funcionamento	
a_{23}	Fator de Ajuste Combinado	
β_1	Fator de Correção para o Comportamento da Pressão-Viscosidade	
β_2	Fator de Correção para a Variação da Densidade	
F	Força de Atrito	[N]
f	Frequência	[Hz]
ω	Frequência Angular	[rad/s]

<i>IV</i>	Índice de Viscosidade	
<i>t_f</i>	Intervalo de Relubrificação	[h]
<i>B</i>	Largura Total do Rolamento	[mm]
RCM	Manutenção Centrada em Confiabilidade	
<i>m₁</i>	Massa do Corpo 1	[kg]
<i>m₂</i>	Massa do Corpo 2	[kg]
<i>E</i>	Módulo de Elasticidade	[N/m ²]
<i>E'</i>	Módulo de Elasticidade Efetivo	[N/m ²]
<i>π</i>	Número PI	[3,141592...]
ISO	Organização Internacional de Padronização	
<i>U</i>	Parâmetro de Velocidade	
<i>G</i>	Parâmetro do Material	
<i>W'</i>	Parâmetro de Carga para o Ponto de Contato	
<i>T</i>	Período	[s]
<i>P</i>	Pressão	[N/m ²]
<i>G_p</i>	Quantidade de Graxa	[g]
<i>R_r</i>	Raio de Curvatura Reduzido	[m]
<i>r₁</i>	Raio do Rolamento	[m]
<i>r₂</i>	Raio da Pista Interna e Externa do Rolamento	[m]
<i>σ[*]</i>	Rugosidade	[μm]
<i>Ra</i>	Rugosidade Média	[μm]
<i>R_{q1}</i>	Rugosidade Medida da Superfície 1	[μm]
<i>R_{q2}</i>	Rugosidade Medida da Superfície 2	[μm]
<i>k</i>	Relação de Viscosidade das Áreas de Contato	
<i>κ</i>	Relação de Viscosidade	
<i>x</i>	Taxa de Viscosidade para Óleos Minerais	
<i>t</i>	Temperatura	[°C]
TMF	Tempo Médio para Falhar	[anos]
FFT	Transformada Rápida de Furrier	

v	Velocidade	[mm/s]
v	Velocidade de Rolagem Média	[m/s]
v_1	Velocidade do Rolamento	[m/s]
v_2	Velocidade de Contato da Pista Interna ou Externa	[m/s]
n	Velocidade de Rotação do Rolamento	[rpm]
L_{10}	Vida Nominal do Rolamento	[h]
L_{10h}	Vida Nominal do Rolamento em Horas	[h]
L_{na}	Vida Nominal Ajustada do Rolamento	[h]
η_0	Viscosidade Dinâmica sob Pressão Normal	[mm ² /s]
η	Viscosidade Dinâmica sob uma Pressão P	[mm ² /s]
ν	Viscosidade Real do Lubrificante	[mm ² /s]
ν_1	Viscosidade Real do Óleo Base	[mm ² /s]

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1	Custo anual da manutenção com base no PIB	Pág. 3
Fig. 1.2	Percentual de motores elétricos que são lubrificados periodicamente e tipo de lubrificante adotado	Pág. 11
Fig. 1.3	Expectativa de vida útil dos motores elétricos	Pág. 12
Fig. 1.4	Percentual de falhas de lubrificação	Pág. 13
Fig. 1.5	Tecnologias utilizadas na manutenção preditiva de motores elétricos	Pág. 14
Fig. 1.6	Satisfação das técnicas preditivas na inspeção e lubrificação de motores elétricos	Pág. 15
Fig. 1.7	Utilização da técnica de ultrassom na manutenção de motores elétricos	Pág. 16
Fig. 1.8	Como é determinada a quantidade de graxa nas relubrificações	Pág. 17
Fig. 1.9	Como os intervalos de relubrificação são determinados	Pág. 17
Fig. 1.10	Principais falhas dos métodos convencionais de lubrificação	Pág. 18
Fig. 2.1	Tipos de manutenção	Pág. 21
Fig. 2.2	Curva característica da vida de equipamentos	Pág. 24
Fig. 2.3	Esquema massa-mola sob excitação de uma força externa	Pág. 29
Fig. 2.4	Relações entre velocidade e aceleração do movimento vibratório	Pág. 30
Fig. 2.5	Relações entre deslocamento, velocidade e aceleração variando-se a frequência	Pág. 32
Fig. 2.6	Acelerômetro	Pág. 33
Fig. 2.7	Frequências ultrassônicas	Pág. 35
Fig. 2.8	Esquema representativo da instrumentação de um motor elétrico	Pág. 38
Fig. 2.9	Órbitas obtidas através do osciloscópio	Pág. 38
Fig. 2.10	Órbitas obtidas através do osciloscópio	Pág. 39
Fig. 3.1	Custos de manutenção e perdas de produtividade causados pelo atrito e desgaste, em milhões de dólares	Pág. 42
Fig. 3.2	Falhas em máquinas e equipamentos	Pág. 44
Fig. 3.3	Superfícies sem lubrificação em contato, quando analisadas microscopicamente	Pág. 47

Fig. 3.4	Processo de geração do desgaste por fadiga	Pág. 50
Fig. 3.5	Lubrificante separando duas superfícies em movimento	Pág. 53
Fig. 3.6	Exemplos de superfícies conformais	Pág. 53
Fig. 3.7	Mecanismo de operação de um lubrificante de contorno	Pág. 55
Fig. 3.8	Exemplos de superfícies não conformais	Pág. 55
Fig. 3.9	Mecanismo de funcionamento da lubrificação elastohidrodinâmica	Pág. 57
Fig. 3.10	Coeficiente de pressão-viscosidade (α) como função da viscosidade cinemática (ν), para pressões de 0 a 2000 bar	Pág. 61
Fig. 3.11	Densidade (ρ) de óleos minerais em função da temperatura (t)	Pág. 62
Fig. 3.12	Intervalo de relubrificação com graxa	Pág. 71
Fig. 3.13	Crescimento da temperatura de rolamentos lubrificados com graxa	Pág. 72
Fig. 3.14	Diagrama viscosidade-temperatura para óleos minerais	Pág. 76
Fig. 3.15	Viscosidade necessária para uma lubrificação adequada em função do tamanho do rolamento e da velocidade	Pág. 76
Fig. 3.16	Determinação do fator a_{23}	Pág. 77
Fig. 4.1	Local determinado para a realização da medição de temperatura do mancal	Pág. 79
Fig. 4.2	Posicionamento dos sensores durante a realização do experimento para Motor N°1	Pág. 80
Fig. 4.3	Execução dos testes no Motor N°2	Pág. 81
Fig. 4.4	Detalhes construtivos da bancada experimental	Pág. 83
Fig. 4.5	Fixação dos motores com sapatas	Pág. 83
Fig. 4.6	Painel elétrico do laboratório de testes	Pág. 84
Fig. 4.7	Etapas do processo de desmontagem do Motor N°1	Pág. 85
Fig. 4.8	Etapas do processo de desmontagem do motor N°2	Pág. 85
Fig. 4.9	Medidor de graxa marca SKF modelo LAGM1000E utilizado no enchimento do rolamento	Pág. 87
Fig. 4.10	Fluxograma do experimento	Pág. 90
Fig. 5.1	Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°1)	Pág. 93

Fig. 5.2	Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°1)	Pág. 93
Fig. 5.3	Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°1)	Pág. 94
Fig. 5.4	Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°1)	Pág. 94
Fig. 5.5	Correlação entre velocidade (rpm) e ruído ultrassônico (dB μ V)	Pág. 96
Fig. 5.6	Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°2)	Pág. 98
Fig. 5.7	Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°2)	Pág. 98
Fig. 5.8	Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°2)	Pág. 99
Fig. 5.9	Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°2)	Pág. 99

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1	Comparativo entre graxas com diferentes espessantes	Pág. 67
Tabela 3.2	Comparativo entre lubrificação a graxa e a óleo	Pág. 68
Tabela 3.3	Influência da temperatura de trabalho no material do rolamento	Pág. 74
Tabela 3.4	Valores do fator a_1	Pág. 75
Tabela 4.1	Valores medidos com a balança para os rolamentos do Motor N°1	Pág. 87
Tabela 4.2	Quantidade inserida de graxa para cada regime de trabalho do experimento (Motor N°1)	Pág. 88
Tabela 4.3	Valores medidos com a balança para os rolamentos do Motor N°2	Pág. 88
Tabela 4.4	Quantidade inserida de graxa para cada regime de trabalho do experimento (Motor N°2)	Pág. 89
Tabela 5.1	Dados utilizados na análise de correlação	Pág. 95

1. INTRODUÇÃO

A preservação de instrumentos e ferramentas é uma prática histórica constante desde os primeiros sinais da civilização. A conservação começa a se destacar no século XVI, por ocasião da invenção das primeiras máquinas têxteis, movidas a vapor. A manutenção lentamente começava a emergir.

Naquele período, quem projetava as máquinas era responsável também por ensinar e treinar as pessoas encarregadas de operar e consertar as mesmas, intervindo apenas em casos mais complexos. Até então, o operador era chamado de mantenedor mecânico. Em razão das máquinas passarem a ser movidas também por motores elétricos, surge no século XIX a figura do mantenedor eletricitista.

Assim, com a necessidade de se manter em bom funcionamento todo e qualquer tipo de equipamento, ferramenta ou dispositivo de trabalho, em época de paz ou em batalhas militares, houve a evolução natural dos meios e formas de manutenção. Após a revolução industrial, já na era Moderna, propuseram-se seis funções básicas nas empresas (Técnica, Comercial, Financeira, Segurança, Contábil e Administrativa), destacando a função Técnica relacionada com a produção de bens e serviços, na qual a manutenção é integrante.

Em meados de 1950, aparece na indústria norte-americana o termo “Manutenção”. Na França, essa denominação se sobrepõe progressivamente à palavra “conservação”. Neste período começam a ocorrer grandes mudanças, em todos os campos de atividade. Profundas transformações políticas e sócio-econômicas são observadas, atingindo as indústrias em geral.

A globalização dos mercados é instalada, tornando mais acirrada a concorrência, que passa a exigir das empresas um desempenho qualitativo técnico de classe mundial. Desta maneira, as indústrias (principalmente as brasileiras para recuperarem-se dos atrasos tecnológicos e de produtividade) necessitam de mudanças técnicas e administrativas urgentes em todos os setores. A Manutenção, por sua vez, tem de ser moderna e eficientemente capaz de acompanhar o crescente desenvolvimento tecnológico.

1.1 Descrição do Problema e Objetivos do Trabalho

As grandes empresas do ramo siderúrgico e de transformação necessitam utilizar seu parque industrial 24 horas por dia, 365 dias por ano. Esta condição de utilização faz com que suas máquinas e equipamentos sejam constantemente exigidos. Com esse alto grau de

produtividade, as paradas causam grandes prejuízos. Portanto, é de grande importância que ocorra uma melhoria no uso das técnicas de manutenção, pois uma manutenção de qualidade significa menos tempo de horas paradas. Neste caso, um bom plano de manutenção e lubrificação, que contemple todas as variáveis possíveis, é imprescindível.

Em termos de manutenção, atualmente já existem técnicas de gerenciamento de tarefas, com o objetivo de garantir uma vida útil prolongada de máquinas e equipamentos e também de aumentar a confiabilidade do processo no qual estão inseridos. Análises preditivas são utilizadas com sucesso no diagnóstico de problemas futuros. Investiu-se muito na informatização destes processos e ainda estão em desenvolvimento, metodologias baseadas no conceito de “quebra zero”.

Quando se fala em lubrificação, porém, o cenário é um pouco diferente. Antes relegada a profissionais sem ou com pouco conhecimento técnico, a lubrificação mostra-se ainda hoje, objeto de estudo e investigação. Na engenharia mecânica, seja qual for a especialização seguida pelo engenheiro, inevitavelmente ele encontrará problemas de lubrificação.

Muitas vezes, mesmo depois de diagnosticado problemas de vibração excessiva em máquinas rotativas através de técnicas preditivas, torna-se proibitivo do ponto de vista operacional, parar este equipamento para uma manutenção corretiva planejada. Em outras situações, decide-se trabalhar com esta deficiência até a ruptura do mecanismo, pois muitas vezes se torna imperativo atingir uma determinada produção em detrimento de salvar o equipamento, que outrora não representa um custo muito elevado. Estas situações são corriqueiras no ramo siderúrgico, onde o custo operacional é extremamente alto.

No Brasil, a ABRAMAN (Associação Brasileira de Manutenção) estima que 3,89% do PIB seja gasto com manutenção (resultados da pesquisa da ABRAMAN de 2007). Este dado reafirma a importância da manutenção no setor industrial, onde o conceito de manutenção preditiva (manutenção executada com base na condição do equipamento) tem sido amplamente difundido e implementado. O trabalho de Mobley (2002) ratifica esta conclusão. No referido trabalho, são mostrados e comentados os resultados da implementação da manutenção preditiva e seu impacto em 1500 empresas.

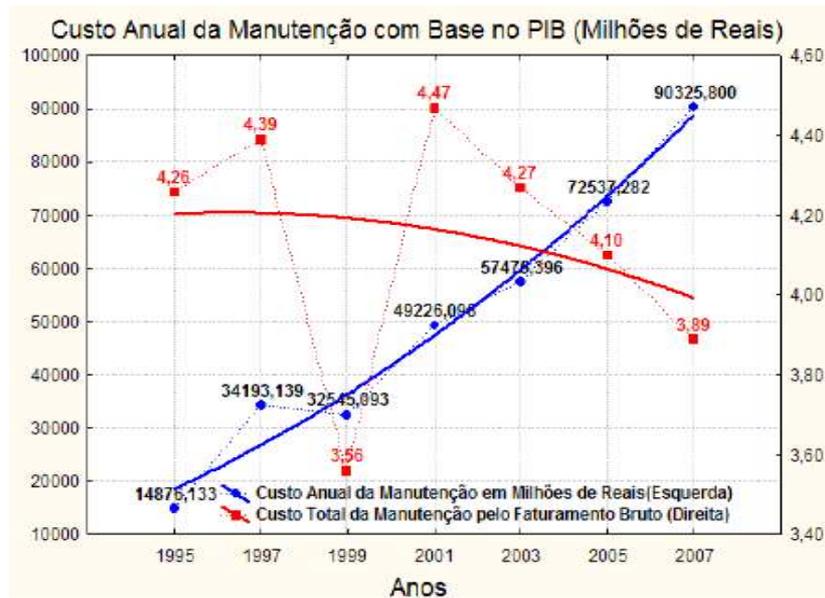


Figura 1.1 - Custo anual da manutenção com base no PIB.

([http://www.abraman.org.br/docs/ResultadosDN2007\(site\).pdf](http://www.abraman.org.br/docs/ResultadosDN2007(site).pdf))

Sobre a qualidade do produto, 76,7% dos entrevistados citaram melhorias na qualidade do produto final após a implementação do programa de manutenção preditiva. Anos atrás, poucas empresas reconheciam a habilidade da tecnologia preditiva em detectar e corrigir problemas de qualidade de produtos.

60,8% incluíram a proteção de ativos como uma das razões para a implementação da manutenção preditiva. Embora a proteção e gerenciamento de ativos seja historicamente um assunto relacionado à manutenção, sua inclusão como uma justificativa para o início de um novo programa é uma mudança radical na cultura das organizações.

Quase 36 por cento (35,8%) dos entrevistados incluíram a certificação na ISO como uma das razões para o início da manutenção preditiva. O foco inicial da ISO 9000 é a qualidade do produto. Como resultado, o processo de certificação inclui critérios que buscam assegurar a confiabilidade do equipamento e garantir uma produção consistente de produtos fabricados sem defeitos. O programa amplia potencialmente a probabilidade de certificação da empresa, pois ajuda a sustentar a política da qualidade, especialmente para aqueles produtos que são fabricados em máquinas e equipamentos críticos para o processo.

30,7% afirmaram que a diretiva da alta gerência foi a razão primária que os levou a introduzir técnicas preditivas nas suas empresas. A maioria dos gerentes reconheceu a necessidade de introduzir uma ferramenta que possibilite um aumento na confiabilidade de máquinas e equipamentos críticos.

Considerações relacionadas ao seguro de produção foram citadas por 25,0% dos profissionais relacionados na pesquisa. Muitas empresas possuem políticas de seguro para protegê-las de perdas por incêndio, inundação, quedas de energia elétrica, ou outras interrupções prolongadas. Há mais de 10 anos atrás, companhias de seguro já haviam reconhecido a importância da tecnologia preditiva em reduzir a frequência e severidade de interrupções de máquinas e processos. Como resultado, companhias de seguro mais agressivas estão atualmente, oferecendo prêmios para aquelas empresas que introduziram o programa de manutenção preditiva em suas instalações.

Conforme Almeida (2006), as razões para o sucesso da manutenção preditiva estão ligadas a produtividade e qualidade. Com o aumento da complexidade das máquinas envolvidas nos processos de produção, o custo relativo à perda de produção devido a paradas não programadas excede, em muitos casos, o custo da manutenção em si. A manutenção preditiva também possibilita a diminuição dos custos da própria manutenção, ao melhorar a vida útil dos componentes, evita a troca de componentes e intervenções indevidas, diminuindo também o tempo médio de reparo, uma vez que a tarefa pode ser programada e o diagnóstico já está feito, maximizando assim a vida útil do equipamento.

Um subproduto da expansão da manutenção preditiva é a valorização do engenheiro de manutenção. A boa utilização das técnicas de manutenção preditiva exige um alto grau de conhecimento sobre métodos não intrusivos e em análises complexas sobre os resultados destes métodos de forma a extrair o melhor diagnóstico. Esta necessidade faz com que a área cresça, exigindo cada vez mais profissionais bem preparados.

Grande parcela dos equipamentos industriais se constitui de máquinas rotativas e muitas falhas nestes sistemas ocorrem por lubrificação inadequada ou insuficiente. Quando se trata de máquinas rotativas, duas técnicas de manutenção preditiva têm sido amplamente utilizadas: análise de vibração e análise de óleo (Taylor, 2000).

Estas duas técnicas são bastante consagradas no meio industrial. A análise de vibração é talvez, a mais conhecida delas e é utilizada para determinar falha em rolamentos, desalinhamentos e desbalanceamentos do sistema. A análise de óleo visa identificar na composição química do lubrificante, contaminantes e partículas que representem indiretamente o desgaste dos componentes mecânicos. Outra técnica muito empregada é a análise termográfica, porém é dedicada quase que exclusivamente à identificação de falhas por alta temperatura em componentes elétricos, e possui grande campo de utilização na detecção de problemas em componentes mecânicos.

Outra forma de monitoramento é através da aquisição do ruído sonoro utilizando-se microfones. Mecânicos de máquinas (fato comum desde há muito tempo) muitas vezes conseguem identificar uma máquina com problemas através do ruído emitido. Não é de se estranhar, portanto que uma das mais tradicionais técnicas de manutenção preditiva seja a análise de som emitido pela máquina.

A detecção de ruído ultrassônico para fins de manutenção mecânica é explorada, principalmente no que diz respeito à utilização desta técnica como auxílio para outras, também importantes quando se deseja proteger e aumentar a vida útil do equipamento. Sabe-se que a queima de motores elétricos está intimamente ligada à baixo isolamento elétrico que o excesso de lubrificante pode provocar, caso adentre o interior do motor. Torna-se imperativa a lubrificação na quantidade adequada e em intervalos corretos, quando se necessita aumentar a vida útil do motor.

Embora estas técnicas sejam consagradas e utilizadas no mesmo universo (máquinas rotativas), é possível diagnosticar certa carência de informação sobre a condição do mancal de rolamento do motor elétrico, quando está sendo efetuada sua lubrificação. Não se conhece também como se comporta a relação vibração/ruído ultrassônico durante este processo.

Foi possível então, identificar a possibilidade de estudar as relações e interações entre falhas de lubrificação e técnicas preditivas de análise de vibração e detecção de ruído ultrassônico. Este trabalho tem como objetivo possibilitar um maior entendimento do comportamento do ruído ultrassônico quando se varia a quantidade de graxa lubrificante em mancais de rolamento de motores elétricos. Com isso, pode-se confrontar a teoria existente, que determina as quantidades de graxa lubrificante para rolamentos de esferas e os seus intervalos de relubrificação. Além disso, pretende-se investigar uma possível correlação entre as técnicas de análise de vibração e detecção de ruído ultrassônico. Outra resposta que foi monitorada e avaliada é a temperatura do mancal de rolamento do motor elétrico e sua interação com estas técnicas, quando da realização do experimento.

A possibilidade de, através do experimento, entender o comportamento do mancal de rolamento durante a sua lubrificação e de uma possível existência de uma correlação entre as técnicas de análise de vibração e detecção de ruído ultrassônico pode significar:

- ❖ Uma expansão da técnica de detecção de ruído ultrassônico na avaliação e falhas de lubrificação em motores elétricos.
- ❖ Uma modificação na definição dos intervalos de relubrificação de motores elétricos, visto que hoje na imensa maioria dos casos, os intervalos de

lubrificação e a quantidade de lubrificante são definidos utilizando-se tabelas de fabricantes de rolamentos.

- ❖ Uma maior agilidade no diagnóstico de anomalias, pois a técnica de detecção de ruído ultrassônico é mais simples que a análise de vibração e não necessita mão-de-obra especializada.
- ❖ Uma economia de recursos, visto que os equipamentos destinados à análise de vibração ainda são extremamente caros para a maioria das empresas;
- ❖ A confirmação de diagnósticos de falha de lubrificação e melhor avaliação da intensidade do problema.

1.2 Revisão Bibliográfica

O desenvolvimento do projeto de uma máquina inclui, além do dimensionamento e determinação dos materiais, cuidados que venham garantir o desempenho esperado, os quais estão relacionados com seu comportamento dinâmico quando em operação. Lembrando que a máquina desenvolve determinada potência líquida que requer a recepção, transformação e fornecimento de energia, o tamanho, forma e material dos componentes das máquinas, devem ser tais que possam resistir às solicitações impostas, isto é, às forças internas devem ter uma razoável distribuição, de modo a apresentar um equilíbrio durante a operação.

Além dos esforços inerentes a essa manipulação de energia, desenvolvem-se também esforços dinâmicos de origem inercial, devido a acelerações envolvidas na cinemática dos mecanismos, como por exemplo, a rotação com desbalanceamento e movimento alternativo.

O estabelecimento de um diagnóstico das condições de funcionamento de uma máquina a partir de parâmetros medidos (vibrações, temperaturas, ruído, potência absorvida, entre outros), vem se tornando mais importante, na medida em que aumentam as exigências quanto ao seu desempenho (velocidades tangenciais e esforços dinâmicos maiores), e ao mesmo tempo, deseja-se uma economia sempre maior de materiais de construção mecânica.

Uma máquina em funcionamento emite numerosos sinais sintomáticos de suas condições funcionais e o problema consiste em, a partir destes sinais, estabelecer um diagnóstico. Entre as informações fornecidas por uma máquina, as vibrações são de grande interesse, pois são diretamente ligadas aos movimentos do sistema mecânico, são localizáveis e se transmitem rapidamente. O nível obtido numa leitura é comparado a determinados padrões normalizados em função do tipo de máquina. As limitações das tentativas de normalização dos padrões vibratórios

estão implicitamente ligadas aos tipos de máquinas envolvidas, condições de parâmetros pesquisados, qualidade técnica dos instrumentos e até mesmo avaliações subjetivas de técnicos com experiência de campo. Contudo, a análise de sinais vibratórios vem apresentando uma evolução importante a partir da utilização da análise espectral através da “Transformada Rápida de Furier”, conhecida também pela sigla FFT (Khater, 1999).

O monitoramento, identificação e diagnóstico de desgaste e falhas, em componentes críticos de equipamentos, bem como a evolução dos defeitos operacionais, exigem o desenvolvimento e automatização de metodologias precisas, robustas, de resposta rápida, com baixo custo operacional.

A pesquisa bibliográfica realizada como base para o surgimento deste trabalho foi aprofundada em trabalhos realizados sobre o tema vibração e lubrificação. Nota-se que existem vários trabalhos que tratam sobre estes assuntos, sob os mais variados temas. A análise de vibração como forma de monitoramento das condições operacionais de um equipamento foi amplamente discutida em várias dissertações, teses e artigos. Isso se deve ao fato de que esta é a técnica preditiva mais conhecida e divulgada na indústria.

Em sua revisão sobre detecção de falhas em rolamentos, Tandon (1999) faz uma divisão das técnicas de acordo com a grandeza física usada para aquisição do sinal, quais sejam: medidas de vibração, ruído, temperatura, e, análise de desgaste. Verificaram-se, a mais de uma década, que os métodos que envolvem medidas de vibração eram os mais apropriados para a detecção de falhas em rolamentos de esferas. O estudo, entretanto, não explorou as respostas de vibração e ruído ultrassônico para problemas relativos à lubrificação.

As experimentações utilizando-se rolamentos de esferas em diferentes regimes de trabalho e sob falhas induzidas foram largamente exploradas. Isso se deve ao fato de que era importante dominar os fatores que influenciam nos fenômenos de falha. Pesquisas como a de Rumbarger (2004), permitiram a avaliação do comportamento de rolamentos quando se tem um número reduzido de elementos rolantes (esferas ou rolos). As respostas medidas em vibração mecânica foram importantes para reduzir o trabalho computacional necessário na análise computacional de mecânica dos sólidos com elementos finitos.

Bezerra (2004) propôs um estudo comparativo entre diversas técnicas de detecção de falhas em rolamentos por análise de vibração. As técnicas foram também aplicadas a rolamentos com falhas induzidas nas pistas e esfera com diferentes tamanhos de falha e submetidos a diferentes velocidades, para uma melhor compreensão dos resultados. Como conclusão, pode-se afirmar que, de todas as técnicas utilizadas, as respostas em aceleração de alta frequência foram

as mais eficientes, sendo capaz de detectar pequenos amassamentos e o surgimento de falhas na gaiola.

É possível afirmar que o rolamento é o elemento mecânico que, em máquinas rotativas, falha primeiro, devido a desgaste prematuro. É muito importante que este desgaste seja antecipadamente diagnosticado, para garantir a confiabilidade do equipamento e mantê-lo em operação. Na mesma linha de pesquisa de Bezzera (2004), Choy, Zhou, Braum e Wang, (2005) apresentaram resultados de um trabalho experimental onde foram testados rolamentos de esferas com falhas induzidas quantificadas na pista interna e nos elementos rolantes. Para efeito de comparação, também se avaliou o desempenho do sistema mecânico sem nenhuma falha. As conclusões foram semelhantes, visto que entendeu-se ser mais apropriado identificar diferentes tipos de falhas através do espectro de vibração (assinatura mecânica) do equipamento utilizando-se a técnica de envelopes de aceleração de alta frequência.

Através da leitura e compreensão destes dois trabalhos (Bezzera, 2004 e Choy, Zhou, Braum e Wang, 2005), pode-se concluir que as respostas em vibração mecânica para diferentes regimes de lubrificação, caso existam, seriam mais facilmente detectadas utilizando-se envelopes de aceleração de alta frequência.

Almeida (2007) desenvolveu uma pesquisa com aplicação da técnica de Reconhecimento de Padrão em diagnósticos de defeitos em rolamentos através da análise de vibração. Como parte desta pesquisa, foi utilizada a técnica de Projetos de Experimentos (DOE), incluindo o Método Fatorial como objetivo de aplicação experimental.

A pesquisa investiga se a variação dos parâmetros como rotação, carga e lubrificante (lubrificação) e a combinação entre eles são significativas nas respostas de vibrações (amplitude em pico), através do Método Fatorial. Esta técnica também mostrou qual o parâmetro (carga, lubrificante/lubrificação e rotação) ou a combinação entre eles influenciou mais significativamente a amplitude do sinal de vibração. Através dos resultados deste trabalho, verificou-se que os fatores mais importantes para a resposta avaliada são, em ordem de importância, rotação, carga e lubrificante/lubrificação. A interação entre rotação e lubrificante/lubrificação ficou em quarto lugar de importância no experimento, sendo seguida pela interação entre rotação e carga. Isso reafirma a importância da lubrificação em máquinas rotativas, sendo este um fator importante a considerar, porém também demonstra a dificuldade em enxergar problemas relativos à lubrificação antes do aparecimento do defeito no rolamento.

Os trabalhos avaliados na revisão bibliográfica exploram variadas condições de falha e sua respectiva resposta em medidas de vibração. É importante salientar, entretanto, que as

falhas são, em sua grande maioria, originadas pelo contato entre os corpos rolantes do rolamento e por consequência, devido a deficiências de lubrificação.

Dentre os artigos que abordam os efeitos da lubrificação sobre a vibração, Su, Sheen e Lin (1992) apresentaram o efeito da lubrificação do rolamento sobre o sinal de vibração. Os autores iniciam apresentando alguns modelos empíricos de rigidez e amortecimento do filme lubrificante em mancais de rolamento. Na parte experimental, foi utilizada uma caixa com vários rolamentos onde foram então adicionados diversos tipos de óleos lubrificantes com diferentes viscosidades e em diferentes quantidades. Pode-se afirmar que o fenômeno conhecido como EFSO (*equal frequency spacing distribution*) que ocorre com o aumento do carregamento, também é dependente da lubrificação.

No referido artigo, entretanto, não ficou claro se as variações das respostas em vibração estavam correlacionadas com as variações de viscosidade ou com as variações de quantidade do lubrificante. Além disso, os testes foram desenvolvidos utilizando-se óleo como elemento lubrificante.

Em um trabalho recente, porém ainda considerando óleo como elemento lubrificante, Almeida (2006), estudou efeitos da viscosidade sobre a vibração de equipamentos. O seu trabalho apresenta um grande banco de dados experimental, discute diversos métodos de processamento de sinais e apresenta uma característica do sinal de vibração que foi capaz de identificar alterações do óleo lubrificante no caso apresentado, onde foi utilizada uma caixa de engrenagens como máquina rotativa. Definiu-se as bandas de frequência que melhor caracterizam a viscosidade para duas caixas redutoras diferentes e verificou-se que a intensidade das bandas aumenta regularmente com a rotação. Nesta ocasião, utilizou-se uma faixa de frequências que variou de 10 Hz até 10 kHz.

Com isso, propõe-se a utilização da técnica de análise de vibrações não só como forma de detectar possíveis erros de lubrificação, mas também para possibilitar um maior entendimento dos fatores que influenciam o lubrificante em operação. Esta investigação inicial mostrou ser possível a utilização de técnicas preditivas na identificação de falhas de lubrificação. O modelo utilizado (caixa de engrenagens), no entanto, possui uma configuração mecânica bem diferente do proposto neste trabalho. Além disso, está sendo apresentada aqui uma avaliação da graxa como elemento lubrificante.

Hamzah e Al-Balushi (2008) fizeram interessantes descobertas, quando utilizaram a técnica preditiva de emissão acústica para avaliar o desempenho operacional de engrenagens retas e helicoidais como função da espessura do filme lubrificante. Experimentaram-se várias

condições, variando-se a velocidade tangencial e a aplicação de cargas. Foi observado que a atividade de emissão acústica era dependente da espessura do filme lubrificante, ou seja, do nível de aspereza de contato. Foram apresentadas correlações entre atrito, espessura do filme lubrificante, e condições operacionais das engrenagens e valores de emissão acústica.

Neste caso, novamente o modelo experimental utilizado foi uma caixa de engrenagens e o elemento lubrificante foi o óleo mineral. Além disso, existe uma diferença significativa entre os processos de emissão acústica e detecção de ruído ultrassônico. A primeira emite ondas ultrassônicas através de um material para avaliar, através da reflexão destas ondas, diferenças em sua estrutura. A segunda detecta e quantifica ruídos acima de 20 kHz.

Especificamente sobre a utilização da técnica preditiva de detecção de ruído ultrassônico para o monitoramento das condições de lubrificação de rolamentos de esferas, foi publicado um artigo por Zhang e Drinkwater (2006), onde um sistema de monitoramento do filme de lubrificante foi desenvolvido para avaliar as condições operacionais de um rolamento de esferas, com diâmetro interno de 80 milímetros e com 12,7 milímetros de diâmetro da esfera. Um transdutor de alta frequência (50 kHz) foi colocado na pista externa do rolamento e foi projetado para avaliar o contato da esfera sobre a pista interna e medir “a lubrificação” dos elementos rolantes. As respostas das medições permitiram avaliar a espessura do lubrificante. Foi utilizado, nesta ocasião, óleo como meio lubrificante do rolamento.

O trabalho de Zhang e Drinkwater foi encorajador visto que comprovou resultados experimentais quando a técnica de detecção de ruído ultrassônico foi aplicada. Teve-se, neste momento, a certeza de que maiores entendimentos sobre este fenômeno eram necessários e que estes poderiam realmente modificar o processo de lubrificação convencional de motores elétricos. Vale à pena lembrar, que os acelerômetros utilizados no ambiente industrial dificilmente possuem resposta de frequência superior a 20 kHz.

Todos estes trabalhos trouxeram contribuições importantes para o estudo de vibração e do ruído ultrassônico em máquinas rotativas. Hoje em qualquer indústria de grande porte serão encontrados milhares de motores elétricos, dos mais variados modelos e tamanhos. Em comum, todos eles têm um mancal de rolamento que, na grande maioria dos casos, necessita lubrificação periódica.

A Noria Corporation, uma empresa que presta consultoria na área de lubrificação, publicadora das revistas *Reliable Plant*, *Machinery Lubrication*, e *Practicing Oil Analysis*, divulgou no ano de 2008 uma pesquisa com 200 empresas dos Estados Unidos e Canadá sobre o assunto lubrificação de motores elétricos. Foram entrevistadas empresas dos setores de geração

de energia, petroquímicas, siderúrgicas, empresas de papel e celulose e de processamento de alimentos (Gebarin, 2008).

A lubrificação de rolamentos de motores elétricos depende de como o eixo do motor elétrico está alinhado e em que posição da máquina ou equipamento ele se encontra. Fatores como velocidade e ambiente de exposição também influenciam na lubrificação.

Sabe-se que na atualidade, muitos motores elétricos possuem rolamentos blindados que não requerem lubrificações periódicas. Esta é uma prática amplamente adotada para motores pequenos e pode-se dizer que quanto maior o motor e sua potência, maior será a utilização de rolamentos que necessitam lubrificação por graxa ou óleo. O primeiro passo para obter o suficiente desempenho da capacidade do rolamento, é a adoção de um método de lubrificação que seja o mais adequado para a aplicação proposta e as condições de operação.

Ao considerar-se somente a lubrificação, é superior a lubrificação com óleo, no entanto, a lubrificação com graxa tem a particularidade de permitir a simplificação da configuração dos conjugados ao rolamento. A Fig.1.2 nos mostra as respostas sobre o questionamento sobre a lubrificação periódica de rolamentos de motores elétricos.

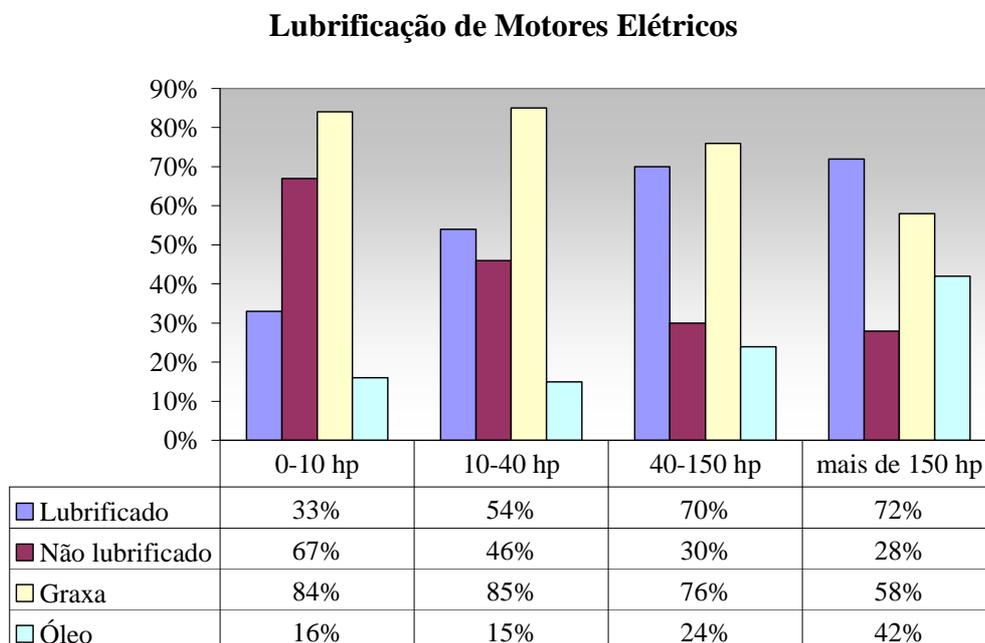


Figura 1.2 - Percentual de motores elétricos que são lubrificados periodicamente e tipo de lubrificante adotado. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Pode-se perceber que a grande maioria dos motores elétricos, quando lubrificados, são feitos utilizando-se graxa lubrificante. Isso confirma a importância de se ampliar os estudos

envolvendo o fenômeno da lubrificação considerando a graxa como elemento lubrificante. Quando indagados sobre a expectativa de vida útil dos motores elétricos de suas empresas, os entrevistados comumente responderam que fica na faixa de três a dez anos. Sobre a satisfação em relação à vida útil dos motores, mais da metade (60,4%) confirmou que está satisfeita.

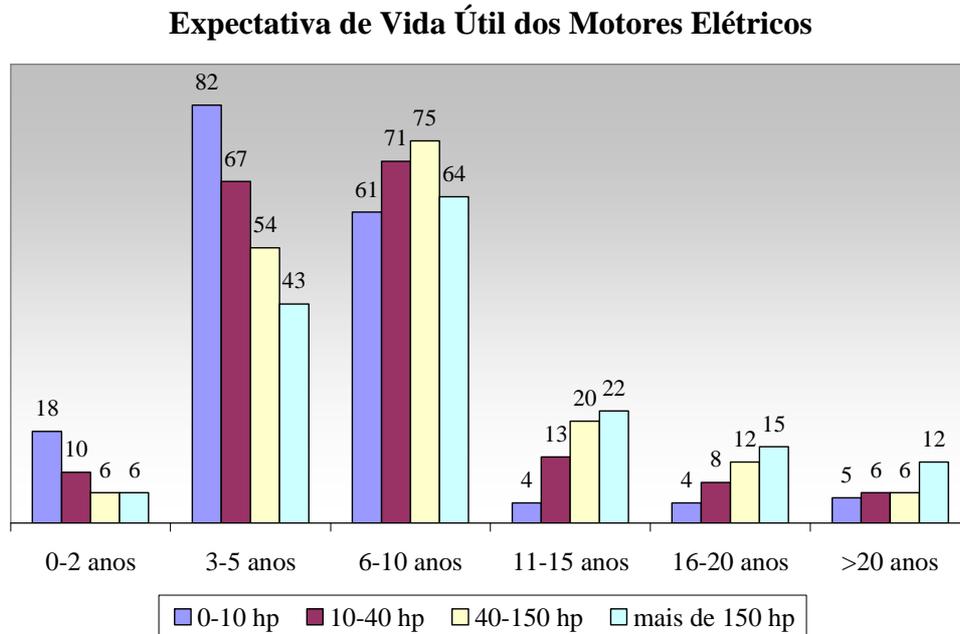


Figura 1.3 - Expectativa de vida útil dos motores elétricos. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Os rolamentos com corpos rolantes utilizados em motores elétricos possuem potencialmente mais modos de falha quando uma estratégia incorreta de lubrificação é adotada. Esses modos incluem escolha incorreta do lubrificante, contaminação, perda de lubrificante e aplicação excessiva. Além disso, a vida útil do rolamento está intimamente ligada à relação da capacidade de carga dinâmica e da respectiva carga dinâmica equivalente do rolamento. As falhas em motores elétricos estão comumente associadas à diminuição do isolamento do motor. Esta diminuição pode estar ligada a erros de lubrificação do mancal de rolamento, pois o excesso de graxa pode ser projetado para o interior do motor. Além disso, quando se aplica uma quantidade excessiva de lubrificante, ocorre um superaquecimento do mancal e consequentemente do rolamento e a vida útil do mesmo pode ser drasticamente reduzida, pois o lubrificante degrada-se rapidamente.

Uma investigação da Noria Corporation (2008) mostrou que pelo menos 36% das falhas em motores elétricos são devido a falhas na lubrificação. Porém ao indagar especificamente sobre o modo de falha, a grande maioria não soube responder. Já em uma

pesquisa realizada pela FAG (2007), concluiu-se que 54% das falhas em rolamentos são pertinentes a problemas na sua lubrificação. Isso demonstra a necessidade de uma maior investigação das falhas potenciais relacionadas à lubrificação. É importante determinar e quantificar a severidade dos mais variados erros quando da lubrificação de motores elétricos. A Fig. 1.4 mostra o que foi respondido na pesquisa.

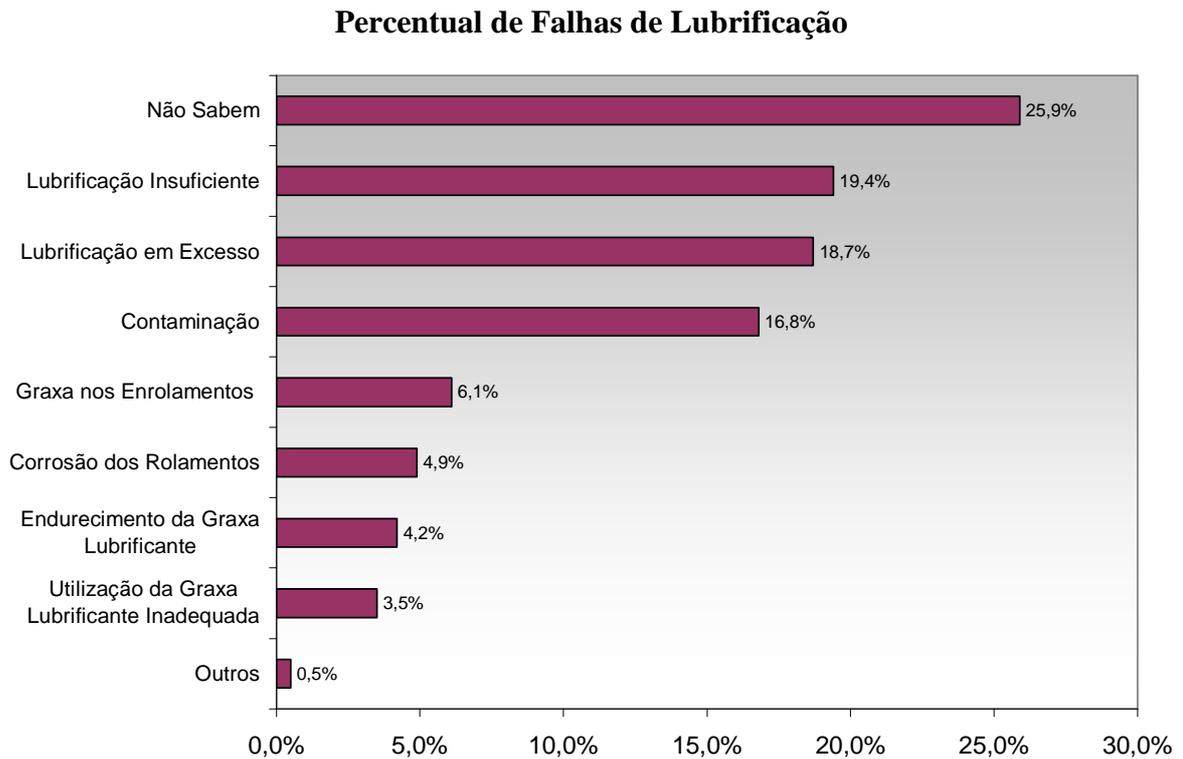


Figura 1.4 - Percentual de falhas de lubrificação. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Dentre as mais conhecidas técnicas preditivas para avaliação da lubrificação de motores elétricos, pode-se citar, em ordem de importância, a análise de vibração, análise termográfica, detecção de ruído ultrassônico, avaliação da corrente elétrica do motor e análise da graxa lubrificante. Vale lembrar que na grande maioria dos casos a análise de vibração detecta falhas de lubrificação quando já existe alteração na forma geométrica dos componentes do rolamento. Quando perguntado sobre quais destas técnicas eram mais utilizadas durante a lubrificação de motores elétricos e durante a inspeção da condição do rolamento, as respostas foram bem previsíveis, como mostra a Fig.1.5.

Tecnologias Utilizadas na Manutenção Preditiva de Motores Elétricos

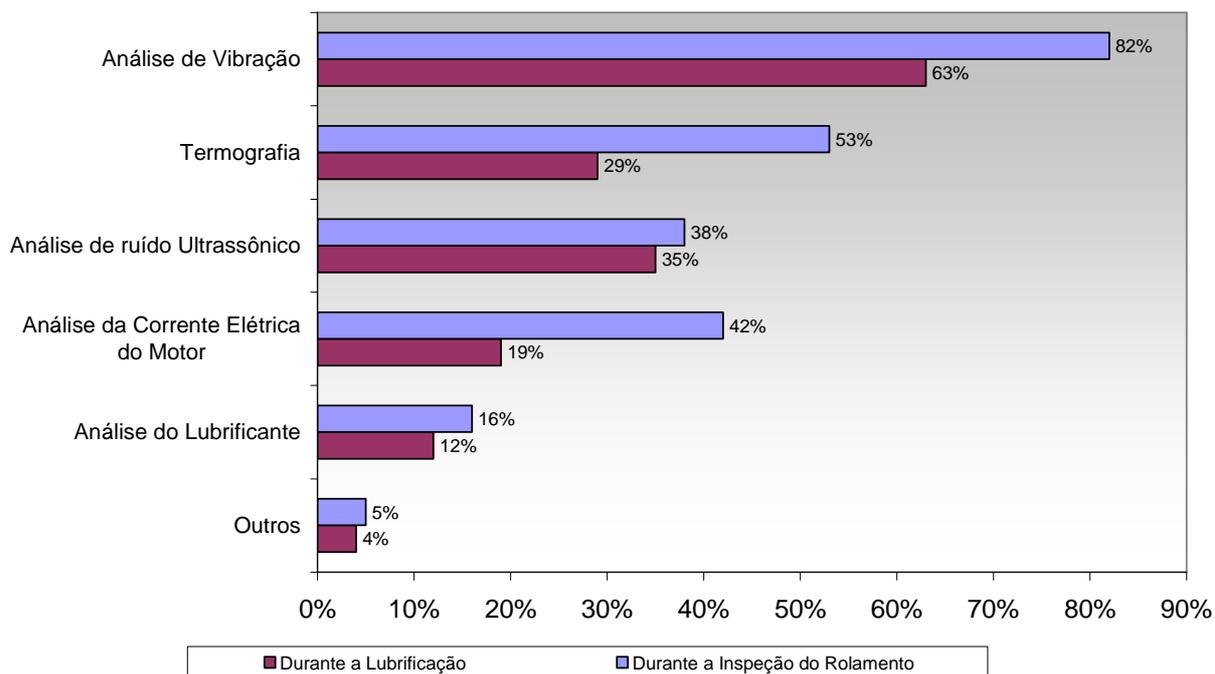


Figura 1.5 - Tecnologias utilizadas na manutenção preditiva de motores elétricos. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Nota-se que das três técnicas que aparecem como sendo as mais utilizadas na relubrificação, serão abordadas neste trabalho, a análise de vibração e a análise de ruído ultrassônico, através de vários experimentos práticos. Verificar-se-á a existência de uma correlação entre as mesmas, para determinadas condições operacionais de lubrificação do rolamento do mancal do motor elétrico.

A análise termográfica não fornece tanta informação como a análise de vibração e a detecção de ruído ultrassônico, também não é capaz de predizer os sintomas de falha cedo o suficiente que permita uma intervenção sem parar o equipamento.

Através dos resultados vistos na Fig. 1.6, pode-se concluir que a análise de vibração e detecção de ruído ultrassônico são as técnicas que mais satisfazem os técnicos e engenheiros de manutenção. Isso confirma a importância de se realizar um estudo comparativo entre as mesmas. A técnica de detecção de ruído ultrassônico é, ainda hoje, muito direcionada para a confirmação de anomalias detectadas por outras técnicas, sendo utilizada como ferramenta complementar de análise.

Satisfação das Técnicas Preditivas na Inspeção e Lubrificação de Motores Elétricos

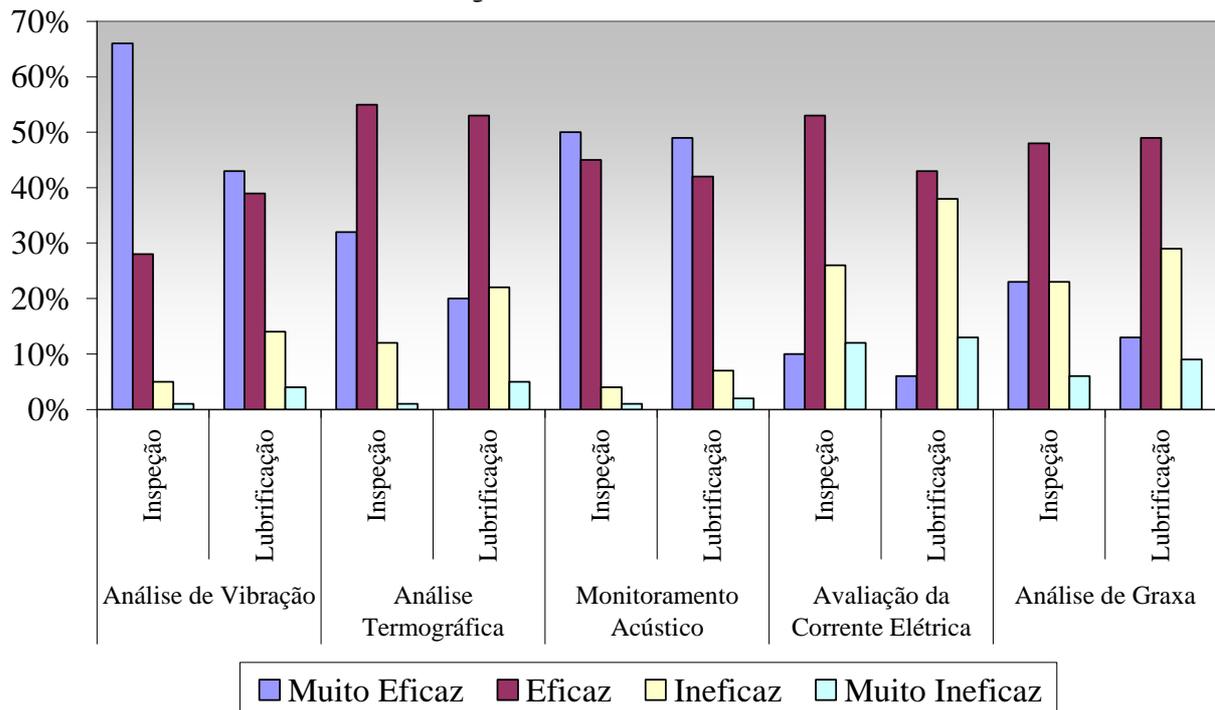


Figura 1.6 - Satisfação das técnicas preditivas na inspeção e lubrificação de motores elétricos.

(Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Esta condição pode ser explicada devido ao fato de que a análise de vibração fornece informações bem mais precisas, exigindo muitas vezes uma manipulação dos dados. A técnica de análise de vibração também necessita de uma mão de obra mais especializada. A técnica de detecção de ruído ultrassônico é mais simples e fácil de ser entendida, basta saber, porém, se a mesma pode ser utilizada em condições de falha de lubrificação e para dizer qual é a quantidade de graxa lubrificante ideal durante o primeiro enchimento e durante as relubrificações.

Quando é perguntado como é utilizada a técnica de detecção de ruído ultrassônico nas diversas empresas entrevistadas, tem-se esta mesma resposta (Fig.1.7).

Utilização da Técnica de Ultrassom na Manutenção de Motores Elétricos

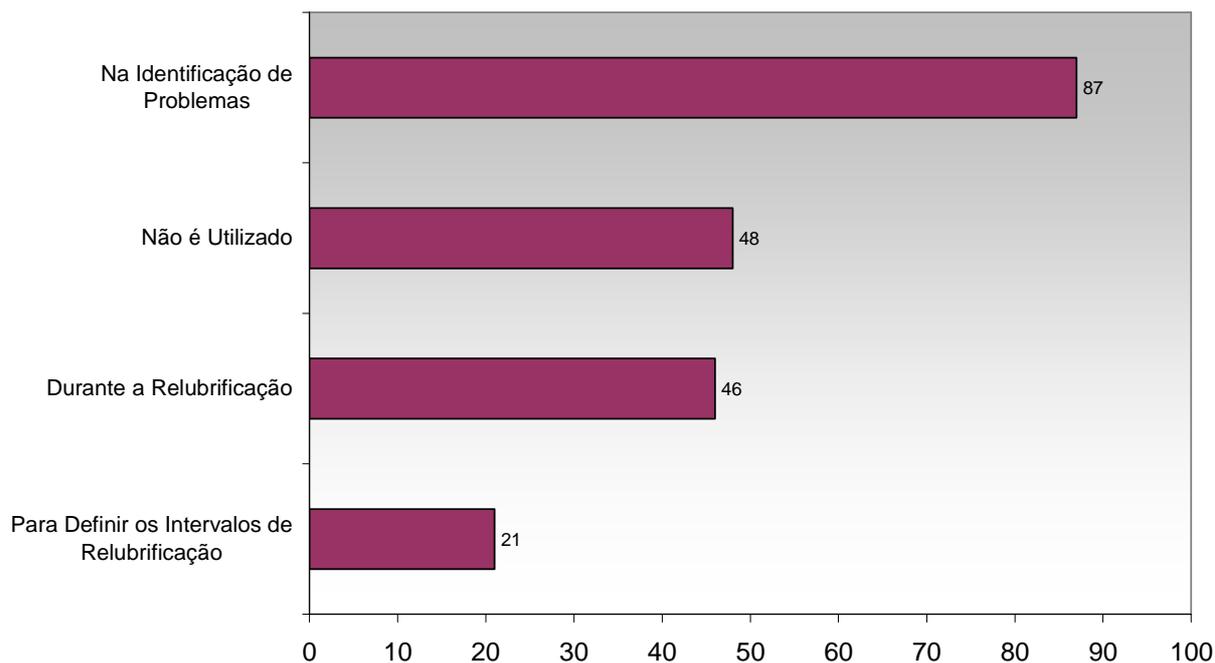


Figura 1.7 - Utilização da técnica de ultrassom na manutenção de motores elétricos. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Existem diversos métodos que podem ser utilizados para estimar a quantidade de graxa a ser aplicada na lubrificação e relubrificação de mancais de motores elétricos. Há, também, maneiras de determinar os intervalos de relubrificação. Nota-se que ainda hoje predomina a utilização de experiências passadas na determinação destes parâmetros, que são de suma importância para o aumento da vida útil do motor.

Muitas vezes, fórmulas matemáticas não são aplicáveis para os motores, pois existe uma variedade muito grande de aplicação e condição operacional. Através das Fig.1.8 e 1.9 pode-se ter uma idéia de como é definido o volume de graxa nas relubrificações e também como estes intervalos são determinados.

Como é Determinada a Quantidade de Graxa nas Relubrificações

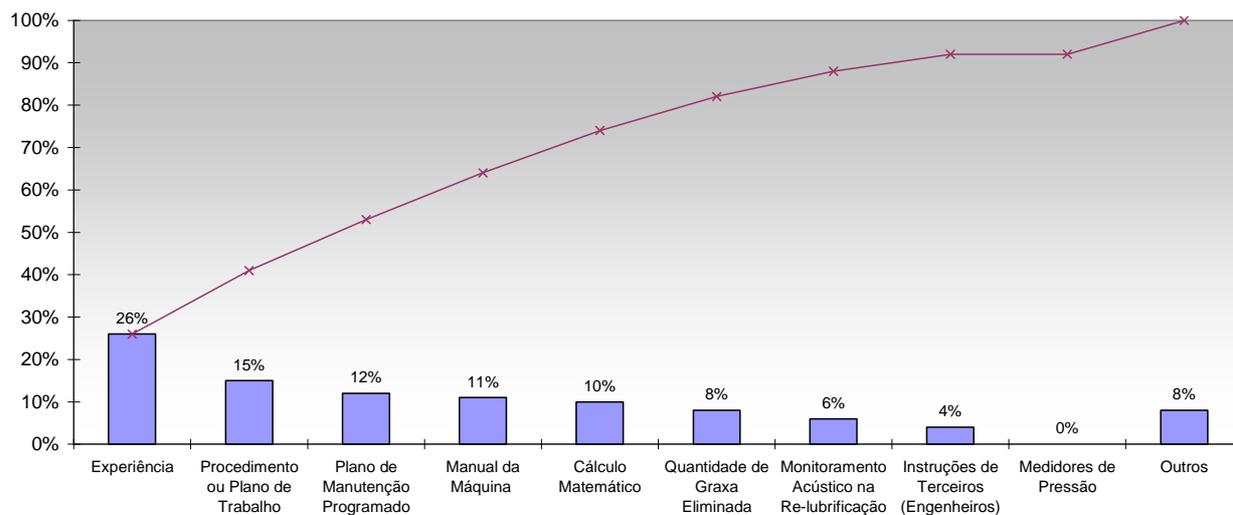


Figura 1.8 - Como é determinada a quantidade de graxa nas relubrificações. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Como os Intervalos de Relubrificação são Determinados

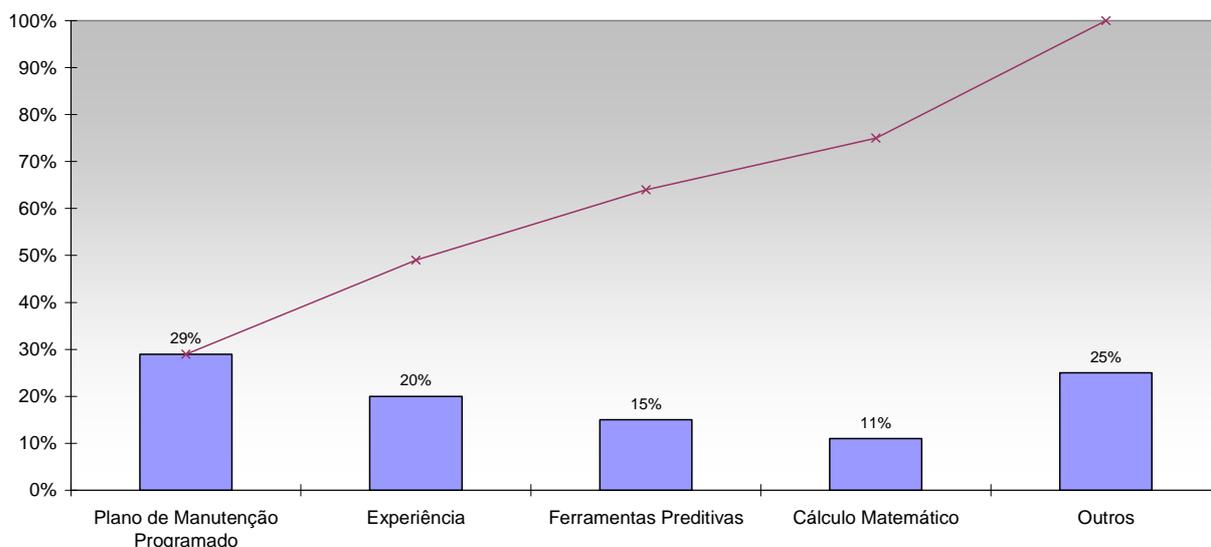


Figura 1.9 - Como os intervalos de relubrificação são determinados. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Avaliando-se os resultados apresentados nas Figuras 1.8 e 1.9 pode-se concluir que a determinação da quantidade de graxa lubrificante em mancais de motores elétricos e a definição dos intervalos de relubrificação são feitos utilizando-se planos de manutenção preventiva, baseados no tempo (calendário). Estima-se que mais de 60% das queimas de motores elétricos seja consequência de uma má lubrificação do mancal de rolamento. Quando questionado sobre as

principais falhas de lubrificação encontradas em motores elétricos que apresentaram qualquer problema de funcionamento, os entrevistados responderam que a principal anomalia é a lubrificação excessiva. Esta condição faz com que a temperatura do motor aumente e pode acarretar a redução da resistência de isolamento do motor devido à entrada de graxa lubrificante no seu interior. A Fig.1.10 mostra os resultados da pesquisa.

Sobre a capacitação dos profissionais que trabalham com lubrificação, ficou evidente que ainda existe uma grande lacuna de conhecimento e aplicação de técnicas modernas neste processo tão importante da manutenção. Ainda hoje, são poucas as empresas que investem na qualificação de profissionais de manutenção para a especialidade de lubrificação. Procura-se neste trabalho, comprovar a importância do engenheiro de lubrificação, especialmente na determinação de parâmetros e processos.

Principais Falhas dos Métodos Convencionais de Lubrificação

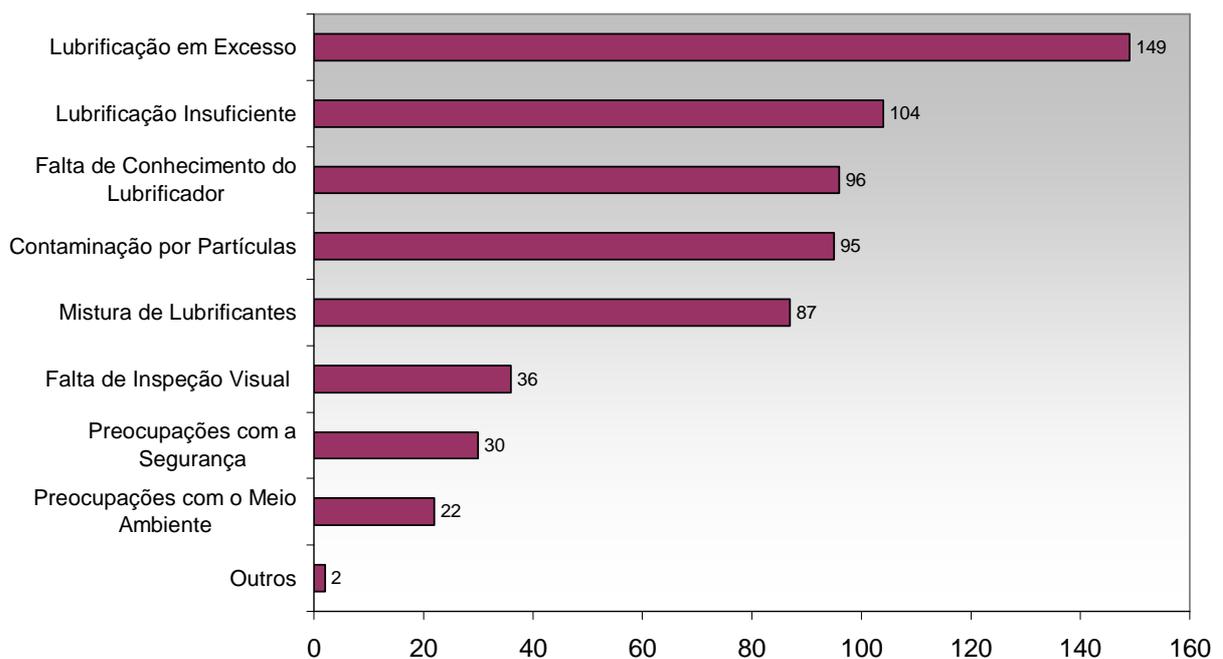


Figura 1.10 - Principais falhas dos métodos convencionais de lubrificação. (Adaptado de Noria Corporation, 2008)

Avaliando-se aquilo que foi apresentado nesta pesquisa bibliográfica, percebe-se que o assunto lubrificação e vibração foram amplamente estudados e discutidos. O conhecimento que está pulverizado em forma de artigos e trabalhos pode ser relacionado e correlações entre vibração e detecção de ruído ultrassônico, podem ser ainda definidas.

A falta de um conhecimento prévio para a determinação desta correlação, fez com que se procurasse utilizar métodos experimentais que permitissem (dentro do limite dos equipamentos utilizados no experimento) uma investigação mais abrangente possível do fenômeno da lubrificação de mancais de motores elétricos.

2. MANUTENÇÃO: FUNÇÃO ESTRATÉGICA

Para Kelly e Harris, (1980) as organizações industriais existem em função do lucro, utilizando-se de equipamentos e de mão-de-obra para transformar materiais brutos em produtos acabados de maior valor agregado.

Em linguagem simples, o lucro é a diferença entre a receita da venda de um produto e seus custos de fabricação e de comercialização. Tais custos podem ser classificados como fixos, a exemplo do custo dos equipamentos e das instalações, e variáveis, a exemplo do custo das matérias-primas. A rentabilidade é influenciada por muitos fatores, entre os quais a demanda do mercado, o preço do produto, o volume de produção e outros custos relacionados com o investimento, vida útil e a operação de equipamentos.

A manutenção está correlacionada com a rentabilidade, na medida em que influencia na capacidade de produção e no custo operacional dos equipamentos. Os trabalhos de manutenção elevam o desempenho e a disponibilidade dos equipamentos para a produção, mas ao mesmo tempo contribuem para acrescer os custos de fabricação. O objetivo de um departamento de manutenção industrial deve ser, portanto, atingir um equilíbrio entre estes efeitos, maximizando a contribuição do departamento na rentabilidade da empresa.

A correlação entre os trabalhos de manutenção e a rentabilidade tem sido progressivamente fortalecida ao longo da última década, uma vez que as instalações industriais tornaram-se maiores e mais sofisticadas e, conseqüentemente, seus custos de paralisação se elevaram.

A função manutenção é uma fonte de custo cara e complexa e como tal precisa ser bem administrada. Deve ser entendida como uma atividade meio por excelência que deve existir, para proporcionar à área operacional, o cumprimento das metas de produção. Sendo assim, o desempenho da manutenção acaba sendo avaliado em termos de custos das paralisações dos equipamentos e instalações.

Monchy (1989) sustenta que o setor de manutenção, a cada dia que passa, vem ocupando uma posição de maior destaque dentro do organograma das organizações produtoras de bens e serviços. Relata que a finalidade da função manutenção é proteger o alto investimento feito nas instalações, assim como assegurar altos padrões de confiabilidade e qualidade de seus serviços. Netas condições, a atuação do setor, seguramente, afeta o desempenho global da organização. A função manutenção passa a ser vista não mais como uma simples fonte de custos, mas como um setor importante sobre qual pesa a responsabilidade de minimizar perturbações,

imprevistos e custos operacionais no retorno dos equipamentos e instalações à sua prontidão funcional. Sendo assim, a melhoria do desempenho da função manutenção justifica também a utilização de indicadores para o gerenciamento das suas atividades e de seu custeio.

2.1. Tipos de Manutenção

As políticas de manutenção em uma empresa de produção industrial são circunstanciadas por variáveis relacionadas com custos, segurança operacional dos equipamentos, instalações, produto e pessoas que operam e intervêm nos mesmos. A durabilidade e disponibilidade dos ativos são também variáveis que impactam na administração das políticas e dos recursos da manutenção. A Fig. 2.1 mostra a melhoria de resultados, à medida que se evolui dentre os tipos de manutenção. As duas mudanças de inclinação representam quebras de paradigma.

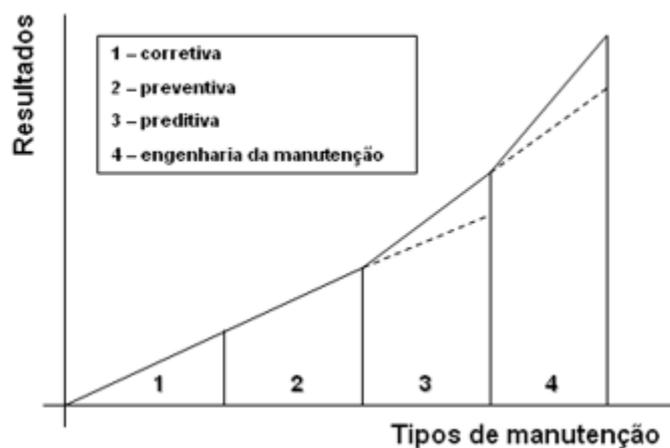


Figura 2.1 - Tipos de manutenção. (Adaptado de Pinto e Xavier, 2001)

É importante ressaltar que nem todas as empresas precisam apresentar diversas políticas de manutenção diferentes para serem competitivas no mercado em que atuam. Muitas vezes, o investimento em uma engenharia de manutenção não trará o retorno esperado, visto que o processo é simples, possíveis interrupções no sistema produtivo não acarretam grandes perdas e os custos de manutenção corretiva não afetam a rentabilidade da empresa.

As estratégias de manutenção devem ser planejadas e projetadas para atender as necessidades específicas de cada empresa. Diversas políticas de manutenção podem ser aplicadas a cada unidade de uma fábrica, combinadas ou não. As principais políticas, ou tipos de manutenção existentes hoje são:

- ❖ Manutenção Corretiva.
- ❖ Manutenção Preventiva.
- ❖ Manutenção Preditiva.
- ❖ Engenharia de Manutenção e Engenharia de Confiabilidade.

2.1.1. Manutenção Corretiva

A manutenção corretiva é a forma mais óbvia e mais primária de manutenção. Pode sintetizar-se pelo reparo dos equipamentos após a avaria. Esta constitui a forma mais custosa de manutenção quando encarada do ponto de vista total do sistema, pois conduz a baixa utilização anual dos equipamentos e máquinas e conseqüentemente acarreta em uma diminuição da vida útil dos mesmos. Pode ser classificada como planejada e não planejada. Quando não planejada, e conseqüentemente, não esperada, propicia perdas produtivas e contribui para a desorganização da cadeia produtiva.

A manutenção corretiva planejada causa menor impacto do que a não planejada, visto que pode ser organizada de tal forma a utilizar os recursos disponíveis da melhor maneira possível. Esta prática é, ainda, muito encontrada nas empresas. Isso se justifica, pois ainda existem muitos equipamentos que são classificados como pouco importantes na estrutura produtiva e desta forma, não são merecedores de uma engenharia de manutenção. Na grande maioria dos casos, estes equipamentos são baratos e de fácil reposição. Uma planta industrial que utiliza a gerência por manutenção corretiva não gasta qualquer dinheiro com manutenção, até que uma máquina ou sistema falhe em operar.

Poucas plantas industriais usam uma filosofia verdadeira de gerência por manutenção corretiva. Em quase todos os casos, elas realizam tarefas preventivas básicas, como lubrificação e ajustes de máquina, mesmo em um ambiente de manutenção corretiva. Entretanto, neste tipo de gerência, as máquinas e outros equipamentos não são revisados e não são feitos grandes reparos até que o equipamento falhe em sua operação.

Já que não há nenhuma tentativa de se antecipar os requisitos de manutenção, uma planta industrial que utilize a gerência por manutenção corretiva absoluta deve ser capaz de reagir a todas as possíveis falhas dentro da fábrica. Este método reativo força o departamento de manutenção a manter caros estoques de peças sobressalentes que incluem máquinas reservas ou, pelo menos, todos os principais componentes para todos os equipamentos críticos da instalação.

A alternativa é fundar-se em vendedores de equipamentos que possam oferecer entrega imediata de todas as peças sobressalentes requisitadas.

Mesmo que o último seja possível, as entregas imediatas aumentam substancialmente os custos de reparo de peças e de tempo paralisado necessário para corrigir as falhas das máquinas. Para minimizar o impacto sobre a produção, criada por falhas inesperadas das máquinas, o pessoal da manutenção também deve estar apto a reagir imediatamente a todas as falhas da máquina. O resultado líquido deste tipo reativo de gerência de manutenção é o maior custo de manutenção e menor disponibilidade da maquinaria do processo. A análise de custos de manutenção indica que um reparo realizado no modo corretivo terá uma média de custo cerca de três vezes maior que quando o mesmo reparo for feito dentro de um modo programado ou preventivo (Almeida, 2007). A programação do reparo garante a capacidade de minimizar o tempo de reparo e os custos associados de mão de obra. Ela também garante os meios de se reduzir o impacto negativo das compras de sobressalentes urgentes e da produção perdida por inoperância dos equipamentos.

A manutenção corretiva é uma técnica de gerência reativa que espera pela falha da máquina ou equipamento, antes que seja tomada qualquer ação de manutenção. Obviamente, que se torna quase impossível, eliminar completamente esse tipo de manutenção, pois muitas vezes ainda, é difícil prever com exatidão quando um defeito ou anomalia tornar-se-á crítico e interromperá a operação da máquina ou equipamento.

2.1.2. Manutenção Preventiva

Existem muitas definições de manutenção preventiva. Entretanto, todos os programas de gerência de manutenção preventiva são acionados por tempo. Em outras palavras, as tarefas de manutenção se baseiam em tempo gasto ou horas operacionais. Pinto e Xavier (2001) alegam que a maioria dos componentes de um ativo tem probabilidades de falhas diferentes em diversas etapas da sua vida. A curva que descreve a probabilidade de falha em função do tempo é denominada *curva característica de equipamentos* ou *curva da banheira*, tendo em vista a sua forma, como apresentado na Figura 2.2.

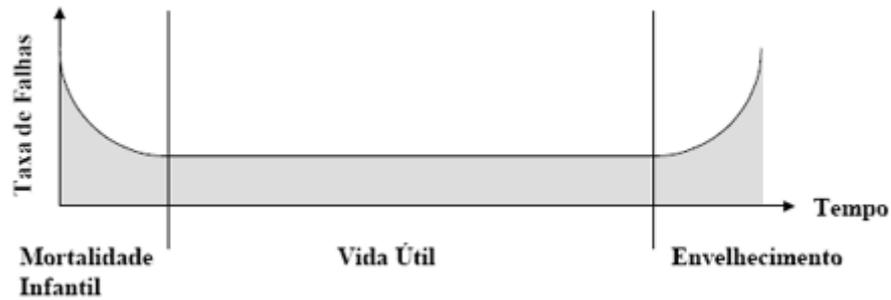


Figura 2.2 - Curva característica da vida de equipamentos. (Adaptado de Pinto e Xavier, 2001)

A curva da banheira indica que uma máquina nova tem uma alta probabilidade de falha, devido a problemas de instalação, durante as primeiras semanas de operação. Após este período inicial, a probabilidade de falha é relativamente baixa por um período prolongado de tempo. Após este período normal de vida da máquina, a probabilidade de falha aumenta abruptamente com o tempo transcorrido. Na gerência de manutenção preventiva, os reparos ou recondiçionamentos da máquina são programados baseados na estatística da curva característica da vida de equipamentos.

A implementação da manutenção preventiva real varia bastante. Alguns programas são extremamente limitados e consistem de lubrificação e ajustes menores. Os programas mais abrangentes de manutenção preventiva planejam reparos, lubrificação, ajustes, e recondiçionamento de máquinas para toda a maquinaria crítica da planta industrial. O denominador comum para todos estes programas de manutenção preventiva é o planejamento da manutenção em função do tempo.

Todos os programas de gerência de manutenção preventiva assumem que as máquinas degradarão com um quadro de tempo típico de sua classificação em particular. Por exemplo, uma bomba centrífuga, horizontal, de estágio simples normalmente rodará 18 meses antes que tenha que ser revisada. Usando técnicas de gerência preventiva, a bomba seria removida de serviço e revisada após 17 meses de operação.

O problema com esta abordagem é que o modo de operação e variáveis específicas da planta industrial ou do sistema afetam diretamente a vida operacional normal das máquinas. O tempo médio entre as falhas (TMF) não será o mesmo para uma bomba que esteja trabalhando com água e uma bombeando polpas abrasivas de minério. O resultado normal do uso da estatística TMF para programar a manutenção é um reparo desnecessário ou uma falha catastrófica. No exemplo anterior, a bomba pode não precisar ser recondiçionada após 17 meses.

Portanto, a mão-de-obra e o material utilizado para fazer o reparo foram desnecessários. Se a bomba falhar antes dos 17 meses, força-se o seu conserto utilizando técnicas corretivas.

Sabe-se que um componente defeituoso dá origem ao fenômeno de “avalanche”, ou seja, no momento que um deles apresenta uma irregularidade ou defeito, as consequências são levadas a outros componentes que passam a apresentar defeitos iguais ou diferentes. Estes por sua vez repassam a outros elementos e, com isso, o dispositivo inteiro sofre um processo de degradação rápida.

Com a finalidade de diminuir os custos oriundos do desgaste desigual de componentes, a área de manutenção de uma empresa deve compatibilizar o programa de parada para manutenção geral com as necessidades ou programa de produção, o que nem sempre é fácil. Como uma interrupção de produção gera custos elevados, o responsável pela manutenção decide sempre pela substituição de componentes perfeitos durante uma parada de manutenção, o que representa custos elevados com reposição de peças. Além disso, tal prática acarreta também:

- ❖ Necessidade de estoque apreciável de um número significativo de componentes.
- ❖ Necessidade de desmonte seguido de remontagem em períodos muito curtos, o que implicam em um envelhecimento prematuro do equipamento.
- ❖ Ausência de qualquer garantia, ou segurança, de que o equipamento não venha a sofrer uma pane ou uma parada inesperada no momento em que for posto em funcionamento.

Este tipo de manutenção não exige conhecimento algum com relação ao processo de desgaste ou deterioração do equipamento, permanecendo a dificuldade de estimar a vida útil de cada componente. Normalmente a avaliação da vida útil é baseada na experiência passada, principalmente com dados estatísticos oriundos de paradas não programadas e inesperadas. Por tais motivos, esse método “clássico” apresenta resultados não somente sofríveis, mas altamente discutíveis.

O velho adágio de que as máquinas se quebrarão na pior hora possível é uma realidade na manutenção de plantas industriais, como é a siderurgia. Normalmente, a quebra ocorrerá quando as demandas de produção forem maiores. Constata-se que mesmo utilizando a gerência de manutenção preventiva, dependendo da estatística utilizada para definição dos planos de intervenção, ainda poderão ocorrer quebras inesperadas. Neste caso, volta-se a manutenção corretiva, como visto anteriormente, onde os custos para o reparo são muito altos.

2.1.3. Manutenção Preditiva

Em programas de manutenção preditiva, o modo específico da falha, isto é, o problema, pode ser identificado antes da falha. Talvez a diferença mais importante entre manutenção reativa e preditiva seja a capacidade de se programar o reparo quando ele terá o menor impacto sobre a produção. O tempo de produção perdido como resultado da manutenção reativa é substancial e raramente pode ser recuperado. A maioria das plantas industriais opera 24 horas por dia, durante períodos de produção de pico. Portanto, o tempo perdido de produção não pode ser recuperado.

Assim como a manutenção preventiva, a manutenção preditiva tem muitas definições. Para os mecânicos a manutenção preditiva monitora a vibração das máquinas rotativas numa tentativa de detectar problemas incipientes e evitar a falha catastrófica. Para os eletricitistas, são o monitoramento das imagens infravermelhas de circuitos, chaves elétricas, motores, e outros equipamentos elétricos, os meios para detectar problemas em desenvolvimento.

A premissa comum da manutenção preditiva é que o monitoramento regular da condição mecânica real, o rendimento operacional, e outros indicadores da condição operativa das máquinas e sistemas de processo fornecerão os dados necessários para assegurar um intervalo máximo entre reparos. Ela também minimizaria o número e os custos das paradas não programadas criadas por falhas no equipamento.

Trata-se de um meio de melhorar a produtividade, a qualidade do produto, o lucro, e a efetividade global das plantas industriais de manufatura e de produção. A manutenção preditiva não é meramente o monitoramento de vibração ou a análise de óleo lubrificante ou ainda, a análise de imagens térmicas e qualquer das outras técnicas de teste não destrutivo que têm sido marcadas como ferramentas de manutenção preditiva. A manutenção preditiva é uma filosofia ou atitude que usa a condição operacional real do equipamento para aperfeiçoar a operação da planta industrial.

Um programa abrangente de gerência de manutenção preditiva utiliza uma combinação de ferramentas mais efetivas em custo para obter a condição operativa real de sistemas críticos da planta industrial e, baseando-se nestes dados reais, todas as atividades de manutenção são programadas numa certa base, conforme necessário. Pode-se dizer que a manutenção preditiva é um programa de manutenção preventiva acionado por condições, onde é possível eliminar a generalização existente na determinação dos intervalos de reparo existentes na manutenção preventiva tradicional (Kardec, Nascif e Baroni, 2002).

Em programas preventivos ou corretivos, a decisão final sobre os programas de reparo ou de recondição se baseia na intuição e experiência pessoal do gerente de manutenção. A adição de um programa de gerência preditiva abrangente pode fornecer dados sobre a condição mecânica real de cada máquina e o rendimento operacional de cada sistema de processo. Estes dados habilitarão o gerente de manutenção a programar atividades de manutenção mais efetivas em termos de custo.

Um programa de manutenção preditiva pode minimizar o número de quebras de todos os equipamentos mecânicos da planta industrial e assegurar que o equipamento reparado esteja em condições mecânicas aceitáveis. Ele pode identificar problemas da máquina antes que se tornem sérios já que a maioria dos problemas mecânicos pode ser minimizada se forem detectados e reparados com antecedência. Os modos normais de falha mecânica degradam-se em uma velocidade diretamente proporcional a sua severidade; portanto, quando um problema é detectado logo, normalmente pode-se evitar maiores reparos.

A investigação e aplicação das técnicas já difundidas na manutenção preditiva faz com que esta filosofia continue sendo amplamente utilizada e valorizada. É necessário, conforme já dito anteriormente, expandir a utilização das técnicas para aquelas operações que são importantes na manutenabilidade dos equipamentos, onde dentre elas se destaca a lubrificação de motores elétricos.

2.2. Técnicas Preditivas Utilizadas em Motores Elétricos

Segundo Kardec, Nascif e Baroni (2002), a seleção das técnicas preditivas a serem adotadas deve ser feita por especialistas de modo a se obter a melhor relação custo versus benefício. De modo geral, a aplicação de apenas uma técnica é suficiente para um excelente acompanhamento dos equipamentos. Quando se trata, porém, de equipamentos mais sofisticados, críticos ou muito importantes para o processo, é usual a adoção de mais de uma técnica visando complementar o diagnóstico da máquina.

De nada adiantam as medições, registros e formação de um banco de dados se esses não forem devidamente analisados e interpretados. A análise, interpretação e o diagnóstico propiciarão a tomada de decisão, e, portanto, é fundamental que estas atividades sejam feitas por pessoal qualificado, seja próprio ou contratado.

A utilização de níveis-limite facilita a tomada de decisão, a grande questão é como obtê-los. É bastante comum imaginar-se que máquinas iguais devem ter o mesmo nível de alerta.

Teoricamente está correto, no entanto, não existem máquinas iguais. Dependendo da sensibilidade do método de monitoramento, verifica-se que não existem, sequer, máquinas semelhantes. O motivo principal está nas tolerâncias de projeto e por isso deve-se, logo que possível, buscar a referência fornecida pela própria máquina.

Em termos gerais, uma técnica de manutenção preditiva deve atender os seguintes requisitos para ser realmente útil na indústria em geral:

- ❖ Permitir a coleta de dados com o equipamento em funcionamento, ou com o mínimo de interferência possível no processo produtivo.
- ❖ Permitir a coleta de dados que possibilitem a análise de tendências.

2.2.1. Análise de Vibração

Na manutenção, o monitoramento das vibrações das máquinas e equipamentos consiste em um das atividades que apresenta melhores resultados. Existem, no entanto, uma série grande de definições, conceitos e relações que devem ser entendidos com clareza, eliminando interpretações errôneas, com resultados imprevisíveis.

O acompanhamento e a análise de vibração tornaram-se alguns dos mais importantes métodos de predição em vários tipos de indústria. A maior ênfase de acompanhamento de vibração está concentrada nos equipamentos rotativos, para os quais tanto a metodologia de análise quanto os instrumentos e aparelhos, além de softwares de apoio e sistemas especialistas, se encontram num estágio bastante avançado.

As vibrações mecânicas constituem um grupo de fenômenos comuns nas atividades do dia-a-dia, sendo importante que os técnicos e engenheiros tenham idéias bem claras sobre o assunto. Na indústria, este fenômeno está presente em turbinas, máquinas girantes e recíprocas, aviões, automóveis, etc.

2.2.1.1. Grandezas e Relações Envolvidas no Fenômeno de Vibração

A vibração mecânica é o fenômeno observado quando uma partícula executa movimento entorno de uma posição de equilíbrio. Existem várias maneiras de definir o movimento vibratório através de expressões matemáticas que podem ser bastante simples, assim como de alta complexidade.

Segundo Nepomuceno (1989), fisicamente, o fenômeno de vibração é o resultado da troca de energia entre dois “depósitos” de um mesmo sistema. Quando há a troca de energia cinética em energia potencial e vice-versa, aparece a vibração. Tal troca de energia cinética em energia potencial é observada em todos os tipos de vibrações, sendo as expressões matemáticas de todas elas semelhantes.

Ao considerar-se um equipamento qualquer, em termos de vibração, pode-se imaginá-lo como um simples sistema massa-mola, conforme mostra a Fig. 2.3. Se a esta massa incidir uma excitação que a faça oscilar verticalmente, ocorrerá um movimento senoidal.

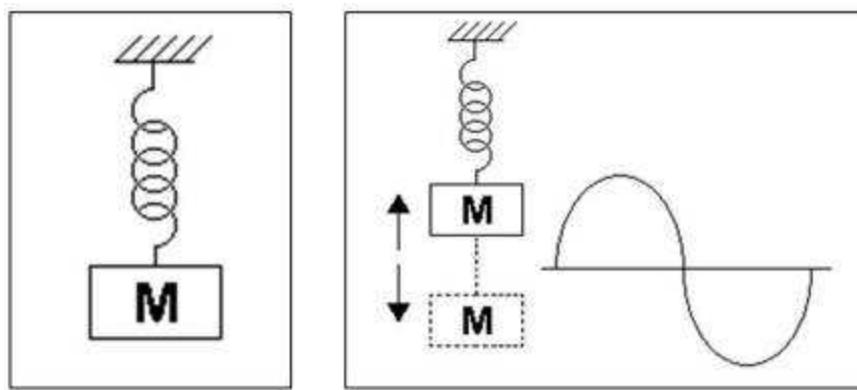


Figura 2.3 - Esquema massa-mola sob excitação de uma força externa. (Almeida, 2008)

Esta forma senoidal é uma representação genérica do movimento descrito por um equipamento qualquer, quando em funcionamento. As amplitudes e variações de onda definirão a natureza da operação. Os parâmetros de vibração relacionados com máquinas rotativas são usualmente expressos em termos de deslocamento, velocidade e aceleração.

O deslocamento é a distância entre o pico superior e inferior da onda senoidal, ou seja, é a distância percorrida durante o movimento vibratório. Sua unidade de medida é geralmente expressa por micrometros (μm). A velocidade é a relação entre a distância percorrida e o tempo gasto para percorrê-la e sua unidade de medida é milímetros por segundo (mm/s). A aceleração é a razão da mudança da velocidade, isto é, como a velocidade varia durante o trajeto percorrido. É representada por mm/s^2 .

Podem-se exemplificar as relações de distância, velocidade e aceleração, tomando-se como exemplo um carrinho de montanha russa. Quando o carrinho está no topo, sua velocidade é mínima, e como ele tende a descer, sua aceleração é máxima. Durante a descida, sua velocidade aumenta, enquanto a aceleração vai diminuindo. Na vibração ocorre da mesma forma, nos picos inferiores e superiores, temos aceleração máxima com velocidade mínima. Na posição

intermediária, temos aceleração mínima e velocidade máxima. Estas relações podem ser facilmente identificadas através da Fig. 2.4.

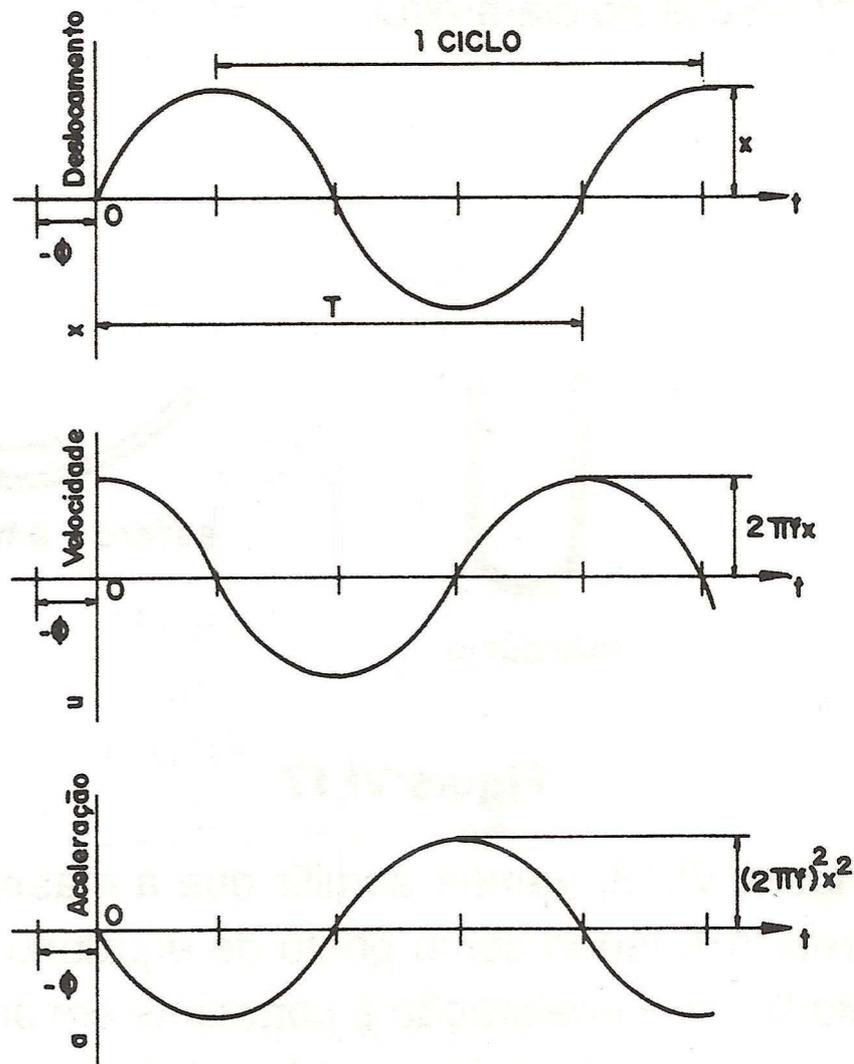


Figura 2.4 - Relações entre velocidade e aceleração do movimento vibratório. (Nepomuceno, 1989)

Todas as três respostas apresentam resultados quantitativos da vibração do equipamento. A frequência é outra variável importante na análise de vibração, pois ajuda a identificar a origem da vibração, ou seja, a causa do movimento vibratório. O deslocamento, velocidade e aceleração são representadas pelas seguintes equações, respectivamente:

$$X = A.\text{sen}(\omega t) \quad (1)$$

$$v = A.\omega.\text{cos}(\omega t) \quad (2)$$

$$v = \frac{dx}{dt}$$

$$a = -A.\omega^2.\text{sen}(\omega t) \quad (3)$$

$$a = \frac{dv}{dt}$$

Como:

$$\omega = 2.\pi.f.A \quad (4)$$

E substituindo nas fórmulas de deslocamento, velocidade e aceleração, verifica-se que:

- ❖ A amplitude de deslocamento independe da frequência;
- ❖ A amplitude de velocidade crescerá proporcionalmente à frequência, para um valor constante da amplitude de deslocamento;
- ❖ A amplitude de aceleração crescerá com o quadrado da frequência, para um valor constante da amplitude de deslocamento.

$$v = 2.\pi.f.A \quad (5)$$

$$a = (2.\pi.f.A)^2.A \quad (6)$$

Essas relações são úteis para compreender melhor qual variável deve ser acompanhada. Cada grandeza revela uma característica do movimento vibratório. O deslocamento ocorre em maiores amplitudes e em baixas frequências. Defeitos mecânicos como desbalanceamento, folgas e desalinhamento são mais facilmente detectados utilizando-se o deslocamento como grandeza monitorada.

Já a velocidade apresenta uma característica peculiar, tendo uma resposta praticamente linear, desde as baixas frequências até as frequências mais elevadas. Assim, a velocidade é geralmente escolhida como grandeza a ser utilizada nos programas de manutenção preditiva.

A aceleração revela componentes de altas frequências, como defeitos em rolamentos e engrenamentos. Dadas as características da aceleração, defeitos relativos às baixas frequências apresentam valores muito baixos e não seriam adequados a sua análise. Na Fig. 2.5 tem-se uma representação gráfica das respostas do deslocamento, velocidade e aceleração quando varia-se a frequência.

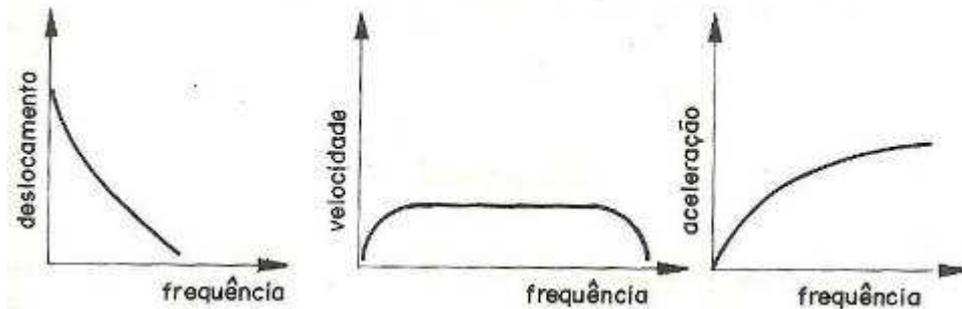


Figura 2.5 - Relações entre deslocamento, velocidade e aceleração variando-se a frequência.

(Nepomuceno, 1989)

Rolamentos e engrenagens geram sinais de alta frequência com intensidade muito baixa e, quando estes sinais atingem níveis que podem ser medidos utilizando-se as grandezas deslocamento e velocidade, o componente já apresenta situação crítica do ponto de vista mecânico. Apesar da utilização da aceleração como ferramenta de diagnóstico para alta frequência, os fabricantes de equipamentos de medição desenvolveram um método mais prático e eficiente de análise para estas situações.

Spike Energy, Envelope, Shock Pulse, Acoustic Emission, são alguns dos nomes patenteados por diversos fabricantes de coletores de dados de vibração. Embora com nomes e certas características que os diferenciam, basicamente, todos realizam medições ultrassônicas, avaliando-se os níveis de energia gerados por componentes que, usualmente, vibram em alta frequência. Quando estas grandezas derivadas da aceleração apresentarem aumento de valores, isto também ocorrerá com a aceleração. Desta forma, confirma-se a existência de defeito causado por rolamento, engrenagem, cavitação, lubrificação, etc.

Todos os sinais de baixa frequência, os quais têm amplitudes muito elevadas, quando comparados aos sinais de alta frequência, são filtrados utilizando-se um filtro de 5 kHz. Assim, realiza-se apenas a medição dos sinais ultrassônicos. Sinais relativos a desbalanceamento, desalinhamento e folgas não interferem nos sinais de alta frequência.

2.2.1.2. Sensores de Vibração

Para a realização das medições é necessário um dispositivo que transforme os sinais mecânicos de vibração (movimento) em sinais elétricos para que estes possam ser medidos pelo coletor de dados. Este dispositivo é chamado transdutor.

Basicamente, existem três tipos de transdutores para análise de vibrações. Transdutores de velocidade, deslocamento e aceleração, que medem, como o nome sugere, velocidade, deslocamento e aceleração. Na prática, o mais usual é utilizar acelerômetros, devido ao seu menor custo e melhor performance, dentro de uma faixa maior de frequências, podendo ser utilizado em uma gama maior de medições. Porém, mesmo que a grandeza medida seja aceleração, a maioria dos coletores pode converter o sinal de aceleração em outra grandeza (velocidade ou deslocamento).

A configuração interna do acelerômetro pode variar, entretanto, o princípio de funcionamento se mantém inalterado. Quando uma massa é excitada pela vibração de uma máquina, cria movimentos de compressão sobre discos piezoelétricos, estes reagem gerando tensão elétrica, que é enviada através de um cabo apropriado, ao coletor de dados.

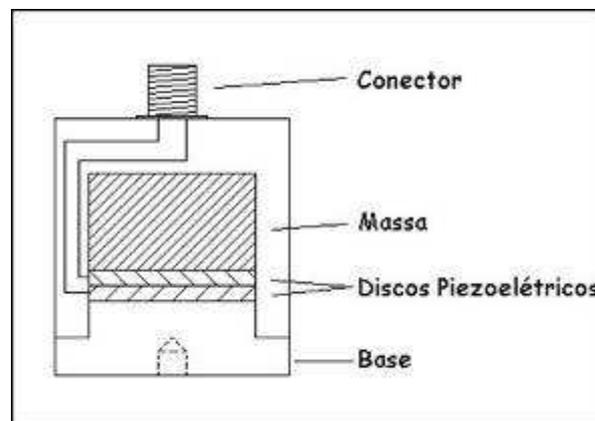


Figura 2.6 - Acelerômetro. (Almeida, 2008)

Existem duas características principais para os acelerômetros: sensibilidade e faixa de frequência. A sensibilidade é dada em mV/g (mili volts por aceleração). Quanto maior for este valor, maior será a sensibilidade do acelerômetro. Os valores podem variar de 50 mV/g a 500 mV/g. A faixa de frequência identifica a zona de atuação e resposta do acelerômetro, isto é, a que frequências ele responde melhor (baixa, média ou alta).

Deve-se ter muito cuidado com o manuseio do acelerômetro, evitando pancadas e quedas, pois estas podem gerar tensões muito altas nos discos piezoelétricos, que danificariam o

sensor. Os pontos escolhidos devem ser aqueles próximos aos mancais. Desta forma, obtêm-se informações sobre o movimento vibratório do equipamento em suas partes móveis (eixos, rolamentos e acoplamentos). Os sinais gerados pelos rolamentos são de pequena intensidade e dispersam-se facilmente.

2.2.2. Detecção de Ruído Ultrassônico

As radiações ultrassônicas foram descobertas no século passado pelo casal Pierre e Maria Curie, ao aplicar uma corrente elétrica senoidal sobre um cristal de quartzo colocado entre duas placas metálicas. Estes cientistas constataram a geração de uma vibração de alta frequência, posteriormente caracterizada como ultrassom. A este processo denominou-se efeito piezoelétrico ou simplesmente piezoeletricidade.

O ultrassom é uma onda mecânica longitudinal, não audível, com frequências acima de 20 kHz. Abaixo desta frequência, as ondas são classificadas como infrassônica ou subsônica. As ondas sonoras são uma série de compressões e rarefações mecânicas na direção do trajeto de onda, e por isso são chamadas de ondas longitudinais. Elas podem ocorrer nos meios sólido, líquido e gasoso.

O objetivo primário de um dispositivo de audição ultrassônica é converter sons de alta frequência inaudíveis (ultrassons) em sons audíveis correspondentes que mantêm a mesma qualidade representativa que o som original. Como a intensidade e o tom do ultrassom não mudam, a resposta audível em proporção é direta.

Muitos sons ocorrem além de uma ampla faixa de frequências, ambas abaixo e acima da faixa da audição humana, que é geralmente correspondida para ser de 20 a 20.000 Hz. De qualquer modo, quase todos os sons de atrito, corona, e vazamento de fluidos pressurizado (líquidos ou gases) tem pico de produção próximo à faixa de 40 kHz. As frequências na faixa dos ultrassons são muito direcionais e também podem ser atenuados muito rapidamente.

As ondas acústicas ou o som propriamente dito são classificados de acordo com suas frequências e medidos em ciclos por segundo, ou seja, o número de ondas que passam por segundo pelo sistema auditivo. A unidade “ciclos por segundos” é normalmente conhecida por “Hertz”, de abreviatura “Hz”. A Figura 2.7 ilustra as faixas de frequência audíveis e não audíveis pelo ser humano.

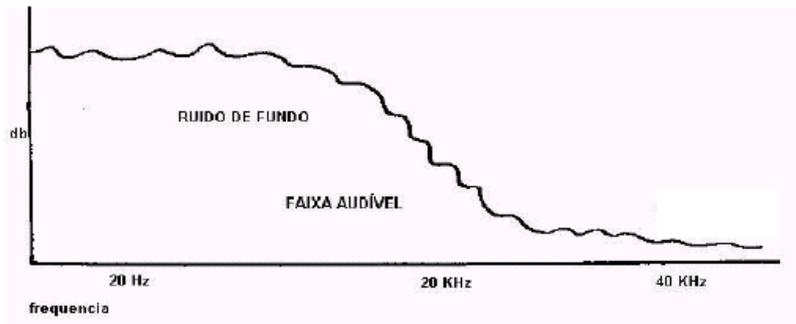


Figura 2.7 - Frequências ultrassônicas. (www.sdtnorthamerica.com)

A onda sônica ao percorrer um material qualquer sofre, em sua trajetória, efeitos de dispersão e absorção, resultando na redução da sua energia ao percorrer um material qualquer. A dispersão deve-se ao fato da matéria não ser totalmente homogênea, contendo interfaces naturais de sua própria estrutura ou processo de fabricação. Por exemplo, peças fabricadas com ferro fundido, apresentam grãos de grafite e ferrita com propriedades elásticas distintas. Para esta mudança das características elásticas de ponto num mesmo material denomina-se anisotropia, que é mais significativo quando o tamanho de grão for 1/10 do comprimento de onda.

O fenômeno da absorção ocorre sempre que uma vibração acústica percorre um meio elástico. É a energia cedida pela onda para que cada partícula do meio execute um movimento de oscilação, transmitindo a vibração às outras partículas do próprio meio.

A detecção de ruído ultrassônico é uma boa técnica preditiva a ser utilizada na manutenção de equipamentos, pois os ruídos normais provenientes do funcionamento dos seus principais componentes, tais como, motores elétricos, bombas, compressores e turbinas emitem ruído ultrassônico, tais como efeito corona, pontos de vazamentos e rolamentos mal lubrificados.

Mancas de rolamento produzem atrito ultrassônico com o contato entre os elementos de rolamento e a pista. Os componentes de alta frequência destes ruídos possuem amplitude de onda extremamente curtas por natureza. Um sinal de onda curto tende a ser bastante direcional e por este motivo torna-se fácil isolar o ruído desejado dos demais ruídos do equipamento. As propriedades do atrito da graxa e óleos lubrificantes identificam um mancal ou rolamento bem lubrificado os quais produzem menos atrito do que um com falta de lubrificação. A leitura do RMS digital verdadeiro dos equipamentos de ultrassom fornecem uma confiável e precisa informação, impedindo e evitando colapsos em equipamentos rotativos.

O monitoramento de vibração acústica usa a energia de alta frequência de mancais de rolamento para determinar o intervalo de lubrificação apropriado e prever quando o mancal de rolamento está entrando em seu primeiro estágio de desgaste/falha. Como se sabe, uma

lubrificação excessiva em mancais de rolamento pode danificar a selagem, acarretar pressão demasiada no mancal, e causar falhas prematuras. Excesso de graxa em motores elétricos pode empurrar o lubrificante para dentro da ventilação causando obstruções, diminuição da condição de isolamento do motor e severos danos mecânicos. Mancais de rolamento com lubrificante abaixo do requerido afetam negativamente o tempo de vida útil de máquinas rotativas.

A técnica de ultrassom identifica estes tipos de problema e abre uma comunicação entre o mancal e o Lubrificador, informando a quantidade exata de graxa/óleo necessária.

2.2.3. Análise de Temperatura (Termometria)

A temperatura é um dos parâmetros de mais fácil compreensão e o acompanhamento da sua variação permite constatar alterações na condição de equipamentos, componentes e do próprio processo (Kardec, Nascif e Baroni, 2002).

Alguns exemplos clássicos onde o acompanhamento de temperatura é primordial:

- ❖ Temperatura de mancais em máquinas rotativas. A elevação da temperatura nos mancais pode ser resultado de desgaste ou problemas relacionados à lubrificação.
- ❖ Temperatura da superfície de equipamentos estacionários. A elevação da temperatura pode indicar danos no isolamento como a queda de refratário.
- ❖ Temperatura em barramentos e equipamentos elétricos. Normalmente associados ao mau contato. O acompanhamento da temperatura em equipamentos elétricos é um método preditivo que permite localizar e monitorar defeitos incipientes.

2.3. Técnicas Preditivas Não Convencionais

O monitoramento da corrente e tensão de um motor elétrico é um procedimento básico em qualquer instalação industrial. O acompanhamento da corrente nos indica eventuais variações de carga operacional, servindo, inclusive, como complemento para a identificação das condições de trabalho no momento da medida de vibrações, ferrografia, termografia e etc.

A resistência de isolamento é a medição de correntes de fuga no isolamento elétrico, permitindo monitorar o estado de conservação do isolamento de motores, geradores, cabos, etc. É

bastante comum e, até prevista em algumas normas, a limitação da aceitação em 1000 ohms por volt.

O índice de polarização vem sendo utilizado há anos como um parâmetro de avaliação do envelhecimento do isolante e tem sido relacionado com a probabilidade de surgimento de fissuras por perda de elasticidade do material. O índice de polarização é obtido por meio de cálculos efetuados com leituras encontradas na medição da resistência de isolamento e é definido como a resistência de isolamento medida em 10 minutos sobre a resistência de isolamento medida em 1 minuto. Índices de polarização menores do que 1 são perigosos e maiores do que 4 são considerados excelentes.

Por meio de transformadores de corrente e tensão acoplados aos analisadores de frequência, pode-se monitorar o comportamento espectral da corrente e tensão de motores elétricos. Com estes dados pode-se determinar desvios no entreferro dos motores, a existência de desbalanceamento magnéticos e também a presença de barras quebradas ou trincadas nos motores.

O osciloscópio é um instrumento eletrônico bastante comum e facilmente encontrado nas áreas de manutenção industrial, porém aqueles que o utilizam como ferramenta de manutenção mecânica são pessoas envolvidas com atividades acadêmicas e tutoriais, sendo raros os casos daqueles que conhecem seu uso fora da eletrônica. Problemas de natureza eminentemente mecânica podem ser diagnosticados utilizando-se o osciloscópio.

Utilizando-se transdutores de deslocamento, posicionados à 90° um do outro, é possível obter-se informações úteis e preciosas, com a ajuda de um osciloscópio comum. A medição é complexa e, para que se obtenha uma precisão satisfatória e confiável, é necessário um instrumental sofisticado e bastante oneroso.

Estes dois transdutores podem verificar a orbitação do eixo no interior do mancal, como ilustra a Fig. 2.8. Tal tipo de informação é bastante importante com relação ao comportamento da máquina, uma vez que a indicação com relação à fase fornece dados suplementares úteis para a localização e identificação da avaria ou irregularidade.

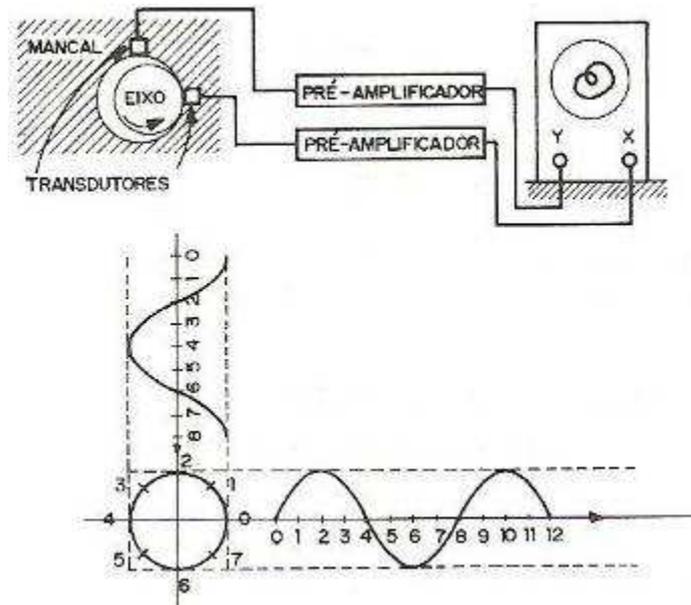


Figura 2.8 - Esquema representativo da instrumentação de um motor elétrico. (Nepomuceno, 1989)

É importante observar que dependendo da relação entre os deslocamentos nos eixos X e Y, obtém-se uma figura, cuja forma e aspecto fornecem informações sobre a origem da vibração. Um desbalanceamento, por exemplo, dá origem a uma órbita circular. Caso existam cargas ou tensões, assim como desalinhamentos, a órbita será deformada de várias maneiras. As Figuras 2.9 e 2.10 ilustram algumas órbitas devidas a irregularidades que podem ser identificadas pelo aspecto da figura que aparece no osciloscópio.



Figura 2.9 - Órbitas obtidas através do osciloscópio. (Nepomuceno, 1989)

Quando o atrito eixo/mancal aumenta, as órbitas se alteram e as figuras de Lissajous apresentam características particulares. Uma de tais particularidades é o sentido de rotação da órbita que é inversa à rotação do eixo. Esta particularidade permite prever e consequentemente

programar a parada para manutenção antes do aparecimento de processos destrutivos e altamente prejudiciais.

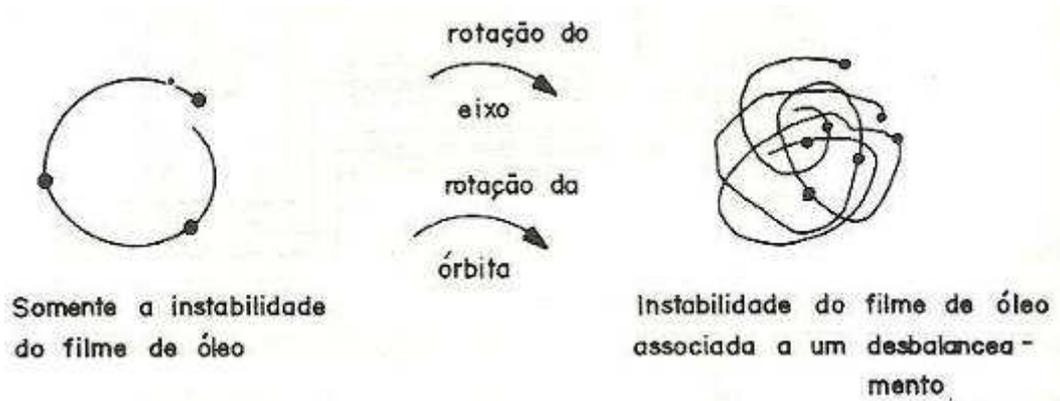


Figura 2.10 - Órbitas obtidas através do osciloscópio. (Nepomuceno, 1989)

A instabilidade do filme de óleo aparece como órbita girando a uma velocidade entre 45 e 50% da velocidade angular do eixo no mesmo sentido.

Aparentemente, pode-se dizer que a manutenção preditiva baseada em observações com osciloscópios, como descrita acima, não é viável como procedimento rotineiro. Por tal processo, a automatização é inviável, pela necessidade de reconhecer e identificar figuras. Porém, com o advento de sistemas de inteligência artificial, podem ser programados algoritmos específicos para este fim. Contudo, ainda sim seria um grande desafio.

2.4. O Fator Humano na Manutenção

As mudanças constantes e o incentivo à multifuncionalidade trazem a necessidade de atualização educacional através de cursos internos, externos e de autodesenvolvimento de forma a suprir as oportunidades de melhoria que possuímos em um ambiente cada vez mais competitivo (Kardec, Nascif e Baroni, 2002).

A integração com os colegas de produção, planejamento, compras, vendas, finanças e outras áreas tornou-se muito importante, visto que permite uma ampliação dos próprios conhecimentos dos processos industriais. Este conhecimento procura garantir uma agilização do atendimento às necessidades empresariais.

A engenharia de manutenção é hoje uma das mais importantes áreas do ramo industrial. Isso porque o nível de exigência é muito maior, no que tange aspectos ligados à produtividade e eficácia das operações industriais. É necessário salientar, que dentro deste

conceito existe a figura do profissional de manutenção, seja ele um engenheiro, técnico ou mecânico de máquinas. Está nas mãos destes profissionais o gerenciamento de ativos, que devido à forte onda de modernização tecnológica, representa hoje milhões de dólares.

Nenhum programa ou ferramenta de manutenção surtirá o efeito desejado, se o profissional de manutenção não for devidamente reconhecido, e a ele, forem fornecidas as condições mínimas de trabalho. Com o passar dos anos, verifica-se uma forte tendência de profissionalização da manutenção e isto deve ser comemorado por todos aqueles que atuam nesta área tão importante da engenharia.

3. LUBRIFICAÇÃO INDUSTRIAL

Já não se discute que a gestão eficiente da manutenção é um dos fatores estratégicos para que uma empresa alcance o sucesso em seu negócio. Afinal, a área é responsável por disponibilizar o máximo de operação com aumento de vida útil de todo o tipo de equipamento, sem acidentes e paradas não programadas.

Torna-se imperativo refletir sobre um questionamento: por que, ainda hoje, as empresas através de sua área de manutenção, não dão o devido valor à lubrificação industrial, considerando-a também como uma área estratégica para manter o pleno funcionamento de seus equipamentos? E por que ainda ocorrem tantas falhas de equipamentos atribuídas a problemas de lubrificação?

“Não há empresa excelente sem que seus diversos segmentos também não sejam. A grande diferença entre as nações que obtêm excelentes resultados e o nosso país está em um pequeno detalhe de maior importância: eles conhecem e fazem; nós conhecemos e não fazemos”. (Nascif, 2002).

3.1. Tribologia e Teoria da Lubrificação

Para se ter uma completa compreensão do fenômeno do desgaste, é preciso que sejam considerados outros dois aspectos, isto é, o atrito e a lubrificação. Assim, define-se a palavra *tribologia*, do grego τριβος (fricção, atrito), que é a ciência e tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo, sendo que esta incorpora o estudo do atrito, lubrificação e desgaste.

Em muitos casos, um baixo atrito é desejável. A operação satisfatória de articulações, como a do quadril humano, por exemplo, demanda uma baixa força de atrito. Contudo, baixo atrito não é necessariamente benéfico em todos os casos. Em sistemas mecânicos, como os freios e embreagens, o atrito é essencial. Uma alta força de atrito também é desejável entre o pneu de um veículo e a superfície do pavimento, assim como também é importante entre o calçado e o piso durante a marcha.

Sempre que duas superfícies se movimentam, uma em relação à outra, ocorrerá o desgaste, sendo que este pode ser definido como um prejuízo mecânico a uma ou às duas superfícies, geralmente envolvendo perda progressiva de material. Em muitos casos, o desgaste é prejudicial, levando a um aumento contínuo da folga entre as partes que se movimentam ou a

uma indesejável liberdade de movimento e perda de precisão. A perda por desgaste de pequenas quantidades relativas de material pode ser suficiente para causar a completa falha de máquinas grandes e complexas. Entretanto, assim como no atrito, altas taxas de desgaste são algumas vezes desejáveis, como em operações de lixamento e polimento.

Um método de reduzir o atrito e, consecutivamente, o desgaste, é a lubrificação das superfícies. Ainda assim, mesmo que um lubrificante artificial não seja adicionado ao sistema, componentes da atmosfera (especialmente oxigênio e vapor d'água) têm um importante efeito e precisam ser considerados em qualquer estudo da interação de superfícies.

De acordo com um recente estudo realizado na indústria canadense, anualmente são desperdiçados cinco bilhões de dólares devido a ignorância aos problemas relativos ao atrito e desgaste. O estudo foi conduzido pela *National Research Council's Associate Committee on Tribology* e mostrou que ainda hoje, muitas empresas desconhecem as relações entre atrito, desgaste e os benefícios da adequada seleção e aplicação dos lubrificantes.

Custos de Manutenção e Perdas de Produtividade Causados pelo Atrito e Desgaste

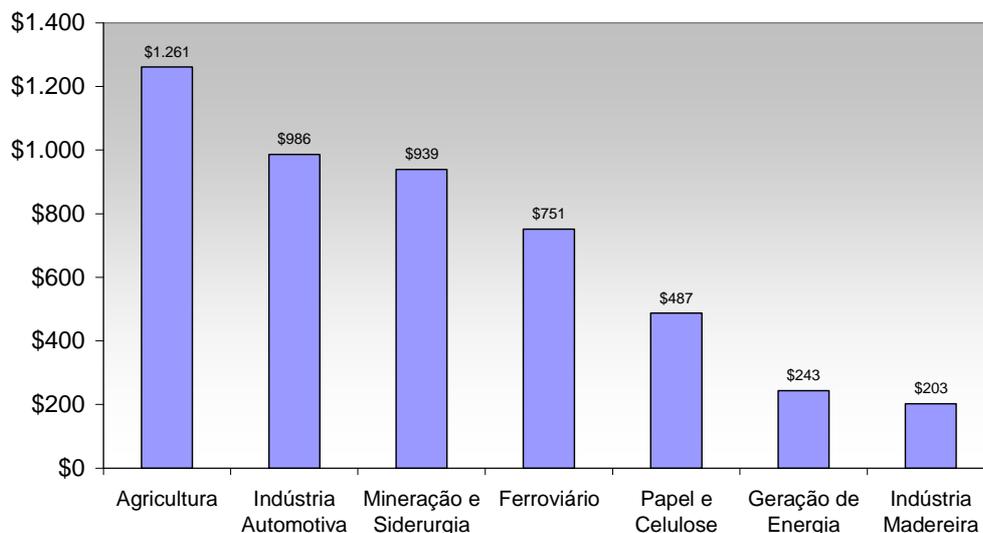


Figura 3.1 - Custos de manutenção e perdas de produtividade causados pelo atrito e desgaste, em milhões de dólares. (Adaptado de Leugner, 2005)

Uma das mais interessantes conclusões do estudo é de que a redução destas perdas pode ser feita utilizando-se tecnologias já existentes. Grandes ganhos são possíveis através da melhoria das práticas de lubrificação. Um melhor armazenamento do lubrificante, racionalização das grades de viscosidade utilizadas nas indústrias e melhorias nos sistemas de filtração de centrais hidráulicas e de lubrificação são alguns exemplos.

A pesquisa mostrou que 77% das indústrias entrevistadas acreditam que os efeitos do atrito e desgaste podem ser significativamente reduzidos em seus equipamentos, porém apenas pequenas ações foram tomadas até o momento devido ao fato de que o atual nível de problemas relacionados tende a ser considerado normal. Por outro lado, verificou-se que estes problemas poderiam ser em grande parte, resolvidos por profissionais que estão envolvidos com o projeto, especificação, operação e manutenção dos equipamentos. Isto só não ocorre porque estes profissionais desconhecem ou ignoram as práticas atuais em tribologia.

Segundo Bannister (2007) em 1979, o *Massachusetts Institute of Technology (MIT)* realizou uma pesquisa que mostrou que mais de 200 bilhões de dólares eram gastos anualmente com manutenção na América do Norte. Além disso, a pesquisa revelou que aproximadamente um terço deste valor era desnecessariamente empregado. Desde 1979 os custos de manutenção têm aumentado significativamente (10% ao ano). Quase trinta anos depois da pesquisa, verifica-se que os custos de manutenção agora ultrapassam um trilhão de dólares, sendo quase a sua metade, feita de maneira desnecessária.

Os efeitos de uma lubrificação incorreta ainda são um dos grandes problemas remanescentes. Boas práticas na área de lubrificação são fundamentais para qualquer estrutura de manutenção que deseja aumentar a vida útil de seus ativos e reduzir custos com reparo e parada de produção.

Os custos com a manutenção de equipamentos, embora necessários, reduzem diretamente o lucro e impactam no resultado de todas as empresas do ramo industrial. Bannister (2007) afirma que 60% dos incidentes que causam falhas mecânicas em máquinas rotativas são causadas por práticas de lubrificação impróprias e deficientes. Percebe-se, desta forma, que existe um grande potencial a ser explorado quando se investe em uma engenharia de manutenção que pratica a lubrificação preditiva e preventiva de máquinas e equipamentos.

Existem várias razões pela qual ocorre a falha em equipamentos. Estas, entretanto, podem ser divididas em duas categorias:

- ❖ Falha induzida pela manutenção (causada pela ação ou não ação do departamento de manutenção).
- ❖ Falha não relacionada à manutenção (causada por fatores que não podem ser controlados pelo departamento de manutenção).

Pode-se dizer que existem cinco grandes áreas que refletem na qualidade da manutenção, e que se tratadas adequadamente, potencializam os ganhos e convertem os custos de manutenção em lucro operacional. São elas:

- ❖ Práticas de lubrificação deficientes.
- ❖ Falhas no reparo de máquinas e equipamentos.
- ❖ Tempo de resposta muito grande (lentidão operacional).
- ❖ Falta de treinamento.
- ❖ Manutenção preventiva ineficaz.

A Sociedade dos Tribologistas e Engenheiros de Lubrificação (*Society of Tribologists and Lubrication Engineers – STLE*) publicou um estudo realizado pelo Dr. Ernest Rabinowicz no *Massachusetts Institute of Technology* onde foi comprovado que aproximadamente 50% de todas as falhas em rolamentos são devido ao fenômeno de abrasão, ou em outras palavras, devido a falta de lubrificação.

Em sua pesquisa sobre porque as máquinas falham e perdem sua funcionalidade, Rabinowicz concluiu que 70% das falhas são causadas por degradação da superfície de contato, que foi posteriormente dividido em 50% devido a desgaste mecânico e 20% devido a efeitos corrosivos. Ambas as falhas podem ser combatidas através de práticas de lubrificação adequadas.

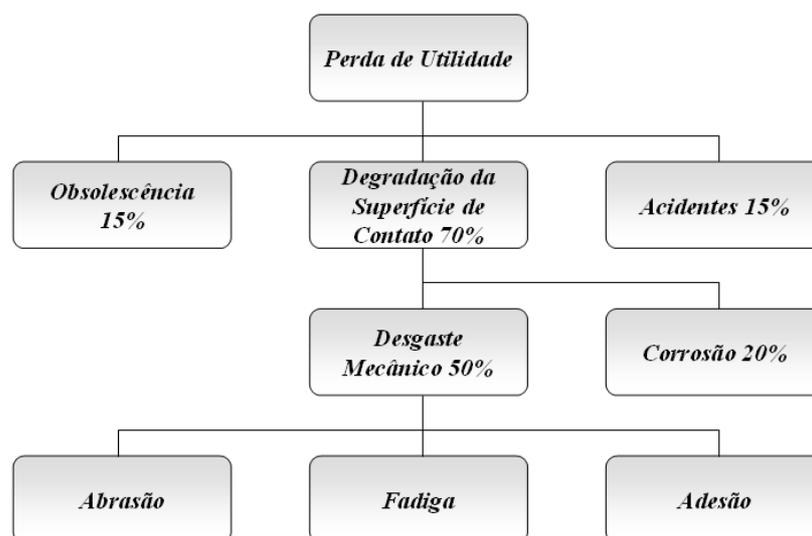


Figura 3.2 - Falhas em máquinas e equipamentos. (STLE, 1990)

O comentário que precisa ser feito é que mesmo sabendo a origem das falhas, ainda hoje, não se vivencia boas práticas na área de lubrificação. Muitos problemas são ocasionados

por negligência (falta de lubrificação) ou por excesso de cuidado (lubrificação excessiva) e isso acontece adotando-se a mesma prática de manutenção preventiva. Um dos motivos para isso é o entendimento de que a lubrificação é uma tarefa trivial e não requer um suporte de engenharia e treinamento para que possa ser executada.

As nove razões que levam um departamento de manutenção a ter ou não um controle mínimo sobre as práticas de lubrificação são:

- ❖ Estocagem e manuseio inadequado dos lubrificantes.
- ❖ Abastecimento inadequado no equipamento.
- ❖ Erro do operador.
- ❖ Especificação do material inadequado.
- ❖ Sabotagem.
- ❖ Projeto da máquina ou equipamento.
- ❖ Ambiente inadequado.
- ❖ Falta de treinamento.
- ❖ Aplicação incorreta.

A história tem demonstrado que quando um novo equipamento é adquirido pelas empresas, um bom sistema de lubrificação é visto como algo caro e dispensável. Quando estes projetos de aquisição precisam ser revisados e o custo diminuído, a primeira providência tomada é a eliminação do sistema de lubrificação.

Os novos equipamentos são cada vez mais complexos e aliado ao fato de que hoje existe uma diversidade muito grande de lubrificantes, precisa-se de pessoas capazes de desenvolver juntamente com a engenharia o projeto inicial adequado que permita a operação da máquina ao longo dos anos.

Projetos bem gerenciados de equipamentos requerem:

- ❖ Uma engenharia que pensa na execução da manutenção, preferencialmente com sistemas de lubrificação centralizados para que a lubrificação possa ser feita com o equipamento em operação.
- ❖ Um gerenciamento de lubrificantes baseados nas especificações do equipamento e não no preço (muitas vezes nem as especificações de engenharia são cumpridas).

A gerência e os profissionais de manutenção comprometidos com a aplicação das políticas de manutenção, adequadas para garantir a aplicação dos conhecimentos na área de lubrificação, podem maximizar a utilização dos seus ativos quando aliam este conhecimento à outro método de manutenção (TPM, por exemplo).

Jost (1966) definiu pela primeira vez o termo “Tribologia” como sendo a ciência e tecnologia das interações das superfícies em movimento relativo e o estudo das práticas relacionadas a este fenômeno. Pode-se dizer que a palavra tribologia está diretamente associada a três grandes áreas (atrito, lubrificação e desgaste), e especificamente preocupada com:

- ❖ O projeto e a fabricação de qualquer superfície onde duas ou mais regiões interagem.
- ❖ A correta combinação de materiais onde elementos sólidos interagem.
- ❖ As interações de desgaste entre superfícies e lubrificantes.
- ❖ A redução do atrito e desgaste.

3.1.1. Atrito

Quando duas superfícies nominalmente planas e paralelas entram em contato, se estabelece inicialmente entre as “áreas altas” da superfície, também conhecidas como asperezas. Este contato promove a formação de “junções” de asperezas, que determinam a intensidade da força de atrito, ou atrito produzido. Esta força pode ser definida como a resistência encontrada por um corpo que experimenta movimento em relação a outro corpo. O coeficiente de atrito (μ) mede a magnitude da força de atrito (F) desenvolvida entre duas superfícies em contato, sob um determinado carregamento (W) e em movimento relativo. O coeficiente de atrito pode ser estimado pela Equação 7 (primeira lei do atrito).

$$\mu = \frac{F}{W} \quad (7)$$

Bannister (2007) define atrito como sendo a força que retarda corpos em movimento. É reconhecido que mais de um terço da energia produzida no mundo seja consumida em forma de atrito. Para entender sua particularidade precisa-se primeiro tomar conhecimento de duas leis fundamentais que se aplicam ao atrito:

- ❖ O atrito varia diretamente com a carga.
- ❖ O atrito é independente da área da superfície.

A função primária de um lubrificante é minimizar o atrito. Quando duas superfícies sem nenhuma lubrificação entram em contato, é necessária uma força externa para movê-las uma sobre outra. A Fig. 3.3 mostra como duas superfícies sem lubrificação entram em contato, quando se amplia em muitas vezes a seção desejada.

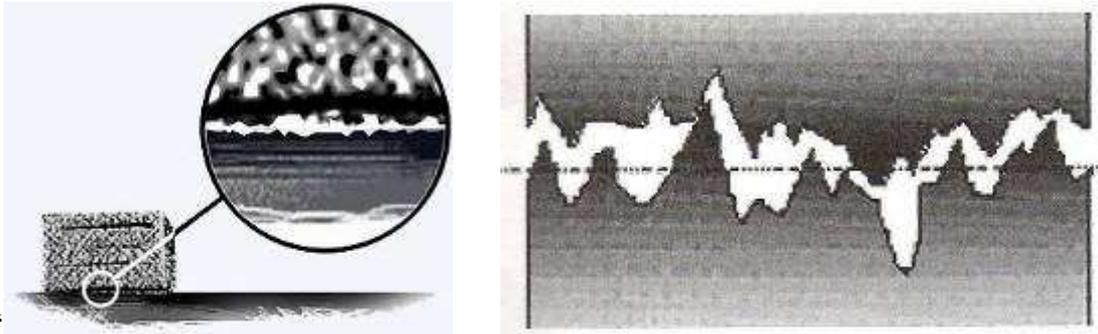


Figura 3.3 - Superfícies sem lubrificação em contato, quando analisadas microscopicamente.

(Bannister, 2007)

Quando as saliências e entrâncias de cada pico colidem umas com as outras, pequenos fragmentos do material desprendem-se, iniciando assim o processo denominado desgaste abrasivo. A abrasão corresponde por mais de 30% dos desgastes por atrito e pode ser facilmente controlada adicionando-se lubrificante entre as superfícies em contato. O filme lubrificante deve possuir uma espessura tal que permita o envolvimento total das superfícies, não permitindo o contato entre as mesmas.

Em muitos casos, o próprio lubrificante, quando indevidamente manipulado, pode trazer pequenos particulados ao material, que juntamente com as asperezas de cada superfície, torna-se uma pasta abrasiva que diminui muito a vida útil de componentes mecânicos, como os rolamentos. Este é um problema comumente encontrado na indústria.

O atrito causa dissipação de energia em forma de calor, que por sua vez causa uma expansão dos materiais envolvidos no processo. Esta expansão faz com que as asperezas existentes entre as superfícies tornem-se mais evidentes e desencadeiam o processo de desprendimento de pequenos fragmentos, que ocasiona o desgaste do material. Estes fragmentos causam ainda outros efeitos colaterais, como por exemplo, vibração excessiva no conjunto mecânico.

As forças de atrito apresentam-se em três diferentes maneiras:

- ❖ Atrito deslizante, observado no movimento do pistão de um motor automotivo em relação à camisa que o envolve.

- ❖ Atrito de rolamento, observado em rolamentos de máquinas rotativas, como motores elétricos e bombas.
- ❖ Atrito combinado, existente em uma caixa de engrenagens, por exemplo.

3.1.2. Desgaste

Quando uma superfície experimentar movimento relativo contra outra superfície, o desgaste irá ocorrer, sendo que este pode ser definido como o prejuízo a uma ou ambas as superfícies, geralmente envolvendo perda progressiva de material. O processo de desgaste envolve uma das atividades ou características seguintes:

- ❖ Microcortes. Atividade devida a partículas abrasivas ou resíduos que retiram partículas micrométricas de material ou que produzem deformação superficial na forma de escoamento plástico.
- ❖ Fadiga superficial. Quando uma superfície qualquer é sujeita a deformações elásticas várias vezes repetidas em sucessão, devida a aplicação de uma força flutuante, aparece o fenômeno conhecido como “fadiga superficial”.
- ❖ Deformações plásticas e elasto-plásticas. Tais deformações são aquelas que ocorrem em áreas determinadas da superfície como resultados de pressões locais Hertzianas elevadas, que aparecem como resultado do contato de micro asperezas quando as superfícies entram em contato.
- ❖ Oxidação. A oxidação pode dar origem a formação de filmes de soluções sólidas e óxidos que são removidos ou retirados. Tal fenômeno de erosão/desgaste pode ser produzido por reações químicas diferentes desta.
- ❖ Calor local. Quando há transferência de calor produzido por atrito devido a uma combinação de pressão e velocidades elevadas, a temperatura local sobe, podendo inclusive atingir valores tais que produz a fusão das superfícies em contato, não sendo incomum a soldagem das mesmas.
- ❖ Interação molecular. Quando duas superfícies são postas em contato mediante uma pressão realmente elevada e com velocidade relativa bastante baixa, aparece uma soldagem a frio das duas superfícies devido à união de secções individuais, com a transferência de partículas de uma superfície para a outra. Há o chamado caldeamento a frio.

- ❖ Efeito Rehbinder. Tal efeito é bem pouco conhecido e discutido pelos envolvidos em manutenção. O mesmo consiste na absorção reversível, diminuindo a energia da superfície. No caso geral, o efeito apresenta-se como um efeito que consiste no “afrouxamento” da superfície, ou seja, a superfície se solta. A causa em geral é produzida pelo óleo lubrificante que enche as microcavidades superficiais, originando um aumento da pressão que produz machucaduras das camadas superficiais mais externas.

O desgaste é comumente classificado pelos efeitos de um conjunto de atividades, sendo basicamente dividido em desgaste abrasivo, desgaste por fadiga, arranhaduras, corrosão mecânica (oxidação) e desgaste adesivo. O desgaste por fadiga usualmente aparece como consequência de peças que apresentam deslocamento de rolamento entre si, ou seja, quando há atrito de rolamento que causa fadiga nas camadas superficiais. Quando existe um deslocamento relativo das superfícies, é possível que apareça um desgaste devido à fadiga das microasperidades. Este tipo de desgaste dá origem à fragmentação da superfície com aparecimento de cavernas. Tal tipo de desgaste é normalmente lento.

A falha por fadiga em rolamentos de esferas foi avaliada por Kotzalas e Harris (2001). Na ocasião foram apresentados resultados experimentais e análises matemáticas que comprovam que a início das falhas por fadiga em rolamentos nem sempre impede o mesmo de desempenhar suas funções no contexto ao qual está inserido. A utilização do rolamento depois de detectada falha por fadiga e desgaste fez com que houvesse um aumento da temperatura de trabalho e elevação das taxas de vibração. Foi possível, desta forma, avaliar o comportamento mecânico do rolamento para diferentes níveis de falha por fadiga, e também, determinar a carga para qual o sistema inicia vibrações excessivas e contribui para o desgaste e fadiga.

Rachaduras por fadiga nas pistas podem originar-se de elevações de tensão subsuperficial causadas por inclusões de escórias ou por uma endentação na superfície. Conforme os corpos rolantes passam sobre as rachaduras, fragmentos do material se soltam e isso é chamado de descascamento. O descascamento aumenta com o tempo e, eventualmente, leva a falha do rolamento.

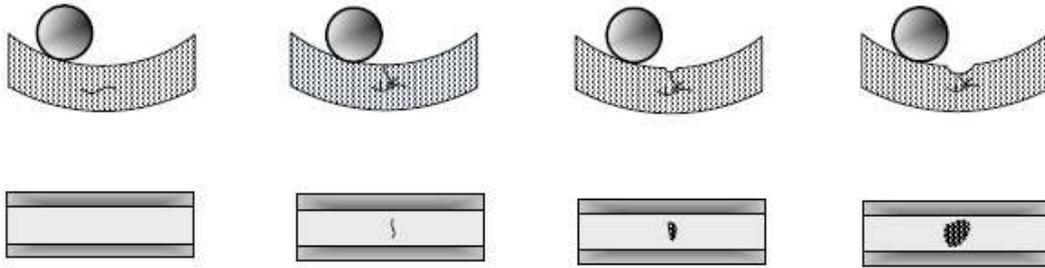


Figura 3.4 - Processo de geração do desgaste por fadiga (NSK Rolamentos).

Quando duas superfícies entram em contato e as condições hidrodinâmicas não permitem que a lubrificação seja mantida entre as superfícies deslizantes, aparecem os arranhões, originando uma superfície ou região contendo arranhaduras. O processo é cumulativo e pode atingir uma situação catastrófica seja por engripamento no caso de rolamentos ou por desgaste excessivo por endurecimento mecânico. O fenômeno é de difícil elucidação principalmente por se tratar de um processo cumulativo que naturalmente apaga os vestígios dos estágios iniciais. No caso de rolamentos, é importante que os materiais em contato sejam compatíveis entre si, que a lubrificação seja adequada e que as superfícies tenham um tratamento compatível com o pretendido.

Quando a oxidação apresenta valores significativos, surge o fenômeno de corrosão mecânica. A camada superficial do componente fraturado apresenta-se plasticamente deformada e saturada de oxigênio como resultado de cargas aplicadas repetitivamente, fazendo aflorar subcamadas novas de material.

O desgaste adesivo é caracterizado pelo desenvolvimento e aparecimento de junções metálicas localizadas, associada à remoção de partículas das superfícies que deslizam entre si. Este tipo de desgaste aparece quando existem pressões elevadas e geralmente apresentam um desenvolvimento muito rápido. Quando existe aquecimento considerável na zona de deslizamento entre as superfícies, o desgaste passa a ser conhecido como “desgaste térmico”, ocorrendo quando as velocidades relativas da superfície são elevadas. Pode-se considerar a adesão como o tipo mais comum de desgaste e é verificada comumente quando se tem uma lubrificação inadequada em rolamentos.

A lubrificação e os fatores ambientais, tais como, conteúdo de oxigênio atmosférico e umidade podem exercer fortes influências no desgaste por abrasão. O efeito da lubrificação no desgaste abrasivo diverge bastante daquele encontrado para o desgaste por deslizamento. A lubrificação, no desgaste por deslizamento, tende a atenuar o desgaste através da redução da resistência ao cisalhamento das junções de asperezas, bem como pela diminuição da incidência e

severidade do contato entre as asperezas. Entre superfícies relativamente lisas, filmes plenos de lubrificantes podem ser prontamente formados. Partículas abrasivas, contudo, serão frequentemente maiores do que a espessura do filme de lubrificante (mesmo para um fluido pleno), de forma que este não pode prevenir o contato entre a partícula e a superfície oposta. Assim, em desgaste abrasivo, a lubrificação não resultará em uma considerável redução do desgaste como observado para o caso da ausência de partículas duras.

Quando se tem movimentos repetitivos, como o giro de um rolamento, por exemplo, a grande tensão local causa pequenas fissuras na superfície do metal que progressivamente provoca trincas e libera partículas que causarão a ruptura da peça mecânica.

3.1.3. Lubrificação

A lubrificação pode ser definida como sendo o ato de introduzir adequadamente um material lubrificante entre duas superfícies que se encontram em movimento relativo, eliminando assim a possibilidade destas superfícies entrarem em contato. Esta é a principal função da lubrificação, ou seja, reduzir o atrito entre duas superfícies, permitindo que ocorra apenas o atrito entre o fluido e o metal. Especificamente sobre os efeitos da lubrificação de rolamentos, pode-se citar:

- ❖ Redução do atrito e desgaste: o contato metálico entre os anéis, corpos rolantes e a gaiola, que são componentes básicos, é evitado por uma película de óleo ou graxa, que reduz o atrito e desgaste.
- ❖ Prolongamento da vida de fadiga: a vida de fadiga dos rolamentos é prolongada, quando estiver lubrificada suficientemente nas superfícies de contato rotativo, durante o giro. Inversamente, a baixa viscosidade do lubrificante implicará na insuficiência da película, diminuindo a vida.
- ❖ Dissipação de calor e atrito (resfriamento): o método de lubrificação evita a deterioração do lubrificante e previne o aquecimento do rolamento, resfriando e dissipando através do lubrificante, o calor originado no atrito ou o calor de origem externa.
- ❖ Outros: a lubrificação adequada apresenta também, resultados em evitar que partículas estranhas penetrem no interior do rolamento, além de prevenir a oxidação e corrosão dos componentes, além de absorver choques.

É importante salientar que vários fatores influenciam nas condições de atrito entre duas superfícies em movimento relativo. Estes são:

- ❖ O acabamento superficial. A rugosidade e até mesmo a orientação dos pontos de contato das asperezas das superfícies podem afetar drasticamente o coeficiente de atrito.
- ❖ A temperatura. A temperatura ambiente ou operacional afeta diretamente o coeficiente de atrito. Isso se torna evidente à medida que aditivos anti-desgaste e de extrema pressão são fortemente influenciados pelas condições operacionais da máquina.
- ❖ A carga operacional. O atrito é diretamente proporcional à carga de contato e, por tanto, uma carga que exceda a capacidade de projeto, fatalmente aumentará em muito o atrito.
- ❖ A velocidade relativa. Aumentar-se a velocidade de contato certamente aumentará o atrito entre as superfícies.
- ❖ A natureza do movimento relativo entre as superfícies. Movimentos de deslizamento e rolamento afetam de maneira diferente o coeficiente de atrito.
- ❖ A característica do lubrificante. Características como viscosidade e aditivação influenciam diretamente no desempenho do elemento lubrificante e conseqüentemente nas relações de atrito entre as superfícies.

A força de atrito total depende, principalmente, da resistência ao cisalhamento das junções de asperezas formadas. A lubrificação tem como objetivo introduzir um filme de baixa resistência ao cisalhamento, que acaba enfraquecendo a resistência destas junções, reduzindo o atrito. Em alguns casos, o lubrificante não pode prevenir completamente o contato entre as asperezas, embora possa reduzir a severidade deste. Em outras situações, o lubrificante separa completamente as superfícies e não são formadas junções de asperezas. Assim, a uma maior ou menor extensão, o uso de lubrificantes sempre reduzirá a taxa de desgaste, sendo que esta será uma função direta do tipo de lubrificação presente.

A Figura 3.5 mostra a separação de duas superfícies em movimento através de um fluido lubrificante, permitindo que as mesmas deslizem uma sobre a outra livremente. Esta condição de lubrificação é entendida como perfeita e salvo raras exceções, é a preferida para qualquer sistema mecânico.

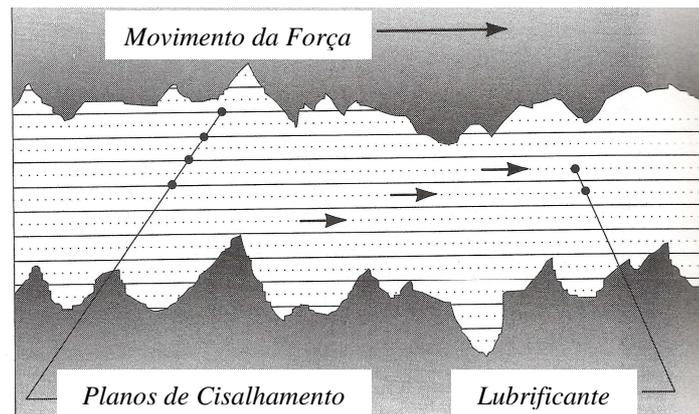


Figura 3.5 - Lubrificante separando duas superfícies em movimento. (Bannister, 2007)

Existem basicamente três diferentes condições para o filme lubrificante. A aplicação de cada um deles depende de vários fatores que devem ser considerados quando do projeto do sistema de lubrificação.

3.1.3.1. Lubrificação Hidrodinâmica

Sob condições de lubrificação hidrodinâmica, as superfícies em movimento relativo são separadas por um filme relativamente espesso de lubrificante fluido, o qual é produzido hidrodinamicamente. Para que ocorra lubrificação hidrodinâmica, as superfícies opostas devem ser “conformais”, isto é, estas devem ser tão geometricamente semelhantes, de forma que serão separadas por somente um pequeno espaço, preenchido pelo lubrificante, sobre uma área relativamente grande, conforme mostra a Fig. 3.6.

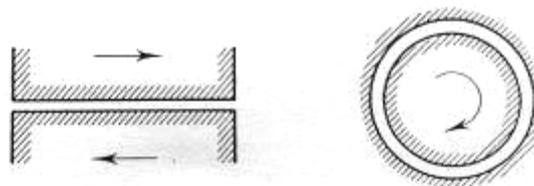


Figura 3.6 - Exemplos de superfícies conformais.
<http://mea.pucminas.br/palma/metrolapostrugos.pdf>

A viscosidade, uma propriedade inerente em maior ou menor grau a todos os fluidos, representa um papel essencial na lubrificação hidrodinâmica. Entretanto, a viscosidade também é uma fonte de atrito o qual denomina-se “atrito fluido”. Normalmente o atrito fluido não passa de uma percentagem mínima do atrito sólido, encontrado na ausência de lubrificação, e não causa

desgaste. Não obstante, o atrito fluido gera certa quantidade de calor e resistência ao avanço que devem ser mantidos num nível mínimo.

Quando duas superfícies deslizantes são separadas por uma película lubrificante, esta flui. As condições são quase sempre tais, que este fluxo é dito laminar. A película pode ser aceita como sendo composta de camadas extremamente finas ou lamelas, cada uma movendo-se na mesma direção, porém, com velocidades diferentes, como mostrado na Fig. 3.10.

Sob tais condições, a lamela em contato com o corpo fixo também é imóvel. Do mesmo modo, a lamela em contato com o corpo móvel se desloca na mesma velocidade deste. As lamelas intermediárias deslocam-se em velocidades proporcionais à sua distância do corpo fixo com a lamela do centro da película, movendo-se com a metade da velocidade do corpo em movimento.

Como as lamelas se movem com velocidades diferentes, cada lamela deverá deslizar uma sobre a outra e certa força é necessária para que isto aconteça. A resistência a esta força é conhecida como resistência ao cisalhamento e o somatório de tais resistências é o atrito fluido. Como a viscosidade é definida em termos de resistência ao cisalhamento, torna-se perfeitamente claro que ambas estão intimamente relacionadas.

Em um mancal, entretanto, existem dois fatores adicionais que afetam o atrito fluido, sendo ambos levados em consideração no projeto da máquina. Um é a velocidade relativa das superfícies móveis e o outro é a sua superfície real. Ao contrário do atrito sólido, que é independente destes fatores, o atrito fluido é diretamente proporcional à velocidade e à área das superfícies em contato. O atrito fluido não é afetado pela carga. Sob circunstâncias idênticas, uma carga mais pesada, embora possa reduzir a espessura da película, não tem nenhum efeito sobre o atrito fluido.

3.1.3.2. Lubrificação Limítrofe

Nem todos os fatores que tornam possível a lubrificação hidrodinâmica estarão presentes em um sistema mecânico. Muitas vezes a velocidade do eixo que gira no mancal é tão baixa, ou a carga imposta ao mesmo é tão alta que até mesmo um óleo muito viscoso será insuficiente para evitar o atrito sólido. Pode haver, também, o caso de um óleo que seja suficientemente pesado para suportar determinadas cargas de choque, no entanto, pesado demais para cargas nominais. Em outros casos, as operações “para e anda”, ou a inversão de sentido, poderão causar o colapso de qualquer película fluida que possa ter sido estabelecida. Alto atrito e

altas taxas de desgaste prevalecerão, a menos que as superfícies estejam protegidas por um lubrificante de contorno. Este tipo de lubrificação originou a pesquisa e o aparecimento de vários aditivos para melhorar o desempenho do lubrificante e minimizar o atrito sólido. Aditivos de extrema pressão, por exemplo, foram fundamentais para possibilitar certas aplicações industriais.

Os lubrificantes de contorno agem através da formação de filmes de moléculas adsorvidas nas superfícies. Forças repulsivas entre estes filmes, então, suportam boa parte do carregamento e o íntimo contato entre as asperezas desprotegidas é prevenido ou limitado. A Figura 3.7 ilustra o mecanismo de operação de um típico lubrificante de contorno (uma longa cadeia de ácido carboxílico) em uma superfície metálica.

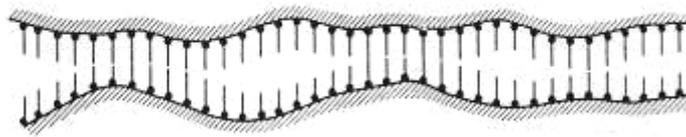


Figura 3.7 - Mecanismo de operação de um lubrificante de contorno.

(<http://mea.pucminas.br/palma/metrolapostrugos.pdf>)

3.1.3.3. Lubrificação Elastohidrodinâmica (EHD)

Se o contato entre as superfícies não for “conformal”, isto é, envolver nominalmente uma linha ou ponto de contato (Fig. 3.8), então a tensão na zona de contato será geralmente muito maior do que aquela encontrada para condições de lubrificação hidrodinâmica. O contato entre dentes de engrenagens, entre a esfera e a pista de um rolamento ou mesmo entre a cabeça femoral da prótese de quadril e o acetábulo, por exemplo, envolvem contatos concentrados de pequena área. A lubrificação sob estas condições é conhecida como “elastohidrodinâmica”, frequentemente abreviada como EHD.



Figura 3.8 - Exemplos de superfícies não conformais.

(<http://mea.pucminas.br/palma/metrolapostrugos.pdf>)

A diferença entre EHD e a lubrificação hidrodinâmica é que, nesta última, não ocorre deformação elástica das superfícies, sendo que estas podem ser consideradas superfícies rígidas,

ao passo que em EHD, a deformação elástica das superfícies em contato não pode ser desconsiderada. Além disso, com o aumento da tensão de contato, aumenta a viscosidade do filme. De qualquer forma, é importante salientar que, mesmo em condições de EHD, pode ocorrer a formação de um filme fluido pleno de lubrificante que evita, efetivamente, o contato entre as asperezas das superfícies opostas.

A espessura mínima do filme de lubrificante ($h_{\min.}$) e a rugosidade da superfície determinam as condições de lubrificação, isto é, se irá ou não existir um filme fluido pleno de lubrificante que separe as duas superfícies em contato. Portanto, é importante que se defina a razão:

$$\lambda = h_{\min.} / \sigma^* \quad (8)$$

Onde σ^* é definido por:

$$\sigma^* = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} \quad (9)$$

R_{q1} e R_{q2} são os valores de rugosidade quadrática média de cada superfície.

O valor de λ fornece uma medida de quanto provável e severo serão as interações entre as asperezas das superfícies opostas sob um determinado regime de lubrificação. Para $\lambda > 3$, um filme fluido pleno de lubrificante separa as duas superfícies, o contato entre as asperezas é desprezível e ambos atrito e desgaste devem ser baixos. Contudo, muitos contatos não “conformais” operam com $\lambda < 3$. O regime $1 < \lambda < 3$ é conhecido como EHD parcial ou misto, sendo que sob estas condições, algum contato entre as asperezas irá ocorrer, sendo que o desgaste vai ser maior do que nas condições em que existe a presença de um filme fluido pleno de lubrificante. Para valores de λ menores do que 1, somente a presença de um lubrificante de contorno pode prevenir que a taxa de desgaste alcance valores encontrados em um sistema não lubrificado.

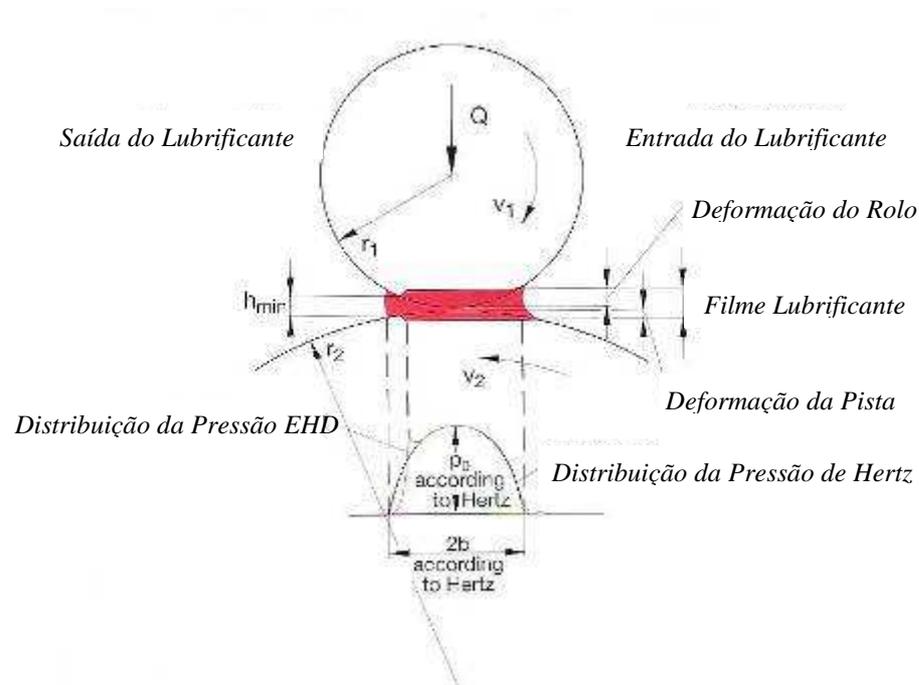


Figura 3.9 - Mecanismo de funcionamento da lubrificação elastohidrodinâmica. (FAG Rolling Bearings, 1997)

A espessura mínima do filme lubrificante ($h_{\min.}$) fornecida em metros, de acordo com a teoria da lubrificação elastohidrodinâmica EHD (Fig. 3.9), pode ser calculada utilizando-se as equações para definição do ponto de contato de Hamrock e Dowson:

$$h_{\min} = 3,63.U^{0,68}.G^{0,49}.W^{-0,073}.(1 - e^{-0,68k}).R_r \quad (10)$$

Onde:

(U) é um parâmetro de velocidade e é calculado a partir de:

$$U = \eta_0 \frac{v}{(E'.R_r)} \quad (11)$$

Onde:

(η_0) é a viscosidade dinâmica [Pa.s]

(v) é a velocidade de rolagem média [m/s], sendo que:

$$v = \frac{(v_1 + v_2)}{2} \quad (12)$$

Onde:

(v_1) é a velocidade do rolamento [m/s]

(v_2) é a velocidade de contato na pista interna ou pista externa do rolamento [m/s]

(E') é o Módulo de Elasticidade Efetivo [N/m^2], sendo que:

$$E' = \frac{E}{\left[1 - \left(\frac{1}{m}\right)^2\right]} \quad (13)$$

Onde:

(E) é o Módulo de Elasticidade para o aço = $2,08 \times 10^{11}$ [N/m^2]

($1/m$) é o coeficiente de Poisson para o aço = 0,3

(R_r) é o raio de curvatura reduzido [m], sendo que:

$$R_r = \frac{r_1 \cdot r_2}{(r_1 + r_2)} \quad (14)$$

Para contato na pista interna e:

$$R_r = \frac{r_1 \cdot r_2}{(r_1 - r_2)} \quad (15)$$

Para contato na pista externa, onde:

(r_1) raio do rolamento [m]

(r_2) raio da pista interna e externa do rolamento [m]

(G) é um parâmetro do material e pode ser calculado da seguinte forma:

$$G = \alpha \cdot E' \quad (16)$$

Onde:

(α) é o coeficiente de pressão-viscosidade [m^2/N]

(W') parâmetro de carga para o ponto de contato e pode ser obtido por:

$$W' = \frac{Q}{(E'.R_r^2)} \quad (17)$$

Onde:

(Q) é a carga do rolamento [N]

(e) é a base de logaritmos naturais = 2,71828...

(k) é a relação de viscosidade das áreas de contato.

A equação para o ponto de contato leva em consideração o fato que o óleo pode escapar da lacuna do rolamento e mover-se para os lados. Pode-se observar a grande influência da rolagem média (v), viscosidade dinâmica (η_0) e do coeficiente de pressão-viscosidade (α) na determinação de ($h_{\min.}$). A carga (Q) tem pouca influência porque a viscosidade aumenta quando se tem um aumento da carga e o contato entre as superfícies é aumentado devido à deformação elástica.

O cálculo da espessura mínima do filme lubrificante pode ser usado para avaliar se o filme de lubrificante é suficientemente forte sob certas condições fornecidas. De acordo com a FAG, a espessura mínima do filme lubrificante deve estar entre um décimo de micron até vários décimos de micron. Sob condições favoráveis de lubrificação, a espessura do filme lubrificante pode atingir vários micra.

Para definição da linha de contato, Dowson propôs:

$$h_{\min} = 2,65.U^{0,70}.G^{0,54}.W'^{-0,13}.R_r \quad (18)$$

(W') parâmetro de carga para o ponto de contato e pode ser obtido por:

$$W' = \frac{Q}{(E'.R_r.L)} \quad (19)$$

Onde:

(L) é o comprimento da lacuna ou lacuna efetiva do rolamento [m].

A viscosidade do óleo lubrificante muda com a pressão de contato dos elementos rolante. Esta relação pode ser observada através da equação:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha P} \quad (20)$$

Onde:

(η) é a viscosidade dinâmica sob uma pressão P [Pa.s]

(η_0) é a viscosidade dinâmica sob pressão normal [Pa.s]

(e) é a base de logaritmos naturais = 2,71828...

(α) é o coeficiente de pressão-viscosidade [m^2/N]

(P) é a pressão [N/m^2]

O cálculo da condição de lubrificação de acordo com as teorias da lubrificação elastohidrodinâmica para lubrificantes que tem o óleo mineral como base, leva em consideração a grande influência da pressão. O comportamento da pressão e viscosidade para alguns lubrificantes é apresentada na Fig. 3.10. Óleos minerais com aditivo de extrema pressão também possuem o coeficiente de pressão-viscosidade na zona do gráfico que compreende as faixas a e b.

Se o coeficiente de pressão-viscosidade exerce uma considerável influência na viscosidade cinemática, alguns tipos de óleo precisam adotar fatores de correção B1 e B2 para o cálculo da taxa de viscosidade (x):

$$x_{B1,2} = x \cdot B_1 \cdot B_2 \quad (21)$$

Onde:

(x) taxa de viscosidade para óleos minerais

(B₁) é o fator de correção para o comportamento da pressão-viscosidade:

$$B_1 = \frac{\alpha_{\text{óleo}\beta}}{\alpha_{\text{óleo mineral}}} \quad (22)$$

(B₂) é o fator de correção para a variação da densidade:

$$B_2 = \frac{\rho_{\text{óleo}\beta}}{\rho_{\text{óleo mineral}}} \quad (23)$$

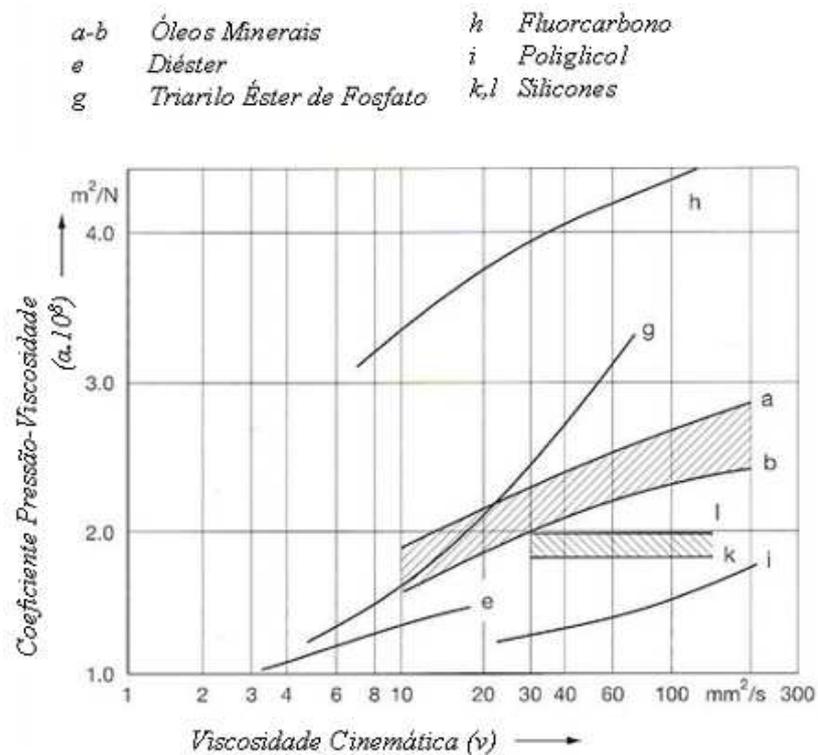


Figura 3.10 - Coeficiente de pressão-viscosidade (α) como função da viscosidade cinemática (ν), para pressões de 0 a 2000 bar. (FAG Rolling Bearings, 1997)

A Fig. 3.11 mostra a curva adotada para a densidade (ρ) como função da temperatura para óleos minerais. A curva para óleos sintéticos pode ser obtida se a densidade (ρ) à 15°C é conhecida.

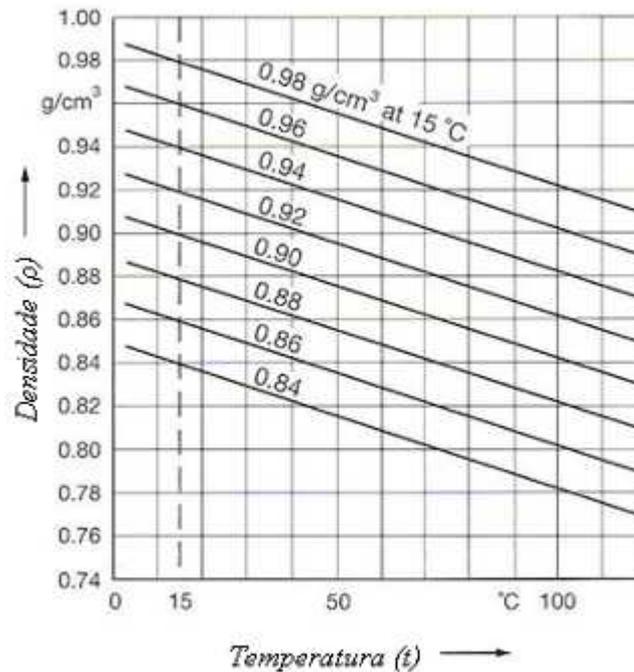


Figura 3.11 - Densidade (ρ) de óleos minerais em função da temperatura (t). (FAG Rolling Bearings, 1997)

Desgaste, como um fator no desempenho de um sistema de engenharia, é frequentemente negligenciado no projeto. O desgaste leva, em muitos casos, a prejuízos financeiros decorrentes de substituições prematuras de componentes e queda de produtividade. Portanto, o desgaste deve ser sempre considerado nos primeiros estágios de projeto e não ser deixado de lado até que se torne um problema.

Quando existe um movimento relativo entre superfícies, o desgaste não pode ser completamente eliminado, ainda que, em alguns casos, possa ser reduzido a níveis insignificantes. É importante notar que a taxa de desgaste em um sistema particular é determinada pela interação de muitos fatores. Estes fatores podem ser divididos em dois grupos, isto é, os fatores de *estrutura* do sistema mecânico e as *variáveis de operação* imposta nesta estrutura. A estrutura pode ser definida pelos materiais que fazem parte do par tribológico, a natureza de algum material interfacial presente (lubrificação ou partículas abrasivas), o ambiente externo (gás ou líquido) e pelas relações geométricas entre estes componentes (superfícies conformais e não conformais). As variáveis de operação são as condições impostas no sistema durante o uso, tais como velocidade de operação, carregamento e temperatura. Todos estes fatores podem influenciar na taxa de desgaste desenvolvida em um determinado sistema, sendo que o projetista pode controlar a maior parte destes.

Existe uma pequena margem de alteração das variáveis de operação, visto que estas são usualmente determinadas pela proposta global do sistema. Contudo, em alguns casos, pode-se tentar alterar algumas destas variáveis, com a intenção de reduzir as taxas de desgaste. Por exemplo, no desgaste por deslizamento na presença ou não de partículas abrasivas, a taxa de desgaste pode ser reduzida através da redução da tensão normal aplicada (carga aplicada pela área de contato nominal), o que pode ser alcançado pela redução da carga (muitas vezes impraticável pelas restrições impostas pelo projeto) ou pelo aumento da área de contato.

Quanto à estrutura do sistema, pode-se afirmar que a lubrificação é um método poderoso na redução do desgaste em muitos sistemas de deslizamento. Claramente, a lubrificação hidrodinâmica é o estado mais desejável para estes sistemas e, se executável, o projetista deve tentar assegurar que o sistema permaneça neste regime para todas as condições de operação. O fator mais importante na determinação do regime de lubrificação é a espessura mínima do filme de lubrificante. O valor de λ , definido pela Equação 8, pode ser aumentado pela redução da rugosidade das superfícies ou pelo aumento da espessura do filme de lubrificante. A rugosidade superficial é função direta do processo de acabamento final usado na manufatura do componente ou dispositivo. A espessura do filme de lubrificante pode ser aumentada pelo aumento da área de contato ou pelo aumento da viscosidade do lubrificante.

A outra variável de estrutura do sistema a ser considerada diz respeito à escolha de materiais. O desempenho relativo dos diferentes materiais varia de acordo com a aplicação tribológica a que se destina o componente ou dispositivo, isto é, depende fortemente do mecanismo de desgaste dominante no sistema. Em geral, maiores taxas de desgaste são observadas para metais que deslizam contra metais do que para não-metais que deslizam contra ambos metais ou não-metais. A maioria dos metais deslizando contra os mesmos metais (par similar) produz altas taxas de desgaste. Contudo, se os metais forem dissimilares, a taxa de desgaste é menor e depende do grau de compatibilidade tribológica dos dois metais. O termo compatibilidade indica a relutância das superfícies opostas em formar uma forte ligação interfacial, a qual levaria a uma alta taxa de desgaste. A compatibilidade tribológica dos metais não se correlaciona muito bem com outras propriedades, ainda que até certo ponto a solubilidade mútua em solução sólida é, frequentemente, sugerida como um guia. Em geral, pares em deslizamento com alta solubilidade mútua apresentam baixa compatibilidade tribológica e altas taxas de desgaste.

Quanto aos materiais cerâmicos, devido aos altos valores de dureza alcançados e a inércia química (compatibilidade tribológica), taxas de desgaste em deslizamento menores do

que aquelas observadas para os metais podem ser alcançadas. Contudo, existem preocupações quanto ao uso destes materiais. As propriedades mecânicas (especialmente tenacidade à fratura) podem não ser adequadas para as solicitações em serviço, bem como a dificuldade de fabricação nas diferentes formas e a possibilidade de fratura em pequena escala que pode levar a um mecanismo de desgaste severo. Algumas das desvantagens do uso de componentes e dispositivos feitos de materiais cerâmicos podem ser eliminadas, através da utilização destes materiais na forma de revestimentos em substratos metálicos, produzidos pelos processos de aspensão térmica e deposição física e química de vapor, os quais representam processos clássicos de Engenharia de Superfícies. Em todos os usos tribológicos de materiais cerâmicos, lubrificação é sempre vantajosa. Contudo, a possibilidade de interações químicas entre um lubrificante inadequado e a cerâmica, aumentando o desgaste, sempre deve ser considerado.

Ainda que outros importantes fatores, tais como solubilidade mútua e taxa de encruamento, possam “mascarar” o efeito da dureza, sabe-se que alta dureza é frequentemente benéfica. Altos valores de dureza podem diminuir o atrito total e, portanto, a taxa de desgaste por deslizamento. Já quanto ao desgaste abrasivo, sabe-se que a taxa de desgaste cai rapidamente se a dureza da superfície for maior que a dureza das próprias partículas abrasivas.

A seleção de materiais de boas propriedades tribológicas, isto é, materiais que desenvolvam pequeno atrito, apresente grande inércia física e química e alta dureza, entre outras características, não é trivial, se forem considerados o custo, peso, dificuldade de fabricação ou propriedades mecânicas. Assim, a Engenharia de Superfícies pode ser usada para “moldar” a superfície dos materiais, tendo em vista um bom desempenho em um sistema tribológico específico.

3.2. Lubrificantes Industriais

Os lubrificantes industriais tornaram-se alvo de pesquisa devido ao grande potencial de melhorias e redução de custos que os mesmos podem proporcionar a uma instalação industrial. Entender o processo de lubrificação é hoje, fundamental para a garantia da manutenção dos ativos de qualquer empresa.

Os conceitos que serão apresentados neste subcapítulo não são novos, mas muito importantes para aqueles profissionais da área de manutenção, que inevitavelmente deparam-se com problemas e potenciais de melhoria dentro de suas instalações.

3.2.1. Tipos de Lubrificantes

Existem diferentes tipos de classificação, nas quais são agrupados os óleos conforme características comuns, com a finalidade de unificar e facilitar a descrição dos mesmos. De maneira geral, os mesmos são classificados segundo a sua origem, pela sua base a cru, pela sua refinação e uso comercial e em particular pela sua viscosidade e tipo de serviço.

Podem-se dividir os lubrificantes em quatro categorias, seguindo seu estado físico:

- ❖ Gasosos (ar, nitrogênio, gases inertes).
- ❖ Sólidos (grafite, molibdênio, talco).
- ❖ Pastosos (graxas e composições betuminosas).
- ❖ Líquidos (óleos, fluidos de corte, água).

A qualidade de um lubrificante é comprovada somente após a aplicação e avaliação de seu desempenho em serviço. Esse desempenho está ligado à composição química do mesmo, resultante do petróleo bruto, do refino dos aditivos e do balanceamento da formulação. Esta combinação de fatores dá ao lubrificante certas características físicas e químicas que permitem um controle da uniformidade e nível de qualidade.

Chamamos de *análise típica* a um conjunto de valores que representa a média das medidas de cada característica. Consequentemente, a amostra de uma determinada fabricação dificilmente apresenta resultados iguais aos da análise típica, situando-se dentro de uma faixa de tolerância aceitável. Ao conjunto de faixas de tolerância e limites de enquadramento de cada fabricação dá-se o nome de *especificação*. As mesmas não são garantia de bom desempenho do lubrificante, pois somente a aplicação demonstra o seu desempenho. Os *ensaios de laboratório* simulam condições de aplicação do lubrificante, sem entretanto garantir um bom desempenho no serviço.

3.2.2. Características das Graxas Lubrificantes

As graxas lubrificantes não passam de óleos minerais em composição coloidal com uma substância espessadora, geralmente sabão. A natureza da base metálica, que origina o sabão, determina a aparência, cor e textura da graxa. Podemos classificar, de uma maneira geral, as graxas em cinco grupos distintos:

- ❖ Composição de óleo mineral e matérias sólidas.

- ❖ Composição de óleos pesados de base asfáltica com óleos minerais mais leves.
- ❖ Óleos minerais em composição com o sabão, usado como espessador.
- ❖ Graxa para pressões extremas.
- ❖ Graxa para mancais de atrito.

As graxas que utilizam o sabão como base, isto é, como espessador, são as que maior número de aplicações encontram na prática. São utilizadas sempre que a lubrificação por óleo apresentar deficiência, seja por dificuldade de contenção do óleo no local a ser lubrificado, seja por perigo de contaminação do óleo por impurezas ou seja por dificuldades de renovação do óleo no local (devido a seu encorpamento e resistência ao escoamento, as graxas são menos sujeitas ao gotejamento e a perdas). Um ponto lubrificado com graxa pode não exigir cuidados ou reabastecimento durante um longo período de tempo. Com relação à utilização de óleos lubrificantes, as graxas possuem as seguintes vantagens:

- ❖ Conveniência: graxas ficam facilmente fixadas onde são aplicadas.
- ❖ Persistência: o filme de lubrificante fica retido nas superfícies durante as paradas.
- ❖ Proteção: devido ao mínimo escoamento, forma-se uma camada de proteção contra a corrosão.
- ❖ Limpeza: óleos tendem a escorrer, graxas não.

As graxas são lubrificantes em estado semi-sólido, compostas basicamente de óleo base (80-85%), aditivos (5-10%) e espessante (10-15%). Óleos minerais ou óleos sintéticos, tais como silicones ou diésteres são usados como óleo base de graxas. As propriedades lubrificantes da graxa são definidas principalmente pelas propriedades lubrificantes do óleo base, portanto, deve ser dado à viscosidade, o mesmo grau de importância ao caso da seleção do óleo lubrificante.

Normalmente para baixas temperaturas e altas rotações, as graxas com óleo base de baixa viscosidade são as mais adequadas, e para as altas temperaturas e cargas pesadas, as graxas com óleo base de alta viscosidade são mais adequadas. Entretanto, na graxa, o espessante também influencia nas propriedades lubrificantes, por isto, não podem ser tratados em igualdade ao caso do óleo lubrificante.

Como espessantes de graxas lubrificantes, são usados além dos vários tipos de sabões metálicos, espessantes inorgânicos como o gel de sílica e a bentonita. Como espessantes orgânicos resistentes ao calor, tem-se a poliuréia e os compostos fluorados. O tipo de espessante está diretamente relacionado com o ponto de gota da graxa. Normalmente, na graxa com alto ponto de gota, o limite superior da faixa de temperatura de operação é maior. Entretanto, graxas com alto ponto de gota e com óleo base de baixa resistência ao calor, tende a possuir um limite superior de temperatura menor.

A resistência da graxa a água depende da resistência a água do espessante. As graxas com sabão de sódio e de base mista que inclui o sabão de sódio, não são adequadas em aplicações onde há incidência de água ou muita umidade.

Conforme a necessidade, assim como no óleo lubrificante, vários aditivos podem ser adicionados à graxa. Entre eles, pode-se citar os inibidores de corrosão, inibidores de oxidação e agentes de extrema pressão. O espessante é responsável pela transformação do óleo base em graxa.

Tabela 3.1 - Comparativo entre graxas com diferentes espessantes. (Adaptado de Bannister, 2007)

<i>Espessante</i>	<i>Resistência à Temperatura</i>	<i>Temperatura Máxima de Operação (°C)</i>	<i>Resistência à Água</i>	<i>Estabilidade ao Trabalho</i>
<i>Sabão de Cálcio</i>	<i>Pobre</i>	<i>60</i>	<i>Excelente</i>	<i>Regular</i>
<i>Complexo de Cálcio</i>	<i>Bom</i>	<i>120-150</i>	<i>Bom</i>	<i>Regular</i>
<i>Sabão de Lítio</i>	<i>Bom</i>	<i>110-135</i>	<i>Bom</i>	<i>Excelente</i>
<i>Sabão Misto Cálcio + Lítio</i>	<i>Bom</i>	<i>120-150</i>	<i>Excelente</i>	<i>Bom</i>
<i>Complexo de Lítio</i>	<i>Excelente</i>	<i>130-180</i>	<i>Bom</i>	<i>Excelente</i>
<i>Inorgânico (Argila)</i>	<i>Excelente</i>	<i>150-200</i>	<i>Regular</i>	<i>Bom</i>
<i>Orgânico (Poliuréia)</i>	<i>Excelente</i>	<i>150-180</i>	<i>Excelente</i>	<i>Excelente</i>

Para graxas, é corrente uma classificação devida à NGLI (*National Lubricating Grease Institute*), a qual leva em conta apenas e tão somente a consistência e dureza da graxa, medida através do teste de penetração da ASTM.

Este teste consiste em fazer cair, em máquina própria, um penetrador sobre uma camada de graxa e medir a sua penetração durante cinco segundos, a qual é lida em décimos de milímetro por segundo.

3.3. Lubrificação de Rolamentos

Conforme visto anteriormente, um grande percentual das falhas que ocorrem em rolamentos e conseqüentemente, em motores elétricos, é relativo a lubrificação. Devido ao fato dos rolamentos serem geralmente os componentes menos acessíveis nas máquinas, a lubrificação negligenciada, muitas vezes, constitui o problema.

3.3.1. Métodos de Lubrificação

Os métodos de lubrificação de rolamentos são primeiramente divididos em lubrificação a graxa ou a óleo. O primeiro passo para obter-se o suficiente desempenho da capacidade do rolamento é a adoção de um método de lubrificação que seja mais adequado para a aplicação proposta e as condições de operação do equipamento.

Ao considerar-se somente a lubrificação, é superior a lubrificação com óleo, no entanto, a lubrificação a graxa tem a particularidade de permitir a simplificação da configuração dos conjugados ao rolamento. A comparação entre lubrificação a graxa e a óleo é apresentada na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Comparativo entre lubrificação a graxa e a óleo. (Catálogo NSK)

<i>Item</i>	<i>Lubrificação a Graxa</i>	<i>Lubrificação a Óleo</i>
<i>Configuração do Alojamento e Sistema de Vedação</i>	<i>Simplificada</i>	<i>Complexa e necessita de cuidados na manutenção</i>
<i>Velocidade de Rotação</i>	<i>Limite permissível é de 65 a 80% da lubrificação a óleo</i>	<i>Aplicável também em altas rotações</i>
<i>Trabalho de Resfriamento</i>	<i>Não tem</i>	<i>Permite retirar o calor com eficiência</i>
<i>Fluidez</i>	<i>Inferior</i>	<i>Muito bom</i>
<i>Substituição de Lubrificante</i>	<i>Difícil</i>	<i>Relativamente fácil</i>
<i>Sujeira por Vazamento</i>	<i>Reduzido</i>	<i>Inadequado para locais em que a sujeira é desagradável</i>

3.3.1.1. Lubrificação a Graxa

A quantidade de graxa a ser inserida no alojamento difere de acordo com as condições de funcionamento do rolamento, tais como: rotação, configuração do alojamento, o espaço vazio, tipo de graxa e o ambiente. Nas aplicações de rolamentos como nos fusos de

máquinas-ferramentas, onde o aumento de temperatura desagrada ao extremo, a graxa é inserida em quantidade menor.

Segundo a NSK, a quantidade referencial para os casos normais será da seguinte forma: inicialmente, o rolamento deverá ser preenchido suficientemente com a graxa, oportunidade em que deve ser forçada a entrada da graxa em pontos como a superfície de guia da gaiola; posteriormente, em relação ao espaço vazio que fica no interior do alojamento, já com o rolamento e o eixo posicionados, deve ser preenchido aproximadamente, 50 a 67% do espaço, para rotações abaixo de 50% do limite e 34 a 50% do espaço, para rotações acima de 50% do limite de rotação das tabelas dimensionais. Já a SKF recomenda que os espaços vazios no alojamento e no rolamento devem ser preenchidos apenas parcialmente com graxa, de 30 a 50%. A FAG orienta que aproximadamente 30% do espaço interno vago deva ser preenchido com graxa. Para rotações muito altas, só preencher parcialmente (20% a 30% do espaço vazio) e para rotações muito baixas deve-se preencher totalmente o rolamento e seu alojamento. A publicação da edição 65 da revista “*Manutenção y Qualidade*” traz um artigo que orienta sobre a quantidade de graxa para o primeiro preenchimento em rolamentos de motores elétricos. Recomenda-se que no primeiro preenchimento, deve-se encher totalmente os espaços vazios entre os corpos rolantes e anéis do rolamento, utilizando bomba de graxa manual para efetuar a aplicação. Além do preenchimento do rolamento, deve-se colocar graxa em $\frac{3}{4}$ da capacidade do anel externo do mancal.

A graxa, uma vez aplicada, geralmente não requer relubrificação por um longo período de tempo, mas dependendo das condições de operação, há casos em que se faz necessário relubrificar frequentemente ou substituir a graxa. Consequentemente, em tais casos, o alojamento deve ser projetado de forma a facilitar a complementação ou a troca da graxa.

Quando os intervalos de relubrificação forem breves, providenciar furos de relubrificação e drenagem em posições adequadas no alojamento, para possibilitar que a graxa deteriorada possa ser substituída por graxa nova. Por exemplo, o espaço vazio do alojamento do lado da relubrificação do rolamento, pode ser separado em vários setores através de divisores de graxa, fazendo com que a graxa preenchida somente em um dos setores, escorra para o interior do rolamento. A graxa forçada para fora do rolamento, por sua vez, é eliminada do alojamento pela válvula de graxa ou dreno.

Se não houver uma válvula de graxa, o espaço do lado da descarga deve ser ampliado, para reter neste, a graxa velha que será retirada periodicamente removendo-se a tampa.

A graxa, por melhor que seja ao passar do tempo terá suas condições naturais deterioradas, diminuindo as propriedades lubrificantes. Conseqüentemente, torna-se necessário efetuar a relubrificação do rolamento.

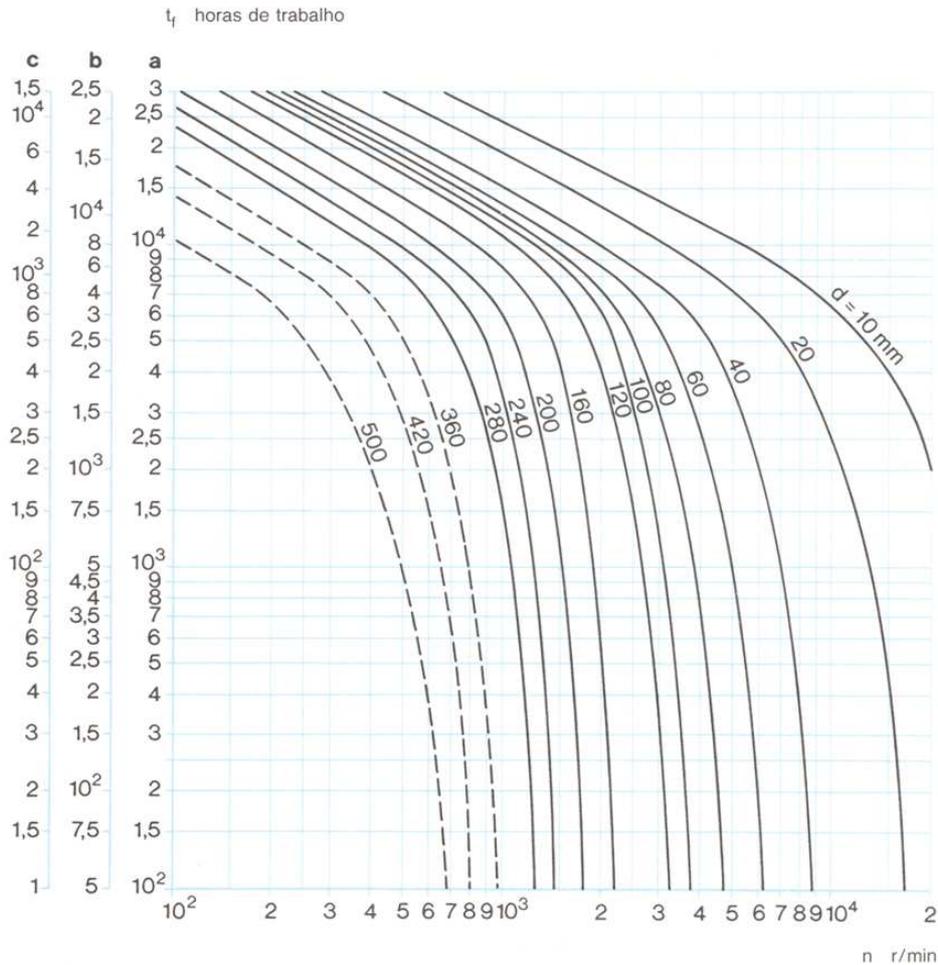
O período no qual deve-se efetuar a relubrificação depende de vários fatores que estão relacionados entre si de uma maneira muito complexa. Entre eles, incluem-se o tipo de rolamento, velocidade, temperatura, tipo de graxa, espaço ao redor do rolamento e o meio ambiente. As recomendações dos principais fabricantes de rolamentos são baseadas em dados estatísticos. A SKF, por exemplo, entende que o intervalo de relubrificação é definido como sendo o período, ao final do qual 99% dos rolamentos ainda estão com sua lubrificação confiável.

Os intervalos de relubrificação (t_f) para condições normais de operação podem ser lidos diretamente na Fig. 3.12 e são em função da velocidade (n) do rolamento e de seu diâmetro do furo (d). O diagrama é válido para rolamentos aplicados em eixos normais e aplica-se a graxas com sabão à base de lítio de boa qualidade e a temperaturas que não excedem 70°C . Para temperaturas mais elevadas deve-se levar em consideração o envelhecimento mais acelerado da graxa nestas condições. Nestes casos, recomenda-se reduzir pela metade o intervalo de relubrificação obtido no diagrama para cada 15°C de aumento de temperatura acima dos 70°C .

Os intervalos podem ser estendidos em temperaturas abaixo de 70°C , porém à medida que a temperatura diminui, a separação de óleo torna-se menor e desta forma não se recomenda o aumento do intervalo de relubrificação maior que duas vezes.

Os fabricantes de rolamentos sugerem a adoção de pelo menos um dos dois procedimentos descritos abaixo, dependendo do intervalo de relubrificação (t_f) obtido através do diagrama:

- Se o intervalo de relubrificação é menor que seis meses, recomenda-se completar o arranjo de rolamentos em intervalos correspondentes a $0,5t_f$. A graxa deve ser completamente trocada após no máximo três preenchimentos.
- Quando os intervalos de relubrificação são maiores que seis meses, recomenda-se que toda a graxa usada seja trocada e substituída por uma nova.



Escala a: rolamentos radiais de esferas
 Escala b: rolamentos de rolos cilíndricos, rolamentos de agulhas
 Escala c: rolamentos autocompensadores de rolos, rolamentos de rolos cônicos, rolamentos axiais de esferas;
 rolamentos de rolos cilíndricos com o máximo número de rolos (0,2 t_r);
 rolamentos de rolos cilíndricos cruzados com gaiola (0,3 t_r);
 rolamentos axiais de rolos cilíndricos, rolamentos axiais de agulhas,
 rolamentos axiais autocompensadores de rolos (0,5 t_r)

Figura 3.12 - Intervalo de relubrificação com graxa. (Catálogo SKF)

O limite de seis meses representa uma recomendação bastante grosseira e deve ser ajustado em casos específicos, seguindo-se as orientações de manutenção e lubrificação da máquina ou da fábrica. Adicionando-se pequenas quantidades de graxa nova em intervalos regulares, a graxa usada do arranjo de rolamentos será substituída apenas parcialmente. A quantidade adequada a ser adicionada pode ser obtida por:

$$G_p = 0,005.D.B \quad (24)$$

Onde G_p é a quantidade de graxa em gramas, D é o diâmetro externo do rolamento em milímetros e B é a largura total do rolamento em milímetros.

Um estudo conduzido por Kennedy, Booser e Wilcock (1999) mostra como é o comportamento da temperatura da graxa variando-se a quantidade de lubrificante durante um determinado período de operação (Fig. 3.13). Confirma-se, através deste estudo, que o excesso de graxa provoca um superaquecimento no rolamento e é tão ou mais prejudicial que a falta do lubrificante.

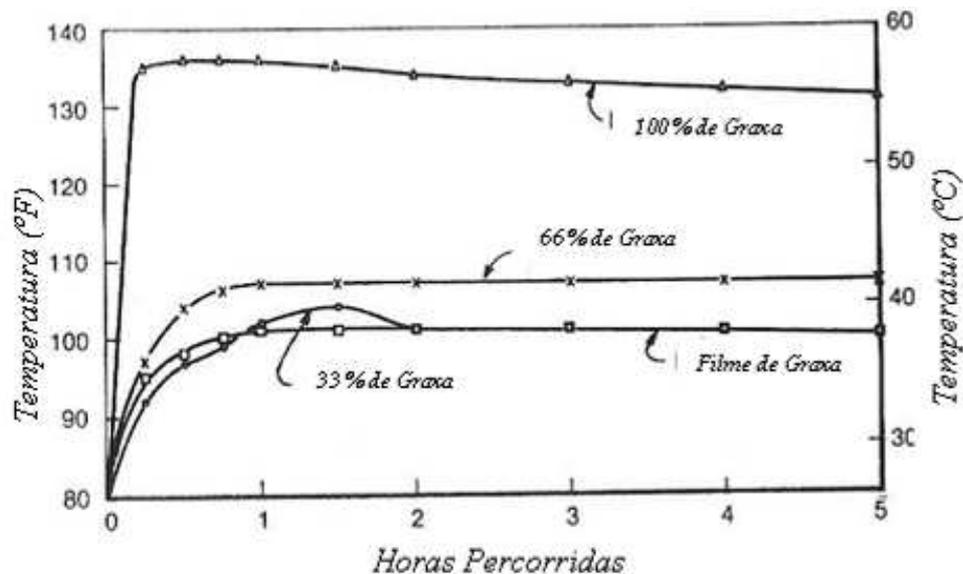


Figura 3.13 - Crescimento da temperatura de rolamentos lubrificadas com graxa. (Kennedy, Booser e Wilcock, 1999)

3.3.2. Influência da Lubrificação no Cálculo de Vida Útil do Rolamento

Neste subcapítulo são apresentadas equações e considerações que demonstram como a lubrificação afeta o cálculo de vida útil dos rolamentos.

3.3.2.1. Vida Nominal

A vida de um rolamento é definida como sendo o número de revoluções (ou de horas a uma determinada rotação constante) que o mesmo pode atingir antes que se manifeste o primeiro sinal de fadiga (descascamento) em um de seus anéis ou um de seus corpos rolantes.

Os ensaios de laboratório e a experiência têm demonstrado que rolamentos aparentemente idênticos, funcionando nas mesmas condições, apresentam vidas diferentes. É, portanto, essencial para o cálculo do tamanho do rolamento, uma definição clara do termo “vida”. As informações publicadas pelos principais fabricantes de rolamento estão baseadas na

vida alcançada ou ultrapassada por 90% dos rolamentos aparentemente idênticos de um grupo suficientemente grande. A esta vida dá-se o nome de vida nominal, o que está em conformidade com a definição ISO.

A relação existente entre a vida nominal, a capacidade de carga dinâmica e a carga aplicada ao rolamento, é expressa pelas equações:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (25)$$

Ou

$$\frac{C}{P} = L_{10}^{1/p} \quad (26)$$

Onde:

L_{10} é a vida nominal, em milhões de revoluções

C é a capacidade de carga dinâmica [N]

P é a carga dinâmica equivalente sobre o rolamento [N]

p é o expoente da fórmula de vida nominal, sendo:

$p = 3$ para rolamentos de esferas e $p = 10/3$ para rolamentos de rolos

Para rolamentos que trabalham a rotação constante é mais conveniente expressar a vida nominal em horas de trabalho, usando para tanto a seguinte equação:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60.n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (27)$$

Onde:

L_{10h} é a vida nominal, em horas de trabalho

n é a velocidade de rotação [rpm]

3.3.2.2. Vida Nominal Ajustada

A vida requerida de um rolamento depende geralmente do tipo de máquina e das exigências relativas à classe de serviço e confiabilidade. Em temperaturas elevadas se reduz a capacidade de carga dinâmica do rolamento. A diminuição da capacidade de carga dinâmica (C) para diferentes temperaturas é obtida multiplicando-se seu valor por um fator de temperatura obtido através da Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Influência da temperatura de trabalho no material do rolamento. (Catálogo SKF)

<i>Temperatura do Rolamento (°C)</i>	<i>150</i>	<i>200</i>	<i>250</i>	<i>300</i>
<i>Coefficiente de Temperatura</i>	<i>1,00</i>	<i>0,90</i>	<i>0,75</i>	<i>0,60</i>

O funcionamento satisfatório dos rolamentos em temperaturas elevadas depende também do rolamento possuir a estabilidade dimensional para a temperatura de trabalho, do lubrificante selecionado conservar suas características lubrificantes e das características dos materiais dos vedadores e gaiolas.

Na equação (25) é considerada a influência das cargas sobre a vida de um dado rolamento. Pode ser conveniente, considerar com mais detalhes a influência de outros fatores na vida do rolamento. Para isto, foi estabelecido pela ISO a seguinte equação de ajuste da vida calculada:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (28)$$

Ou simplesmente,

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \quad (29)$$

Onde:

L_{na} é a vida nominal ajustada, em milhões de revoluções

a_1 é o fator de ajuste de vida, para confiabilidade

a_2 é o fator de ajuste de vida, para material

a_3 é o fator de ajuste de vida, para condições de funcionamento

O cálculo da vida nominal ajustada pressupõe que as condições de funcionamento estão bem definidas e que as cargas sobre os rolamentos possam ser calculadas com exatidão, ou seja, o cálculo deve considerar a composição de cargas, flexões de eixo, etc.

O fator a_1 , para confiabilidade, é utilizado para determinar outras vidas diferentes da vida L_{10} , ou seja, vidas que são alcançadas ou superadas com uma probabilidade maior que 90%. Na tabela abaixo são fornecidos alguns valores de a_1 .

Tabela 3.4 - Valores do fator a_1 . (Catálogo SKF)

<i>Confiabilidade (%)</i>	<i>a_1</i>
90	<i>1,00</i>
95	<i>0,62</i>
96	<i>0,53</i>
97	<i>0,44</i>
98	<i>0,33</i>
99	<i>0,21</i>

O fator a_2 refere-se basicamente a qualidade do material empregado na fabricação do rolamento. Os fabricantes são unânimes em considerar este fator igual à 1. Pode-se utilizar valores mais altos para o fator a_2 se os rolamentos forem feitos de aços especiais.

O fator a_3 para as condições de funcionamento é determinado essencialmente pela lubrificação do rolamento, desde que as temperaturas de trabalho não sejam muito altas. As variações nas propriedades do material devido a temperaturas elevadas consideradas reduzindo-se a capacidade de carga dinâmica, conforme demonstrado pela Tabela 3.3.

O grau de separação entre a superfície de contato determina, em princípio, a eficiência da lubrificação. Sob condições normais de limpeza, em um arranjo de rolamentos bem vedado, o fator a_3 é baseado na relação de viscosidade (κ). Esta é definida como a relação entre a viscosidade real do lubrificante (ν) e a viscosidade necessária para a lubrificação adequada (ν_1), ambos os valores à temperatura de trabalho.

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (30)$$

Para o caso das graxas, a viscosidade real do lubrificante (ν) é entendida como sendo a viscosidade real do óleo base, a uma determinada temperatura, como mostra a Fig. 3.14.

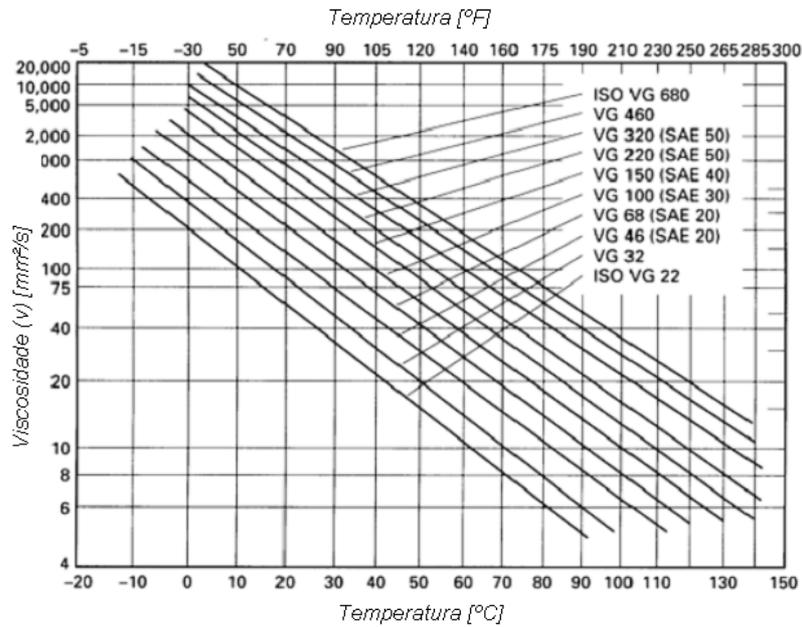


Figura 3.14 - Diagrama viscosidade-temperatura para óleos minerais. (www.skf.com.br)

A viscosidade (ν_1) depende do tamanho do rolamento e de sua velocidade. Pode-se utilizar o diagrama representado pela Fig. 3.15 para a determinação de viscosidade (ν_1). Para graxas, um valor aproximado pode ser obtido utilizando-se a viscosidade (ν) do óleo base.

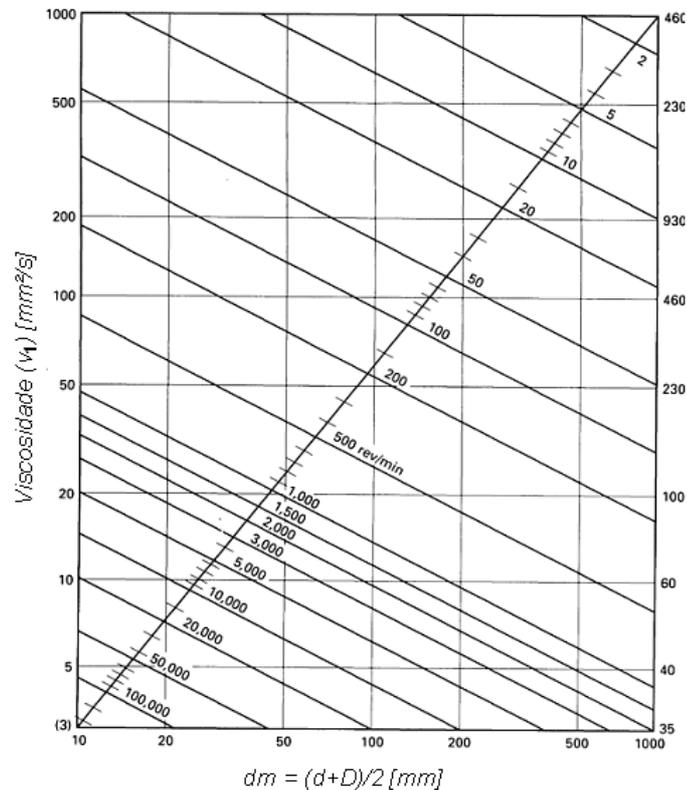


Figura 3.15 - Viscosidade necessária para uma lubrificação adequada em função do tamanho do rolamento e da velocidade; D = diâmetro externo do rolamento e d = diâmetro do furo.

(www.skf.com.br)

Como os fatores a_2 e a_3 são inter-relacionados, os fabricantes de rolamentos propõem a substituição dos mesmos por um fator combinado denominado a_{23} para o material e para a lubrificação. O fator a_{23} pode ser determinado através da Fig. 3.16.

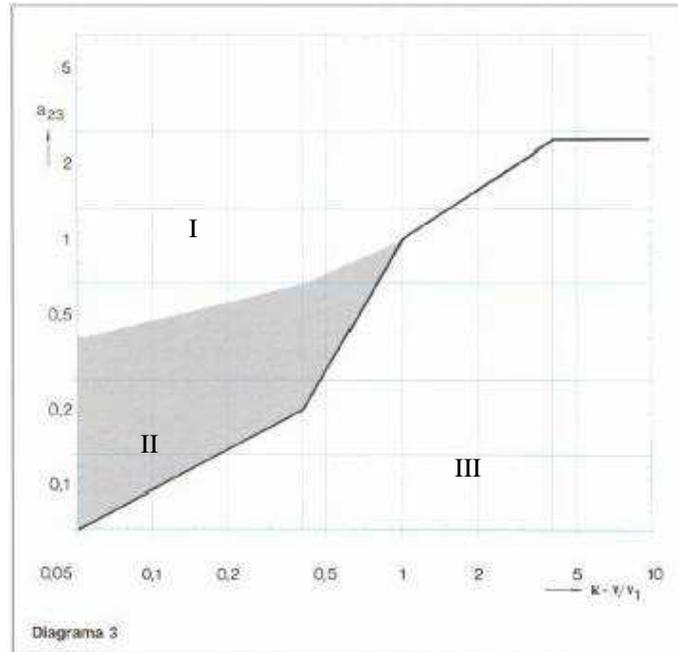


Figura 3.16 - Determinação do fator a_{23} .

Zona I: excelente condição de lubrificação;

Zona II: condição normal de lubrificação;

Zona III: condição desfavorável para a lubrificação.

(FAG Rolling Bearings, 1997)

A equação de ajuste da vida calculada (28) e o diagrama representado através da Fig. 3.16 mostram como a viscosidade do óleo (ν) influencia na estimativa de vida do rolamento. Com uma relação de viscosidades (κ) entre 2 e 4 pode-se dizer que é formado um filme de óleo perfeito, ou seja, as superfícies em movimento não se tocam. Quanto mais este valor decresce, maior é a chance de contato entre as superfícies e maiores são as condições de atrito, exigindo desta forma, um lubrificante com excelentes propriedades.

Como dito anteriormente, a viscosidade é uma das propriedades mais importantes de um óleo (e por consequência da graxa) e diminui à medida que a temperatura aumenta. Para que um filme de óleo suficientemente espesso possa existir entre os contatos dos corpos rolantes e pistas, a sua viscosidade não deve cair abaixo de um valor mínimo na temperatura de trabalho.

A vida do rolamento pode ser aumentada selecionando-se uma graxa cujo óleo base tenha uma viscosidade (ν), à temperatura de trabalho, um pouco maior que (ν_1). Entretanto, uma

vez que o aumento da viscosidade eleva a temperatura de trabalho, existe frequentemente, um limite para a melhoria de lubrificação que pode ser obtida por esse meio.

Se a seleção da viscosidade (κ) for menor que 1, recomenda-se uma graxa com óleo base com aditivo de extrema pressão (EP); se for (κ) menor que 0,4 é obrigatório o uso de óleo base com tais aditivos. Um óleo base com aditivos de extrema pressão pode também melhorar a confiabilidade no caso de (κ) ser maior que 1.

4. EXPERIMENTAÇÃO

Neste capítulo serão descritas as metodologias experimentais aplicadas neste trabalho, assim como os principais equipamentos utilizados.

4.1. Descrição Geral da Metodologia Aplicada

Três parâmetros foram monitorados nos experimentos: a vibração do mancal de rolamentos na direção vertical, o seu ruído ultrassônico e a sua temperatura de operação. No trabalho de Almeida (2006), as variações na viscosidade do óleo durante ensaios com uma caixa de engrenagem helicoidais, foram melhores interpretadas utilizando-se o acelerômetro na direção vertical. Entendeu-se, desta forma que, se para engrenagens helicoidais, onde incidem importantes forças na direção axial, não houve resultados representativos utilizando-se o acelerômetro na direção axial, para mancais de rolamentos de esferas o correto seria utilizar o acelerômetro na direção vertical.

A temperatura foi medida utilizando-se um pirômetro óptico e o ponto de coleta da medição para os quatro mancais foi definido logo acima do eixo (ver Fig. 4.1).

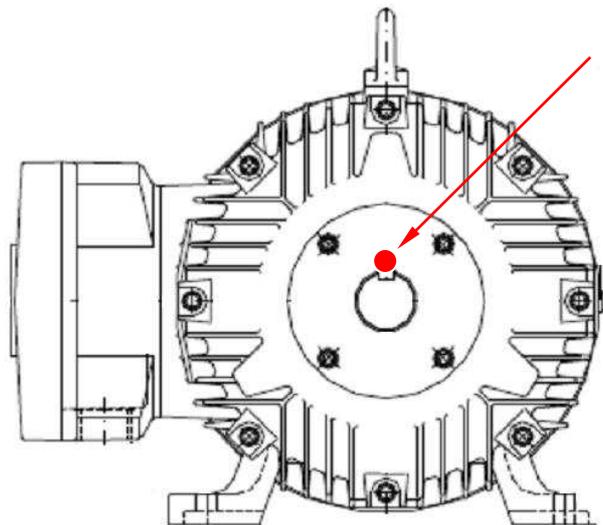


Figura 4.1 - Local determinado para a realização da medição de temperatura do mancal.

O monitoramento do ruído ultrassônico deu-se através da utilização de um sensor magnético que foi posicionado ao lado do acelerômetro de vibração (aproximadamente 30° um em relação ao outro). Tomou-se o cuidado de posicionar os sensores em locais pré-definidos para

manter a mesma constância nas medições e evitar qualquer tipo de ruído, como pode ser visto na Fig. 4.2.



Figura 4.2 - Posicionamento dos sensores durante a realização do experimento para Motor N°1

Foram testados dois motores diferentes com o objetivo de verificar possíveis diferenças nas respostas medidas. Era importante saber se as diferenças de corrente, tensão e alimentação afetariam de alguma forma os resultados. O primeiro experimento foi realizado com o motor denominado Motor N°1, alimentado com corrente contínua. Foram avaliados simultaneamente os dois mancais do motor e seus respectivos rolamentos. No mancal de rolamento dianteiro foi montado o rolamento SKF 6316 C3 e no mancal traseiro foi montado o rolamento SKF 6314 Z-C3. Trabalhou-se com uma rotação de 2.000 rpm e utilizou-se uma graxa lubrificante com base de complexo de lítio chamada comercialmente de Alvania RL2 da Shell.

No segundo experimento utilizou-se o motor denominado Motor N°2 (Fig. 4.3), alimentado com corrente alternada, que por sua vez possui rolamentos SKF 6314 C3 em ambos os mancais. Para este experimento, decidiu-se utilizar outra graxa lubrificante bastante consagrada no meio industrial, especialmente em aplicações em motores elétricos. A graxa utilizada no segundo experimento foi a Polirex EM2 da Esso, com base orgânica de poliuréia. A rotação adotada para este experimento foi a de 1780 rpm. Outras informações sobre os motores serão vistas no subcapítulo 4.2.

Apesar das graxas lubrificantes utilizadas nos experimentos possuírem a mesma consistência, tem aditivações e espessantes diferentes. Optou-se por usar duas marcas distintas no intuito de avaliar se estas aditivações e espessantes influenciariam nos resultados, visto que o rolamento 6314 foi utilizado em três dos quatro mancais. A graxa utilizada no Motor N°1 não possui aditivo de extrema pressão, já a utilizada no Motor N°2 apresenta esta aditivação.



Figura 4.3 - Execução dos testes no Motor N°2

Com o objetivo de verificar toda e qualquer influência do lubrificante no regime de trabalho dos mancais de rolamento, optou-se por iniciar os experimentos sem qualquer quantidade de graxa no interior do rolamento. Entretanto, é oportuno salientar que os rolamentos são embalados pelos seus fabricantes com um lubrificante protetivo, para evitar a oxidação dos mesmos.

Planejou-se ligar os motores durante 6 horas ininterruptas, variando-se a quantidade de graxa lubrificante inserida nos rolamentos dos mancais. A confirmação de que 6 horas seriam suficientes para avaliar o comportamento dos rolamentos dos mancais dos motores elétricos originou-se de experimentações preliminares, onde verificou-se que as variações no ruído ultrassônico são afetadas pela quantidade de graxa lubrificante no interior do rolamento, não alterando-se significativamente com o passar de algumas horas (para a mesma quantidade de graxa).

4.2. Equipamentos e Materiais Utilizados

Para a realização do experimento, foram utilizados:

- ❖ Motor elétrico de corrente contínua marca WEG modelo GLUF 250/45 (890909 06 02) com tensão de trabalho de 400 volts e corrente de 272 ampères. Regime de trabalho S1 100 kilowatts de potência e velocidade variável entre 1330 e 3000 rpm.
- ❖ Motor elétrico de corrente alternada marca WEG modelo 250M194 com tensão de trabalho de 440 volts e corrente de 125 ampères. Potência de 145 kilowatts e velocidade de 1780 rpm.

- ❖ Rolamentos marca SKF modelos 6314 Z-C3 e 6316 C3 (para o Motor N°1), rolamentos marca SKF modelo 6314 C3 (para o Motor N°2).
- ❖ Graxa lubrificante com base de complexo de lítio, contendo óleo mineral altamente refinado e aditivos da marca SHELL denominada Alvânia RL2.
- ❖ Graxa lubrificante com base orgânica de poliuréia da marca ESSO denominada Polirex EM2.
- ❖ Coletor de vibrações marca ENTEK modelo DATAPACK 1250 com acelerômetro marca CTC modelo AC102-1A com sensibilidade 100 mv/g e frequência de resposta 2,5 à 25000 Hz.
- ❖ Medidor de ruído ultrassônico marca SDT modelo 170 com resolução 0,1 dB μ V, exatidão de leitura de $\pm 0,5$ dB μ V e faixa de operação de -10 à 120 dB μ V.
- ❖ Pirômetro óptico marca RAYTEC modelo RAYNGER ST com resolução 0,1°C, exatidão de leitura de ± 1 °C e faixa de operação de -32 à 400 °C.
- ❖ Balança eletrônica marca MARTE modelo LC5 com resolução 0,001 grama, exatidão de leitura de ± 1 grama e faixa de operação de 0 à 5.000 gramas.
- ❖ Medidor de graxa marca SKF modelo LAGM1000E com precisão $\pm 3\%$ de 0 à 300 bar e $\pm 5\%$ de 300-700 bar.

4.3. Bancada Experimental

A bancada utilizada para os experimentos pertence a um laboratório de testes e foi projetada especificamente para avaliar o desempenho dos mais variados tipos de motores elétricos que podem ser encontrados na indústria siderúrgica. Sua base de concreto avança entre o piso aproximadamente 1 metro e foram instaladas molas ao redor da mesma para que todo e qualquer movimento vibratório fosse compensado. Estes detalhes construtivos garantem com que o conjunto motor-mesa fique sempre acoplado, conforme pode ser visto na Figura 4.4.



Figura 4.4 - Detalhes construtivos da bancada experimental

Os motores utilizados no experimento foram fixados na bancada utilizando-se suportes (sapatas) em pelo menos dois pontos distintos, como pode ser exemplificado através da Fig. 4.5.

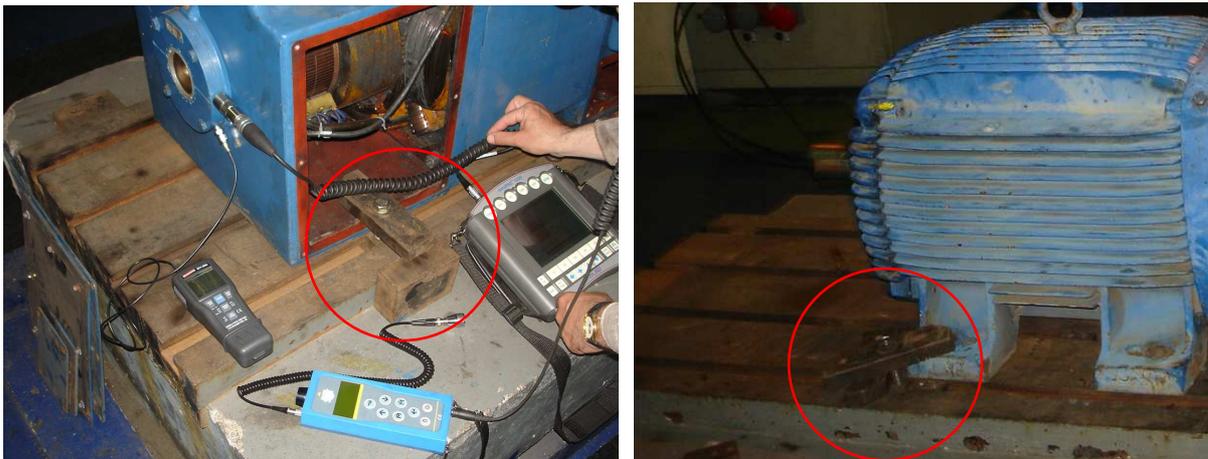


Figura 4.5 - Fixação dos motores com sapatas

O painel elétrico utilizado para energizar ambos os motores e para propiciar variações de tensão e atingir as rotações desejadas em motor CC foi projetado especificamente para este fim.



Figura 4.6 - Painel elétrico do laboratório de testes

4.4. Procedimento Experimental

O procedimento experimental iniciou-se com avaliação dos sistemas e instrumentos de medição. Esta avaliação é necessária para avaliar a repetitividade e reprodutibilidade das medições. É importante conhecer quanto da variação de um processo se deve à variação real deste e quanto da variação se deve ao próprio sistema de medição.

A variação total de uma medida será a variação da grandeza que está sendo medida mais a variação do sistema de medição. Por isto torna-se imprescindível, conhecer tais parcelas de variação para cada instrumento. Os componentes que influenciam no erro de medição são:

- ❖ Estabilidade (consistência): é a propriedade de estar sob controle estatístico. É a consistência das medições ao longo do tempo e a ausência de causas perceptíveis de variação.
- ❖ Discriminação: é a habilidade tecnológica do sistema de medição para diferenciar adequadamente os valores de um parâmetro medido.
- ❖ Exatidão: é a diferença entre a média dos valores observados com relação à um valor padrão.
- ❖ Repetitividade: é a variação entre medições sucessivas de uma mesma peça ou grandeza, pela mesma pessoa usando o mesmo instrumento.
- ❖ Reprodutibilidade: é a variação em um padrão de medição feito por pessoas diferentes utilizando os mesmos instrumentos, medindo características idênticas nas mesmas peças ou grandezas.

- ❖ Efeitos de tendência: são efeitos indesejáveis que confundem um conjunto de medições. Por exemplo, quando máquinas ou operadores diferentes obtêm médias diferentes da mesma coisa.

Para a avaliação do sistema de medição utilizou-se o método do gráfico de controle, devido a sua facilidade em ser empregado. Adotou-se como ferramenta estatística a análise de variância (ANOVA) e o software estatístico Minitab para a realização dos cálculos e gráficos. Os resultados foram satisfatórios e podem ser vistos nos anexos do trabalho. Após a validação dos sistemas de medição, iniciou-se o experimento propriamente dito. Os motores tiveram seus rolamentos substituídos por rolamentos novos, e, portanto, sem a presença de graxa lubrificante.

Para que o procedimento experimental pudesse ser feito, adotou-se uma rotina de manutenção simples para os dois motores. Basicamente deu-se a desmontagem dos mesmos, retirada de seus rolamentos, limpeza geral, montagem de novos rolamentos (Fig. 4.7 e 4.8).



Figura 4.7 - Etapas do processo de desmontagem do Motor N°1



Figura 4.8 - Etapas do processo de desmontagem do Motor N°2

O experimento consistiu em avaliar o desempenho dos rolamentos dos mancais dos motores elétricos em diferentes regimes de trabalho (diferentes quantidades de graxa lubrificante), tendo como respostas a este desempenho, medidas de temperatura, vibração mecânica e ruído ultrassônico.

O primeiro passo foi buscar na literatura existente, a informação sobre a quantidade ideal de graxa lubrificante para rolamentos em motores elétricos. É fácil achar na literatura catálogos de fabricantes de rolamentos e manuais de manutenção de fabricantes de lubrificantes, orientações neste sentido. Estas definições, entretanto, são divergentes, conforme relatado no subcapítulo 3.3.1.1.

Para determinação das quantidades de graxa possíveis de serem inseridas em cada rolamento, seguiu-se o preenchimento de todos os seus espaços vazios com graxa até que se tivesse um preenchimento completo, sem falta nem excessos. Utilizou-se uma espátula para espalhar o lubrificante e deixá-lo uniforme e uma balança de precisão com resolução 0,001 grama para pesagem dos rolamentos, com e sem graxa. Além disso, ficou conhecida também, a quantidade de graxa expelida em cada aplicação da bomba manual utilizada nos testes.

Para aplicar exatamente a quantidade equivalente aos percentuais de 20, 40, 60, 80 e 100%, utilizou-se um medidor de graxa marca SKF modelo LAGM1000E, com resolução de 0,01 grama e erro de $\pm 3\%$.

É importante salientar que após o enchimento completo dos rolamentos com graxa, ainda optou-se por inserir mais 20% de lubrificante para que a entrada da graxa nova expelisse a graxa antiga para o alojamento dos mancais. As Figuras 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.6, 5.7, 5.8 e 5.9 não mostram, entretanto, a condição de enchimento de 120% de graxa, pois os experimentos têm como objetivo avaliar a quantidade de lubrificante no rolamento. Além disso, cada motor possui um alojamento diferente para a retirada da graxa usada.

As medições de ruído ultrassônico foram adquiridas utilizando-se o coletor SDT modelo 170. As medidas vibracionais foram coletadas com o DATAPACK 1250. Os dados foram agrupados em intervalos de 10 minutos e em cada coleta foram realizadas três medições para que fosse possível registrar uma média.



Figura 4.9 - Medidor de graxa marca SKF modelo LAGM1000E utilizado no enchimento do rolamento. (www.skf.com)

4.4.1. Experimento com o Motor N°1

O resultado da determinação da quantidade de graxa para cada rolamento, considerando todo o preenchimento dos espaços vazios pode ser visto abaixo.

Tabela 4.1 - Valores medidos com a balança para os rolamentos do Motor N°1

	<i>Sem Graxa (kg)</i>	<i>Com Graxa (kg)</i>	<i>Diferença (kg)</i>
<i>Rolamento 6316 C3 (Frente)</i>	$3,611 \pm 0,001$	$3,791 \pm 0,001$	$0,181 \pm 0,001$
	$3,611 \pm 0,001$	$3,791 \pm 0,001$	$0,180 \pm 0,001$
	$3,610 \pm 0,001$	$3,792 \pm 0,001$	$0,182 \pm 0,001$
	$3,61 \pm 0,001$	$3,791 \pm 0,001$	$0,181 \pm 0,001$
<i>Rolamento 6314 Z-C3 (Atrás)</i>	$2,488 \pm 0,001$	$2,611 \pm 0,001$	$0,123 \pm 0,001$
	$2,488 \pm 0,001$	$2,611 \pm 0,001$	$0,123 \pm 0,001$
	$2,487 \pm 0,001$	$2,611 \pm 0,001$	$0,124 \pm 0,001$
	$2,488 \pm 0,001$	$2,611 \pm 0,001$	$0,123 \pm 0,001$

O próximo passo consistiu no cálculo da quantidade de graxa que deveria ser inserida nos rolamentos, considerando os regimes de trabalho. Desta forma para 100% de preenchimento temos 181 gramas para o rolamento dianteiro e 123 gramas para o rolamento traseiro. Ao dividir-se estas quantidades em 5 etapas, tem-se os resultados apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Quantidade inserida de graxa para cada regime de trabalho do experimento (Motor N°1)

	Rolamento 6316 C3 (Frente)	Rolamento 6314 Z-C3 (Atrás)
Regime	Qtd. (kg)	Qtd. (kg)
0%	Zero	Zero
20%	0,036	0,025
40%	0,072	0,049
60%	0,109	0,074
80%	0,145	0,098
100%	0,181	0,123

Pode-se concluir que para obter-se 20% de lubrificante no rolamento dianteiro foram inseridas 36 gramas de graxa. Já para obter-se 80% de lubrificante deste mesmo rolamento, foi necessária a inserção de uma quantidade total de 145 gramas. Após a confirmação dos instrumentos e planejamento do experimento, deu-se início aos testes.

O motor foi fixado na bancada de trabalho e preso com calços parafusados para garantir que o sistema motor-mesa estivesse perfeitamente acoplado, permitindo assim, que as leituras dos instrumentos representassem realmente as variações do comportamento do motor. Adotou-se uma rotação de trabalho igual a 2000 rpm. Os sensores foram posicionados nos mancais obedecendo sempre as mesmas posições. Esta ação visou eliminarmos eventuais ruídos durante as medições.

4.4.2. Experimento com o Motor N°2

O resultado da determinação da quantidade de graxa para o rolamento 6314 C3, considerando todo o preenchimento dos espaços vazios pode ser visto abaixo.

Tabela 4.3 - Valores medidos com a balança para os rolamentos do Motor N°2

	Sem Graxa (kg)	Com Graxa (kg)	Diferença (kg)
Rolamento 6314 C3 (Ambos Lados)	2,484 ± 0,001	2,610 ± 0,001	0,126 ± 0,001
	2,483 ± 0,001	2,610 ± 0,001	0,125 ± 0,001
	2,484 ± 0,001	2,609 ± 0,001	0,125 ± 0,001
	2,484 ± 0,001	2,609 ± 0,001	0,125 ± 0,001

Novamente foi feito o cálculo da quantidade de graxa a ser inserida nos rolamentos, considerando os regimes de trabalho. Ao dividir-se estas quantidades por 5 etapas, tem-se os resultados apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Quantidade inserida de graxa para cada regime de trabalho do experimento (Motor N°2)

Rolamento 6314 C3 (Ambos)	
Regime	Qtd. (kg)
0%	<i>Zero</i>
20%	0,025
40%	0,050
60%	0,075
80%	0,100
100%	0,125

Para obter-se 20% de lubrificante nos rolamentos foram inseridas 25 gramas de graxa e para obter-se o equivalente a 80% de lubrificante, foi necessária a inserção de uma quantidade total de 100 gramas. Da mesma forma como foi feito no Motor N°1, ocorreu a remontagem do motor com rolamentos novos. O motor foi fixado na bancada de trabalho e a rotação de teste foi de 1780 rpm. As etapas do experimento podem ser verificadas através da Figura 4.10.

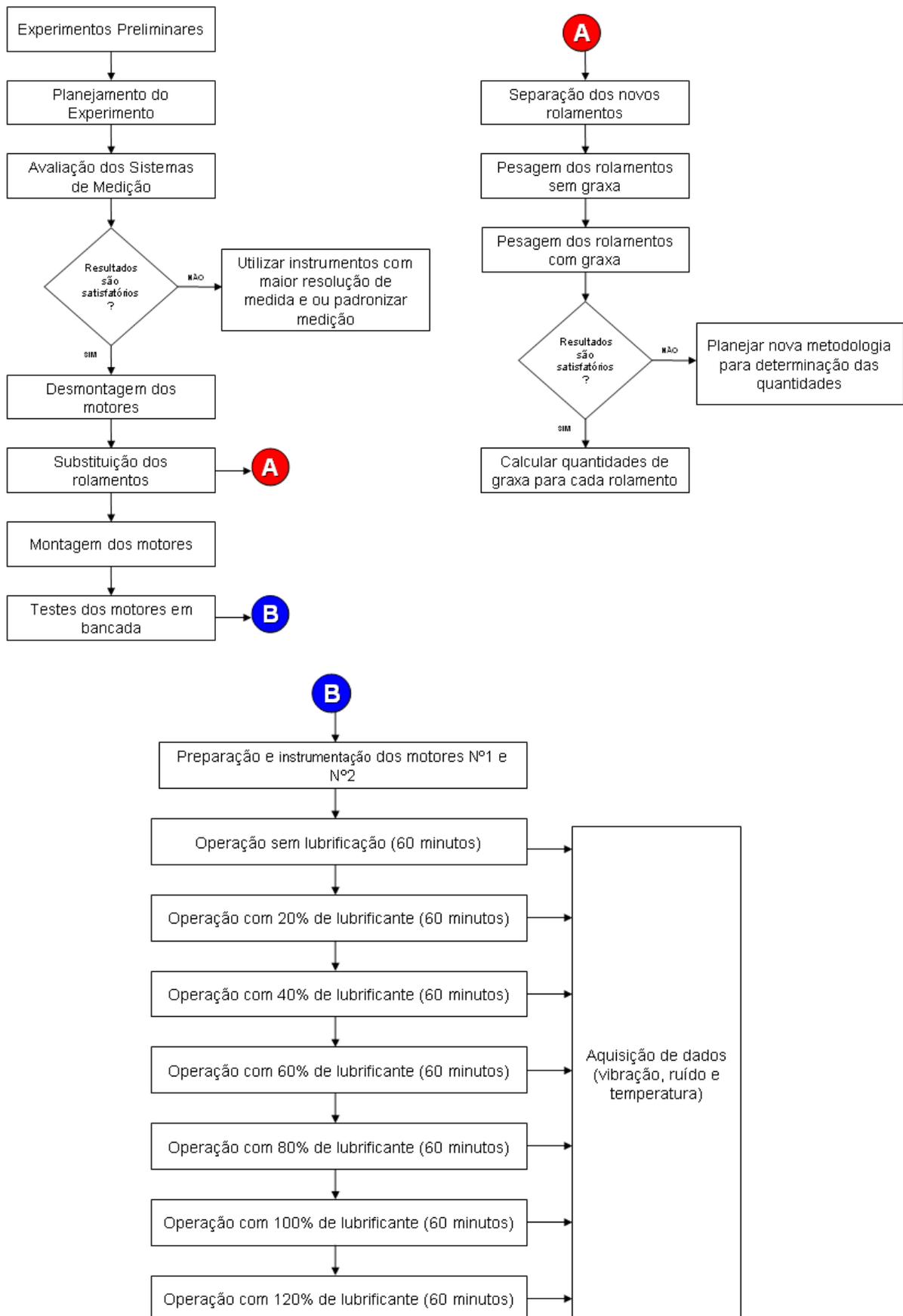


Figura 4.10 - Fluxograma do experimento

5. ANÁLISE E AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

Os motores trabalharam livremente, sem a presença de cargas no eixo do rotor. Pode-se notar, através dos resultados expressos nas Figuras 5.1, 5.2, 5.6 e 5.7 que para todos os mancais de rolamento experimentados, a aquisição de dados de vibração não se demonstrou significativa, para diferentes condições de lubrificação. É importante salientar, que a coleta de dados de vibração foi feita objetivando a aquisição de sinais de alta frequência (até 25kHz). Isso tornou-se necessário por dois motivos: primeiro porque as falhas em rolamentos, sejam elas falhas na pista interna, pista externa ou elementos rolantes, são detectadas com sucesso em envelopes de alta frequência. E segundo, porque esta seria a única maneira de tornar coerente uma comparação com a técnica de detecção de ruído ultrassônica, já que esta atua em frequências superiores à 20kHz.

Outro detalhe importante, é que as medições de vibração, aqui expressas em mm/s^2 , com valor (entre 0,010 e 0,025) são completamente inexpressivas. Nas medições realizadas em campo com os mesmos motores, em condições de lubrificação denominadas ideais através dos experimentos de bancada, pôde-se notar que os valores de ruído ultrassônico foram ligeiramente maiores aos medidos nos experimentos. Esta condição, entretanto, é fácil de ser explicada, haja visto que ao submeter-se os motores à cargas axiais e radiais, tem-se um maior esforço dos rolamentos e respectivamente de seus corpos rolantes.

É oportuno dizer que em nenhum momento dos experimentos a temperatura se tornou estável, mesmo ficando evidente através das Figuras 5.3, 5.4, 5.8 e 5.9, que existem determinados instantes em que o aquecimento dos mancais de rolamento é menor. Para o mancal traseiro do Motor N°1, por exemplo, pode-se afirmar, através da inclinação da curva de temperatura, que os menores gradientes foram evidenciados quando obteve-se uma quantidade entre 50 e 70% de graxa lubrificante no interior do rolamento.

A opção de realizar-se um experimento rápido trouxe, entretanto, um efeito indesejável às medições. É importante salientar que em nenhum momento dos experimentos obteve-se a estabilização da temperatura. É válido afirmar que os experimentos, caso fossem realizados em mais tempo, propiciariam uma quantidade maior de dados.

5.1. Resultados do Experimento com o Motor Nº1

Ratificando os resultados obtidos por Kennedy, Booster e Wilcock (1999), verificou-se através das Figuras 5.3 e 5.4 um aquecimento excessivo quando se obteve uma lubrificação em quantidades que preenchessem completamente o volume interno do rolamento. Além disso, pode-se constatar, que para quantidades maiores ou iguais à 181 gramas para o mancal dianteiro e 123 gramas para o mancal traseiro houve um aumento significativo no ruído ultrassônico emitido pelos mancais.

Um dos grandes agentes motivadores para a realização deste trabalho, foi a desconfiança de que a técnica de detecção de ruído ultrassônico permitisse a identificação das condições de lubrificação de rolamentos. Além disso, esperava-se encontrar uma forte correlação entre os valores de vibração e de ruído ultrassônico adquiridos.

Esta segunda possibilidade mostrou-se infundada, a medida que se compararam os gráficos com os valores adquiridos (Fig. 5.1 e 5.2).

Confrontando a teoria existente na atualidade sobre a quantidade adequada de graxa para mancais de rolamentos de motores elétricos, o experimento mostrou-se robusto ao demonstrar que a quantidade adequada de graxa, para uma condição ótima de lubrificação situando-se entre 70 e 80% para o mancal dianteiro e 40 e 50% para o mancal traseiro.

O completo preenchimento dos espaços internos do rolamento com graxa faz a temperatura de trabalho elevar-se progressivamente, fazendo com que, após um determinado tempo, o óleo que está inserido no sabão da graxa escorra e o lubrificante perca sua principal funcionalidade, que é a de minimizar o atrito entre superfícies em movimento relativo.

No mancal de rolamento dianteiro iniciou-se sua redução brusca no ruído ultrassônico emitido pelos corpos rolantes do rolamento após a inserção de aproximadamente 70% de graxa lubrificante no seu volume interno. Nota-se também, que com este percentual de graxa, a temperatura de trabalho, apesar de ainda em crescimento, demonstra um gradiente menor, tendo um grande aumento quando se preenche 100% do volume interno do rolamento com a graxa.

O mancal de rolamento traseiro, talvez por ser menor e conseqüentemente menos imune às variações de temperatura, iniciou sua redução brusca no ruído ultrassônico após a inserção de aproximadamente 40% de graxa lubrificante no seu volume interno. A temperatura, por sua vez, inicia sua escalada após um enchimento de 80% do volume interno do rolamento.

Efeito da Lubrificação na Vibração e Ruído Ultrassônico (Mancal Dianteiro)

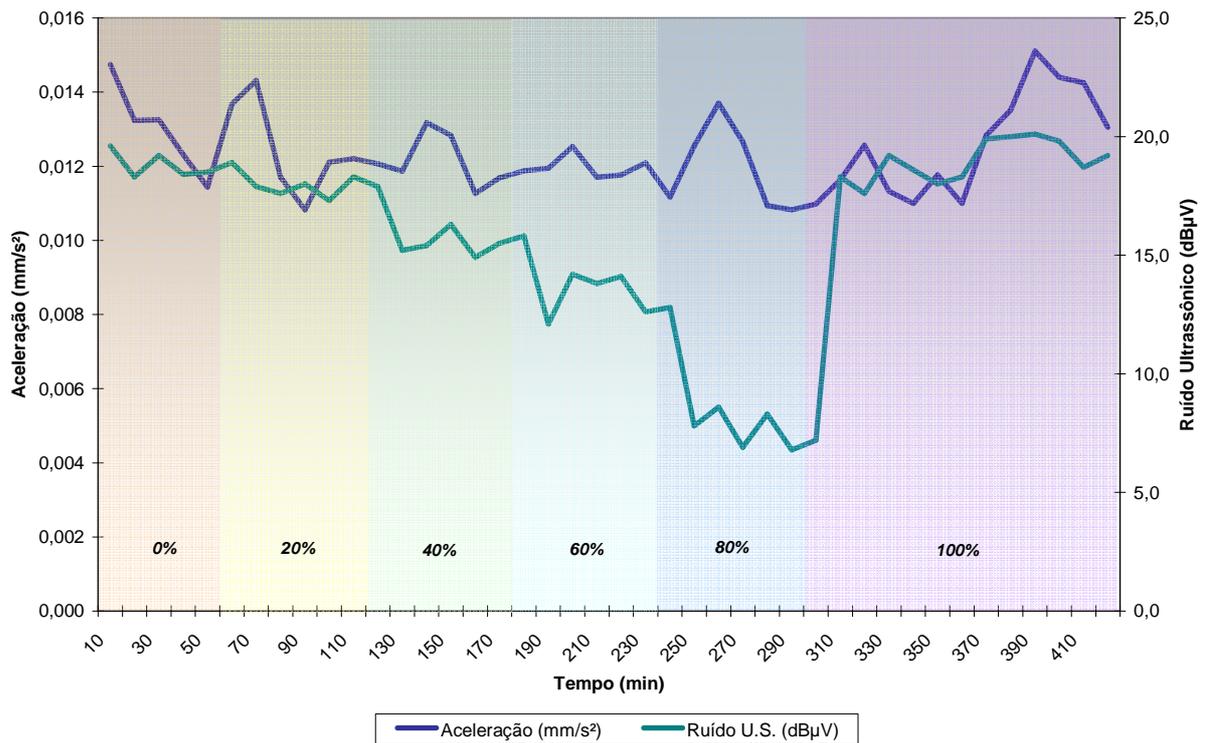


Figura 5.1 - Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°1).

Efeito da Lubrificação na Vibração e Ruído Ultrassônico (Mancal Traseiro)

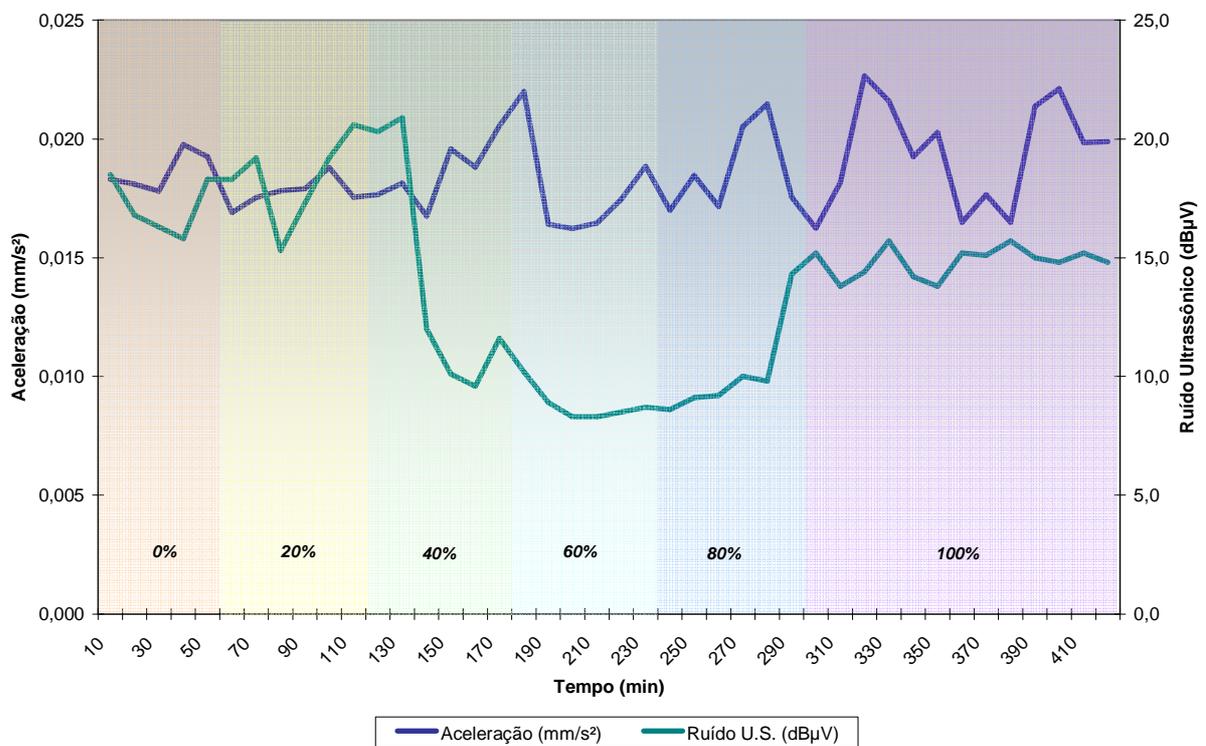


Figura 5.2 - Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°1).

Efeito da Lubrificação na Temperatura e Ruído Ultrassônico (Mancal Dianteiro)

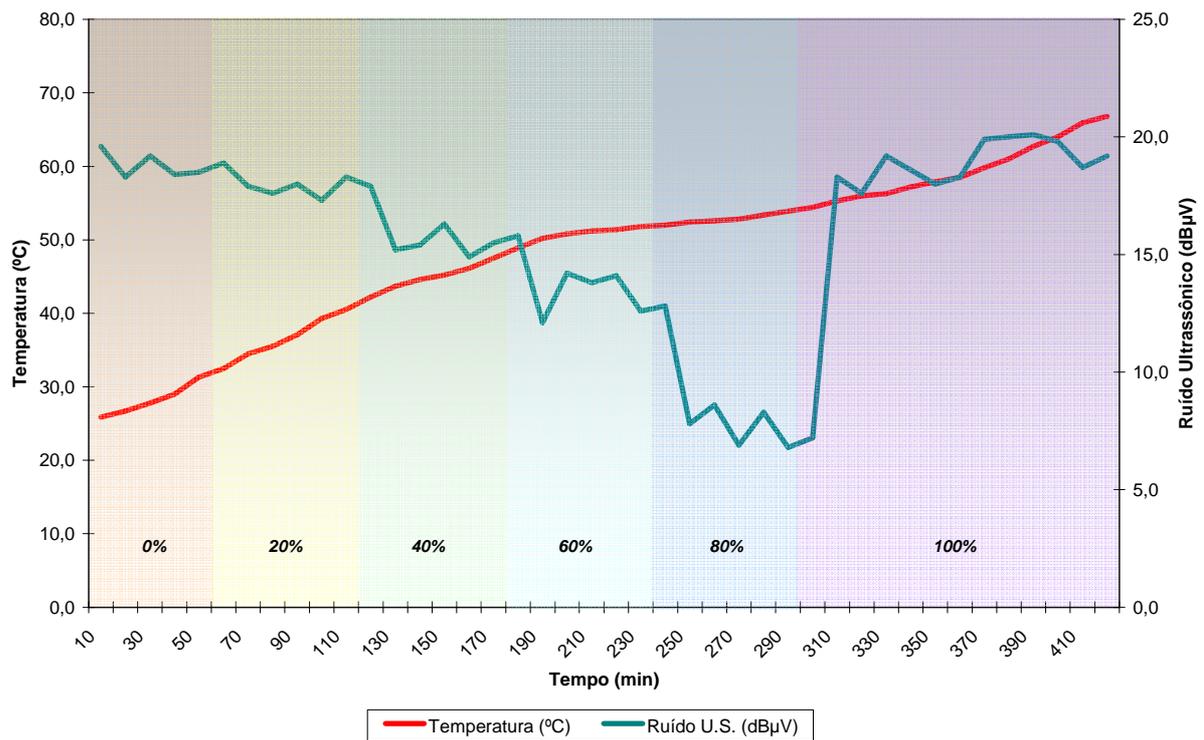


Figura 5.3 - Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°1).

Efeito da Lubrificação na Temperatura e Ruído Ultrassônico (Mancal Traseiro)

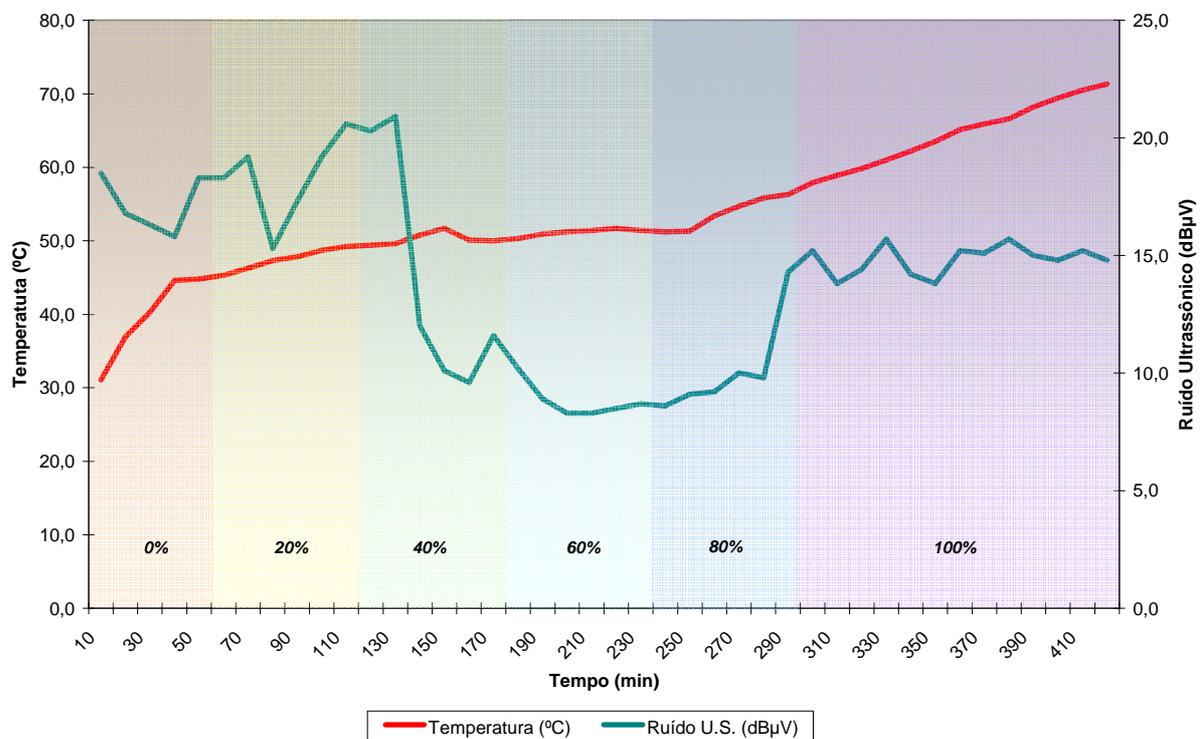


Figura 5.4 - Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°1).

Em testes de vida acelerados, frequentemente são utilizados como fator de *stress*, velocidades maiores que as convencionais. Nos testes realizados com o motor WEG, utilizou-se uma rotação de 2.000 rpm para a execução das medições. Rotações de entrada inferiores que a 500 rpm são dificilmente encontradas em aplicações industriais. Devido a existência de uma grande variedade de velocidades aplicadas no ambiente industrial (entre 700 e 3600 rpm), decidiu-se avaliar o comportamento do ruído ultrassônico em relação à variação de velocidade. Para isso, utilizou-se o Coeficiente de Person, expresso pela seguinte equação:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \cdot \sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}} \quad (31)$$

Utilizou-se o mancal de rolamento dianteiro Motor N°1 para a realização do teste de correlação. Além disso, o motor operou com 80% de graxa lubrificante, visto que esta foi a quantidade identificada como ideal através da Fig. 5.3. Utilizando-se os dados da Tabela 5.1 e aplicando a equação 31 determina-se um coeficiente de Person igual a 0,993. Foi possível, através de regressão, determinar o modelo matemático que melhor representa o fenômeno. Uma comparação entre a regressão linear, quadrática e cúbica é feita através da Fig. 5.5.

Tabela 5.1 - Dados utilizados na análise de correlação.

RPM	dBμV
600	0,0
800	2,6
1000	3,4
1200	4,8
1400	6,6
1600	9,6
1800	12,6
2000	13,9
2200	15,2
2400	17,1
2600	18,3
2800	19,9
3000	20,5

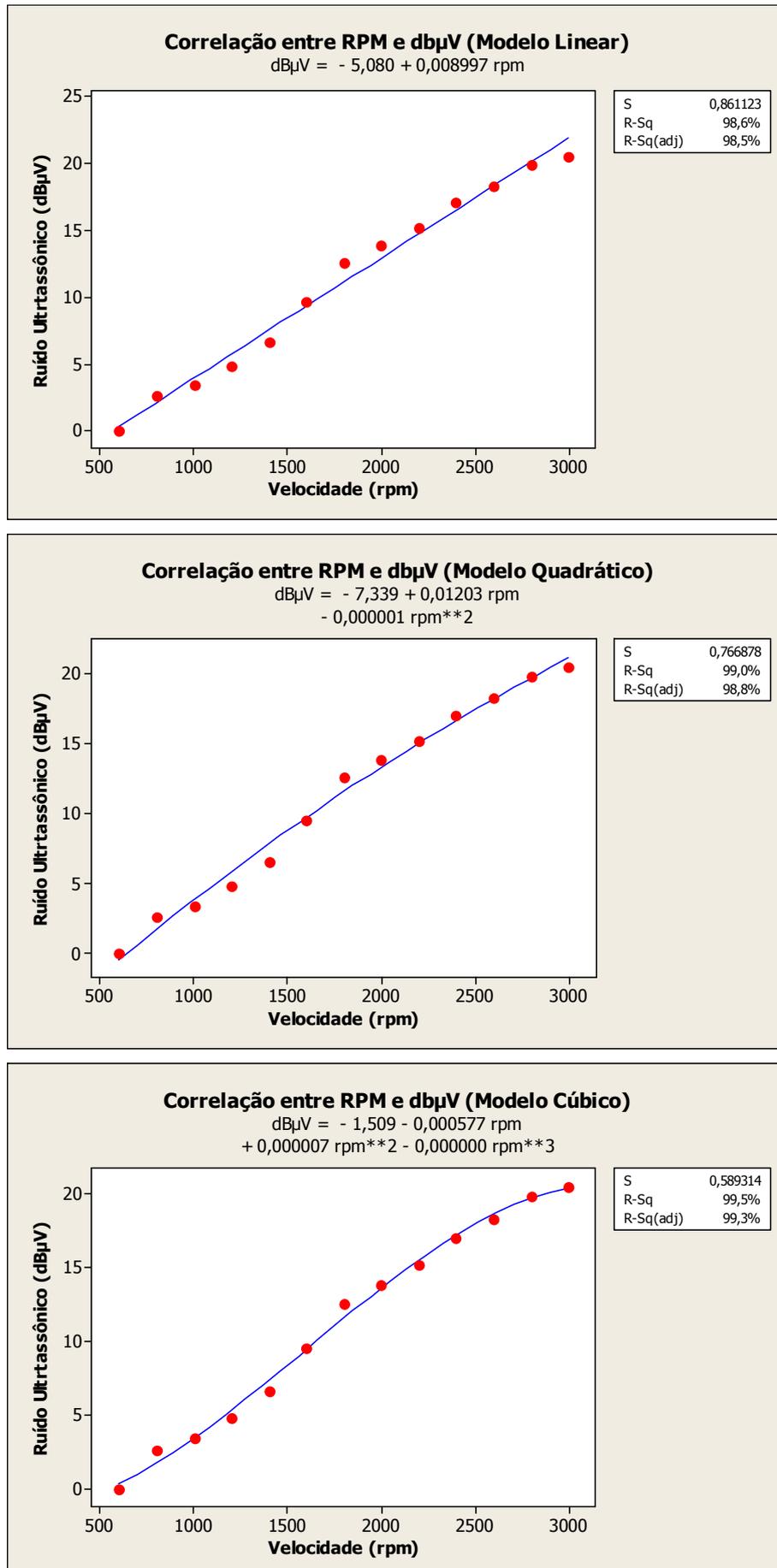


Figura 5.5 - Correlação entre velocidade (rpm) e ruído ultrassônico (dB μ V).

É possível notar que existe uma forte correlação entre os dois parâmetros. Utilizando-se o modelo linear, obtêm-se uma equação que representa 98,5% adequadamente o fenômeno. Ao utilizar-se o modelo quadrático, o resultado melhora e atinge-se 98,8% e quando aplica-se o modelo cúbico, tem-se 99,3% de representatividade com a equação:

$$dB\mu V = -1,509 - 0,000577.rpm + 0,000007.rpm^2 - 0,000000001.rpm^3 \quad (32)$$

A vantagem de se obter uma correlação que se aproxime de 1, ou 100%, é que se podem ajustar os parâmetros de ruído ultrassônico para as mais variadas velocidades. Obviamente, que se deve levar em consideração o tipo de mancal, rolamento e de motor que estará sendo contemplado.

5.2. Resultados do Experimento com o Motor N°2

Nos experimentos realizados com o Motor N°2, a temperatura obteve um comportamento semelhante a do Motor N°1, entretanto mostrou-se realmente em elevação apenas quando não existia nenhuma quantidade de graxa lubrificante e também após quantidades superiores a 80% da capacidade do rolamento.

Da mesma forma como ocorreu nos experimentos com o Motor N°1, não pôde-se estabelecer uma forte correlação entre o ruído ultrassônico e a vibração adquiridos (Fig. 5.6 e 5.7). Para ambos mancais verificou-se que a quantidade adequada de graxa para os rolamentos, para uma condição ótima de lubrificação, situa-se entre 60 e 70%, conforme pode ser visto através das Figuras 5.8 e 5.9.

Efeito da Lubrificação na Vibração e Ruído Ultrassônico (Mancal Dianteiro)

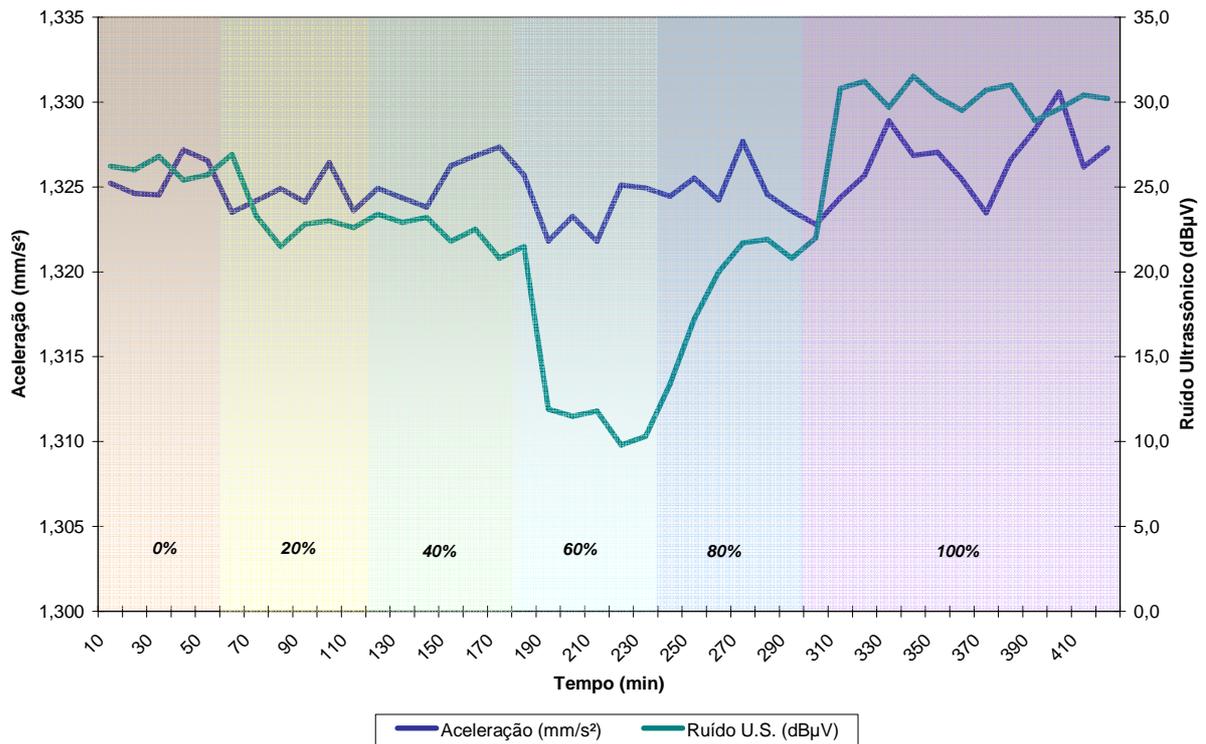


Figura 5.6 - Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°2).

Efeito da Lubrificação na Vibração e Ruído Ultrassônico (Mancal Traseiro)

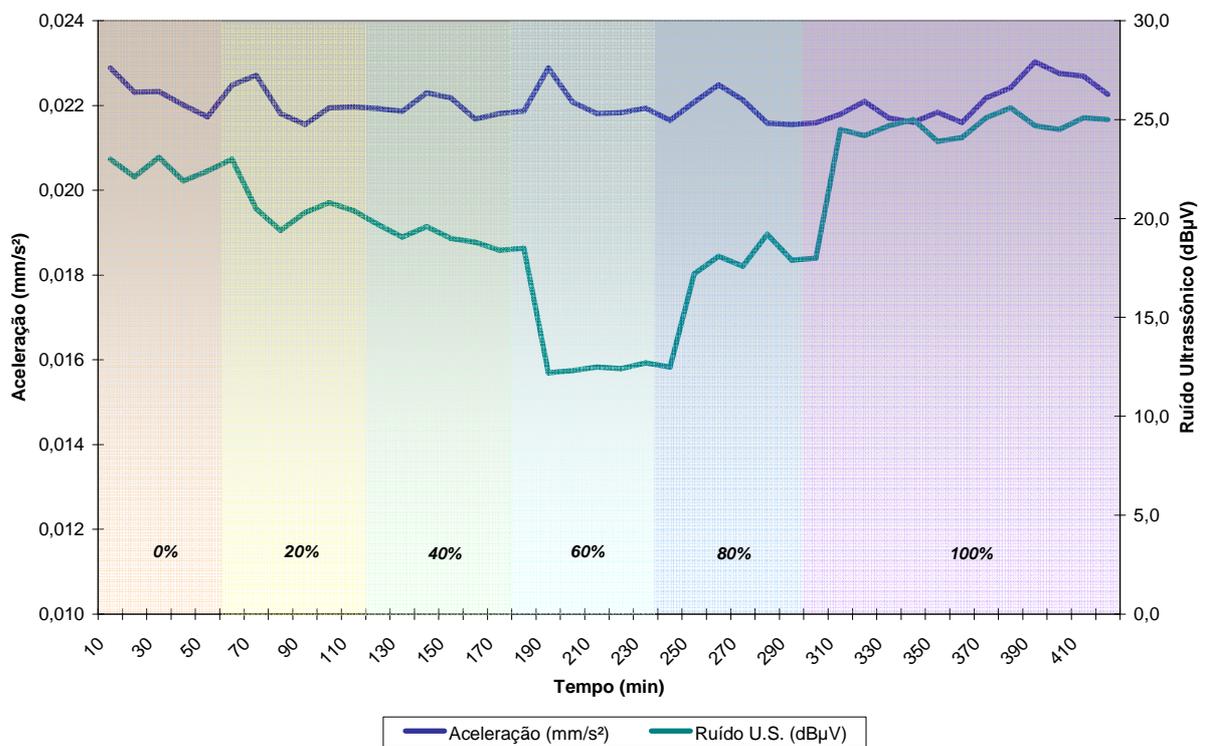


Figura 5.7 - Resultado na coleta de vibração e ruído ultrassônico para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°2).

Efeito da Lubrificação na Temperatura e Ruído Ultrassônico (Mancal Dianteiro)

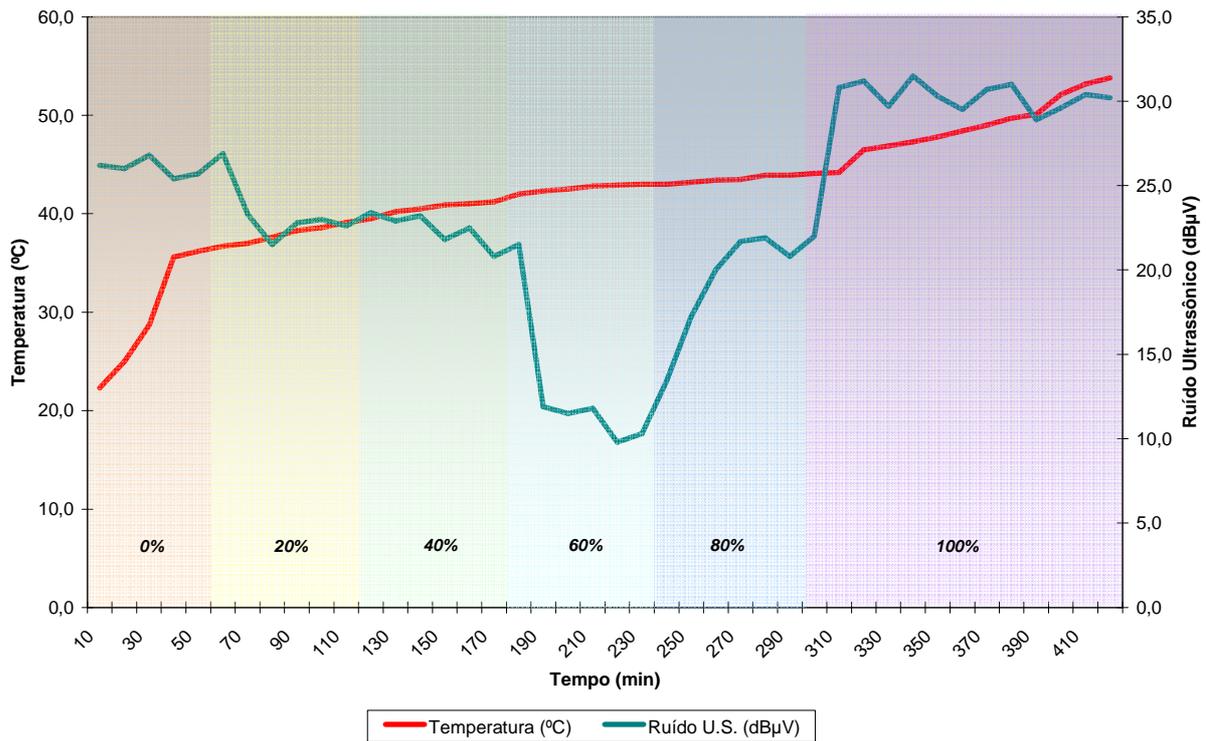


Figura 5.8 - Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°2).

Efeito da Lubrificação na Temperatura e Ruído Ultrassônico (Mancal Traseiro)

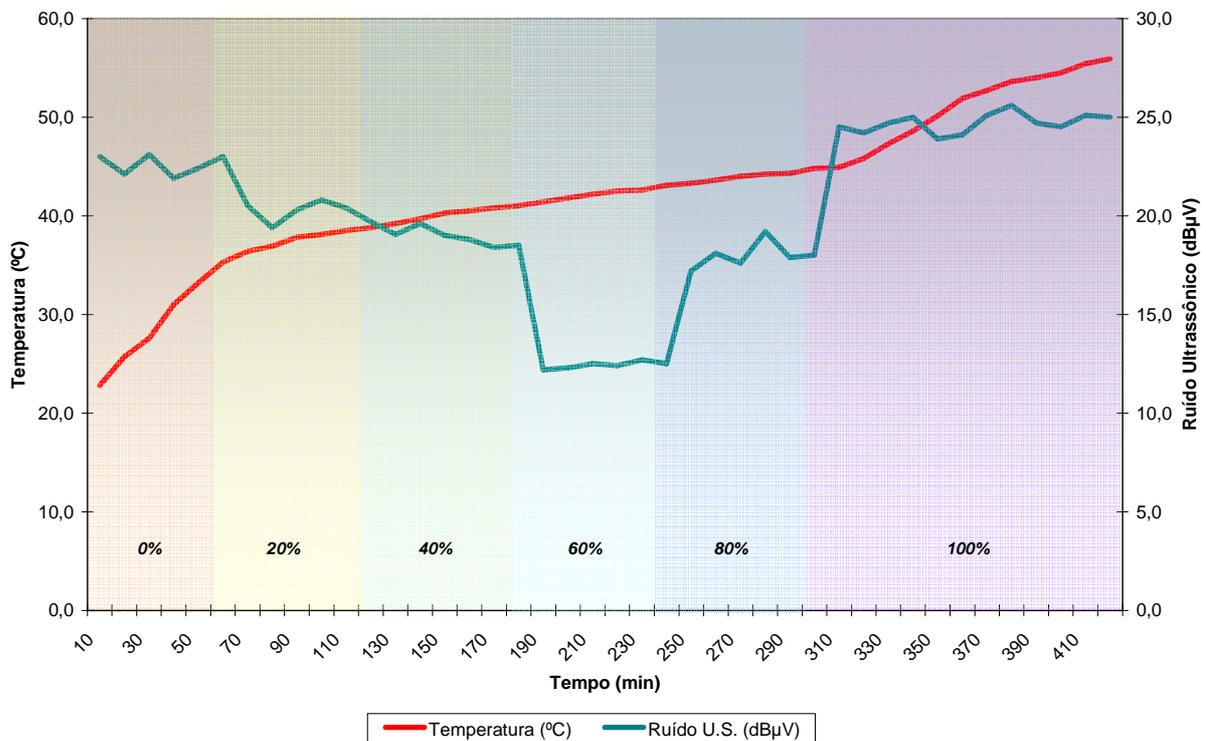


Fig. 5.9 - Resultado na coleta de ruído ultrassônico e temperatura para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°2).

6. CONCLUSÕES

Através dos experimentos realizados, pode-se concluir que não existe uma forte correlação entre as técnicas de análise de vibração em envelopes de alta frequência e detecção de ruído ultrassônico, para as condições de operação simuladas neste trabalho. Nada pode-se afirmar sobre os resultados individuais originado por qualquer uma destas técnicas, uma em relação à outra.

Apesar da técnica de detecção de ruído ultrassônico mostrar-se adequada para a avaliação da quantidade ótima de lubrificante, é importante salientar que cada caso trará uma particularidade diferente às medições. Um motor acoplado a uma bomba terá valores de ruídos diferentes de um motor acoplado em uma caixa redutora, por exemplo. Além disso, nenhuma máquina é perfeitamente igual à outra e por isso cada equipamento terá valores individuais para o ruído ultrassônico, assim como já é sabido para a análise de vibrações. Este trabalho, porém, mostra que é possível obter através destas leituras, informação suficiente para entender o comportamento do lubrificante no interior do rolamento.

A utilização técnica de detecção de ruído ultrassônico como ferramenta de análise preditiva pode acarretar uma grande mudança nos intervalos de relubrificação, que são hoje especificados com base em teorias generalizadas. Isso porque depois de estabelecidos os limites ótimos de ruído para a boa lubrificação do mancal, podem-se integrar alarmes que farão com que os intervalos de relubrificação sejam executados baseados na condição do equipamento e não em períodos pré-definidos. Cartas de controle poderiam ser implementadas, tornando a avaliação do equipamento mais objetiva, pois os valores de ruído ultrassônico, coletados ao longo de um determinado período, poderiam mostrar tendências que auxiliariam na tomada de decisão para uma futura relubrificação. Partir-se-ia então, de uma condição de manutenção preventiva para uma condição de manutenção preditiva.

A atividade de lubrificação, mundialmente empregada nos mais variados equipamentos, poderia então deixar a subjetividade com que a mesma é tratada na atualidade, para se comportar como uma atividade de manutenção preditiva.

Os fabricantes de rolamento especificam os intervalos de relubrificação baseados em número de ciclos ou horas trabalhadas. Estas definições são possíveis, pois consideram-se regimes de operação ininterruptos. Entretanto, os motores elétricos podem operar em regimes intermitentes. Se por exemplo, um motor operar 48 horas seguidas e após isso parar outras 24 horas, a degradação do lubrificante no interior do rolamento será diferente se este mesmo motor

operar 72 horas sem parar. A lubrificação, para estas condições específicas de funcionamento, só poderá ser avaliada se a utilização de equipamentos como o detector de ultrassom for intensamente explorada e entendida.

Este trabalho mostra que é possível medir o ruído ultrassônico e associar os níveis de sinal à qualidade da lubrificação presente no rolamento. Entretanto, outros estudos complementares se fazem necessários para a sedimentação desta prática. Como proposta para estudo futuro, pode-se recomendar novas experimentações considerando:

- ❖ Motor com carga.
- ❖ Utilização de motores com rolamentos de rolos e menores rotações.
- ❖ Montagem de um sistema inteligente para lubrificação automática baseado na condição de ruído ultrassônico.

Além disso, pode-se avaliar o impacto da mudança de viscosidade do lubrificante, quando altera-se a temperatura de trabalho, no ruído ultrassônico. Isso permitiria entender a influência das condições de operação nas medições.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ALMEIDA, R. G. T. **Estudo da Relação entre Viscosidade do Lubrificante e Vibração de uma Caixa de Engrenagens**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo – Escola Politécnica. São Paulo, 2006.
2. ALMEIDA, F. R. **Análises Estatísticas e Reconhecimento de Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos em Rolamentos Através da Análise de Vibração**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá – Instituto de Engenharia Mecânica. Itajubá, 2007.
3. ALMEIDA, F. R. **Análise de Vibração – Medidas e Diagnósticos**. Curso de Análise de Vibração – Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria. Itajubá, 2008.
4. BANNISTER, K. E. **Lubrication for Industry**. Second Edition. Industrial Press Inc. New York, 2007.
5. BEZERRA, R. A. **Detecção de Falha em Rolamentos por Análise de Vibração**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas, 2004.
6. BHUSHAN, B. **Modern Tribology Handbook**. Volume One: Principles of Tribology. CRC Press LLC. New York, 2001.
7. BOSCH REXROTH. **Manual de Manutenção Preventiva e Preditiva de Sistemas Hidráulicos**. REXROTH. São Paulo, 1996.
8. CHOY, F. K; ZHOU, J; BRAUM, M. J; WANG, L. **Vibration Monitoring and Damage Quantification of Faulty Ball Bearings**. Journal of Tribology – October 2005 – Volume 127, Issue 4, pp. 776-783.
9. ESSO Brasileira de Petróleo S.A. **Princípios da Lubrificação**. Humble Oil & Refining Co. Rio de Janeiro. 1992.
10. FAG Rolling Bearings. **Rolling Bearing Lubrication**. FAG OEM und Handel AG. Publ. No. WL 81 115/4 EA. Schweinfurt, 1997.
11. FAG Industrial Services. **Reconditioning and Repair of Rolling Bearings – Technical Product Information**. Schaeffler KG, 2007.
12. FULLER, D. D. **Theory and Practice of Lubrication for Engineers**. Second Edition. Wiley-Interscience Publication. Canada, 1984.
13. GEBARIN, S. **Industry Practices for Electric Motor Bearing Lubrication**. Noria Research and Analysis Report. Noria Corporation, 2008.
14. HAMZAH, R. I; AL-BALUSHI, K. R. **Observations of Acoustic Emission Under Conditions of Varying Specific Film Thickness for Meshing Spur and Helical Gears**. Journal of Tribology – April 2008 – Volume 130, Issue 2, 021506.

15. INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. **Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200 rev/s – Basis for Specifying Evaluation Standards: ISO 2372-1994: General Guidelines.** ISO, 1995.
16. KARDEC, A; NASCIF, J; BARONI, T. **Gestão Estratégica e Técnicas Preditivas.** Coleção Manutenção – ABRAMAN. Editora Qualimark. Rio de Janeiro, 2002.
17. KENNEDY, F. E; BOOSER, E. R; WILCOCK, D. F. **Tribology, Lubrication, and Bearing Design.** Mechanical Engineering Handbook. CRC Press LLC. Boca Raton, 1999.
18. KELLY, A; HARRIS, M. J. **Administração da Manutenção Industrial.** Instituto Brasileiro do Petróleo. Rio de Janeiro, 1980.
19. KHATER, E. **Diagnóstico de Falhas em Máquinas Rotativas Através da Análise de Vibração Torcional.** Departamento de Engenharia Mecânica FUNREI - São João del Rei. Minas Gerais, 1999.
20. KOTZALAS, M. N; HARRIS, T. A. **Fatigue Failure Progression in Ball Bearings.** Journal of Tribology – April 2001 – Volume 123, Issue 2, pp. 238-242.
21. LEUGNER, L. O. **The Practical Handbook of Machinery Lubrication.** Third Edition. Oil City Press. Canada, 2005.
22. MOBLEY, K. R. **An Introduction to Predictive Maintenance.** Second Edition. Butterworth Heinemann. New York, 2002.
23. MONCHY, F. A. **A Função Manutenção – Formação para a Gerência da Manutenção Industrial.** Editora Durban. São Paulo, 1989.
24. NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION. **Reliability Centered Maintenance – Guide for Facilities and Collateral Equipment.**
25. NEPOMUCENO, L. X. **Técnicas de Manutenção Preditiva.** Volume 1. Editora Edgard Blucher. Rio de Janeiro, 1989.
26. NOGUEIRA, O. C. **Aumento da Confiabilidade de Motores Elétricos por Meio de Modernas Técnicas de Lubrificação.** Revista Manutenção y Qualidade – Edição 66, pp. 24-25.
27. NOWLAN, F. S; HEAP, H. F. **Reliability-Centered Maintenance.** United Airlines and Dolby Press. Office of Assistant Secretary of Defense. 1978.
28. NSK Rolamentos. **Catálogo Técnico de Seleção.** NSK. São Paulo, 1998.
29. OLIVEIRA, O. S. **Benefícios do Controle da Contaminação em Sistemas Hidráulicos e de Lubrificação.** Apostila de Treinamento. Pall/Engefiltro, 2008.

30. PETER, J. H. **Lubrication (Tribology) – A Report on the Present Position and Industry’s Needs**. UK Dept. of Education & Science – HMSO, 1966.
31. PINTO, A. K; XAVIER, J. A. N. **Manutenção: Função Estratégica**. Editora Qualimark. Rio de Janeiro, 2001.
32. PIRES, O. A. L. **Lubrificação**. McGraw-Hill do Brasil. São Paulo, 1972.
33. ROBERTSON, W. S. **Lubrication in Practice**. Second Edition. Esso Petroleum Company Limited. Great Britain, 1984.
34. RUMBARGER, J. H. **Analysis of Rolling Bearings with Reduced Numbers of Balls or Rollers**. Journal of Tribology – April 2004 – Volume 126, Issue 2, pp. 407-411.
35. SEIXAS, E. S. **Confiabilidade Aplicada na Manutenção – Engenharia da Confiabilidade**. Engenharia da Confiabilidade – ABRAMAN. Porto Alegre, 2008.
36. SHIGLEY, J. E; MISCHKE, C. R. **Standard Handbook of Machine Design**. Second Edition. McGraw-Hill. New York, 1996.
37. SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design**. Society of Manufacturing Engineers. Michigan, 1992.
38. Society of Tribologists & Lubricating Engineers (STLE). **Basic Handbook of Lubrication**. Alberta Section, 1990, pp 24.
39. SU, Y. T.; Sheen, Y. T.; Lin M. H. **Signature Analysis of Roller Bearing Vibrations: Lubrication Effects**. Journal of Mechanical Engineering Science. Volume 206, pg 193.
40. TANDON, N.; CHOUDHURY, A. **A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearing**. Tribology International – Volume 32, pp 469-480, 1999.
41. TAYLOR, J. I. **The Gear Analysis Handbook**. VCI Editors. United States, 2000.
42. WILLS, J. G. **Lubrication Fundamentals**. Mobil Oil Corporation. New York, 1980.
43. ZHANG, J; DRINKWATER, B. W. **Monitoring of Lubricant Film Failure in a Ball Bearing Using Ultrasound**. Journal of Tribology – July 2006 – Volume 128, Issue 3, pp. 612-618.
44. <http://www.nsk-ltd.com.br/> (pesquisado em 15/09/2008)
45. <http://www.skf.com/> (pesquisado em 15/09/2008)
46. <http://www.martebal.com.br/> (pesquisado em 03/04/2009)
47. www.exatec.unisinos.br/~fortis/arquivos/Tribologia.doc (pesquisado em 23/08/2008)
48. <http://mea.pucminas.br/palma/metrolapostrugos.pdf> (pesquisado em 23/08/2008)
49. www.efisica.if.usp.br/mecanica/basico/atrito/origem (pesquisado em 10/10/2008)

50. www.sdtnorthamerica.com (pesquisado em 20/03/2009)
51. [http://www.abraman.org.br/docs/ResultadosDN2007\(site\).pdf](http://www.abraman.org.br/docs/ResultadosDN2007(site).pdf) (pesquisado em 25/05/2008)
52. http://www.abraman.org.br/revista_manutencao/edicao_105_mater (pesquisado em 25/05/2008)
53. <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mmnew/bib/notas/motores.asp> (pesquisado em 10/11/2008)
54. <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mmnew/bib/notas/Apostila.pdf> (pesquisado em 10/11/2008)

ANEXOS

Avaliação do Pirômetro Raytec Raynger ST

Para a avaliação das medições com o pirômetro, realizou-se um pequeno experimento onde duas pessoas mediram três vezes, três diferentes pontos de uma superfície quente. Os resultados foram:

Tabela A1.1 - Valores medidos com o pirômetro Raytec Raynger ST

<i>Operador</i>	<i>Ponto</i>	<i>Temperatura (°C)</i>
A	1	210,0
A	2	150,3
A	3	76,8
A	1	208,6
A	2	151,2
A	3	74,5
A	1	209,4
A	2	153,1
A	3	75,4
B	1	209,5
B	2	152,2
B	3	76,0
B	1	210,2
B	2	150,5
B	3	75,1
B	1	209,3
B	2	151,4
B	3	75,5

Desta forma foi possível calcular as três médias para cada ponto e a maior amplitude para cada medição:

$$\bar{X} = \frac{\sum X}{N} \quad (32)$$

$$R = \text{Maior Valor Encontrado} - \text{Menor Valor Encontrado} \quad (33)$$

Tabela A1.2 - Resultados utilizados para avaliação do sistema de medição

Operador	Ponto	Temperatura Média (°C)	Amplitude (°C)
A	1	209,3	1,4
A	2	151,5	2,8
A	3	75,6	2,3
B	1	209,7	0,9
B	2	151,4	1,7
B	3	75,6	0,9

Com os resultados foi possível traçar gráficos que comprovam que a variação da medida dos pontos é muito maior que a variação do sistema de medição. Nota-se, através do gráfico das amplitudes, que existe muito boa repetitividade nas medições. Analisando o gráfico das médias pode-se concluir que a reprodutibilidade das medições é excelente. A variação do sistema de medição é realmente muito pequena e conclui-se que o equipamento e método de medição adotado estão adequados para a realização do experimento.

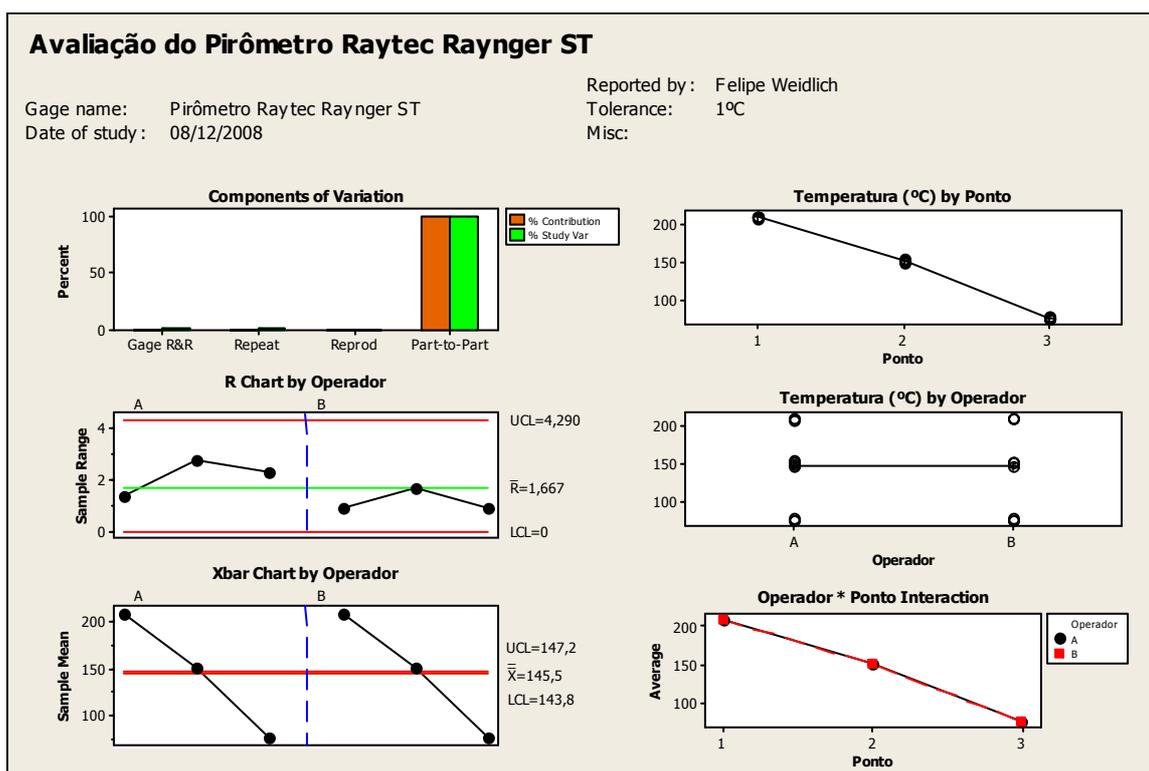


Figura A1.1 - Estudo estatístico das medições do pirômetro Raytec Raynger ST. (Fonte: Minitab

4.2.1.2. Avaliação do Medidor de Ruído Ultrassônico SDT 170

Para a avaliação das medições com o detector de ruído ultrassônico, repetiu-se o experimento adotado com o pirômetro. Os resultados foram:

Tabela A1.3 - Valores medidos com o detector de ruído ultrassônico SDT 170

<i>Operador</i>	<i>Ponto</i>	<i>Ruído Ultrassônico (dBμV)</i>
A	1	20,3
A	2	16,8
A	3	10,1
A	1	19,9
A	2	15,2
A	3	9,6
A	1	20,9
A	2	13,4
A	3	8,9
B	1	20,6
B	2	15,8
B	3	9,8
B	1	21,2
B	2	16,5
B	3	9,6
B	1	20,9
B	2	15,4
B	3	8,7

Desta forma foi possível calcular as três médias para cada ponto e a maior amplitude para cada medição, utilizando-se as fórmulas (45) e (46).

Tabela A1.4 - Resultados utilizados para avaliação do sistema de medição

<i>Operador</i>	<i>Ponto</i>	<i>Ruído Ultrassônico (dBμV)</i>	<i>Amplitude (dBμV)</i>
A	1	20,4	1,0
A	2	15,1	3,4
A	3	9,5	1,2
B	1	20,9	0,6
B	2	15,9	0,9
B	3	9,4	1,1

Novamente pode-se notar, através do gráfico das amplitudes e das médias, que existe boa repetitividade e ótima reprodutibilidade nas medições. Conclui-se que a variação do sistema de medição é realmente muito pequena.

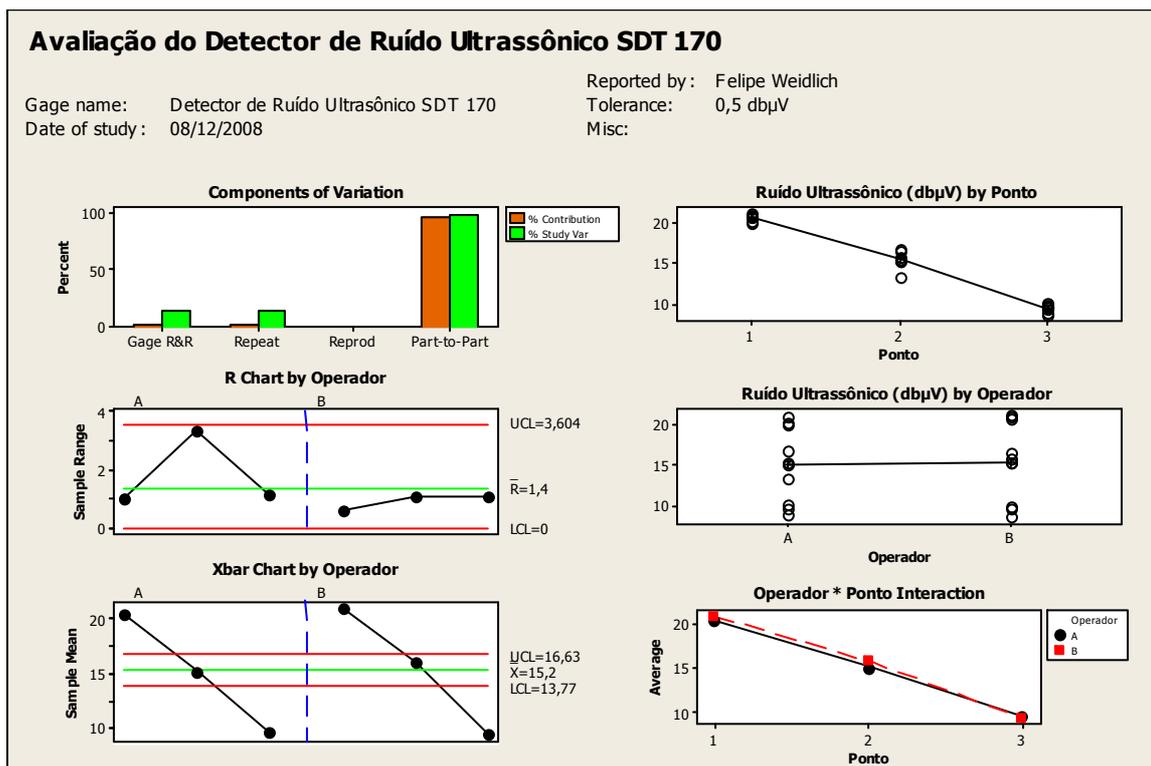


Figura A1.2 - Estudo estatístico das medições do detector de ruído ultrassônico SDT 170. (Fonte: Minitab 14)

Resultados Experimentais para o Motor N°1

Tabela A1.5 - Resultados do experimento para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°1).

<i>Graxa</i>	<i>Tempo (min)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Aceleração (mm/s²)</i>	<i>Ruído U.S. (dBμV)</i>
0%	10	25,9	0,01474249	19,6
	20	26,7	0,01323082	18,3
	30	27,8	0,01325090	19,2
	40	29,0	0,01230307	18,4
	50	31,3	0,01143793	18,5
	60	32,5	0,01367742	18,9
20%	70	34,5	0,01431260	17,9
	80	35,5	0,01169735	17,6
	90	37,1	0,01082967	18,0
	100	39,3	0,01210999	17,3
	110	40,5	0,01219881	18,3
	120	42,2	0,01206500	17,9
40%	130	43,7	0,01186354	15,2
	140	44,6	0,01317086	15,4
	150	45,2	0,01282942	16,3
	160	46,1	0,01126441	14,9
	170	47,5	0,01168435	15,5
	180	48,9	0,01187053	15,8
60%	190	50,2	0,01194233	12,1
	200	50,8	0,01253303	14,2
	210	51,2	0,01170008	13,8
	220	51,4	0,01176460	14,1
	230	51,8	0,01209382	12,6
	240	52,0	0,01116692	12,8
80%	250	52,4	0,01254106	7,8
	260	52,6	0,01370222	8,6
	270	52,8	0,01266421	6,9
	280	53,4	0,01093475	8,3
	290	53,9	0,01082138	6,8
	300	54,4	0,01097665	7,2
100%	310	55,3	0,01163769	18,3
	320	56,0	0,01256591	17,6
	330	56,3	0,01132524	19,2
	340	57,2	0,01099301	18,6
	350	57,9	0,01176547	18,0
	360	58,5	0,01099225	18,3
120%	370	59,8	0,01283669	19,9
	380	61,0	0,01351242	20,0
	390	62,7	0,01510362	20,1
	400	64,0	0,01439577	19,8
	410	65,9	0,01424692	18,7
	420	66,8	0,01304841	19,2

Tabela A1.6 - Resultados do experimento para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°1).

<i>Graxa</i>	<i>Tempo (min)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Aceleração (mm/s²)</i>	<i>Ruído U.S. (dBμV)</i>
0%	10	31,1	0,01829778	18,5
	20	36,9	0,01809707	16,8
	30	40,3	0,01779489	16,3
	40	44,6	0,01975582	15,8
	50	44,8	0,01924367	18,3
	60	45,3	0,01689622	18,3
20%	70	46,3	0,01752611	19,2
	80	47,3	0,01780537	15,3
	90	47,8	0,01791308	17,3
	100	48,7	0,01879910	19,2
	110	49,2	0,01754971	20,6
	120	49,4	0,01764648	20,3
40%	130	49,6	0,01814030	20,9
	140	50,8	0,01674999	12,0
	150	51,7	0,01957216	10,1
	160	50,1	0,01881115	9,6
	170	50,0	0,02055284	11,6
	180	50,3	0,02199580	10,2
60%	190	50,9	0,01640174	8,9
	200	51,2	0,01623169	8,3
	210	51,4	0,01646459	8,3
	220	51,7	0,01745613	8,5
	230	51,4	0,01884842	8,7
	240	51,2	0,01698746	8,6
80%	250	51,3	0,01845417	9,1
	260	53,4	0,01715649	9,2
	270	54,7	0,02051565	10,0
	280	55,8	0,02146840	9,8
	290	56,3	0,01754561	14,3
	300	57,9	0,01624413	15,2
100%	310	58,9	0,01816456	13,8
	320	59,8	0,02265489	14,4
	330	61,0	0,02159315	15,7
	340	62,2	0,01925458	14,2
	350	63,5	0,02026816	13,8
	360	65,1	0,01648912	15,2
120%	370	65,9	0,01764779	15,1
	380	66,6	0,01648799	15,7
	390	68,2	0,02136987	15,0
	400	69,4	0,02211321	14,8
	410	70,5	0,01984577	15,2
	420	71,3	0,01987588	14,8

Resultados Experimentais para o Motor N°2

Tabela A1.7 - Resultados do experimento para o mancal de rolamento dianteiro (Motor N°2).

<i>Graxa</i>	<i>Tempo (min)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Aceleração (mm/s²)</i>	<i>Ruído U.S. (dBμV)</i>
0%	10	22,3	0,02521566	26,2
	20	25,0	0,02461300	26,0
	30	28,7	0,02452264	26,8
	40	35,6	0,02718376	25,4
	50	36,2	0,02655299	25,7
	60	36,7	0,02349581	26,9
20%	70	37,0	0,02418305	23,3
	80	37,6	0,02490917	21,5
	90	38,3	0,02409445	22,8
	100	38,6	0,02644290	23,0
	110	39,1	0,02360569	22,6
	120	39,5	0,02492304	23,4
40%	130	40,2	0,02434094	22,9
	140	40,5	0,02380967	23,2
	150	40,9	0,02626224	21,8
	160	41,0	0,02683642	22,5
	170	41,2	0,02733133	20,8
	180	42,0	0,02569879	21,5
60%	190	42,3	0,02181116	11,9
	200	42,5	0,02326852	11,5
	210	42,8	0,02178352	11,8
	220	42,9	0,02510241	9,8
	230	43,0	0,02493745	10,3
	240	43,0	0,02445237	13,4
80%	250	43,2	0,02551271	17,2
	260	43,4	0,02421942	20,0
	270	43,5	0,02767712	21,7
	280	43,9	0,02456685	21,9
	290	43,9	0,02357546	20,8
	300	44,1	0,02278270	22,0
100%	310	44,2	0,02437757	30,8
	320	46,5	0,02565875	31,2
	330	46,9	0,02888427	29,7
	340	47,3	0,02685752	31,5
	350	47,8	0,02703289	30,3
	360	48,4	0,02544589	29,5
120%	370	49,0	0,02347381	30,7
	380	49,7	0,02658790	31,0
	390	50,1	0,02837291	28,9
	400	52,1	0,03058374	29,6
	410	53,2	0,02617952	30,4
	420	53,8	0,02729490	30,2

Tabela A1.8 - Resultados do experimento para o mancal de rolamento traseiro (Motor N°2).

<i>Graxa</i>	<i>Tempo (min)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Aceleração (mm/s²)</i>	<i>Ruído U.S. (dBμV)</i>
<i>0%</i>	<i>10</i>	<i>22,8</i>	<i>0,02288024</i>	<i>23,0</i>
	<i>20</i>	<i>25,7</i>	<i>0,02231880</i>	<i>22,1</i>
	<i>30</i>	<i>27,6</i>	<i>0,02232568</i>	<i>23,1</i>
	<i>40</i>	<i>31,0</i>	<i>0,02200890</i>	<i>21,9</i>
	<i>50</i>	<i>33,2</i>	<i>0,02173548</i>	<i>22,4</i>
	<i>60</i>	<i>35,3</i>	<i>0,02247589</i>	<i>23,0</i>
<i>20%</i>	<i>70</i>	<i>36,4</i>	<i>0,02271260</i>	<i>20,5</i>
	<i>80</i>	<i>36,9</i>	<i>0,02181285</i>	<i>19,4</i>
	<i>90</i>	<i>37,8</i>	<i>0,02155292</i>	<i>20,3</i>
	<i>100</i>	<i>38,1</i>	<i>0,02194525</i>	<i>20,8</i>
	<i>110</i>	<i>38,5</i>	<i>0,02196967</i>	<i>20,4</i>
	<i>120</i>	<i>38,8</i>	<i>0,02192861</i>	<i>19,7</i>
<i>40%</i>	<i>130</i>	<i>39,2</i>	<i>0,02186392</i>	<i>19,1</i>
	<i>140</i>	<i>39,7</i>	<i>0,02229643</i>	<i>19,6</i>
	<i>150</i>	<i>40,3</i>	<i>0,02218295</i>	<i>19,0</i>
	<i>160</i>	<i>40,5</i>	<i>0,02168358</i>	<i>18,8</i>
	<i>170</i>	<i>40,8</i>	<i>0,02181213</i>	<i>18,4</i>
	<i>180</i>	<i>41,0</i>	<i>0,02186803</i>	<i>18,5</i>
<i>60%</i>	<i>190</i>	<i>41,4</i>	<i>0,02288516</i>	<i>12,2</i>
	<i>200</i>	<i>41,8</i>	<i>0,02207855</i>	<i>12,3</i>
	<i>210</i>	<i>42,2</i>	<i>0,02180941</i>	<i>12,5</i>
	<i>220</i>	<i>42,5</i>	<i>0,02183402</i>	<i>12,4</i>
	<i>230</i>	<i>42,6</i>	<i>0,02193786</i>	<i>12,7</i>
	<i>240</i>	<i>43,1</i>	<i>0,02165159</i>	<i>12,5</i>
<i>80%</i>	<i>250</i>	<i>43,3</i>	<i>0,02208474</i>	<i>17,2</i>
	<i>260</i>	<i>43,6</i>	<i>0,02248623</i>	<i>18,1</i>
	<i>270</i>	<i>44,0</i>	<i>0,02212936</i>	<i>17,6</i>
	<i>280</i>	<i>44,2</i>	<i>0,02158377</i>	<i>19,2</i>
	<i>290</i>	<i>44,3</i>	<i>0,02154994</i>	<i>17,9</i>
	<i>300</i>	<i>44,8</i>	<i>0,02159378</i>	<i>18,0</i>
<i>100%</i>	<i>310</i>	<i>44,9</i>	<i>0,02179368</i>	<i>24,5</i>
	<i>320</i>	<i>45,8</i>	<i>0,02209324</i>	<i>24,2</i>
	<i>330</i>	<i>47,3</i>	<i>0,02170444</i>	<i>24,7</i>
	<i>340</i>	<i>48,6</i>	<i>0,02160346</i>	<i>25,0</i>
	<i>350</i>	<i>50,1</i>	<i>0,02183696</i>	<i>23,9</i>
	<i>360</i>	<i>51,9</i>	<i>0,02160153</i>	<i>24,1</i>
<i>120%</i>	<i>370</i>	<i>52,7</i>	<i>0,02218083</i>	<i>25,1</i>
	<i>380</i>	<i>53,6</i>	<i>0,02242216</i>	<i>25,6</i>
	<i>390</i>	<i>54,0</i>	<i>0,02303027</i>	<i>24,7</i>
	<i>400</i>	<i>54,5</i>	<i>0,02275748</i>	<i>24,5</i>
	<i>410</i>	<i>55,4</i>	<i>0,02269181</i>	<i>25,1</i>
	<i>420</i>	<i>55,9</i>	<i>0,02225987</i>	<i>25,0</i>