

Rui Gomez Teixeira de Almeida

Dissertação de Mestrado

**Estudo da relação entre viscosidade do lubrificante e vibração em
uma caixa de engrenagens**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO-ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**São Paulo
2006**

Rui Gomez Teixeira de Almeida

Dissertação

**Estudo da relação entre viscosidade do lubrificante e vibração em
uma caixa de engrenagens**

**Dissertação apresentada com vistas a obtenção do título de mestre em
engenharia mecânica.**

Orientador: Linilson R. Padovese

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO-ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

São Paulo

2006

AGRADECIMENTOS

Cabe aqui meu sincero agradecimento a diversas pessoas que, de uma forma ou de outra, facilitaram o meu trabalho.

A todo o pessoal do LADIN (Laboratório de Análise Dinâmica e Instrumentação), pois sempre estiveram do meu lado, ajudando, apoiando, debatendo e sugerindo. Em especial ao Rodrigo e ao Elvys pelas discussões inteligentes, e por vezes acaloradas, e que (na minha visão) acabam por enriquecer e amadurecer o conteúdo do trabalho.

Ao meu orientador que sempre acreditou e deu suporte a este trabalho e que sempre manteve a porta aberta, pronto a discutir os problemas apresentar suas idéias e discutir as minhas.

A todos os amigos e amigas que sempre aparecem e que sofrem, apóiam, brigam e discutem e que fazem com que a gente não se sinta sozinho. Em particular ao Michel, Nicolau, Rodrigo, Losano, Taís, Ivan, Mauro, Adonis, Vincent, Flávio Barroso e André Isacson que fizeram mais prazerosos estes últimos cinco anos.

Aos meus Pais e Irmãs que, além de sempre me darem o seu apoio, se dispuseram nestes últimos anos, a tocar as coisas sem a minha ajuda e abriram a possibilidade de que eu voltasse para a universidade.

RESUMO

A crescente implementação pela indústria de técnicas de manutenção preditiva exige cada vez mais o aprimoramento dos procedimentos capazes de fornecer informações sobre o estado de um equipamento. Dentre os procedimentos de análise existentes para máquinas rotativas, a análise de vibração é um dos mais utilizados sendo, atualmente inclusive, presente em larga parcela de setores industriais importantes no Brasil (como o setor de celulose e papel, por exemplo). Isto faz, portanto, cada vez mais importante explorar todas as possibilidades desta técnica. Este trabalho inicia uma investigação sobre as relações entre vibração (assinatura mecânica) e lubrificação de máquinas rotativas e assim, como ponto de partida deste estudo, procura avaliar o efeito da variação da viscosidade do lubrificante no sinal de vibração de caixas de engrenagem. O 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 na viscosidade do óleo lubrificante no caso apresentado.

Abstract

The crescent implementation, by brazilian industry, of predictive maintenance techniques demands, from vibration analyses processes, more capability for supplying information on the state of equipment. Among the existent analysis procedures for rotative machines, the vibration analysis is one of the more used, being nowadays, present in a wide portion of important industrial sections in Brazil (as the cellulose pulp and paper for instance). This makes, therefore, more and more important to explore all of the possibilities of this method. This work begins an investigation about the relation between vibration (mechanical signature) and lubrication of rotative machines. As a starting point of this study, it tries to evaluate the effect of the variation of the viscosity of the lubricant on the vibration signature of a gear box. The work presents a large experimental database, discusses several methods of signal processing and presents a characteristic of the vibration signal capable to identify alterations in the viscosity of the lubricating oil in the tested equipment.

Sumário

<u>1. INTRODUÇÃO</u>	1
1.1. OBJETIVOS.....	5
1.2. RESUMO DA METODOLOGIA APLICADA.....	5
<u>2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA</u>	8
2.1. LITERATURA CONSULTADA	8
2.2. CONSULTAS A ESPECIALISTAS.....	18
2.3. CONCLUSÃO SOBRE A PESQUISA BIBLIOGRÁFICA.....	19
<u>3. REVISÃO TEÓRICA DE MÉTODOS DE ANÁLISE DE SINAL</u>	21
3.1. PARÂMETROS ESTATÍSTICOS.....	21
3.1.1. RMS (<i>ROOT MEAN SQUARE</i>).....	21
3.1.2. SKEWNESS.....	22
3.1.3. KURTOSIS.....	22
3.2. PARÂMETROS ESPECTRAIS	23
3.2.1. A DEP	25
3.3. ENVELOPE.....	26
3.4. FREQUÊNCIAS DE ENGRENAMENTO	27
<u>4. MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS</u>	28
4.1. DESCRIÇÃO GERAL DA METODOLOGIA APLICADA	28
4.2. BANCADA	30
4.3. MONTAGEM DO BANCO DE ÓLEOS	34
4.4. APLICAÇÃO DE CARREGAMENTO	35
4.5. INSTRUMENTAÇÃO.....	37

4.6. PROCESSO DE AQUISIÇÃO DE DADOS	39
4.6.1. PROCEDIMENTOS INICIAIS	39
4.6.2. PROCEDIMENTO DE AQUISIÇÃO PARA REDUTOR SEM CARREGAMENTO.....	40
4.6.3. PROCESSO DE AQUISIÇÃO PARA ENGRENAGEM COM CARREGAMENTO.....	42
4.6.3.1. Ajuste	42
4.6.3.2. Condições experimentais para os casos com carregamento.....	43
4.6.4. O CASO SEM ÓLEO	45
4.7. O BANCO DE DADOS	46
<u>5. PROCESSAMENTO DOS SINAIS</u>	48
5.1. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO	49
5.2. PRÉ-PROCESSAMENTO	52
5.3. METODOLOGIA PARA DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS MÉDIOS	53
5.3.1. SEM CONSIDERAR MÉDIAS NO TEMPO (TÉCNICA A)	53
5.3.2. CONSIDERANDO MÉDIAS NO TEMPO (TÉCNICA T _M).....	54
5.3.3. CONSIDERAÇÕES SOBRE AS DUAS TÉCNICAS (A E T _M).....	55
5.4. OS ESPECTROS	55
<u>6. RESULTADOS E ANÁLISES</u>	57
6.1. RESULTADOS DE ANÁLISE DE ÓLEO	60
6.2. MÉTODOS ESTATÍSTICOS	64
6.2.1. SKEWNESS.....	64
6.2.2. KURTOSIS.....	65
6.2.3. RMS	68
6.3. MÉTODOS ESPECTRAIS	70
6.3.1. ESPECTRO DO ENVELOPE	71
6.3.1.1. Espectro em função da rotação	71
6.3.1.2. Espectro em função da viscosidade.....	72
6.3.2. ESPECTRO DO SINAL	75
6.3.2.3. Espectro em função da Rotação	75
6.3.2.4. Freqüências de engrenamento	78

6.3.2.5. Espectro em função da Viscosidade.....	83
6.4. PARÂMETROS EB.....	84
6.4.1. EFEITOS DO CARREGAMENTO SOBRE O EB3	88
6.4.2. EFEITOS DA ENGRENAGEM DEFEITUOSA.....	90
6.4.3. ANÁLISE GERAL DO PARÂMETRO EB3.....	91
6.5. AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS EB PARA UM SEGUNDO REDUTOR	92
6.5.1. CARACTERÍSTICAS DA NOVA BANCADA.....	92
6.5.2. METODOLOGIA E CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS PARA O SEGUNDO REDUTOR ...	93
6.5.3. PROCESSAMENTO DOS SINAIS DO NOVO REDUTOR	94
6.5.4. RESULTADOS OBTIDOS PARA O SEGUNDO REDUTOR.	94
6.5.5. O PARÂMETRO EB.....	95
6.5.6. O ESPECTRO	98
<u>7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS</u>	<u>100</u>
7.1. IRREGULARIDADES SUPERFICIAIS.....	100
7.2. EXCITAÇÃO DO BANHO DE ÓLEO.....	102
7.3. FREQUÊNCIA DE FLEXÃO DO DENTE	102
7.4. RESSONÂNCIA DO MATERIAL SUPERFICIAL DA ENGRENAGEM.....	103
7.5. TRABALHOS COM ALGUNS RESULTADOS SIMILARES	104
<u>8. CONCLUSÃO</u>	<u>107</u>
<u>9. BIBLIOGRAFIA.....</u>	<u>109</u>

Anexos

1-Fotos do dispositivo experimental.....	99
2- Características e análise de óle.....	104
3-Cai de engrenagem.....	111
4-Parâmetros de aquisição instrumentação.....	112
5-Sistema de monitoramento.....	112

Lista de Figuras

FIGURA 1. CROQUIS DOS ENGRENAMENTOS	31
FIGURA 2-ESQUEMA PARA APLICAÇÃO DE CARGA	35
FIGURA 3-DIAGRAMA DA INSTRUMENTAÇÃO.....	39
FIGURA 4-SKEWNESS, VERTICAL CAREADO, SEM CARGA.....	65
FIGURA 5-SKEWNESS, VERTICAL, CAREADO, POTÊNCIA CONSTANTE.	65
FIGURA 6-KURTOSIS, VERTICAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE.....	66
FIGURA 7-KURTOSIS, VERTICAL, CAREADA, CARGA CONSTANTE.....	67
FIGURA 8-KURTOSIS, VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA	67
FIGURA 9-KURTOSIS, VERTICAL, CAREADO, SEM CARGA.....	68
FIGURA 10-RMS, VERTICAL NORMAL, CARGA CONSTANTE	69
FIGURA 11- RMS, VERTICAL , CAREADO, CARGA CONSTANTE.	70
FIGURA 12- RMS, VERTICAL , NORMAL, SEM CARGA.	70
FIGURA 13- ESPECTRO DO ENVELOPE X ROTAÇÃO, ACELERAÇÃO AXIAL , CARGA CONSTANTE, ENGRENAGEM NORMAL.	72
FIGURA 14- ESPECTRO DO ENVELOPE X VISCOSIDADE, CARGA CONSTANTE, 1600RPM, ACEL. VERT. ENGRENAGEM NORMAL.....	73
FIGURA 15- ESPECTRO DO ENVELOPE X VISCOSIDADE, CARGA CONSTANTE, 1600RPM, ACEL. VERT. ENGRENAGEM NORMAL, BANDA DE 0 A 2000 Hz.....	74
FIGURA 16- ESPECTRO X ROTAÇÃO ÓLEO 470Q	76
FIGURA 17- ESPECTRO X ROTAÇÃO (DETALHE DA BANDA DE 0 A 2000Hz)	77
FIGURA 18- ESPECTRO X ROTAÇÃO (DETALHE DA BANDA DE 2500 A 7000Hz).....	77
FIGURA 19- ACELERAÇÃO AXIAL , CARGA CONSTANTE , ÓLEO FRIO, 1600 RPM, ENGRENAGEM NORMAL.	80
FIGURA 20- IPBF2-AXIAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE.....	81
FIGURA 21- IPBF2-VERTICAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE.....	82
FIGURA 22- IPBF2-AXIAL, CAREADO, CARGA CONSTANTE.	82
FIGURA 23- ESPECTRO- SEM CARGA , 1600 RPM , ÓLEO FRIO, NORMAL VERTICAL.	84
FIGURA 24- EB1-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA.....	86
FIGURA 25- EB2-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA.....	86
FIGURA 26- EB3-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA.....	87
FIGURA 27-EB4-VERTICAL, NORMAL, SEM CARGA.....	87

FIGURA 28- EB3-VERTICAL, NORMAL, CARGA CONSTANTE	89
FIGURA 29- EB3-VERTICAL, NORMAL, POTÊNCIA CONSTANTE.....	89
FIGURA 30- EB3-VERTICAL, CAREADO, CARGA CONSTANTE.....	91
FIGURA 31- RMS DO SINAL X VISCOSIDADE, SEGUNDO REDUTOR	95
FIGURA 32- EB1, NOVO REDUTOR.....	96
FIGURA 33 EB2, NOVO REDUTOR.....	96
FIGURA 34 EB3, NOVO REDUTOR.....	97
FIGURA 35 EB4, NOVO REDUTOR.....	97
FIGURA 36 DEP X VISCOSIDADE, REDUTOR NOVO, 1600 RPM.....	98
FIGURA 37-EXCITAÇÃO POR IRREGULARIDADES SUPERFICIAIS	101
FIGURA 38-VIBRAÇÃO EM DIFERENTES MATERIAIS.....	105

LISTA DE TABELAS

TABELA 1- CARACTERÍSTICAS DO REDUTOR	31
TABELA 2-FREQÜÊNCIAS DE ENGRENAMENTO	33
TABELA 3-FREQÜÊNCIAS DE ENTRADA/SAÍDA/VARIADOR.....	33
TABELA 4 BANCO DE LUBRIFICANTES E TABELAS DE MISTURA	34
TABELA 5-VISCOSIDADE ESPERADA NA CONDIÇÃO "FRIO"	41
TABELA 6- CARACTERÍSTICAS DO FREIO	44
TABELA 7- CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO PARA POTÊNCIA CONSTANTE.....	45
TABELA 8- CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO PARA CARGA CONSTANTE	ERRO!
INDICADOR NÃO DEFINIDO.	
TABELA 9- VARIAÇÃO DAS VELOCIDADES DE ROTAÇÃO NA SAÍDA DA CAIXA NO CASO DE CARGA CONSTANTE	50
TABELA 10- VARIAÇÃO DAS VELOCIDADES DE ROTAÇÃO NA SAÍDA DA CAIXA NO CASO DE POTÊNCIA CONSTANTE	51
TABELA 11- VARIAÇÃO DAS VELOCIDADES DE ROTAÇÃO NA SAÍDA DA CAIXA NO CASO SEM CARGA.	51
TABELA 12- NÚMERO DE VOLTAS COMPLETAS DO EIXO DE SAÍDA CONSIDERADO EM CADA ROTAÇÃO PARA TÉCNICA T _M	54
TABELA 13-RESULTADOS DA ANÁLISE DE ÓLEO	62
TABELA 14- ORDEM DE VISCOSIDADES	63
TABELA 15-FREQÜÊNCIAS DE ENGRENAMENTO	79
TABELA 16- TABELA DE ÓLEOS E VISCOSIDADES PARA O SEGUNDO REDUTOR	94

Lista de abreviaturas	
RMS	Root mean square
96	Óleo de viscosidade 96 cSt a 40°
200	Óleo de viscosidade 200 cSt a 40°
300	Óleo de viscosidade 300 cSt a 40°
400	Óleo de viscosidade 400 cSt a 40°
470	Óleo de viscosidade 470 cSt a 40°
A	Técnica de media A
a	Aceleração axial
B1	Banda de 0 a 1000 Hz
B2	Banda de 1000 a 2400 Hz
B3	Banda de 2400 a 7000 Hz
B4	Banda de 7000 a 10000 Hz
c	Condição experimental de carga constante
f	Condição frio
EB1	Integral da banda B1 em relação a frequência
EB2	Integral da banda B2 em relação a frequência
EB3	Integral da banda B3 em relação a frequência
EB4	Integral da banda B4 em relação a frequência
n	Engrenagem normal
p	Condição experimental de potência constante
pdf	Função densidade de probabilidade
DEP	Densidade espectral de potência
q	Condição quente
s	Condição experimental sem carga
s/o	Condição sem óleo
Tm	Técnica de média Tm
v	Aceleração vertical
IpBf1	Energia da banda na primeira frequência de engrenamento
IpBf2	Energia da banda na segunda frequência de engrenamento

Lista de Símbolos		
P	Força aplicada e medida pela balança	N
a	Distancia horizontal entre a força da balança ao centro do disco.	m
b	Distancia horizontal do centro de massa do freio, ao centro disco.	m
f_0	Frequência fundamental	Hz
G	Peso do freio aplicado no centro de massa	N
Gc	Ganho do condicionador B e K	
Gf2	Ganho do filtro analogico do canal 2	
Gf3	Ganho do filtro analogico do canal 3	
K	Kurtosis	
M	Momento (atrito) aplicado pelo freio ao disco	N.m
m	valor médio do sinal	
N	número de pontos de um sinal	
n	indice de ponto do vetor	
Pot	Potência	w
R	reação do disco onde o freio está apoiado	N
s	Skewness	
S2	Sinal em volts	v
T_0	Período fundamental	s
ω	Rotação	rad/s
X(f)	Sinal no domínio da frequência	
x(t)	sinal no tempo	
x_i	Amplitude do sinal na posição i	
Δf	Passo de frequência	Hz
Δt	Passo no tempo	s
σ	Desvio padrão	

1. INTRODUÇÃO

O termo “manutenção” não tem, em geral, uma conotação positiva. A maioria das vezes, a primeira idéia quando se percebe um defeito no equipamento, é troca-lo por um outro novo. É claro, no entanto, que os recursos não são ilimitados e, naturalmente uma indústria quer sempre tirar o máximo proveito dos equipamentos que já se tem em mãos.

Neste quadro, é fácil perceber que cada vez mais a manutenção como um todo tem se tornado um componente de crucial importância nas empresas modernas e especialmente novas técnicas capazes de diminuir custos (seja por diminuir custos diretos, seja por aumentar a disponibilidade dos equipamentos) podem se tornar critérios competitivos importantes .

Para se ter uma idéia de valores, no Japão, calcula-se que a manutenção de sistemas mecânicos represente cerca de 3% do produto nacional bruto deste país [24]. No Brasil a ABRAM (Associação Brasileira de Manutenção) estima que 4,27% do PIB seja gasto com manutenção (resultados de pesquisa da ABRAMAN de 2003). Era de se esperar que este percentual seja bem maior no caso do Brasil pois o Japão se trata de um país altamente industrializado e com um parque industrial bastante atualizado(isto significa que em, princípio, as máquinas são trocadas em períodos mais curtos e portanto são máquinas mais novas), diferente, portanto, da realidade brasileira. É claro que esta dedução não é tão simples visto que máquinas mais novas e mais complexas, como as do parque industrial Japonês, muitas vezes exigem uma manutenção mais cuidadosa.

Nos últimos anos, no setor industrial, o conceito de manutenção preditiva , (manutenção executada com base na condição do equipamento) tem sido amplamente difundido e implementado. A pesquisa indicada na referência [46] ratifica esta conclusão. No referido trabalho, é mostrado e comentado o resultado de uma pesquisa ligando a performance da empresa (sendo que performance neste caso está ligado a cotação das ações da empresa nas

bolsas de valores) à estratégia de manutenção adotada. O trabalho se baseia em entrevistas com uma grande quantidade de gerentes industriais de companhias de diversos setores. Os resultados obtidos apontam que empresas que obtiveram as melhores performances, adotaram técnicas de manutenção mais adequadas, fazendo uso de ferramentas gerenciais voltadas a confiabilidade (e a custos), como a TPM (*Total Productive Maintenance*) ou RBM (*Reliability Based Maintenance*). A pesquisa mostra que ao selecionar a estratégia mais adequada muitas vezes são escolhidas técnicas de manutenção preditiva justamente por garantirem melhor nível de confiabilidade e maior disponibilidade do equipamento.

As razões para o sucesso da manutenção preditiva estão ligadas a produtividade e qualidade. Com o aumento de 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 diminui o número de manutenções não programadas, minimizando as perdas de produção por paradas não programadas. Além disto, a manutenção preditiva possibilita a diminuição dos custos operacionais da própria manutenção, ao otimizar a vida de componentes, evitar trocas 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, e maximizando a vida útil do equipamento [19].

De forma geral, a manutenção preditiva leva a um controle maior do processo produtivo, trazendo, portanto, uma melhoria também na qualidade deste processo.

Nestes últimos anos diversas companhias perceberam que aumentar a confiabilidade de seus equipamentos não é apenas necessário, como também é crítico para sua própria sobrevivência.

Hoje, uma companhia é avaliada em mercados de ações, também pela sua capacidade de prever a produção[28]. Investidores depositam sua fé (e seu dinheiro) em empresas que

demonstram capacidade de atingir as metas de produção e demonstram portanto, seu controle sobre a planta. Plantas com alta confiabilidade usualmente atingem as metas de produção.

Um sub-produto da valorização da manutenção preditiva é a valorização do engenheiro de manutenção. A boa utilização de técnicas de manutenção preditiva exigem 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, além de habilidades e uso de ferramentas de planejamento estratégico. Esta necessidade faz com que a área cresça, exigindo cada vez mais profissionais mais bem preparados, e assim, realimentando o processo com o desenvolvimento de ferramentas mais complexas [34].

Grande parcela dos equipamentos industriais se constitui de máquinas rotativas e a maior parte das falhas deste tipo de sistema ocorre por lubrificação inadequada ou insuficiente.

Quando se trata de máquinas rotativas, duas técnicas de manutenção preditiva têm sido largamente utilizadas [49]:

- Análise de vibração.
- Análise de óleo.

Estas duas técnicas já são bastante consagradas no meio industrial. Análise de vibração é uma das mais conhecidas técnicas de manutenção preditiva e é utilizada para determinar alterações geométricas (um ponto de maior desgaste ou uma trinca em um rolamento por exemplo), pois estas acabam por alterar o comportamento vibracional de um equipamento (a assinatura mecânica). A técnica exige sistemas sofisticados de instrumentação e coleta de sinais de vibração, assim como um bom sistema de análise de dados. A análise de vibração permite que seja feito um diagnóstico rápido da condição do equipamento e uma evolução que começa a surgir na área é o monitoramento em tempo real do equipamento.

A análise de óleo tem sido largamente utilizada para detectar contaminantes e desgaste entre outros fatores. Em geral é executada fora da fábrica avaliando o material (óleo

lubrificante ou graxa) coletado no ambiente industrial. Seus resultados de diagnóstico sobre o estado da lubrificação são bastante específicos e, em geral, capazes de determinar a causa do problema. Não é apenas um diagnóstico que diz que há um problema de lubrificação mas em geral dá ferramentas para que se saiba qual a causa do problema.

Embora estas técnicas sejam consagradas, utilizadas no mesmo universo (máquinas rotativas) e ao mesmo tempo, diversos contatos com o meio industrial têm revelado a carência de informação a respeito da relação entre elas , ou seja da relação vibração/lubrificação.

Em novembro de 2000, realizou-se no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP um Workshop sobre Lubrificantes [53], com participação tanto de empresas do setor de lubrificação (Petrobrás, Hilub, Lubrin, Lwart, Texaco, etc.) quanto representantes de empresas usuárias (Itaipu Binacional, Cia Suzano de Papel e Celulose, Mahle Cofap, etc.). Alguns dos temas discutidos, que ainda requerem uma melhor solução tecnológica para monitoramento e diagnóstico, são: a detecção da transição de regime de lubrificação e quebra do filme, a degradação do lubrificante, a influência da qualidade do lubrificante/aditivos no desgaste do equipamento, a interação entre falhas mecânicas e lubrificação, uso de vibração para o monitoramento destes problemas, etc.

De contatos e discussões com representantes de algumas destas empresas, foi possível identificar de maneira mais clara a necessidade de avaliar melhor o comportamento vibracional de uma máquina considerando o efeito do lubrificante, sua degradação e variação de viscosidade, influência de aditivos e contaminações, etc.

Sendo o monitoramento de vibração um procedimento usual em inúmeras plantas industriais, a idéia de estender este procedimento ao monitoramento do estado de lubrificação dos equipamentos industriais é natural e incrementa o que já foi comentado neste texto sobre o crescimento das técnicas de manutenção.

Atualmente o procedimento para verificação do estado do lubrificante e da lubrificação requer a retirada de uma amostra de óleo da máquina e a posterior verificação, feita por um laboratório especializado, do estado deste lubrificante.

A possibilidade de, através de análise de vibração, obter informações sobre o estado da lubrificação pode significar:

- Uma diminuição do número necessário de análises de óleo
- Uma maior agilidade do processo de tomada de decisão no caso de uma falha iminente.
- O acompanhamento de um processo de degradação da lubrificação gerando um maior conhecimento sobre o fenômeno, bem como determinando uma linha de tendência para o processo.

Neste trabalho o intuito é iniciar a investigar um dos aspectos da relação entre vibração e lubrificação. Como a principal característica de um óleo lubrificante é a sua viscosidade. Neste trabalho, vai se procurar uma relação entre o sinal de vibração de uma máquina (sua assinatura mecânica) e a viscosidade do óleo lubrificante. Para tanto, como exemplo de máquina rotativa, foi utilizado um sistema de engrenagens.

1.1. Objetivos

O objetivo deste trabalho é explorar formas de processamento de sinal e aquisição de dados de forma a descobrir uma correlação consistente entre uma característica do sinal de vibração de uma caixa de engrenagens e a viscosidade do óleo lubrificante utilizado.

1.2. Resumo da metodologia aplicada

Este projeto foi realizado no Laboratório de Análise Dinâmica, LADIN, do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

Como ponto de partida deste projeto foi feita uma ampla pesquisa bibliográfica, procurando assim conhecer melhor os principais fenômenos e ferramentas envolvidas neste trabalho assim como determinar o estado da arte no assunto.

Para atingir os objetivos propostos utilizou-se os seguintes meios:

- Montagem de uma bancada para aquisição de sinais de vibração de um motorreductor com a colocação de um variador de frequência na entrada do motor, de forma a poder variar a rotação de trabalho: este item é importante, pois permite uma grande variação de dados experimentais, permitindo explorar os limites da correlação procurada. Além disto, é importante variar a rotação, para efetuar uma melhor análise da composição espectral do sinal de vibração procurando identificar as frequências naturais. Cabe ainda lembrar que, fenomenologicamente, a alteração da velocidade causa variações nas condições de lubrificação, podendo inclusive modificar o regime de lubrificação.

- Montagem da instrumentação para aquisição de sinais de vibração axial, vibração vertical e rotação, assim como monitoramento da temperatura do óleo: este item compreende a escolha dos sensores, a escolha da forma de fixação dos sensores (é importante pela banda de frequências a ser analisada), a confecção de um trigger para monitoramento da velocidade do eixo (também para controlar a aquisição) e a elaboração de um programa de aquisição (utilizando, neste caso, LAB-VIEW®).

- Escolha de um banco de lubrificantes de diversas viscosidades e sem nenhum aditivo (os chamados óleos básicos) de forma que o valor da viscosidade do óleo recomendado para esta caixa de engrenagens esteja aproximadamente no meio do intervalo de viscosidades que compõe o banco.

- Realização de tomada de dados de vibração variando-se: viscosidade do óleo lubrificante (com alterações tanto do óleo utilizado quanto da temperatura na qual o óleo se encontra), carga e rotação do motor.

- Analisar os sinais coletados, utilizando-se diversas ferramentas de processamento de sinal, de forma a detectar, para todas as condições experimentais, alterações no sinal de vibração devido à variação da viscosidade do óleo lubrificante.

- Realização de nova tomada de dados, considerando um redutor diferente, de forma a verificar a abrangência da correlação encontrada.

2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo procuraremos apresentar as principais fontes de informação utilizadas para guiar o trabalho. Neste sentido cabe dizer que foi estendido um pouco o conceito de revisão bibliográfica no sentido de abranger também as informações coletadas de especialistas que trabalham em áreas correlatas a área deste trabalho.

De forma a ainda procurar manter uma linha mais formal a chamada revisão bibliográfica foi dividida em um item mais tradicional que trata de artigos e publicações e um item que trata de informações obtidas de conversas com especialistas e que, formalmente, poderiam ser tratadas como citações verbais.

Ao final procurou-se também indicar a contribuição desta pesquisa para este trabalho.

2.1. Literatura consultada

Para realização da pesquisa bibliográfica, as principais fontes de pesquisa utilizadas foram:

1. Banco de dados da USP – SIBI-USP
2. Banco de dados da biblioteca virtual da USP – Probe
3. Banco de dados da biblioteca virtual da USP – Web of Science
4. Banco de artigos coletados pelo Laboratório de Análise Dinâmica e de Instrumentação (LADIN).

Este item 4, além de alguns artigos que constam nas fontes anteriores, compreende também artigos de diversas outras fontes coletados por membros do laboratório através dos anos.

Desta pesquisa bibliográfica apresentada neste trabalho nota-se que existem poucos estudos sobre o tema de lubrificação e vibração. Especificamente sobre efeitos da viscosidade sobre a vibração de equipamentos, não foi encontrado nenhum trabalho.

A maioria dos artigos que abordam o tema vibração e falha de lubrificação dispõe sobre rolamentos e mancais de deslizamento [9,39,42,45]. Além disto, estes artigos não tratam especificamente da viscosidade do lubrificante.

Alguns artigos [25,27,37,43] tratam de vibração e desgaste com e sem lubrificantes, mas não estudam a influência da viscosidade sobre o sinal de vibração.

Na referência [42], o autor propõe, através do monitoramento do sinal de vibração, a possibilidade de detectar o contato entre as asperezas superficiais do metal, que ocorre após a quebra do filme de lubrificante em engrenamentos. Este tipo de contato causa uma vibração que aparece em faixas muito elevadas de frequência, neste caso cerca de 55 kHz. Este tipo de sinal é conhecido como emissão acústica e a tomada de dados foi feita utilizando um acelerômetro trabalhando em ressonância assim como demoduladores e filtros analógicos para processamento do sinal. Como se nota, o processo de aquisição utilizado é bem mais complexo do que a simples coleta de sinais de vibração, neste caso foi utilizada um intrincado processamento analógico pré-aquisição do sinal. Uma informação interessante deste trabalho é justamente saber a frequência na qual se manifestou este tipo de contato.

Outra forma de monitoramento é através da aquisição do ruído sonoro utilizando-se microfones. Mecânicos de máquinas (fato comum desde há tempos) 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 é através da análise do som emitido pela máquina Na referência [40], que trata deste assunto, o interessante e inovador é a forma pouco convencional como os autores se propuseram a apresentar os resultados, produzindo, ao invés dos gráficos tradicionais (bi-dimensionais de espectro ou

parâmetro versus defeito) , imagens de figuras interessantes onde é possível facilmente perceber padrões e assim visualizar as diferenças entre as condições experimentais.

Em [41] os autores exploram a técnica da ressonância em alta frequência . Esta técnica consiste em se aproveitar do fato dos acelerômetros serem fundamentalmente sensores de segunda ordem e portanto possuem frequência de ressonância. Em geral trabalha-se com o acelerômetro até bem antes da frequência de ressonância e com isto garantimos relativa linearidade no seu comportamento. Na aplicação em alta frequência , entretanto, a idéia é justamente aproveitar o fato do ganho ser alto na banda em volta da frequência de ressonância. Para isto o sinal coletado passa por um filtro passa-banda de forma que só esta banda é coletada. Este sinal é então demodulado, passado por um filtro passa baixa e reamostrado . Esta técnica é interessante pois permite que com um acelerômetro cuja banda considerada útil (linear) seria, por exemplo, de 10 kHz , ser utilizado para avaliar a resposta em 70 kHz . A técnica em si já bastante conhecida, a contribuição desse artigo é propor uma forma adaptativa de processamento e filtragem que retira o ruído do sinal reamostrado. Para nosso trabalho é interessante pois aprofunda conhecimentos em técnicas de processamento de sinais (especialmente demodulação , que será utilizado neste trabalho) e indica que há informação mecânica mesmo em bandas de frequências altas do espectro de vibração (considerando as velocidades de rotação). Cabe lembrar que a mesma técnica deve ter sido utilizada no artigo da referência [42] porém nesta o autor não fornece uma descrição mais completa de seu método.

Ainda sobre estas técnicas , de uma forma mais abrangente , a referência [34] trata diretamente de técnicas de emissão acústica e especialmente em como ela é utilizada na indústria para monitoramento de contato para indicar falhas de lubrificação. No artigo, fica claro que embora a técnica seja interessante, seus resultados são apenas indicativos, ou seja, se há ou não há contato. Ainda é difícil saber a intensidade destes efeitos. O autor, ao falar

sobre contato entre superfícies no monitoramento de mancais, cita frequências da ordem de 30 a 40 kHz, bastante próximas portanto da frequência citada no artigo da referência [42] citado anteriormente e que indicava 55 kHz.

Dos poucos artigos abordam os efeitos da lubrificação sobre a vibração. A referência [45] é um artigo importante pois efetivamente procura apresentar o efeito da lubrificação do rolamento sobre o sinal de vibração. O autor inicia apresentando alguns modelos empíricos de rigidez e amortecimento do filme lubrificante em mancais de rolamentos. Na parte experimental o autor utiliza uma caixa de rolamentos colocando vários tipos de óleo com diferentes viscosidades em diferentes quantidades (o autor se refere ao nível de óleo dentro da caixa). O que se procura demonstrar, no entanto, é que o fenômeno conhecido como EFSD (*equal frequency spacing distribution*) que ocorre com o aumento do carregamento, também é dependente da lubrificação. O autor não pretende comparar características de lubrificantes o que difere bastante do trabalho que estamos propondo.

A referência [9] trata de rolamentos utilizando graxa. Este artigo apresenta o histórico de vibração em uma caixa de rolamentos, sendo que durante este período foram utilizados diversos tipos de graxa lubrificante. É interessante notar que uma das conclusões do autor é que os efeitos da lubrificação podem ser encontrados em faixas de frequência bem acima das frequências de defeito e de rotação. O autor propõe que o fenômeno ocorre pois o lubrificante causa um amortecimento da vibração nestas bandas de frequência. É apresentada uma figura onde aparece a evolução do espectro com o tempo (e portanto com a troca da graxa). Embora o autor não comente no texto, observando os gráficos apresentados, é possível notar o incremento gradual na banda entre 3 e 7kHz mesmo em casos onde não há grande alteração em outras bandas. Outro ponto interessante é que o foram coletados dados até cerca de 11 kHz.

No caso específico de caixa de engrenamentos, a referência [31] discute classificação de falhas mecânicas em engrenamentos, apresenta e compara diversas técnicas de extração de características para poder classificar estas falhas, porém o autor não trata do fenômeno de lubrificação.

O livro da referência [49] é uma literatura básica apenas sobre monitoramento de vibração em caixas de engrenagem, onde se discute técnicas de aquisição e de análise de dados aplicadas a engrenamentos. No entanto há menção a efeitos de lubrificantes nos sinais de vibração. Já a referência [29] trata da Análise modal de uma caixa de engrenagens através de um martelo de impulso. O interessante é que os autores apresentam uma tabela com os modos de vibrar de diversos componentes e nota-se que todos estão na faixa de frequências abaixo de 1000 Hz.

Ainda sobre engrenagens e monitoramento de vibração, a referência [50] trata de um assunto de ordem prática importante no monitoramento de vibração em caixas de engrenagem pois, como não é difícil perceber, é complicada a colocação de acelerômetros para tomar medidas de vibração no eixo de uma engrenagem. Os autores aqui procuraram descobrir se a aceleração medida na carcaça de uma caixa de redução pode ser correlacionada com a aceleração que seria coletada nos eixos e das engrenagens. Um redutor foi então instrumentado de forma a serem coletados sinais de vibração no eixo interno da engrenagem e no exterior da caixa do redutor. O resultado obtido indica que há boa correlação entre a vibração do eixo e da carcaça e que os resultados obtidos pela aceleração da carcaça podem ser utilizados para estimar as vibrações internas do redutor.

As referências [1,30,31,47,48] apresentam e comparam diversos métodos de extração de características e a referência [36] apresenta conceitos básicos de tratamento de sinal e técnicas de estimação espectral, como p. ex. a densidade espectral de potência, enquanto a referência [10] é um trabalho mais tecnológico do que propriamente científico, mas fornece

boas informações sobre aquisição de sinais de vibração, digitalização e partes básicas sobre processamento de sinais digitais que são úteis, especialmente na parte experimental deste trabalho.

O livro da referência [8] apresenta conceitos de estatística básica utilizados no trabalho.

No artigo da referência [52] comenta-se a importância de se tomarem dados de vibração utilizando-se um *trigger* para referenciar a posição angular do eixo ao início de cada sinal de vibração coletado. Cabe ressaltar que os bons resultados apresentados neste artigo, utilizando este procedimento, vêm do fato de que este tipo de aquisição permite que sejam efetuadas médias do sinal no tempo. Este tipo de média tende a caracterizar melhor os efeitos que estão ligados a uma determinada posição angular do eixo como, por exemplo, o caso de um dente quebrado ou defeituoso.

A referência [5] é um excelente artigo que trata dos métodos de análise em frequência. O autor discute as transformadas discretas de Fourier e os métodos de densidade espectral, tanto de energia quanto de potência, e resalta as diferenças existentes entre estes estimadores de espectro.

O artigo da referência [13] foi escrito por técnicos da *Bruel and Kjaer* (fabricantes de acelerômetros) e é mais um dos artigos que trata de rolamentos. O artigo fala quase exclusivamente da técnica de análise de envelope e das formas como esta técnica deve ser utilizada. O autor chega a se referir ao problema de lubrificação em mancais de rolamento afirmando que, no envelope, estes efeitos são claramente visíveis.

O artigo [18] explora o cepstrum como ferramenta para identificação de defeitos em máquinas rotativas. O artigo comenta que uma das características que afetam a vibração da máquina é a lubrificação. O autor afirma que, no domínio espectral, as famílias de picos

espaçados pela frequência de rotação, aparecerão mapeadas na “quefrência” correspondente ao período de rotação do eixo, ou seja há uma modulação.

Na referência [16], encontram-se comentários gerais sobre formas de manutenção preditiva em caixas de engrenagem e os resultados que podem ser atingidos por diversos tipos de análises. O artigo interessa no sentido de fornecer uma visão geral sobre técnicas e análises mas não apresenta informações mais específicas sobre os assunto do qual este trabalho trata.

Na referência [26] é analisado um novo tipo de processamento tempo-frequência para detecção de defeitos em engrenamentos. É um típico exemplo de diversos artigos que, de forma geral, tratam de análise tempo-frequência para diagnóstico de redutores. Método utilizado principalmente por destacar efeitos da posição do defeito. No entanto, assim como outros artigos sobre o tema, este não trata de lubrificação.

O fato de que sinais em aceleração, de forma geral, fornecem melhores resultados para diagnóstico de defeitos é comentado na referência [20]. O mesmo artigo discute as frequências de engrenamento e comenta que a severidade do defeito é maior quando aumenta a intensidade nas frequências múltiplas das frequências de engrenamento. O artigo também propõe que, quando aumenta a intensidade das modulações pela frequência de rotação, o sistema esta próximo de uma falha.

O artigo [25] trata de um estudo de desgaste entre discos resultante do contato rolante/deslizante utilizando emissão acústica. No artigo consegue-se relacionar o desgaste com a intensidade de emissão acústica, especialmente na faixa de 50 kHz a 400 kHz. Ainda se comenta o efeito do contato entre as asperezas e que uma parte substancial de emissões podem ser observadas abaixo de 10 kHz onde predominam as frequências mecânicas. O mesmo texto comenta que a utilização de um lubrificante entre as superfícies não modifica o espectro, apenas modula as amplitudes. Cabe ressaltar que o artigo da referência [42], comentado anteriormente, também comente sobre efeitos de contato de asperezas se

refletirem em faixas mais elevadas do espectro. Se os efeitos aparecem tanto em faixas altas como baixas, é possível supor que o monitoramento de faixas mais elevadas seja mais interessante pois não estaria mascarado pelas frequências mecânicas de alta intensidade que costumam povoar a parte mais baixa do espectro.

O trabalho da referência [43] relata resultados de experimentos de sistema de pino contra disco e são observadas as vibrações induzidas por irregularidades superficiais sem e com lubrificação. Já o artigo da referência [37] trata de uma experiência de desgaste em um equipamento de pino contra disco e identifica as frequências naturais da estrutura da máquina como estando na faixa de 4000 a 6000Hz. O autor ainda cita os efeitos de irregularidades superficiais como sendo fontes de vibração. É importante notar que o assunto de vibração causada por irregularidades superficiais aparece em diversos artigos da literatura, como estes citados, isto leva a crer esta causa de vibração pode influenciar de forma significativa o sinal de vibração, ou seja sua intensidade pode ser alta a ponto de aparecer no espectro mesmo em bandas de frequência onde, em princípio, predominem frequências geradas pelo sistema em si. Se esta fonte de vibração pode ser importante e deve ser afetada pela lubrificação, pois esta trabalha na região de contato, esta pode ser uma fonte de informação sobre a lubrificação.

O modelo dinâmico de uma caixa de engrenamentos é explorado na referência [22]. O artigo explora a dinâmica existente em um par engrenado considerando os esforços dinâmicos no contato dos dentes. O artigo é interessante por apresentar e discutir modelos dinâmicos em redutores de engrenagens helicoidais. Modelos dinâmicos de engrenamentos helicoidais também são apresentados na referência [23], onde o autor trata mais especificamente do efeito dos carregamentos sobre a dinâmica do engrenamento, e na referência [12] onde o autor compara a resposta para dois modelos diferentes. Estes artigos foram importantes para um melhor entendimento das possíveis formas de vibração do redutor.

Nos livros indicados nas referências [11,14] podem ser encontrados princípios básicos sobre lubrificação e lubrificantes. Particularmente a referência [14] apresenta e discute alguns modelos de lubrificação para engrenagens, rolamentos, entre outros sistemas. Nestes livros também podem ser encontrados os conceitos básicos sobre o fenômeno da lubrificação, tipos de lubrificantes, inclusive com discussões sobre o rompimento do filme de lubrificante, dos efeitos da temperatura e da carga aplicada sobre o filme lubrificante e descrição de modelos de comportamento da viscosidade com a temperatura.

A referência [6] é um livro que trata apenas de lubrificação em redutores. O livro apresenta os principais tipos de lubrificação e identifica as diferenças de lubrificação em mancais hidrodinâmicos e, entre outros assuntos, discute o comportamento da pressão elastohidrodinâmica e os fenômenos que ocorrem na lubrificação de engrenamentos. O autor caracteriza a lubrificação de engrenamentos como sendo elastohidrodinâmica .

Na referência [35] há um histórico da lubrificação hidrodinâmica e o autor também aborda a lubrificação elastohidrodinâmica, enquanto que o artigo da referência [15] apresenta um histórico e os conceitos da lubrificação elastohidrodinâmica. Este tema ainda é comentado no artigo [7] onde o autor aborda principalmente os processos que ocorrem quando a espessura de filme é menor que o RMS do perfil de rugosidade superficial.

O regime de lubrificação elastohidrodinâmica implica em significativas deformações elásticas na zona de contato. Como a zona de contato esta em contínuo movimento no caso de engrenamentos isto significa que ocorre deformações com posterior alívio e isto pode ser uma fonte de vibração. Além disto as propriedades físicas do óleo no contato são bastante modificadas devido a fortes pressões e temperaturas que ocorrem nesta zona.

Não se poderia deixar de comentar, nesta revisão sobre o tema, o cada vez mais freqüente aparecimento de técnicas de monitoramento baseadas em sistemas automáticos de detecção e classificação de defeitos. Em [17] se trata da criação de um sistema inteligente

para validação de sinais provenientes de uma série de sensores. O artigo trata de como validar sinais, ou seja, checar diversos sinais de temperatura, pressão, vibração e etc e procurar correlacioná-los de forma a checar inconsistências de informação e aumentar a confiabilidade do sistema de diagnóstico. O artigo é interessante por mostrar a sofisticação atingida por sistemas de manutenção preditiva com o uso de redes neurais e lógica fuzzy. A referência [51] também trata de lógica fuzzy utilizada para diagnóstico.

Ainda neste tema, a referência [44] discute sistemas inteligentes (especialmente os baseados em redes neurais) para diagnóstico automático de sistemas de monitoramento aplicados à indústria de mineração. No que concerne ao presente trabalho a parte mais interessante deste artigo é a descrição da importância dos sistemas de manutenção preditiva especialmente em se tratando de indústria de mineração, que, além de ser um setor importante para o país, se trata também de um setor onde há importantes gastos com manutenção de máquinas devido às condições extremas requeridas (ambientes com poeira , altas cargas de impacto, etc).

No sentido deste tipo de automação a referência [33] trata o tema de forma abrangente e pode ser utilizado quase como uma introdução ao tema de diagnóstico automático.

Estes artigos de sistemas automáticos mostram que cada vez se torna mais importante o monitoramento de vibração e que o desenvolvimento de novas técnicas, especialmente técnicas que tragam informações novas sobre o estado da máquina (como a lubrificação da qual este trabalho trata) tendem a fomentar ainda mais este setor confirmando a justificativa deste estudo.

Por fim, a referência [3] apresenta um trabalho inicial feito no mesmo sistema utilizado neste trabalho considerando as diferenças de vibração considerando diversos óleos lubrificantes e que deu início a investigação da qual este trabalho é fruto. As referências

[2,4,33] são artigos publicados, no contexto deste mestrado, apresentando, de forma sintetizada, os principais assuntos que serão apresentados neste texto.

2.2. Consultas a especialistas.

Antes e durante a execução deste trabalho foram consultados alguns especialistas de diversas áreas relativas a este trabalho.

O Eng. Marcelo Atílio, na época (2002) na Hi-lub (empresa de consultoria em lubrificação) que foi aluno de mestrado neste departamento, descreveu detalhadamente o que ocorre hoje no ambiente industrial em termos de falha de lubrificação, procedimentos de manutenção preditiva e preventiva na área de lubrificação, características dos aditivos e influência de água na viscosidade do óleo. Na conversa com este especialista, ficou clara a necessidade de utilizar óleos não aditivados de forma a melhor caracterizar a influência apenas da viscosidade.

O Eng. Luiz Fernando Rocha, na época (2002) trabalhando na companhia Suzano de Papel e Celulose na área de manutenção preditiva e que fez mestrado nesta área nesta instituição, forneceu importantes informações gerais sobre o que é atualmente empregado no meio industrial em termos de manutenção preditiva em lubrificação e em análise de vibração. Foram também discutidas as necessidades e a realidade industrial atual tratando de vibração e lubrificação.

O Eng. Bruno Righi, da Petrobrás do setor de venda de óleo, nos informou sobre os óleos dito “básicos”, ou seja, óleos sem aditivos. Também explicou o processo para obter um óleo com uma dada viscosidade através da mistura de dois óleos de viscosidades superior e inferior à requerida, e forneceu um vasto material técnico e catálogos comerciais sobre óleos lubrificantes de forma a que fosse possível escolher os óleos desejados para o experimento. A Petrobrás, através do eng. Bruno, forneceu amostras, de 5 litros, de cada óleo básico escolhido

(foram escolhidos três tipos de óleo), as características destas amostras se encontram no anexo 2 deste trabalho.

Durante a etapa de análise de óleo realizada no final da parte experimental houve a oportunidade de conhecer a empresa responsável pelas análises (a Tribolab, uma conceituada empresa no ramo de análise de óleo para detecção de defeitos de lubrificação industrial) e conversar com o Eng. Tarcísio D'Aquino Baroni Diretor da empresa. Além de realizar as análises de óleo, O Eng. Baroni deu importantes contribuições sobre os tipos de análises que deveriam ser pedidas e como interpretar os resultados gerados.

Cabe ainda dizer sobre este encontro, que o Eng. Baroni, ao ser informado sobre a metodologia aplicada, achou importante a utilização de óleos básicos (confirmando nossa idéia original). Vale também ressaltar que este Engenheiro começou sua carreira em manutenção preditiva na área de análise de vibração e, dentre os especialistas diretamente questionados sobre o tema, foi o único que não esperava que necessariamente uma viscosidade mais baixa devesse acarretar um aumento na energia do sinal de vibração (indicado pelo aumento do RMS do sinal). Todos os outros citados neste trabalho, inclusive o autor, esperavam que sistematicamente ocorresse o aumento da energia pois, com a menor viscosidade, o sistema ficaria menos amortecido.

2.3. Conclusão sobre a pesquisa bibliográfica.

Avaliando-se aquilo que foi apresentado nesta pesquisa percebe-se que o assunto de lubrificação e vibração, ainda é bastante incipiente e que não se formou ainda uma linha básica de artigos no tema, como há em outras áreas, que pudessem ser considerados a espinha dorsal na área. O conhecimento está ainda pulverizado em diversos artigos que raramente foram correlacionados.

Nenhum artigo faz referência direta a relação entre a viscosidade e a vibração. Esta falta de conhecimento prévio fez com que se procurasse utilizar métodos experimentais que

permitted (within the limit of the equipment used in the laboratory) a more comprehensive investigation of the phenomenon, especially because there is no clear indication of where (especially at what frequency) the correlation would manifest itself. For the same reason, an attempt was made to cover a wide range of experimental conditions (as will be seen from the work) and a long list of signal processing methods.

Although, as has been shown, the literature consulted has not been of great help in providing more specific data on the subject being researched, the analysis of the literature makes it clear that this correlation exists and that it is important to know it.

3. REVISÃO TEÓRICA DE MÉTODOS DE ANÁLISE DE SINAL

Neste capítulo serão apresentados os diversos métodos de análise de sinal empregados neste trabalho. Embora o que está apresentado neste capítulo não deixe de ser uma revisão bibliográfica, ele foi separado pois o que é apresentado aqui não é uma literatura específica sobre o tema tratado e sim uma revisão de métodos consagrados de processamento digital de sinais e que poderiam ser encontrado em qualquer bom livro básico de processamento de sinais.

O intuito aqui é apresentar os métodos e, mais particularmente para alguns métodos, tornar claro qual a forma do método utilizado (isto vale particularmente para a densidade espectral de potência que possui diversas metodologias de cálculo)

3.1. Parâmetros estatísticos

3.1.1. RMS (*Root Mean Square*)

O RMS está relacionado à energia do sinal. Em muitos casos a presença de um defeito é diretamente detectada pelo aumento do nível de vibração de uma máquina. Este aumento de nível de vibração se reflete em um aumento do RMS.

O RMS calculado em uma certa banda pode ser utilizado para detecção de defeitos. Os resultados do RMS podem ser comparados com valores normalizados ou mesmo com valores anteriormente coletados. O RMS é calculado por segundo a equação 1:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i)^2}$$

Equação 1

Onde:

x_i = amplitude do ponto i do sinal ;

N = numero total de pontos do sinal

3.1.2. Skewness

É o momento estatístico de terceira ordem, normalizado pelo desvio padrão elevado a terceira potência, dado pela equação 2.

$$s = \frac{1}{N\sigma^3} \sum_{i=1}^N [x_i - m]^3 \quad \text{Equação 2}$$

Onde:

m = valor médio do sinal.

σ = desvio padrão

Este momento indica uma assimetria na função densidade de probabilidade (pdf), significando um grau de desvio em relação a uma distribuição gaussiana. Se o valor calculado é negativo o gráfico da pdf será deslocado para a direita, se for positivo o gráfico será deslocado para a esquerda. Quanto mais perto do valor nulo, mais próximo de uma distribuição simétrica.

3.1.3. Kurtosis

É o quarto momento estatístico normalizado pelo desvio padrão elevado a quarta potência e é calculado conforme a equação 3.

$$K = \frac{1}{N\sigma^4} \sum_{i=1}^N (x_i - m)^4 \quad \text{Equação 3}$$

A kurtosis representa uma medida do achatamento da função densidade de probabilidade gaussiana, na região de valores x_i , próxima do centro.

Como um parâmetro de diagnóstico de falhas em rolamentos, a kurtosis aumenta com o aumento do defeito, isto ocorre porque os pulsos gerados aumentam de intensidade com a passagem do elemento rolante sobre o defeito.

3.2. Parâmetros espectrais

A avaliação do espectro de um sinal pode ser realizada pela aplicação da transformada de Fourier. No caso de um sinal digitalizado, pode ser aplicada a TDF (transformada discreta de Fourier), e que mantém, dentro de certas limitações, as mesmas características da primeira.

A transformada de Fourier é uma transformação matemática que leva a informação do domínio temporal para o domínio em frequência. Ela é obtida através da Série de Fourier. A série de Fourier é aplicada para sinais periódicos com período definido e pode ser escrita em diversas formas. As equações 4 e 5 descrevem duas destas formas:

1ª forma (decomposição em senos e co-senos)

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(2\pi n f_0 t) + b_n \text{sen}(2\pi n f_0 t)] \quad \text{Equação 4}$$

onde: $f_0 = \frac{1}{T_0}$ é a frequência fundamental.

$n f_0 = 1, 2, \dots, \infty$ são os harmônicos.

E os coeficientes a_0 , a_n e b_n são obtidos por:

$$a_0 = f_0 \int_{\tau}^{\tau+T_0} x(t) dt \quad (\text{valor médio})$$

$$a_n = 2 f_0 \int_{\tau}^{\tau+T_0} x(t) \cos(2\pi n f_0 t) dt, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

$$b_n = 2 f_0 \int_{\tau}^{\tau+T_0} x(t) \text{sen}(2\pi n f_0 t) dt, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

2ª forma (complexa)

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X_n e^{2\pi j n f_0 t} \quad \text{Equação 5}$$

onde: $X_n = f_0 \int_0^{T_0} x(t) e^{-2\pi j n f_0 t} dt$
 $n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3 \dots$

Sendo X_n complexo:

$$X_n = a_n - jb_n$$

Equação 6

As amplitudes da série são:

$$|X_n| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$$

Equação 7

E as fases da série são:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{b_n}{a_n}\right)$$

Equação 8

Esta ferramenta matemática (série de Fourier) para modificação do domínio do sinal é muito útil e importante nas análises de sinais periódicos, e seria interessante poder utilizá-la também em sinais não periódicos, mas para isso precisamos assumir que o sinal não periódico é limitado no tempo e possui uma periodização. Assim, levando o termo T0 para infinito, obtendo desse limite a integral de Fourier descrita na equação 9.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-2\pi jft} dt$$

Equação 9

Esta integral pode ser calculada numericamente conservando as características da integral contínua. A este método dá-se o nome de Transformada Discreta de Fourier (DFT). Posteriormente descobriu-se um algoritmo computacional mais rápido para cálculo da DFT. A este novo algoritmo deu-se o nome de Transformada Rápida de Fourier ou FFT e se baseia na simetria da transformada desde que o sinal analisado tenha um número de pontos que seja uma potência de dois.

A transformada discreta de Fourier é calculada conforme a equação 10.

$$X(m\Delta f) = \sum_{n=0}^{n=a} x_n(\Delta t) \cdot e^{-j \cdot 2 \cdot \pi \cdot (m \cdot \Delta f) \cdot (n \cdot \Delta t)}$$

Equação 10

3.2.1. A DEP

A forma mais utilizada para a visualização do espectro (sobretudo para sinais com componentes aleatórias) é a Densidade Espectral de Potência (DEP), que é definida como sendo a Transformada de Fourier da função de autocorrelação.

Esta representação no domínio frequencial pode ser estimada utilizando os métodos do periodograma, ao qual o método de Welch pertence.

Neste trabalho a estimação da densidade espectral de potência será feita através do pelo método de Welch [36]. Neste caso cada sinal é dividido em janelas temporais iguais. Cada janela é multiplicada por uma função de apodisação e calcula-se a densidade espectral de potência para cada janela. A densidade espectral do sinal é calculada como sendo a média aritmética entre a densidade espectral de todas as janelas.

O método de Welch, em particular, utiliza a expressão dada na equação 11.

$$X[f] = \frac{1}{L \times M \times U} \sum_{i=0}^{L-1} |TF[x_M^i[t] \cdot \gamma_M[t]]| \quad \text{Equação 11}$$

Onde:

x_M^i = sinal com a i ésima porta temporal com dimensão M

M = tamanho da janela temporal;

L = número de janelas temporais;

γ_M = i ésima janela temporal de ponderação;

U = fator de normalização da energia da janela de ponderação, obtida pela equação 12.

$$U = \frac{1}{M} \sum_{n=0}^{M-1} (\gamma_M[n])^2 \quad \text{Equação 12}$$

Cabe lembrar o teorema de Parseval sobre a energia do sinal no domínio do tempo e no domínio da frequência. Este teorema garante que a energia se conserva nos dois domínios e portanto que vale a relação explícita descrita na equação 13.

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

Equação 13

3.3. Envelope

É bastante comum que sinais de vibração produzidos por máquinas rotativas contenham diversos tipos de modulação. Para verificar estes efeitos a melhor ferramenta é o espectro da envoltória do sinal.

O envelope de um sinal é a sua envoltória, ou seja, é a linha que define um contorno que contém o sinal, quando o sinal é visto no domínio do tempo [36]. De forma geral esta linha conteria uma parte inferior e uma parte superior, no entanto é comum se falar do envelope se referindo apenas a uma das partes.

A partir do envelope obtêm-se as possíveis modulações contidas no sinal. A informação mais utilizada desta ferramenta é o seu espectro, que informa a frequência de modulação de amplitude do sinal.

Como normalmente as frequências excitadas por um defeito são as naturais do sistema em altas frequências, e conhecendo, por modelamento, que lateralmente a estas existe o aparecimento das frequências de defeito modulando o sinal, esta ferramenta permite observar estas frequências em uma banda mais baixa.

O sinal de envelope pode ser calculado pela transformada de Hilbert ou pelo seguinte algoritmo [32] descrito na equação 14.

$$Env[x[t]] = |TFI(Z[f])|$$

Equação 14

Onde TFI é a transformada de Fourier inversa, e Z é obtido por:

$$Z[f] = \begin{cases} 2 \times TF(x(t)) & \text{para } f \geq 0 \\ 0 & \text{para } f < 0 \end{cases}$$

3.4. Freqüências de engrenamento

As freqüências mais características no estudo do sinal de vibração de caixas de engrenagem são as de engrenamento. Estas freqüências podem se manifestar no espectro, tanto na sua própria posição, ou em seus múltiplos ou ainda aparecerem como freqüências moduladoras.

Pode ser calculada, para um par engrenado pela equação 15.

$$fe = np \cdot fr$$

Equação 15

Onde:

fe - Freqüência de engrenamento do par engrenado.

np - Número de dentes da engrenagem.

fr - Freqüência de rotação da engrenagem considerada.

Todas as técnicas descritas neste capítulo serão utilizadas neste trabalho mas, é claro, não são as únicas. Como outros métodos aplicáveis em redutores e que não forma utilizados podemos citar a cepstrum e as análises tempo freqüência .

Procurou-se neste trabalho aplicar os principais métodos encontrados na literatura que são comumente aplicados em análise de vibração e particularmente a redutores.

4. MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo será descritas as metodologias experimentais e os métodos utilizados na parte experimental deste trabalho assim como os principais equipamentos utilizados.

O capítulo se inicia com uma descrição geral da metodologia (mais detalhada que a apresentada na introdução) necessária ao bom entendimento dos itens que se seguem e que detalham as principais partes que compuseram a parte experimental deste trabalho.

4.1. Descrição geral da metodologia aplicada

Quatro parâmetros foram monitorados neste projeto: a vibração da caixa de engrenagens em duas direções (vertical e axial), a rotação do motor e a temperatura do óleo lubrificante. Destes parâmetros os três primeiros foram digitalizados para análise e o último será apenas monitorado e anotado (maiores detalhes serão dados no item 4.6.2 deste trabalho).

As duas direções de vibração foram monitoradas com o intuito de determinar em qual das duas a alteração de viscosidade é mais facilmente detectada (lembrando-se que esta é uma caixa de engrenagens helicoidais e portanto há importantes componentes de força na direção axial).

A rotação do equipamento é definida pela frequência selecionada no inversor de frequência. Como esta rotação selecionada pode variar devido, p. ex., à flutuação de carga torcional, optou-se pelo monitoramento da rotação efetiva. A forma escolhida para monitorar a rotação efetiva foi através da colocação de um trigger analógico no eixo de saída do redutor. Este sinal de trigger, além de fornecer a rotação, foi utilizado para controlar a digitalização dos sinais de vibração de forma a que a digitalização dos sinais de vibração iniciasse na mesma posição angular do eixo de saída e assim fosse possível realizar médias do sinal no domínio do tempo. A utilização desta técnica, que destaca efeitos relativos à posição angular,

é bastante utilizada em análise de máquinas rotativas. Além disto, utilizar esta técnica permitirá compará-la com outras técnicas de realização de médias de parâmetros [52] conforme será discutido em 5.3 .

Fisicamente o trigger utilizado era constituído por um elemento saliente colocado no eixo de saída do redutor. Um par de diodos (um foto-emissor e um foto-receptor) foi colocado de forma que ocorre a passagem desta saliência entre os diodos fazendo com que o diodo receptor passe a não conduzir. No momento em que o diodo foto-receptor não conduz, uma eletrônica simples, constituída basicamente de transistores e sistemas integrados, faz com que o sinal de voltagem (que está no nível lógico zero) passe para nível lógico um (próximo de 5V).

O monitoramento da temperatura do óleo se deu pela colocação de um termopar em contato com o reservatório de óleo do redutor. Este monitoramento é importante pois a viscosidade é altamente dependente da temperatura e, assim, ao saber a temperatura, é possível determinar a viscosidade através de correlações experimentais conhecidas. É importante notar que estamos coletando uma temperatura (e portanto viscosidade) nominal do óleo pois é claro que no contato entre superfícies esta temperatura é alterada.

Optou-se por compor o banco de óleos usando óleos básicos (sem aditivos), muito embora normalmente os óleos utilizados em engrenamentos possuam aditivos. Esta opção se deve ao fato de que alguns aditivos, em determinadas condições, podem provocar certas alterações no comportamento da viscosidade no contato entre as superfícies. Cabe aqui lembrar que este é um primeiro estudo sobre o problema (como indica a pesquisa bibliográfica) , e portanto interessa fazer um levantamento básico sobre o efeito da viscosidade do óleo, sem correr o risco de ter os resultados mascarados pelos aditivos. Desta forma também se está excluindo um parâmetro a mais do problema. É claro que fica aqui uma porta aberta para trabalhos futuros nesta área.

Como queremos identificar alterações na viscosidade, é importante que o banco de lubrificantes compreenda viscosidades inferiores e superiores à recomendada pelo fabricante da caixa de engrenagens, pois a diminuição de viscosidade pode significar má lubrificação e desgaste e o aumento de viscosidade pode causar perda de potência e, assim, ambos os casos correspondem a uma falha de lubrificação. Mais uma vez, neste caso, é importante tentar verificar os limites da correlação em relação às duas possibilidades.

Também para testar os limites das correlações e de forma que os resultados sejam robustos e consistentes (da mesma forma como as alterações de velocidade do eixo), os ensaios realizados com cada lubrificante em uma certa viscosidade devem compreender mais de um carregamento.

Diversas ferramentas de processamento de sinal, tanto estatísticas quanto de análise espectral, serão testadas de forma a poder identificar as mais adequadas para a solução do problema proposto. Cabe lembrar que como este é o primeiro trabalho que estuda o tema, embora seja dada mais ênfase aos processos que levaram a bons resultados (boa correlação com a viscosidade), também é importante, como referência a trabalhos futuros e para análise do fenômeno, apresentar os processos testados que não trouxeram bons resultados.

4.2. Bancada

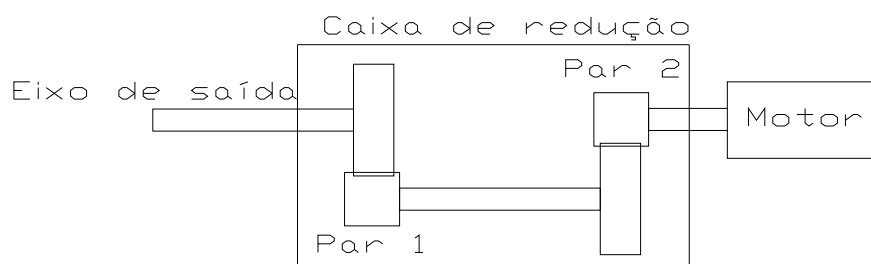
Para a realização da parte experimental foi utilizado um motorreductor axial da marca Cestari, montado sobre uma plataforma de aço, com potência nominal de 0,37 kW, composto de dois pares de engrenagens helicoidais, relação de redução (i) de 6,320, conforme croquis na Figura 1 (os dados mais completos se encontram no Anexo 3). A

Tabela 1 apresenta as identificadas no reductor.

Tabela 1- Características do redutor

Redutor coaxial cestari :010201 cg		
Redução(i)	6,32	
Potencia nominal	370	W

No processo experimental foi utilizado um pinhão com duas condições distintas. As faces de um dos lados do pinhão estavam em situação normal, sem desgaste, e um lado do pinhão possuía dez dentes com faces pronunciadamente riscadas (foi chamado de engrenagem “careada”).

**Figura 1. Croquis dos engrenamentos**

Toda caixa de redução tem dois conjuntos de frequências característicos: As frequências de rotação e as frequências de engrenamento. As frequências de engrenamento deste redutor utilizado, nas rotações nominais consideradas, são apresentadas na

Tabela 2.

Tabela 2-Freqüências de engrenamento

Rotação entrada		Freqüência de engrenamento	
RPM	Hz	Par 2(Hz)	Par1 (Hz)
600	10	310	90
800	13	413	120
1000	16	516	150
1200	20	620	180
1400	23	723	210
1600	26	826	240

Antes da entrada da alimentação trifásica da rede no motor, foi instalado um variador vetorial de freqüência, de tal forma que pudéssemos controlar a velocidade na entrada do eixo da caixa redutora.

Visto que a freqüência da rede é de 60Hz, a rotação nominal do motor é de 1665 rpm (2 pares de pólos portanto). A Tabela 3 mostra as relações e valores utilizados para controlar a velocidade nominal imposta ao eixo de entrada da caixa redutora.

Tabela 3-Freqüências de entrada/saída/variador.

Rotação de entrada		Rotação de saída		Freqüência no variador
rpm	Hz	rpm	Hz	Hz
600	10	94	1.5	21.6
800	13	126	2.1	28.8
1000	16	158	2.6	36.0
1200	20	189	3.1	43.2
1400	23	221	3.6	50.4
1600	26	253	4.2	57.6

4.3. Montagem do Banco de óleos

Através do material cedido pela Petrobrás, e levando-se em conta a viscosidade recomendada para esta caixa redutora, os seguintes óleos básicos foram escolhidos para se montar o banco de óleos .

- Óleo A-Óleo Petrobrás OB-440
- Óleo B-Óleo Petrobrás OB-100

As características destes dois óleos básicos estão descritas no Anexo 2 deste trabalho. Ambos tem viscosidade superior e inferior (respectivamente) ao óleo especificado para o moto redutor. Misturando-se em proporções adequadas estes dois óleos obteve-se um banco de lubrificantes com viscosidades intermediárias à dos óleos A e B.

Visto que a viscosidade do lubrificante recomendado para esta caixa de engrenagens é de 220 cSt, usando a tabela de misturas fornecida pela Petrobrás e material de laboratório químico, tal como Béquer, bureta, e balão volumétrico, montou-se o banco de lubrificantes descritos na Tabela 4 .

Tabela 4 Banco de lubrificantes e tabelas de mistura

óleo A quant.	óleo B quant.	óleo A quant. (ml)	óleo B quant.(ml)	óleo obtido quant. (ml)	Óleo obtido Visc. (cSt40°C)	denominado
% Vol.	% Vol.					
100	0	500	0	500	476	470
90	10	450	50	500	400	400
74	26	370	130	500	300	300
50	50	250	250	500	200	200
0	100	0	500	500	96	96

É importante notar que o intervalo de viscosidades deste banco de lubrificantes foi concebido de forma que a viscosidade recomendada pelo fabricante estivesse próxima ao meio deste intervalo.

As viscosidades obtidas, que constam da Tabela 4, foram posteriormente medidas por um exame de laboratório e os resultados confirmam, dentro de certos limites que foram considerados razoáveis, (cerca de 10%) esta tabela. Os resultados das análises de óleo serão melhor comentados no capítulo 6.

4.4. Aplicação de carregamento

Para a aplicação de um carregamento sobre os engrenamentos, foi utilizado um freio ajustável, posicionado sobre o eixo de saída de potência do redutor.

Para tanto, um disco de aço foi fixado no eixo de saída do redutor e uma estrutura de freio foi montada, de forma que fosse possível a aplicação de uma força de atrito, regulável, sobre o disco. Esta estrutura de aplicação de atrito fica apoiada apenas sobre o disco e uma balança, a Figura 2 mostra um esquema do sistema (ver foto no Anexo 1).

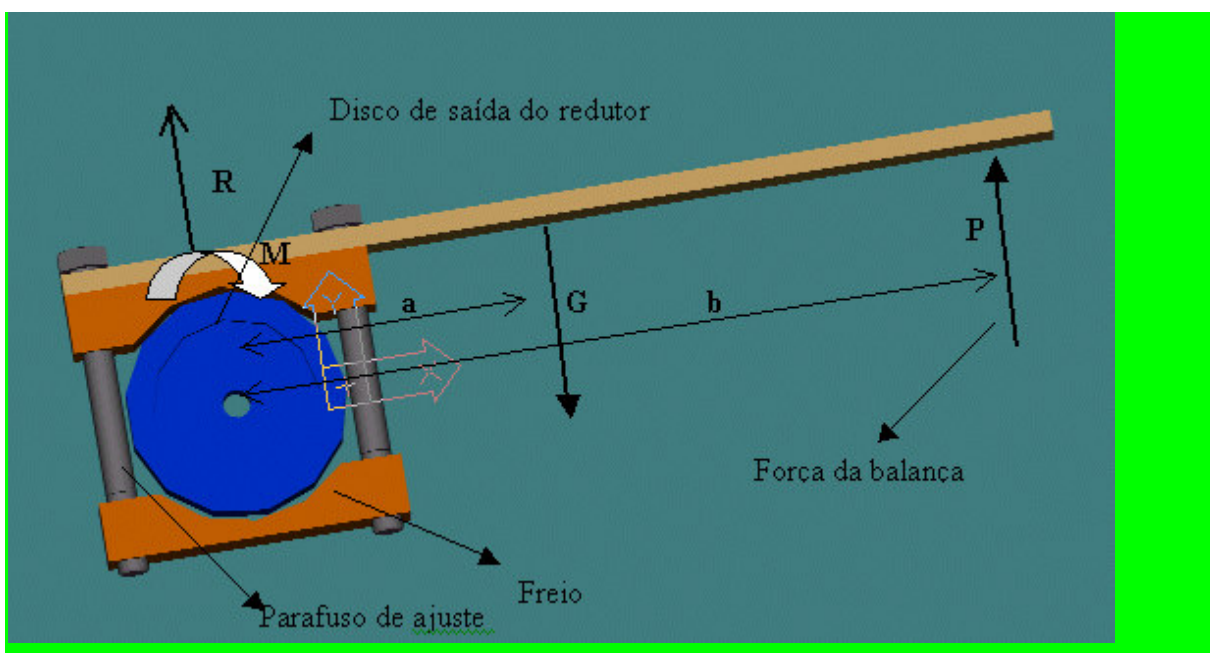


Figura 2-Esquema para aplicação de carga

Onde:

P =Força aplicada e medida pela balança

G =Peso do freio aplicado no centro de massa

R=reação do disco onde o freio está apoiado

M=Momento (atrito) aplicado pelo freio ao disco

A=Distância horizontal do centro de massa do freio, ao centro disco

b= Distância horizontal do ponto de aplicação da força da balança ao centro do disco

Neste caso, considerando o freio imóvel, podemos aplicar o equilíbrio de momentos.

$$P.b = G.a + M \quad \text{Equação 16}$$

Medindo a carga da balança, inicialmente com o disco parado e portanto sem atrito e assim $M=0$, podemos determinar o valor da força (P_0) onde:

$$P_0.b = G.a \quad \text{Equação 17}$$

Assim o valor do torque aplicado sobre o freio quando há atrito será:

$$M = P.b - P_0.b \quad \text{Equação 18}$$

Se o disco está em velocidade constante (como efetivamente ocorre durante os ensaios) então o momento resistivo tem a mesma intensidade do momento M e a potência dissipada neste freio será dada por:

$$Pot = \omega.M \quad \text{Equação 19}$$

Onde ω é a velocidade de rotação em rad/s.

Este método, conhecido como freio de Pronin, foi escolhido por ser confiável, de fácil execução e, embora apresentasse alguma imprecisão (devido especialmente à utilização de uma balança mecânica de leitura visual), é perfeitamente aplicável a este caso onde não há necessidade de grande precisão na medida desta variável experimental.

Outros tipos de aplicação de torque foram cogitados, como por exemplo:

- A colocação de um gerador ligado a saída de potência do redutor e a dissipação da energia do gerador com a utilização de resistências elétricas.
- Acoplar a saída do redutor a uma bomba hidráulica e realizar o trabalho de bombeamento de um líquido para um reservatório superior.

O primeiro oferece resultados bastante precisos, como pudemos constatar, durante visita a um sistema assim que é aplicado no laboratório de motores do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT).

No entanto, ambos os métodos são de execução mais complexa e tomariam mais tempo do projeto que o método de freio de Pronin. O eventual ganho em incerteza não se justifica, pois para este estudo, a carga aplicada é apenas um parâmetro indicativo.

4.5. Instrumentação

Para se obter uma medida confiável de viscosidade, é necessário que a temperatura do óleo seja monitorada. Adquiriu-se um termopar com características adequadas para a faixa de temperatura desejada e compatível com o multímetro existente no laboratório (um termopar do tipo K, com bainha de latão e proteção de aço inox). É importante notar que a temperatura monitorada é a temperatura do óleo no reservatório da parte inferior da caixa de redução. Esta temperatura se trata portanto de uma temperatura média de referência e não a temperatura do filme de óleo imediatamente em contato com o par engrenado.

Foi efetuado um furo na caixa de engrenagem por onde foi colocado o termopar, de tal maneira que sua ponta ficasse em contato com o óleo dentro da caixa e que o movimento das engrenagens não danificasse o sensor.

Para as medidas de vibração, dois acelerômetros foram utilizados. Eles foram parafusados em uma peça metálica em forma de “L” (um em cada braço do L). Esta peça foi por sua vez parafusada na parte externa da carcaça sobre o segundo par engrenado (Figura 1) onde esta o pinhão careado. Desta maneira um acelerômetro mede vibração na direção vertical e outro na axial. No anexo 1 se encontram fotos desta montagem.

O sinal do acelerômetro vertical (marca B&K – ver anexo 4) entra em um condicionador de sinal (B&K) onde passa por um filtro passa alta de 1 Hz. Neste

condicionador, além de passar por um amplificador de carga, o sinal é multiplicado por um ganho denominado G_c . Saindo do condicionador o sinal entra em um filtro analógico (anti-aliasing), passa-baixa, com frequência de corte 10 kHz e ganho G_{f2} . Após a passagem por este filtro o sinal entra no canal 2 da placa de digitalizadora conectada a um micro computador.

O acelerômetro axial (marca PCB, anexo 4), passa inicialmente por um condicionador com amplificador de carga e depois por um filtro analógico (anti-aliasing), passa-baixa, com frequência de corte 10 kHz e ganho G_{f3} . Após a passagem por este filtro o sinal entra no canal 3 da placa de digitalizadora conectada ao PC.

Foi implementado um trigger no eixo de saída para controlar o início da aquisição. Este trigger utiliza-se de sensores fotoelétricos e de um circuito que fornece uma saída de 5 V quando não há nada entre o emissor e o receptor e fornece uma saída de 1,2 V quando há um obstáculo entre o emissor e o receptor. O sinal do trigger foi digitalizado no canal 1 da placa digitalizadora.

Para controlar o processo de aquisição e digitalização de dados foi feito um programa no aplicativo Lab-View. Este programa controla os canais de aquisição, frequência de amostragem, número de pontos e início da aquisição controlado pelo sinal do trigger.

O programa também mostra na tela, em tempo real, o sinal de um canal selecionado, assim como a estimação espectral do sinal, avaliada pela sua densidade espectral de potência (PSD).

A Figura 3 apresenta um esquema da cadeia de medidas utilizada. No Anexo 1, existem fotos da bancada e instrumentação.

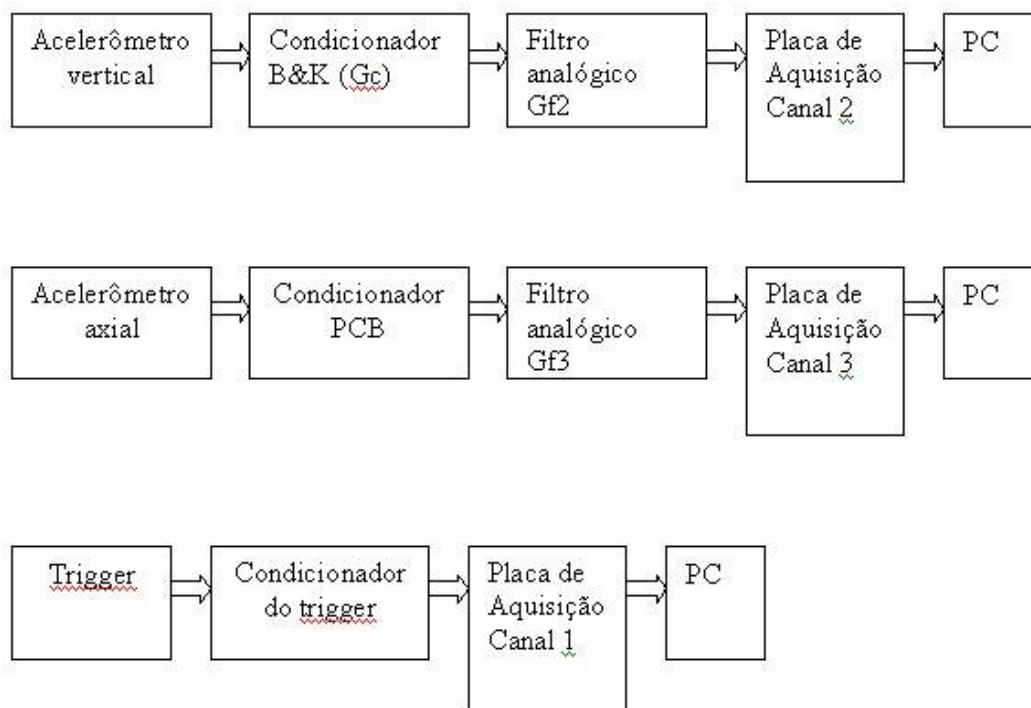


Figura 3-Diagrama da instrumentação

4.6. Processo de aquisição de dados

4.6.1. Procedimentos iniciais

Antes de efetivamente começar a formar o banco de dados, foram efetuados diversos ajustes preliminares na cadeia de medidas de forma que houvesse o menor nível de ruído possível nos sinais. No início, o nível de ruído foi muito alto, devido a dificuldades de se encontrar um bom sistema de aterramento da instrumentação. Diversas tentativas foram feitas de forma a determinar a melhor condição de aterramento.

O teste da qualidade do aterramento constituía-se de verificar o sinal proveniente dos acelerômetros quando colocados longe da bancada e quando colocados na posição de trabalho (com o motor elétrico ligado e desligado).

Estes testes vieram a confirmar aquilo que se sabia devido a experiências anteriores com esta aparelhagem, ou seja, que a maior fonte de ruídos provém do motor elétrico e do variador de frequência.

Ajustando o aterramento, especialmente eliminando os loopings de terra, controlando os ganhos dos condicionadores e mudando as configurações dos canais de aquisição, foi possível ajustar o sistema de tal forma que o nível de ruído detectado, no pior dos casos, ficasse abaixo de 6% do nível do sinal (baseado nos resultados teste exposto acima).

Também foi necessário ajustar o trigger, pois em alguns casos o programa de aquisição disparava no momento errado (por influência do ruído). Foi necessário ajustar resistores e os níveis de tensão elétrica do sistema de alimentação do condicionador do trigger, além de selecionar níveis de voltagem no programa de digitalização (Lab-View) de forma que a aquisição ocorresse sempre na condição (posição) desejada.

4.6.2. Procedimento de aquisição para redutor sem carregamento

No início de cada experimento com um óleo novo, abria-se a caixa de engrenagem e era realizada uma limpeza. Só então era colocado um novo óleo até completar o nível indicado pelo fabricante (cerca de 350 ml). Para cada óleo os ganhos da cadeia de medidas eram ajustados de forma a ficarem adequados com a faixa de ± 10 volts por canal, imposto pelo sistema de aquisição.

Como a amplitude do sinal dependia da velocidade de rotação ajustou-se o ganho para a maior rotação, de forma que, para um óleo em uma determinada condição experimental (rotação e condição de defeito do pinhão), o ganho do sinal fosse sempre o mesmo. Optou-se por esta forma de ajuste embora a influência na amplitude do sinal devido a rotação seja muito maior do que devido a viscosidade. O ajuste do ganho para cada rotação tomava muito mais tempo para manter a temperatura estável pois no tempo gasto para ajustar o sistema a temperatura sobe o que obrigaria a desligar o motor tempo suficiente para o esfriamento antes de iniciar o experimento.

Uma vez ajustado o ganho dava-se início a tomada de dados.

A primeira aquisição era tomada antes do redutor atingir uma condição normal de trabalho, ou seja, com o óleo ainda frio (temperatura ambiente, cerca de 30 °C denominada condição frio). A segunda tomada de dados se dava quando o redutor se encontrava a 40°C, situação esta denominada condição quente.

Todos os dados foram digitalizados e gravados em tensão elétrica, com unidades em Volts.

Quando a temperatura excedia os valores propostos por mais de 1°C o redutor era desligado até que voltasse à temperatura nominal. Esta temperatura era monitorada através do multímetro ligado ao termopar dentro da caixa. O dado era anotado no livro de aquisição junto com o nome do arquivo gravado (Anexo 4). A Tabela 5 mostra a variação de viscosidade esperada para cada óleo segundo a tabela de conversão fornecida pela Petrobrás.

Tabela 5-Viscosidade esperada na condição "frio"

Designação do Óleo	Viscos. a 40°C cSt	Viscos. a 30°C cSt
96	96	170
200	200	330
300	300	550
400	400	760
470	470	900

Para cada óleo, na condição fria, foram tomados dados variando-se a rotação de entrada entre 600 rpm até 1600 rpm com passos de 200 rpm. Para cada condição de rotação foram tomadas 9 amostras com frequência de amostragem de 21 kHz e 42.900 pontos cada. Ainda numa condição de óleo frio o mesmo processo foi repetido utilizando-se, no primeiro par de engrenamentos, o lado defeituoso do pinhão (este pinhão z1 possui, em um dos lados, 10 dentes com faces pronunciadamente riscadas).

A frequência de amostragem, assim como a frequência de corte do filtro analógico, foi escolhida segundo o critério de Nyquist de forma a que se obtivesse informação espectral até

10 kHz. A escolha desta banda é baseada em trabalhos preliminares [2], onde foi possível observar que a informação relativa à variação de viscosidade do óleo está presente na faixa de 6 kHz. Cabe ressaltar também que como não foi encontrada nenhuma teoria específica sobre o assunto era natural que se escolhesse a maior banda possível (dentro das possibilidades dos acelerômetros utilizados) até porque sempre é possível posteriormente diminuir digitalmente a banda do sinal.

O número de pontos foi escolhido por um compromisso de vários fatores:

- Elevado tempo de duração de sinal, garantindo pelo menos mais de uma volta do eixo de saída e uma resolução espectral conveniente.
- Capacidade do computador e do programa de aquisição de digitalizar e gravar os arquivos.

Um resumo do relatório de aquisição se encontra no Anexo 4 deste relatório.

Numa primeira etapa não foi utilizado nenhum torque externo, além do natural do próprio sistema.

A tomada dos dados para o lado defeituoso do pinhão era realizada invertendo-se o sentido de rotação do motor. A esta condição de defeito deu-se o nome de “engrenagem careada” e a condição com o lado sem defeitos foi denominada “engrenagem normal”.

4.6.3. Processo de aquisição para engrenagem com carregamento

4.6.3.1. Ajuste

Após a montagem do sistema, durante os primeiros testes, verificou-se um problema experimental. A carga indicada na balança, quando aplicado o freio, oscilava muito e portanto não era possível atingir uma condição de carga minimamente estável, necessária ao experimento.

Para que fosse possível utilizar o freio, foi necessário primeiro ajustar a área de contato do freio (diminuí-la) e, durante os experimentos, lubrificar constantemente o disco com um lubrificante à base de grafite.

Com estas medidas e mais alguns ajustes menores, foi possível manter um carregamento confiável aplicado sobre o redutor.

Outro problema relacionado com o sistema de freio, é o calor gerado por atrito. Uma vez que um dos parâmetros importantes é a temperatura do óleo, o calor gerado no freio faz com que a caixa atinja uma temperatura de regime muito acima da obtida para o sistema sem carga. Este fato fez com que o processo de aquisição fosse mais lento pois o redutor e o óleo, ficavam quentes mais rapidamente sendo necessário desligar o sistema e aguardar até que a temperatura voltasse a níveis desejados. Para minimizar este problema, um ventilador foi colocado ao lado do redutor para aumentar a troca de calor por convecção e assim diminuir a taxa de aquecimento com o redutor ligado e aumentar a taxa de resfriamento quando o redutor estivesse desligado.

4.6.3.2. Condições experimentais para os casos com carregamento

Uma vez que a rotação é um dos parâmetros alterados são possíveis duas condições experimentais distintas com aplicação do carregamento sobre o redutor.

- a- Potência constante – Neste caso, a potência de atrito aplicada sobre a caixa é conservada em todas as rotações. Esta condição reflete mais uma aplicação industrial onde a potência do redutor é escolhida para atender um propósito e o redutor deve trabalhar quase sempre nesta condição de potência (pois de outra forma, outro redutor seria selecionado).
- b- Carga constante – Neste caso a carga, (ou o Momento gerado pelo atrito) é mantida constante. Sendo o momento mantido constante em todas as rotações então a força

sobre os dentes da engrenagem é mantida constante. A força sobre os dentes (que são a superfície lubrificada de maior interesse) é um parâmetro bastante importante para o regime de lubrificação do engrenamento[6].

As duas condições experimentais foram contempladas no banco de dados. Uma vez que, em cada rotação, a carga utilizada no caso de potência constante era diferente da carga utilizada no caso de carga constante isto permitiu que, além de uma nova condição experimental de carregamento, fossem obtidos mais resultados experimentais com cargas diferentes de forma que o resultado experimental ficasse melhor caracterizado para variações de carregamento.

A

Tabela 1, apresentada no item 4.2 mostra as características do redutor e a Tabela 6 mostra os parâmetros utilizados para o freio. A

Tabela 7 mostra as condições de carregamento utilizadas em cada rotação, na condição experimental de potência constante e de carga constante.

Tabela 6- Características do freio

Condições do freio		
Braço	0,83	m
P0	0,1	kg

Tabela 7- Condições de carregamento para potência constante

Condições de aplicação de carga								
rotação	rotação	rotação	potência constante.			carga constante		
de entrada	de saída	de saída	força	torque	potência	força	torque	potência
rpm	rpm	w(Rad/s)	(N)	(Nm)	W	(N)	(Nm)	W
1600	253	26	0,9	6,0	159,8	1,5	11,2	296,8
1400	222	23	1,0	7,0	162,8	1,5	11,2	259,7
1200	190	20	1,1	8,3	165,7	1,5	11,2	222,6
1000	158	17	1,4	10,2	168,6	1,5	11,2	185,5
800	127	13	1,7	12,9	171,5	1,5	11,2	148,4
600	95	10	2,3	17,6	174,4	1,5	11,2	111,3

O processo de aquisição utilizado nesta segunda etapa experimental é igual ao já explicado para o caso sem carga.

4.6.4. O caso sem óleo

De forma a poder comparar os dados para uma condição limite de falha de lubrificação, foram realizados ensaios com o redutor seco, ou seja, nenhum óleo colocado.

Esta condição experimental pode ser considerada como uma condição sem lubrificante pois a viscosidade do ar é bem inferior a do óleo (cerca de 4 ordens de grandeza menor).

O procedimento de tomada de dados foi idêntico aos já anteriormente descritos, com duas únicas diferenças:

- Por se tratar de uma condição crítica de lubrificação, foram tomados apenas 4 sinais para uma dada condição experimental (4 amostras). Este cuidado foi tomado para se evitar danos no redutor.
- Não foi monitorado a temperatura devido à ausência de banho de óleo.

Assim, nas condições experimentais nas quais não foi utilizado óleo, (denominada condição s/o) não será feita nenhuma distinção entre condição fria e condição quente.

4.7. O banco de dados

Como o conjunto de informações sobre o banco de dados, descrita nos itens anteriores deste capítulo, é bastante extenso e está diluída nas descrições das diversas partes experimentais, este item se faz necessário no sentido de resumir claramente todas as condições experimentais contempladas neste trabalho.

Foram utilizados no trabalho experimental:

1. Cinco óleos com diferentes viscosidades: 96, 200, 300, 400,470 cSt, além de uma condição com a caixa sem óleo (denominada s/o).
2. Duas condições de temperatura: próximo de 30°C, condição fria; próximo de 40°C, condição quente (condições de temperaturas não aplicáveis à condição sem óleo)
3. Duas condições no pinhão: um lado do pinhão normal (designado neste trabalho como ‘normal’) e um lado do pinhão defeituoso, com a face de 10 dentes riscadas, designado neste trabalho como ‘careado’.
4. Seis diferentes rotações de entrada: 600, 800, 1000, 1200,1400 e 1600 rpm.
5. Três condições de carregamento:
 - Sem Carga
 - Potência constante
 - Carga constante
6. Três sinais:
 - Aceleração vertical
 - Aceleração axial
 - Trigger

O banco de dados é composto por sinais de vibração obtidos nas combinações de todas as condições descritas acima. Como pode ser observado é um banco de dados bastante abrangente e extenso.

Para cada condição experimental, foram tomados 9 amostras de sinal (exceto para a condição sem óleo quando foram tomados 4 exemplos de cada sinal), com:

- 21000Hz de Taxa de amostragem.
- 42900 pontos.

O banco de dados utilizado é composto de 10152 sinais.

5. PROCESSAMENTO DOS SINAIS

Neste capítulo descrevem-se os métodos de processamento de sinais utilizados. Embora o processamento de sinais também descreva uma metodologia, e como tanto poderia fazer parte do capítulo 4, será tratado como capítulo a parte por dois motivos:

- O capítulo 4 trata mais diretamente da parte experimental da tomada de dados e o processamento fez efetivamente parte de uma nova etapa do trabalho (muito embora, em ordem cronológica, uma parte do processamento tenha sido executada entre etapas de coleta de dados experimentais).
- O processamento de dados foi uma parte de grande importância neste trabalho e merece ganhar um capítulo à parte.

Ainda que, em princípio, o processamento de sinais seja uma etapa anterior a resultados, este processo é dinâmico tendo em vista que alguns processamentos só puderam ser corretamente aplicados após algumas análises preliminares de alguns resultados. Desta forma, no intuito de fornecer ao leitor informações suficientes ao pleno entendimento do capítulo, a forma foi ligeiramente revertida e este capítulo começa com alguns resultados sobre a velocidade de rotação

Os principais parâmetros de aquisição de sinais utilizados estão resumidos abaixo.

- Frequência de amostragem: 21kHz.
- Número de pontos: 42900.
- Filtros analógicos passa baixa: 10kHz (Butterworth de 6° ordem).
- 9 aquisições de sinais para cada condição experimental (nove exemplos) exceto para o caso sem óleo onde foram tomados 4 exemplos.
- Todos os sinais foram digitalizados em volts.

Embora estes parâmetros já tenham sido apresentados, com mais detalhes, neste trabalho, eles foram repetidos de forma sintética pois serão bastante necessários ao entendimento do capítulo que se segue.

5.1. Velocidade de rotação

Para efetuar uma análise, e mesmo um processamento, consistente do espectro de um sinal de aceleração de uma máquina rotativa, é necessário identificar a rotação real uma vez que a frequência de rotação, as frequências de engrenamento (função também da frequência de rotação) são parâmetros utilizados em análise de caixas de engrenagem [20,47,48,49] e devem ser identificados no espectro.

Além disto é comum aparecerem no espectro modulações com estas frequências (frequências de rotação) que podem ser eventualmente identificadas na análise de envelope.

Cabe lembrar que, embora o variador de frequência de alimentação do motor tenha sido utilizado (ver Tabela 3), para um motor elétrico a carga influi bastante no escorregamento do rotor em relação ao estator e portanto na velocidade real de rotação. Assim procuraremos aqui identificar, através do sinal do trigger, as reais frequências de rotação nas diversas condições experimentais.

Outro ponto que vale lembrar é que quanto maior a viscosidade maior a dissipação de energia por atrito viscoso (como pode ser visto pela teoria hidrodinâmica clássica [35]) e portanto maior a carga sobre o motor elétrico e menor sua velocidade, assim é interessante saber se esta carga viscosa é importante a ponto de afetar significativamente a rotação.

É claro que, na prática, o uso de um parâmetro, baseado na rotação, para identificação de variação de viscosidade não seria muito útil pois seria difícil separar uma alteração de velocidade devido a mudança de viscosidade de uma alteração devido a uma mudança de carga.

Os sinais de trigger foram processados de forma que obtivemos, para cada sinal, o tempo necessário para que o eixo de saída completasse um número inteiro de voltas. Desta forma foi possível calcular a velocidade média de rotação para cada uma das condições experimentais.

A Tabela 8 mostra, para cada condição experimental de carga, defeito e rotação nominal, o valor máximo e mínimo da rotação (lembrando que para cada condição de carga e rotação, existem 11 condições de viscosidade, se considerarmos o caso sem óleo). Nesta é possível identificar as rotações de trabalho em todas as condições experimentais testadas e será bastante utilizada quando forem analisados os espectros tanto do sinal, quanto do envelope e especialmente ao serem analisadas as frequências de engrenamento..

Tabela 8- Variação das velocidades de rotação na saída da caixa no caso de carga constante

Condição experimental : carga constante, todos os óleos				
Rotação	normal		careado	
nominal	Max.	Min.	Max.	Min..
(rpm)	(rpm)	(rpm)	(rpm)	(rpm)
600	568	540	566	550
800	770	735	770	750
1000	970	935	970	960
1200	1170	1135	1170	1150
1400	1375	1325	1362	1366
1600	1590	1540	1590	1540

Tabela 9- Variação das velocidades de rotação na saída da caixa no caso de potência constante

Condição experimental : potência constante, todos os óleos				
Rotacao	Normal		Careado	
nominal	Max.	Min.	Max.	Min.
(rpm)	(rpm)	(rpm)	(rpm)	(rpm)
600	490	450	490	460
800	750	735	760	735
1000	985	980	990	980
1200	1210	1200	1210	1205
1400	1430	1425	1430	1420
1600	1660	1650	1660	1650

Tabela 10- Variação das velocidades de rotação na saída da caixa no caso sem carga.

Condição experimental : sem carga, todos os óleos				
Rotacao	normal		careado	
nominal	max.	min.	max.	min.
(rpm)	(rpm)	(rpm)	(rpm)	(rpm)
600	640	610	645	640
800	850	850	855	855
1000	1070	1070	1285	1280
1200	1285	1285	1285	1285
1400	1500	1495	1500	1495
1600	1710	1710	1710	1710

A análise destes resultados mostrou que não há significativas variações de velocidade para alterações de viscosidade , carga e entre a condição experimental de engrenagem normal e com defeito. Estas alterações são especialmente desprezíveis se forem comparadas com a alteração de velocidade devido a aplicação de diferentes níveis de carga.

Assim, para cálculo das frequências de engrenamento e identificação de frequências moduladoras, será utilizada uma rotação média para cada condição de carregamento (em mesma rotação nominal).

5.2. Pré-processamento.

O processamento de dados foi efetuado com o auxílio do programa Mat-Lab.

A primeira etapa de processamento constituiu-se em converter, de volts para m/s^2 , todos os sinais digitalizados de aceleração. Este processo gerou um novo banco de dados.

Foram escolhidas cinco características de cada sinal para serem analisadas: RMS, Kurtosis, Skewness, espectro e espectro do envelope.

Os momentos estatísticos (kurtosis e skewness) e o RMS foram escolhidos por serem técnicas conhecidas para caracterização de sinal. Além disto o RMS é técnica padrão para monitoramento de condição de máquinas rotativas em geral e, em particular, para o caso de engrenamentos. Existem inclusive normas específicas para engrenamento baseadas neste parâmetro (AGMA, por exemplo).

O Skewness e a Kurtosis também têm sido estudados para caracterização de defeitos [30] (a kurtosis particularmente, com algum sucesso), especialmente em mancais de deslizamento e rolamento. Além disto estes parâmetros servem para verificar a confiabilidade estatística entre os sinais obtidos para uma mesma condição experimental.

A representação espectral do sinal é característica fundamental para análise de vibração de um equipamento. Neste trabalho escolhemos trabalhar com o DEP (Densidade Espectral de Potência) como representação espectral, pois este método permite uma minimização de ruídos e garante uma boa estimativa estatística. Utilizou-se o método de Welch para calcular a DEP [36].

A técnica da envoltória (comumente chamado de envelope) tem seu uso bastante difundido quando se trata de máquinas rotativas e particularmente em redutores. Isto se deve

ao fato desta técnica ser um bom demodulador e os sinais gerados por este tipo de máquina habitualmente contém modulações importantes. Como exemplos pode-se citar as modulações pela frequência rotação e de engrenamento. Além disto, há referência na literatura que relaciona esta técnica à lubrificação e ao atrito superficial [13] .

Foi desenvolvido um programa de computador (em Mat-lab@) para verificar possíveis discrepâncias entre cada conjunto de 9 amostras. Isto foi feito calculando-se os parâmetros estatísticos (RMS, Skewness, Kurtosis) de cada exemplo. A análise do desvio padrão destes valores permite verificar possíveis sinais oriundos de erros experimentais .Neste caso adotou-se a eliminação de sinais considerados espúrios tendo como critério sinais que apresentassem, para os parâmetros citados, mais (ou menos) que 3 desvios padrão em relação à média pois desta forma, se considerarmos uma distribuição normal deste fenômeno, deveríamos ter cerca de 99% dos parâmetros dentro deste intervalo. Neste banco de sinais nenhum sinal foi eliminado indicando uma boa confiabilidade dos sinais experimentais.

5.3. Metodologia para determinação de parâmetros médios.

Utilizou-se duas técnicas para a obtenção de valores médios das características dos sinais:

5.3.1. Sem considerar médias no tempo (técnica A)

A primeira técnica utilizada não considera o sinal do trigger. Foram calculados o RMS, o skewness, a kurtosis e o PSD (espectro) do sinal inteiro e para cada amostras considerada.

O valor médio utilizado como sendo o representativo desta condição experimental foi calculado pela média aritmética entre os valores obtidos para cada amostra considerada.

5.3.2. Considerando médias no tempo (técnica Tm).

Neste caso, utilizamos o sinal do trigger da 1ª amostra de cada condição experimental para, através de um programa, selecionar um intervalo de pontos do sinal que formasse um número inteiro de voltas do eixo de saída pois embora o início da aquisição fosse controlada pelo trigger, o final da aquisição era determinado pelo número total de pontos. Assim, uma vez que o tempo de todos os sinais coletados era igual, o número total de voltas consideradas variou, de acordo com a rotação do eixo de entrada da caixa, e está mostrado na Tabela 11.

Tabela 11- Número de voltas completas do eixo de saída considerado em cada rotação para técnica Tm

Eixo de entrada (rpm)	Número de Voltas Consideradas por amostra
600	2
800	3
1000	4
1200	5
1400	6
1600	7

Escolhido o ponto inicial e o intervalo de pontos da primeira amostra, esta foi cortada neste intervalo gerando assim um novo sinal que contém um número inteiro de voltas. Para os demais exemplos o sinal do trigger foi utilizado para cortar um novo sinal começando sempre na mesma posição angular do eixo de saída definida pelo 1ª exemplo.

Ao se iniciar o processamento, porém, notou-se que o programa falhava ao determinar os pontos corretos de corte baseado no sinal do trigger. Observando-se então o sinal do trigger notou-se um problema: em várias amostras o sinal continha muito ruído dificultando a utilização do programa para identificar os pontos de passagem do eixo. Este sinal então foi filtrado utilizando-se um filtro digital, Butterworth, sexta ordem, passa baixa com frequência

de corte de 1 kHz. O sinal obtido após a passagem ficou suficientemente bom para que o programa fosse utilizado.

Assim foi possível gerar um sinal representativo de uma dada condição experimentalis tomando-se a média, no tempo, entre os 9 amostras.

Para cada um desses sinais foi então calculado o RMS, o skewness, a kurtosis o DEP (espectro), o envelope do sinal e a DEP do envelope.

5.3.3. Considerações sobre as duas técnicas (A e Tm).

Os dois métodos considerados tendem eliminar ruídos aleatórios. O método Tm tende a atenuar também frequências que não forem harmônicas da frequência do eixo de saída (e da respectiva frequência de engrenamento).

Numa primeira etapa os parâmetros estatísticos dos sinais, descritos acima, foram calculados para os 9 exemplos nas condições experimentais. Os resultados foram analisados procurando-se valores extremos e eventualmente relacionados com uma falha grosseira no momento da aquisição.

Este procedimento (que em estatística seria a eliminação de pontos espúrios) em processamento de sinal é o processo de validação dos sinais experimentais, garantindo a confiabilidade e repetibilidade dos testes e verificando que o sinal é estacionário.

Resultados obtidos com a técnica Tm não serão apresentados neste trabalho por terem sido bastante piores daqueles obtidos com a técnica A.

5.4. Os espectros.

Como já foi comentado, para as análises espectrais deste trabalho, optou-se por utilizar a densidade espectral de potência ou DEP.

O DEP foi calculado utilizando-se o método de Welch ou método do periodograma [36]. Inicialmente, os espectros (tanto para o espectro do sinal como do envelope do sinal) foram calculados utilizando-se os seguintes parâmetros:

- Janelas de divisão do sinal: (haning) 21450 pontos (metade do sinal).
- Número de pontos de cálculo da transformada de Fourier: 21450 pontos (toda a janela)
- Sem recobrimento (overlap=0) .
- Resolução espectral gráfica obtida: próxima de 1,5 Hz .(Já está sendo levado em conta a degradação da janela de Hanning utilizada)

Ou seja, para cada sinal coletado o espectro gerado é a média de 2 espectros, como temos nove exemplos , o espectro final é a média de 18 espectros.

Escolhemos estes parâmetros inicialmente para privilegiar a resolução espectral pois não sabíamos qual sua real importância no problema a ser analisado.

Após analisar os primeiros resultados, quando se notou que a resolução em frequência não era tão significativa, mas o número de médias era importante, reprocessamos os dados com os seguintes parâmetros:

- Janelas de divisão do sinal (haning window) : 7000 pontos.
- Número de pontos utilizado para cálculo da transformada de Fourier: 7000 pontos (toda a janela)
- Sem recobrimento (overlap=0).
- Resolução espectral gráfica obtida: próxima de 4,5 Hz.

Estes serão os espectros apresentados no trabalho.

Assim cada espectro observado neste relatório corresponde a média de 54 espectros.

6. RESULTADOS E ANÁLISES

Serão apresentados neste capítulo os resultados obtidos e as análises para os métodos utilizados.

Inicialmente serão apresentados os resultados obtidos pela análise dos óleos utilizados e será apresentada a ordem crescente de viscosidade.

Tabela 13 com os valores de viscosidade dos óleos nas diversas condições experimentais e a ordenação destes óleos.

A seguir serão apresentados os diversos parâmetros utilizados.

As análises sobre a eficiência dos parâmetros estão referidas a sua habilidade em detectar alterações de viscosidade e têm por base a ordem crescente de viscosidade.

Tabela 13 deste trabalho.

A expressão “ordenamento” será utilizada na análise de resultados para indicar que há uma boa relação com a ordem apresentada na ordem crescente de viscosidade.

Tabela 13. Um “bom ordenamento” apresentado por um determinado parâmetro indica que os resultados obtidos seguem (direta ou inversamente) a ordem indicada na referida tabela, um “ordenamento ruim” indica um resultado bastante aleatório com respeito a viscosidade.

Embora os resultados tenham sido analisados principalmente com respeito a viscosidade, algumas considerações serão feitas sobre o comportamento geral de determinados parâmetros, com respeito a: carga, rotação ou presença de defeito. Este tipo de análise é importante pois, por exemplo, se um parâmetro é alterado pela viscosidade e pela carga ficará, desta forma, mais fácil de analisar se há realmente uma correlação em relação a viscosidade.

Inicialmente serão apresentados resultados obtidos com os métodos estatísticos como Skewness, Kurtosis e RMS.

Será mostrado que o skewness e a kurtosis não são afetados pela viscosidade do óleo, embora este último apresente bons resultados para detectar a engrenagem defeituosa. O RMS embora apresente uma correlação com a viscosidade, não apresenta bons resultados em boa parte das condições testadas.

A seguir será apresentada uma breve análise dos resultados obtidos utilizando o espectro do envelope e aplicando duas ferramentas: Espectro do envelope em função da rotação e Espectro do envelope em função da viscosidade.

As análises de espectro, tanto do envelope quanto do sinal de vibração, em função da rotação são importantes no sentido de identificar frequências dependentes e frequências não dependentes da velocidade de rotação. Esta informação é importante em análise de espectro.

A análise em função da viscosidade tem por objetivo identificar uma frequência ou banda que tenha um comportamento dependente da viscosidade.

Será possível ver que a técnica do envelope não apresentou bons resultados em relação a viscosidade.

Para a análise do espectro do sinal serão mostrados os resultados de três ferramentas:

- Espectro em função da rotação.
- Amplitudes do espectro nas frequências de engrenamento.
- Espectro em função da viscosidade.

Poderá ser visto que as frequências de engrenamento são afetadas pela viscosidade, mas (assim como o RMS) não de uma forma regular para a maior parte das condições experimentais e que, portanto não são eficientes para identificar alterações de viscosidade.

O resultado obtido com a análise de espectro em função da viscosidade aponta para uma banda de frequências que tem uma boa correlação com a viscosidade.

Para verificar e ressaltar esta observação foi criado um novo parâmetro, nomeado EB3.

Serão apresentados então os resultados obtidos com este parâmetro e será mostrado que este parâmetro possui um excelente ordenamento em relação a viscosidades, produzindo maiores valores quanto menor for a viscosidade. Dentre as ferramentas utilizadas poderá ser verificado que este parâmetro é aquele que, sem dúvida, apresenta a mais forte e consistente correlação com a viscosidade.

6.1. Resultados de análise de Óleo

No final do processo de aquisição as amostras de óleo utilizadas no ensaios foram examinadas pelo empresa Tribolab, renomado laboratório especializado em análise de óleo, nas seguintes condições e análises:

- Foi determinada experimentalmente a viscosidade a 40°C e 100°C de todos os óleos utilizados no redutor, além de uma amostra, não utilizada no redutor, do óleo 96. Além disto, todos estes óleos tiveram sua viscosidade estimada, pelo laboratório (com métodos próprios) na temperatura de 30°C .(para o óleo 200 , a viscosidade a 30 °C foi efetivamente medida).
- Para as duas amostras 96 (a não utilizada no redutor e a utilizada) foram feitas (além da viscosidade) análises de espectrografia.

As análises de viscosidade visam determinar as condições reais das viscosidades dos óleos utilizados.

O exame de espectrografia, serve para identificar partículas pequenas de metais contidas no óleo. Esta análise foi realizada com o intuito de verificar se houve contaminação das amostras devido a desgaste ou outra forma qualquer. Uma contaminação deste tipo

poderia influenciar os níveis de vibração e sobre as características físicas do óleo além de indicar a ocorrência de desgaste excessivo provocado por falhas de lubrificação. A ocorrência de desgaste excessivo poderia provocar alterações geométricas nos dentes e alterar significativamente as características vibratórias do redutor.

Este teste foi feito apenas para o óleo 96, pois é o menos viscoso e, portanto, sob as mesmas condições de carga e de rotação que todos os outros, é o óleo para o qual é mais provável que ocorra algum tipo de desgaste.

Este exame foi escolhido, em detrimento de exames de contagem de partícula, por ser mais sensível às pequenas partículas que ficam em suspensão no óleo, segundo indicações da própria Tribolab. Assim ficaria mais caracterizado um eventual desgaste durante a operação, e não um eventual acúmulo de partículas metálicas na parte inferior do redutor.

Os resultados completos desta análise de óleo se encontram no Anexo 2.

Quanto ao desgaste, os resultados mostraram que não houve desgaste significativo, como era esperado devido aos pequenos tempos de aquisição.

Os resultados da análise de viscosidade podem ser mais bem observados na Tabela 12 abaixo. A viscosidade designada com “estimada” corresponde ao valor de viscosidade esperado baseada nos volumes de mistura e nos resultados de viscosidade dos dois óleos básicos entregues pela Petrobrás. A viscosidade designada com “medida” provém dos resultados apresentados pela Tribolab.

A Tabela 12 possui ainda as seguintes colunas :

- Óleo: Nomenclatura que foi usada para designar este óleo.
- Viscosidade a 100° medida: Resultado da análise de viscosidade do óleo a 100°
- Viscosidade a 100° estimada: Resultado esperado da viscosidade do óleo a 100°
- Viscosidade a 40° medida: Resultado da análise de viscosidade do óleo a 40°
- Viscosidade a 40° estimada: Resultado esperado da viscosidade do óleo a 40°

- Viscosidade a 30° Tribolab: Resultado da análise de viscosidade do óleo a 30°
- Viscosidade a 30° Petrobrás: Resultado esperado da viscosidade do óleo a 30°
- Var. poc A 30: Mostra a variação porcentual entre o valor medido pela Tribolab e o valor Petrobrás a 30°C.
- Var. poc A 30: Mostra a variação porcentual entre o valor medido pela Tribolab e o valor Petrobrás a 40°C.

Tabela 12-Resultados da análise de óleo

oleo	visc a 100 tribolab	visc a 100 petrobras	visc a 40 tribolab	visc a 40 petrobras	visc a 30 tribolab	visc a 30 petrobras	Var. porc. A 30	Var. porc. A 40
96 novo	10	11	97	96	172	168	2.4%	1.0%
96	11	11	112	96	203	168	20.8%	16.7%
200	20	18	217	200	358	371	3.5%	8.5%
300	24	23	328	300	643	580	10.9%	9.3%
400	30	28	364	400	680	790	13.9%	9.0%
470	30	31	435	476	861	942	8.6%	8.6%

Algumas observações devem ser feitas sobre estes resultados:

Todos os apresentaram uma viscosidade bastante próxima da viscosidade esperada pela formulação utilizada segundo a carta de mistura de óleos básicos fornecida pela Petrobrás.

Cabe notar que algumas diferenças são esperadas, uma vez que, além da própria mistura poder conter erros, durante processo de troca de óleo (reflushing), mesmo abrindo a caixa e limpando antes de colocar o novo óleo (como foi feito), sempre fica algum óleo da amostra anterior nas reentrâncias da caixa.

Com estes resultados pode-se montar a Tabela 13 que mostra a ordem crescente de viscosidades (considerando o resultado das análises de óleo feitas pela Tribolab) dos óleos utilizados. Foi colocado na tabela também a cor e o tipo de linha com a qual este óleo foi traçado nos gráficos de resultados além de um número indicando sua posição em relação a ordem crescente de viscosidade.

Tabela 13- Ordem de viscosidades

Óleos ordenados pela viscosidade			
Ordem	Denominação do óleo	Viscosidade cSt	Diferença percentual com o anterior
1	96q	96	
2	96f	168	75%
3	200q	217	29%
4	300q	328	51%
5	200f	358	9%
6	400q	364	2%
7	470q	435	20%
8	300f	643	48%
9	400f	680	6%
10	470f	861	27%

A nomenclatura utiliza as letras ‘f’ e ‘q’ colocadas após o nome para indicar a condição de óleo frio e de óleo quente respectivamente.

A diferença percentual com a anterior indica o valor a diferença percentual entre o valor da viscosidade do óleo em relação ao valor da viscosidade do óleo imediatamente anterior na ordem indicada.

6.2. Métodos Estatísticos

6.2.1. Skewness

A Figura 4 e a Figura 5 mostram, respectivamente, o skewness calculado para aceleração vertical, engrenagem careada, nas condições sem carga e potência constante respectivamente.

Como se poderá notar, não é possível ordenar as viscosidades a partir dos resultados obtidos com o cálculo do skewness. Resultados semelhantes ocorrem também para os sinais medidos na direção axial.

Nota-se, entretanto, um pequeno aumento do skewness com o aumento da carga, isto pode ser visto comparando-se os valores da Figura 4 e Figura 5, onde se nota também uma pequena tendência de declínio do skewness com o aumento da rotação. Vale lembrar que, no caso da potência constante, o aumento da rotação corresponde a uma diminuição da carga.

O mesmo se deu no caso de carga constante.

Estes comportamento ocorre apenas para a aceleração vertical, não ocorre no caso axial, cujos resultados não serão mostrados.

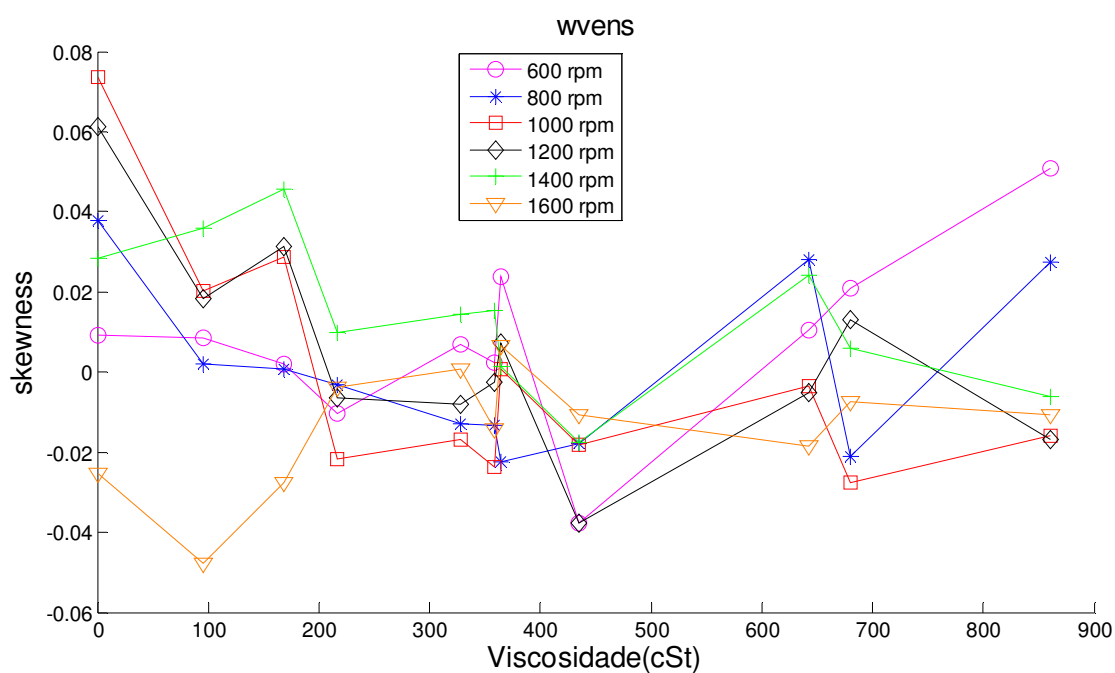


Figura 4 Skewness, vertical careado, sem carga.

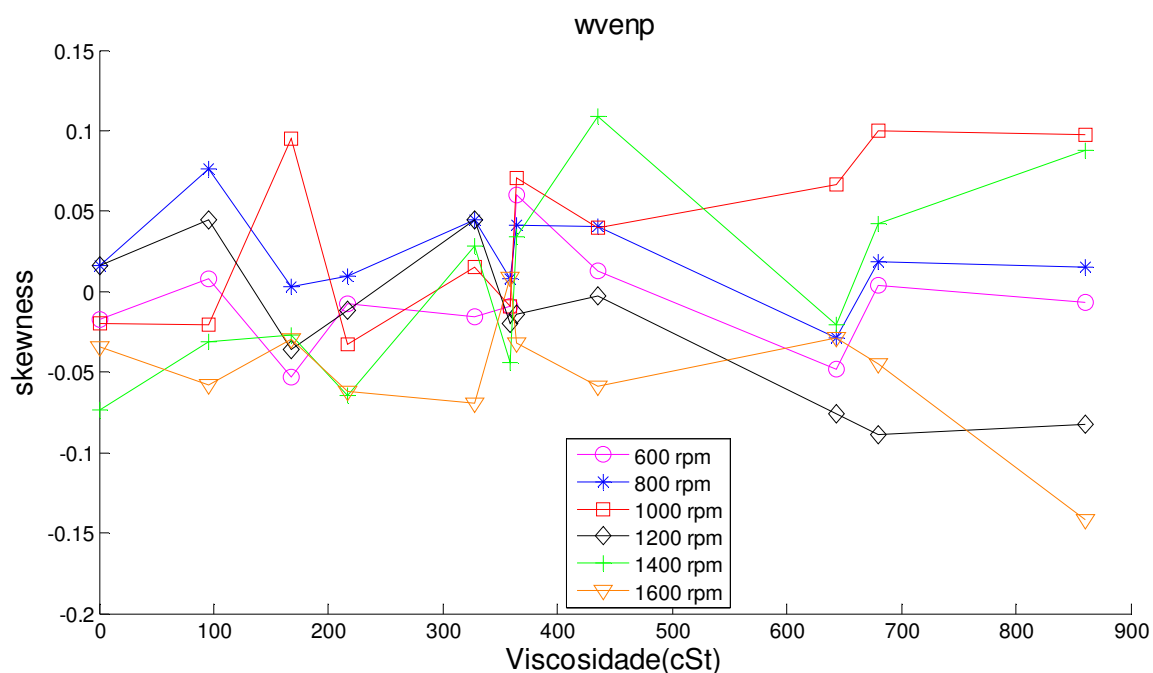


Figura 5-Skewness, vertical, careado,potência constante.

6.2.2. Kurtosis

As figuras (Figura 6, Figura 7, Figura 8 e Figura 9) mostram a kurtosis em função da rotação considerando o sinal vertical nas condições: carga constante e engrenagem normal, carga constante e careado, sem carga e normal, sem carga e careado respectivamente .

Pode-se perceber no comportamento da kurtosis que este parâmetro identifica claramente a engrenagem defeituosa da normal (especialmente em alta rotação, se compararmos o valor da kurtosis da engrenagem normal com os valores obtidos para engrenagem careada). O mesmo ocorre para potência constante

Assim como no caso do skewness , a kurtosis não é sensível á variação de viscosidade não havendo grandes alterações de valores para diferentes viscosidades. Apenas no caso normal sem carga houve alguma correlação.

Resultados semelhantes foram obtidos para a aceleração axial.

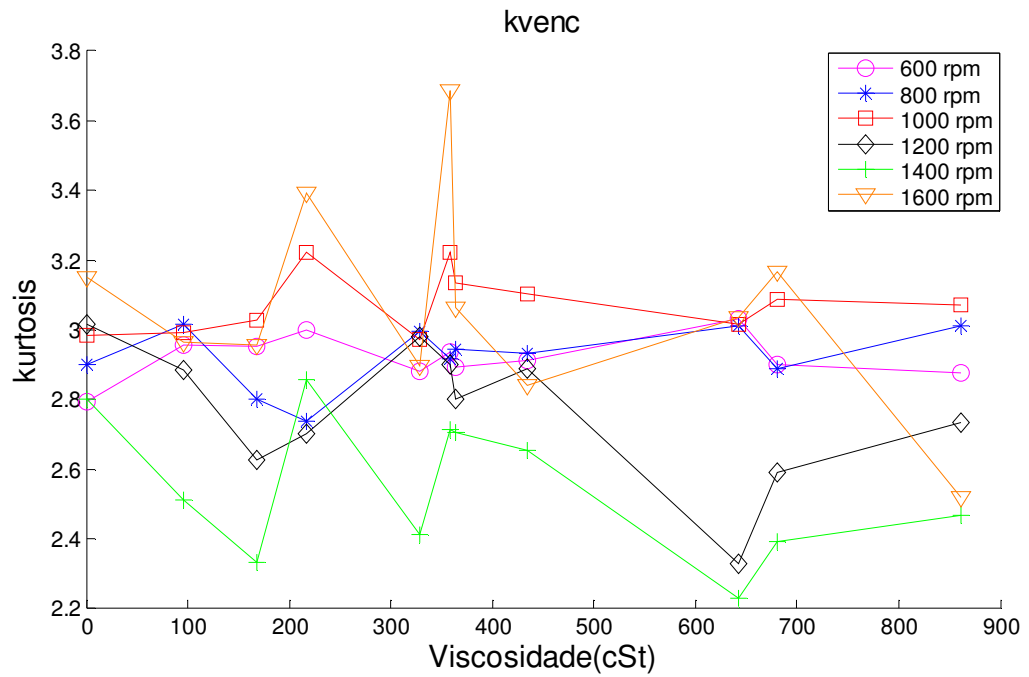


Figura 6-kurtosis,vertical,normal,carga constante

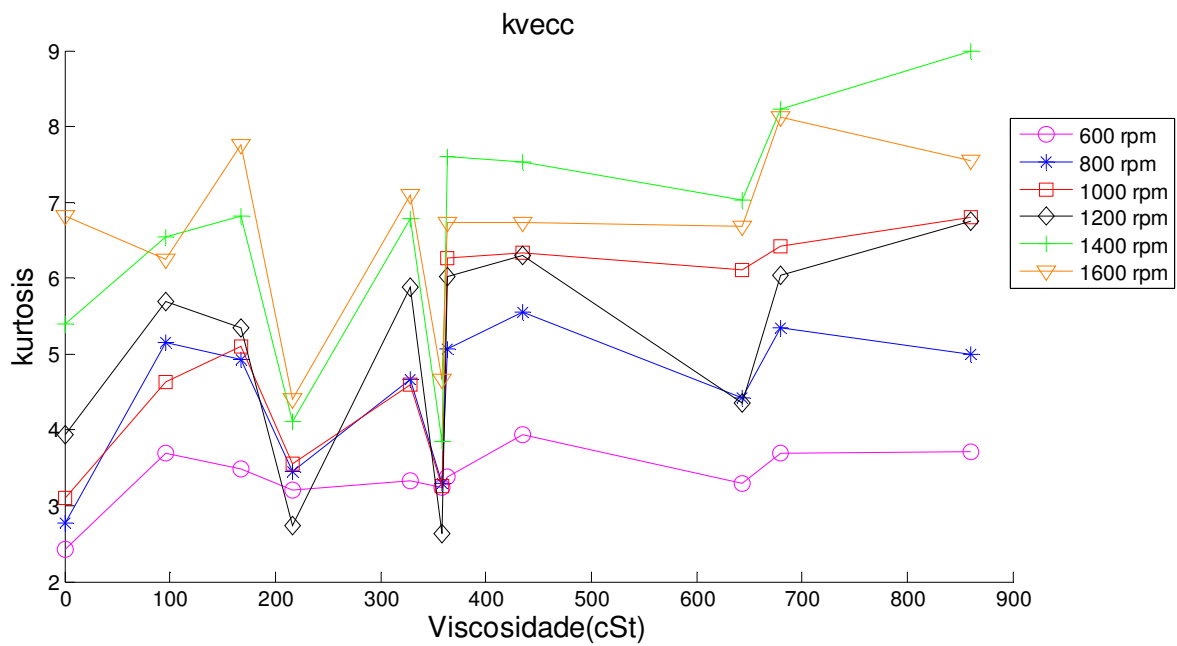


Figura 7-Kurtosis,vertical,careada,carga constante.

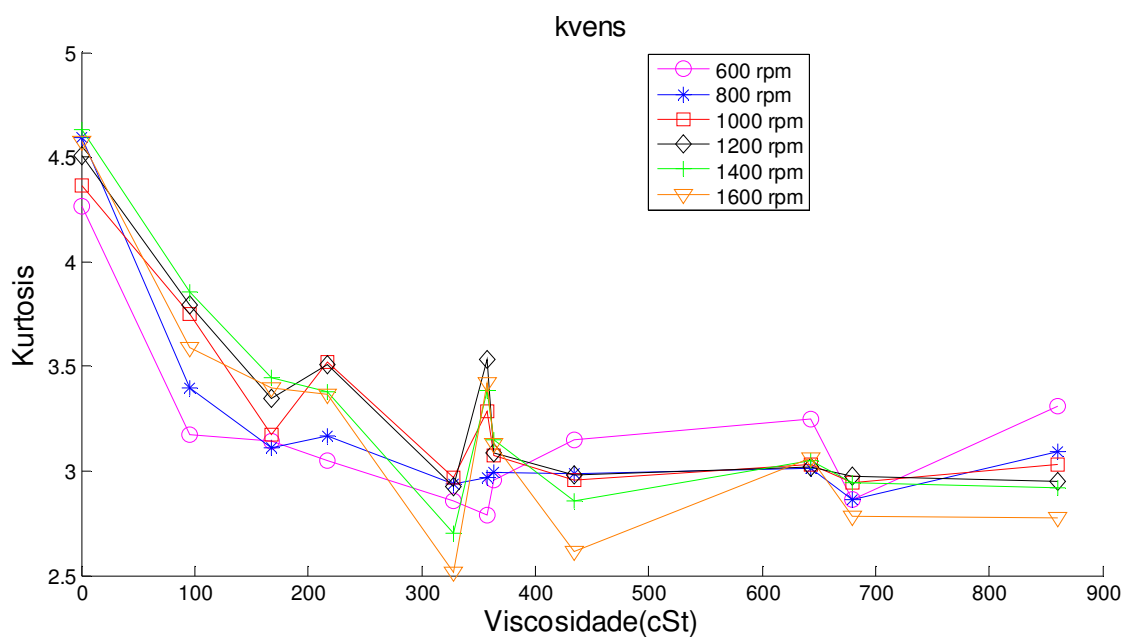


Figura 8-Kurtosis,vertical,normal,sem carga

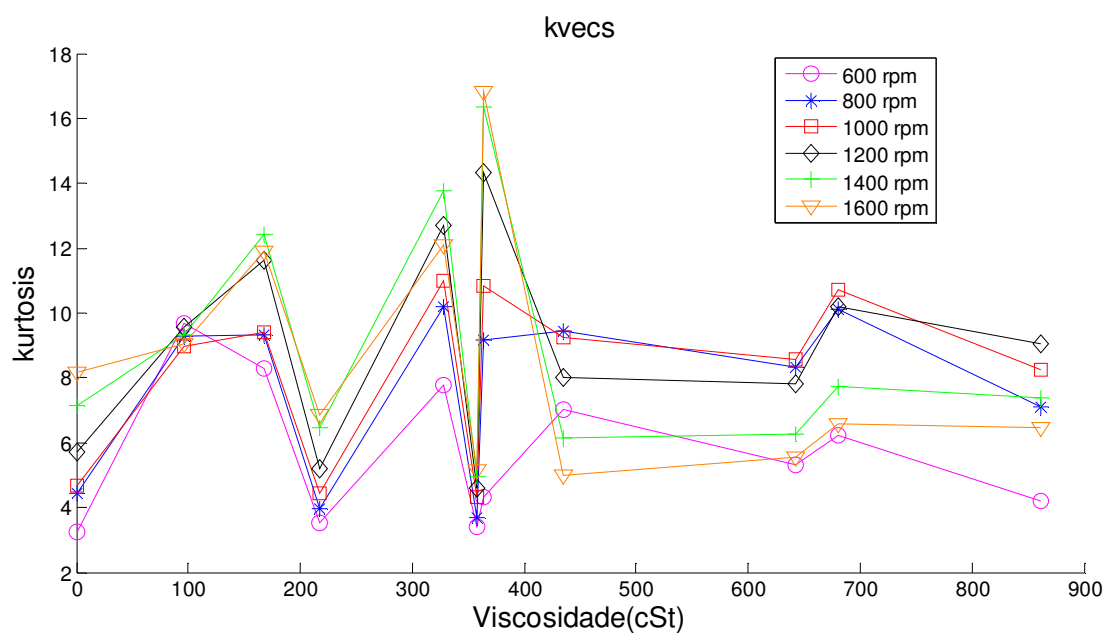


Figura 9-Kurtosis,vertical,careado,sem carga

6.2.3. RMS

As figuras(Figura 10 e Figura 11) mostram o RMS da aceleração vertical em: carga constante normal e careado respectivamente.

A Figura 12 mostra o gráfico para aceleração vertical na condição, sem carga e engrenagem normal.

Fica claro também, que é outro parâmetro capaz de identificar a engrenagem careada apresentando, em todas as rotações, os valores de RMS maiores para a engrenagem careada, isto confirma sua importância em manutenção preditiva.

Nota-se também claramente que a condição sem óleo (viscosidade considerada 0 cSt) é claramente identificada para uma engrenagem defeituosa (caso careado) e com carga , mas na engrenagem normal, com carga, este caso não é bem identificável. Este resultado é surpreendente uma vez que a condição sem óleo é a pior condição possível para uma falha de lubrificação e certamente seria dado como certo, por muitos, que esta condição experimental seria certamente detectada pelo RMS.

Para os sinais de aceleração vertical, no caso do redutor sem carga, pode-se notar que, embora haja uma tendência geral de aumento do RMS com a diminuição da viscosidade, fato que poderia ser devido a diminuição do amortecimento causado pelo óleo com a diminuição da viscosidade, esta tendência não se confirma em diversas situações importantes.

Por exemplo se a Figura 10 for analisada, é possível notar que o óleo 470 frio (viscosidade de 861 cSt) tem um valor de RMS mais alto do que o valor obtido para o mesmo óleo na condição quente (viscosidade de 435 cSt) em 1600 rpm. Com o diminuição da rotação o comportamento se inverte. Esta situação é importante pois se trata de um mesmo óleo que está apenas com a temperatura diferente e portanto com uma viscosidade diferente.

Nota-se que a aplicação de carga e a presença de defeito piora sensivelmente a ordem de viscosidade como pode ser observado comparando-se as figuras (Figura 10 , Figura 11 e Figura 12).

Cabe também ressaltar que esta tendência de aumento de RMS com a viscosidade aparece apenas na aceleração vertical, mas não se repetiu para direção axial.

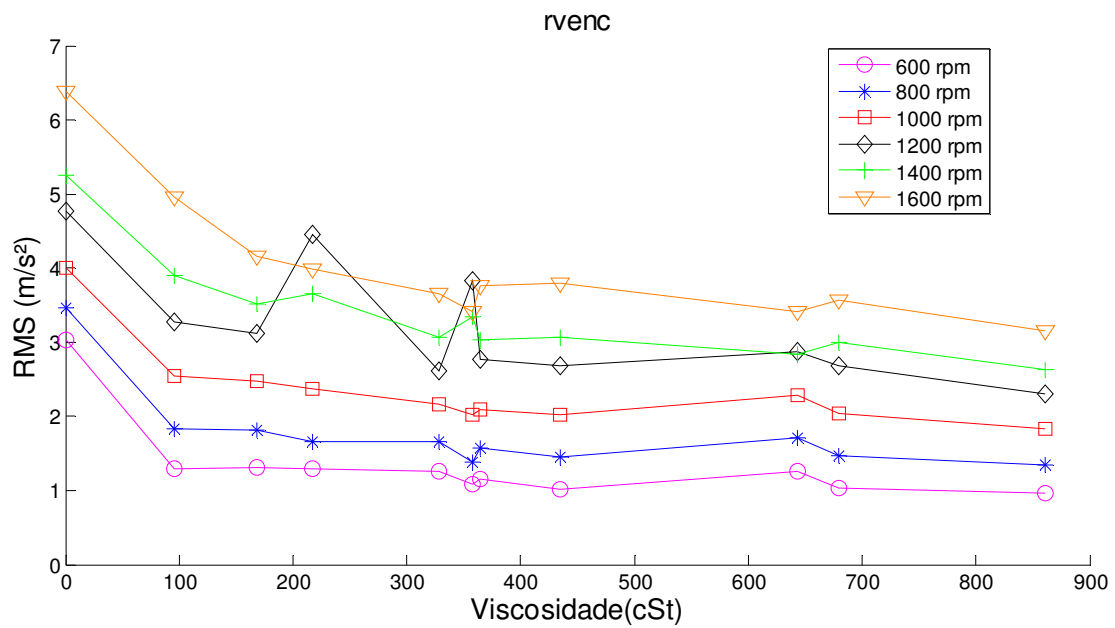


Figura 10-RMS,vertical normal,carga constante

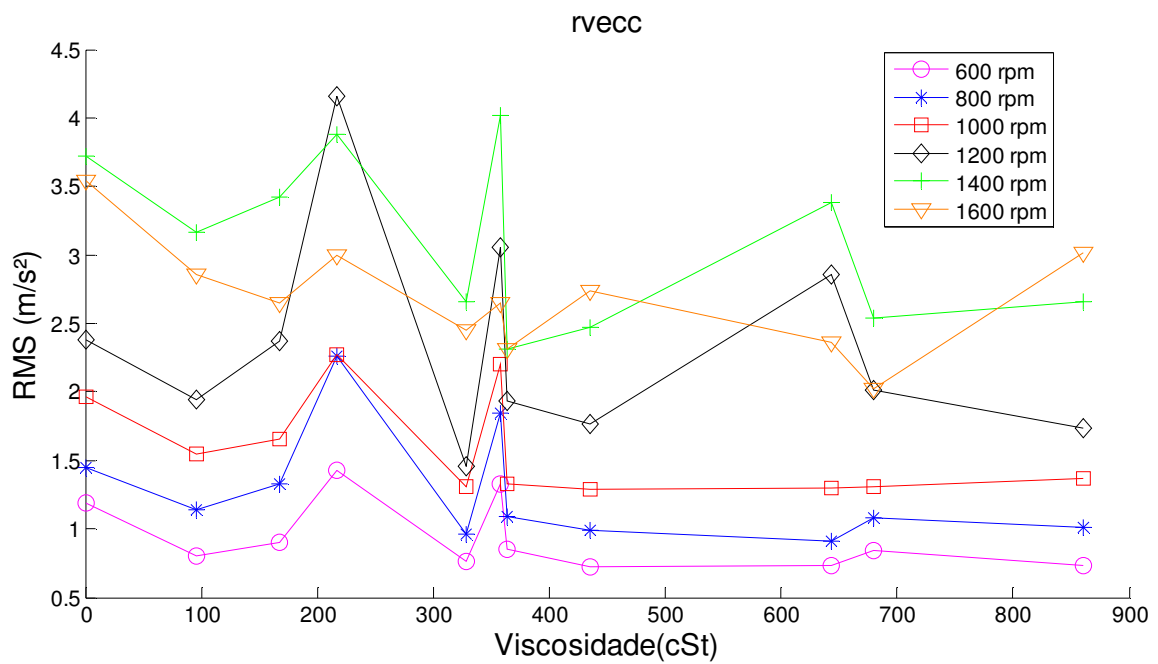


Figura 11- RMS, vertical ,careado, carga constante.

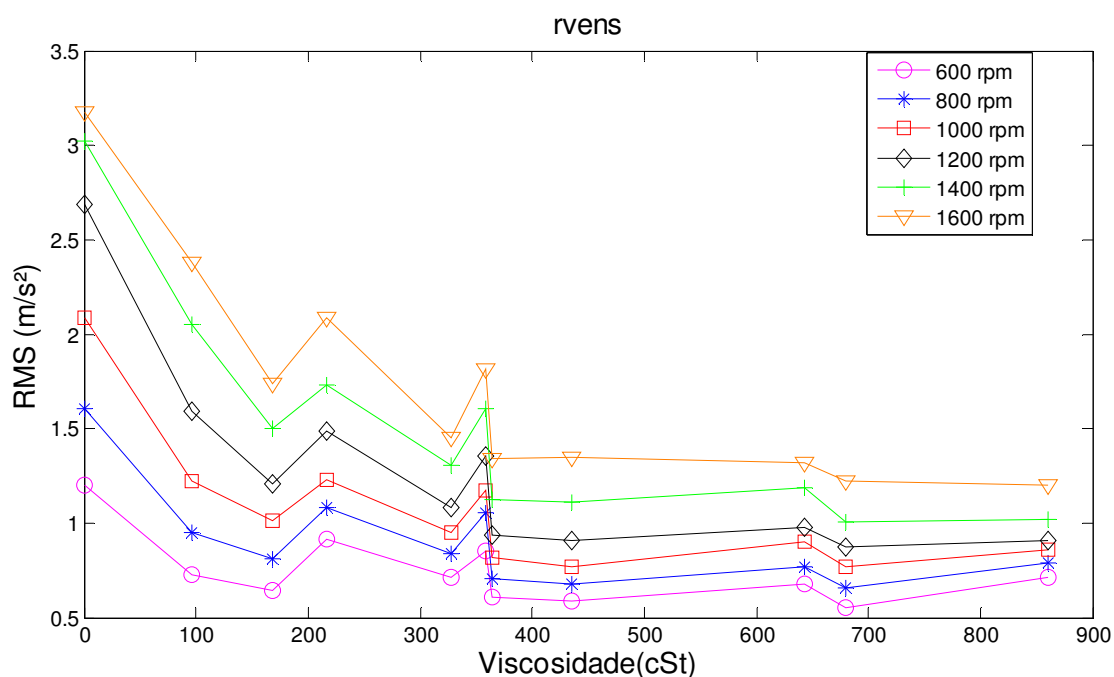


Figura 12- RMS, vertical ,normal, sem carga.

6.3. Métodos Espectrais

6.3.1. Espectro do Envelope

A envoltória de um sinal é conhecida como envelope do sinal e representa uma das mais utilizadas ferramentas de processamento de sinais para máquinas rotativas. O espectro do envelope é capaz de identificar eficientemente as frequências de modulação do sinal.

Neste item discute-se a possibilidade desta ferramenta de ressaltar diferenças entre as viscosidades dos óleos.

Para cada condição experimental foram montados dois tipos de gráfico do espectro do envelope do sinal: Os gráficos do espectro do envelope em função da viscosidade e em função da rotação.

6.3.1.1. Espectro em função da rotação

A Figura 13 apresenta o gráfico do espectro do envelope em função da rotação na banda de 0 a 1000Hz , para a condição com carga constante , aceleração axial, óleo 96 frio. Esta forma de visualização permite, com o auxílio de tabelas onde estão calculadas as frequências de engrenamento em diversas rotações, que estas sejam identificadas. Tais frequências serão analisadas posteriormente.

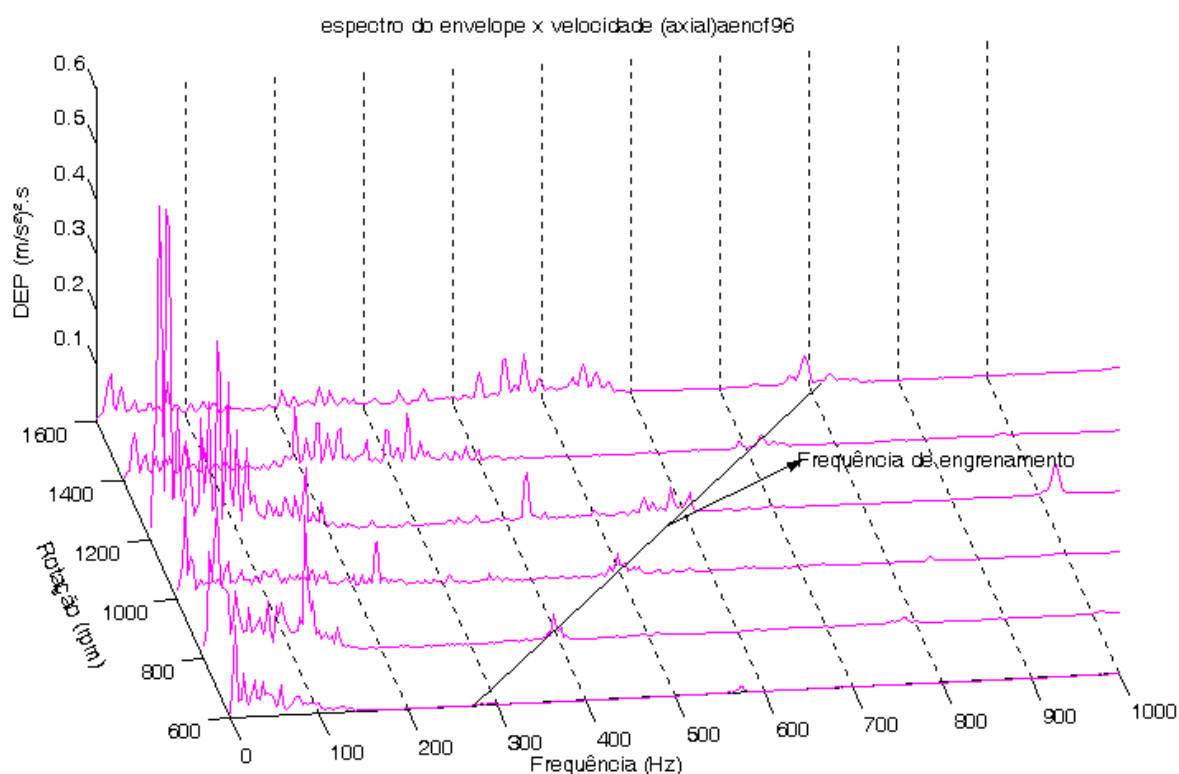


Figura 13- Espectro do envelope X rotação, aceleração axial , carga constante, engrenagem normal.

6.3.1.2. Espectro em função da viscosidade

A Figura 14 mostra um exemplo dos gráficos obtidos para o envelope em função da viscosidade no caso de uma engrenagem normal, aceleração vertical, carga constante e na condição de óleo frio em 1600 rpm.

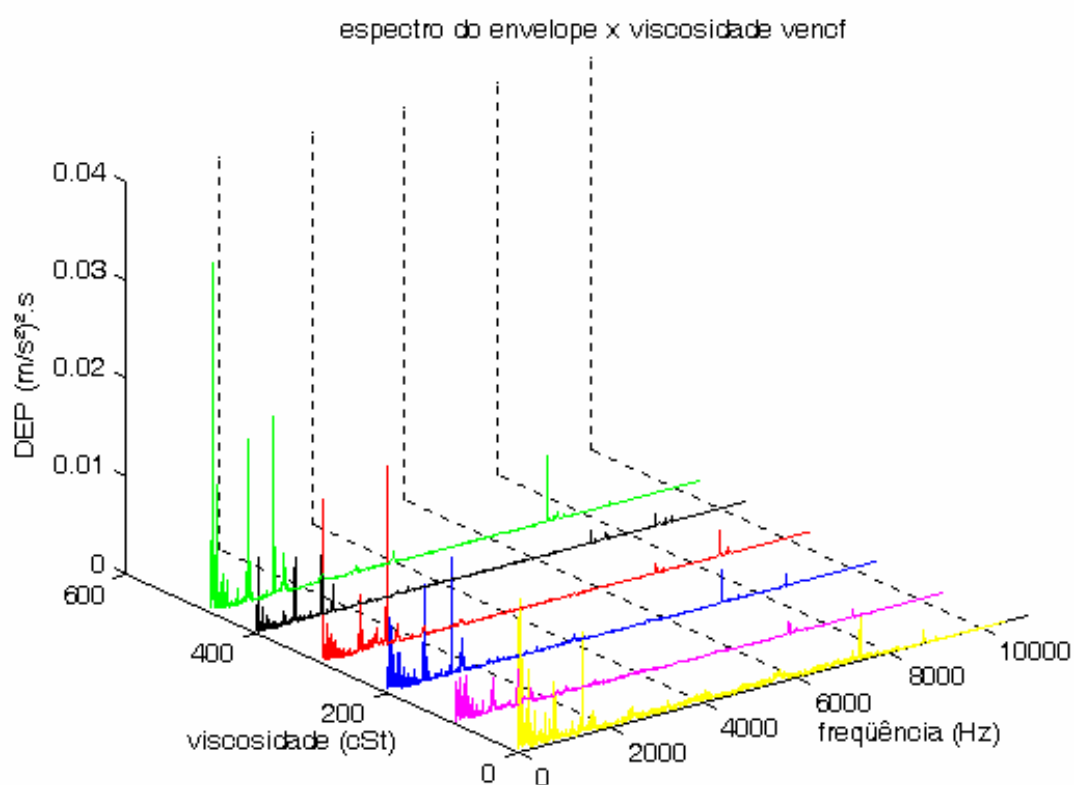


Figura 14- Espectro do envelope X viscosidade, carga constante, 1600rpm, acel. vert. engrenagem normal

O gráfico da Figura 14 ilustra o espectro do envelope numa banda larga do sinal.

A Figura 15 a seguir mostra um detalhe na banda de 0 a 2000 Hz. Como pode ser observado não existe uma correlação clara com a variação de viscosidade.

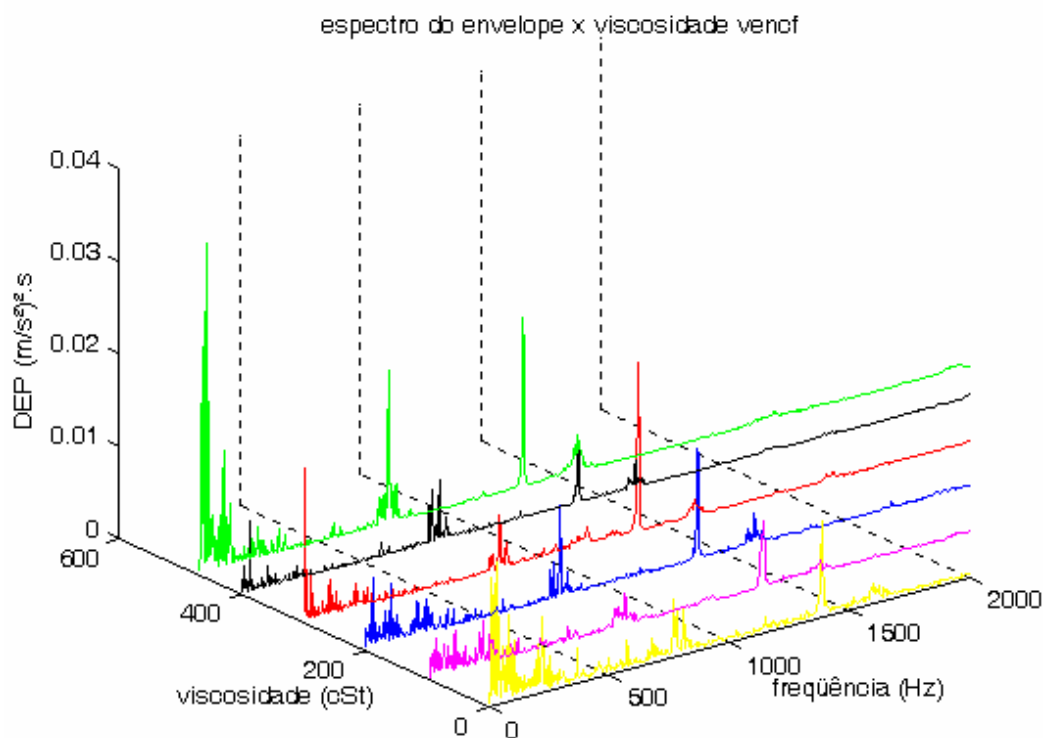


Figura 15- Espectro do envelope X viscosidade, carga constante, 1600rpm, acel. vert. engrenagem normal, banda de 0 a 2000 Hz.

Da análise dos gráficos apresentados acima nota-se que no espectro do envelope aparecem bem claras as frequências de engrenamento (no caso da Figura 15, pode-se perceber os picos altos que aparecem na frequência de engrenamento do segundo par , próximo de 800 Hz).

Foi possível observar também que não há grande alteração do espectro do envelope com o carregamento, mas há um aumento considerável nas amplitudes das frequências de rotação quando consideramos a engrenagem careada.

Em termos de viscosidade, nota-se que, especialmente no sinal vertical, há uma tendência a aumentar as amplitudes do espectro do envelope com o aumento da viscosidade. No entanto este comportamento só ocorre para altas rotações, em baixa rotação as amplitudes são praticamente iguais. Mesmo este comportamento representa apenas uma tendência geral, falhando, por exemplo, no caso do óleo 400 como pode ser visto na Figura 15 para o caso dos picos em 1400 Hz.

De forma geral, não foi possível identificar, através da análise do espectro do envelope, uma banda ou uma característica que representasse uma correlação clara e consistente com a alteração de viscosidade.

6.3.2. Espectro do sinal

A análise de assinatura mecânica de uma máquina é feita essencialmente pela análise espectral. Neste caso três ferramentas gráficas foram utilizadas para a análise espectral.

6.3.2.3. *Espectro em função da Rotação*

Este tipo de análise foi realizado para identificar claramente as frequências de engrenamento (assim como no caso anterior do envelope) e para identificar bandas ou frequências que são dependentes da rotação. Ou seja, este tipo de análise permite localizar e identificar as frequências de engrenamento e distinguir frequências naturais (não dependentes da rotação).

É importante identificar em qual categoria se encontram as possíveis frequências relacionadas com a viscosidade pois isto pode fornecer informações sobre o fenômeno e poderia indicar a possibilidade de extrapolar os resultados para outros tipos de máquina.

Para identificar estes comportamentos foram feitos gráficos do espectro em função da velocidade de rotação nominal.

A Figura 16 apresenta um exemplo de um destes gráficos, e se refere a o óleo 470 quente , em potência constante, engrenagem normal aceleração vertical.

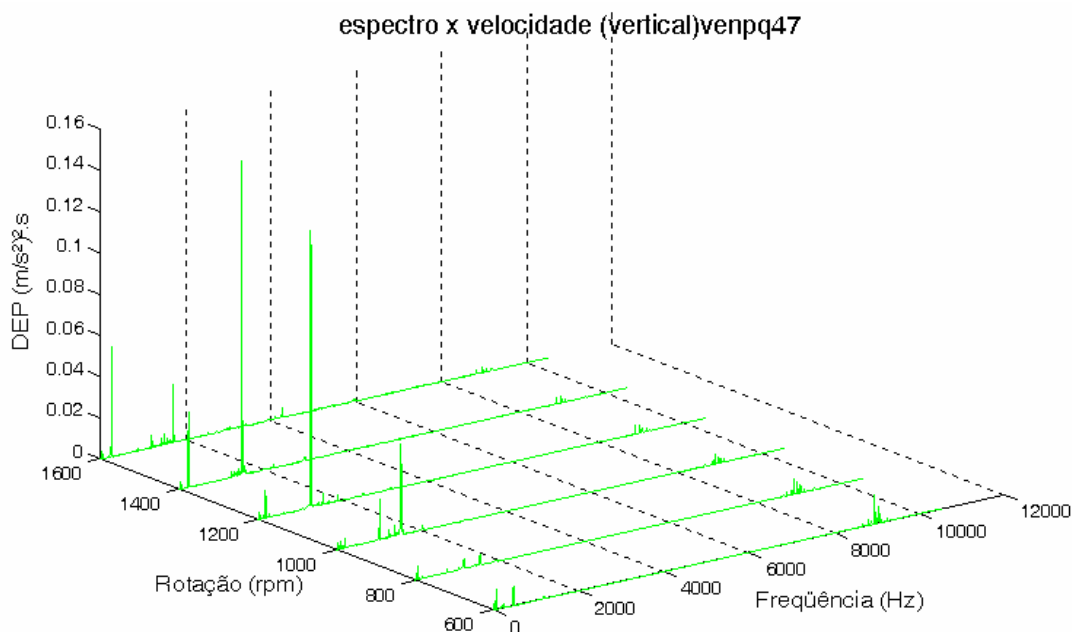


Figura 16- Espectro X rotação óleo 470q

Uma análise mais detalhada pode ser feita se os gráficos forem observados em bandas mais estreitas.

As Figura 17 e Figura 18 apresentam o mesmo gráfico da Figura 16 nas bandas 0 a 2000 Hz e 2500 a 7000 Hz respectivamente. Estas bandas forma selecionadas após a observação dos gráficos em toda a banda quando se notou que a banda de 0 a 2000 Hz possui frequências dependentes da rotação e as próprias frequências de rotação e engrenamento e seus principais múltiplos se encontram nesta banda. A banda de 2500 a 7000 Hz era difícil de ser observada em conjunto com as outras bandas pois as amplitudes eram menores que as outras bandas e a banda acima de 7000 Hz foi deixada de lado nesta análise pois não foi observado nenhum deslocamento com a velocidade de rotação.

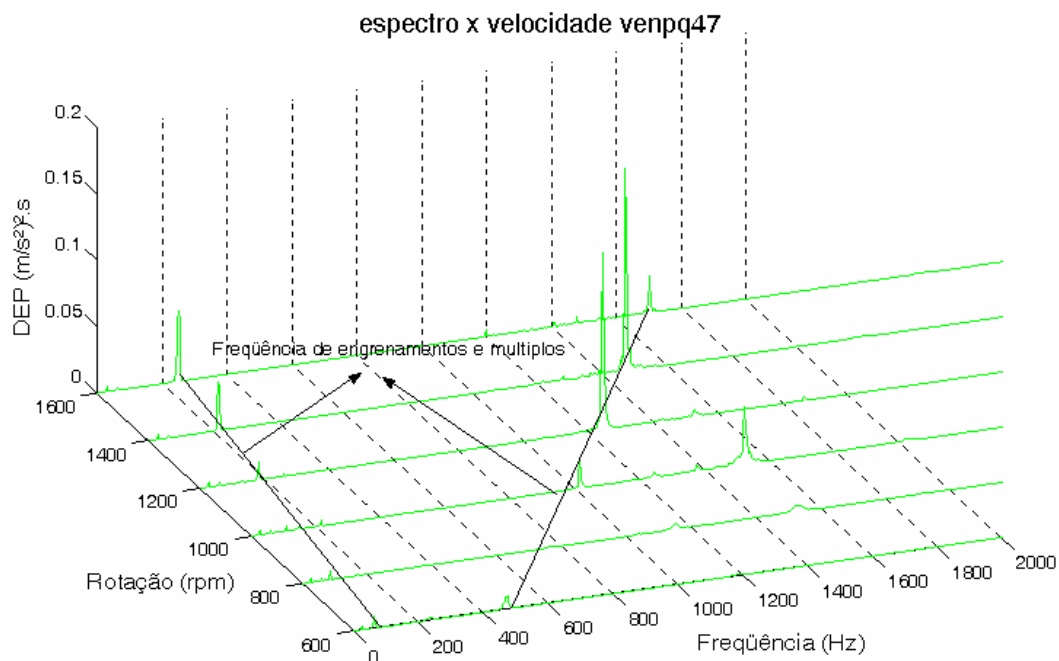


Figura 17- Espectro X rotação (detalhe da banda de 0 a 2000Hz)

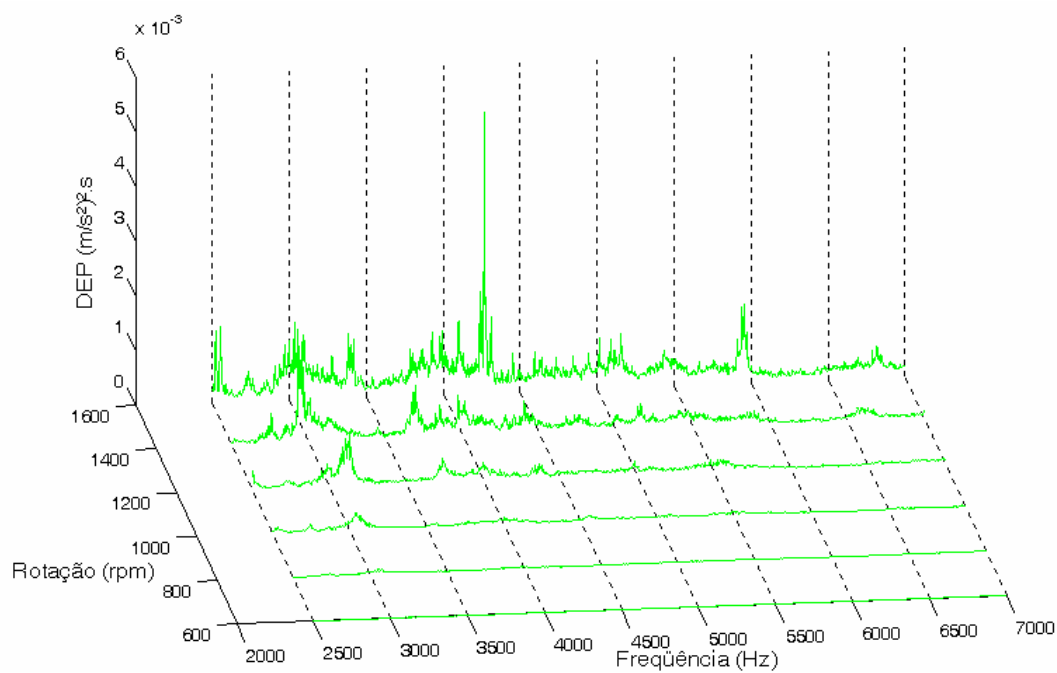


Figura 18- Espectro X rotação (detalhe da banda de 2500 a 7000Hz).

Analisando estes gráficos foi possível verificar a posição das frequências de engrenamento e suas harmônicas mais importantes (como a segunda harmônica da segunda frequência de engrenamento que aparece no gráfico da Figura 17).

Foi possível observar também que, acima de 2000Hz, não há, aparentemente, nenhuma frequência variando com a rotação. A banda de 2400 a 7000Hz é de particular interesse pois, como posteriormente será mostrado, esta banda parece estar relacionada com a lubrificação.

6.3.2.4. *Frequências de engrenamento*

A ênfase dada neste trabalho em verificar os efeitos da viscosidade sobre a intensidade da frequência de engrenamento não se deve apenas ao fato deste parâmetro ser largamente utilizado em manutenção preditiva de caixas de engrenagem, mas também porque esta frequência corresponde ao fenômeno de aproximação e contato entre dois dentes engrenados (que, numa condição de boa lubrificação, deve ser separado por uma película de óleo). Assim sendo, sua intensidade deve sofrer influência da película de óleo que é influenciada pela viscosidade [14]. A questão é saber se esta influência é significativa a ponto de poder indicar uma alteração de viscosidade.

A Tabela 14 a seguir apresenta os valores reais (calculados por meio do trigger) da rotação e as frequências de engrenamento decorrentes.

A partir destes valores é possível identificar nos gráficos, como os já apresentados nas Figura 18, as frequências de engrenamento.

Tabela 14-Freqüências de engrenamento .

Condição experimental : Carga constante, todos os óleos			
Rotacao nominal (rpm)	Rotacao calculada (Hz)	Freq. De engr. 1° par (Hz)	Freq. De engr. 2° par (Hz)
600	9,3	287	114
800	12,6	391	155
1000	16,0	495	197
1200	19,3	597	238
1400	22,6	701	279
1600	26,1	809	322
Condição experimental : Potência constante, todos os óleos			
Rotacao nominal (rpm)	Rotacao calculada (Hz)	Freq. De engr. 1° par (Hz)	Freq. De engr. 2° par (Hz)
600	7,9	244	97
800	12,4	385	153
1000	16,4	508	202
1200	20,1	623	248
1400	23,8	737	293
1600	27,6	855	340
Condição experimental : Sem carga, constante, todos os óleos			
Rotacao nominal (rpm)	Rotacao calculada (Hz)	Freq. De engr. 1° par (Hz)	Freq. De engr. 2° par (Hz)
600	10,6	327	130
800	14,2	440	175
1000	19,6	608	242
1200	21,4	664	264
1400	25,0	774	308
1600	28,5	884	351

Elaborou-se gráficos de espectro x viscosidade considerando apenas a banda da frequência de engrenamento, como o gráfico da Figura 19 abaixo que considera a aceleração axial , carga constante , óleo frio, 1600 rpm, engrenagem normal na banda correspondente ao segundo par engrenado.

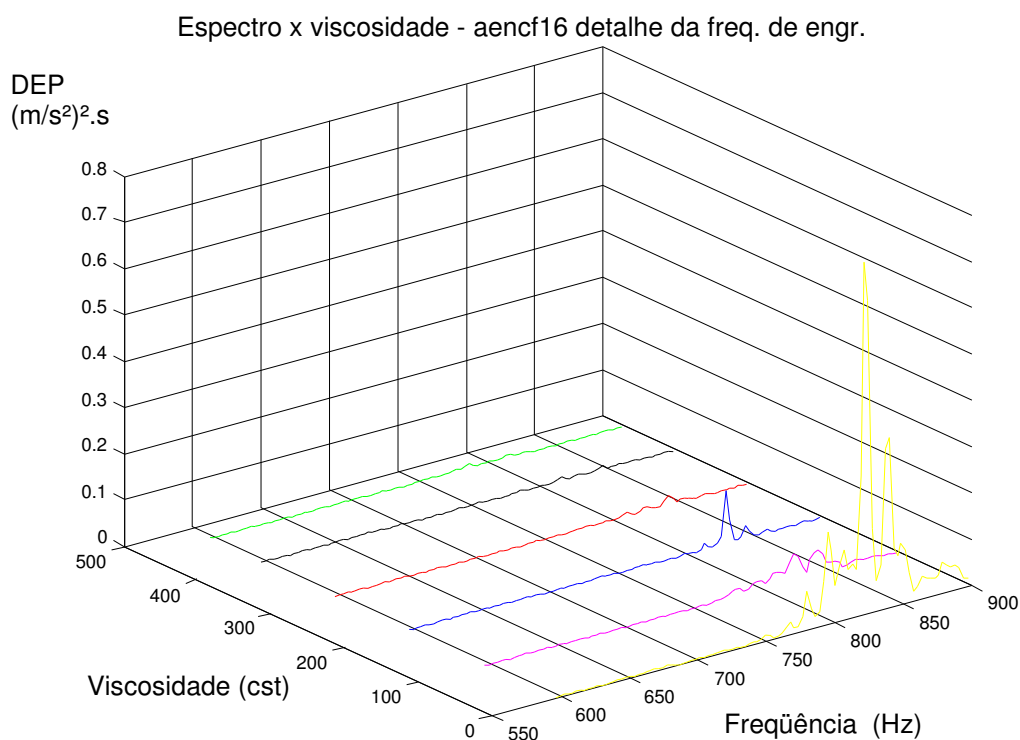


Figura 19- Aceleração axial , carga constante , óleo frio, 1600 rpm, engrenagem normal.

A observação deste tipo de gráfico permite concluir que há realmente alguma relação entre a viscosidade e a amplitude da freqüência de engrenamento no caso das acelerações axiais. É fácil notar que quanto maior a viscosidade menor é o pico de freqüência. Vale ressaltar que isto só foi observado no caso da freqüência do segundo par engrenado.

Diante da grande quantidade de informação a ser analisada, foi necessário criar uma nova forma de visualização de forma a poder observar melhor este comportamento.

O processo utilizado foi a integração da DEP em relação à freqüência em pequenas bandas de freqüência que continham as freqüências de engrenamento, ou seja, procurou-se privilegiar a energia das freqüências de engrenamento.

Para cada uma destas bandas, considerando todas as condições experimentais testadas, foi calculada a integral da DEP, em todo intervalo da banda considerada e utilizando-se o método numérico dos trapézios.

Dois parâmetros são então propostos e calculados:

- IpBf1- Integral do espectro na banda da primeira frequência de engrenamento
- IpBf2- Integral do espectro na banda da segunda frequência de engrenamento.

A Figura 20, apresenta um gráfico do parâmetro ipB2 para a condição de carga constante, engrenagem normal e aceleração axial e a Figura 21 apresenta uma gráfico nas mesmas condições mas para aceleração vertical.

A Figura 22 apresenta a condição de carga constante, aceleração axial para uma engrenagem careada (as três figuras são apresentados em uma escala logarítmica, para melhor visualização) .

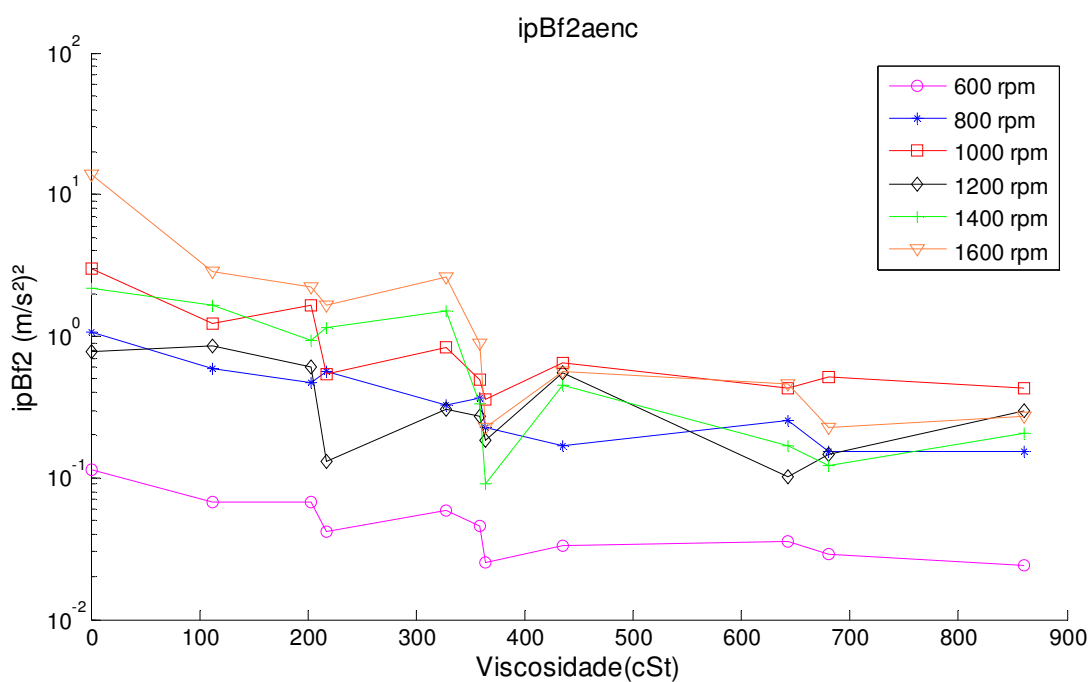


Figura 20- IpBf2-axial, normal, carga constante

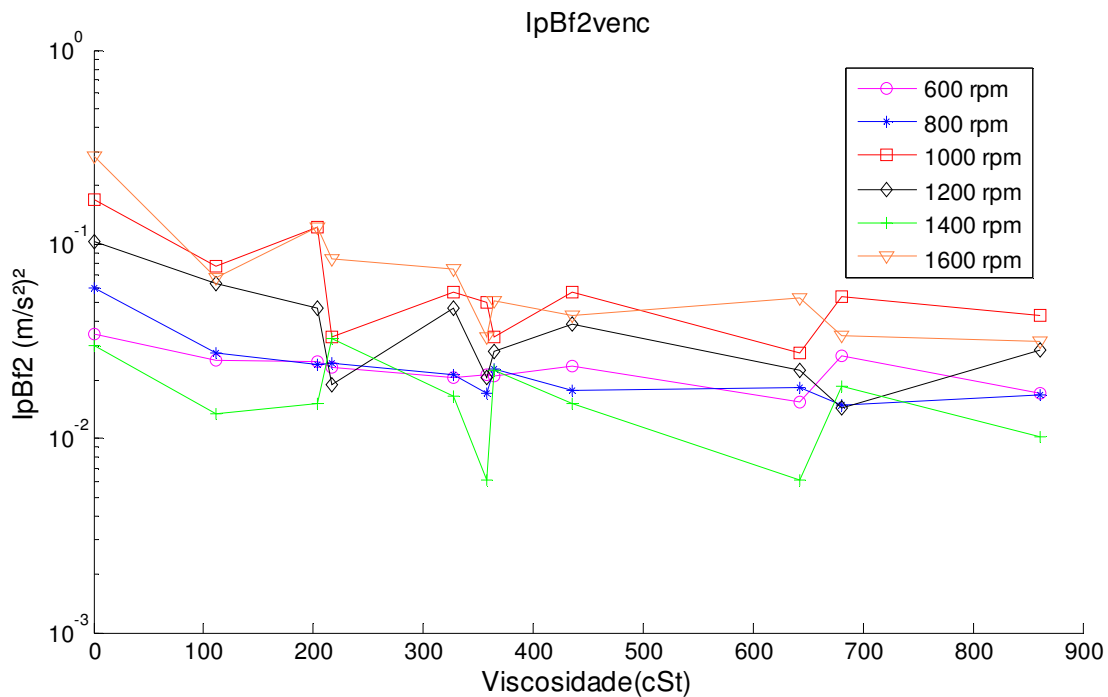


Figura 21- I_{pBf2} -vertical, normal, carga constante.

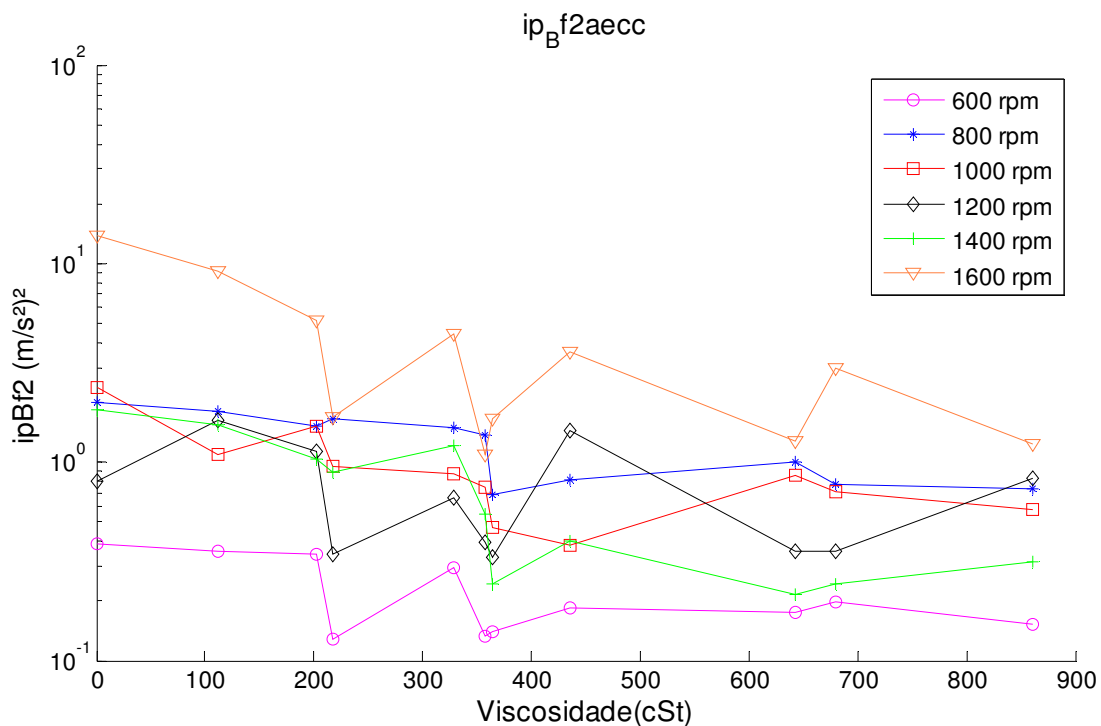


Figura 22- ip_{Bf2} -axial, careado, carga constante.

Da análise destes resultados se nota que o parâmetro ip_{Bf2} (Integral do Psd na Banda da Frequência de engrenamento 2) axial permite ordenar a viscosidade em determinadas

rotações, mas para outras rotações, embora a correlação ainda exista, os resultados ficam comprometidos e não consistentes pois falham em diversas condições experimentais.

Este comportamento se repete no caso da aceleração vertical, mas o resultado é pior do que para o caso axial.

Nos dois casos a intensidade do parâmetro é afetada pela aplicação de carga. Para estes casos os resultado (a ordem com a viscosidade) é melhor do que nos casos sem carga. Isto é coerente pois as frequências de engrenamento são intensificadas com a aplicação da carga.

A existência de um defeito na face do dente aumenta a intensidade do parâmetro, mas prejudica muito a ordem com relação a viscosidade.

O parâmetro I_{pBf1} não ofereceu informação relevante para identificação de viscosidade.

De forma geral, pode-se dizer que as frequências de engrenamento são afetadas pela viscosidade do óleo, mas não de uma forma muito consistente em todas as condições experimentais testadas . Pode eventualmente servir para caracterizar a viscosidade dentro de certas condições experimentais específicas.

6.3.2.5. *Espectro em função da Viscosidade*

O objetivo maior desta análise foi tentar identificar uma frequência ou uma banda que tivesse correlação com a variação de viscosidade. Para tanto foram analisados gráficos de espectro por viscosidade.

Considerando o espectro na banda total não foi possível identificar, de forma consistente, uma alteração em função da viscosidade.

Observando-se os espectros com mais cuidado foi possível observar que a banda de 2400 a 7000 Hz (sinal de aceleração vertical) apresenta uma clara tendência de conter mais energia quanto menor for a viscosidade.

Esta constatação está associada com a distribuição de todas as frequências desta banda e não com uma frequência em particular.

Convém salientar que esta banda é uma banda de baixa energia quando comparada ao espectro total.

A Figura 23 mostra um destes gráficos para a condição sem carga , 1600 RPM , óleo frio, engrenagem normal e aceleração vertical, um dos poucos casos em que esta banda aparece com um nível de energia considerável em relação as demais.

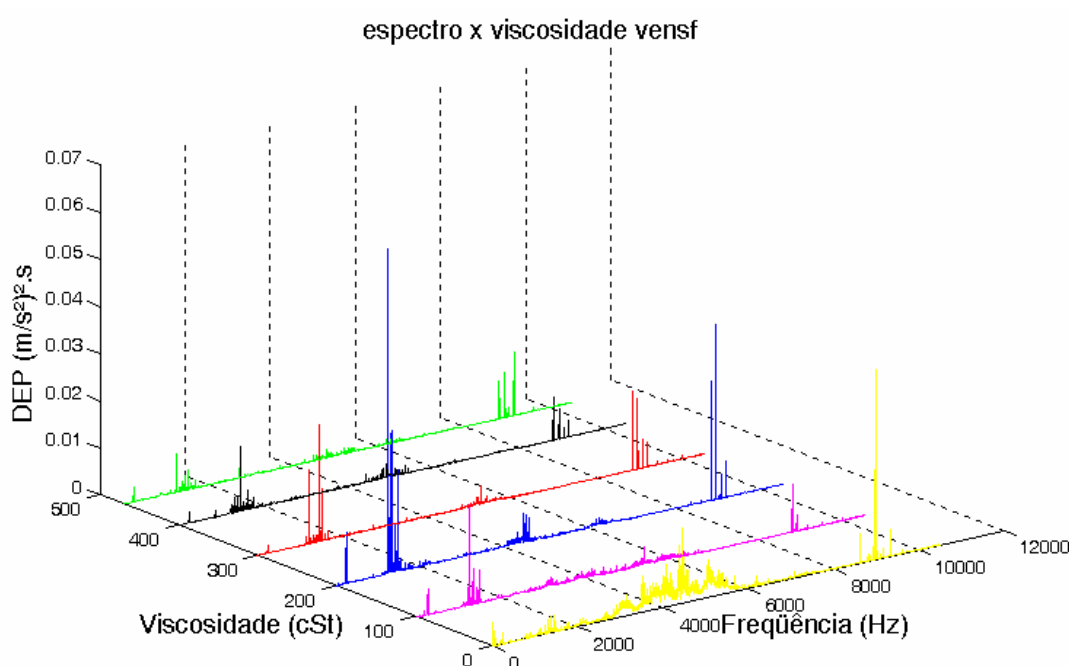


Figura 23- Espectro- Sem carga ,1600 RPM , óleo frio, normal vertical.

De forma a poder qualificar e verificar este comportamento, três novos parâmetros foram criados.

6.4. Parâmetros EB

Para verificar e ressaltar o real envolvimento da banda de 2400Hz a 7000Hz com a viscosidade, separou-se o espectro em quatro bandas de frequência:

- Banda 1 (B1) – 0 a 1000 Hz
- Banda 2 (B2) – 1000 a 2400Hz
- Banda 3 (B3) – 2400 a 7000Hz

- Banda 4 (B4) – 7001 a 10500Hz

Para cada uma destas bandas, considerando todas as condições experimentais testadas, foi calculada a integral da densidade espectral de potência (em todo intervalo da banda considerada e utilizando-se o método numérico dos trapézios, como foi feito no caso das frequências de engrenamento).

Estes parâmetros foram nomeados de: EB1, EB2, EB3 e EB4 para as bandas B1, B2, B3 e B4 respectivamente.

As figuras (Figura 24, Figura 25, Figura 26 e Figura 27) apresentadas a seguir mostram respectivamente os parâmetros EB1, EB2, EB3 e EB4 para o caso da engrenagem normal, aceleração vertical e sem carregamento. Todos estão apresentados em função da rotação (para uma melhor visualização, foi adotada uma escala logarítmica).

Comparando este parâmetro entre as diferentes bandas pode-se observar claramente que a banda B3 contém maior a informação sobre a viscosidade do que as outras bandas consideradas (B1, B2 e B4).

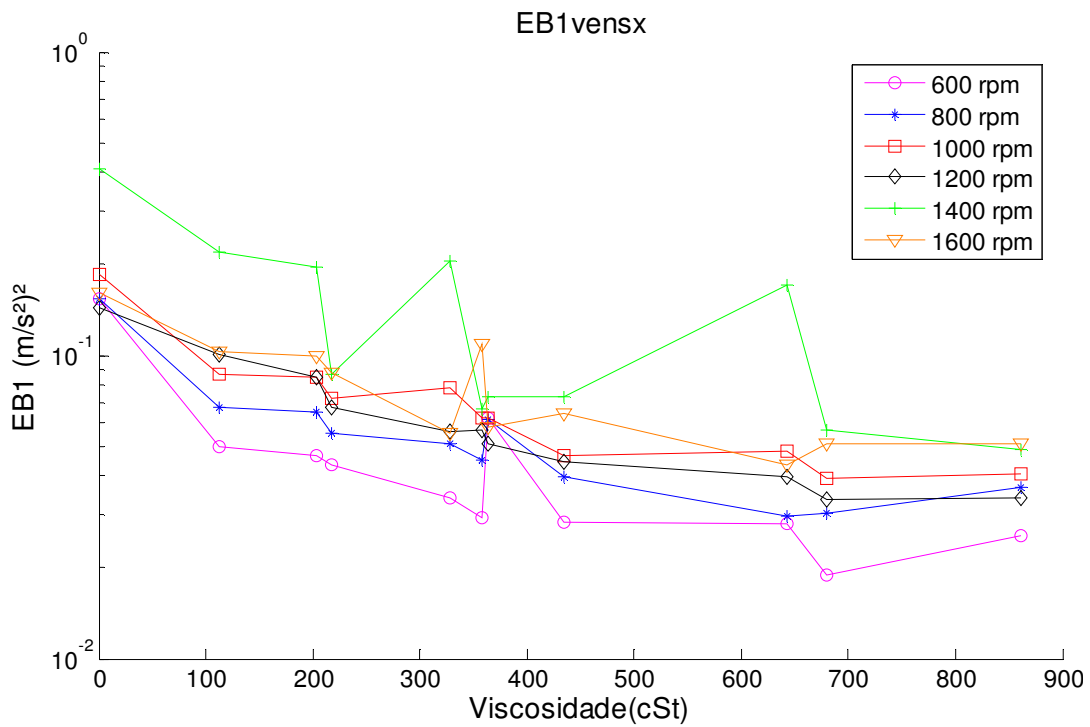


Figura 24- EB1-vertical, normal, sem carga

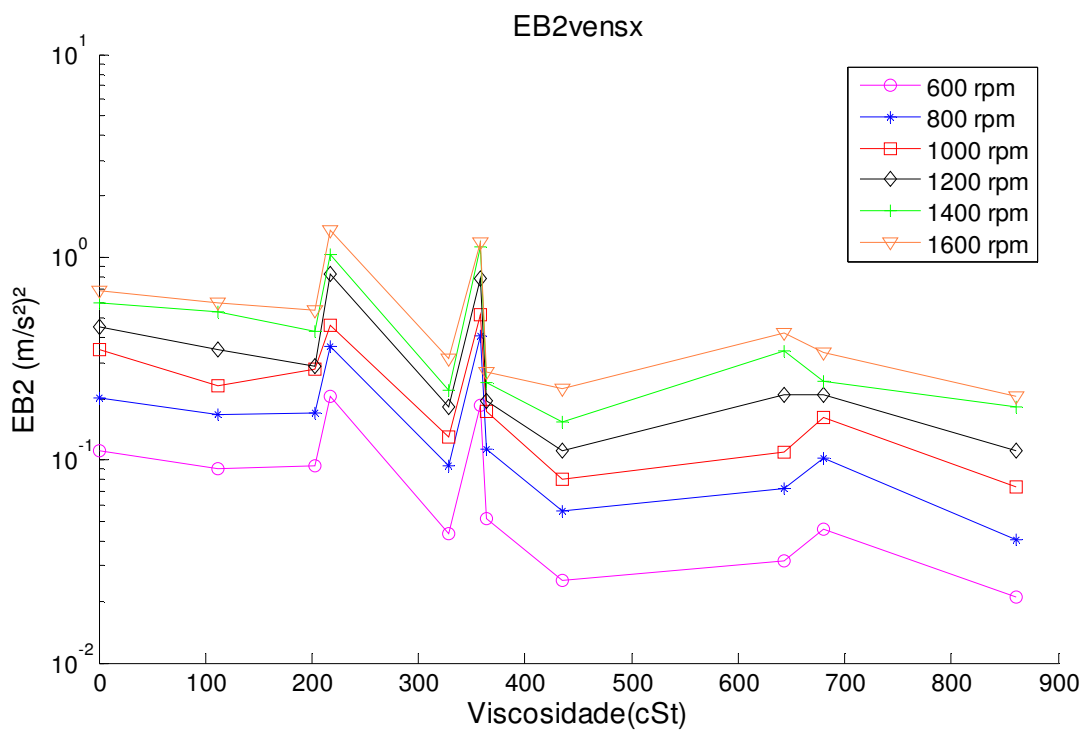


Figura 25- EB2-vertical, normal, sem carga

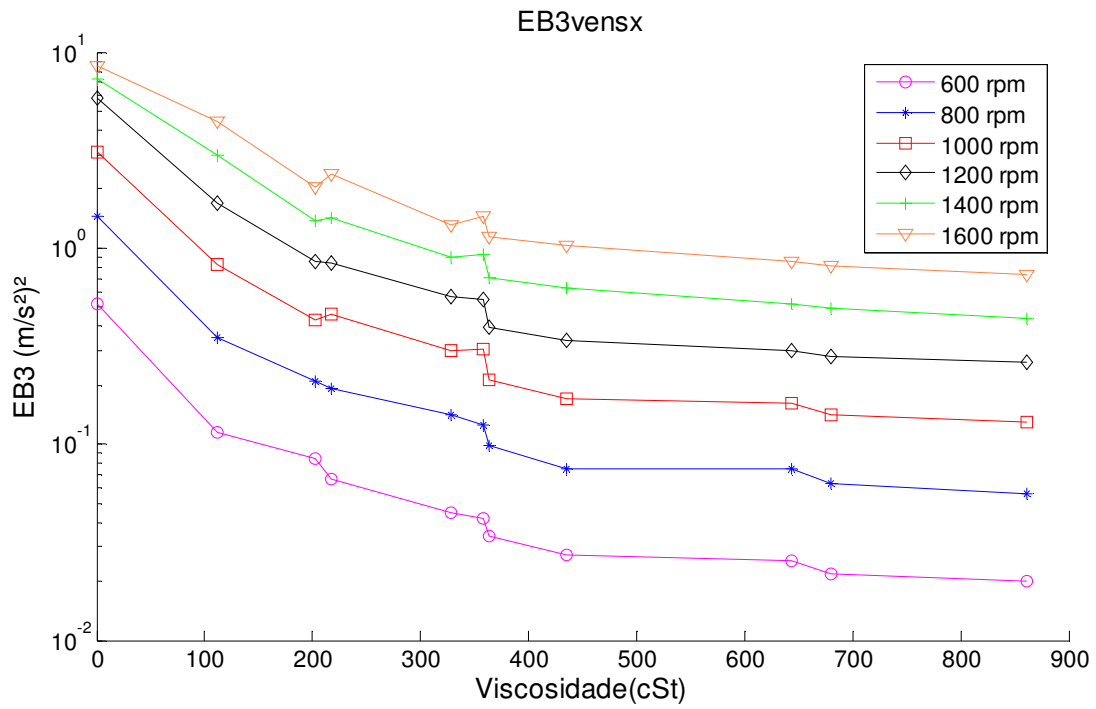


Figura 26- EB3-vertical, normal, sem carga.

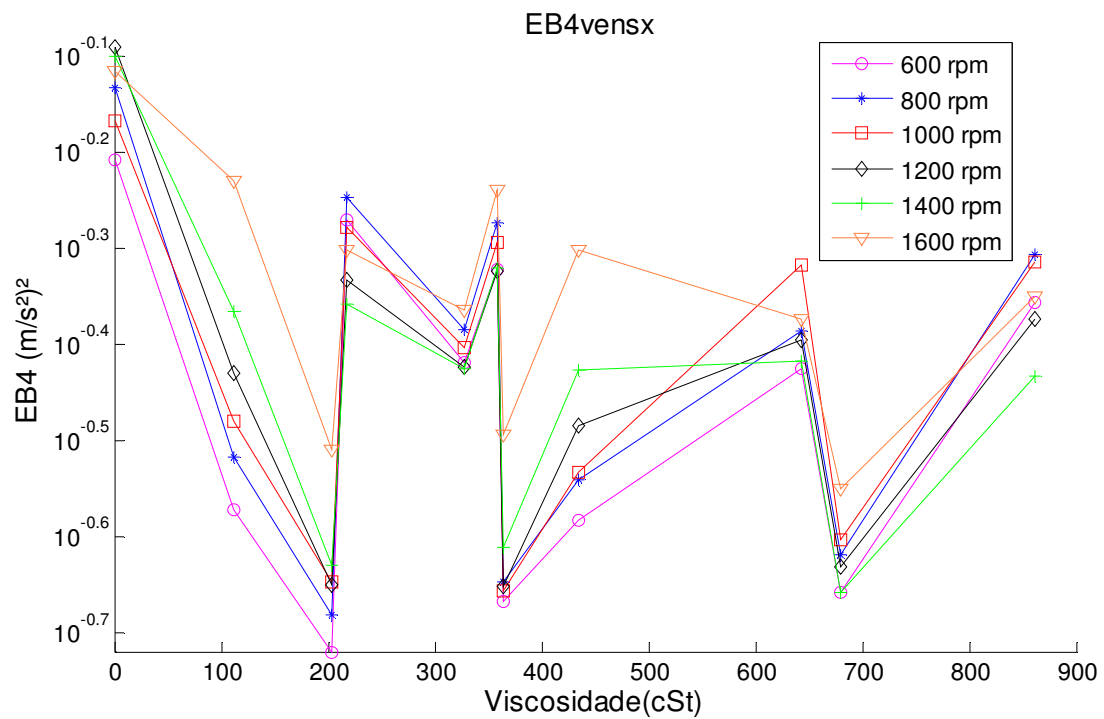


Figura 27-EB4-vertical, normal, sem carga.

Fica claro, pela observação das figuras (Figura 24, Figura 25, Figura 26 e Figura 27) que, na banda B3, os dados aparecem bastante ordenados em função da viscosidade em todas as condições de rotação consideradas. Basta observar que as funções são praticamente monotônicas quando considera-se este parâmetro.

É interessante também notar que o parâmetro EB3 é perfeitamente ordenado também em relação a velocidade de rotação. É possível perceber também que este fenômeno não se repete para nenhum outro dos parâmetros considerados.

Cabe ressaltar que o ordenamento é pior no caso de se utilizar toda a banda do sinal (0 a 10500Hz), apresentado no item 6.2.3 deste relatório. Convém observar que a integral da DEP numa banda e o RMS do sinal nesta banda são análogos (ambos representam a energia do sinal e são iguais segundo o teorema de Parseval)

Vale notar que a ordem de viscosidades é respeitada mesmo quando se considera um mesmo óleo em temperaturas diferentes, este fato é um forte indicativo de o parâmetro estar efetivamente relacionado à viscosidade e não à uma outra eventual característica do óleo.

Considerando os resultados apresentados na Figura 26 e comparando-se com os valores de viscosidade da Tabela 13 chega-se à conclusão de que o máximo erro observado entre a ordem esperada e a ordem obtida no gráfico é de 1,6% em viscosidade. Esta porcentagem foi nomeada de desvio do parâmetro.

6.4.1. Efeitos do carregamento sobre o EB3

O valor do parâmetro EB3 não é muito alterado com a aplicação de carga. No entanto, o carregamento tende a desordenar algumas linhas tornando maiores os valores de desvios.

Este fato pode ser notado nas figuras (Figura 28, Figura 29) que apresentam os gráficos para engrenagem normal nas condições de carga constante e potência constante respectivamente. Vale destacar que permanece ainda uma boa correlação com a viscosidade.

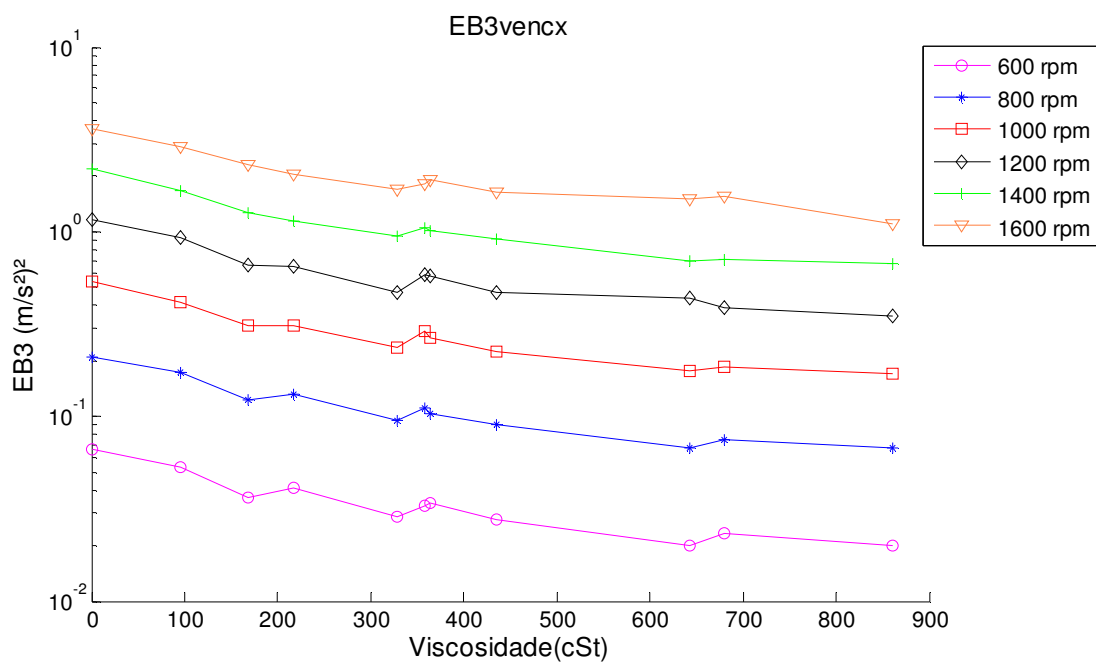


Figura 28- EB3-vertical, normal, carga constante

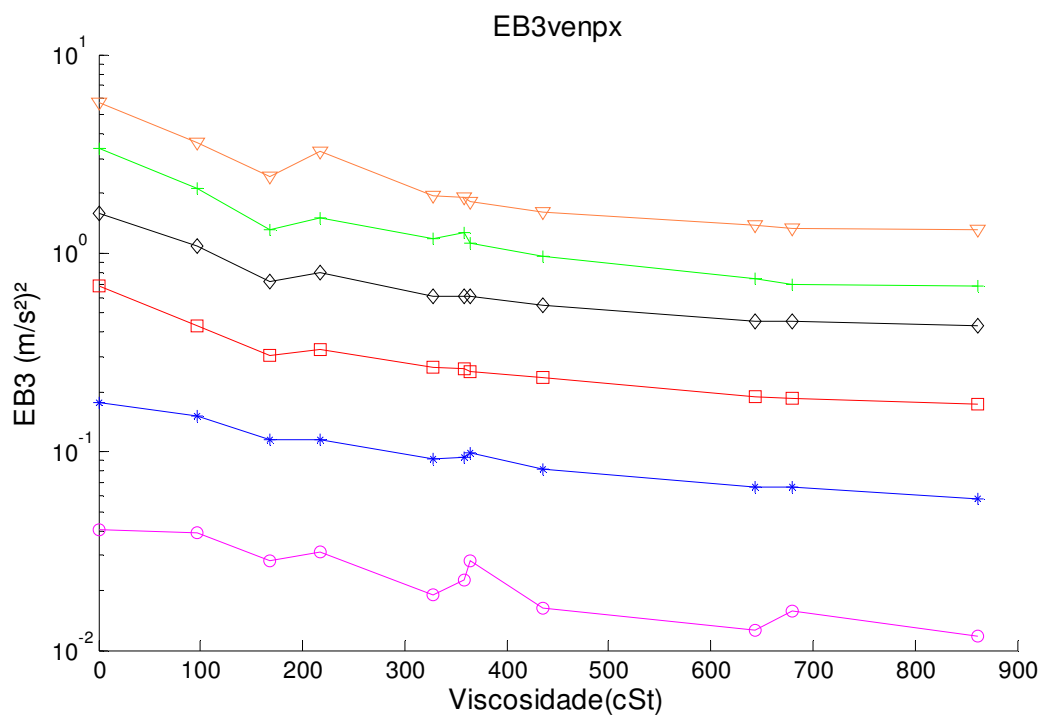


Figura 29- EB3-vertical, normal, potência constante.

Nota-se que, embora não ocorram alterações tão significativas dos valores do parâmetro EB2 há uma tendência de diminuir os valores com o aumento da carga. O mesmo fato foi observado para o RMS já discutido no item 6.2.3.

Ainda que com a aplicação de carga, as linhas do gráfico fiquem mais juntas e pioraram o ordenamento, o valor do desvio para os casos de carga e potência constante chega apenas 25% .

6.4.2. Efeitos da engrenagem defeituosa

No caso de engrenamento defeituoso (careado) o parâmetro EB3 não apresenta tão bons resultados como no caso de engrenagem normal.

Este fato é esperado uma vez que o defeito introduzido é um dano na superfície de contato justamente a superfície onde o lubrificante trabalha.

A Figura 30 ilustra este resultado mostrando o gráfico do EB3 para o caso de uma engrenagem careada na condição de carga constante. Nota-se também o aumento considerável dos valores do parâmetro para o caso da engrenagem defeituosa, indicando uma maior intensidade nesta banda. Este resultado é semelhante em todas as condições de carga testadas.

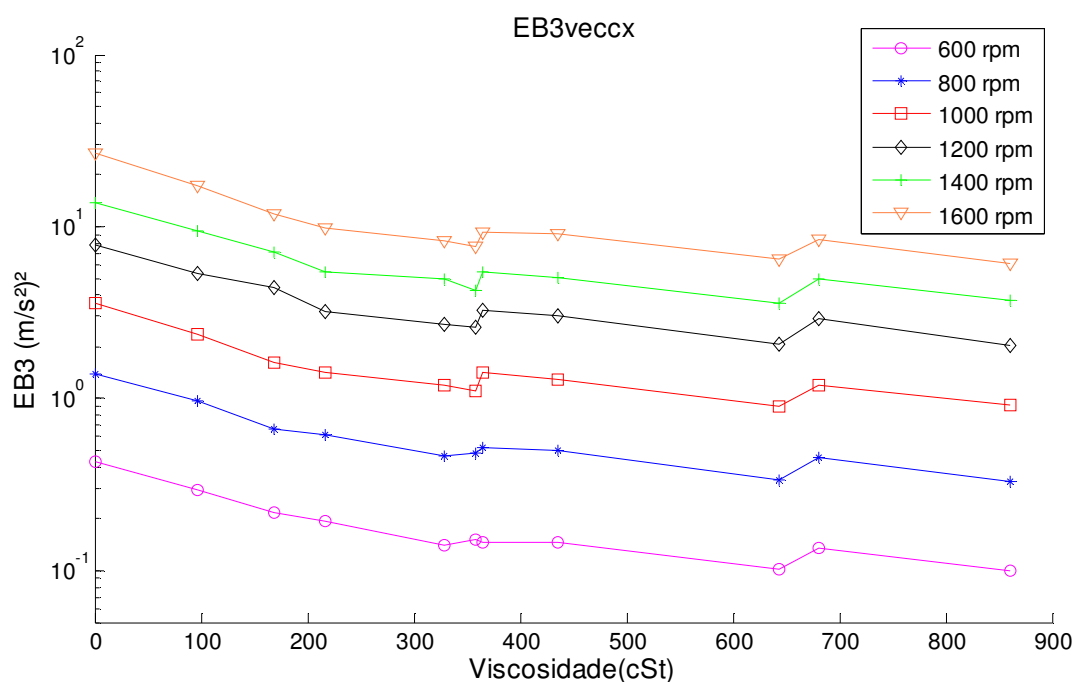


Figura 30- EB3-vertical, careado, carga constante

6.4.3. Análise geral do parâmetro EB3

De forma geral, comparando este parâmetro com todos os outros parâmetros e processos já apresentados, fica claro que o EB3 é, com larga vantagem, o que contém maiores e mais consistentes informações a respeito da viscosidade. Desta forma, uma vez que este parâmetro se mostra bastante relacionado com a viscosidade, isto é uma clara evidência de que a banda considerada está fortemente relacionada com a lubrificação.

Além de os desvios observados serem bastante pequenos, especialmente para os casos de engrenagem normal, deve ser levado em conta que a viscosidade é fortemente dependente da temperatura e, embora esta tenha sido mantida em torno das temperaturas indicadas, há variações de até 1°C (como pode ser verificado no Anexo 3 deste relatório que apresenta todas as condições experimentais). A análise de óleo mostrou que esta variação pode significar alterações da ordem de 20% na viscosidade do óleo (dependendo do óleo).

É também importante notar que na grande maioria das condições testadas o parâmetro ordena bastante bem a viscosidade dos óleos utilizados, cabendo assim ressaltar a consistência do parâmetro em diversas condições mantendo sempre uma característica monotônica e apenas perdendo esta característica no caso de um ou dois óleos com viscosidades muito próximas e em algumas rotações.

A atuação do parâmetro também é consistente com a carga pois há pouca alteração nos seus valores para cargas diferentes. Isto indica que, se a viscosidade está sendo monitorada, uma pequena alteração da carga não poderá causar um diagnóstico da viscosidade muito errado.

O estudo de caso de engrenamento danificado permite analisar a possibilidade de se distinguir entre uma variação de viscosidade em um caso de surgimento de danos superficiais. Ambos afetam o parâmetro EB2, mas a kurtosis, por exemplo, só é afetada pelo dano

superficial (como foi visto na análise da kurtosis item 6.2.2). Assim a análise conjunta de vários parâmetros permite um diagnóstico.

Cabe lembrar que, da análise de espectro por rotação, a banda B3, não é constituída primordialmente de frequências que não se deslocam com o aumento da rotação. Isto é importante para a análise das causas da banda pois indica que esta banda deve estar relacionada a uma série de frequências naturais. O fato de ser uma banda constituída de frequências naturais também é importante, em termos de diagnóstico, pois indica que o parâmetro deve ser eficiente mesmo para rotações diferentes das rotações testadas.

6.5. Avaliação dos parâmetros EB para um segundo redutor

De forma a verificar a generalidade dos parâmetros EB, e em particular do parâmetro EB3 para outros sistemas engrenados montou-se uma segunda bancada experimental e uma segunda campanha de tomada de dados.

Nesta segunda campanha experimental o banco de dados foi consideravelmente menor que o primeiro e o processamento foi realizado apenas de forma a caracterizar os parâmetros EB conforme apresentados nos itens anteriores.

Nos itens seguintes serão caracterizados as características da segunda bancada, as condições experimentais, os métodos utilizados e os resultados apresentados.

Embora em termos de estruturais algumas das informações apresentadas a seguir coubessem melhor no Capítulo 4 deste trabalho, em termos de coerência lógica elas se encaixam melhor nesta parte do texto.

6.5.1. Características da nova bancada

A nova bancada constitui-se de um redutor marca Cestari modelo H07106P11000.01 montado sobre uma base metálica, acionado por um motor elétrico Weg de $\frac{3}{4}$ HP ligado ao motor por meio de um acoplamento mecânico.

O redutor tem as seguintes características básicas:

Potência :	22 cv
Redução :	2
Viscosidade recomendada	ISO VG-220 (220 cSt)

6.5.2. Metodologia e condições experimentais para o segundo redutor

O novo sistema foi ensaiado utilizando-se a mesma metodologia descrita no Capítulo 4 com as seguintes diferenças:

- Foi coletado apenas o sinal de aceleração vertical.
- Não foi acoplado um trigger no eixo de saída e a velocidade de rotação foi ajustada por meio de um tacógrafo de forma que ficasse próxima da velocidade nominal.
- As rotações nominais coletadas foram 1600 rpm, 1200 rpm e 800 rpm.
- Os ensaios ocorreram apenas nas condições sem carga e engrenagem normal.
- Para cada óleo testado, foi coletado o sinal em apenas uma temperatura de trabalho.
- Não foram coletados sinais na condição sem óleo.

Os parâmetros de aquisição (frequência de amostragem, filtros etc) foram mantidos iguais aos utilizados na primeira campanha.

A Tabela 15 mostra os valores de viscosidade estimada dos óleos em cada na condição experimental testada. Vale lembrar que foram utilizados os mesmos óleos básicos misturados na mesma proporção indicada no item 4.3 e denominados da mesma forma.

Tabela 15- Tabela de óleos e viscosidades para o segundo redutor

Denominação do óleo	temperatura do teste °C	viscosidade cSt
96	34	148
200	35	280
300	35	450
400	37	500
470	36	650

6.5.3. Processamento dos sinais do novo redutor

Inicialmente os sinais foram convertidos de tensão elétrica para aceleração em m/s².

Foram então calculados os espectros e os parâmetros estatísticos dos novos sinais e gerados os parâmetros médios, tanto de espectro quanto dos parâmetros estatísticos, baseando-se na técnica de médias de parâmetro já definidas no item 5.3. deste trabalho.

Para cálculo dos espectros foi utilizada a densidade espectral de potência e foram utilizadas os mesmos parâmetros descritos no item 5.4.

Utilizando-se os espectros médios, os parâmetros EB foram calculados nas mesmas condições (modo de integração e bandas de frequência) utilizados nos casos anteriores.

6.5.4. Resultados obtidos para o segundo redutor.

A Figura 31 apresenta o resultado do RMS calculado para o segundo redutor.

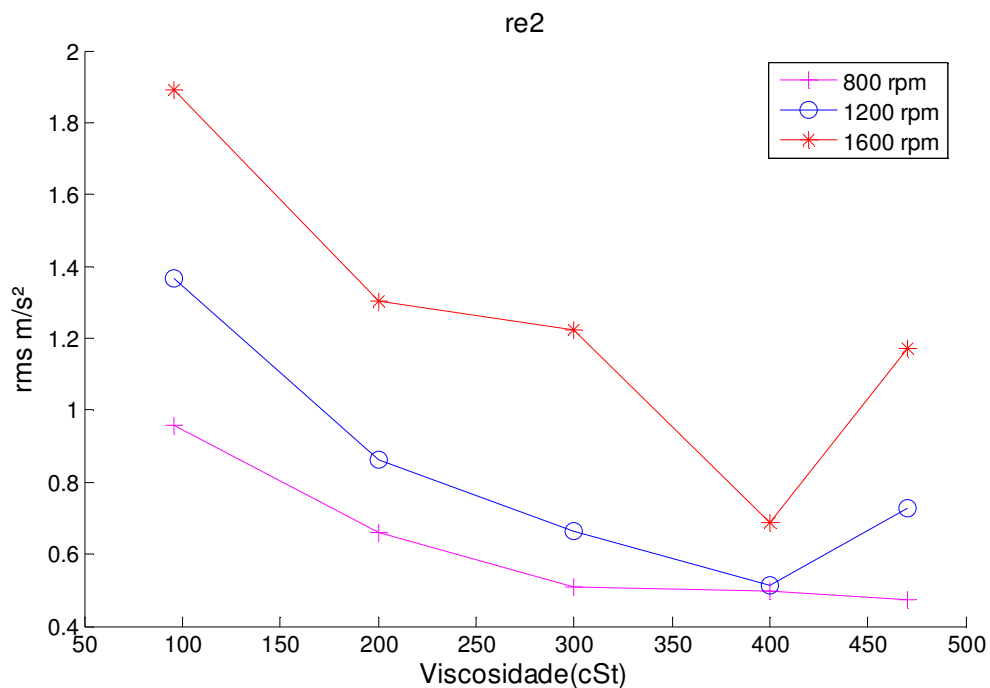


Figura 31- RMS do sinal x Viscosidade, segundo redutor

Novamente aqui é possível notar que o RMS, embora bem relacionado com a viscosidade não deu bons resultados em algumas condições experimentais.

6.5.5. O parâmetro EB

As figuras: Figura 32, Figura 33, Figura 34 e Figura 35, apresentadas a seguir mostram os resultados dos parâmetros EB1, EB2, EB3 e EB4 respectivamente, em função da viscosidade.

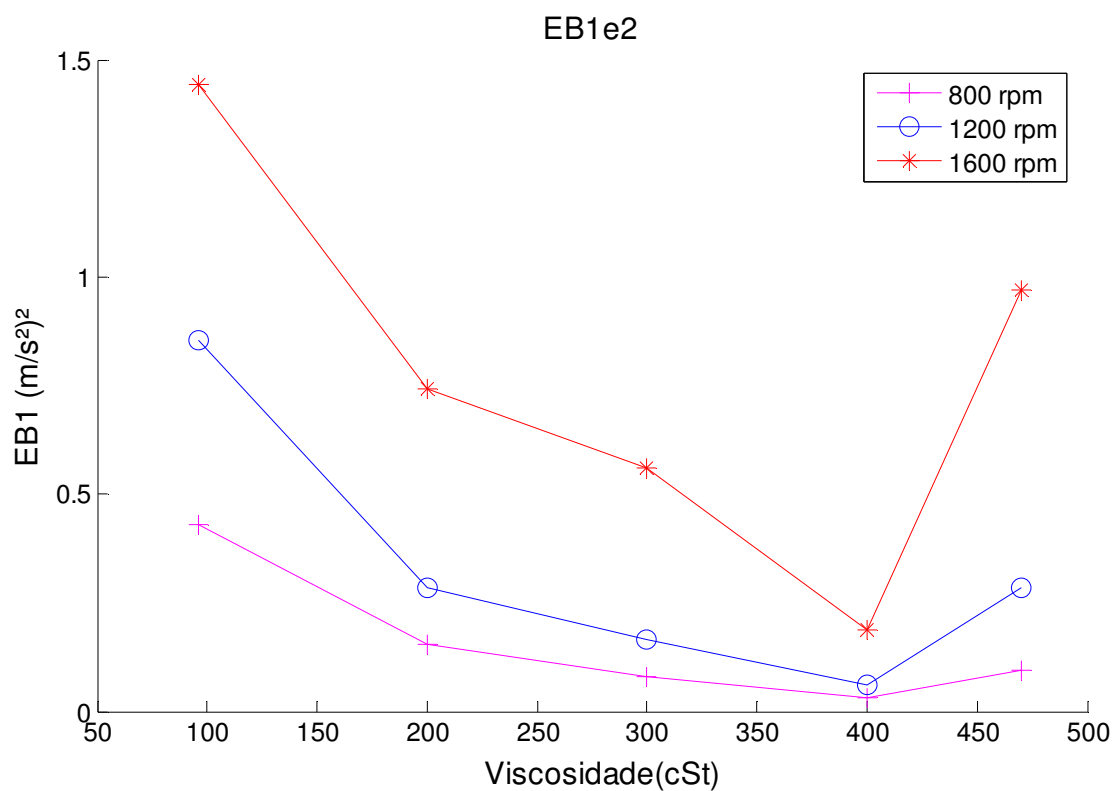


Figura 32- EB1, novo redutor.

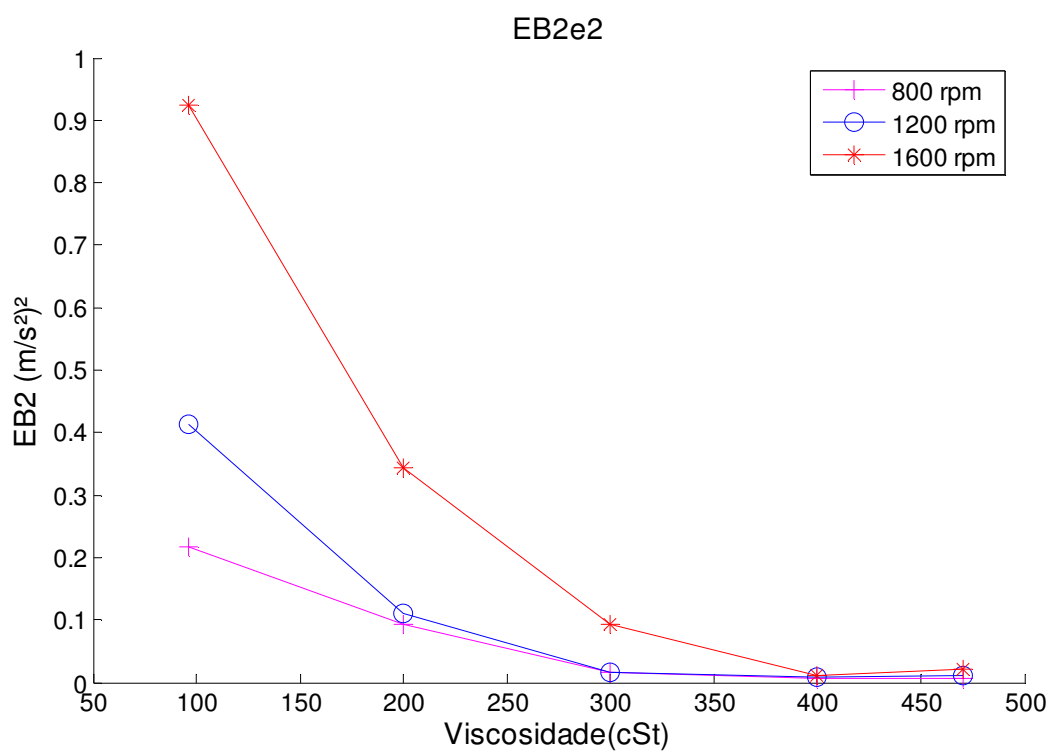


Figura 33 EB2, novo redutor.

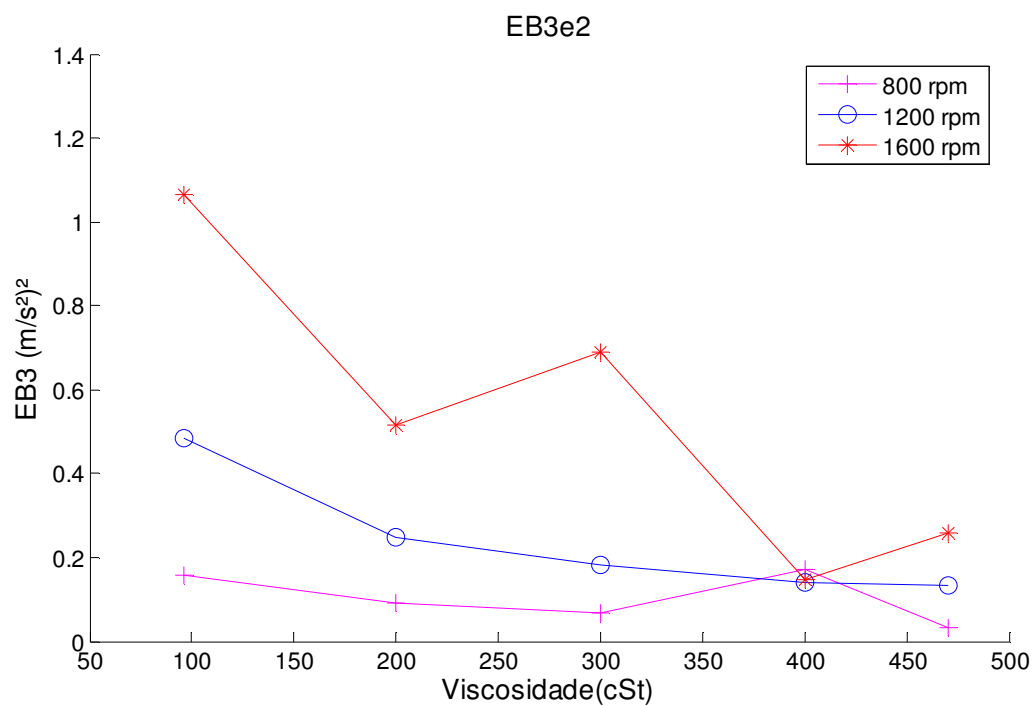


Figura 34 EB3, novo redutor.

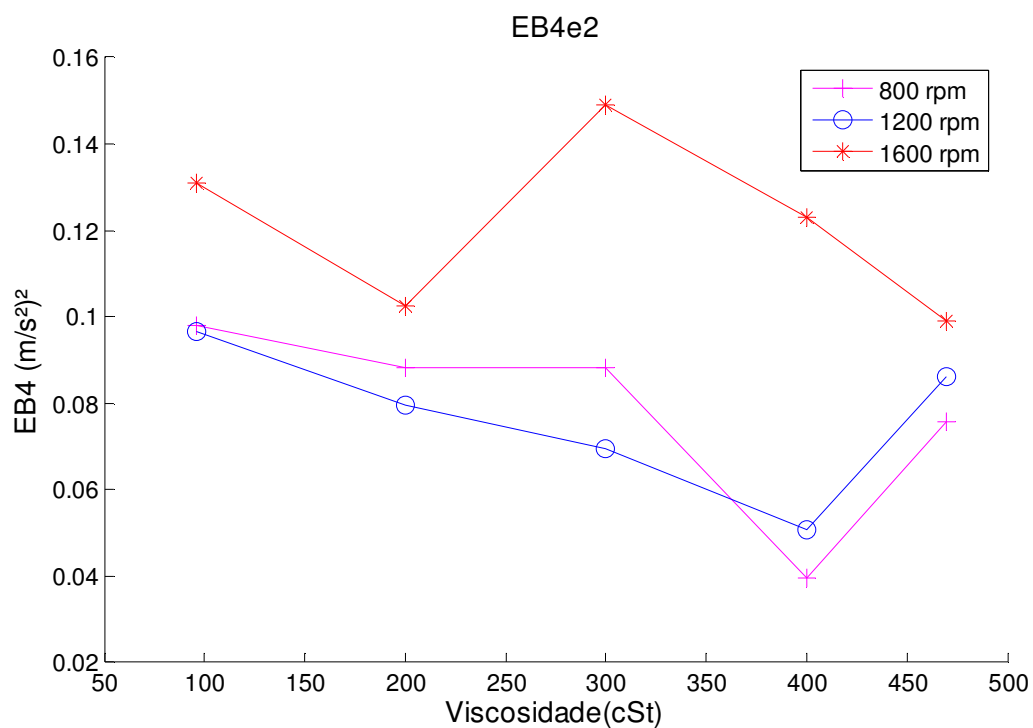


Figura 35 EB4, novo redutor.

Como se pode verificar pelos gráficos, entre os parâmetros apresentados aquele com melhor correlação com a viscosidade no caso deste redutor foi o EB2 e portanto a banda de

1000 Hz a 2400 Hz. O parâmetro EB3, que havia se apresentado muito bem para o caso anterior, embora não tenha falhado completamente, obteve um resultado bem inferior ao parâmetro EB2.

6.5.6. O espectro

De modo a tentar identificar melhor possíveis causas para o resultado obtido, foram gerados gráficos do espectro em função da viscosidade, como o apresentado na Figura 36.

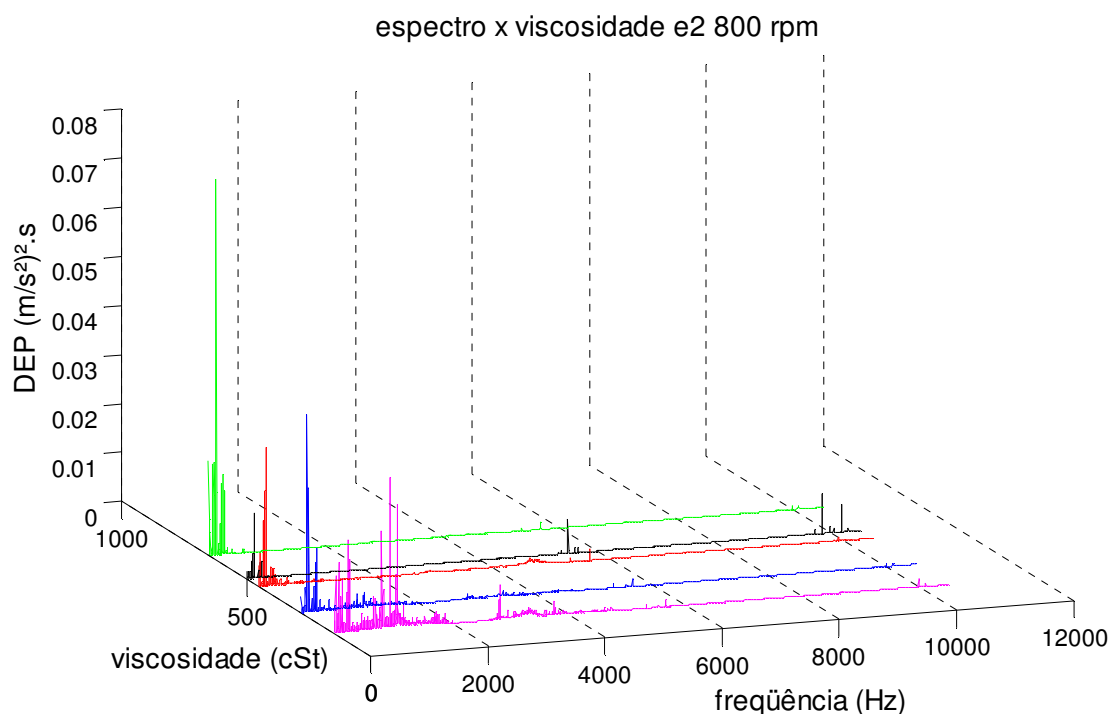


Figura 36 DEP x Viscosidade, redutor novo, 1600 rpm.

Como é possível observar embora o espectro de frequências deste segundo redutor seja bastante semelhante ao apresentado pelo primeiro redutor (Figura 23), neste caso há frequências importantes aparecendo na banda de 4000 Hz a 6000 Hz. Estas frequências podem estar sobrepujando os efeitos da viscosidade que eventualmente apareceriam nesta banda.

Vale lembrar entretanto que, neste caso, a banda B2 segue tendo uma boa correlação com a viscosidade, o que indica que se o parâmetro EB3 não pode ser universalizado para outros sistemas, o método de análise aplicado, aparentemente pode ser universalizado. Cabe

ressaltar também que a banda B2, assim como a Banda B3, são compostas, ao menos em sua grande maioria, de frequências que não são deslocadas por alterações na velocidade de rotação.

7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste capítulo serão discutidas as possíveis causas que determinam o comportamento verificado em vista dos resultados obtidos.

A idéia não é determinar com precisão o fenômeno que está ocorrendo (mesmo porque, para isto, os dados são insuficientes), mas sim discutir as possíveis causas que levam a este comportamento e analisar estas causas sob a luz dos resultados experimentais.

O último item deste capítulo volta a revisão bibliográfica e procura identificar aspectos semelhantes aos resultados obtidos neste trabalho em trabalhos já publicados por outros autores.

7.1. Irregularidades superficiais

Os dentes da engrenagem não são perfeitamente regulares. As irregularidades superficiais se devem ao processo de fabricação e a fadiga de contato.

Durante a operação do redutor, o processo de transmissão faz com que os flancos dos dentes das engrenagens entrem em contato separados ou não pelo filme de óleo. Este contato se dá por escorregamento e por rolamento [6]. A intensidade de cada um destes efeitos varia conforme a linha de contato caminha sobre os o par engrenado.

Este tipo de efeito, ou seja, a interação de duas superfícies em movimento, gera uma força de excitação periódica. Os efeitos deste tipo de excitação sobre mancais de rolamentos (através do filme de óleo) são discutidos na referência [45,37], enquanto que na referência [22] é apresentado um modelo desta excitação para engrenagens helicoidais e na referência [43] é estudado este fenômeno em um aparato do tipo pino-contra-disco.

A Figura 37 ilustra o fenômeno.

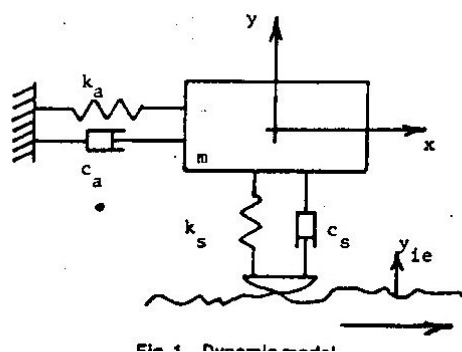


Figura 37-Excitação por irregularidades superficiais

Assim uma possível explicação para o fenômeno observado é que esta banda (de 2500 a 700Hz) é gerada por esta excitação de interação entre as superfícies e suas rugosidades. Neste caso a viscosidade do óleo amortece esta excitação, tanto por um efeito dissipativo de energia quanto por gerar maior a espessura da película de lubrificante (maior a viscosidade do óleo [11]), diminuindo a intensidade das frequências geradas ou excitadas por esta fonte.

Os resultados experimentais apresentados acompanham este modelo na medida em que este explica o resultado obtido com o dente careado, pois neste caso as irregularidades superficiais aumentam de amplitude e, portanto, aumentam a intensidade da excitação. Este comportamento pode ser verificado comparando-se a intensidade desta banda e foi comentado no item 6.4.2 deste relatório.

Este fato também justifica que a manifestação ocorra em uma banda de frequências tão larga pois as irregularidades superficiais podem ser modeladas por composições de diversas senóides de diferentes períodos e podem excitar diversas bandas de frequência.

Há, entretanto um forte ponto experimental que não acompanha esta hipótese.

Neste modelo seria de se esperar que o aumento da velocidade apresentasse um deslocamento desta banda. Como pode ser observado nos itens 6.3.1(espectro do envelope em função da rotação) e 6.3.2 (espectro do sinal em função da rotação) este comportamento não ocorre.

Esta restrição a este modelo, embora seja significativa, não o descarta visto que se pode tratar de excitações que sobre frequências naturais (do material por exemplo).

7.2. Excitação do banho de óleo

Uma possibilidade que deve ser levantada é a de que esta banda estaria ligada não a zona de contato em si, mas a passagem das engrenagens pelo banho de óleo lubrificante na parte baixa do redutor (Carter).

Quando as engrenagens passam pela parte inferior do redutor este é excitado da mesma forma que uma colher agitando um xícara de café gera ondas de pressão no fluido.

Desta forma esta banda refletiria ou uma excitação transmitida pelo banho afetando algum componente mecânico em outra parte do redutor ou mesmo uma frequência proveniente do escoamento do próprio fluido causado pela passagem das engrenagens.

Ambas as hipóteses porém não se sustentam pelo fato da engrenagem careada ter níveis de vibração significativamente maiores nesta banda e o defeito não altera as condições da passagem da engrenagem pelo banho de óleo.

Este raciocínio é válido para qualquer hipótese que não envolva as superfícies de contato.

Ale disto, frequências geradas por escoamento de líquidos costumam se manifestar em frequências mais baixas (até 100 Hz)

7.3. Frequência de flexão do dente

Durante o processo de transmissão de carga (durante o engrenamento de 2 dentes) as engrenagens do par engrenado são flexionadas e posteriormente, quando o par seguinte engrena, ocorre a retirada desta força fazendo com que o dente descarregado passe a vibrar (como um barra engastada em uma das extremidades que é carregada na ponta e depois a carga é retirada). Este tipo de carregamento cíclico pode excitar mais de um modo flexional.

Além disto a rigidez de engrenamento varia com o perfil da superfície do dente e com o raio de contato [22], podendo assim gerar frequências em larga banda.

Estas vibrações estariam sendo amortecidas pelo filme de óleo e quanto maior a viscosidade do óleo utilizado, mais amortecida fica esta vibração.

Ocorre que este comportamento deveria ocorrer em maior escala tanto maior fosse o carregamento sobre o dente. Tal fato não ocorre como já foi discutido no item 6.4.1 deste trabalho.

De fato há pouca influência do carregamento sobre o parâmetro. A pequena influência observada é contrária ao esperado, ou seja, a tendência é aumentar a carga e diminuir os valores da energia da banda B3.

7.4. Ressonância do material superficial da engrenagem

O regime de lubrificação em engrenamentos é conhecido como regime elastohidrodinâmico. Neste tipo de regime, complementar a teoria hidrodinâmica, uma característica fundamental são as altas pressões geradas na zona de contato gerando consideráveis deformações elásticas do material [35].

Levando-se em conta que o regime de lubrificação de um dente da engrenagem não é um regime permanente, haverá, periodicamente, pressão aplicada a superfície do dente. Devido as características de engrenamentos, mesmo durante o contato de dois dentes, há variação de carregamento[6].

Este efeito gera uma resposta dinâmica que é característica do material que compõe a superfície do dente.

Desta forma dois fenômenos podem estar ocorrendo simultaneamente.

Por um lado, quanto menor a viscosidade do óleo maiores são as tensões na superfície do dente pois menos energia é dissipada pelo óleo e maiores os valores de energia da banda

B2 . Um aumento de velocidade também significa o aumento da energia transmitida para a superfície e um aumento das tensões sobre o material.

Por outro lado o aumento da carga, embora em principio aumente a energia no contato, diminui as folgas do sistema causando menos oscilações no contato entre os dentes. O mesmo fenômeno que parece ocorrer com a energia total ,ou seja, o RMS.

Não há variação na energia da banda B2 com o aumento da carga pois, embora as tensões sejam maiores, há menores variações destas tensões na superfície do dente gerando uma menor excitação.

7.5. Trabalhos com alguns resultados similares

Embora, como já foi comentado na referência bibliográfica, não tenha sido encontrado nenhum trabalho investigando o efeito da viscosidade sobre os sinais de vibração, há uma série de trabalhos que apresentam pontos similares aos resultados experimentais obtidos neste trabalho. Estes pontos foram melhor destacados nesta parte do texto, ao invés de na revisão bibliográfica, visto que seria difícil identificá-los antes de observar os resultados obtidos nestes experimentos.

O trabalho indicado na referência [27] relata uma experiência onde foram feitas medidas de vibração (de 0.1 kHz a 10 kHz) em um aparato experimental construído para estudo de desgaste . Neste trabalho foram utilizados mais de um material, com diversas rugosidades, e em condições de lubrificação limite, ou seja, há contato entre as asperezas superficiais.

Um resultado interessante deste trabalho é que o autor identifica, para cada material (variando a rugosidade) as frequências de fricção como afetando a intensidade (não a composição espectral), da banda alta do espectro (de 1000 a 10.000 Hz). Vale notar que esta é uma banda muito próxima da banda B3.

Esta mesma banda é afetada quando mudamos o material , como pode ser observado na Figura 38 que foi apresentada no referido trabalho.

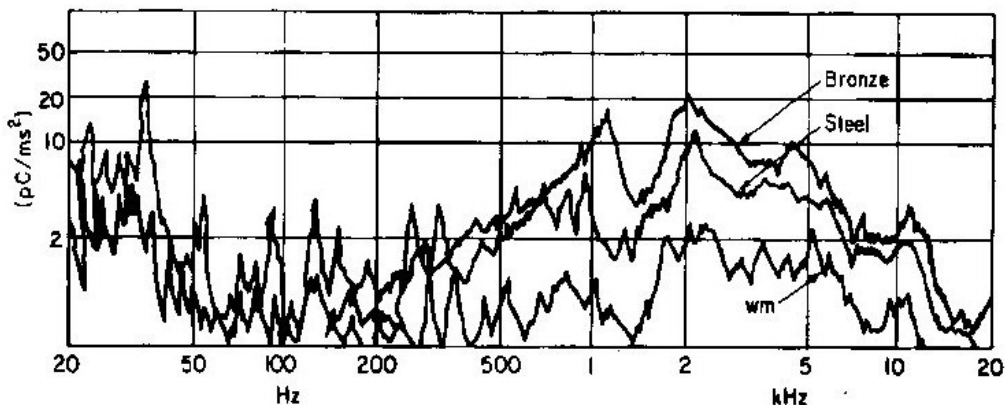


Figura 38-Vibração em diferentes materiais

O autor sugere como justificativa que a superfície do material é composta de elementos com massa distribuída e elasticidade compondo diversos modos de vibrar (sistemas contínuos) . Assim há diversas frequências de ressonância e a vibração de fricção apresenta um espectro rico com os picos correspondendo as frequências naturais dominantes para esta excitação.

O artigo indicado na referência [43] apresenta os resultados de um experimento de pino contra disco (montagem bastante utilizada para estudo de desgaste) onde foi monitorado o comportamento dinâmico das forças normal e de fricção. O trabalho envolveu materiais com diversas rugosidades superficiais em condições de atrito seco e lubrificação limite.

Um dos resultados do trabalho mostra que a inclusão do lubrificante não altera o espectro, apenas diminui a intensidade das bandas.

Este resultado concorda com os resultados obtidos neste trabalho e também com o artigo da referência [25] onde o autor, trabalhando com emissão acústica em um sistema disco contra disco também chega ao mesmo resultado ao acrescentar um lubrificante no sistema.

É interessante notar que neste ultimo trabalho (referência [25]) a inclusão do óleo no contato leva a um regime elastohidrodinâmico, o mesmo regime de lubrificação esperado para engrenamentos.

8. CONCLUSÃO

É possível, através dos sinais de vibração, monitorar variações de viscosidade do óleo lubrificante utilizado na caixa de engrenagens, indicando que alterações de viscosidade podem afetar consistentemente a assinatura mecânica de redutores.

A banda de frequência de 2400 a 7000 Hz do sinal vertical (banda B3), no caso do primeiro redutor utilizado e banda 1000 Hz a 2400 Hz (banda B2), no caso do segundo redutor, foram as que melhor caracterizam a viscosidade.

No caso do primeiro redutor, a composição da banda B3 não é afetada pela carga, mas é bastante afetada pelas irregularidades superficiais do dente (caracterizadas pelos engrenamentos careados).

A intensidade das bandas B2 e B3 aumenta regularmente com a rotação mas sua composição espectral, em sua grande maioria de frequências, não depende da velocidade de rotação (a banda não se move com a rotação), indicando serem bandas compostas primordialmente de frequências naturais.

No primeiro redutor, o parâmetro proposto para detecção de alteração de viscosidade, EB3, e que reflete a energia da banda B3, é bastante consistente e robusto para variações de carga e rotação e apresenta apenas pequenos desvios em relação ao ordenamento esperado das viscosidades. Um indicativo do bom funcionamento deste parâmetro é o fato de sempre distinguir, com bastante facilidade (pois atribui valores bastante diferentes), qualquer óleo nas condições frio e quente. No caso do segundo redutor, há menos condições experimentais testadas para indicar a consistência do parâmetro EB2, no entanto ele foi bastante consistente nas condições testadas.

De forma geral o RMS, como era esperado, tende a aumentar com a diminuição da viscosidade. No entanto este comportamento não é consistente, falhando em diversas

condições experimentais importantes. Um bom exemplo disto ocorre quando o valor do RMS do sinal de vibração tomado quando o óleo estava frio é maior que o RMS do sinal tomado quando o mesmo óleo estava quente (viscosidade menor).

Com a aplicação de carregamento externo o RMS apresenta resultados ainda piores chegando inclusive a não detectar o caso do redutor sem óleo (crítico em se tratando de lubrificação).

O estudo das amplitudes das frequências de engrenamento, assim como o caso do RMS, também não foi útil para identificação de viscosidade. Embora estas frequências apresentem um comportamento aparentemente ligado a viscosidade (especialmente o sinal do segundo par engrenado, sobre o qual estavam posicionados os acelerômetros) este comportamento não se mantém de forma consistente para boa parte das condições experimentais testadas.

A utilização de médias temporais (técnica Tm) apresentou resultados piores aos obtidos quando realizamos médias de parâmetro (técnica A).

Os parâmetros estatísticos como Kurtosis e Skewness não apresentam grandes mudanças com a viscosidade. Vale notar que a Kurtosis, em particular, é capaz de diferenciar a engrenagem careada em todas as condições experimentais e não é afetada pela viscosidade.

A variação de viscosidade modula a energia na banda B3. No entanto esta composição espectral não é originada por um fenômeno ligado a viscosidade pois está presente no caso do redutor sem óleo.

Em trabalhos futuros, ligados a este trabalho, se pretende estudar os efeitos da viscosidade sobre outros sistemas (como rolamentos por exemplo). Isto é importante, pois se alterações de viscosidade puderem ser detectados em outros equipamentos, utilizando a mesma banda, ou a mesma metodologia, significaria que o parâmetro pode ser generalizado.

9. BIBLIOGRAFIA

1. Almeida, R. G. T; Vicente, S. A. S.; Padovese , L. R. ; “New Technique For Evaluation Of Global Vibration Levels In Roling Bearings”. Shock and Vibration, IO Press, Holanda:, v.9, n.4-5, 2002.
2. Almeida, R. G. T.; Padovese , L. R. ; “Sensibility of vibration Analyses to Detect Different Oil Viscosity In a Gearbox”. Anais do CONEN 2002– Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – João Pessoa 2002
3. Almeida, R G; Vicente A S ;. Maru M. M.; Padovese, L R; 2001, *Vibration Analysis in Gearbox with Two Different Types of Lubricants*, Anais do *Pan American Congress of Applied Mechanics* (PACAM), 2001, Chile.
4. Almeida, R. G. T; Padovese , L. R. ; “Characterization of oil viscosity alterations in a gearbox through vibration signal analysis”. Anais do COBEM 2003- XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – São Paulo 2003.
5. Arruda, J.R.F; *Comparando Laranjas com bananas*, Revista de acústica e Vibrações nº 23 , junho/99., pg 10-14.
6. Bartz, W. J. ; *Lubrication of gearing*; Mechanical engineering Publications Limited, 1993.
7. Bo, J. ; *Thin Film Lubrication of real surfaces*; Tribology international, 33, 2000, pg 312.
8. Boes, D. C.; Graybill, F. A.; Mood, A. M.; 1974, *Introduction to the Theory of Statistics*, 3rd. Ed., McGraw-Hill.
9. Campbell W S; Jacopini J ; *Suction Roll Pilot Bearing Failure Due To Inadequate Lubrication* ; Vol 77 , numero 12 Tappi Journal, pag 233.

10. Carman B.; *Using a data acquisition board and a notebook computer for vibration analysis*; Proceedings of the 17th annual meeting of the vibration institute, Loveland , Ohio, 1993.
11. Carreiro, R. P.; Moura, C.R.S.; *Lubrificantes e Lubrificação*; São Paulo, Makron books, 1998.
12. Celik, M. ; *A comparison of three teeth and whole body models in spur gears analysis*; Mechanism and machine theory, 34, 1227-1235, 1999.
13. Courrech J; *Análise do envelope para detecção efetiva de defeitos em rolamentos- Verdade ou Ficção?*, Revista UPTIME ,nº 1 ,2000, vol 8, pág 14.
14. Dorinson, A; Ludema, K; 1997, *Mechanics and Chemistry in Lubrication*; Tribology series , 9 , Elsevier 1985.
15. Dowson, D.; *Elastohydrodynamic and micro- elastohydrodynamic lubrication*; Wear , 125-138, January 1995.
16. East, W; *Predictive Maintenance Can Solve Gear Problems*; Foundry Management and technology, august 1989.
17. Erbay A.; Upadhyaya B. *A Personal computer-based on-line signal validation systems for nuclear power plants* ; Nuclear Technology; vol 119, July 1997; pg 63.
18. Gerges, S. N. Y. ; *Análise de cepstrum para identificação de falhas em elementos de máquinas*; Revista da Abramam, 1996; pg 1.
19. Jennings, I.D.; *Predictive Maintenance for Process Machinery*; Mining Technology, April, 1990; pg 111.

20. Jones, R. M. ; *A guide to interpretation of machinery vibration –part1*; Sound and Vibration, May,1994; pg 24.
21. Kapur K.C.; Lamberson L.R.; *Reliability in Engineering Design* ; John Wiley & Sons ,1977; pg 43
22. Kasuba, R.; Evans, J. W.; *An extended model for determining dynamic loads in spur gears*; Transactions of the ASME ,vol 103, abril 1981, pg 398.
23. Kazunori, I; Hirano, F; *Dynamic behavior of heavy loaded spur gears*; Journal of Engineering for industry, may 1974, pg 373.
24. Kimura Y; *Maintenance Tribology: its significance and activity in Japan*; Wear 207, 1997, 63-66
25. Lingard S.; Yu C. W.; Yau C. F.; *Slides wear studies using acoustic emission*; Wear, 162-164, 1993.
26. Macfadden, P. D.; Cook J. G.; *Decomposition of gear vibrations signals by generalized s transform*; Mechanical Systems and signal Processing,13,691-707,1999.
27. Massouros, G., P.; *Normal vibrations of a plain bearing working under boundary lubrications conditions*; Tribology international, October,1983.
28. Matusheski B.; *Achieving Maximum Benefit from CMMS Data*; Applied Technology Publications, Inc, novembro de 2000, pg [s.n].
29. Nicodemus, N. C. L.; Gerges, S. N. Y.; Brazzalle R. R. ; *Manutenção preditiva de engrenagens : Análise modal e simulação do sinal de vibração*; Anais do VIII COBEM (Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica), São José dos campos , 1985.
30. Pachaud, C.; Salvetat, R.; Fray, C.; *Crest Factor and Kurtosis Contributions to Identify Defects Inducing Periodical Impulsive Forces*, Mechanical Systems and Signal Processing, June, pages 903-916.

31. Padovese L R; *Using acoustic noise for fault classification in gearbox*; Anais do COBEM (Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica),1999, Águas de Lindóia.
32. Padovese, L. R.; *Automatização de Diagnóstico de Falhas em Plantas Industriais*; 2002, Tese de Livre Docência, EP-USP.
33. Padovese , L. R ; Almeida, R. G. T.;. “Detecting oil viscosity alterations in a gearbox under load by vibration signal analysis” , COMADIT, condition monitoring conference 2-4 July 2003, St Catherine's College, Oxford, England.
34. Pedro F. F. ; *Emissão acústica na manutenção preditiva e preventiva*; Mundo mecânico , abril, 1988, pg 84.
35. Pinkus, O.; *A Brief History of the Theory of Hydrodynamic Lubrication*; *Transactions of ASME*, Vol. 109,pg. 3, January, 1987.
36. Proakis, J.G; Manolakis, D.G.; *1996, Digital Signal Processing, 3rd Ed., Prentice Hall.*
37. Pupaza, D. ;Beynon, J. H. ; *The use of vibration monitoring in detecting the initiation and prediction of corrugations in rolling-sliding contact wear*; *Wear*, 175-183, 1994.
38. Satter, M. A.; Ebadi A. R. ; *Wear of gears: a case study at shiraz Cement Plant*; *Wear*, 162-164 , 1993.
39. Silva, A., “*Detecção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos*” ; Tese de Doutorado, EESC-USP ,1999.
40. Shibata K. Takahashi A. , Shirai T.; *Fault diagnosis of rotating machinery through visualization of sound signals* ; *Mechanical Systems and Signal Processing* , 229-241, 2000.

41. Shiroishi L. I.; Danyluk, S.; Kurfess T; Liang S. Y.; *Bearing fault detection via high frequency resonance technique with adaptative line enhancer*; Proceedings of the 12^o Bienal conference of Reliability , Stress Analysis & Failure Prevention , Virginia beach , april 15-17 ,1997.
42. Smith, J. D.; *Continuous Monitoring of Smith Shocks After Lubrication Failure*; Proceedings of the institute of Mechanical Engineers, 1995, vol 209 , pages 17-29.
43. Soom, A.; Kim, C.; *Roughness-Induced Dynamic Loading at Dry and Boundary-Lubricated Sliding Contacts*; Journal of Lubrication Technology, October, 1983, pg 514.
44. Sottile J. J.;Holloway L. E; *An overview of fault monitoring and diagnosis in mining equipment ;. IEEE transactions on industry applications , VOL 30 n^o 5 , September/October 1994, pg 1326.*
45. Su, Y T; Sheen Y T ; Lin M H 1992; *Signature Analysis of roller bearing vibrations: lubrication effects ; Journal of mechanical engineering science , Vol. 206, pg 193.*
46. Swanson L; *Linking maintenance strategies to performance*; International Journal of production economics, 70 (2001), pgs 237-244
47. Tandon N; *A Comparison Of Some Vibration Parameters For the Condition Monitoring Of Rolling Element Bearings*; Measurements 12, 1994, pages 285-289.
48. Tandon, N.; Choudhury, A.; 1999, *A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings*; Tribology International, Vol.32, May, pages 469-480.
49. Taylor, J I; 2000, *The Gear Analysis Handbook*, VCI editors, United States.
50. Umezawa K. ; Houjoh H.; Maki H. *Estimation of the Vibration of In-Service Gears by Monitoring the Exterior Vibration*; JSME international Journal, Series III, Vol. 31 , n^o 3 , 1988, pg 588-591.

51. Vicente, S. A. S.; Masotti, P.H.F; Almeida, R. G. T.;Ting, D.K.S.;Padovese , L. R. ;
“Automatic Diagnosis of defects in bearings using fuzzy logics”. Anais do COBEM
2001- XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – Uberlândia 2001.

52. Wismer, N J; *Time Domain Averaging Combined With Order Tracking*; Bruel and
Kjaer application Notes 1997.

53. I Workshop Desafios, *Expectativas e Experiências na Produção e Utilização de
Lubrificantes: Uma Abordagem Cooperativa*, Novembro de 2000, São Paulo, Anais,
ISBN 85-86686-12-3, Coordenação: Prof. Dr. Linilson R. Padovese e Prof. Dr.
Amilton Sinatora

Anexo 1

Fotos da bancada e instrumentação

Bancada



Detalhe dos acelerômetros

Acelerometro PSB axial

Acelerometro B&K vertical

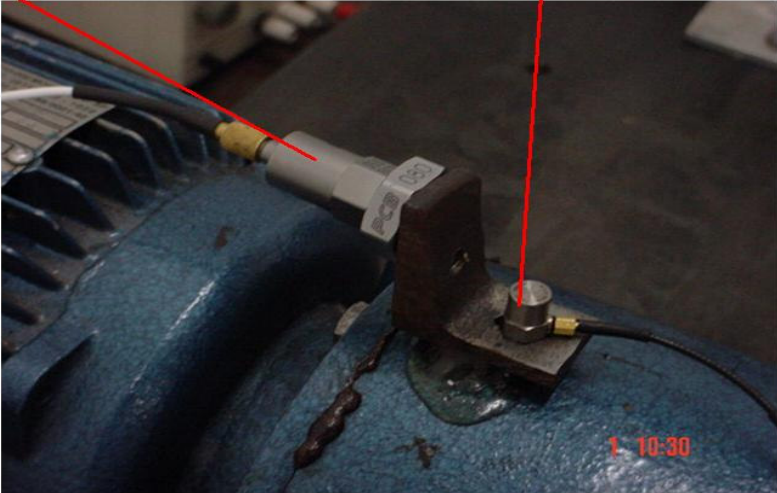


Foto termopar, trigger e freio

freio

Trigger

Termopar

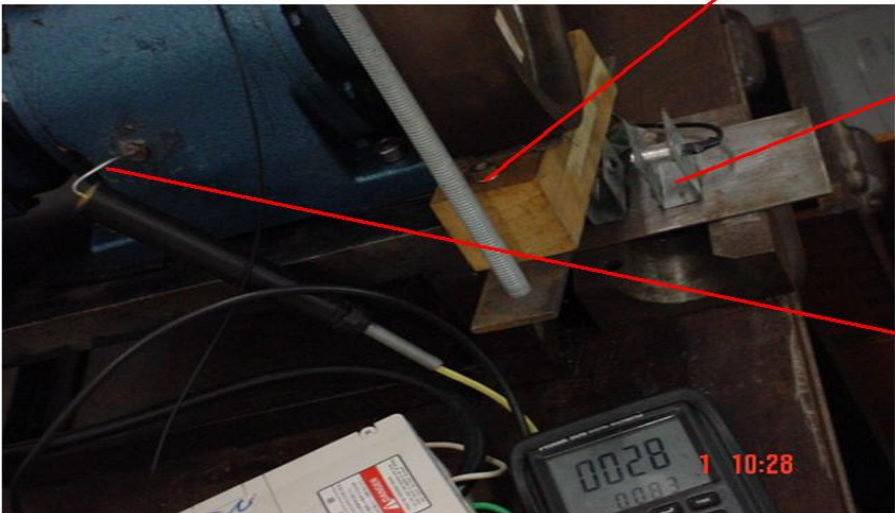
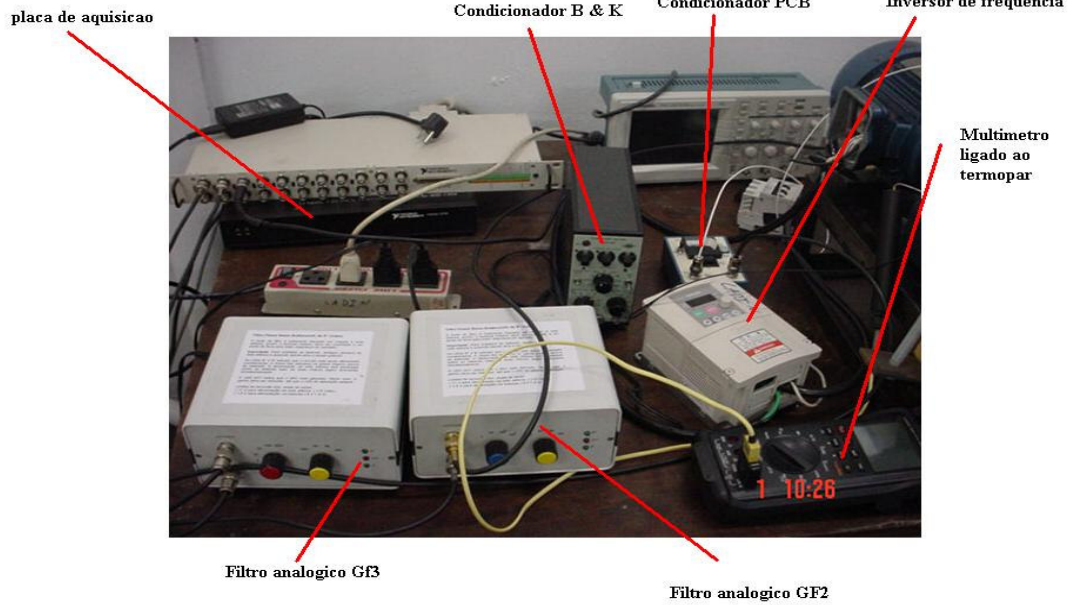
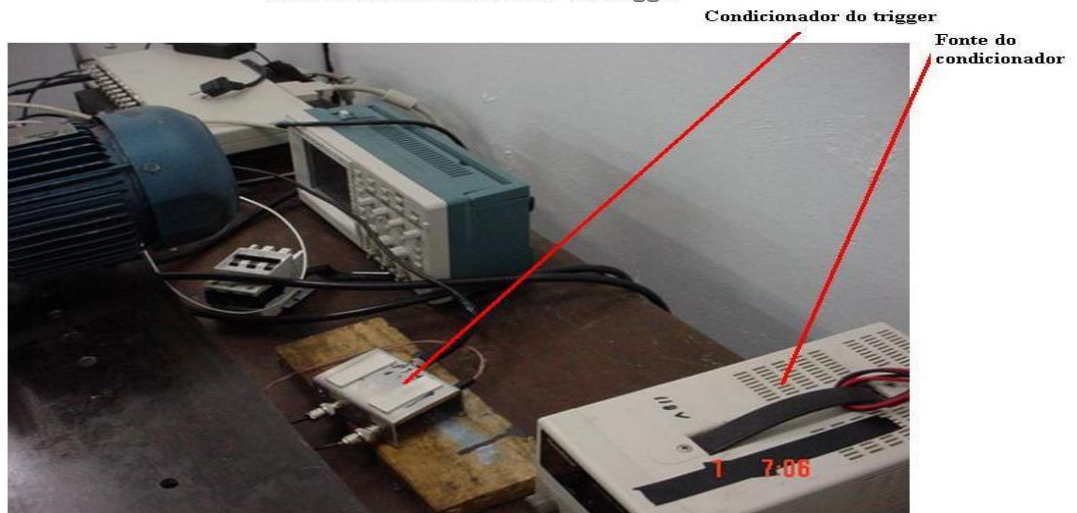


Foto com detalhe da instrumentacao

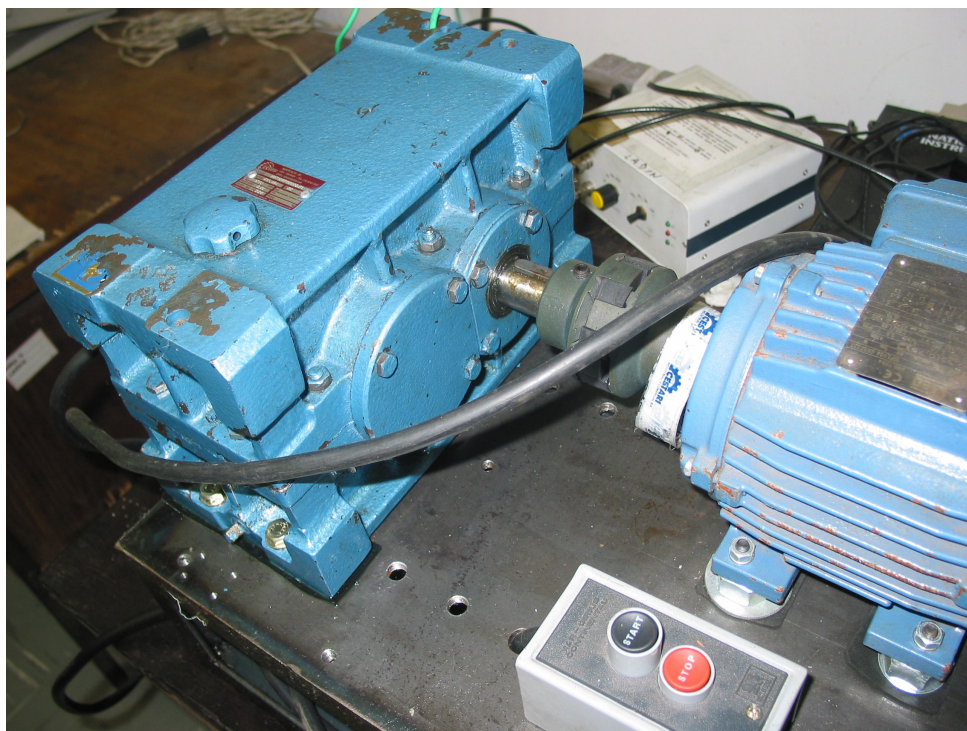


Detalhe do condicionador do trigger



Sistema de aplicacao de carga



Banco de lubrificantes**Segunda Bancada**

Anexo 2

Características dos Óleos Utilizados


RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000005.000001

Data da coleta: 12/04/2002

Máquina..... OB 96

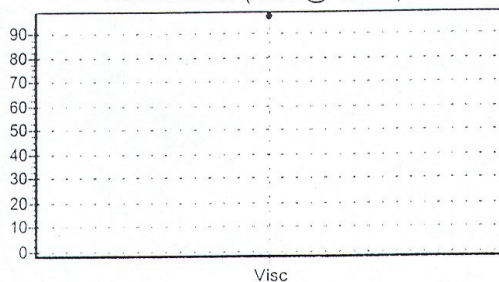
Ponto de coleta.. REDUTOR

Data do exame: 06/05/2002

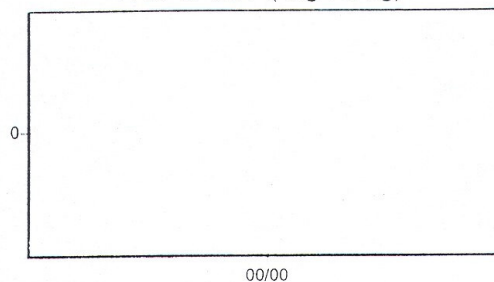
Lubrificante..... ÓLEO BÁSICO 96

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



TAN & TBN (mgKOH/g)


RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	97,2
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	10,8
Índice de Viscosidade (IV).....	94
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm³).....	
Espec.19 elem.	Vide abaixo
Visc.30 °C Calculada	171,9 cSt
Outros ensaios.....	(vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Óleo novo sem uso.

Resultados espectrométricos: Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm, Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 0ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm, Ca= 4ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm, Zn= 1ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm.

Eng. Baroni / Quím. Sirlei

Lab. da National Tribology Services - USA p/a a TRIBOLAB


RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000005.000001

Data da coleta: 12/04/2002

Máquina..... OB 96

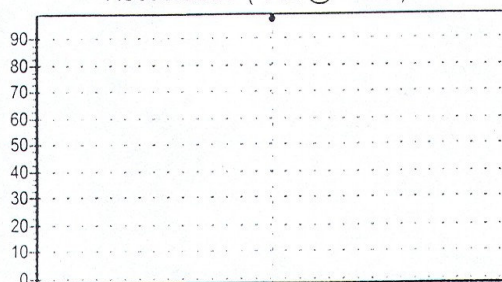
Data do exame: 06/05/2002

Ponto de coleta.. REDUTOR

Lubrificante..... ÓLEO BÁSICO 96

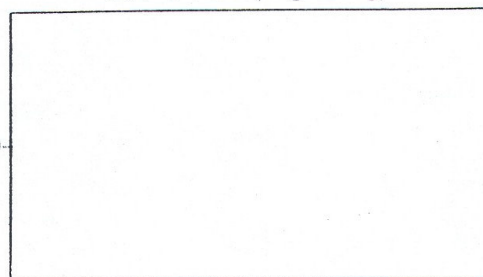
Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



Visc

TAN & TBN (mgKOH/g)



00/00

RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt)..... 97,2

Viscosidade a 100 °C (cSt)..... 10,8

Índice de Viscosidade (IV)..... 94

Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....

Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....

Teor de água

Insolúveis em pentano (%).....

Contagem de partículas.....

Densidade (g / cm³).....

Espec.19 elem. Vide abaixo

Visc.30 °C Calculada 171,9 cSt

Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Óleo novo sem uso.

Resultados espectrométricos: Fe= 0ppm, Cr= 0ppm, Pb= 0ppm, Cu= 0ppm, Sn= 0ppm, Al= 0ppm,
 Ni= 0ppm, Ag= 0ppm, Si= 0ppm, B= 0ppm, Na= 0ppm, Mg= 0ppm, Ca= 4ppm, Ba= 0ppm, P= 0ppm,
 Zn= 1ppm, Mo= 0ppm, Ti= 0ppm, V= 0ppm.

Eng. Baroni / Quím. Sirlei

Lab. da National Triboloy Services - USA p/a a TRIBOLAB


RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000006.000001

Data da coleta: 05/10/2002

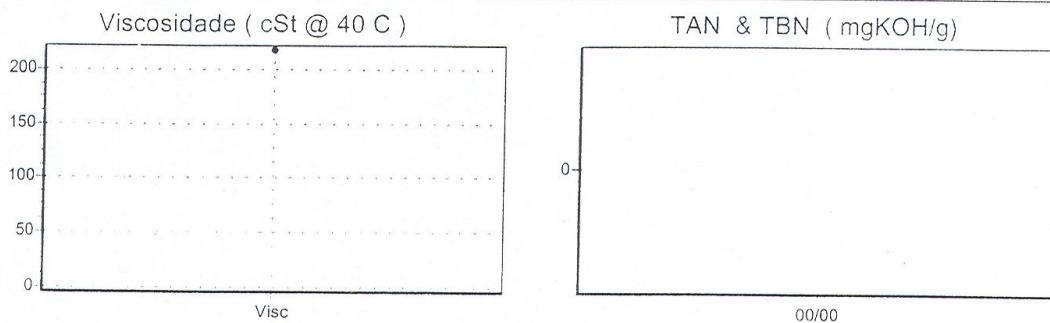
Máquina..... OB 440 + OB 96

Ponto de coleta.. NOVA MISTURA DE ÓLEO - ISO 200

Data do exame: 14/11/2002

Lubrificante..... OB-440 + OB 96

Recomenda-se.... VIDE COMENTÁRIOS ABAIXO


RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	217
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	
Índice de Viscosidade (IV).....	
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm ³).....	
Viscosidade @ 30°C	358

Outros ensaios..... (vide abaixo)

Cliente informa: misturou estes 2 óleos para obter um ISO-220.

Limitamo-nos a reportar os resultados dos ensaios solicitados.


RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000002.000001

Data da coleta: 15/04/2002

Máquina..... OB 300

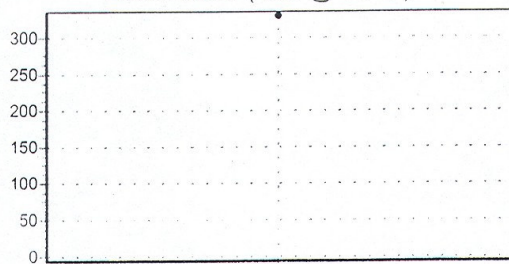
Data do exame: 06/05/2002

Ponto de coleta.. REDUTOR

Lubrificante..... MISTURA DE BÁSICOS

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



Visc

TAN & TBN (mgKOH/g)



00/00

RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt)..... 327,9

Viscosidade a 100 °C (cSt)..... 23,9

Índice de Viscosidade (IV)..... 93

Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....

Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....

Teor de água

Insolúveis em pentano (%).....

Contagem de partículas.....

Densidade (g / cm³).....

Visc.30 °C Calculada 643,1 cSt

Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: Óleo resultado de mistura de básicos.


RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000003.000001

Data da coleta: 15/04/2002

Máquina..... OB 400

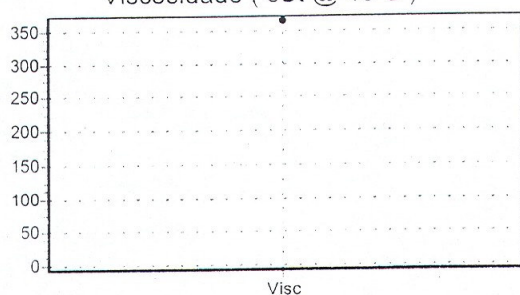
Data do exame: 06/05/2002

Ponto de coleta.. REDUTOR

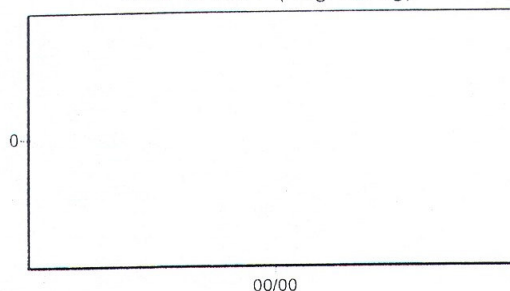
Lubrificante..... MISTURA DE BÁSICOS

Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



TAN & TBN (mgKOH/g)


RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt)..... 364,5

Viscosidade a 100 °C (cSt)..... 30,1

Índice de Viscosidade (IV)..... 115

Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....

Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....

Teor de água

Insolúveis em pentano (%).....

Contagem de partículas.....

Densidade (g / cm³).....

Visc.30 °C Calculada 680,7 cSt

Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: Óleo resultado de mistura de básicos.


RELATÓRIO DE EXAMES FÍSICO-QUÍMICOS

Código Tribolab... 002407.000004.000001

Data da coleta: 15/04/2002

Máquina..... OB 470

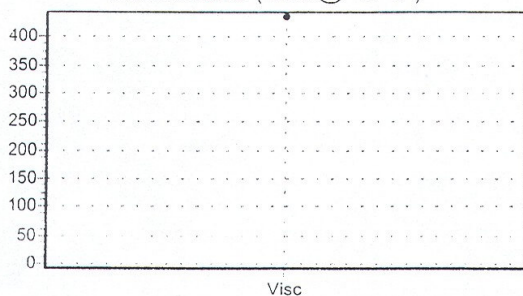
Data do exame: 06/05/2002

Ponto de coleta.. REDUTOR

Lubrificante..... MISTURA DE BÁSICOS

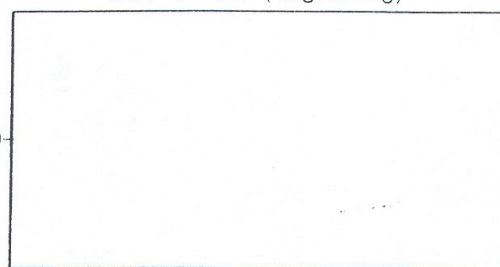
Recomenda-se.... Simples caracterização

Viscosidade (cSt @ 40 C)



Visc

TAN & TBN (mgKOH/g)



00/00

RESULTADOS DE ENSAIOS

Viscosidade a 40 °C (cSt).....	435,7
Viscosidade a 100 °C (cSt).....	30
Índice de Viscosidade (IV).....	98
Índice de acidez - TAN (mgKOH/g).....	
Índice de basicidade - TBN (mgKOH/g).....	
Teor de água	
Insolúveis em pentano (%).....	
Contagem de partículas.....	
Densidade (g / cm³).....	

Visc.30 °C Calculada 861,8 cSt

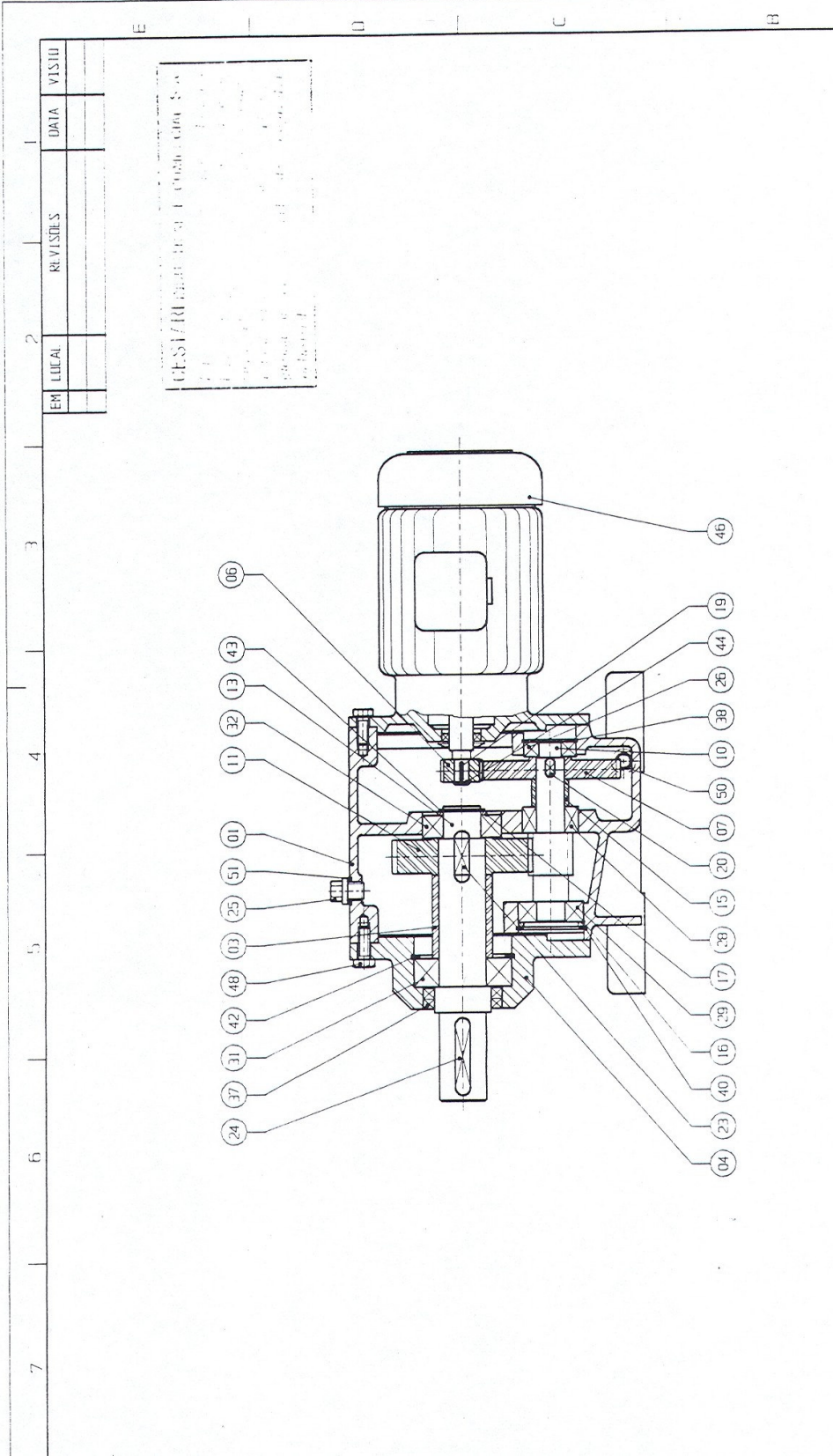
Outros ensaios..... (vide abaixo)

As conclusões/recomendações referem-se exclusivamente à amostra e às informações prestadas pelo cliente.

* Cliente informa: Óleo resultado de mistura de básicos.


Anexo 3

Caixa de Redução



EM	LUCAL	REVISÕES	DATA	VISTID

CEST/REDAUT/EN/1/Construção S/A
 Rua ...
 São Paulo, SP

CUBEN: ESCOLA POLITÉCNICA - USP - 		Peso (kgf): En Escala:	Subst. par. En subst. de N. Escala:	Desenho N. C0120MNC
Elaborado: Verificado: Aprovado:	Data: 08/02/05 Desenhista:	WILSON ✓ ✓	Escala: S/C	Arquivo
CONJUNTO COAXIAL TAMANHO 01 EXECUÇÃO MN				

1510-000 - MOTOR ALTO - SP
 T. R. L. (0183) 42 - 1 0 2 2
 C. E. C. 52.818.069 / 0001-0

P
 A
 M
 S
 D
 E

Projeto: 1510-000
 Série: 1510-000
 Óleo: Tloc. a (60°C) 180 TC
 Lubrificada conforme manual

Indústria Brasileira

53 54

Anexo 4

Instrumentação e Aquisição

Instrumentação e Aquisições de engrenamentos

Aquisições feitas por: Rui Gomes T. de Almeida

Aquisição dos engrenamentos e arquivos

Estas informações foram copiadas do caderno de aquisição, vale ressaltar que neste caderno há outras informações mais completas.

Instrumentação

Acelerômetro B & k

Número: B&K 4393

Sensibilidade 0.32 pc/(m/s²)

9.1. Condicionador B e K

Número : charge amplifier type 2635

Configuração :

Sensibilidade: 0.32

Lower acc: 2 Hz

Upper: 10 kHz

Acelerômetro PCB

Número: 353b02

Sensibilidade: 20 mv/g

Condicionador integrador PCB

Modelo 480B10

Saída em aceleração.

Trigger

Montado em uma placa de circuito impresso com dois diodos fotossensíveis (emissor e receptor)

Alimentação: 5.5 v

Placa de aquisição:

Daq pad 6070E , National Instruments

Capacidade por canal : $\pm 10V$

Programa de aquisição

O programa foi feito em Lab-view e tem o nome : “engrenagens_aquisição_def.vi”

Parâmetros de aquisição

geral:

Frequência de aquisição (fs)= 21000Hz

Numero de pontos: 42900

Filtro: 10kHz

Canais

canal 1

trigger

falling

nível: 1.4 (ajustável)

canal 2

Acelerômetro B e K

Condicionador B e K

Filtro 1 (global mag escala de ganho de 0 a 1000) : Fc 10 kHz

9.2. Canal 3

Acelerometro PCB

Condicionador integrador PCB : aceleração

Filtro 2 (global mag escala de ganho de 0 a 500) : Fc 10 kHz

nomenclatura dos arquivos antes da conversão p/ m/s²

(campo 1)

e-engrenamento

(campo 2)

n- normal

c-careado

(campo 3)

s-sem carga

p-com potencia cte

c- com carga constante

(campo 4)

f- frio

q- quente

x- sem óleo

(campos 5 e 6)(Obs: estes campos não existem no caso da aquisição sem óleo)

47-visc. 470 cst

40-visc 400 cst

30-visc. 300 cst

20-visc 200 cst

96- visc 96 cts

nada se for sem oleo

(campos 7 e 8)(campos 5 e 6 no caso de sem óleo)

06- 600 rpm

08- 800 rpm

10 -1000 rpm

12- 1200 rpm

14- 1400 rpm

16- 1600 rpm

(campo 9)

1 a 9 - numero da amostra

ex: ensf20083

engrenagem , normal (não danificada) , sem carga , aquisição ainda fria, óleo visc. 200, 800 RPM , terceira aquisição.

A tabela de conversão a seguir mostra os dados originais de conversão da primeira aquisição.

Houve problemas com os arquivos relativos ao óleo 200 cSt para o qual foi realizada uma nova aquisição (que será comentada abaixo desta tabela).

Esta tabela não foi corrigida pois, para este óleo, não foi utilizado aquisição com trigger (pois já havia resultados suficientes comprovando que esta técnica não gerava os melhores resultados) e algumas pequenas mudanças na forma de aquisição que não se encaixariam nesta tabela.

Tabela de codicoes experimentais e de conversão											
Sem carga , normal						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
ensf47	31.6	100	500	0.32	0.98	28	28	28	28	28	29
ensq47	31.6	100	500	0.32	0.98	37	37	37	37	38	38
ensf40	31.6	100	500	0.32	0.98	30	30	30	30	30	29
ensq40	10	100	500	1.00	0.98	39	39	39	39	39	39
ensf30	10	100	500	1.00	0.98	27	27	27	28	28	30
ensq30	31.6	100	500	0.32	0.98	40	40	40	40	40	40
ensf96	10	100	500	1.00	0.98	26	26	25	25	25	24
ensq96	10	100	500	1.00	0.98	38	38	38	38	38	38

Sem carga , careado						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
ecsf47	10	100	500	1.00	0.98	28	27	27	27	26	23
ecsq47	10	100	500	1.00	0.98	39	39	39	40	40	40
ecsf40	10	100	500	1.00	0.98	31	31	31	31	30	29
ecsq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	38	39	39	39	39
ecsf30	10	100	500	1.00	0.98	30	30	30	29	28	27
ecsq30	3.16	100	500	3.16	0.98	40	40	40	40	40	40
ecsf20	3.16	100	500	3.16	0.98	30	30	30	29	30	28
ecsq20	3.16	100	100	3.16	4.90	41	41	41	41	41	41
ecsf96	3.16	100	100	3.16	4.90	28	28	27	27	27	26
ecsq96	3.16	100	100	3.16	4.90	38	38	39	39	39	39

Potência constante, normal						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
enpf47	10	100	500	1.00	0.98	31	31	31	31	31	30
enpq47	10	100	500	1.00	0.98	39	39	40	40	40	39
enpf40	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	30	28	27
enpq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	38	39	40	40	39
enpf30	10	100	500	1.00	0.98	31	31	31	31	31	30
enpq30	10	100	100	1.00	4.90	41	41	41	41	41	40
enpf96	10	100	100	1.00	4.90	30	29	29	28	28	28
enpq96	10	100	100	1.00	4.90	38	38	38	38	38	38

Potência constante, careado						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
ecpf47	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	30	28
ecpq47	3.16	100	100	3.16	4.90	41	41	41	41	40	40
ecpf40	3.16	100	100	3.16	4.90	32	32	31	31	30	28
ecpq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	40	39	39	39	40
ecpf30	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	30	28
ecpq30	3.16	100	100	3.16	4.90	40	39	39	39	39	39
ecpf20	3.16	100	100	3.16	4.90	30	30	30	29	29	28
ecpq20	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	40	40	40
ecpf96	3.16	100	100	3.16	4.90	30	30	30	29	29	28
ecpq96	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	39	39	39

Carga constante , normal						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
encf47	10	100	100	1.00	4.90	32	32	30	31	30	31
encq47	10	100	100	1.00	4.90	41	41	41	40	40	39
encf40	3.16	100	100	3.16	4.90	32	32	31	31	30	29
encq40	3.16	100	100	3.16	4.90	38	39	40	40	41	41
encf30	10	100	100	1.00	4.90	30	30	30	31	31	31
encq30	10	100	100	1.00	4.90	40	41	41	40	40	40
encf96	10	100	100	1.00	4.90	30	30	30	31	31	30
encq96	10	100	100	1.00	4.90	40	40	39	39	39	38

Carga constante , careado						TEMPERATURA °C					
						Para a Rotação (RPM) nominal de					
arquivo	Gc	Gf2	Gf3	conv2	conv3	600	800	1000	1200	1400	1600
eccf47	3.16	100	100	3.16	4.90	32	31	31	31	30	28
eccq47	3.16	100	100	3.16	4.90	41	41	41	41	41	41
eccf40	3.16	100	100	3.16	4.90	33	33	33	32	31	30
eccq40	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	39	38	38
eccf30	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	30	31
eccq30	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	40	40	39
eccf20	3.16	100	100	3.16	4.90	32	31	31	31	31	30
eccq20	3.16	100	100	3.16	4.90	39	39	39	39	39	39
eccf96	3.16	100	100	3.16	4.90	31	31	31	31	31	30
eccq96	3.16	100	100	3.16	4.90	40	40	40	40	40	39

Novo Óleo 200 rotações reais						
			Rotação nominal na entrada			
	600	800	1000	1200	1400	1600
			Rotação nominal na saída			
	95	127	158	190	222	253
			Rotação medida com Tacômetro			
enpf20	78	118	155	191	226	263
enpq20	76	118	155	190	229	265
encf20	88	121	153	186	216	252
encq20	91	123	156	188	221	255
ensf20	101	135	168	202	236	270
ensq20	101	135	169	203	236	271

Conversão de Sinais P/ m/s²

Seja:

Gf2- ganho do filtro do canal 2

Gf3- ganho do filtro do canal 3

Gc- ganho do condicionador B e K

S-sinal em volts

Para o canal 2 (acel B e K , vertical)

$$\frac{S1(V) \cdot 1000}{Gf2 \cdot Gc} = \text{sinal}(m/s^2)$$

para o canal 3

$$\frac{S2(V) \cdot 9.8}{Gf3 \cdot 0.02} = \text{sinal}(m/s^2)$$

Obs: estes valores de conversão foram checados com o shaker

Nomenclatura de Diretórios e Arquivos depois da conversão

Durante o processo de conversão 4 pré-processamentos foram efetuados com o banco de dados:

- Todos os arquivos foram cortados para ficarem com 42000 pontos.
- Conversão dos canais 2 e 3 de volts para m/s².
- Passagem de um filtro digital passa baixa, butterworth com frequência de corte de 10kHz, no canal do trigger.
- Separação dos três canais aquisitados em três arquivos diferentes.

A nomenclatura dos arquivos após a conversão fica.

(campo 1)

c-convertido

(campo 2)

a -canal 3 –aceleração axial.
v -canal 2 –aceleração vertical
t -canal 1- sinal do trigger

(campo 3)

e-engrenamento

(campo 4)

n- normal
c-careado

(campo 5)

s-sem carga
p-com potencia cte
c- com carga constante

(campo 6)

f- frio
q- quente
x- sem óleo

(campos 7 e 8)(Obs: estes campos não existem no caso da aquisição sem óleo)

47-visc. 470 cSt
40-visc 400 cSt
30-visc. 300 cSt
20-visc 200 cSt
96- visc 96 cSt
nada se for sem óleo

(campos 9 e 10)(campos 7 e 8 no caso de sem óleo)

06- 600 rpm
08- 800 rpm
10 -1000 rpm
12- 1200 rpm
14- 1400 rpm
16- 1600 rpm

(campo 9)

1 a 9 - numero da amostra (Obs- de 1 a 4 no caso dos experimentos sem óleo)
ex: cvenpf20083
convertido , sinal vertical, engrenagem , normal (não danificada) , potencia cte ,
aquisição com óleo ainda frio, óleo visc. 200, 800 RPM, terceira aquisição.

Organização do banco de dados

O banco de dados convertido foi dividido em 3 CDs :

- Aquisições sem carga
- Aquisições com potencia constante
- Aquisições com carga constante

Cada CD possui:

- Um arquivo compactado (zipado) para cada óleo e para a condição sem óleo.
- Este texto.
- As tabelas: de conversão (. xls), de calculo da potencia do freio, frequências de engrenamento e de viscosidade do óleo.
- Os arquivos do mat_lab utilizados para efetuar o processo de conversão

Ao ser descompactado cada óleo cria uma pasta com quatro diretórios.

O nome dos diretórios segue a mesma lógica descrita para o nome dos artigos.

Além disto o banco de dados original se encontra gravado em 4 cds.

2 CDs com dados da aquisição sem carga

2 CDs com dados de aquisição c/carga e potencia , compactados(zipados).

Anexo 5

Metodologia para Monitoramento de Lubrificação

SISTEMA DE MONITORAMENTO DE DEGRADAÇÃO DE LUBRIFICANTE EM CAIXAS DE ENGRENAGENS

Apresenta-se neste anexo, a título de exemplo e exercício, uma metodologia que comporia um sistema de monitoramento de degradação de lubrificantes para caixas de engrenagens via análise de vibração. Deve ficar claro que esta metodologia em si se aplica a qualquer máquina rotativa cujos efeitos da lubrificação possam ser identificados.

No entanto, no escopo deste trabalho, trataremos da metodologia a ser especificamente aplicada ao primeiro redutor.

Em princípio, este processo deve começar logo após o redutor estar montado com um óleo novo, ou um óleo recém analisado de forma que se possa estabelecer um parâmetro de comparação (em termos de manutenção preditiva é fundamental estabelecer uma base-line).

Coleta de dados e condicionamento.

Os dados deve ser coletados por um acelerômetro posicionado verticalmente sobre o redutor, o nível de ruído deve estar abaixo de 10%.

Se possível o sinal deve ser analogicamente filtrado por um filtro passa-banda no intervalo de 2400 a 7000Hz . Embora tenhamos obtido bons resultados sem a filtragem, este procedimento provavelmente irá aumentar significativamente a sensibilidade do método.

O sinal deve ser condicionado e amplificado (a maior amplificação permitida pela placa digitalizadora) antes de ser digitalizado.

Como o parâmetro é sensível à velocidade de rotação, esta também deve ser monitorada. É desejável que este monitoramento seja feito através de um sinal de encoder posicionado no eixo do redutor (desta forma o sinal de velocidade fica armazenado digitalmente para uma futura observação), mas bons resultados podem ser obtidos monitorando a velocidade de qualquer outra forma desejada.

Um fator também importante e que deve ser monitorado é a temperatura do óleo na caixa de engrenagens, pois a viscosidade é muito sensível a variações de temperatura.

Devem ser coletadas diversas amostras do sinal de vibração (pelo menos 10 amostras com duração de 2s) preferivelmente com pequenos intervalos de tempo entre uma amostra e outra para que qualquer influência transitória possa se dissipar nas médias espectrais. Este processo é particularmente importante para ser estabelecida a baseline.

Como já foi discutido, não é necessário (para este processo) que seja utilizado um trigger na aquisição, ou seja, não é necessário garantir a mesma sincronia de fase em todos os sinais coletados.

Digitalização e processamento.

O processo de digitalização deve respeitar a frequência de Nyquist. Uma boa digitalização, neste caso, deve envolver frequências de amostragem da ordem de 20kHz.

O processamento deve inicialmente converter os sinais para unidades de vibração de forma que todos os sinais a serem comparados estejam na mesma base.

A seguir deve ser calculada a densidade espectral de potência de cada sinal utilizando: 7000 pontos para cálculo da FFT, 7000 pontos de janela e sem recobrimento.

Deve ser feita a média entre todas as densidades espectrais calculadas.

Este sinal médio deve ser numericamente integrado, na banda de 2500 a 7000Hz, utilizando-se o método dos trapézios.

O resultado desta integração é o parâmetro que deve ser comparado.

Análise do resultado obtido.

A simples comparação do parâmetro EB2 com um resultado anterior (base-line) não indica necessariamente uma alteração das condições de lubrificação. Para que esta afirmação possa ser feita devemos proceder a algumas verificações preliminares.

A velocidade de rotação deve ser comparada com aquela utilizada durante a coleta de dados da base-line. Se a velocidade for superior espera-se naturalmente um aumento do valor do parâmetro sem que signifique um aumento de viscosidade.

A temperatura deve ser monitorada. Se esta for diferente da temperatura durante a coleta de dados da base-line, ocorre uma natural alteração de viscosidade sem que necessariamente isto represente uma degradação das propriedades do lubrificante.

Devemos levar em conta que irregularidades superficiais tendem a aumentar os valores deste parâmetro.

Como já foi visto, a kurtosis é pouco afetada pela viscosidade e bastante afetada pelas irregularidades superficiais. Assim a kurtosis deve ser observada numa primeira fase da análise. Se houver uma alteração do parâmetro e uma significativa alteração da kurtosis, deve-se desconfiar de um defeito superficial no dente da engrenagem. Se o parâmetro EB3 é afetado sem que a kurtosis seja significativamente alterada então deve estar ocorrendo uma alteração nas propriedades do lubrificante.

A Erro! A origem da referência não foi encontrada. apresenta um esquema do sistema.

