

**VINÍCIUS ABRÃO DA SILVA MARQUES**

**DESENVOLVIMENTO DE TESTES ACELERADOS DE  
FADIGA APLICADOS A ATUADORES ELETRÔNICOS  
DE TURBOCOMPRESSORES**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2013**

VINÍCIUS ABRÃO DA SILVA MARQUES

**DESENVOLVIMENTO DE TESTES ACELERADOS DE FADIGA  
APLICADOS A ATUADORES ELETRÔNICOS DE  
TURBOCOMPRESSORES**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Marcus Antonio Viana Duarte.

Co-orientadora: Dr. Tatiana Meola

**UBERLÂNDIA - MG**

2013

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Sistema de Bibliotecas da UFU , MG, Brasil

---

M357d Marques, Vinicius Abrão da Silva, 1989-  
Desenvolvimento de testes acelerados de fadiga aplicados a atuadores eletrônicos de turbocompressores / Vinicius Abrão da Silva Marques. - 2013.  
67 p. : il.

Orientador: Marcus Antônio Viana Duarte.

Coorientadora: Tatiana Meola.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Testes de vibração - Teses. 3. Confiabilidade (Engenharia) - Teses. 4. Durabilidade (Engenharia) - Teses. 4. Vibração - Teses. I. Duarte, Marcus Antônio Viana. II. Meola, Tatiana. III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

---

CDU: 532.51

## AGRADECIMENTOS

À Deus, pelas oportunidades e inúmeras bênçãos, possibilitando as minhas conquistas e a conclusão de meu curso.

À todos meus familiares que sempre me apoiaram, em especial à minha mãe Catarina, ao meu pai Bolívar e ao meu irmão Gustavo.

Aos meus amigos e colegas de laboratório e de empresa.

Ao meu orientador Marcus Duarte que permitiu que minha formação acadêmica fosse complementada pelas atividades extra curriculares desde a graduação, me apoiando na participação de congressos, de projetos de consultoria e de pesquisa científica.

À Tatiana Meola pela co-orientação e confiança no meu trabalho, ao Ricardo Humberto pelo apoio ao longo da minha formação acadêmica, e também pelas suas amizades.

À Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU e à todos os professores que me deram sólida formação acadêmica me qualificando para o mercado de trabalho.

À CNPq pelo auxílio financeiro.

À Cummins e em especial ao Fabricio Medeiros que me possibilitou concluir este trabalho, me oferecendo todas as condições necessárias.

MARQUES, V. A. S., **Desenvolvimento de Testes Acelerados de Fadiga Aplicados a Atuadores Eletrônicos De Turbocompressores**. 2013. 68 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.

### Resumo

As necessidades atuais do mercado e a alta competitividade vêm pressionando as empresas a investirem em inovação dos produtos com alta qualidade, baixo custo e garantindo a sua confiabilidade e durabilidade. É necessário então investir em metodologias de testes em laboratório que indiquem na etapa de desenvolvimento do produto, se o mesmo irá falhar ou não em campo quando exposto aos esforços da aplicação. Diferentes testes de vibração são aplicados para se testar a durabilidade do produto nas etapas de desenvolvimento, pré-qualificação, qualificação, certificação e homologação. Testes acelerados podem indicar o comportamento do produto quando exposto aos esforços naturais ao longo de sua vida, porém sendo necessária poucas horas de teste em laboratório, evitando os elevados gastos dos testes em campo. Para tanto é importante conhecer o espectro de vibração do produto para se definir o teste em excitadores eletrodinâmicos e reproduzir os mesmos modos de falha devido à vibrações. O objetivo deste trabalho é desenvolver um procedimento para definição de testes harmônicos e aleatórios aplicados a atuadores eletrônicos de turbocompressores de geometria variada em testes de vibração acelerados. Foi utilizado o Método de Taylor e os Espectros de Máxima Resposta e de Dano por Fadiga para comparar os sinais acelerados de vibração do atuador com o sinal estabelecido pela norma ISO 16750-3 (2003), a qual define testes de fadiga por vibração para componentes eletrônicos utilizados em aplicações automotivas. Os resultados mostram os benefícios da utilização deste método para comparar diferentes tipos de testes de vibração e ainda foi possível determinar o melhor sinal a ser utilizado para se testar atuadores em um curto tempo, submetidos à vibrações do tipo harmônica e aleatória.

Palavras Chave: Confiabilidade, Durabilidade, Vibração, Testes acelerados, Fadiga.

MARQUES, V. A. S., **Development of Fatigue Accelerated Tests Applied to Turbocharger Electronics Actuators**. 2013. 68 f. M. Sc. Dissertation, Federal University of Uberlândia.

### **Abstract**

The current market trend implies in products with high quality, reliability, durability, performance and low cost. Therefore, it is necessary to invest in tests which indicate before the component's life. Different vibration tests are involved in the conception phase: development, pre-qualification, qualification, endurance, certification and homologation. Accelerated vibration tests can provide results in a short time which are representative of real world, avoid over-design and under-design and obtaining identical failure in lab as in field. It is very important to know the vibration components which affect the product and obtain the excitation amplitudes values in each frequency to apply in shaker tests, reproducing the same failures modes due random and sinusoidal vibrations. The objective of this work is develop a procedure to generate a sine-on-random profile to test electronic actuators of Variable Geometry Turbocharger in accelerated vibration shaker tests. It was used the Taylor Methods and Maximum Response Spectrum/Fatigue Damage Spectrum as parameters to compare the accelerated Power Spectrum Density based on field data with standard procedure defined by ISO 16750-3 (2003) to develop shaker tests to electronics components used in automotive applications. The results show the benefits of this method to compare different types of tests and it was possible to determine the best profile to test components in a shorter time, submitted to both sine and random vibration.

Keywords: Reliability, Durability, Vibration, Accelerated Tests, Fatigue.

## LISTA DE SÍMBOLOS

- a: Fator de escala
- *Acceleration Factor*: Fator de aceleração
- b : Coeficiente de fadiga do material
- C : Constante da equação de Basquin
- CWT(a,t) : Transformada de Wavelet contínua
- ERS: Espectro de resposta extrema (*Extreme Response Spectrum*)
- FDS: Espectro de dano por fadiga (*Fatigue Damage Spectrum*)
- $f_i$  : Freqüência de vibração relacionada à i-ésima ordem do motor
- $f_s$ : Freqüência das componentes senoidais
- g (t): Janela temporal
- $G_r$  : PSD puramente randômico
- $G_{\text{rmsSpeedPeakHold}}$ : Nível global máximo rastreado pela rotação
- $G_{\text{SOR}}$  : PSD Sine-on-Random
- $G_z(f_n)$  : Valor de amplitude do PSD do sinal de aceleração de entrada na frequência  $f_n$
- h (t): Função de Wavelet básica
- K : Rigidez do material
- $K'$  : Fator de segurança
- MRS: Espectro de máxima resposta (*Maximum Response Spectrum*)
- Nf: Vida total até a falha
- Ni: Número de ciclos até a iniciação da trinca
- Np: Número de ciclos necessários da propagação até a falha
- P( $\omega$ , t): Energia na freqüência  $\omega$ , no tempo t
- PSD: Densidade espectral de potência (*Power Spectrum Density*)
- Q : Fator de amplificação dinâmica
- s(t): Potência instantânea do sinal no tempo t
- S ( $\omega$ ): Energia ou intensidade por unidade de freqüência na freqüência  $\omega$

- S-N: N numero de ciclos para fadiga com amplitude de tensão igual a S
- SOR: Senoidal sobre randômico (*Sine-on-random*)
- SRS: Espectro de resposta a entrada impulsiva (*Shock Response Spectrum*)
- STFT: Transformada curta de Fourier
- T : Duração do sinal de excitação
- $T_{eq}$  : Duração do teste acelerado
- $T_{real}$  : tempo esperado de falha do componente em campo
- $T_{specification}$  : duração desejada para o teste acelerado
- $U(f_s)$ : Amplitude das componentes senoidais
- VGT: Turbocompressor de Geometria Variada (Variable Geometry Turbocharger)
- $\Gamma$  : Função Gamma
- $\Delta f$  : Resolução em frequência do PSD
- $\omega$ : Frequência

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 – Introdução.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 2 – Objetivos.....</b>	<b>5</b>
<b>CAPÍTULO 3 - Fundamentação teórica.....</b>	<b>6</b>
3.1- Fundamentos de Turbocompressores.....	6
3.2- Fundamentos de Fadiga.....	10
3.3- Análise de fadiga em testes acelerados de vibração.....	18
3.3.1- Método de Taylor.....	18
3.3.2- Método de Envelope do PSD.....	20
3.3.3- Método de Equivalência de Dano.....	22
3.3.4- Vantagens do calculo dos parâmetros FDS e MRS.....	26
3.3.5- FDS e MRS – Exemplos.....	27
3.3.6- Norma ISO 167503 (2003).....	34
3.3.7- Testes Sine-on-Random.....	36
3.4- Vibrações em turbocompressores.....	36
3.4.1- Análise tempo-frequência.....	37
3.4.2- Transformada curta de Fourier (STFT).....	38
3.4.3- Análise de Wavelet.....	39
3.4.4- Análise de ordem da vibração de motores.....	41
<b>CAPÍTULO 4 – Metodologia.....</b>	<b>44</b>

<b>CAPÍTULO 5 – Resultados.....</b>	<b>50</b>
5.1- Caracterização da vibração do atuador do VGT.....	50
5.2- Determinação do teste sine-on-random.....	54
<b>CAPÍTULO 6 – Conclusão.....</b>	<b>62</b>
6.1- Trabalhos Futuros.....	63
<b>CAPÍTULO 7 – Referências Bibliográficas.....</b>	<b>64</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

Confiabilidade e durabilidade são aspectos importantes para qualquer produto, especialmente para componentes utilizados em aplicações automotivas. Para que tais aspectos sejam validados, testes em campo são realizados para garantir que o produto atenda à durabilidade estrutural assim como às necessidades do cliente, o conforto e a segurança.

Para se definir o tempo de vida do componente são realizados testes que representam as condições reais da aplicação. No entanto, durante o curto período de testes em campo nem sempre é possível se verificar uma falha por fadiga ou ainda uma iniciação de trinca (Ke Xu, 2011).

Durante os testes em campo, se nenhuma falha ocorre, então faz-se necessários novos testes para que se entenda os modos de falha do componente. Tais testes podem requerer um longo tempo e um alto custo.

Portanto, para solucionar este problema são utilizados testes de durabilidade acelerado, em especial os testes de vibração acelerados (Cull, 2010).

Um teste de durabilidade acelerado deve atender os seguintes critérios:

- O teste deve reproduzir os mesmos modos de falha os quais são observados em condições reais, sendo representativo da aplicação.
- O teste não pode ser acelerado ao ponto de provocar falhas irreais devido às altas amplitudes as quais podem alterar as condições mecânicas do componente.

Com isso os mesmos modos de falhas de campo podem ser observados em um menor tempo de teste. Outro ponto importante é a possibilidade de se determinar o tempo de garantia do produto e minimizar a quantidade de “recalls” e gastos com pós-venda (Ke Xu, 2011).

Alguns dos principais modos de falha que são verificados em componentes automobilísticos são devido à fadiga de baixo número de ciclos e fadiga de alto número de ciclos.

Sendo o atuador do turbocompressor o componente avaliado neste trabalho, são apresentados inicialmente no Capítulo 3 os principais fundamentos de turbocompressores bem como os diferentes tipos de atuadores utilizados para o controle de sua rotação, variável principal relacionada aos problemas de fadiga.

Em seguida, são apresentados os fundamentos de análise de fadiga no domínio do tempo, apresentando-se o estado da arte e os principais conceitos envolvidos nos cálculos de acúmulo de dano.

Para que seja testado o atuador do turbocompressor são então introduzidos os conceitos de testes acelerados e análise de fadiga no domínio da frequência, abordagem necessária quando se deseja especificar os testes de vibração os quais irão avaliar se o componente resiste aos esforços os quais estará submetido em campo. São apresentadas as definições de Lalanne (2002) e as principais expressões utilizadas para os cálculos dos Espectros de Dano por Fadiga (FDS) e de Máxima Resposta (MRS).

A análise dos sinais de vibração, principal causa dos problemas de fadiga do atuador, é abordada em seguida nos quais são introduzidos os conceitos de Análise de Ordem, Espectro “Peak-Hold” e Análise de Wavelet.

Para a definição do teste de vibração, o qual irá avaliar a resistência do componente à fadiga, são apresentadas as diferentes metodologias para a obtenção do sinal de referência a ser utilizado como excitação dos componentes. Existem na literatura uma grande quantidade de normas e procedimentos que definem as condições para se realizar testes acelerados. Dentre elas as normas GAM-EG-13 (1986), DEF STAN 0035 (2006), MIL STD 810 F (2000) e NATO AECTP 200 (2003) definem os denominados testes ambientais (“Environmental Tests”).

Sendo o objetivo deste trabalho definir um teste de vibração para atuadores eletrônicos de turbocompressores, são apresentadas também no Capítulo 3 as condições gerais de teste bem como procedimentos específicos que se referem à condições ambientais e de teste para equipamentos elétricos e eletrônicos utilizados em automóveis.

Um dos procedimentos descritos é a norma ISO 16750-3 (2003), parte 3, relacionada aos esforços mecânicos, a qual define um perfil de vibração padrão que deve ser utilizado para testar equipamentos eletrônicos utilizados em veículos de passageiro ou de carga, acoplados diretamente ao motor, caixas de câmbio, partes móveis do veículo, na suspensão e roda ou no chassi do veículo.

No Capítulo 3 é apresentado também o Método de Taylor, a partir do qual se pode obter o sinal de referência baseado no espectro de vibração do componente na aplicação, ou seja, valida-se o componente em um teste de “shaker” específico para a aplicação no qual será utilizado.

São apresentados os fundamentos de análises de sinais não estacionários e ainda avaliados os principais componentes de vibração do atuador eletrônico de um turbocompressor de geometria variada, o qual justifica a necessidade da realização de testes de vibração senoidais e randômicos.

O método de dano equivalente é outra maneira possível para obter-se um novo perfil de teste desejado, porém baseado em outro já existente, considerando-se o mesmo dano. Utilizando-se os parâmetros MRS e FDS é possível a transformação dos sinais de referência para testes com perfil ou tempo de teste diferentes sem alterar o dano. Tais parâmetros também podem ser utilizados para comparação da severidade de diferentes testes. A partir do cálculo do Espectro de Dano por Fadiga (FDS) é possível verificar o quanto de dano é acumulado para cada uma das frequências e pelo Espectro de Máxima Resposta (MRS) é possível verificar se as falhas que ocorrem no teste realmente ocorrem em campo ou se o teste foi severamente acelerado.

Com o objetivo de se definir um teste de shaker que possa ser aplicado a atuadores eletrônicos de turbocompressores, foram então comparados os espectros de dano e avaliadas as severidades, pelos parâmetros FDS e MRS, dos seguintes sinais de referência:

- Sinal de referência baseado na aplicação acelerado para um teste de 20 horas – Método de Taylor.
- Sinal de referência senoidal e outro randômico definidos pela ISO 16750-3 (2003).
- Sinal senoidal e randômico em um único teste, denominado “Sine-on-random”, cujo método é apresentado no Capítulo 4.

Foi possível definir-se desta forma um teste genérico, ou seja, um único teste com menor duração possível para que sejam testados componentes independente de sua aplicação, ou seja, com este trabalho definiu-se uma metodologia de testes de vibração em “shaker” reduzindo-se o tempo de teste necessário para validar os componentes e ainda evitando-se que sejam feitos testes específicos para cada aplicação. Os resultados e discussões são apresentados no Capítulo 5.

A utilização dos parâmetros FDS e MRS é uma técnica já validada nos processos da Cummins para ensaios de fadiga baseados na aplicação (Método de Taylor), porém este

trabalho apresenta a utilização desta metodologia para testes do tipo “Sine-on-random”, genéricos e que permitam a redução do tempo dos testes e da quantidade de testes necessárias para validar novos componentes.

Os testes experimentais para a validação da proposta apresentada neste trabalho já estão em desenvolvimento na Cummins Turbo Technologies em parceria com a Cummins Motores.

## **CAPÍTULO II**

### **OBJETIVOS**

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver um procedimento para definição de testes “Sine-on-random” aplicados à atuadores eletrônicos de turbocompressores de geometria variada em testes de vibração acelerados em “shaker”.

O objetivo específico é a definição do sinal de vibração a ser utilizado no teste, feito a partir da análise dos Espectros de Dano por Fadiga (FDS) e de Máxima Resposta (MRS) de três sinais propostos.

São avaliadas as severidades dos diferentes tipos de testes apresentados, definindo-se uma metodologia para especificar o ensaio acelerado que melhor avalia os modos de falha por fadiga devido à vibração, o qual seja genérico, avaliando-se o componente independente da aplicação. Procura-se ainda reduzir a quantidade de testes requeridos para validar tanto atuadores eletrônicos de turbocompressores, apresentado neste trabalho, quanto para qualquer componente submetido a testes de vibração acelerados em shaker.

# CAPÍTULO III

## FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 3.1. Fundamentos de turbocompressores

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos que envolvem o funcionamento de turbocompressores, descrevendo os princípios básicos e as características próprias dos modelos de geometria variada. Os fundamentos e figuras apresentados neste capítulo são baseados em material de treinamento da Cummins, sendo a tecnologia apresentada de sua propriedade.

Turbocompressores são máquinas térmicas responsáveis por aumentar a potência de motores. O compressor é responsável por aumentar a densidade do ar fornecido à câmara de combustão, visto que para se ter um aumento da potência do motor é necessário que uma maior quantidade de combustível seja queimada e conseqüentemente uma maior quantidade de ar é demandada. Já a turbina recebe os gases resultantes do processo de combustão pelo coletor de escape fazendo com que o rotor da turbina gire e assim transferindo movimento pelo eixo ao rotor do compressor (Impeller).

Além de sua utilização em carros esportivos, obtendo-se maior potência, turbocompressores também são utilizados para atender aplicações com curvas de torque específicas, possibilitando ainda a utilização de motores menores, mais leves, com menor perda de potência e maior eficiência.

Existem ainda outras maneiras de se aumentar a potência de motores. Na Fig. 3.1.1 é apresentado um comparativo destas configurações:



Figura 3.1.1: Comparação entre as configurações Supercharged e Naturalmente Aspirada (Cummins Turbo Technologies).

Na Fig. 3.1.2 é apresentado o ganho de potência para esta mesma situação considerando uma configuração com um turbocompressor.

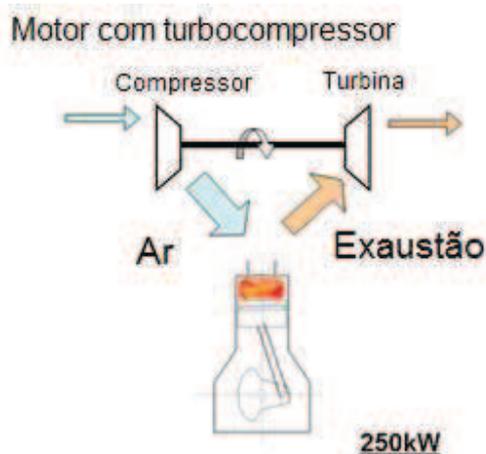


Figura 3.1.2: Ganho de potência com a utilização de um turbocompressor (Cummins Turbo Technologies).

Observa-se que ao se utilizar um compressor o ganho de potência seria de 150 kW da configuração naturalmente aspirada para a configuração com “supercharger”. Porém 50 kW seriam desperdiçados devido ao trabalho em girar o eixo do compressor, e com isso o ganho seria de apenas 100 kW. Já para o turbocompressor, a turbina recupera energia dos gases de escape que antes seria perdida, aumentando a eficiência térmica, resultando em um ganho de 150 kW.

Há diferentes maneiras de controlar a rotação do eixo e conseqüentemente a quantidade de ar fornecida à câmara de combustão. Destacam-se as válvulas pneumáticas, também conhecidas como “wastegate” e os atuadores eletrônicos.

Na Fig. 3.1.3 são apresentados os principais componentes de um turbocompressor e também é ilustrado um turbocompressor com atuador do tipo “wastegate”.

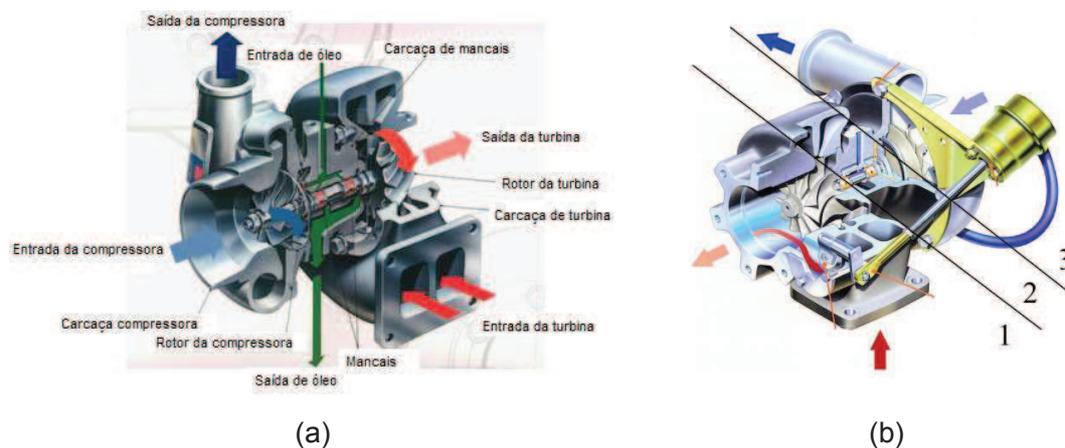


Figura 3.1.3: Estruturas principais do turbocompressor (a) e turbocompressor do tipo “Wastegate” (b) (Cummins Turbo Technologies).

Observa-se que o turbocompressor é dividido em 3 principais partes, sendo respectivamente, a carcaça de turbina, a carcaça de mancais ou central e a carcaça compressora. A carcaça central possui os canais por onde circula o óleo que lubrifica os mancais radiais e axiais os quais sustentam o eixo que une os rotores de turbina e compressor.

Válvulas “wastegate” são uma opção mais barata, na qual através de uma membrana e uma mola, é possível ajustar a pressão de abertura e fechamento da passagem de gases diretamente para o escapamento, evitando a transferência de movimento ao eixo. Porém visto as exigências de se ter um maior controle da vazão de ar em diferentes pontos da curva de torque do motor faz-se necessário a utilização de atuadores eletrônicos.

Uma das mais recentes configurações de turbocompressores encontradas no mercado, na qual são utilizados atuadores eletrônicos, é conhecida como VGT, ou ainda, Turbocompressores de Geometria Variada.

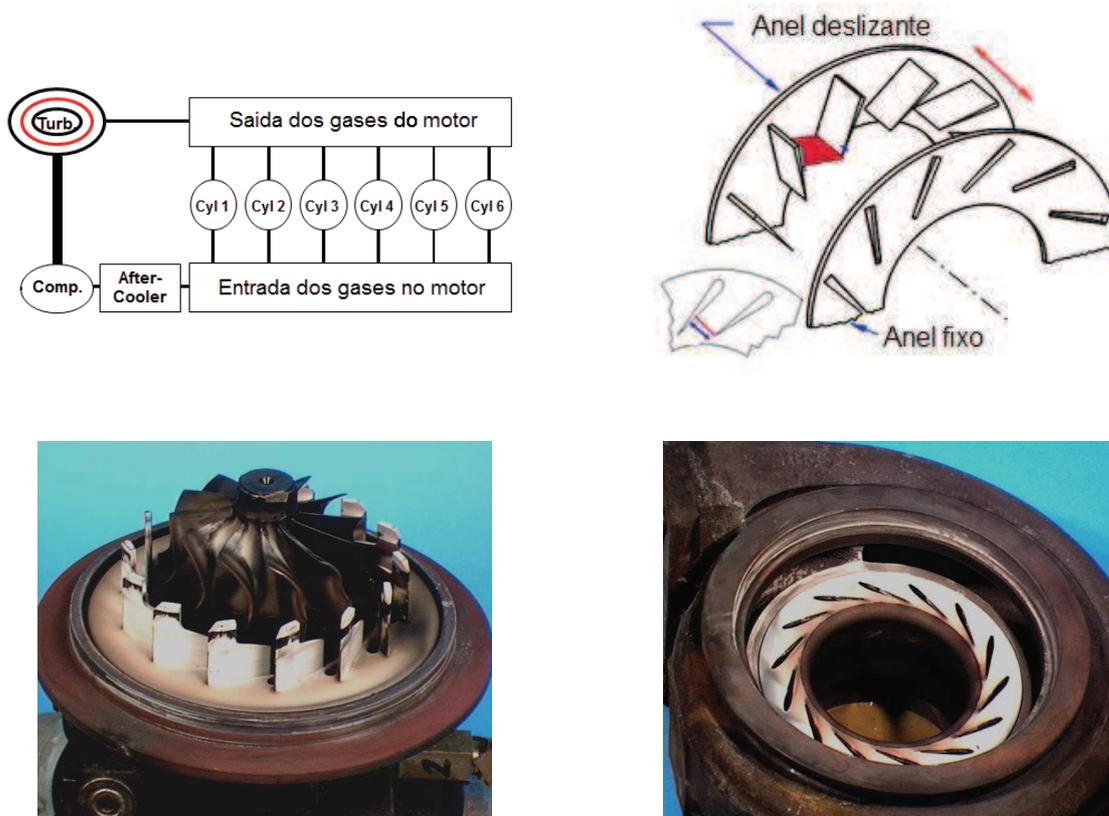


Figura 3.1.4: Turbocompressor VGT(Cummins Turbo Technologies).

Na Fig. 3.1.4 é apresentado inicialmente um esquema da interface do turbocompressor com o cooler e o coletor de escape, a qual independe do tipo do atuador. Para turbocompressores VGT é visto que na carcaça de turbina um anel desliza dentro de uma placa fixa e assim aumentando e diminuindo a área de entrada dos gases na carcaça de turbina. Quanto maior a área menor é a restrição aos gases e assim o eixo da turbina gira mais lentamente. Por outro lado, quanto menor a área de entrada dos gases, maior a pressão e conseqüentemente o eixo gira em uma maior rotação.

O controle do movimento relativo entre o anel e a placa e conseqüentemente abertura e fechamento da entrada dos gases é feito pelo atuador eletrônico acoplado à carcaça central do turbocompressor VGT. Este controle leva em consideração o sinal de rotação do eixo lido por um sensor magnético. Este sinal é enviado ao controlador e desta forma obtém-se uma maior ou menor vazão dos gases que vão para a câmara de combustão.

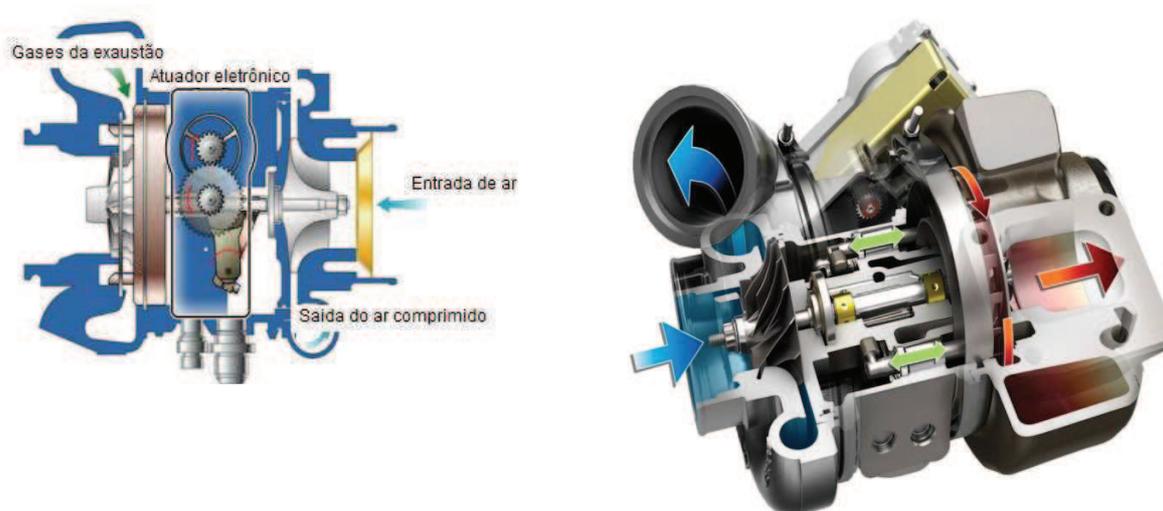


Figura 3.1.5: Sistema de atuação do Turbocompressor VGT(Cummins Turbo Technologies).

### 3.2. Fundamentos de Fadiga

Os métodos de análise de fadiga podem ser divididos em fadiga controlada pela tensão, fadiga controlada pela deformação e mecânica da fratura aplicada à fadiga.

O que caracteriza cada um destes tipos de fadiga são as amplitudes das tensões aplicadas ao componente, o tipo de deformação, podendo ser plástica ou elástica e a quantidade de ciclos que levam a falha.

Quando tensões ou deformações atuam no regime elástico do material, o que ocorre com baixas cargas e altos números de ciclos, o fenômeno é chamado fadiga de alto número de ciclos, ou fadiga controlada pela tensão.

Para um carregamento no qual as deformações plásticas atingem valores significativos dentro de cada ciclo, normalmente com altas cargas e baixo número de ciclos, o fenômeno é chamado de fadiga de baixo número de ciclos ou fadiga controlada pela deformação (Collins,1993). Alguns autores indicam que a linha divisória entre fadiga de alto número de ciclos e de baixo número de ciclos ocorre entre  $10^4$  e  $10^5$  ciclos, dependendo do material (Bannantine, 1990).

O conceito de fadiga controlada pela tensão foi introduzido por Wöhler (1860) e é usado como padrão para análise de fadiga há mais de 100 anos para quantificar a fadiga metálica. No entanto, este método ainda é utilizado em aplicações onde a tensão aplicada está dentro do intervalo elástico do material e a vida resultante é longa, ou seja, muitos ciclos para o material se romper. (Bannantine, 1990; Suresh, 1998).

Wöhler (1860) desenvolveu um método para a obtenção de curvas de fadiga, ou curvas S-N. A partir de uma série de ensaios, onde amostras são submetidas a carregamentos cíclicos numa amplitude de tensão máxima relativamente alta, usualmente da ordem de 2/3 do limite de resistência à tração, é possível encontrar o número de ciclos até a falha. Este procedimento é repetido em outras amostras em amplitudes de tensão máxima progressivamente decrescentes. Os dados são registrados num gráfico na forma de tensão “S” versus o logaritmo do número de ciclos “N” até a falha para cada uma das amostras. Os valores de “S” são tomados como amplitude da tensão cíclica.

Observam-se dois tipos distintos de comportamento S-N, que estão representados esquematicamente na Fig. 3.2.1. Conforme indicado neste gráfico, quanto maior a intensidade da tensão, tanto menor será o número de ciclos que o material será capaz de suportar antes da fratura. Para algumas ligas ferrosas e ligas de titânio, a curva S-N torna-se horizontal a partir de um determinado valor de “S”, isto é, existe um nível de tensão limite chamado Limite de Resistência à Fadiga, abaixo do qual a falha por fadiga não ocorrerá. Este limite de fadiga representa o valor de tensão cíclica mais alto que não causará falha para um número infinito de ciclos (Alvarenga, 2001).

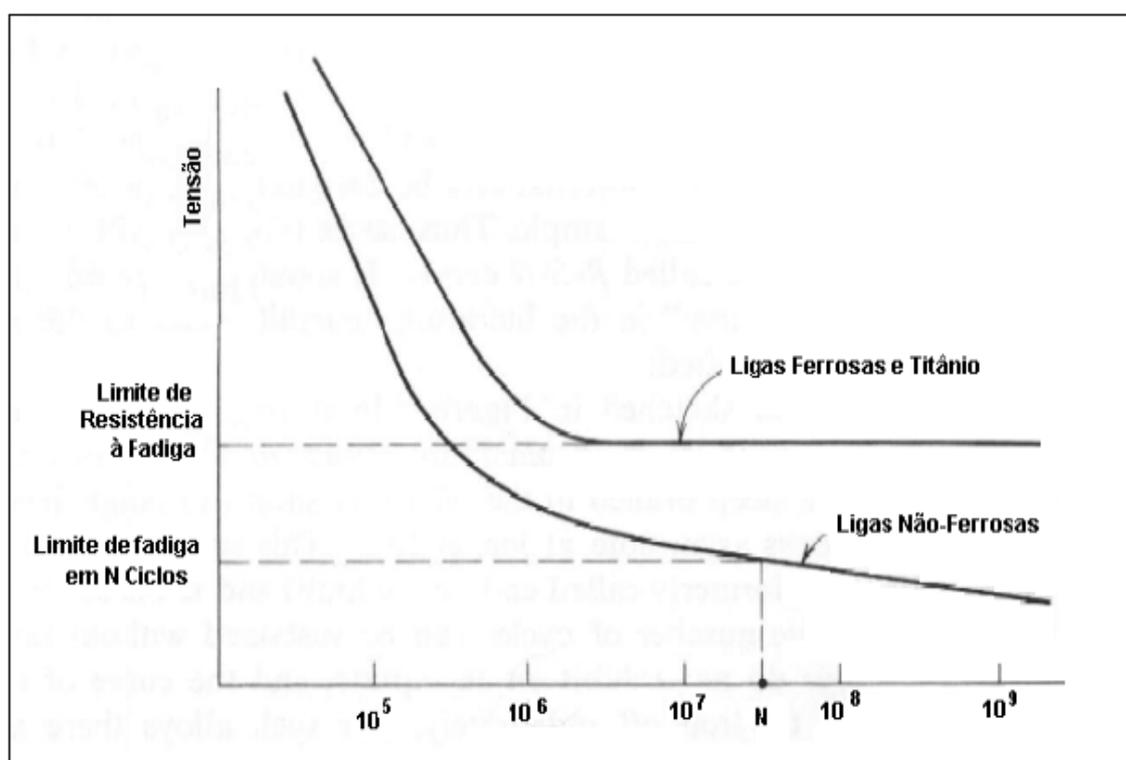


Figura 3.2.1 – Curvas S-N para dois tipos distintos de materiais (Collins,1993)

O Método da Fadiga Controlada pela Deformação é usado quando as tensões cíclicas aplicadas são altas, tendo o material, em consequência, uma curta vida. Este método pode modelar melhor o comportamento mecânico do material, principalmente em locais críticos como nos entalhes (Collins, 1993; Bannantime, 1990; Goswami, 1997).

Este método pode ser de grande importância para componentes que requerem grande confiabilidade e possuem entalhes e grande acúmulo de danos, ou mesmo que rodem poucos milhares de ciclos em sua vida útil.

Nas regiões de componentes próximas a estes entalhes pode ocorrer o aparecimento indesejado de altas tensões que ocasionam deformações plásticas no material. Esta região está envolvida por uma área de deformação elástica e é considerada controlada pela deformação. O objetivo deste método é prever o aparecimento de uma trinca nesta região baseado no conceito de tensão-deformação (Alvarenga, 2001).

A partir das estimativas de iniciação de trinca do método da fadiga controlada pela deformação, o método da mecânica da fratura tem a função de estimar o tempo de propagação da trinca até a ocorrência da falha. Assim, a vida total do componente pode ser calculada como:

$$N_f = N_i + N_p \quad (3.2.1)$$

onde: " $N_f$ " é a vida total até a falha, " $N_i$ " o número de ciclos até a iniciação da trinca e " $N_p$ " o número de ciclos necessários da propagação até a falha (Collins, 1993). É mostrada na Fig. 3.2.2 a distinção entre a iniciação e a propagação da trinca devido à fadiga em um componente.

A distinção entre a vida de iniciação e a vida de propagação é importante. Em tensões baixas podem ser feitos exames de iniciação de trinca até 90% da vida do componente porém, em tensões altas, a maior parte da vida do componente é usada para propagar a trinca.

As aproximações da mecânica da fratura requerem que um tamanho inicial de trinca seja estimado. Para componentes com imperfeições ou defeitos (tais como, porosidades de solda, inclusões, etc.) o tamanho da imperfeição é tomado como trinca inicial. Quando não se tem defeitos no material, as aproximações da mecânica da fratura podem ser usadas para determinar a propagação (Alvarenga, 2001).

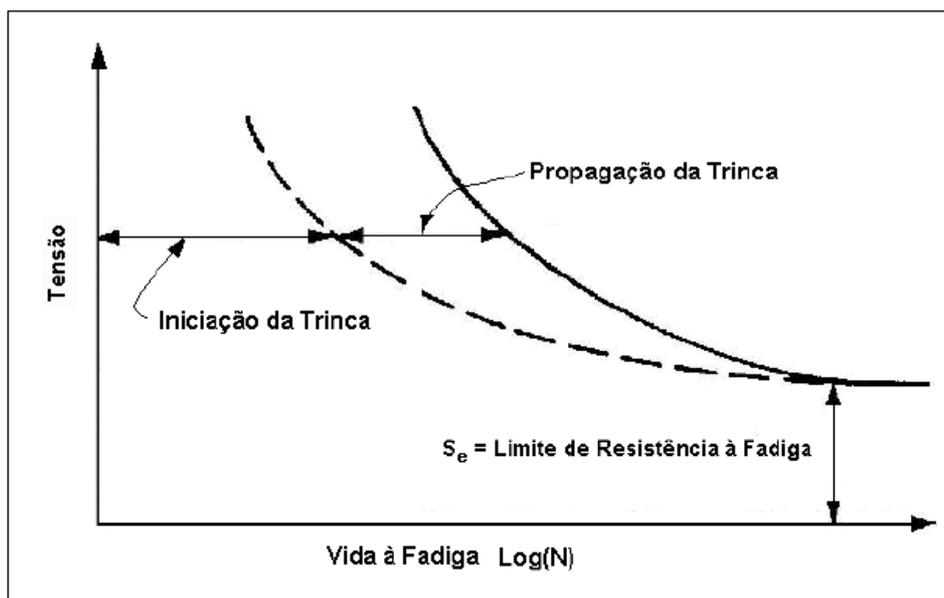


Figura 3.2.2 – Iniciação e Propagação de trincas (Bannantine,1990)

Em turbocompressores é observado o fenômeno de fadiga de baixo número de ciclos principalmente no rotor da compressora. Isto ocorre à medida que o rotor expande e contrai ciclicamente devido à variação da rotação do eixo ao longo do tempo.

Para o cálculo de fadiga de baixo número de ciclos em turbocompressores é adquirido o sinal de rotação do eixo rotor em um trecho representativo da aplicação e utilizando-se os histogramas de dano e curva S-N do material, é possível prever a taxa de falha ao longo dos anos e ainda prever o tempo de garantia dos componentes.

Para a obtenção das curvas S-N dos materiais são realizados testes experimentais nos quais os turbocompressores são colocados em salas de teste expostos à esforços cíclicos com a rotação e verificação da quantidade de ciclos necessária para levar o componente à falha.

Já a fadiga de alto número de ciclos ocorre em turbocompressores principalmente no rotor da turbina. Tal fenômeno ocorre devido à vibração das pás, expostas à vibração forçada pela rotação do eixo e suas harmônicas.

Para que se evite a fadiga de alto número de ciclos no rotor da turbina são realizadas análises virtuais e de elementos finitos, ainda na etapa de desenvolvimento do produto, de tal forma que as frequências naturais das pás não coincidam com a faixa de excitação devido à rotação do eixo e suas harmônicas.

Outros componentes acoplados ao motor também podem estar expostos à vibrações forçadas em baixas frequências devido à sua rotação e suas harmônicas também denominadas ordens. Isto ocorre, por exemplo, com o atuador eletrônico utilizado no controle de rotação de turbocompressores.

Para que seja avaliado o fenômeno de fadiga de alto número de ciclos neste tipo de componente são utilizados alguns testes experimentais nos quais são simuladas a vibração e verificando se o mesmo resistirá aos esforços da aplicação.

Os testes de vibração são realizados aplicando-se uma excitação ao componente e monitorando a sua integridade estrutural e seu funcionamento de acordo com o que foi projetado.

Tais testes podem ser realizados em diferentes etapas do desenvolvimento, da produção ou utilização do produto. Na etapa de desenvolvimento os testes de vibração podem auxiliar na identificação de possíveis melhoras do produto, como por exemplo em seu projeto. Na etapa de produção a qualidade da manufatura pode ser avaliada por meio de ensaios destrutivos e não destrutivos e por fim, na etapa de utilização, testes de vibração podem ser utilizados para verificar se o produto é adequado para a aplicação especificada (Silva, 2000).

A tecnologia dos testes de vibração tem crescido rapidamente desde a segunda guerra mundial e tais técnicas têm sido aplicadas com sucesso a uma grande quantidade de produtos, desde circuitos eletrônicos até grandes mísseis.

A evolução dos sistemas digitais também contribuiu para que os sinais de vibração sejam adquiridos por sistemas mais rápidos, compactos e de menor custo, possibilitando assim o processamento através de técnicas como Análise de Fourier.

Testes de vibração são geralmente realizados com a utilização de um excitador eletrodinâmico (shaker), conforme apresentado na Fig. 3.2.3. Suas vantagens são (Silva, 2000):

- Condições reais da aplicação são simuladas aplicando-se ao produto uma excitação de acordo com o sinal de entrada configurado.

- Existem diferentes tipos de atuadores que podem ser utilizados como eletromagnéticos, eletrodinâmicos e hidráulicos, o que depende dos requerimentos do teste e de custo.

- Os testes podem ser feitos para as três coordenadas, porém em alguns casos é necessário que os testes sejam repetidos para cada uma das direções, visto que a maioria dos "shakers" atua em apenas uma direção.

- Os sinais de entrada podem ser gerados em tempo real ou gravados em fitas magnéticas.

- São utilizados sensores de controle posicionados sobre o “shaker”, o qual avalia a amplitude e componentes em frequências do sinal que está sendo aplicado como entrada.

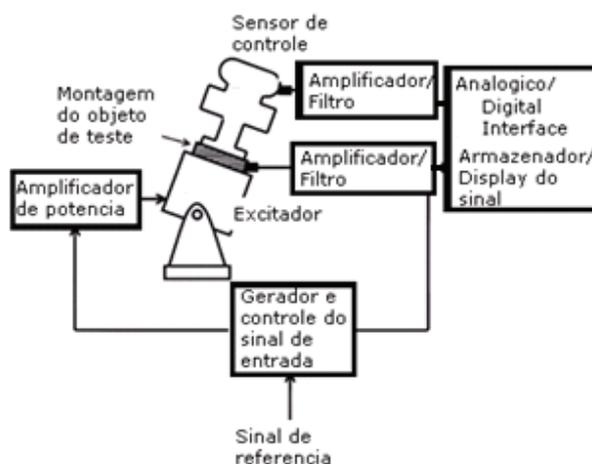


Figura 3.2.3: Típica configuração utilizada em testes de vibração (Silva, 2000).

Além do sinal de entrada, também são monitorados os sinais de resposta do componente, geralmente adquiridos por acelerômetros ou strain gages, fornecendo os sinais que podem ser de aceleração, velocidade, deslocamento, tensão ou deformação. Em alguns casos são monitorados ainda os valores de temperatura, pressão, corrente, entre outros, os quais visam garantir que o teste seja realizado nas mesmas condições as quais o produto estará submetido na aplicação.

No sinal de entrada são monitorados a amplitude, a fase, as frequências naturais e os fatores de amortecimento, comparando-se o sinal de controle com o esperado na aplicação. A representação dos sinais de entrada e saída no domínio da frequência são fundamentais na avaliação de suas componentes espectrais, o que é obtido através da transformada de Fourier dos sinais adquiridos no domínio do tempo.

Análises dos sinais no domínio da frequência são utilizadas para se obter a densidade espectral de potência dos sinais, avaliando-se os melhores pontos para a instrumentação, os modos de vibrar do componente e ainda possibilitando o cálculo de fadiga pelo método de acúmulo de danos (Silva, 2000), conforme apresentado na Seção 3.3.

O cálculo de dano também pode ser feito no domínio do tempo, dependendo da abordagem do problema.

Avaliando-se o carregamento ao longo do tempo, períodos de descanso com remoção da tensão ou deformação de fadiga não conduzem a nenhum efeito de recuperação causado pelo carregamento cíclico anterior. Portanto, o dano por fadiga é acumulativo e irreversível. O método de Rainflow pode então ser utilizado para se calcular o dano e prever a vida do componente sob fadiga.

Normalmente, os componentes submetidos a carregamentos cíclicos estão sujeitos a várias amplitudes de tensão alternada e diferentes valores de tensão média, assumindo um sinal aleatório ao longo de sua operação. Assim, as Curvas S-N tornam-se inaplicáveis, pois estas são desenvolvidas e apresentadas para amplitudes de tensão completamente reversas.

Portanto, para estimar a vida de um componente, devem ser aplicadas teorias de acúmulo de danos por fadiga. Estas podem ser agrupadas em duas categorias básicas: teorias lineares de acúmulo de danos e teorias não lineares de acúmulo de danos (Petraconi, 2008).

A teoria linear de acúmulo de danos, proposta por Palmgren em 1924 e desenvolvida por Miner em 1945, é ainda a mais utilizada em projetos com carregamentos aleatórios. Esta teoria pode ser descrita usando-se a curva S-N do material.

Por definição, a curva S-N operando com uma tensão  $S_1$ , produzirá dano completo, ou falha, em  $N_1$  ciclos. Porém, se esta operar em uma amplitude de tensão  $S_1$  por um número ( $n_1$ ) de ciclos menor que  $N_1$ , produzirá uma fração de dano  $D_1$ . Assim, a operação em um carregamento com vários níveis diferentes de tensões resultará em uma fração de dano  $D_i$  para cada diferente nível de tensão  $S_i$  do sinal. Segundo Miner, a falha neste caso ocorrerá quando:

$$D_1 + D_2 + \dots + D_{i-1} + D_i \leq 1 \quad (3.2.2)$$

Onde:

$$D_i = n_i/N_i \quad (3.2.3)$$

A regra de Miner pode também ser utilizada em conjunto com o procedimento da vida controlada pela deformação, obtida através das equações de “Vida X Deformações Elasto - plásticas”. A principal deficiência da regra linear de acúmulo de danos por fadiga é não reconhecer a ordem dos níveis de tensão aplicada. Dados experimentais indicam que a ordem em que os vários níveis de tensões são aplicados tem influência significativa em função dos níveis de tensões precedentes.

As teorias não lineares de acúmulo de danos foram desenvolvidas com objetivo de corrigir a deficiência associada às teorias lineares de acúmulo de danos. A primeira teoria não linear foi proposta por Macro-Starkey, baseada em curvas de danos para cada nível de tensão completamente reversa, ou seja:

$$D_i = (n_i / N_i)^{m_i} \quad (3.2.4)$$

Onde  $m_i$  é uma função do nível de tensão aplicado Segundo Marco-Starkey, a falha ocorrerá quando o dano “D” atingir o valor unitário, isto é,  $D=1$ , para qualquer seqüência de tensão completamente reversa.

Para a contagem dos números de ciclos com as respectivas tensões alternadas e médias, o método mais utilizado é o “Rain Flow”, que literalmente se traduziria como fluxo de chuva, mas que comumente é conhecido como método de “contagem de ciclos”. Publicações recentes mostram um algoritmo de “Rain Flow” modificado que leva em consideração o efeito da seqüência do carregamento ao longo do tempo. Neste algoritmo cada meio ciclo crescente é registrado e tratado como um evento de dano. Se esse meio ciclo não fecha um ciclo de histerese ele é chamado de ciclo virtual de histerese, podendo esse ser fechado ou incrementado posteriormente dependendo do carregamento (Petracconi, 2008).

Apesar do efeito da seqüência do carregamento influenciar sobre a vida por fadiga, o método tradicional de “Rain Flow” apresenta bons resultados e continua sendo o método mais utilizado em casos de análise de fadiga. A metodologia deste ensaio está descrita em Collins (1993) e Lee (2005). A contagem dos ciclos através do “Rain Flow” é iniciada provocando-se virtualmente “quedas/fluxos de chuva” sucessivamente dentro de cada pico (máximo) ou vale (mínimo), como pode ser visto na Fig. 3.2.4:

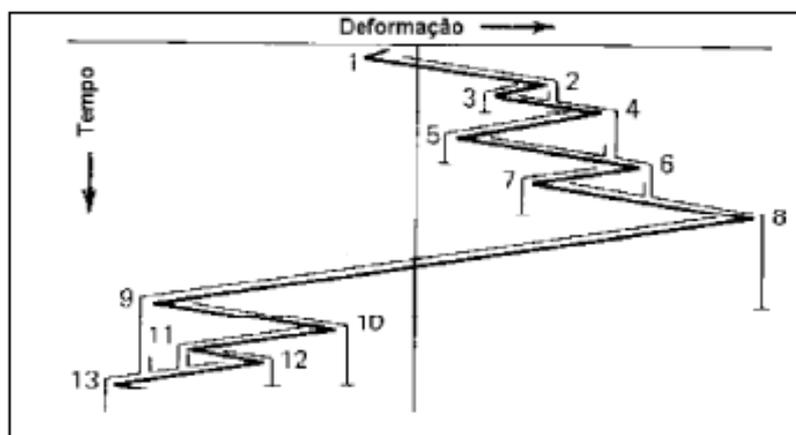


Figura 3.2.4- Exemplo do método de contagem ciclos (Petracconi, 2008).

### 3.3. Análise de fadiga em testes acelerados de vibração

Neste item são apresentados os aspectos envolvidos em testes acelerados de vibração e análise de fadiga no domínio da frequência. São descritos o Método de Taylor, a técnica de Envelope do PSD (Densidade Espectral de Potência), o Método de Equivalência de Dano e o cálculo do MRS e FDS bem como alguns exemplos. Por fim é apresentada a norma ISO 16750-3 (2003) e os principais aspectos envolvidos em testes do tipo “Sine-on-random”.

#### 3.3.1. Método de Taylor

O Método de Taylor é utilizado para compor um único espectro de vibração característico de um produto que seja representativo das diferentes condições das aplicações as quais estará submetido.

Diferentes aplicações podem ser classificadas de acordo com a performance real do produto comparada com a performance de projeto. Existem aplicações consideradas normais, limites e severas. Aplicações normais são aquelas nas quais o produto não tem problema de durabilidade. Nas aplicações limites os produtos sofrem uma perda de performance porém atendendo a uma margem de segurança prevista e com melhora de performance quando retorna às condições normais. Já nas aplicações extremas o produto tem uma perda de performance irreversível, mesmo retornando às condições normais, porém atendendo as margens de segurança de projeto.

Em geral as especificações de teste se tratam de aplicações normais, e podem ser divididas em 4 etapas, de acordo com o guia para testes experimentais, Mechanical Environment (ASTE, 2010):

-Etapa 1: Definição do ciclo de vida que caracteriza o perfil da aplicação

Nesta etapa as aplicações são caracterizadas de acordo com os seguintes aspectos:

- Tipo: Ex: transporte urbano, transporte rodoviário, veículo de passeio, veículo de carga, etc.
- Utilização: Ex: 150 000 Km por ano
- Perfil de utilização: Ex: 80% rodoviário – 20% urbano
- Local geográfico: Ex: Trecho São Paulo – Minas Gerais

-Etapa 2: Determinação de um sinal representativo da aplicação

Existem três tipos de situações associadas à determinação do sinal representativo da aplicação:

- Os dados são acessíveis : é possível coletar os dados na própria aplicação.
- Os dados podem ser estimados: partindo-se de algum dado coletado e de simulações pode-se estimar o sinal representativo.
- Os dados são inacessíveis: neste caso são utilizados dados de aplicações similares.

- Etapa 3: Determinação das condições de teste

A partir dos sinais obtidos na etapa 2 e com as informações da etapa 1, são definidas as condições as quais o produto será testado que são representativas de todas as condições da aplicação levando-se em conta a porcentagem do tempo exposta a cada uma delas. Na seção 3.3.2 é apresentado o Método de Envelope do PSD utilizado para determinar o sinal de vibração do teste.

- Etapa 4: Definição final do teste

Nesta etapa são avaliados se existem procedimentos que determinam a realização do teste bem como os recursos necessários, duração do teste, custos, etc.

Um fator considerado em seguida é a severidade do teste. A pergunta que é feita nesta etapa é se caso o objeto falhe em teste, o mesmo ocorreria em campo ou se ocorreu porque o teste especificado foi mais severo que a aplicação. Existem diferentes procedimentos que definem como devem ser os testes relacionados à avaliação de parâmetros como temperatura, pressão, tensão, deformação e vibração, para diferentes tipos de produtos e aplicações que vão desde automobilísticas até aeroespaciais.

### 3.3.2. Método de Envelope do PSD

As vibrações aleatórias são, em geral, representadas pela densidade espectral de potência (PSD). O Método de Envelope constitui em determinar um único PSD característico de um determinado evento, obtido pela composição (envelope) das componentes em frequência de vários PSD calculados a partir de medições em diferentes trechos da aplicação.

Um segundo fator é que, devido às limitações dos sistemas de controle da maioria dos “shakers” utilizados para a realização dos testes acelerados, tal PSD resultante deve conter uma quantidade reduzida de pontos, em geral são adotados 30 pontos por representar bem o espectro e serem possíveis de se aplicarem no “shaker”.

O PSD utilizado no teste, portanto é resultado da combinação dos PSD's que caracterizam as condições da aplicação, porém simplificado em um espectro definido por seguimentos, não necessariamente de mesmo comprimento, como ilustrado na Fig. 3.3.1, de acordo com o guia para testes experimentais, Mechanical Environment (2010):

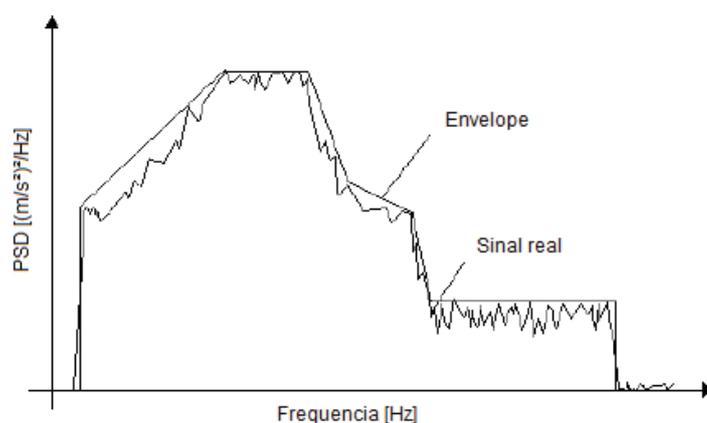


Figura 3.3.1: Exemplo de envelope do PSD.

Destacam-se alguns fatores na obtenção do PSD:

- Por se tratar de um PSD constituinte de apenas 30 pontos, a suavidade da curva original é reduzida, porém deve-se manter as principais componentes harmônicas do espectro, evitando que se torne puramente randômico.

- A energia presente no PSD após o envelope deve ser igual a energia presente no PSD com apenas 30 pontos.

Tal energia é calculada pelo Nível Global do sinal, sendo que seu valor relacionado ao PSD acelerado pode ser calculado pela Eq. (3.3.1), de acordo com norma interna da Cummins.

$$Grms_{PSD\text{acelerado}} = \text{Max}[Grms_{SpeedPeakHold}] * \text{FatorDeAceleração} \quad (3.3.1)$$

Sendo  $Grms_{SpeedPeakHold}$  o valor do Nível Global Máximo calculado para cada uma das rotações durante o “teste de sweep do motor” (varredura da rotação do motor, da mínima a máxima em dinamômetro). O fator de aceleração é obtido pela Eq. (3.3.2), de acordo com o guia para testes experimentais, Mechanical Environment (2010):

$$\text{Fator de aceleração} = \left( \frac{T_{real}}{T_{especificação}} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (3.3.2)$$

O valor de “b” é o coeficiente de fadiga o qual caracteriza o comportamento do material. O  $T_{real}$  é o tempo esperado de falha do componente em campo, ou no qual deseja-se simular se ocorrerá ou não a falha, e  $T_{especificação}$  é a duração desejada para o teste acelerado. Para este trabalho foi escolhido um tempo de teste igual a 21 horas e um valor de  $b=0.09$ , correspondente ao material cobre. Apesar do turbocompressor ser composto por vários materiais, utiliza-se o menor valor de “b”, evitando que o teste seja muito severo para o material de menor vida útil.

Destacam-se as seguintes vantagens relacionadas ao Método de Envelope do PSD:

- Fácil implementação;
- Permite a redução da duração do teste considerando o critério de dano por fadiga (coeficiente b);
- Permite obter um único PSD o qual sintetiza as diferentes condições da aplicação.

Por outro lado, destacam-se as seguintes desvantagens:

- Por permitir que sejam definidos seguimentos de diferentes tamanhos, a mesma aplicação pode ser definida de maneira subjetiva, a menos que uma rotina seja implementada para definir os 30 pontos representativos do PSD;

- Este método não é apropriado para situações não estacionárias. Porém a utilização do Espectro Peak-Hold, descrito na seção 3.4, reverte este problema uma vez que representa as ordens de vibração do motor e os maiores valores de amplitude para as frequências da banda considerada.

### 3.3.3. Método de equivalência de dano

O cálculo de acúmulo de dano no domínio da frequência tem aplicação principal em problemas nos quais se desejam comparar a severidade ao qual está submetido um mesmo produto em diferentes aplicações, comparar a severidade de diferentes testes de validação de novos produtos e ainda para validar a utilização de testes acelerados.

Desta forma são utilizados os Espectros de Dano por Fadiga (Fatigue Damage Spectrum - FDS) e de Máxima Resposta (Maximum Response Spectrum - MRS) para obter um teste acelerado o qual resulte em modos de falhas semelhantes aos observados em campo. Porém, nem sempre é possível se ter os dados de deformação do componente avaliado por se tratar de componentes internos à instalação, sendo acessível na maioria das vezes apenas o sinal de vibração de sua estrutura. Tal método vem de encontro à necessidade de se estabelecer tais testes a partir destes sinais de vibração adquiridos.

Usando os sinais de vibração medidos é possível determinar os níveis de vibração que excitam o atuador eletrônico do turbocompressor. Para isto é preciso conhecer o espectro de vibração do turbocompressor, fonte de vibração para o atuador visto que o mesmo é montado diretamente em sua carcaça central.

Conhecendo-se o sinal de entrada de um sistema, ou seja, o sinal de vibração o qual excita o componente, Biot (1932, 1933) desenvolveu uma metodologia a qual considera uma FRF (Função Resposta em Frequência) de 1 grau de liberdade, ilustrado na Fig. 3.3.2, a qual permite a obtenção da máxima resposta do sistema e conseqüentemente o cálculo do Espectro de Resposta Extrema (SRS ou ERS), do qual se derivam os cálculos para o Espectro de Máxima Resposta (MRS) e o Espectro de dano por fadiga (FDS).

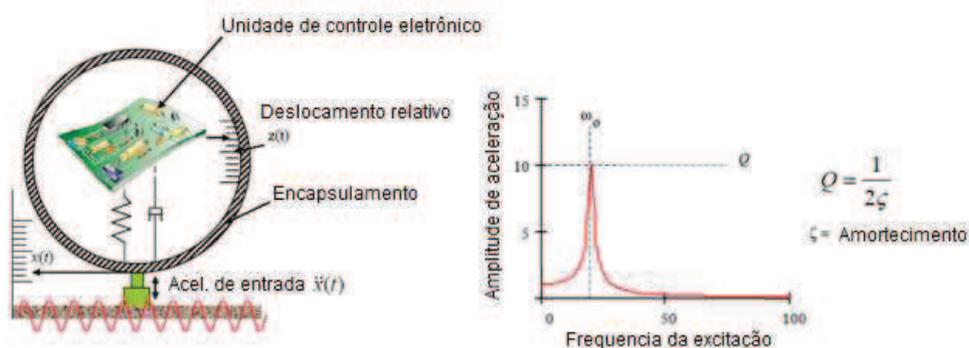


Figura 3.3.2: Sistema de um grau de liberdade (Halfpenny, 2001-b).

Biot (1932, 1933) define que a resposta do sistema é dominada por um pico localizado na frequência natural. Em frequências abaixo desta o componente tem comportamento quase-estático e em frequências superiores a resposta é atenuada. Em torno da frequência natural o sistema possui um amortecimento que limita a sua amplitude e define a sua largura de banda.

O valor do ponto de maior amplitude é ainda inversamente proporcional ao dobro do fator de amortecimento.

Visto que a frequência natural do sistema não é necessariamente conhecida, tal processo consiste portanto em uma função de transferência entre a entrada e saída do sistema para que cada uma das frequências sejam analisadas individualmente, ou seja, a obtenção do espectro de máxima resposta do sistema é feita filtrando-se a entrada por este sistema de 1 gdl para cada uma das frequências desejadas e plotando-se o valor da máxima amplitude observada. Tal processo é ilustrado na Fig. 3.3.3.

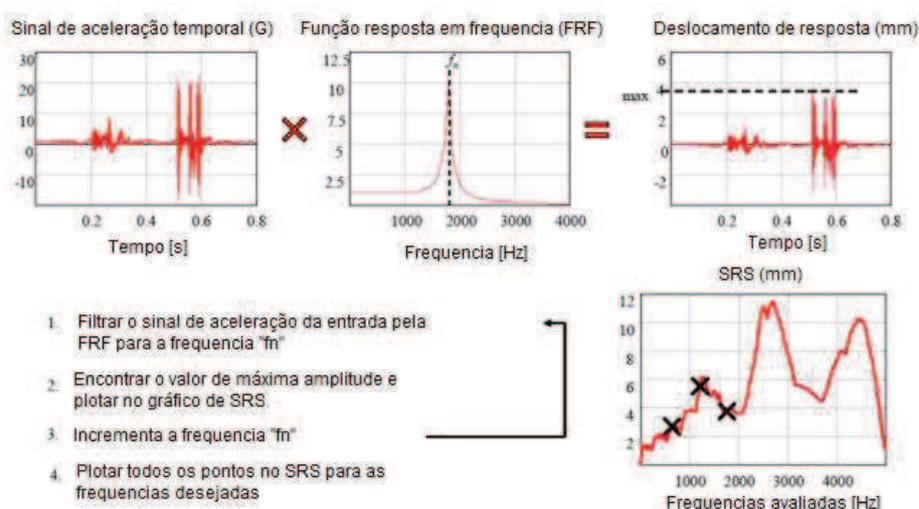


Figura 3.3.3: Obtenção do espectro de máxima resposta (Halfpenny, 2001-b)

Para análises de fadiga a resposta do sistema é avaliada em termos do deslocamento, visto que é diretamente proporcional à energia responsável pela falha (Miles, 1954).

Considerando tal modelo, é possível obter-se o denominado SRS (Shock Response spectrum) devido a um sinal de aceleração de entrada no domínio do tempo. Para sinais randômicos geralmente a análise é feita no domínio da freqüência. A partir dos trabalhos de Bendat (1964) e Lalanne (2002) define-se a expressão para o cálculo do Espectro de Resposta Extrema (ERS), conforme Eq. (3.3.3).

$$ERS_{accel}(f_n) = \sqrt{\pi \cdot f_n \cdot Q \cdot G_z(f_n) \cdot \ln(f_n \cdot T)} \quad (3.3.3)$$

$$ERS_{disp}(f_n) = \frac{ERS_{accel}(f_n)}{(2 \cdot \pi \cdot f_n)^2}$$

No qual o índice “disp” se refere à resposta em termos de deslocamento, “accel” a resposta em termos de aceleração e ainda:

- T : Duração do sinal de excitação
- $G_z(f_n)$  : Valor de amplitude do PSD do sinal de aceleração de entrada na freqüência  $f_n$

Destaca-se que na literatura podem ser encontrados os termos ERS (Extreme response Spectrum) ou MRS (Maximum Response Spectrum). O termo SRS (Shock response spectrum) é também análogo, porém além de uma abordagem no domínio do tempo, é normalmente utilizado para avaliar uma entrada transiente de elevada amplitude, ou seja, uma entrada impulsiva, ao contrário do parâmetro MRS utilizado para avaliar os máximos níveis de vibração permanente. Ambos os parâmetros indicam quais seriam as máximas amplitudes aos quais o componente pode ser submetido na aplicação.

A partir de Rice (1954) e Lalanne (2002) define-se ainda a expressão para se obter o Espectro de dano por fadiga considerando-se diretamente o PSD do sinal de aceleração que excita o sistema, conforme Eq. (3.3.4).

$$FDS(f_n) = \frac{f_n T K^b}{C} \left[ \frac{Q G_z(f_n)}{2(2\pi f_n)^3} \right]^{\frac{b}{2}} \Gamma\left(1 + \frac{b}{2}\right) \quad (3.3.4)$$

O Espectro de Dano por Fadiga indica o quanto de dano é acumulado por freqüência ao longo do teste.

Conhecendo-se o FDS do sinal é possível então obter o PSD utilizado para o teste acelerado correspondente ao mesmo dano (Halfpenny, 2001-b).

$$G_{synth}(f_n) = \frac{2(2\pi f_n)^3}{Q} \left[ \frac{K' C \sum FDS(f_n)}{K^b f_n T_{eq} \Gamma(1 + \frac{b}{2})} \right]^{\frac{2}{b}} \quad (3.3.5)$$

No qual:

- $K'$  : fator de segurança
- $K$  : rigidez do material
- $C$  : constante da equação de Basquin
- $Q$  : fator de amplificação dinâmica
- $b$  : coeficiente de fadiga do material
- $T_{eq}$  : duração do teste acelerado
- $\Gamma$  : Função Gamma

São ainda apresentadas as seguintes equações relacionadas às variáveis apresentadas (Halfpenny, 2001-b):

- Curva de Wöhler:

$$N = CS^{-b} \quad (3.3.6)$$

S-N: N número de ciclos para fadiga com amplitude de tensão igual a S.

- Função Gamma

$$\Gamma(g) = \int_0^{\infty} x^{(g-1)} e^{-x} dx \quad (3.3.7)$$

- Fator de amplificação dinâmico:

$$Q = \frac{1}{2\xi} \quad (3.3.8)$$

- Parâmetro K:

Constante de proporcionalidade entre a tensão e deformação do material – Lei de Hooke.

Destaca-se que a dependência dos parâmetros K,C,b e K' não limita a utilização desta metodologia, visto que o objetivo é se ter uma análise comparativa da severidade de testes, tais parâmetros apenas devem ser igualmente selecionados para as diferentes condições de teste.

Lalanne (2002) define por fim uma metodologia na qual é possível verificar se o teste foi severamente acelerado na qual é definido que o MRS do teste acelerado deve ser maior que o MRS do sinal da aplicação, porém deve ser menor que o SRS, por se tratar de uma entrada impulsiva e, portanto de alta energia.

Outros conceitos de análise de fadiga podem ainda ser encontrados em Halfpenny (1999, 2001-a), Bishop (1989) e Downing (1982).

Neste trabalho foram comparados os espectros MRS e FDS entre o PSD da aplicação acelerado pelo método de envelope, o PSD proposto pela norma ISO 16750-3 (2003) e o PSD “Sine-on-random” obtido na seção 3.3.7. Os resultados são apresentados no Capítulo 5.

#### *3.3.4. Vantagens do cálculo dos parâmetros FDS e MRS*

O Método de equivalência de danos por fadiga foi desenvolvido e implementado na França nos anos 1970 no CEA CESTA ("Commissariat à l'Energie Atomique, Centre d'Etudes et Techniques Scientifiques d'Aquitaine").

Tal método consiste na utilização dos parâmetros MRS e FDS para comparar a severidade dos testes de fadiga, o qual apresenta as seguintes vantagens, de acordo com o guia para testes experimentais, Mechanical Environment (2010):

- Não apresenta grande complexidade, sendo necessário apenas um conhecimento prévio sobre fadiga para a correta utilização do método.

- O número de pontos com os quais o PSD é calculado não tem efeito relevante no cálculo do MRS e FDS, exceto para o primeiro ponto do espectro, cujo intervalo de frequência deve ser pequeno quando o número de pontos é elevado.

- Foi definido, em outros trabalhos desenvolvidos na Cummins, que um valor de  $Q=10$  gera resultados com mesmo efeito da vibração real, e sendo a análise comparativa, os valores de  $Q$ ,  $b$  e  $K$  não influenciam na análise final, caso sejam considerados os mesmos para os diferentes casos comparados.

- Apesar de usar um modelo de 1 gdl, tal consideração é feita para cada frequência avaliada, podendo ser utilizado inclusive em estruturas mais complexas.

- Pode ser utilizado inclusive para casos de sinais não estacionários.

- Permite tanto comparar a severidade de testes (utilizado neste trabalho para definir o melhor sinal de referência para o teste genérico) quanto determinar novos (utilizado neste trabalho na seção 3.3.7 para obter o sinal "Sine-on-random"), transformando-se testes de natureza randômica para testes senoidais e vice e versa.

- Permite obter o PSD acelerado, pela Eq. (3.3.5), de um PSD baseado na aplicação (Método de Taylor), de maneira análoga ao método de Envelope do PSD. Isto permite que se garanta um teste com menor duração porém que acumule o mesmo dano já que a comparação do FDS/MRS é suficiente para avaliar a severidade de diferentes testes.

### 3.3.5. FDS e MRS - Exemplos

Para obtenção dos FDS e MRS neste trabalho foi utilizado o software da LMS Mission Synthesis®. O software Matlab® também foi utilizado para gerar alguns gráficos e realizar pós processamento dos sinais.

Foram calculados inicialmente o MRS/FDS para sinais menos complexos com o objetivo de ilustrar e discutir os resultados. Os seguintes PSD's foram considerados:

PSD1 - Sinal senoidal com uma componente em 1000 Hz, amplitude de  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de 2 Hz – Fig. 3.3.4;

PSD2 - Sinal com duas componentes senoidais em 100 Hz e 1000 Hz, amplitude de  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de 2 Hz – Fig. 3.3.5;

PSD3 - Sinal do tipo ruído branco, amplitude de  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de 2 Hz – Fig. 3.3.6;

PSD4 - Sinal senoidal com uma componente em 500 Hz, amplitude de  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de 4 Hz – Fig. 3.3.7;

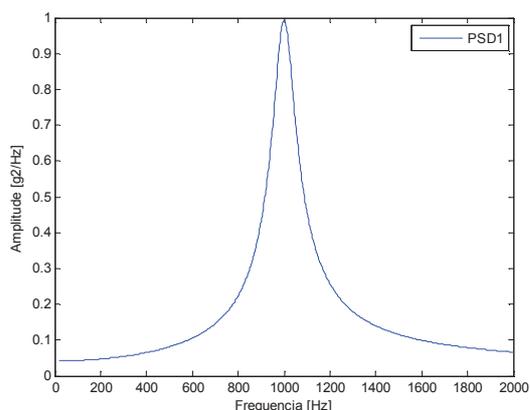


Figura 3.3.4: PSD 1 –  $f_n=1000\text{Hz}$ ,  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ,  $df=2\text{Hz}$

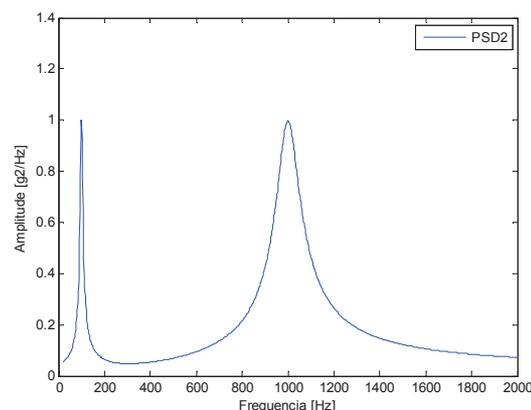


Figura 3.3.5: PSD2– $f_n=100 \text{ Hz}$  e  $1000\text{Hz}$ ,  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ,  $df=2\text{Hz}$

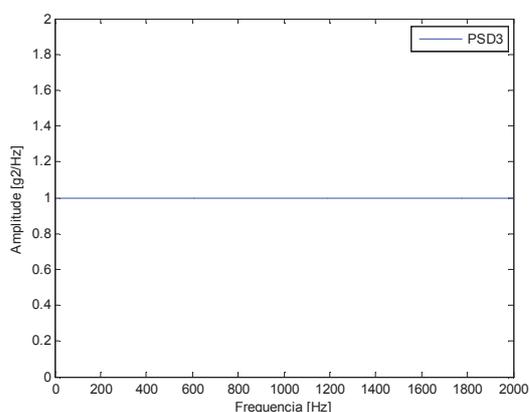


Figura 3.3.6: PSD 3 – Ruído branco,  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ,  $df=2\text{Hz}$

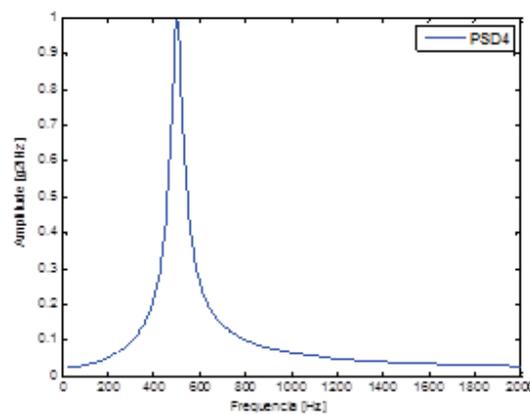


Figura 3.3.7: PSD 4 –  $f_n=500\text{Hz}$ ,  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ,  $df=4\text{Hz}$

PSD5 - Sinal do tipo ruído branco, amplitude de  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de  $4 \text{ Hz}$  – Fig. 3.3.8;

PSD6 - Sinal do tipo ruído branco, amplitude de  $2 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de  $4 \text{ Hz}$  – Fig. 3.3.9;

PSD7 - Sinal senoidal com uma componente em  $500 \text{ Hz}$ , amplitude de  $1 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de  $2 \text{ Hz}$  – Fig. 3.3.10;

PSD8 - Sinal senoidal com uma componente em  $500 \text{ Hz}$ , amplitude de  $2 \text{ g}^2/\text{Hz}$  e resolução em frequência de  $4 \text{ Hz}$  – Fig. 3.3.11;

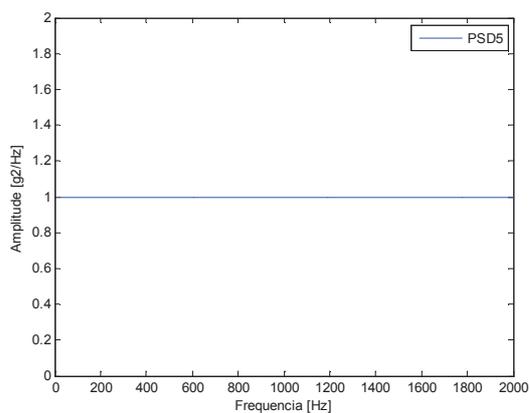


Figura 3.3.8: PSD 5 – Ruído branco, 1 g<sup>2</sup>/Hz, df=4Hz

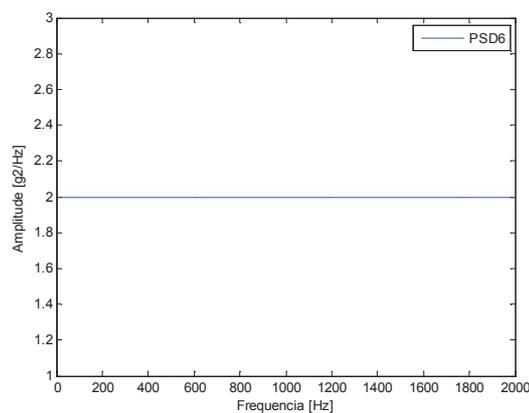


Figura 3.3.9: PSD 6 – Ruído branco, 2 g<sup>2</sup>/Hz, df=4Hz

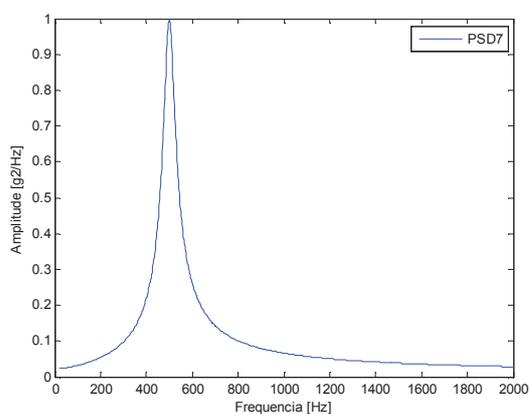


Figura 3.3.10: PSD 7 – fn=500Hz, 1 g<sup>2</sup>/Hz, df=2Hz

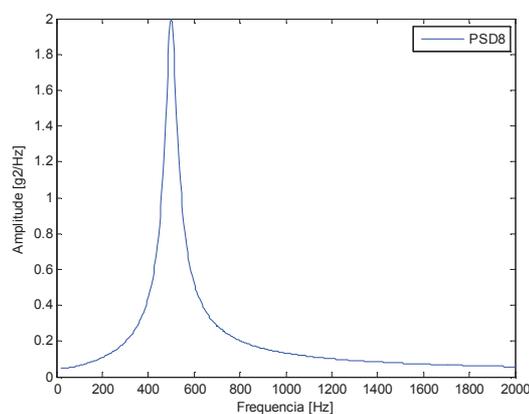


Figura 3.3.11: PSD 8 – fn=500Hz, 2 g<sup>2</sup>/Hz, df=4Hz

PSD9 - Sinal de PSD adquirido no atuador eletrônico de um turbocompressor de geometria variada em um aplicação Cummins – Fig. 3.3.12.

PSD10 - Sinal do PSD 9, considerado até 100 Hz, e constante para o restante do espectro – Fig. 3.3.13.

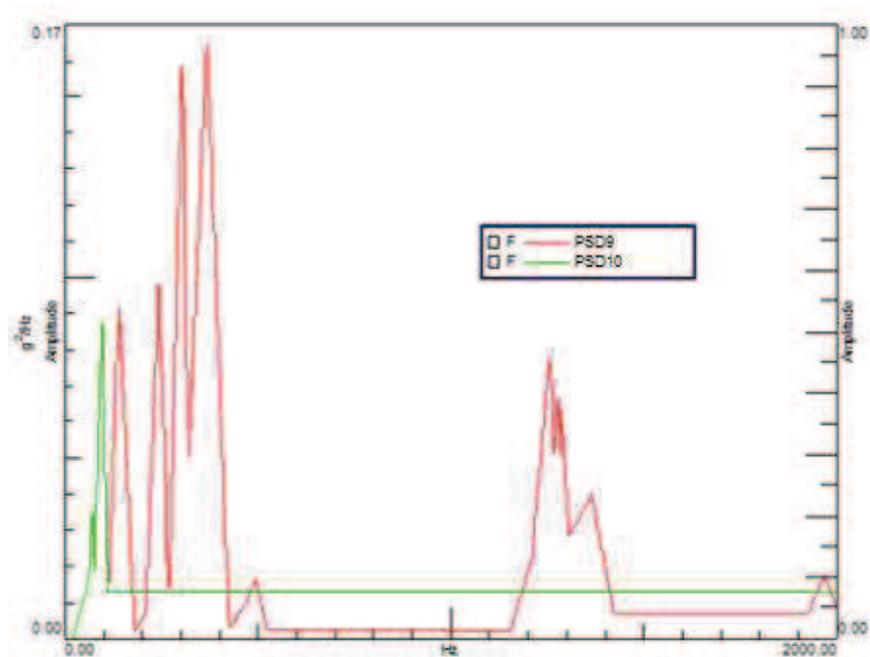


Figura 3.3.12: PSD 9 e 10 – PSD aleatório,  $df=2\text{Hz}$

Foram então calculados o FDS's e os MRS's para cada um dos PDS's apresentados. Da Fig. 3.3.13 a Fig. 3.3.18 são mostrados os resultados obtidos.

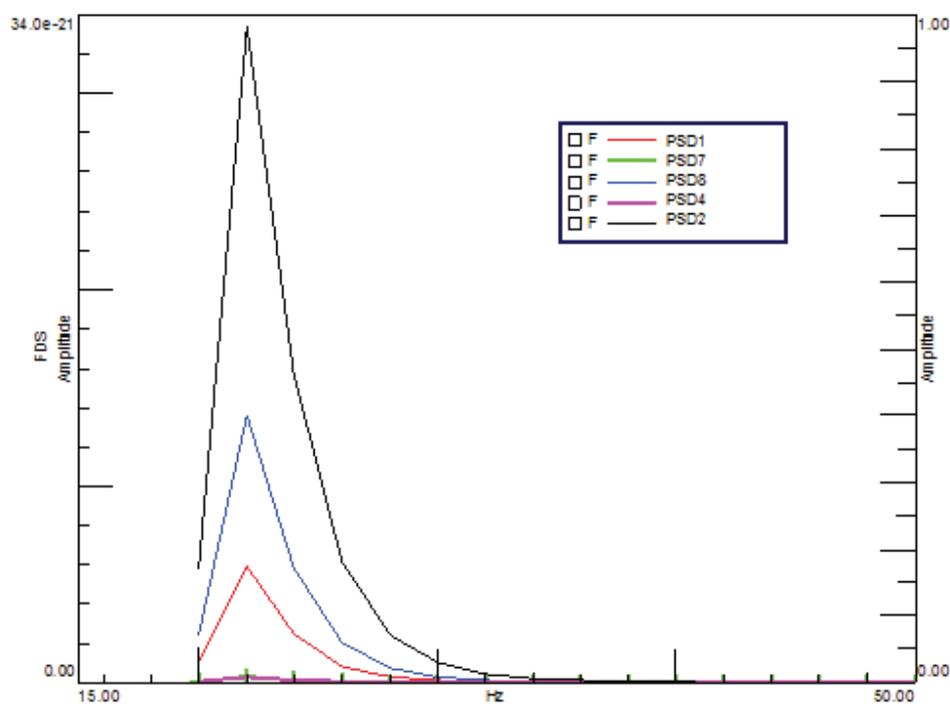


Figura 3.3.13: FDS obtido para os PSD 1,2,4,7 e 8.

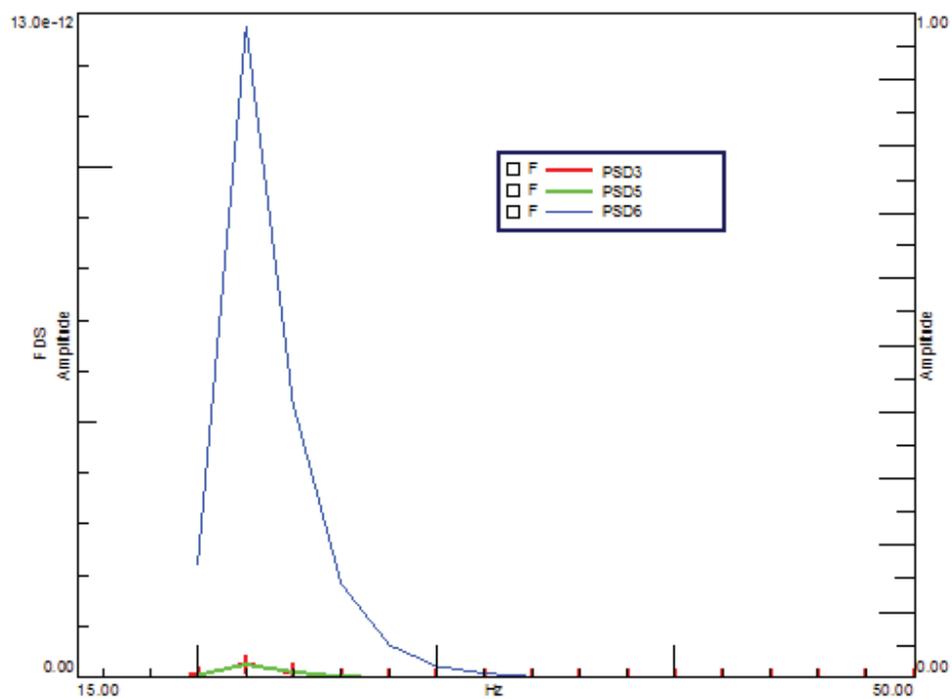


Figura 3.3.14: FDS obtido para os PSD 3,5 e 6.

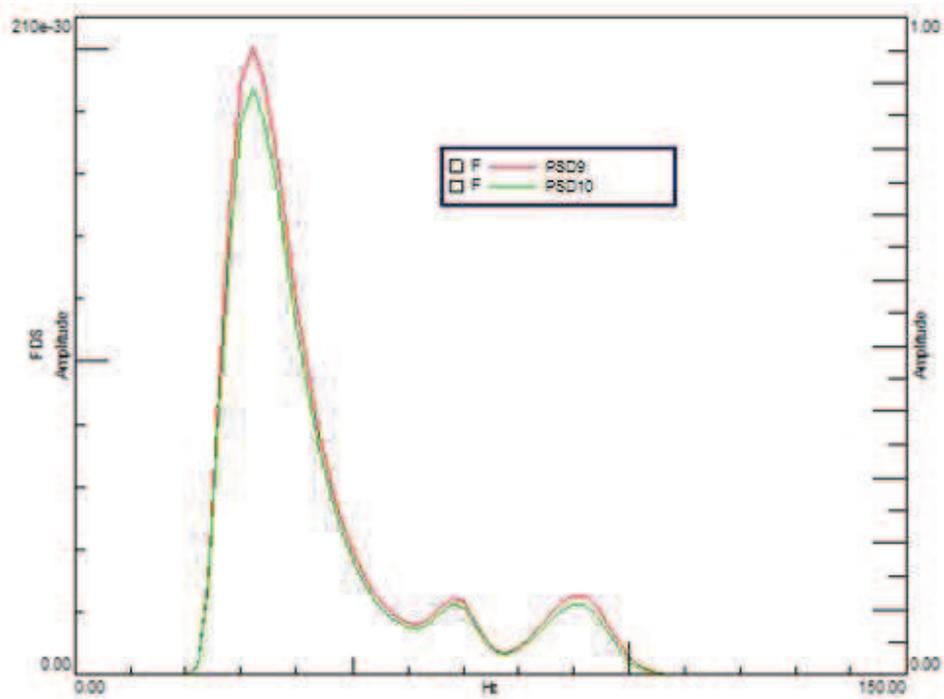


Figura 3.3.15: FDS obtido para os PSD 9 e 10.

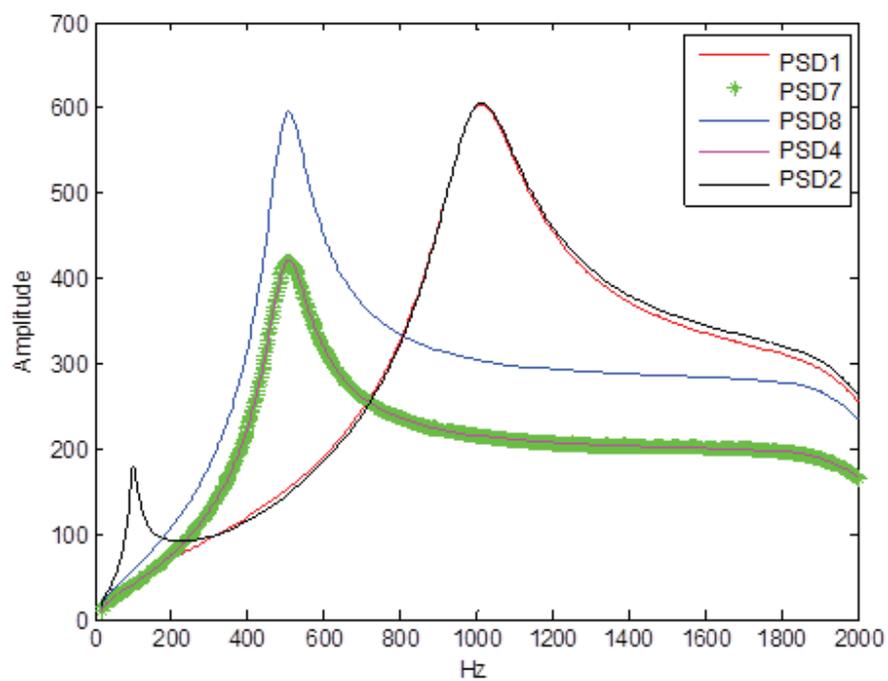


Figura 3.3.16: MRS obtido para os PSD 1,2,4,7 e 8.

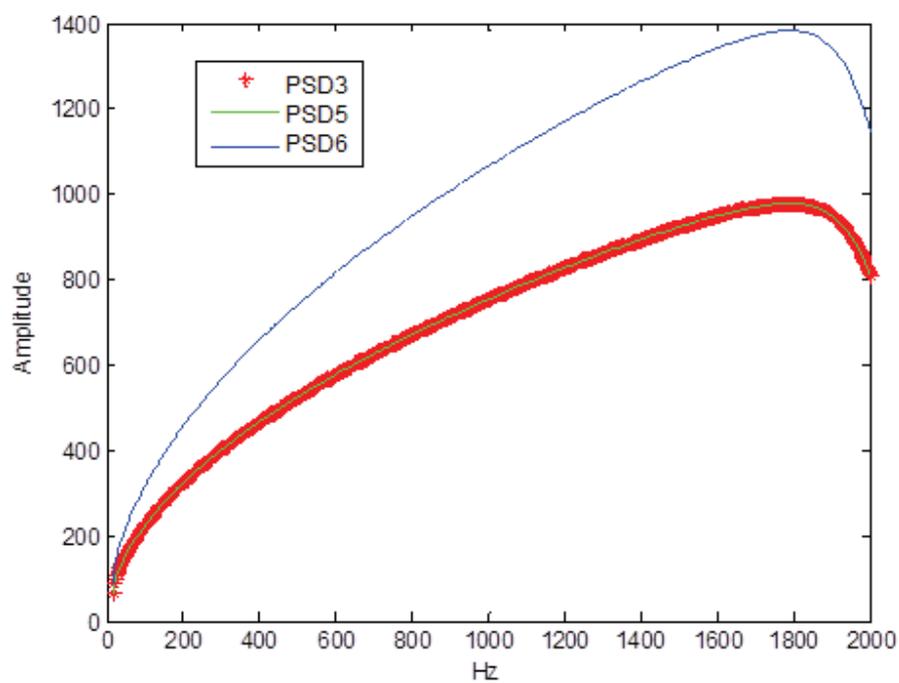


Figura 3.3.17: MRS obtido para os PSD 3,5 e 6.

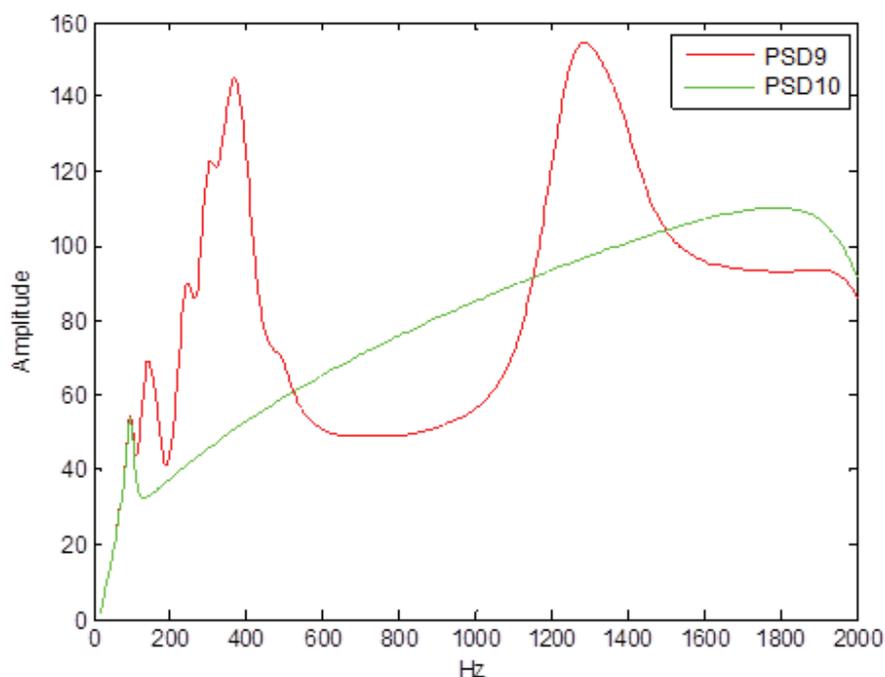


Figura 3.3.18: MRS obtido para os PSD 9 e 10.

Observando-se os gráficos das Fig. 3.3.13 a Fig. 3.3.18 pode-se destacar que:

- Quanto maior a largura de banda do PSD e maiores as amplitudes, maior é o dano acumulado.

- A resolução em frequência do espectro não influencia no dano acumulado.

- Comparando-se os PSD's 9 e 10 observa-se que o PSD 10 considera os valores do PSD 9 até a frequência de 100 Hz e constante para o restante do espectro. Observou-se neste caso um FDS semelhante para ambos os PSD's, porém um MRS diferente.

Isto ocorre porque as amplitudes das acelerações em frequências elevadas (acima de 200 Hz) mantêm-se elevadas mesmo após a filtragem pela função de transferência do sistema de 1 grau de liberdade (base de cálculo do MRS e FDS), resultando também em valores elevados de MRS.

Para o cálculo do FDS no entanto, o resultado não é uma aceleração mas sim um deslocamento relativo, ou seja, os resultados estão divididos por  $\omega^2$  ( $\omega = 2 * \pi * f$ ). Este resultado é então usado para calcular um valor de dano por fadiga. Logo, os maiores valores de um FDS ocorrem sempre nas frequências mais baixas, uma vez que os valores de deslocamento são muito baixos em frequências mais altas.

### 3.3.6. Norma ISO 16750-3 (2003)

Os métodos de ensaios de vibrações consideram vários níveis de severidade de vibração aplicáveis a equipamentos elétricos e eletrônicos. Recomenda-se que o fabricante do veículo e fornecedor escolha o método de ensaio, a temperatura do meio ambiente e os parâmetros de vibração, de acordo com o local específico da montagem do componente.

Os valores especificados aplicam-se à montagem do componente no veículo. Utilizando uma condição diferente de montagem para o teste em shaker pode-se resultar em cargas mais elevadas ou mais baixas. Se a unidade de controle eletrônico (ECU) é usada no veículo com um suporte, todos os testes de choque e vibrações mecânicas devem ser feitos com este suporte.

Consideradas as condições de fixação do componente no “shaker”, deve-se realizar a variação de frequência por varredura logarítmicas de 1 oitava / min para testes senoidais. O movimento deve ser aplicado em cada um dos três eixos perpendiculares por um período definido para cada teste. O escopo dos perfis de teste recomendados e duração do teste são destinados a verificar falhas por fadiga.

Cargas fora das faixas de frequências designadas de ensaio devem ser consideradas separadamente. Na seção 4.1.3.2.2 da norma, são descritos os parâmetros do teste de vibração acelerado que deve ser aplicado a componentes eletrônicos acoplados a motores de veículos de carga.

Como serão apresentadas na seção 3.4 deste trabalho, as vibrações de um motor podem ser divididas em dois tipos: vibração senoidal que resulta das ordens do motor (componentes operacionais) e ainda um ruído aleatório para todas as outras fontes de vibração de um motor, por exemplo, fechamento das válvulas e combustão. Portanto, faz-se necessário testar componentes submetidos à vibração de motores a ambos os testes randômicos e senoidais.

A norma IEC 60068-2-80 (2005) determina como deve ser realizado o teste apresentado na ISO 16750-3 (2003), definindo que este teste deve ser realizado como uma combinação de senos e teste aleatório. Alternativamente, estes testes podem ser realizados seqüencialmente.

Se o componente tem frequências naturais abaixo de 30 Hz, um teste adicional deve ser efetuado com uma duração de 32 h para cada direção.

A norma IEC 60068-2-6 (2007) determina que o teste senoidal deve ter uma duração de 94 Horas para cada direção. A Tab. 3.3.1 apresenta os valores das amplitudes dos senos por frequência.

Tabela 3.3.1: Valores de aceleração determinados pela ISO 16750-3 (2003) para o teste senoidal.

Frequência [Hz]	Amplitude de aceleração [m/s <sup>2</sup> ]
20	11,4
65	120
260	120
260	90
350	90
350	60
520	60

A norma IEC 60068-2-64 (2008) determina o teste randômico com uma duração de 94 Horas para cada direção. A Tab. 3.3.2 apresenta os valores das amplitudes do PSD para o teste randômico.

Tabela 3.3.2: Valores de aceleração determinados pela ISO 16750-3 (2003) para o teste randômico.

Frequência [Hz]	PSD [(m/s <sup>2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz]
10	14
20	28
30	28
180	0,75
300	0,75
600	20
2000	20

A norma IEC 60068-2-64 (2008) ainda determina 32 Horas adicionais de teste randômico por direção para frequências abaixo de 30 Hz, segundo a Tab. 3.3.3:

Tabela 3.3.3: Valores de aceleração determinados pela ISO 16750-3 (2003) para o teste randômico abaixo de 30Hz.

Frequência [Hz]	PSD [(m/s <sup>2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz]
10	50
30	30
45	0,1

### 3.3.7- Testes “Sine-on-random”

Testes “Sine-on-random”, também denominados “mixed mode tests”, são testes divididos em uma etapa senoidal e outra randômica. Conforme já apresentado, tais testes são necessários para testar componentes cujo espectro de vibração apresenta componentes randômicas e senoidais.

Algumas normas militares definem os testes “Sine-on-Random” (SOR) como sendo um “sine sweep” sobreposto a uma vibração randômica. Cho (2010) utiliza os parâmetros MRS e FDS para validar esta abordagem na qual as componentes senoidais são convertidas em um PSD de banda estreita e somado ao PSD randômico, de acordo com a Eq. (3.3.9):

$$G_{SOR}(f_s) = G_R(f_s) + \frac{U(f_s)^2}{\Delta f} \quad (3.3.9)$$

Na qual  $f_s$  e  $U(f_s)$  são a frequência e amplitude das componentes senoidais,  $G_{sor}$  e  $G_r$  são os PSD's SOR e puramente randômico e  $\Delta f$  a resolução em frequência do PSD.

Conhecido o PSD correspondente ao teste SOR, utilizam-se as Eq. (3.3.3) e (3.3.4) descritas anteriormente para calcular o MRS e FDS.

## 3.4. Vibrações em turbocompressores

Um dos principais parâmetros que deve ser monitorado para que se garanta uma maior durabilidade de turbocompressores é a vibração ao qual este é submetido.

A fim de se caracterizar o sinal de vibração do atuador, são apresentados neste capítulo os fundamentos básicos das ferramentas de análise de sinais utilizadas, sendo análises de ordem através do Método de Waterfal e Spectrum Peak Hold.

Os conceitos apresentados neste trabalho são encontrados em Cohen (1989, 1995), Hlawatsch et. al. (1992) e Rioul et. al. (1991) todos citados no material de referência do software LMS Test Lab 11B.

### 3.4.1. Análise tempo-freqüência

Uma grande quantidade de sinais físicos é não-estacionária. A análise rápida de Fourier estabelece uma relação de um-para-um entre o tempo e o domínio da freqüência, mas não fornece nenhuma localização no tempo das componentes de freqüência do sinal. Embora represente de uma maneira geral todas as freqüências que apareceram durante o período de observação do sinal, não há nenhuma indicação quanto ao exato momento que as freqüências estavam presentes.

Métodos de análise de tempo-freqüência descrevem um sinal tanto em termos de tempo quanto freqüência. O objetivo é o de encontrar uma distribuição que determina a parte da energia do sinal que se situa num determinado tempo e em uma faixa de freqüências. A potência instantânea do sinal no tempo  $t$  é dado por:

$|s(t)|^2 =$  Energia ou intensidade por unidade de tempo no instante  $t$

A intensidade por unidade de freqüência é determinada pelo módulo ao quadrado da transformada de Fourier  $S(\omega)$

$|S(\omega)|^2 =$  Energia ou intensidade por unidade de freqüência na freqüência  $\omega$ .

A função articular  $P(\omega, t)$  deve representar a energia por unidade de tempo e por unidade de freqüência.

$P(\omega, t) =$  Energia ou intensidade por unidade de freqüência (na freqüência  $\omega$ ) por unidade de tempo (no tempo  $t$ )

Idealmente, somando esta distribuição de energia em todas as freqüências deve dar a potência instantânea:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} P(\omega, t) d\omega = |s(t)|^2 \quad (3.4.1)$$

e somando sobre o tempo deve dar o espectro de densidade de energia:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} P(\omega, t) dt = |S(\omega)|^2 \quad (3.4.2)$$

As Eq. (3.4.1) e (3.4.2) são conhecidas como Equações Marginais, e ainda da Energia Total, E

$$E = \int_{-\infty}^{+\infty} P(\omega, t) dt d\omega \quad (3.4.3)$$

deve ser igual a energia total do sinal quando satisfaz as Equações Marginais.

Existem diferentes tipo de funções que satisfazem as Eq. (3.4.1) e (3.4.2), porém com comportamentos diferentes.

Em geral existem 2 principais métodos lineares de análise tempo-freqüência, dados pela Transformada Curta de Fourier e pela Análise de Wavelet, descritos em seguida.

### 3.4.2. Transformada curta de Fourier (STFT)

Um método padrão usado para investigar sinais variantes no tempo é a chamada Transformada curta de Fourier (STFT). Isto envolve a seleção de um período de observação relativamente estreito, a aplicação de uma janela de tempo e, em seguida, calcular as freqüências nessa gama. A janela de observação, em seguida, desliza ao longo de todo o tempo do sinal para se obter uma série de espectros mostrados como barras verticais na Fig. 3.4.1.

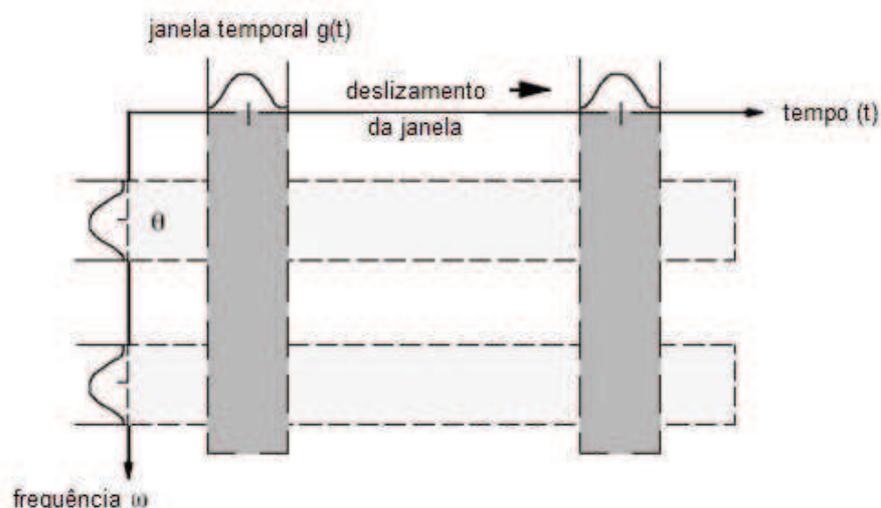


Figura 3.4.1: Transformada curta de Fourier.

Para um sinal temporal  $s(t)$ , multiplicado por uma janela dada pela função  $g(t)$ , a Transformada curta de Fourier em um determinado tempo  $t$  é dado por:

$$STFT(\tau, \omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-j\omega t} s(t) g^*(t - \tau) dt \quad (3.4.4)$$

Esta técnica é muito útil quando for possível selecionar o período de observação, de modo que o sinal seja considerado estacionário dentro desse período. Há toda uma gama de sinais em que o conteúdo de frequência muda tão rapidamente que o período de tempo necessário é inaceitavelmente pequeno, porém apresenta uma desvantagem de que a janela de tempo utilizada é a mesma em toda a análise, e é isto que determina a resolução de frequência ( $Df = 1 / T$ ). Isto significa que deve haver um equilíbrio entre a resolução de frequência e o tempo total do sinal.

### 3.4.3. Análise de Wavelet

Um método que proporciona uma alternativa para a análise de sinais não-estacionários, quando se torna difícil encontrar o compromisso certo entre tempo e resolução de frequência

para a janela de análise da STFT é a análise Wavelet.

Com efeito, a transformada de Fourier decompõe o sinal utilizando um conjunto de funções de base, os quais, neste caso, são ondas senoidais. A transformada Wavelet também decompõe o sinal, mas ela usa outro conjunto de funções de base, chamada de Wavelets.

Estas funções permitem uma melhor identificação da energia do sinal ao longo do tempo. Uma função de base é definida, e um fator de escala é então utilizado para se chegar a uma série de funções de base necessárias para a análise.

Isso leva à definição da Transformada de Wavelet Contínua. Se  $h(t)$  é a função (Wavelet básica) localizada no tempo  $t_0$  e frequência  $\omega_0$  então aplicando-se o fator de escala obtêm-se:

$$h_a(t) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} h\left(\frac{t}{a}\right) \quad (3.4.5)$$

Onde “a” é o fator de escala dado por  $\omega_0/\omega$ .

A Transformada de Wavelet Contínua é então dada por:

$$CWT(a, t) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(\tau) h\left(\frac{\tau - t}{a}\right) d\tau \quad (3.4.6)$$

O uso do fator de escala aplicado às funções de Wavelet básicas resulta em uma janela de análise que é estreita em altas frequências e larga em baixas frequências, conforme apresentado na Fig. 3.4.2, na qual é comparado ainda com a janela utilizada na análise de STFT.

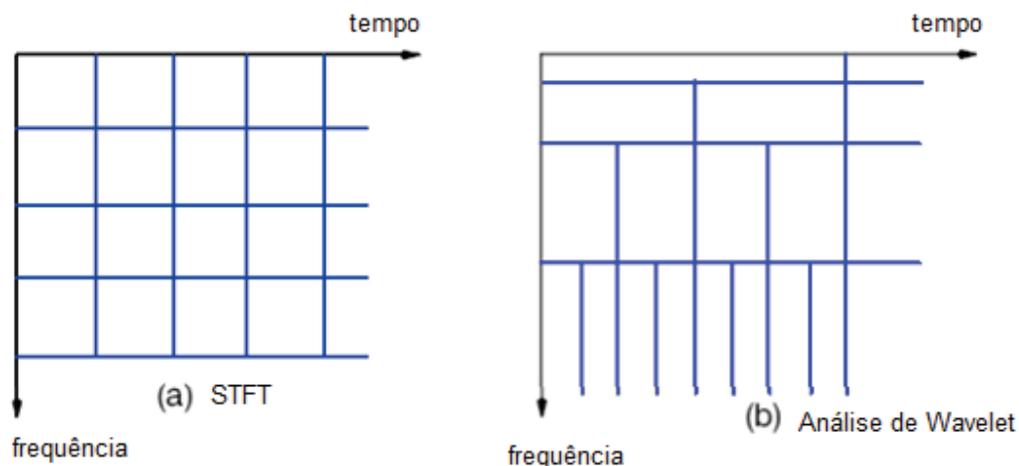


Figura 3.4.2: Comparação entre janelas de análise da Transformada curta de Fourier e Análise de Wavelet.

Observa-se que a Análise de Wavelet considera tamanhos diferentes para as janelas, diferente da análise STFT.

#### 3.4.4. Análise de ordem da vibração de motores

Uma das principais maneiras de se analisar os sinais de vibrações relacionados a componentes acoplados em motores é através da análise de ordem. O gráfico de “Waterfall” é obtido a partir da análise tempo-freqüência do sinal, porém considerando-se a rotação (Tacho) como variável no eixo das ordenadas e freqüência no eixo das abscissas. Tal análise é feita considerando-se que a rotação varia ao longo do tempo, e sendo assim, é possível obter um espectro de vibração para cada rotação do motor, conforme ilustrado na Fig. 3.4.3:

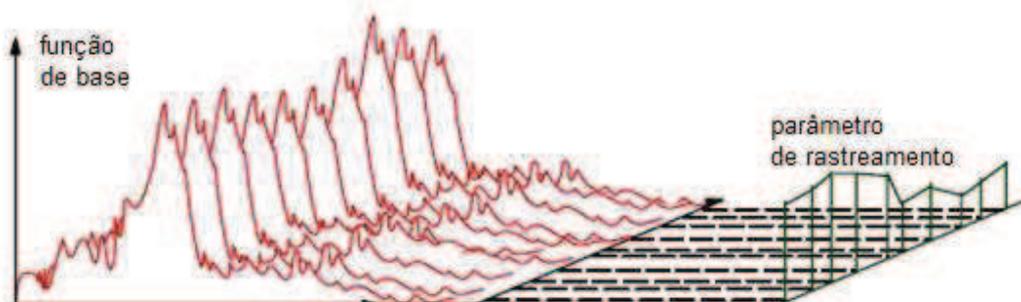


Figura 3.4.3: Análise de sinais variantes no tempo.

Para a maioria das máquinas rotativas as componentes de vibração estão relacionadas com a velocidade de rotação e as suas harmônicas. Tais harmônicas são denominadas ordens.

$$f_i = \frac{\omega}{60} * i \quad (3.4.7)$$

Na qual  $f_i$  é a frequência de vibração relacionada à  $i$ -ésima ordem do motor. As principais ordens do motor são múltiplas de 0.5 e as maiores amplitudes são relacionadas à 2ª e 4ª ordem em motores 4 cilindros e 3ª e 6ª ordem em motores 6 cilindros.

Além da análise de Waterfall, podem-se ainda ser observados os Espectros Peak-Hold e Ordem Peak-Hold dos sinais de vibração. No primeiro, são apresentadas as maiores amplitudes para cada uma das frequências dos espectros relacionadas a cada uma das rotações do motor. No segundo são apresentados os valores da energia total filtrada de cada uma das ordens ao longo de todas as rotações.

Na Fig. 3.4.4 é apresentado o gráfico de Waterfall de um sinal de vibração de um motor Cummins ISL 400 HP 8.9 Litros. Observa-se no gráfico que as linhas inclinadas, destacadas pelos números 3.00 e 6.00, referem-se à 3ª e 6ª ordem do motor. Visto que este é um motor de 6 cilindros tais ordens possuem as maiores amplitudes e correspondem aos harmônicos de vibração devido ao movimento dos pistões, ou seja, 3 pistões subindo e 3 descendo duas vezes a cada ciclo, já que se trata de um motor 4 tempos.

Cada ordem pode ainda ser observada através da representação do sinal pelo "Spectrum Peak Hold". A mesma banda de frequência observada para a 3ª e 6ª ordens do motor também podem ser observadas no "Spectrum Peak Hold", na Fig. 3.4.5. Tais bandas de vibração forçada se apresentam com o mesmo aspecto de regiões de ressonância no espectro "Peak-Hold" do sinal, cujo o procedimento de cálculo se baseia na obtenção dos maiores valores de amplitude para cada uma das frequências do espectro ao longo da aquisição rastreada pela rotação do motor.

Apesar das 3ª e 6ª ordens possuírem as maiores amplitudes, pode-se observar no gráfico de Waterfall ordens que variam de 0.5 (1ª ordem ou fundamental, Ordem 1.5, Ordem 2, Ordem 2.5...) e as múltiplas que se estendem até frequências por volta de 2000 Hz.

Por se tratar de testes de "sweep" do motor, ou seja, sinais não estacionários no tempo, os PSD's de vibração utilizados nas análises deste trabalho são obtidos a partir do Espectro Peak-Hold dos sinais adquiridos durante os testes.

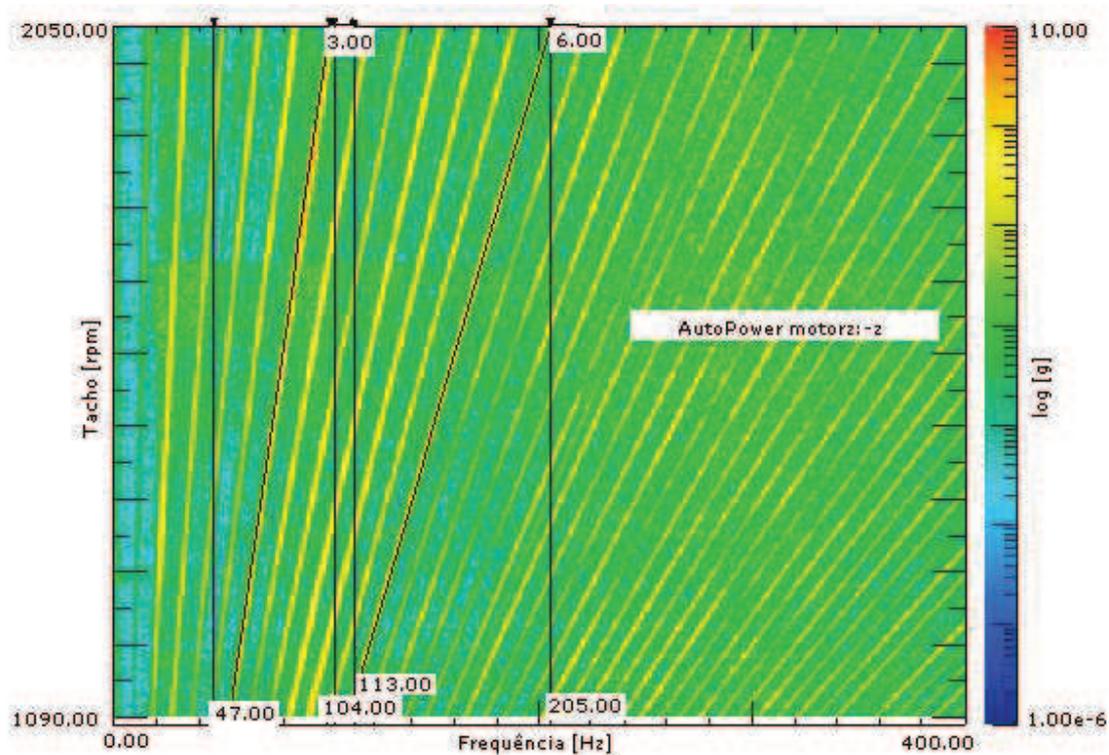


Figura 3.4.4 - Gráfico de Waterfall do sinal de vibração do motor na direção Z.

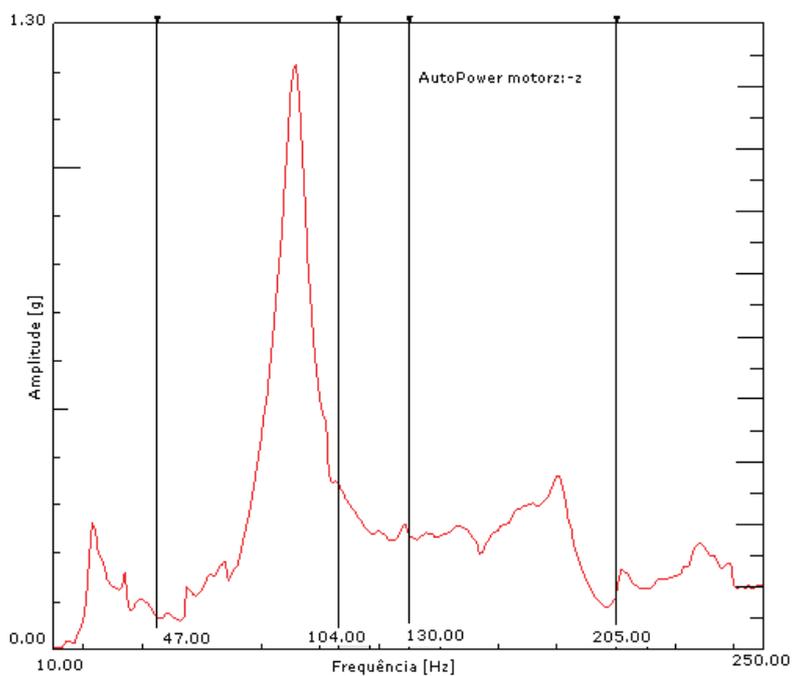


Figura 3.4.5 - Gráfico do Spectrum Peak Hold do sinal de vibração do motor na direção Z.

# CAPÍTULO IV

## METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada neste trabalho para se definir um teste de “shaker” acelerado do tipo “Sine-on-random”. A metodologia foi aplicada para testes com atuadores eletrônicos de um turbocompressor Cummins HE400 VGT em uma aplicação com motor Cummins ISL 400 HP 8.9 Litros, porém o objetivo é desenvolver um procedimento geral o qual pode ser utilizado para qualquer componente que se deseja testar submetido à vibrações com componentes senoidais e randômicas.

Realizaram-se dois testes com o objetivo de coletar os dados apresentados neste trabalho.

Inicialmente realizou-se um teste em “shaker” com o objetivo de se obter as frequências naturais do atuador eletrônico do turbocompressor VGT. Este foi posicionado sobre o “shaker” e submetido a uma excitação do tipo ruído branco de 2 Hz a 2000 Hz. O teste foi repetido para as 3 direções, visto que o “shaker” atua apenas em uma direção.

Em seguida realizou-se um teste de “sweep up” de motor em dinamômetro, com máxima carga, acelerando desde a mínima à máxima rotação. Neste teste foram coletados os valores de rotação do motor, vibração do bloco do motor, vibração da carcaça central do turbocompressor e vibração do atuador eletrônico do turbocompressor.

Os dados de vibração foram coletados para cada ponto de medição nas três direções, a fim de se obter o PSD de excitação nos três eixos de coordenadas.

A Fig. 4.1 apresenta os pontos nos quais foram fixados os acelerômetros para medição de vibração na carcaça central do turbocompressor e também no atuador eletrônico.



Figura 4.1 - Posição do acelerômetro na carcaça central (esquerda) e no atuador eletrônico (direita).

Tais pontos foram definidos em análises prévias de elementos finitos, realizadas pela Cummins Turbo Technologies, por apresentar maior sensibilidade aos modos de vibrar na banda de frequência considerada e facilidade de fixação dos acelerômetros, tanto por acessibilidade quanto por limitações de temperatura, visto que determinados pontos do turbocompressor podem chegar a 700 °C.

Na Fig. 4.2 é apresentada a direção do sistema de coordenadas adotado como referência para a medição e análise dos sinais de vibração.

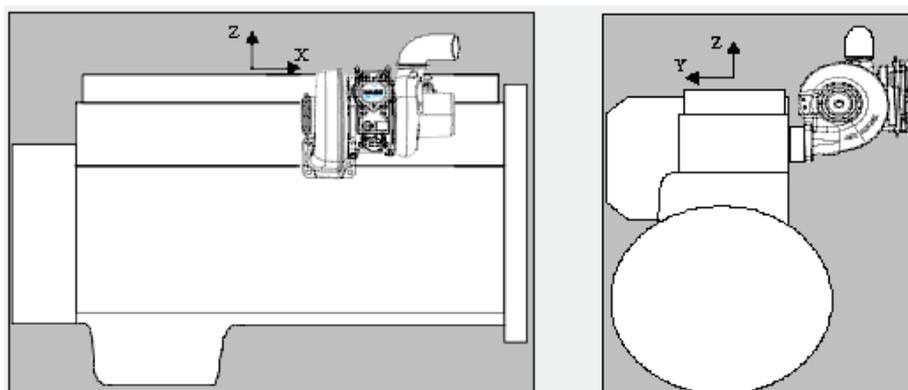


Figura 4.2: Sistema de coordenadas adotado para a medição de vibração.

Foram utilizados os seguintes equipamentos para a aquisição dos sinais:

- LMS Scadas : condicionador e conversor A/D da LMS.
- Acelerômetros B&K triaxiais
- Cabos BNC

- Software LMS Test Lab
- Sensor óptico de rotação com transmissão dos sinais via fibra óptica

Foi utilizada uma frequência de aquisição de 8192 Hz para aquisição dos sinais, janela Hanning e filtro passa alta com frequência de corte de 7 Hz para o processamento dos sinais do acelerômetro, filtrando os níveis DC. A aquisição foi monitorada pelo sinal de rotação do motor. Utilizou-se uma resolução em frequência de 1 Hz para a aquisição dos sinais, e uma resolução de 4 Hz para o pós processamento dos sinais.

Para o teste feito em dinamômetro, foi possível se ter um controle do incremento da rotação, conforme Fig. 4.3, permitindo se ter uma melhor qualidade dos gráficos para análise “Waterfall”.

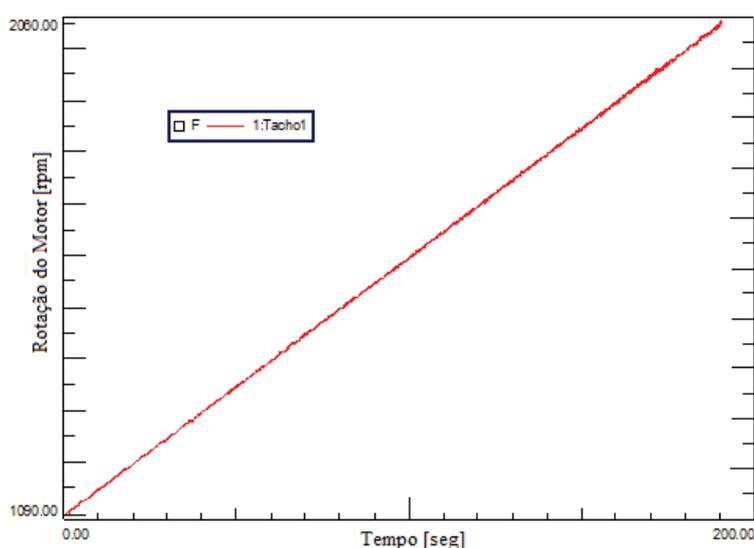


Figura 4.3: Rotação do motor ao longo do teste de “Sweep Up” [1090 rpm a 2060 rpm].

Como já discutido no capítulo anterior, os sinais de vibração do motor foram utilizados para se obter os espectros de ordem os quais foram comparados ao Peak-Hold do sinal de vibração do atuador do teste de sweep e ainda com os sinais de vibração do atuador no teste em “shaker”.

Destaca-se que o espectro de ordem é representado em função da frequência, e não do número da ordem como geralmente representado. Tal espectro foi obtido multiplicando-se o valor de cada ordem pela frequência fundamental obtida no espectro Peak-Hold, ou seja, comparando-se o espectro Peak-Hold com o gráfico de Waterfall, como já apresentado, foi possível identificar-se o valor de frequência central da 1ª ordem do motor e em seguida todas

as outras ordens foram multiplicadas por tal valor de frequência, sendo representadas então as amplitudes de cada uma das ordens do motor pela frequência correspondente a tal ordem.

Com os resultados das Análises de Waterfall, Espectro Peak-Hold e Análise Modal Experimental do atuador no “shaker” foi possível determinar quais as principais componentes de vibração do atuador, ou seja, determinar se as componentes de vibração são forçadas devido às ordens do motor (modos operacionais) ou se são modos naturais do atuador.

Faz-se necessário caracterizar o espectro de vibração do atuador visto que o objetivo deste trabalho é determinar o perfil de vibração acelerado, sendo que a necessidade de se considerar um teste randômico, senoidal, ou uma soma destes depende diretamente das componentes principais de vibração do atuador.

Depois de caracterizados os sinais de vibração do atuador, utilizou-se uma rotina implementada em MatLab para gerar o sinal de vibração do teste acelerado para 20 horas, baseado nas Eq. (3.3.1) e (3.3.2). Os sinais de vibração do turbocompressor foram considerados para determinação do sinal de referência para o teste de “shaker”, visto que tal sinal é considerado como excitação do atuador, já que este é fixado diretamente à carcaça central do turbocompressor. Tais sinais foram acelerados para se obter o sinal de referência baseado na aplicação.

O PSD obtido baseado na aplicação possui banda de frequência entre 20 Hz e 2000 Hz, a qual também é utilizada pela ISO 16750-3 (2003). Tal banda se refere à região do espectro de maior energia, visto que acima de 2000 Hz os níveis de deslocamento são baixos e conseqüentemente não são influentes para provocarem fadiga do material.

Utilizou-se então a norma ISO 16750-3 (2003) para se obter o PSD randômico e os valores de amplitudes para o teste senoidal.

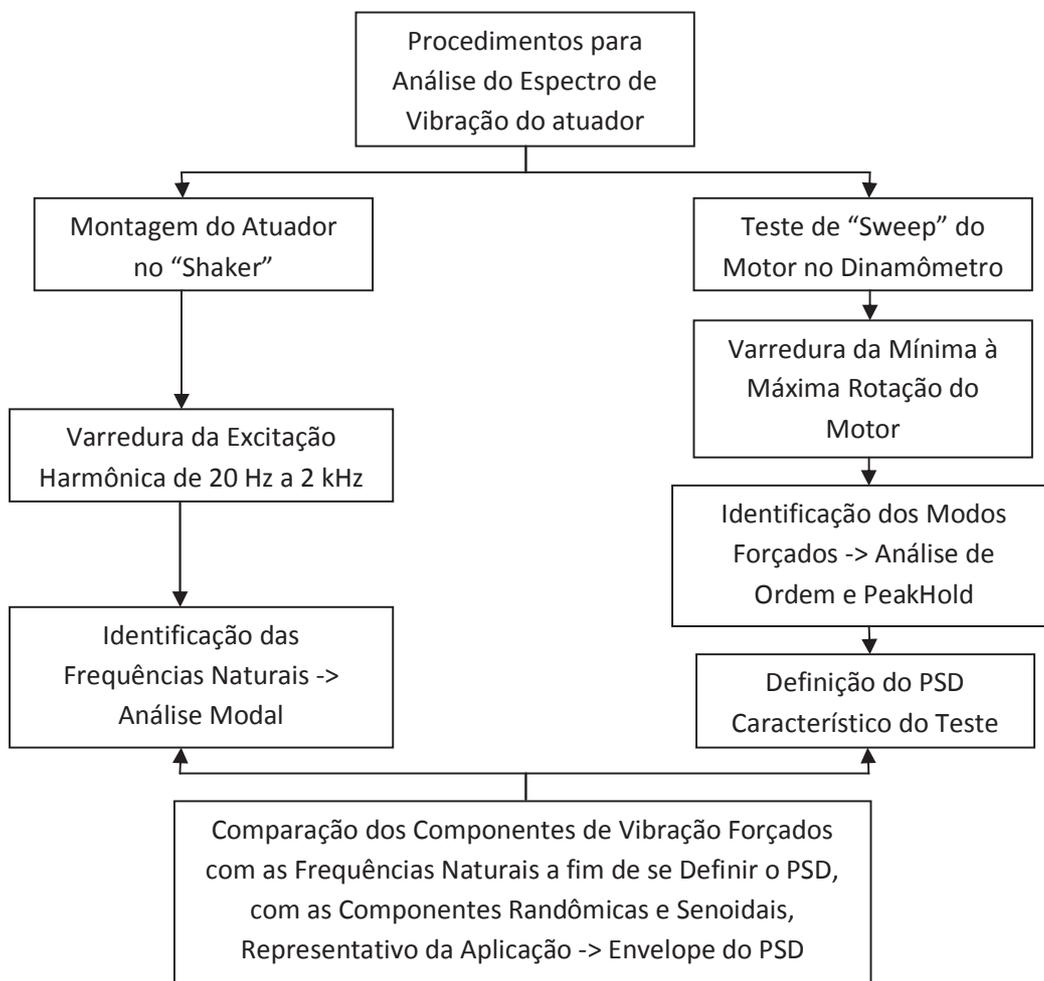
Na sequência, a partir da Eq. (3.3.9), foi então obtido o PSD “Sine-on-random”. As durações dos testes são apresentadas pela norma ISO 16750-3 (2003) a qual considera um teste de 94 horas para cada direção e para cada etapa. Consideraram-se então neste trabalho as possibilidades de se ter um teste “sine-on-random” com a duração de ambos os testes feitos em série (94 hs senoidal +94hs randômico=188 hs sine-on-random) ou em paralelo (94 hs).

A partir do tempo total de teste proposto pela ISO 16750-3 (2003) foi possível então acelerar ambos os testes de 188 e 94 horas para um teste com a mesma duração de 20 horas proposta para o teste com sinais acelerados da aplicação, neste caso, os sinais adquiridos no Teste de Sweep do motor. Utilizou-se novamente nesta etapa o código em Matlab® desenvolvido.

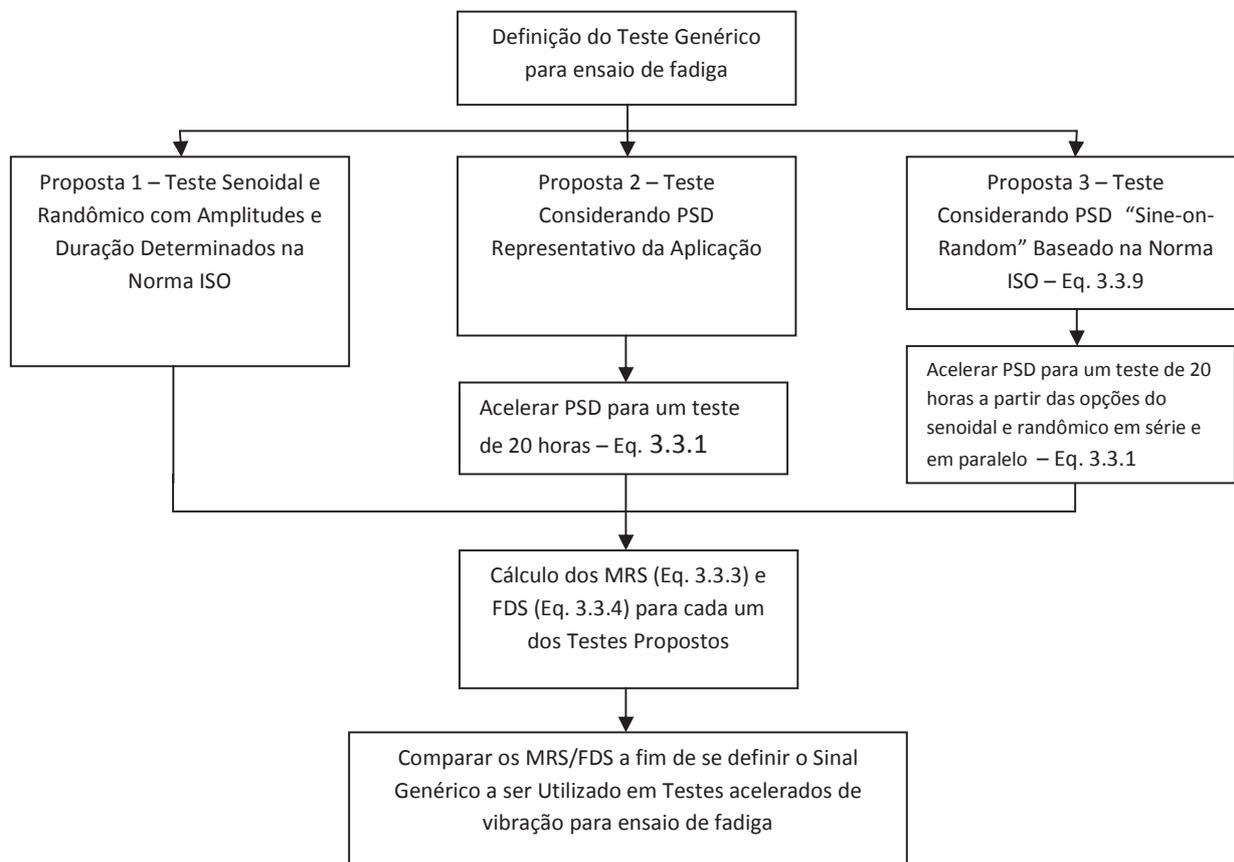
Calcularam-se em seguida no LMS (Mission Synthesis) os valores de MRS e FDS para os PSD obtidos, sendo o primeiro baseado na aplicação, o segundo dado pelo PSD “Sine-on-random” composto e o terceiro dado por cada uma dos testes determinados pela norma ISO 16750-3 (2003), sendo eles o senoidal, o randômico e um teste complementar feito considerando-se as frequências naturais abaixo de 30 Hz.

Como parâmetro para a especificação do melhor teste de vibração acelerado para os atuadores VGT considerados, foram então comparadas as diferentes curvas de MRS e FDS obtidas e avaliando-se a suas severidades.

O fluxograma abaixo resume as etapas envolvidas na avaliação do sinal de vibração do atuador e definição do PSD característico da aplicação.



No fluxograma abaixo são apresentadas as etapas envolvidas na definição do teste de vibração acelerado.



# CAPÍTULO V

## RESULTADOS

### 5.1. Caracterização da vibração do atuador do VGT

Realizou-se a análise do sinal de vibração do atuador do turbocompressor VGT. Sendo o objetivo final deste trabalho definir um teste de vibração acelerado para o atuador eletrônico, qualificou-se o sinal de vibração ao qual este é submetido na aplicação.

São apresentados inicialmente os resultados da análise modal experimental do atuador eletrônico, considerando-se um ruído branco adquirido sobre o “shaker” como sinal de entrada e a vibração do atuador como sinal de saída. Obtiveram-se as FRF's via transmissibilidade entre o sinal de entrada e saída considerados. Destaca-se que foi utilizada a unidade de amplitude em “g”, dado pela aceleração da gravidade, ou seja,  $1g=10m/s^2$ . Na Fig. 5.1 é apresentada a montagem do atuador sobre o shaker. O sinal de vibração foi avaliado em 3 direções apresentando-se os resultados nas Fig. 5.2, 5.3 e 5.4.

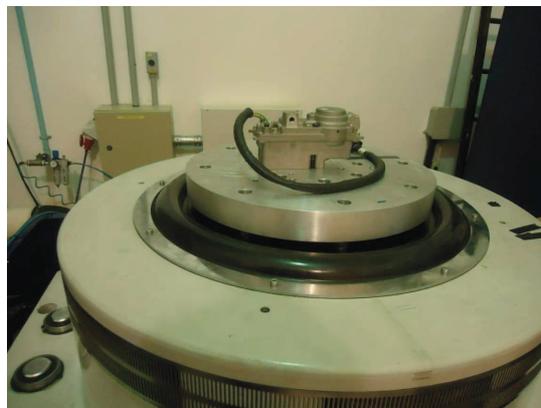


Figura 5.4: Atuador eletrônico montado sobre o excitador eletrodinâmico.

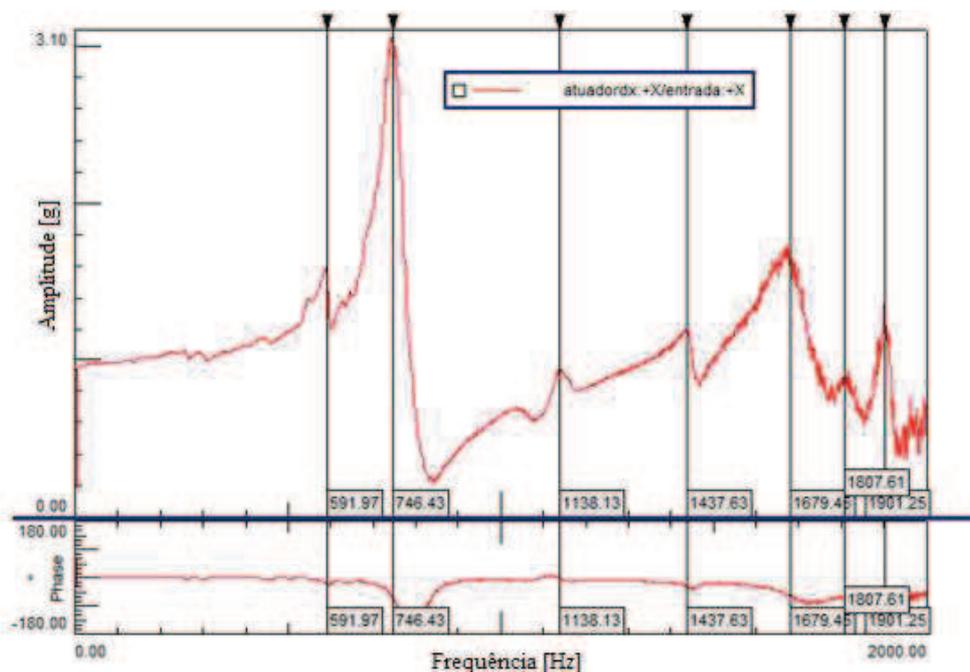


Figura 5.2: FRF do atuador na direção X.

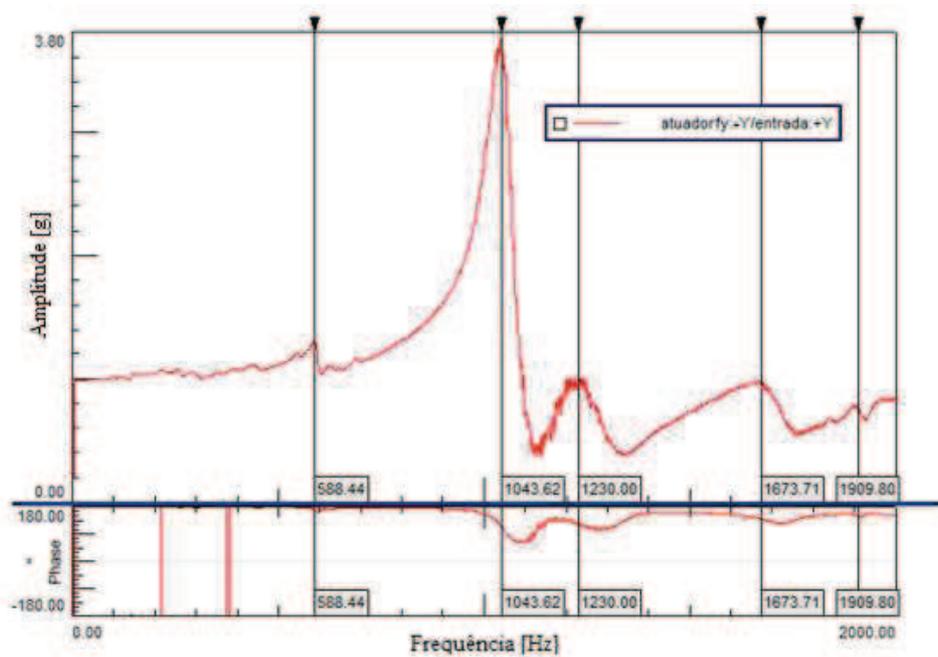


Figura 5.3: FRF do atuador na direção Y.

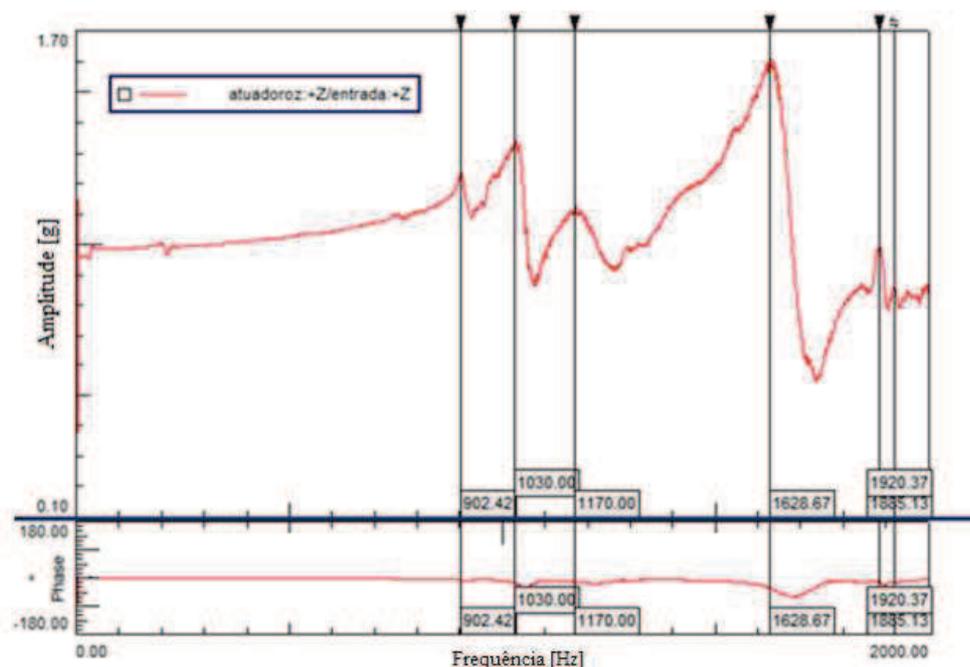


Figura 5.4: FRF do atuador na direção Z.

A partir dos resultados apresentados foi possível obter as frequências naturais da estrutura do atuador. Da Fig. 5.5 a Fig. 5.7 são comparados os Espectros Peak-Hold (*Auto Power Spectrum*) do sinal de vibração do atuador adquirido no teste de “sweep” do motor com o espectro de ordens de vibração do motor.

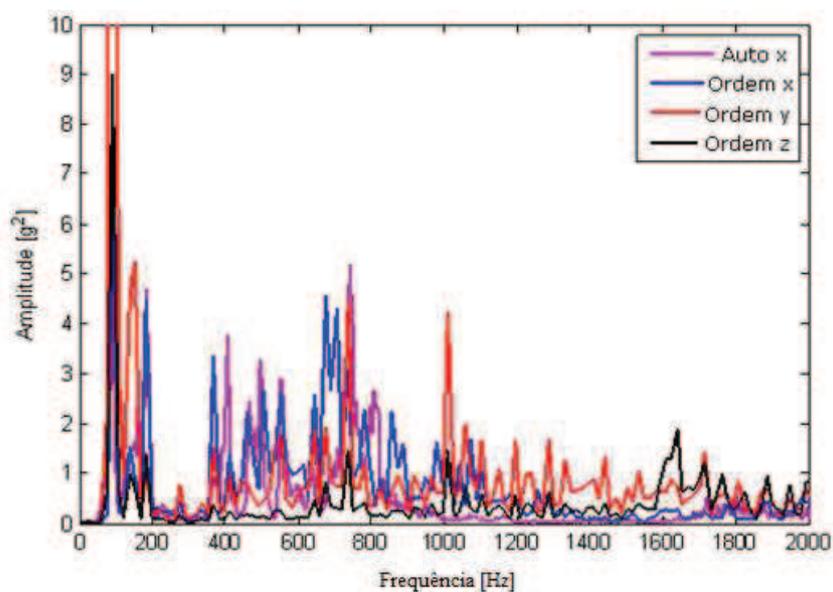


Figura 5.5: Comparação entre os espectros de vibração do atuador e de ordem do motor na direção X.

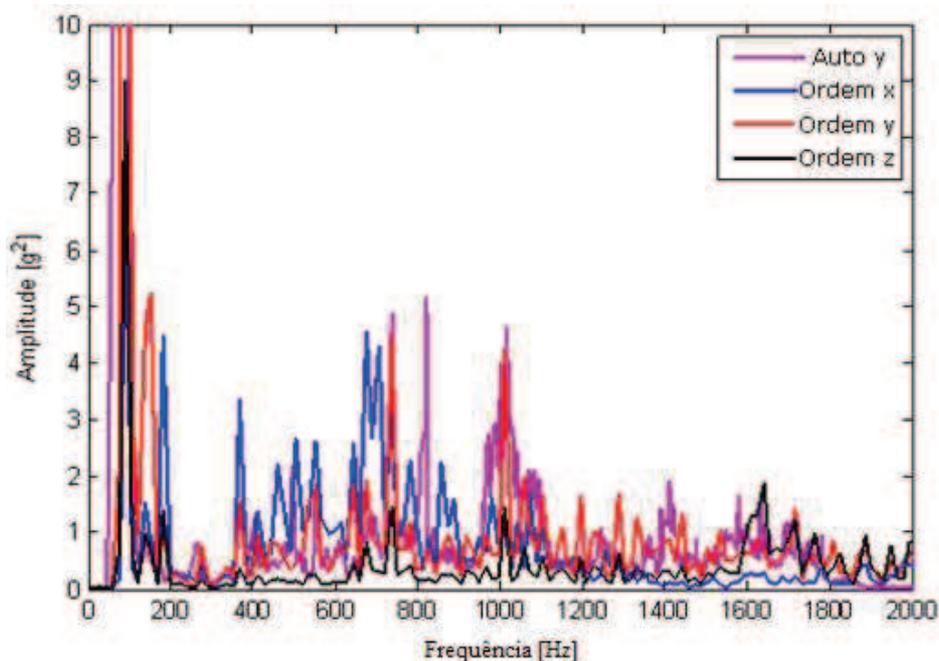


Figura 5.6: Comparação entre os espectros de vibração do atuador e de ordem do motor na direção Y.

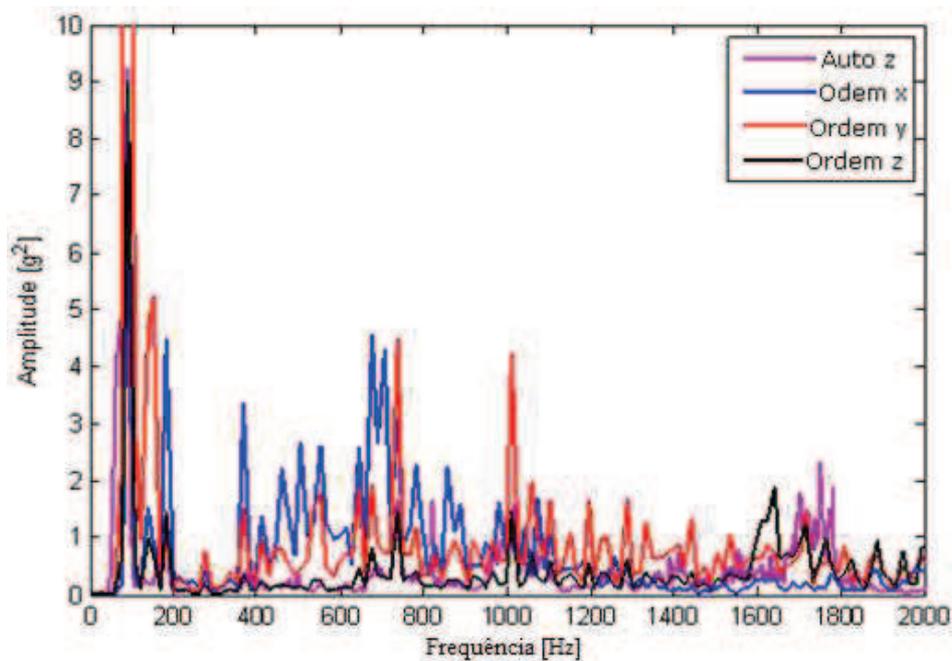


Figura 5.7: Comparação entre os espectros de vibração do atuador e de ordem do motor na direção Z.

Na Fig. 5.8 é apresentada com maior destaque uma comparação entre o Auto Espectro do sinal de vibração do atuador na direção Z e o Espectro de ordem da vibração do motor.

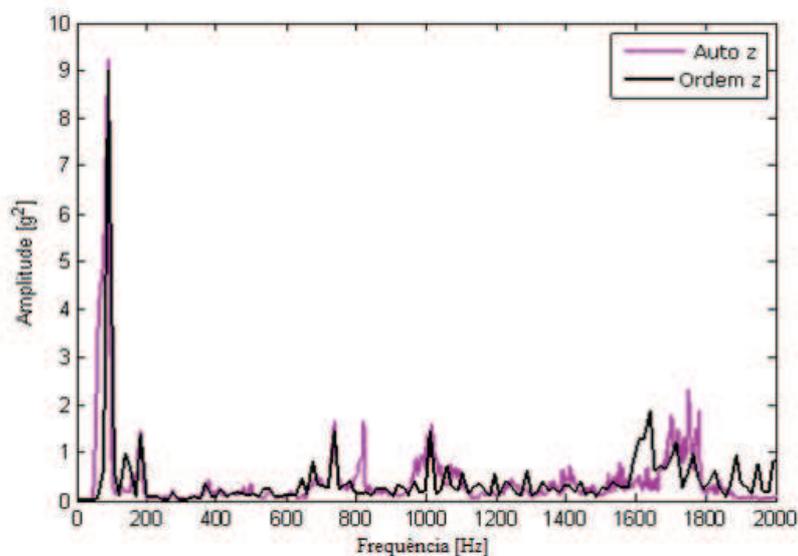


Figura 5.8: Vibração do atuador e espectro de ordem no motor na direção Z.

Identificado o comportamento da estrutura do atuador foi possível verificar se as componentes de vibração são coincidentes com as frequências naturais ou se são coincidentes com os modos forçados de vibração. Observa-se que o sinal de vibração do atuador é caracterizado por componentes harmônicas correspondentes às ordens múltiplas de 0.5 da vibração do motor, ou seja, as componentes do espectro de vibração do atuador referem-se à vibração forçada, sendo que as componentes naturais da estrutura aparecem com menor energia.

Com isso foi possível classificar a vibração do atuador como sendo forçada devido à rotação do motor e suas harmônicas, e que sendo o espectro composto por estes componentes harmônicos, faz-se necessária a definição de um teste acelerado que leve em consideração não apenas uma banda larga de vibração randômica, mas sim uma composição de randômico e senoidal. Destaca-se ainda que as ordens devido a rotação do turbocompressor não foram consideradas visto que sua velocidade pode chegar até 200000 RPM, sendo suas principais ordens, em geral acima da 6ª, correspondente à frequências acima de 2000 Hz, e portanto fora da banda de análise deste trabalho.

## 5.2. Determinação do teste sine-on-random

Nas Fig. 5.9, 5.10 e 5.11 estão mostrados os perfis de PSD especificados pela ISO 16750-3 (2003) para testes randômico, senoidal e complementares, respectivamente.

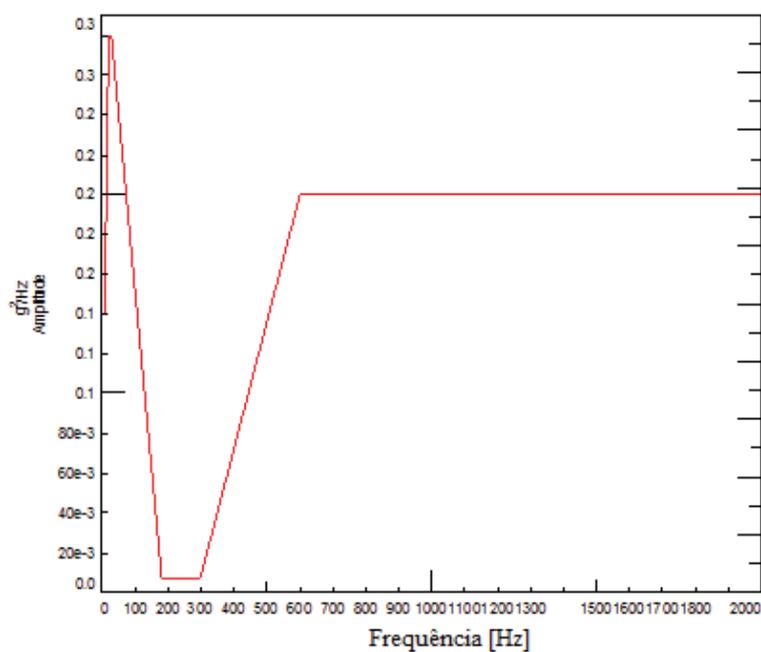


Figura 5.9: PSD especificado pela norma ISO 16750-3 (2003) para teste aleatório até 2000Hz.

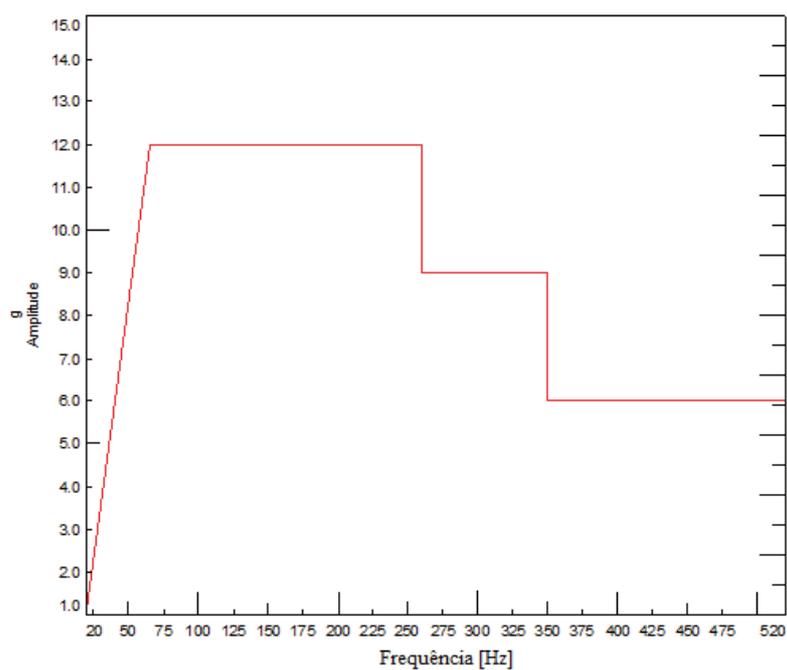


Figura 5.10: Espectro especificado pela norma ISO 16750-3 (2003) para teste senoidal.

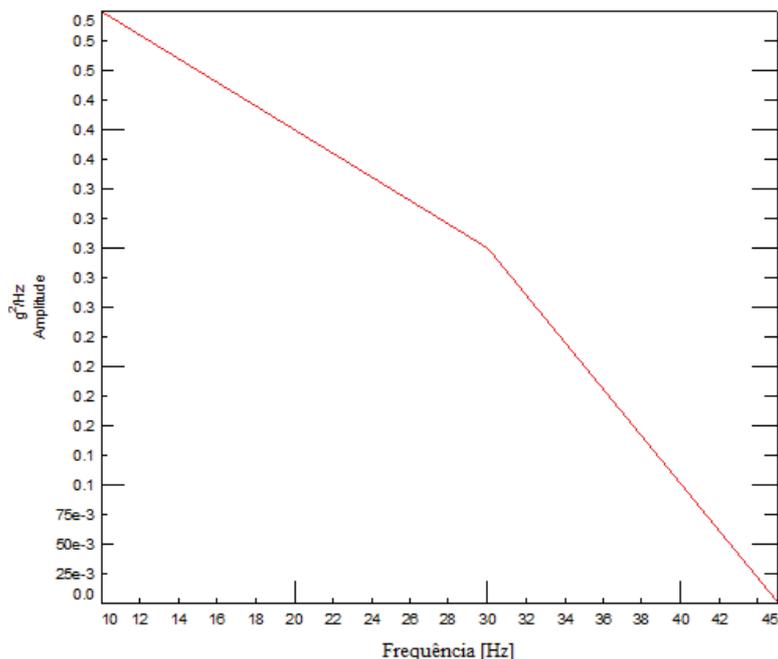


Figura 5.11: PSD especificado pela norma ISO16750-3 (2003) para teste complementar.

Utilizaram-se então os espectros definidos pela ISO 16750-3 (2003) e obteve-se o correspondente teste “Sine-on-random”.

Na Fig. 5.12 são comparados os espectros “Sine-on-random” baseado na norma ISO 16750-3 (2003) acelerados para 20 horas considerando-se um teste original de 94 horas (iso\_24\_94), um teste de 188 horas (iso\_24\_188) e os espectros acelerados obtidos para cada uma das direções correspondentes ao sinal de vibração do atuador adquiridos no teste de “sweep up” de motor (centralx, centraly e centralz), neste caso considerado como característico da aplicação.

Os mesmos PSD’s podem ser observados na Fig. 5.13 porém destacando-se a banda de frequência até 600 Hz, a qual é a faixa de frequência mais significativa do espectro.

Observa-se que o PSD na direção Z obtido para o espectro correspondente à aplicação, possui um pico de elevada amplitude na banda entre 50 Hz e 100 Hz. Porém observa-se uma maior largura de banda para o espectro “Sine-on-random”. Visto a grande diferença entre as curvas apresentadas, são então calculados os parâmetros MRS e FDS com o objetivo de se avaliar a severidade dos testes e conseqüentemente a fadiga do componente.

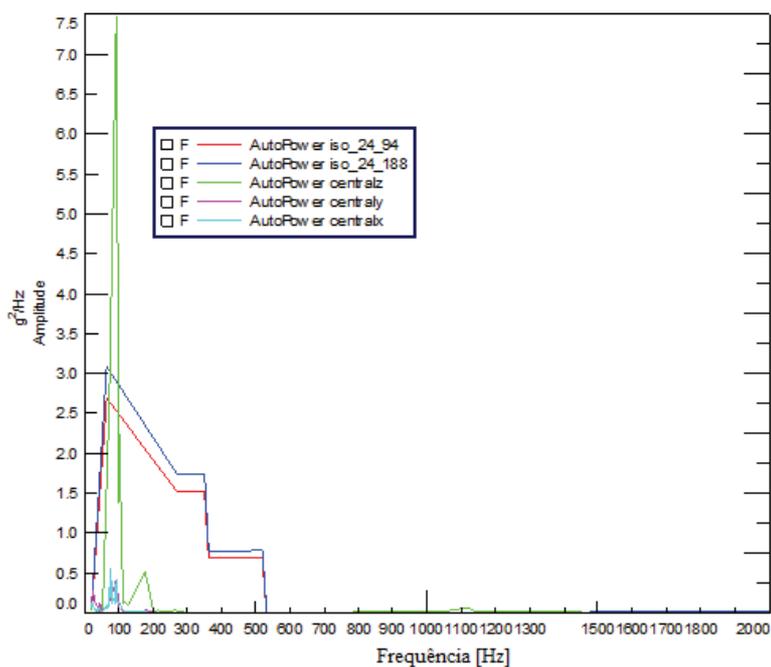


Figura 5.12: Comparação entre os PSD's dos testes "Sine-on-random" e os espectros acelerados característico da aplicação.

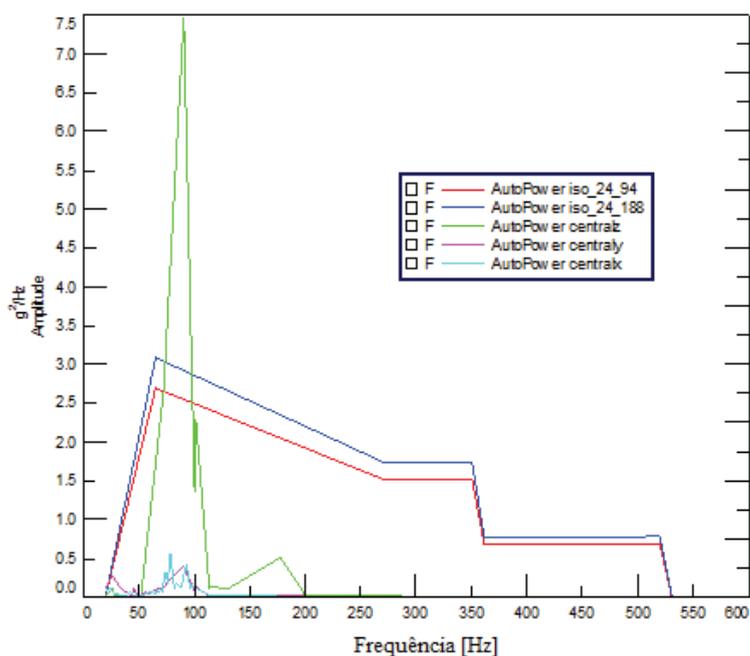


Figura 5.13: Comparação entre os PSD's dos testes "Sine-on-random" e os espectros acelerados característicos da aplicação, até 600 Hz.

Nas Fig. 5.14 e 5.15 estão apresentadas as comparações dos MRS's e FDS's dos testes "sine-on-random", do representativo da aplicação e dos definidos pela norma ISO 16750-3 (2003) (iso\_sine, iso\_random e iso\_30hz):

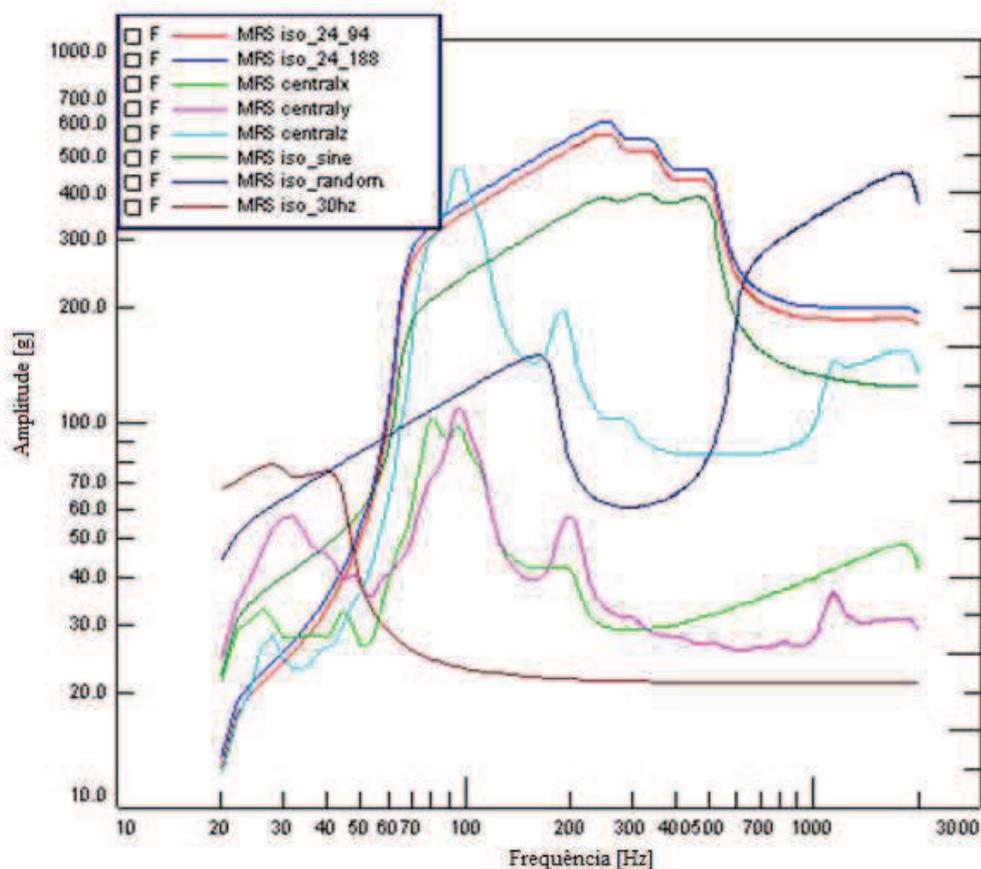


Figura 5.14: Comparação entre os MRS's dos testes "Sine-on-random", ISO 16750-3 (2003) e os espectros acelerados representativos da aplicação.

Através da análise das Fig. 5.14 é possível destacar que:

- Comparando-se as curvas dos testes "Sine-on-random" (SOR), compostas pela proposta da norma ISO16750-3(2003) e calculadas para um tempo de teste de 20 horas, pode-se verificar maiores amplitudes no teste correspondente a 188 horas em relação ao teste de 94 horas. Isto ocorre pois para simular nas mesmas 20 horas de teste diferentes durações, torna-se mais severo aquele que se refere ao teste original de 188 horas, ou seja, deve-se simular nas mesmas 20 horas um maior período de tempo, ou seja, um maior fator de aceleração.

- Comparando-se as curvas obtidas para os testes “Sine-on-random” em relação às curvas originais propostas pela norma ISO 16750-3 (2003), observa-se que as curvas do teste SOR possuem o mesmo formato da curva do teste puramente senoidal, porém com maior amplitude, visto que o teste SOR é obtido somando-se as componentes senoidais a um espectro randômico de base. Porém comportamento contrário é visto em baixas frequências, nas quais o teste senoidal tem maiores amplitudes que o SOR. A norma ISO 16750-3 (2003) prevê esta diferença e propõe a realização de um teste complementar randômico, denominado iso\_30Hz, o qual também acumula danos em baixa frequência.

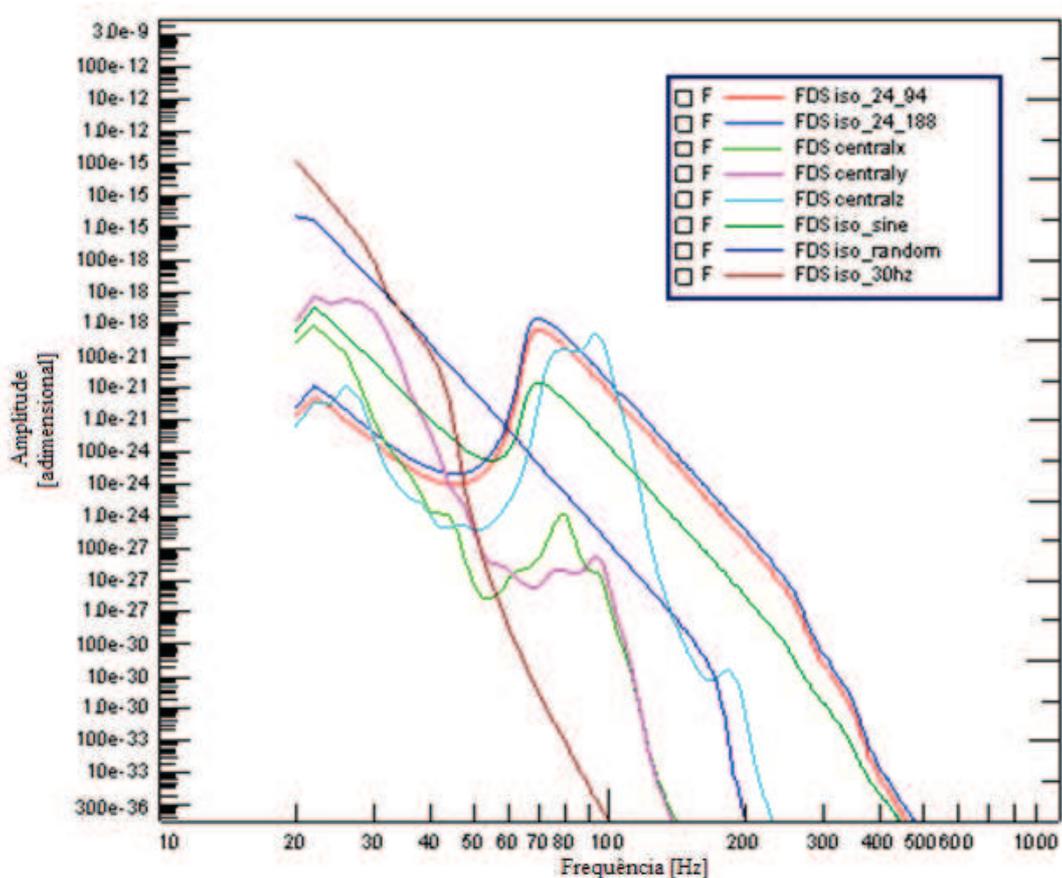


Figura 5.15: Comparação entre os FDS's dos testes Sine-on-random, ISO 16750-3 (2003) e os espectros acelerados representativos da aplicação.

Através da análise das Fig. 5.15 é possível destacar que:

- Comparando-se as curvas obtidas pelos sinais acelerados do teste de “sweep” do motor com o teste SOR baseado na norma ISO 16750-3 (2003), observa-se que um maior

dano é acumulado pelo teste SOR, com exceção de um pico de maior amplitude na direção Z do sinal do atuador.

- Por se tratar de um sinal genérico, ou seja, independente da aplicação, o teste SOR baseado na norma ISO 16750-3 (2003) pode ser utilizado para validar novos componentes eletrônicos utilizados em aplicações industriais, sendo então estabelecido como limites. Caso o componente não falhe neste tipo de teste, as futuras aplicações podem ser validadas comparando-se o seu FDS/MRS correspondente e acelerado para 20 horas com os parâmetros FDS/MRS limites definidos.

- Com a aplicação da metodologia proposta neste trabalho será possível a redução dos testes para validação do produto utilizando-se a norma ISO 16750-3 (2003), visto que não será necessária a realização de ambos testes senoidal e randômico, sendo portanto feito apenas um único teste SOR e reduzindo-se os custos nas etapas de desenvolvimento e validação de novos produtos.

- A utilização dos parâmetros FDS e MRS para a comparação de diferentes testes, apresentou-se também válida para a definição de novos tipos de testes, neste caso do tipo SOR, a qual pode ainda ser utilizado para qualquer tipo de produto e aplicação.

- Foi possível concluir o trabalho alcançando-se os objetivos de se estabelecer uma metodologia para a definição de testes de fadiga SOR.

Definire-se então como metodologia geral de teste:

- Caso se verifique pela comparação das curvas de FDS que uma nova aplicação acumula maior dano que o teste SOR, faz-se necessário realizar o teste de shaker considerando-se o perfil de vibração da aplicação acelerado para um teste de 20 horas.

- Caso o atuador falhe no teste SOR genérico baseado na norma ISO na etapa de desenvolvimento de um novo produto, um outro teste pode ser definido considerando-se neste caso o espectro de vibração acelerado obtido para a própria aplicação. O produto poderá ser então liberado para aquela aplicação em particular, levando-se em conta a necessidade de se adquirir um sinal de vibração representativo e extremo aos quais o produto poderá estar submetido. Neste caso trechos diferentes de vibração da aplicação podem ser adquiridos e em seguida utilizada a técnica de envelope do PSD.

- A avaliação da real falha do componente submetido ao teste pode ser feita através de sua análise pós-teste. O atuador eletrônico do turbocompressor VGT da Cummins pode ser testado através de softwares os quais simulam suas condições de atuação e recebe os sinais eletrônicos de controle, podendo neste caso ser utilizado para se verificar sua integridade após o teste.

- A avaliação de ocorrência de trincas estruturais do atuador pode ser verificada através de análise com fluido penetrante ou ainda repetindo-se o teste de ruído branco sobre o “shaker” e comparando-se os novos valores de frequências naturais obtidas com os valores previamente identificados. Caso não sejam verificadas grandes diferenças nas frequências naturais conclui-se que o equipamento não sofreu alteração estrutural.

# CAPÍTULO VI

## CONCLUSÕES

Com a realização deste trabalho foi possível concluir que:

- O parâmetro MRS é válido para se identificar quais são as maiores amplitudes de vibração de resposta do sistema submetido ao sinal de entrada estabelecido para o teste. É um parâmetro utilizado para se verificar se o teste foi severamente acelerado, pois caso um teste seja acelerado para um tempo muito reduzido, ou seja, com amplitudes bem elevadas, o MRS indicará níveis elevados acima do MRS do teste definido como padrão, podendo neste caso ocorrer falhas que não refletem a aplicação. Já o parâmetro FDS indica qual o dano por fadiga acumulado durante a realização de tal teste, para cada frequência do espectro. Ambos os parâmetros podem ser utilizados para comparar a severidade de testes, metodologia a qual foi utilizada neste trabalho.

- A metodologia citada para combinar um teste senoidal sobreposto ao randômico pode ser utilizada para testes “sine-on-random” em atuadores eletrônicos e pode ainda ser estendida para testes com qualquer outro tipo de produto, desde que conhecidas as amplitudes dos testes senoidais e randômicos isoladamente.

- Propõe-se então utilizar as amplitudes definidas pela norma ISO 16750-3 (2003) para gerar o teste SOR, acelerado para 20 horas, para a validação de novos atuadores desenvolvidos. Uma vez testados em “shaker” e confirmada a sua integridade poderá se concluir que o atuador resistirá às condições mais severas as quais pode estar submetido em aplicações automobilísticas.

- A utilização dos parâmetros MRS e FDS é de grande importância na validação de novas aplicações, visto que se ficarem abaixo dos valores do teste SOR confirmará a sua

durabilidade em campo apenas pela análise teórica, sem a necessidade de novos testes em “shaker”.

- O PSD\_ISO188 possui amplitudes mais elevadas do que o PSD\_ISO94 pois deve-se simular um teste originalmente de maior duração em um novo teste “sine-on-random”, porém ambos na mesma duração de tempo em “shaker”, ou seja, o teste PSD\_ISO188 é mais severo que o teste PSD\_ISO94 pois simula nas mesmas 20 horas de teste acelerado um teste de maior duração.

- No caso da aplicação avaliada, observa-se que esta acumula menor dano do que o máximo previsto na ISO 16750-3 (2003), portanto tal aplicação pode ser validada caso o atuador não falhe no teste realizado com os sinais do teste SOR baseado na norma ISO 16750-3 (2003).

### **6.1. Trabalhos Futuros**

A metodologia apresentada será aplicada na avaliação de outros tipos de testes de vibração para ensaio de fadiga.

O teste de ressonância é utilizado para avaliar o dano de estruturas submetidas a excitação do tipo senoidal na frequência de ressonância do componente. Propõe-se a redução do tempo de teste avaliando-se mais de um componente ao mesmo tempo sobre o “shaker”. Desta forma a excitação deve conter as frequências correspondentes as ressonâncias de todos os componentes e através da utilização do parâmetro FDS, é possível compor um teste randômico que acumule o dano de todos os sinais harmônicos em um único sinal.

Propõe-se ainda a utilização do parâmetro FDS para transformar testes do tipo “sine-sweep”, os quais necessitam de um longo período de teste considerada uma velocidade de varredura de 1 oitava/década, em um teste randômico correspondente, o qual é possível ser acelerado para testes de 20 horas.

Tais trabalhos podem ser feitos utilizando-se vigas por se tratar de um componente mais simples e que permite a instrumentação com strain-gages para medição de deformação e cálculo de acúmulo de dano no domínio do tempo, comparando-se com os resultados no domínio da frequência. A validação das novas propostas para cada um dos testes pode ainda ser feita observando-se a ocorrência de trincas ou a variação da ressonância das vigas.

## CAPÍTULO VII

### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVARENGA, A. Jr. **Acúmulo de danos por fadiga no aço SAE 8620**, 128 f., Dissertação de mestrado – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Brasil, 2001.

ASSOCIATION POUR LE DÉVELOPPEMENT DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE L'ENVIRONNEMENT (ASTE), **Guidance for tailoring material to its life cycle environment profile: MECHANICAL ENVIRONMENT**, 2010. Disponível em: <[www.aste.asso.fr/file/pcem5.pdf](http://www.aste.asso.fr/file/pcem5.pdf)>. Acesso em: 12 maio. 2012.

BANNANTINE, J.A, et al. **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1990.

BENDAT, J. S. **Probability functions for random responses: prediction of peaks, fatigue damage and catastrophic failures**, NASA report on contract NAS-5-4590, USA, 1964.

BIOT, M.A. **Theory of elastic systems vibrating under transient impulse, with an application to earthquake-proof buildings**, In: Proceedings of the National Academy of Science, 19 No2, pp. 262-268, 1933.

BIOT, M.A. **Transient oscillations in elastic systems**, Thesis No. 259, Aeronautics Dept., California Institute of Technology, Pasadena, 1932.

BISHOP, N.W.M.; SHERRATT, F. **Fatigue life prediction from power spectral density data.** Part 2: Recent Development, Environmental Engineering, Vol. 2, Nos. 1 and 2, pp 5-10, 1989.

CHO, D.H. **Evaluation of Vibration Test Severity by FDS and ERS**, Korea Aerospace Industries, Ltd., Airframe Design Section, 2010.

COHEN, L. **Time-frequency analysis**, Prentice Hall, 299 pp., ISBN 0-13-594532-1, 1995.

COHEN, L. **Time-frequency distributions - A review**, Proc. of IEEE, 1989.

COLLINS, J.A. **Failure of Materials in Mechanical Design**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, USA, 1993.

CULL, S.; YANG, C.; WU, C. **Generation and verification of accelerated durability tests.** Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Manitoba, Internal Report, 2010.

CUMMINS TURBO TECHNOLOGIES, **Turbocharger's Training**, UK, Material de treinamento, 2012.

**DEF STAN 0035 (2006)**. Environmental Handbook for defence material, Issue 4 du 18, Ministry of Defence (MoD), UK, September 2006.

DOWNING, S.D.; SOCIE, D.F. **Simple rainflow counting algorithms.** In: Int. J Fatigue, pp 31-40, 1982.

**GAM EG-13 (1986)**. Essais généraux en environnement des matériaux. Ministère de la Défense, Délégation Générale pour l'Armement. France. 1986.

GOSWAMI, T. **Low Cycle Fatigue Life Prediction – A New Model**, Int. J. Fatigue, Vol.19, n.2 pág. 109-115, 1997.

HALFPENNY, Dr. A. **A frequency domain approach for fatigue life estimation from Finite Element Analysis**, In: Proceedings of DAMAS 99 conference Dublin, 1999. Relatório disponível em: <www.ncode.com>. Acesso em: 12 maio. 2013.

HALFPENNY, Dr. A. **A practical discussion on fatigue In: New Technology**, MIRA Warwickshire, UK., 2001. Relatório disponível em: <www.ncode.com>. Acesso em: 12 maio. 2013.

HALFPENNY, Dr. A. **Accelerated vibration testing based on fatigue damage spectra**, nCode International, 2001. Relatório disponível em: <www.ncode.com>. Acesso em: 12 maio. 2013.

HLAWATSCH, F.; BOUDREAU, G.F. **Linear and Quadratic Time-frequency Signal Representations**, Bartels, IEEE SP Magazine, 1992.

**IEC 60068-2-6 (2007)**, Environmental testing, Part 2-6 Tests- Test Fc: Vibration – sinusoidal, 2007.

**IEC 60068-2-64 (2008)**, Environmental testing, Part 2-64 Tests- Test Fh: Vibration – Broadband random and guidance, 2008.

**IEC 60068-2-80 (2005)**, Environmental testing, Part 2-80 Tests- Test Fi: Vibration – Mixed Mode, 2005.

**ISO 16750-3 (2003)**, Road vehicles - Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment, Part 3 – Mechanical Loads, 2003.

KE, XU. **Development of Vibration Loading Profiles for Accelerated Durability Tests of Ground Vehicles**. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Manitoba, Internal Report, 2011.

LALANNE, C. **Mechanical Vibration & Shock**, Volume II. Hermes Penton Ltd., London, 2002.

LEE, Y; JWO, P; HATHAWAY, R; BARKEY, M. **Fatigue Testing Analysis**. 2.ed., New York: Elsevier, 417p., 2005.

**MIL STD 810 F (2000)**. Test method standard for environmental engineering considerations and laboratory test, Department of defense of USA, 1 January 2000.

MILES, J. W. **On Structural Fatigue Under Random Loading**, Journal of the Aeronautical Sciences, pp. 753, 1954.

**NATO AECTP 200 (2003)**. Validation of mechanical environmental test methods and severities. NATO, Ed. 3, Section 2410. Final Draft Sept 2003.

PETRACCONI, C. **Análise Comparativa do Comportamento de Fadiga do Gancho Reboque Posterior de um Veículo Automotor**, 92 f., Dissertação de mestrado – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Brasil, 2008.

RICE, S. O. **Mathematical analysis of random noise**, Selected papers on noise and stochastic processes, Dover, New York, USA, 1954.

RIOUL, O.; VETTERLI, M. **Wavelets and signal processing**, IEEE SP Magazine, 1991.

SILVA, C. W. **Vibration Testing: Fundamentals and Practice**, 1.ed., Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.

SURESH, S. **Fatigue of Materials**, 2<sup>nd</sup> ed., Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1998.

VAN DER AUWERAER, H.; WYCKAERT, K.; HENDRICKX, W. **Time-frequency analysis applied to door slam sound quality problems**. Journal de physique IV, 1994.

WÖHLER, A. **Versuche über die Festigkeit der Eisenbahnwagen-Achsen**, Zeitschrift für Bauwesen, 1860.