

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GUILHERME MACEDO PINTO

**DEFINIÇÃO DE PROCEDIMENTO DE TESTE ACELERADO EM BANCADA
PARA SUPORTE DE SINALEIRA DE SEMIRREBOQUE RODOVIÁRIO**

CAXIAS DO SUL

2014

GUILHERME MACEDO PINTO

**DEFINIÇÃO DE PROCEDIMENTO DE TESTE ACELERADO EM BANCADA
PARA SUPORTE DE SINALEIRA DE SEMIRREBOQUE RODOVIÁRIO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito para a conclusão da disciplina de Estágio II do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor: Prof. Leandro Luis Corso, Dr. Eng.
Orientador: Sr. Gustavo de Godoy José, Eng. Mec.

**Caxias do Sul
2014**

GUILHERME MACEDO PINTO

**DEFINIÇÃO DE PROCEDIMENTO DE TESTE ACELERADO EM BANCADA
PARA SUPORTE DE SINALEIRA DE SEMIRREBOQUE RODOVIÁRIO**

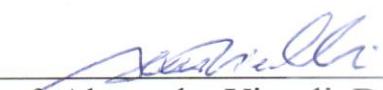
Trabalho de conclusão de curso, apresentado como requisito para a conclusão da disciplina de Estágio II do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 27/06/2014

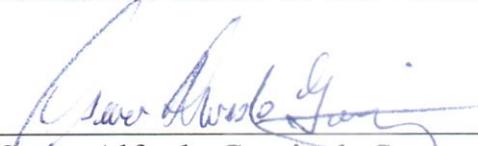
Banca Examinadora:



Prof. Leandro Luis Corso, Dr. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Alexandre Vieceli, Dr. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Oscar Alfredo Garcia de Suarez, Dr. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Sr. Gustavo de Godoy José, Eng.
Randon S/A Implementos e Participações

RESUMO

O presente trabalho propôs definir um procedimento de teste acelerado em bancada para um suporte de sinaleira utilizado no veículo acoplador de um implemento rodoviário com aplicação *off-road*, a fim de encontrar o tempo de teste necessário que representa o tempo de vida do componente. Testes em pista e em bancada foram realizados utilizando o componente instrumentado com *strain-gages* e acelerômetros, de acordo com o nível de sollicitação estrutural obtido via software de elementos finitos. Foram buscados valores de durabilidade esperados pela empresa e a correlação entre bancada de testes e aplicação real do veículo, utilizando estudos em fadiga e vibrações mecânicas. Verificou-se a importância de considerar o valor da frequência natural do sistema nas análises, que podem reduzir a vida útil do componente. Também aplicou-se o método Rainflow para contagem de ciclos, obtenção do dano parcial por meio da curva S-N, e o uso da regra de Palmgren-Miner para cálculo de acúmulo de dano em fadiga. Desta forma o procedimento proposto mostrou-se efetivo e obteve-se bons resultados, aonde cerca de cinco horas de bancada valida o componente para o tempo de vida esperado.

Palavras chave: procedimento de teste, fadiga, vibrações mecânicas, frequência natural, curva S-N, regra de Palmgren-Miner.

ABSTRACT

This paper proposes to define an accelerated laboratory test procedure for a rear light support used in a semitrailer coupler vehicle with off-road application, in order to find the necessary time test that represents the lifetime of the component. Road and laboratory tests were performed using the component instrumented by *strain-gages* and piezoelectric sensors, which were placed according to the level of structural request obtained by finite element software. Endurance values expected by the company were estimated, as well as a correlation between the laboratory test and real vehicle application, using fatigue and mechanical vibrations studies. Were verified the importance considering the value of the natural frequency of the system analysis, which can reduce the lifetime of the component. Also was applied the Rainflow method for counting cycles, obtaining partial damage through S-N curve and using the Palmgren-Miner rule for damage accumulation calculation in fatigue. So, the proposed procedure was effective and good results were obtained, where about five hours of laboratory test validates the component to the expected lifetime.

Keywords: test procedure, fatigue, mechanical vibrations, natural frequency, S-N curve, Palmgren-Miner rule.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Dolly Fora de Estrada	14
Figura 2 - Suporte de sinaleira modelo <i>off-road</i> do Dolly	15
Figura 3 - Oscilações de um pêndulo simples, função harmônica.	17
Figura 4 - Viga em balanço considerando um grau de liberdade.	19
Figura 5 - Exemplo típico de um perfil Domínio por Tempo	20
Figura 6 - Exemplo de um sinal de Domínio por Frequência	22
Figura 7 - (a) Carregamento flutuante senoidal, (b) Carregamento repetido, (c) Carregamento senoidal reverso	24
Figura 8 - Diagrama S-N ou Curva de Wöhler.....	26
Figura 9 - Limite de Resistência x Resistência a tração	27
Figura 10 - Influência da tensão media no limite de resistência para tração e compressão	28
Figura 11 - Diagrama de fadiga por critério de falha	29
Figura 12 - Método de contagem de ciclos Rainflow.....	32
Figura 13 - Etapas para estimar a vida em fadiga de um componente.	33
Figura 14 - Fluxograma de metodologia para definição do procedimento de teste	36
Figura 15 - Exemplo de instrumentação utilizando <i>strain gages</i>	39
Figura 16 - Pista <i>off-road</i> do Campo de Provas	40
Figura 17 - Bancada vibratória do Campo de Provas.....	41
Figura 18 - Plotagens Catman: (a) Domínio x Tempo e (b) Domínio x Frequência.....	42
Figura 19 - Condições de contorno do componente	44
Figura 21 – Flexão vertical sem carga, (a) Deslocamento vertical (mm), (b) Tensão máxima principal (MPa).....	45
Figura 20 - (a) Modo de vibração longitudinal, (b) Modo de vibração vertical.....	45
Figura 22 - Flexão com aplicação de carga vertical, (a) Deslocamento vertical (mm), (b) Tensão máxima principal (MPa)	46
Figura 23 - Flexão com aplicação de carga longitudinal, (a) Deslocamento vertical (mm), (b) Tensão máxima principal (MPa)	47
Figura 24 - Suporte de sinaleira instrumentado com <i>strain-gages</i>	48
Figura 25 - Pontos de Instrumentação	48
Figura 26 - (a) Semirreboque pronto para teste - (b) Componente montado ao chassi.....	49
Figura 27 - Tensão para calibração de bancada.....	51

Figura 28 - Acelerômetros detalhados no suporte instrumentado montado em bancada vibratória.....	52
Figura 29 - Sinais dos acelerômetros - Verificação da Frequência Natural	53
Figura 30 - Tensões nos pontos L3 e L4 – Bancada Vibratória a 1150 rpm.....	54
Figura 31 - Teste em sentido longitudinal utilizando um atuador hidráulico.....	55
Figura 32 - (a) Sentido vertical a 0°, (b) Diagonal a 45°, (c) Longitudinal a 90°	55
Figura 33 - Tensões do teste em atuador sentido vertical.....	57
Figura 34 - Tensões do teste com atuador em sentido longitudinal	57
Figura 35 - Resumo procedimento definido	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados das Análises CAE.....	47
Tabela 2 – Distâncias de rodagem nos testes em campo (km)	49
Tabela 3 – Valores de tensão em tração (MPa)	50
Tabela 4 – Tensões máximas e médias (MPa) – teste com aplicação de atuador hidráulico ...	56
Tabela 5 – Dano resultante por km.....	59
Tabela 6 – Dano vida resultante do componente.....	59
Tabela 7 – Dano resultante por segundo – teste com aplicação de atuador hidráulico	60
Tabela 8 – Dano resultante por segundo – teste em bancada vibratória.....	60
Tabela 9 – Tempos de testes necessários.....	61

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1.	APRESENTAÇÃO DA EMPRESA	12
1.2.	ÁREA DE ESTÁGIO.....	13
1.3.	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO DE ESTÁGIO	13
1.4.	OBJETIVO.....	13
1.4.1.	Objetivo geral	13
1.4.2.	Objetivos específicos.....	14
1.5.	ACESSORIOS DOLLY – SUPORTE DE SINALEIRA.....	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	16
2.1.	VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....	16
2.1.1.	Conceitos Gerais sobre Vibrações.....	16
2.1.1.1.	Período de oscilação.....	17
2.1.1.2.	Amplitude.....	17
2.1.1.3.	Frequência	18
2.1.1.4.	Frequência Natural e Ressonância	18
2.1.1.5.	Graus de Liberdade	19
2.1.2.	Análise do Domínio por Tempo	20
2.1.3.	Análise do Domínio por Frequência	20
2.2.	ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA	22
2.2.1.	Carregamentos Cíclicos	23
2.2.2.	Método da Vida Sob Tensão.....	25
2.2.3.	Limite de resistência a fadiga	27
2.2.4.	Efeito das Tensões Médias	28
2.3.	CONTAGEM DE CICLOS.....	30
2.3.1.	Método Rainflow	31
2.4.	REGRA DE PALMGREN-MINER.....	32
2.5.	SEVERIDADE ENTRE SINAIS	34
2.6.	TIPOS DE TESTES ACELERADOS.....	34
3	DESENVOLVIMENTO	36
3.1.	INTRODUÇÃO.....	36

3.2.	DETALHAMENTO DAS ETAPAS.....	36
3.2.1.	Definição da vida esperada.....	37
3.2.2.	Determinação dos pontos para medição.....	38
3.2.3.	Instrumentação do componente.....	38
3.2.4.	Medições em estrada rodoviária e pista do Campo de Provas.....	39
3.2.5.	Medição em bancada de teste.....	40
3.2.5.1.	Medição em bancada vibratória com massa excêntrica.....	40
3.2.5.2.	Medição em bancada com aplicação de atuadores hidráulicos.....	41
3.2.6.	Tratamento dos sinais obtidos.....	41
3.2.7.	Definição do procedimento de teste.....	42
4	RESULTADOS.....	43
4.1.	Definição da vida esperada.....	43
4.2.	Determinação dos pontos para medição.....	43
4.2.1.	Análise Modal.....	44
4.2.2.	Análise de Flexão.....	45
4.2.3.	Análise de flexão com carga vertical.....	46
4.2.4.	Análise de flexão com carga longitudinal.....	46
4.3.	Instrumentação do componente.....	47
4.4.	Medição em estrada rodoviária e pista do Campo de Provas.....	49
4.4.1.	Tratamento dos sinais obtidos em campo e pista.....	49
4.5.	Medição em bancada de testes.....	50
4.5.1.	Calibração de Bancada.....	51
4.5.2.	Medição em bancada vibratória com massa excêntrica.....	52
4.5.2.1.	Resultado dos sinais de bancada vibratória.....	52
4.5.3.	Medição em bancada com aplicação de atuador hidráulico.....	54
4.5.3.1.	Tratamento dos sinais em bancada com aplicação de atuador hidráulico.....	56
4.6.	Seleção dos pontos para correlação.....	58
4.7.	Definição do procedimento de teste.....	58
4.7.1.	Cálculo para o dano de vida do componente.....	58
4.7.2.	Cálculo para o dano de bancada.....	59
4.7.3.	Correlação de dano para validação do componente.....	60
4.8.	CONSIDERAÇÕES PARCIAIS.....	61
5	CONCLUSÕES.....	62

5.1.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	63
5.2.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	64
	REFERÊNCIAS	65
	APÊNDICE A – CÁLCULO ANALÍTICO DE FREQUÊNCIA NATURAL	67

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, as grandes empresas que atuam na fabricação de veículos automotivos investem em tecnologia competitiva, com o princípio de desenvolver produtos com qualidade e confiabilidade para conquistar e manter clientes. A durabilidade de um produto está diretamente relacionada a isto, e garantir a vida mínima de todos seus componentes é um grande desafio.

Dentro das empresas do ramo veicular se encontram as indústrias que fabricam implementos rodoviários, como semirreboques e rodotrens, que são caminhões usados para deslocar grandes quantidades de cargas. No Brasil, o limite de peso bruto total combinado (PBTC) de um rodo-trem é de 74 toneladas, com comprimento entre 25 e 30 metros.

Como as aplicações de um implemento rodoviário são bastante diversificadas, sua estrutura sofre com altas cargas ao percorrer trajetos com variados tipos de pavimentos, muitas vezes em condições precárias. Um trabalho de análise das estradas brasileiras foi realizado pela Confederação Nacional do Transporte (CNT), em 2011, aonde 47,9 % de rodovias federais e estaduais apresentaram pavimentação deficiente. Destes, 14% possuem pavimento em condições precárias (CNT, 2011). Com isso, prever a vida deste produto e seus componentes com procedimentos confiáveis de validação, auxiliam no desenvolvimento de projetos para atender os requisitos de durabilidade que a empresa propõe.

Um cálculo de correlação entre os dados de testes com o produto trafegando em pista real e dados de testes em laboratório, é uma forma para encontrar um valor de dano que o produto sofre em um determinado tempo de vida. Para alcançar isto, é necessário um procedimento o qual será apresentado neste trabalho.

1.1. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

A Randon S/A Implementos e Participações é a maior fabricante de reboques e semirreboques da América Latina e está entre as dez maiores do mundo, contando com mais de 300 mil unidades fabricadas com diversos segmentos sendo graneleiros, carga seca, tanques, basculantes, silos, frigoríficos, canavieiros, florestais, sidereiras e furgões, entre outros como segmento ferroviário de carga. A empresa faz parte do Grupo Randon que abrange outras companhias de atuação internacional nos segmentos de autopeças como JOST, Master, Suspensys, Fras-Le, nos segmentos de serviços como Randon Consórcios e no segmento de

veículos fora de estrada. O Campo de Provas também é uma empresa do grupo dando apoio para diversas outras empresas da região.

1.2. ÁREA DE ESTÁGIO

Devido ao portfólio variado da empresa, a área de engenharia do produto é dividida entre as famílias produzidas. O estágio será realizado na ECT – Engenharia de Componentes, responsável por dar apoio para todas outras engenharias, desenvolvendo itens como suspensão, quadros autodirecionais, aparelho de levantamento, circuitos pneumáticos e elétricos, para-lamas e demais acessórios disponíveis em um semirreboque. Além dos componentes e acessórios, na ECT é desenvolvido o veículo acoplador denominado Dolly, que forma o conjunto rodo-trem.

1.3. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO DE ESTÁGIO

Atualmente, a forte concorrência que domina o mercado das indústrias requer a busca de aumento na participação de mercado. Diante do cenário de concorrência, o mercado exige melhoria constante produtos, visando redução de custo, redução de peso e aumento da vida útil de nossos projetos. O cliente de um semirreboque espera um produto mais leve para poder carregar mais carga, e ao mesmo tempo resistente para não apresentar defeitos rodando em estradas precárias e retornar o investimento inicialmente realizado.

A durabilidade entra neste cenário com grande importância, pois o conhecimento adquirido pelo engenheiro projetista permitirá prever a vida útil de seus projetos, diminuindo problemas de pós-vendas e reduzindo gastos pela empresa com garantias. O desenvolvimento ou customização dos produtos seguirá uma metodologia com seus critérios de aprovação definidos de forma clara e detalhados, conforme as estratégias da empresa.

1.4. OBJETIVO

1.4.1. Objetivo geral

Propor um procedimento de teste de um suporte de sinaleira utilizado em semirreboque rodoviário, por meio de experimentos em campo e análise dos resultados correlacionando com a utilização real do produto.

1.4.2. Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral, elaboram-se os seguintes objetivos específicos:

- Determinar as condições de contorno para o componente estrutural;
- Definir com as empresas Randon Implementos e Campo de Provas a severidade da pista a ser utilizada bem como a vida útil esperada para o componente;
- Realizar teste instrumentado para medição de tensões do componente em pista no Campo de Provas de acordo com pontos críticos de falha já definidos pelo setor de CAE (*Computer Aided Engineering*);
- Realizar teste instrumentado para medição de tensões do componente em bancada vibratória de teste e em bancada com aplicação de atuadores hidráulicos no Campo de Provas;
- Correlacionar as medições de pista com a bancada de testes;
- Estruturar o procedimento de teste acelerado em bancada com nova metodologia de trabalho.

1.5. ACESSORIOS DOLLY – SUPORTE DE SINALEIRA

O veículo Dolly, mostrado na Figura 1, é utilizado para acoplar dois semirreboques, e possui diversos conjuntos de acessórios, dependendo sua aplicação. Para o Dolly fora de estrada contemplam-se suporte de placa, suportes de para-lama e suportes de sinaleiras com proteção, todos atualmente fixados ao chassi com elementos parafusados.

Figura 1 – Dolly Fora de Estrada

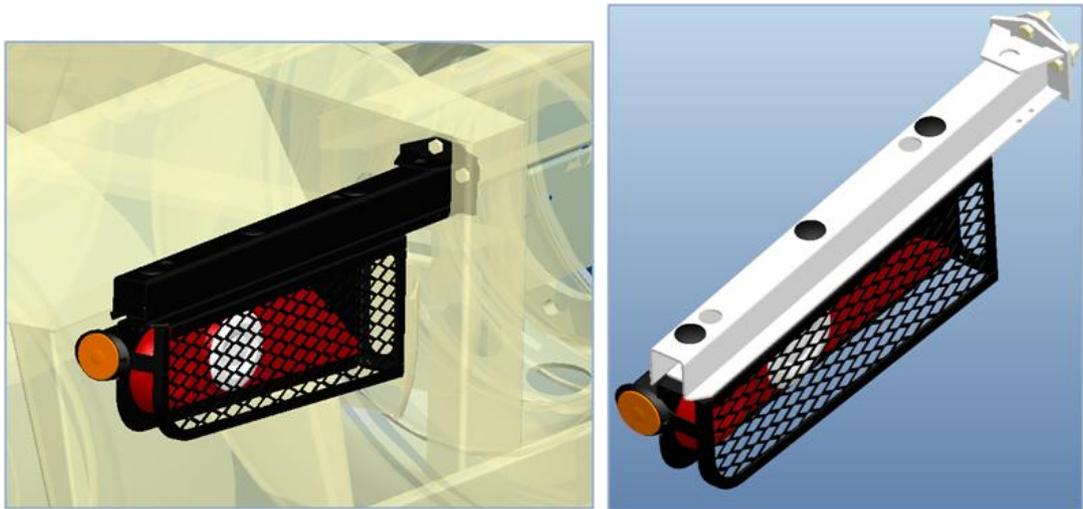


Fonte: Randon Implementos S/A

Será utilizado como estudo de caso o suporte de sinaleira modelo *off-road* conforme apresentado na Figura 2. Seguem algumas características do componente:

- É formado por um suporte metálico soldado a uma flange.
- A sinaleira é parafusada ao suporte metálico.
- A fixação do acessório é realizada por quatro parafusos M12 de classe 8.8 e uma flange interna ao chassi.
- A massa total do componente é de 10,2 kg.
- Possui um comprimento total de 763,2 mm.
- Estrutura em LN RAND 250: aço carbono laminado à quente desenvolvido com a USIMINAS para a empresa tendo como similar comercial o aço ASTM A 283C, com limite de escoamento mínimo de 250 MPa e limite de resistência à tração mínimo de 450 MPa.

Figura 2 – Suporte de sinaleira modelo *off-road* do Dolly



Fonte: O autor.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo aborda uma revisão bibliográfica dos conceitos necessários para definir um procedimento de teste, como estudos de falhas por vibrações mecânicas, fadiga, metodologias para contagem de ciclos e tipos de testes acelerados.

2.1. VIBRAÇÕES MECÂNICAS

De acordo com Rao (2005), vibração ou oscilação é qualquer movimento que após um intervalo de tempo se repete, e na sua teoria estudam-se estes movimentos oscilatórios e suas forças associadas. A maioria das vibrações mecânicas são indesejáveis porque podem causar tensões nas estruturas e ruídos, mau funcionamento ou falhas nos sistemas os quais fazem parte. (ZHANG et al., 2008a). É importante considerar neste estudo que um componente ou estrutura que está submetido a vibrações mecânicas sofre uma variação cíclica de tensão. Com isso, o componente poderá falhar por fadiga do material (RAO 2005).

2.1.1. Conceitos Gerais sobre Vibrações

Segundo Mobley (1999), o tipo mais simples de movimento periódico é a função harmônica, mostrada na Figura 3. Seu intervalo de tempo é referido como período de vibração, T e seu máximo deslocamento é a amplitude, x_0 . O inverso do período $\frac{1}{T}$ é chamado de frequência da vibração f . Essa relação pode ser expressa pela equação 1:

$$X = x_0 \sin(\omega t) \quad (1)$$

Onde:

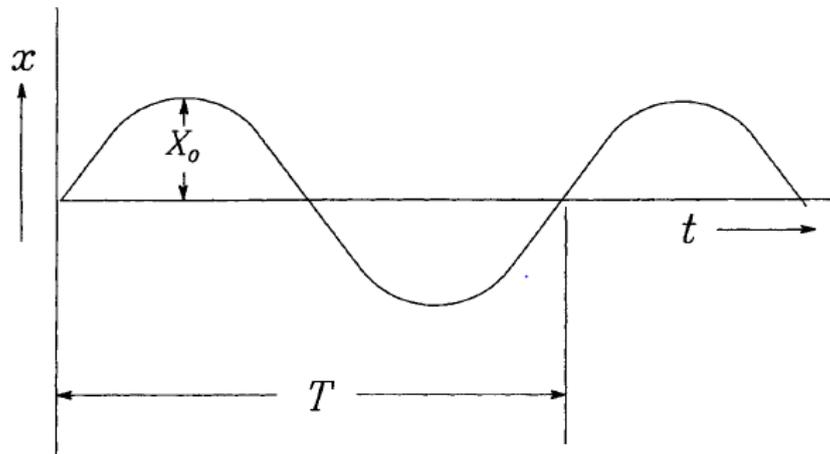
X = Deslocamento de vibração

x_0 = Amplitude

ω = Frequência circular

t = Tempo.

Figura 3 - Oscilações de um pêndulo simples, função harmônica.



Fonte: (MOBLEY, 1999)

O perfil do pêndulo simples apresentado na figura acima possui um fácil entendimento, porém o processo de análise de vibração requer uma coleta de dados complexos a serem decifrados, pois geralmente ocorrem muitas fontes de vibração. Cada fonte gera uma curva, e ao final é representado todo o conjunto dessas fontes em um único perfil (MOBLEY, 1999).

2.1.1.1. Período de oscilação

Período de oscilação é o tempo que um ciclo de movimento leva para ser considerado completo e é denotado por τ . Pode ser expresso pela equação 2 (RAO, 2005):

$$\tau = 2\pi/\omega \quad (2)$$

Onde:

ω = Frequência circular.

2.1.1.2. Amplitude

Amplitude refere-se ao valor máximo de um movimento ou vibração podendo ser representado em termos de deslocamento, velocidade ou aceleração. (MOBLEY, 1999). Para

Rao (2005), a amplitude significa o máximo deslocamento em relação a sua posição de equilíbrio.

2.1.1.3. Freqüência

A freqüência é definida como o número de repetições de uma função específica ou numero de ciclos de vibração sobre uma determinada unidade de tempo (MOBLEY, 1999). Pode ser representada pela equação 3 (RAO, 2005):

$$f = 1/\tau = \omega/2\pi \quad (3)$$

Onde ω é denominada freqüência circular para distingui-la da freqüência linear.

O conhecimento das principais freqüências de vibração da estrutura é muito importante, pois respostas significativas somente ocorrerão quando a freqüência de excitação for próxima às freqüências naturais da estrutura. (HALIM; MOHEIMANI, 2002b).

2.1.1.4. Freqüência Natural e Ressonância

Caso o sistema sofra uma perturbação inicial a certa freqüência de oscilação e o sistema continua a vibrar sem ação de forças externas, o sistema se encontra em sua freqüência natural. A freqüência natural de cada componente em um sistema é determinada por sua massa e rigidez, e pode ser representado conforme a equação 4. Para considerar uma viga engastada, se utiliza uma constante da rigidez equivalente do material representado pela equação 5, e a utilização de uma massa equivalente representada pela equação 6.

Quando a freqüência natural do sistema coincide com a freqüência de excitação, ocorre um fenômeno chamado ressonância. Este fenômeno amplifica o deslocamento e na maioria dos sistemas estruturais e mecânicos isto provoca tensões e deformações que podem levar à falha do sistema. Em muitas situações práticas, uma das formas de reduzir as forças dinâmicas que causam vibrações é controlar as freqüências naturais do sistema, evitando a ressonância sob excitações externas. A freqüência natural, considerando uma viga em balanço com carga na extremidade, pode ser representada com as equações a seguir (RAO, 2005):

$$\omega_n = \left(k_{eq} / m_{eq} \right)^{1/2} \quad (4)$$

$$k_{eq} = 3EI / l^3 \quad (5)$$

$$m_{eq} = M + 0,23m \quad (6)$$

Onde:

ω_n = frequência natural;

k_{eq} = constante da rigidez equivalente do material;

m_{eq} = massa equivalente do sistema;

E = Módulo de Young;

I = momento de inércia;

l = comprimento da viga.

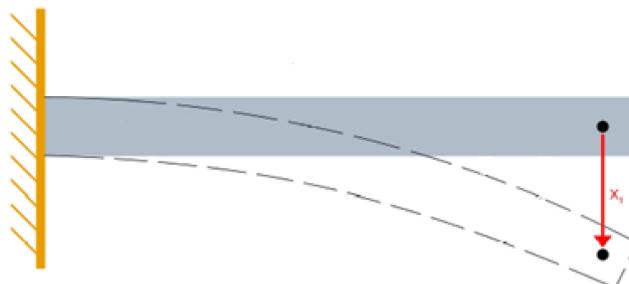
M = Massa da extremidade da viga;

m = massa da viga.

2.1.1.5. Graus de Liberdade

O número de graus de liberdade de um sistema é definido pelo número mínimo de coordenadas independentes necessário para definir todas as posições de um sistema, abrangendo todas as suas partes e a qualquer instante. No caso de um pêndulo simples, o sistema possui somente um grau de liberdade, com a coordenada angular θ definindo seu movimento (RAO, 2005). Na figura 4, há um exemplo de sistema com um grau de liberdade.

Figura 4 - Viga em balanço considerando um grau de liberdade.

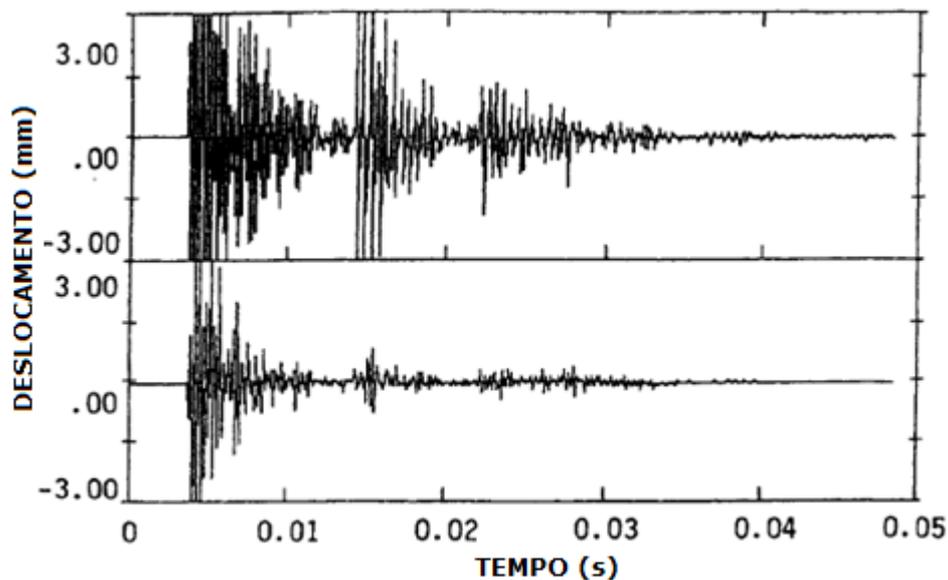


Fonte: (WINCK, 2012)

2.1.2. Análise do Domínio por Tempo

Sinais de vibração com amplitude no eixo Y, por tempo no eixo X, são referenciados pelo perfil chamado Domínio por Tempo. Na Figura 5 é representado um exemplo mostrando a complexidade deste tipo de dado. A análise de domínio por tempo deve ser utilizada para todos os movimentos lineares e alternativos de máquinas. São úteis para um estudo aonde há mudanças nas condições de operação, no entanto, é de difícil utilização, pois nesta análise é representado o deslocamento total em qualquer instante de tempo se tornando complexo determinar a influência de qualquer fonte de vibração particular.

Figura 5 - Exemplo típico de um perfil Domínio por Tempo



Fonte: (adaptado de MOBLEY, 1999)

2.1.3. Análise do Domínio por Frequência

Utilizar o sinal no domínio da frequência consiste em decompor um sinal periódico em uma somatória de componentes harmônicas, identificando as frequências que se encontram nessas componentes. Afirmando que o sinal $x(t)$ seja periódico com período T , o mesmo pode ser reescrito por uma Série de Fourier, conforme equação 7 (RANDALL, 1987):

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{jn\omega_0 t} \quad (7)$$

Onde:

$$c_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-jn\omega_0 t} dt \quad (8)$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} \quad (9)$$

Para os casos em que o período $T \rightarrow \infty$, $x(t)$, não é possível decompor os componentes discretos de frequência, pois o fenômeno não será identificado como periódico. Nesse caso, podem-se considerar as componentes do sinal como funções contínuas de frequência através da Transformada de Fourier. As equações 10 e 11, respectivamente, representam a Transformada de Fourier e a Transformada inversa de Fourier, que permitem a transformação do sinal temporal $x(t)$ para um sinal no domínio da frequência $X(\omega)$ e vice-versa.

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (10)$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (11)$$

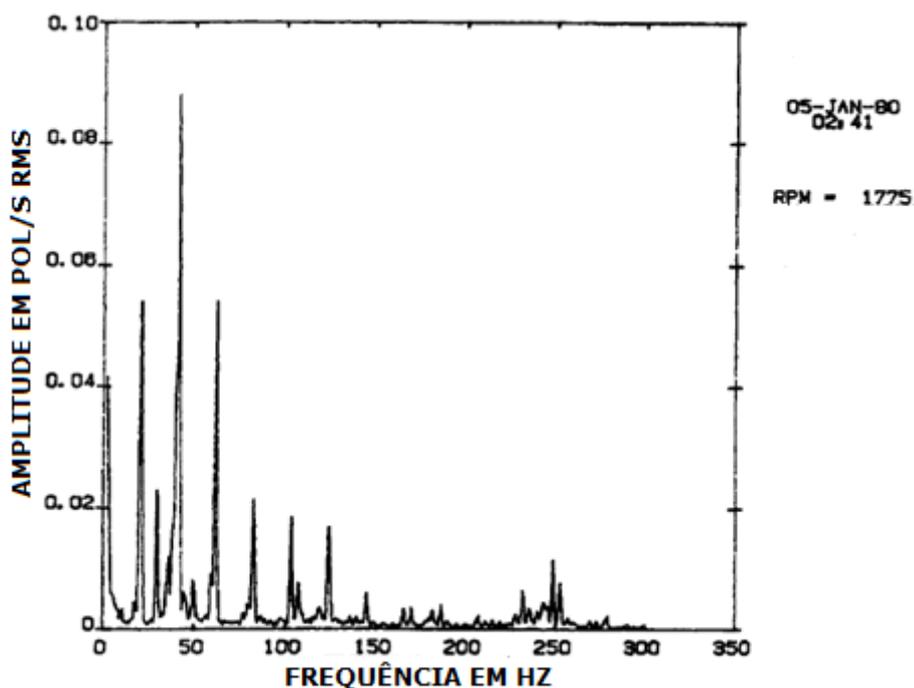
Segundo Gonçalves (2004), a Transformada de Fourier é uma ferramenta matemática que realiza a transição entre as variáveis de um sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência (espectro de frequência). Para análise de domínio por frequência normalmente é utilizado o algoritmo FFT (Fast Fourier Transform), pois possui menor complexidade quando comparada com a Transformada Discreta Fourier. Se existir um sinal de 512 amostras, a quantidade de cálculos feitos pela FFT é 9.216 contra 262.144 feitos pela Transformada convencional. Este procedimento pode ser realizado através da equação 12 (BENDAT E PIERSOL, 1971):

$$X(f, T) = \int_0^T x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (12)$$

O algoritmo FFT permite que cada componente de um complexo espectro de vibração possa ser mostrada como um discreto pico de frequência. A amplitude mostrada no eixo Y é o deslocamento por unidade de tempo relacionado com uma frequência particular no eixo X, conforme Figura 6 (MOBLEY, 1999).

O emprego da FFT em análise de vibração é fundamental, pois o sinal real constitui-se do somatório de muitas componentes, que são mais facilmente identificadas por meio do espectro de frequência.

Figura 6 – Exemplo de um sinal de Domínio por Frequência



Fonte: (adaptado de MOBLEY, 1999)

2.2. ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA

Segundo Da Rosa (2002) uma estrutura irá falhar quando não atender mais a demanda para a qual é exigida. Com isso, fadiga é caracterizada por Shigley et al., (2005) como uma forma de falha que ocorre em estruturas que estão sujeitas a tensões dinâmicas e oscilantes, sendo possível a ocorrência desta falha em um nível de tensão inferior ao limite de resistência a tração ou ao limite de escoamento para uma carga estática. Já a ASM International (1996) tem a definição de fadiga como um processo de mudanças estruturais em um material sujeito a condições que causam tensões e deformações que podem provocar trincas ou ruptura total após um suficiente número de oscilações.

De acordo com Suresh (1998), Wilhelm August Julius Albert realizou testes em correntes de ferro sob solicitações cíclicas e foi o primeiro a observar uma falha por fadiga em 1829, na Alemanha. Mesmo realizando os testes com carregamentos que provocavam tensões

abaixo da tensão de escoamento do material, o fato de serem aplicados repetidamente originava as falhas nas correntes.

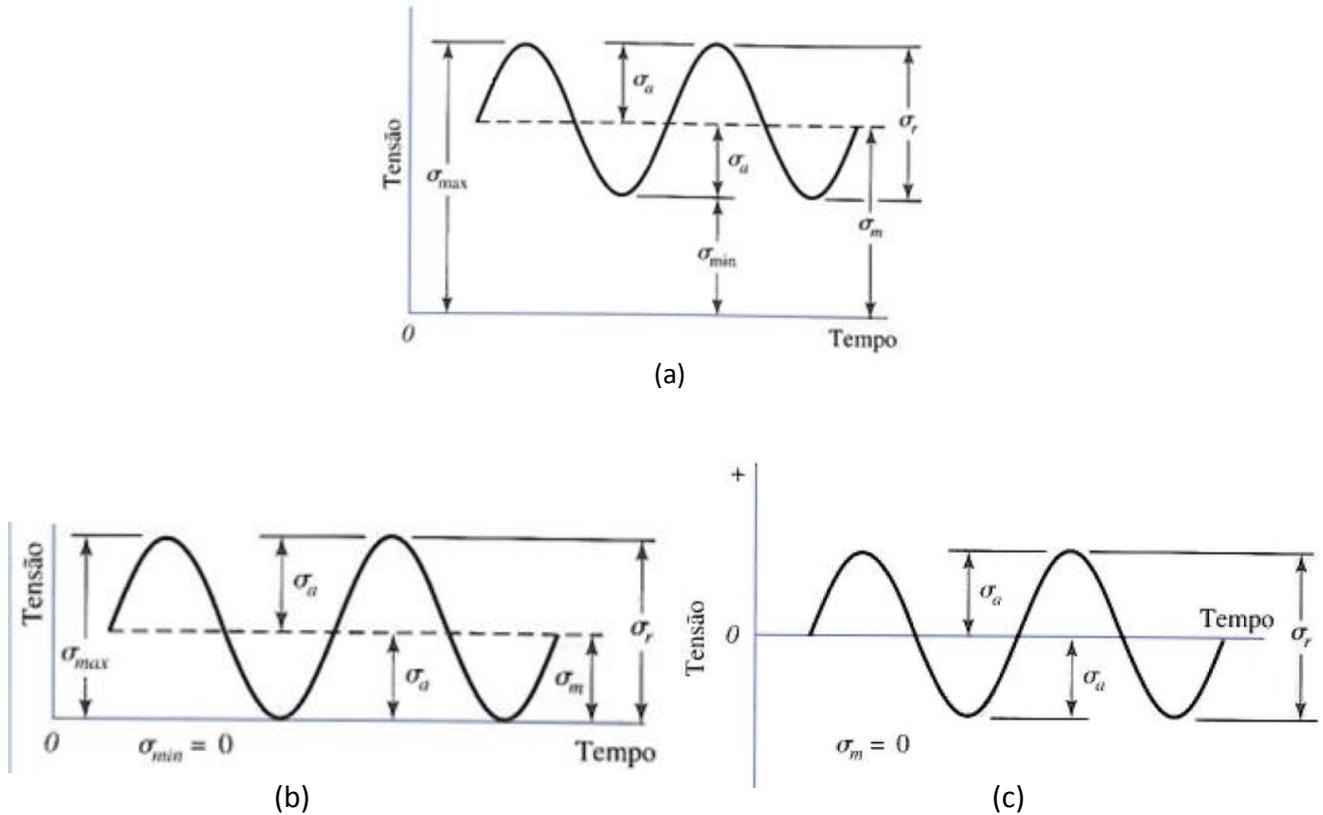
Para ter êxito em um estudo de fadiga, há três métodos fundamentais que podem ser utilizados para a predição de vida de um componente de máquina carregado ciclicamente. Para uma vida de até 10^3 ciclos, caracterizado como fadiga de baixo ciclo, é utilizado o método de vida sob deformação, o qual faz uma análise da deformação plástica em pontos críticos do componente. Caso já exista uma trinca na estrutura, é utilizado o método de mecânica da fratura linear elástica, a qual prevê o crescimento da trinca a partir da tensão aplicada. Com a utilização de processamento computacional este método é aplicado para grandes estruturas. Por fim, há o método de vida sob tensão, o qual se baseia apenas pelos níveis de tensão, se tornando o mais tradicional pela facilidade de implementação, apesar de possuir menor acuracidade, principalmente para fadiga de baixo ciclo (SHIGLEY et al., 2005).

2.2.1. Carregamentos Cíclicos

A representação correta dos carregamentos atuantes em estruturas mecânicas é de fundamental importância para a predição da vida em fadiga das mesmas. De acordo com a aplicação, essas estruturas sofrem diversos históricos de tensão, podendo ser repetitivas ou aleatórias, e amplitudes constantes ou variáveis (STEPHENS et al., 2001).

A variação de tensão σ_r é a diferença entre a tensão máxima, $\sigma_{máx}$, e mínima, $\sigma_{mín}$, de acordo com a equação 13, sendo a amplitude de tensão a metade de seu valor, conforme equação 14. A tensão média σ_m é a média entre estas duas tensões, representada na equação 15. As tensões máximas e mínimas estão representadas pelas equações 16 e 17 e são definidas pelos intervalos entre amplitude e tensão média. As razões de tensão, dados pelos parâmetros R e A, indicam o tipo de carregamento que o modelo está sendo submetido, representados pelas equações 18 e 19. Na Figura 7 estão representados os principais carregamentos, e Shigley et al., (2005), comenta que os picos de onda são mais importantes do que a forma de onda para a análise de um ciclo.

Figura 7 – (a) Carregamento flutuante senoidal, (b) Carregamento repetido, (c) Carregamento senoidal reverso



Fonte: (SHIGLEY et al., 2005)

$$\sigma_r = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (13)$$

$$\sigma_a = \left(\frac{\sigma_r}{2}\right) \quad (14)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (15)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_a \quad (16)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_m - \sigma_a \quad (17)$$

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (18)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (19)$$

Onde:

σ_r = variação de tensão

σ_a = amplitude de tensão

σ_m = tensão média

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = tensão máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$ = tensão mínima

R = razão de tensão

A = razão de amplitude

2.2.2. Método da Vida Sob Tensão

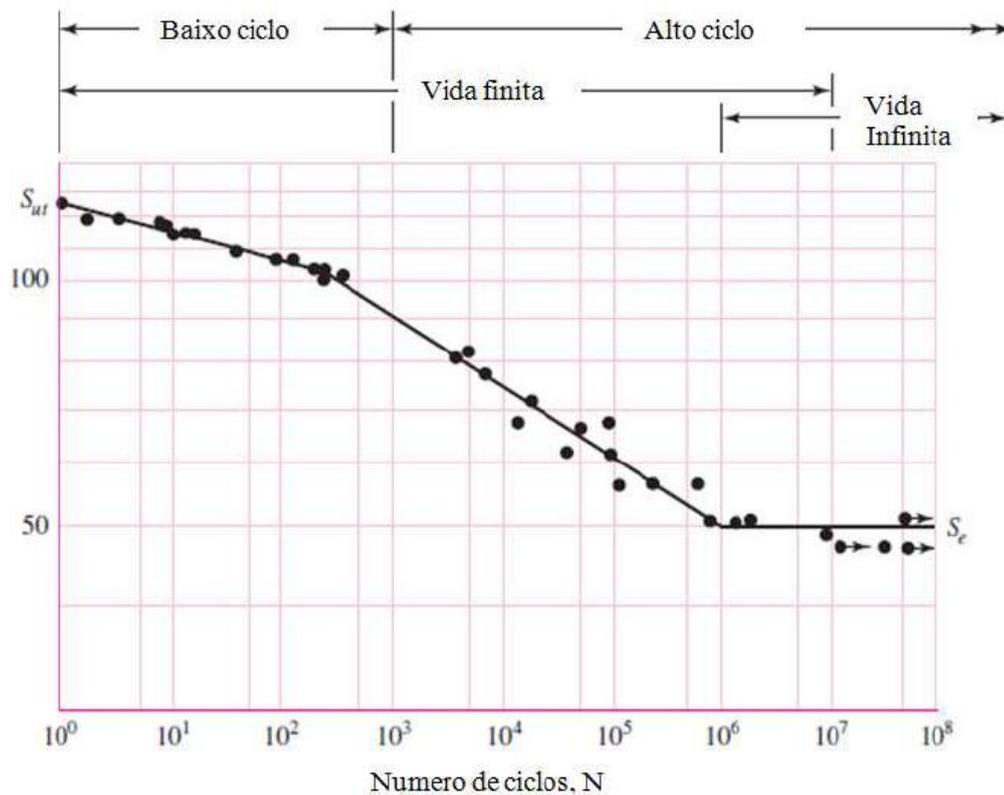
Conforme comentado anteriormente, o método da vida sob tensão é muito utilizado para o estudo de falha por fadiga, principalmente para faixas que superam o número de 10^3 ciclos, sendo considerado como alto ciclo. Para estes casos estuda-se a curva S-N do material, estudada por August Wöhler em meados de 1860, que realizou ensaios de flexão rotativa em ligas metálicas utilizadas na fabricação de eixos ferroviários (SURESH, 1998). Wöhler utilizou dados de teste com tensões controladas de amplitude constante, geralmente sendo totalmente reversas. Estes dados são representados como amplitude de tensão σ_a em função do número de ciclos N_f , até a falha (HOLMAN e LIAW, 1997).

A vida total de um componente submetido a cargas cíclicas é a combinação entre o número de ciclos necessários para iniciar a trinca e o que corresponde sua propagação até a falha final. O método de vida sob tensão abrange todo este histórico. Para casos onde há concentração de tensão ou defeitos superficiais, o tempo de iniciação da trinca é curto sendo formada logo no início da vida, enquanto que para materiais com bom acabamento e livres de defeito, o tempo de iniciação de trinca pode chegar a 80% da vida útil (SURESH, 1994).

Devido à natureza estatística da fadiga, muitos testes devem ser realizados. São aplicadas tensões cíclicas reversas, como mostrado na Figura 7 (c). Em um primeiro momento os testes iniciam com tensões inferiores muito próximas ao limite de resistência à tração do material. No teste seguinte é aplicada uma tensão pouco menor, e assim sucessivamente. Os resultados são traçados no diagrama S-N (Figura 8), em escala log-log para enfatizar a flexão na curva, pois para materiais de metais ferrosos e suas ligas verifica-se que o gráfico se torna horizontal depois de certo número de ciclos até atingir o seu limite, denominado limite de resistência à fadiga ou limite de fadiga (S_e). Para os aços este limite está entre 10^6 e 10^7 ciclos, e após isso não ocorrerá a falha por fadiga. Materiais não ferrosos não possuem um limite de resistência à fadiga, pois nestes casos o gráfico nunca se torna horizontal. É importante

salientar que para estudos de falha por fadiga o propósito principal é entender por que as falhas ocorrem, e os resultados devem ser tomados como um guia para o desenvolvimento do projeto (SHIGLEY et al., 2005).

Figura 8 - Diagrama S-N ou Curva de Wöhler



Fonte: (Adaptado de SHIGLEY et al., 2005)

A ordenada do gráfico da Figura 8 é denominada tensão de fadiga (S_f). Para a região de alto ciclo, Stephens (2001) apresenta a equação:

$$S_f = aN^b \quad (20)$$

Onde:

S_f = Coeficiente de resistência à fadiga, tensão totalmente reversa;

a = Coeficiente que representa o valor de S_f a um ciclo;

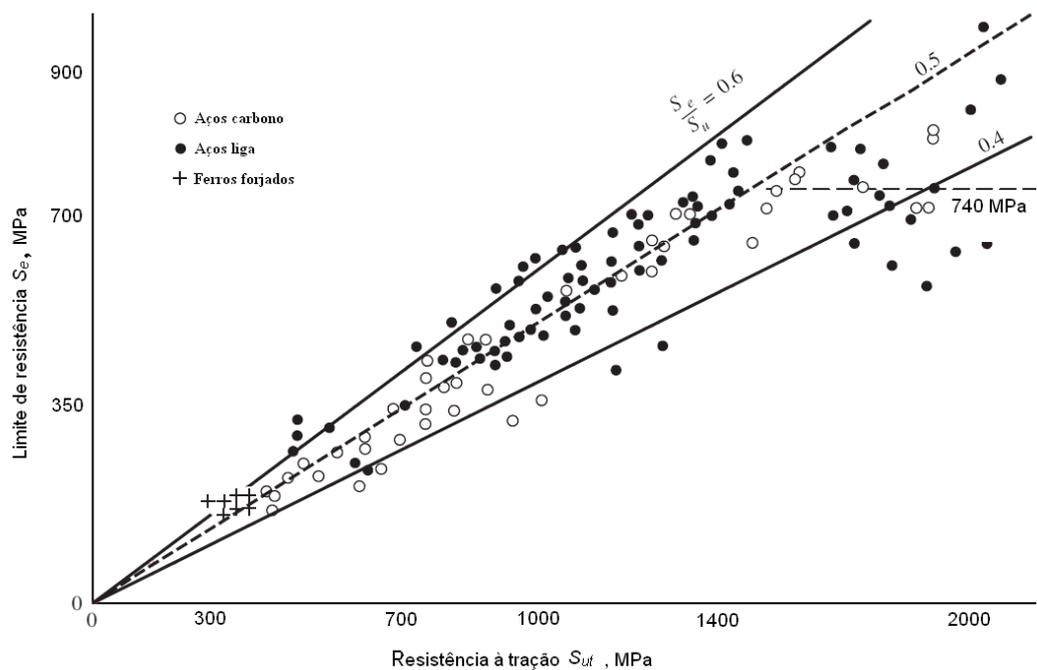
b = Expoente de resistência a fadiga, ou inclinação na curva S-N plotada em log-log;

N = Número de ciclos até a falha.

2.2.3. Limite de resistência a fadiga

A Figura 9 apresenta um gráfico onde os valores de limite de resistência à fadiga do material S'_e e os valores de resistência à tração do material S_{ut} são correlacionados. Foram traçadas retas de inclinações de 0,6, 0,5 e 0,4 representando a razão de S'_e por S_{ut} . Observa-se que a dispersão dos pontos seguem próximos das linhas até cerca de 1460 MPa, após isso ocorre um aumento de dispersão dos pontos, mas a tendência estabiliza em 750 MPa, como sugerido pela linha tracejada horizontal. Este gráfico apresenta resultados de ensaios verdadeiros realizados por Mischke (1987 apud Shigley et al., 2005) podendo ser utilizados para aços e ferros forjados.

Figura 9 – Limite de Resistência x Resistência a tração



Fonte: (SHIGLEY et al., 2005)

Partindo disto Shigley et al., (2005) sugere uma aproximação para se determinar o limite de resistência dos materiais, como representado nas equações 21 e 22:

$$S'_e = 0,504 \times S_{ut} \quad \text{para } S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$S'_e = 740 \text{ MPa} \quad \text{para } S_{ut} \geq 1460 \text{ MPa} \quad (22)$$

Os ensaios realizados por Mischke com viga rotativa teve grande preparo e sob condições controladas. Devido a isto o limite de resistência à fadiga para este método é denominado S'_e e fatores modificadores devem ser utilizados para determinar S_e para posteriormente aplicar nos cálculos de vida em fadiga. Na equação 23, chamada equação de Marin, tem-se:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e = k_{eq} \cdot S'_e \quad (23)$$

Onde:

k_a = fator de condição de superfície

k_b = fator de tamanho

k_c = fator de carga

k_d = fator de temperatura

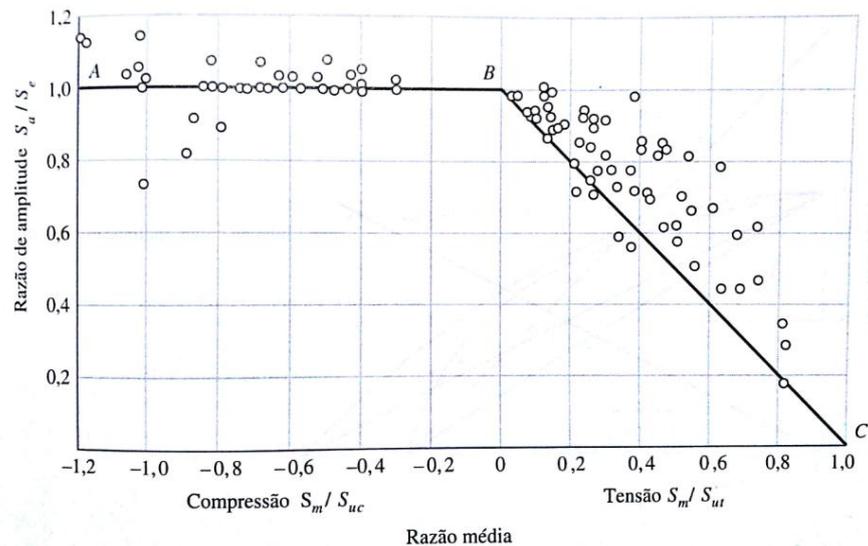
k_e = fator de confiabilidade

k_f = fator modificador por efeitos variados

2.2.4. Efeito das Tensões Médias

Nos experimentos estudados até o momento, foram considerados corpos de provas submetidos à tensão uniaxial reversa, aonde a tensão média σ_m é igual a 0.

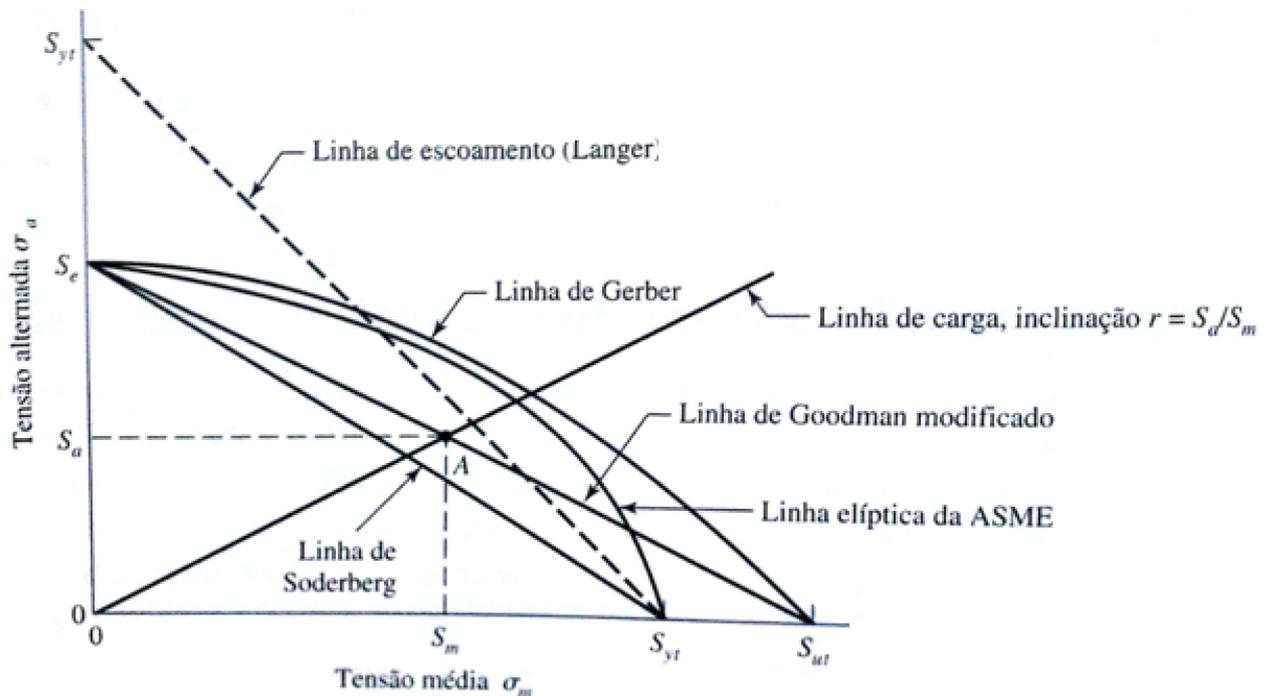
Figura 10 – Influência da tensão media no limite de resistência para tração e compressão



Fonte: (SHIGLEY et al., 2005)

Porém em carregamentos com tensão média diferente de zero há significativas alterações nas curvas de fadiga, pois com o aumento da tensão média verifica-se a redução na resistência à fadiga do material e consequentemente no limite de fadiga do mesmo. Esta influencia da tensão média é mostrada por (SHIGLEY et al., 2005) apresentado na Figura 10. A partir de ensaios experimentais diversas teorias tentam explicar a influencia da σ_m no limite de resistência a fadiga. Os mais conhecidos são a parábola de Gerber (1874), a linha de Goodman modificado (1899), a linha de Soderberg (1939) e linha da ASME-elíptica. O gráfico mostrado na Figura 10 utiliza o critério de Goodman modificado, aonde há o declive de amplitude representado pela linha BC. Na fase de compressão, a falha ocorre quando $\sigma_a = S_e$, indicado ao lado esquerdo do gráfico. Para o estudo de fadiga com tensões cíclicas é importante analisar o limite de escoamento do material, sendo representado pela linha de Langer de escoamento (Figura 11). Dentro desta situação o material falha no primeiro ciclo de tensão. (SHIGLEY et al., 2005)

Figura 11 – Diagrama de fadiga por critério de falha



Fonte: (SHIGLEY et al., 2005)

$$\sigma_a = \sigma_a|_{\sigma_m=0} \left\{ 1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right\} \quad (24)$$

$$\sigma_a = \sigma_a|_{\sigma_m=0} \left\{ 1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 \right\} \quad (25)$$

$$\sigma_a = \sigma_a|_{\sigma_m=0} \left\{ 1 - \frac{\sigma_m}{S_{yt}} \right\} \quad (26)$$

Onde:

σ_a = tensão equivalente para tensão média diferente de zero;

$\sigma_a|_{\sigma_m=0}$ = amplitude de tensão totalmente reversa;

σ_m = tensão média;

S_{ut} = tensão limite de resistência à tração;

S_{yt} = tensão de escoamento.

Segundo Suresh (1998) a teoria de Goodman é conservadora para ligas dúcteis, porém apresenta bons resultados para materiais frágeis e pode ser representada pela equação 24. Com tensões médias compressivas este modelo costuma ser não conservador, e ignorar os efeitos benéficos destas tensões é uma forma de contornar o problema. Soderberg é conservador para a maioria das ligas metálicas conforme equação 26, enquanto Gerber mostra-se eficiente para ligas dúcteis com tensões médias trativas, apresentado pela equação 25, porém seu modelo não distingue a vida em fadiga, devido a tensões médias trativas e compressivas.

2.3. CONTAGEM DE CICLOS

O conhecimento do número de ciclos de tensão ou deformação média e alternada é fundamental para calcular o dano que é provocado na estrutura e utilizar corretamente o critério de acúmulo de dano, encontrando conseqüentemente sua vida em fadiga. Os métodos de contagem de ciclos possuem o objetivo de comparar o efeito do carregamento aleatório com dados e curvas de fadiga obtidos em ensaios de carregamentos com amplitudes constantes. Dessa contagem, normalmente 10% de toda a variação de carga é responsável por mais de 90% do dano acumulado. O uso de um ou outro método de contagem de ciclos pode alterar os resultados de vida em fadiga (STEPHENS et al., 2001).

Os principais métodos de contagem de ciclos são: Rainflow, Range-Pair, Racetrack, Level-Crossing e Peak Counting. Dentre os citados, Branco (1999) acrescenta que o método Rainflow realiza previsões do comportamento a fadiga melhores que os demais métodos.

2.3.1. Método Rainflow

O método de contagem de ciclo Rainflow é o mais utilizado para a determinação de níveis de tensão de um espectro no domínio do tempo, sendo utilizado em diversos trabalhos na área de fadiga de materiais (BATTISTA et al. 2007).

Este método foi inspirado na queda dos pingos de chuva em telhados japoneses. Foi constituído por Endo em 1968, e consiste em analisar o histórico de tensões ou deformações com o eixo do tempo na vertical sendo que de forma figurada a água passa pelo eixo de deformação, a qual tem sua amplitude na horizontal (devido a isto o nome Rainflow). Assim é considerado somente os picos externos do sinal como ciclos (RADAJ, 1990).

A Figura 12 apresenta a forma que é realizada esta contagem de ciclos onde cada linha na vertical representaria o caminho da água através do histórico, no caso de deformações, que se encontra com o eixo de tempo na vertical, gerando os ciclos mostrados nesta figura. Para melhor entendimento deste algoritmo matemático, é necessário entender o passo a passo do fluxo (RICARDO, 1999):

1 – O fluxo de chuva cai no teto iniciando no interior de cada ciclo, e quando o fluxo alcançar a borda, escoará para baixo;

2 – O fluxo de chuva será considerado interrompido quando encontra outro fluxo vindo de cima;

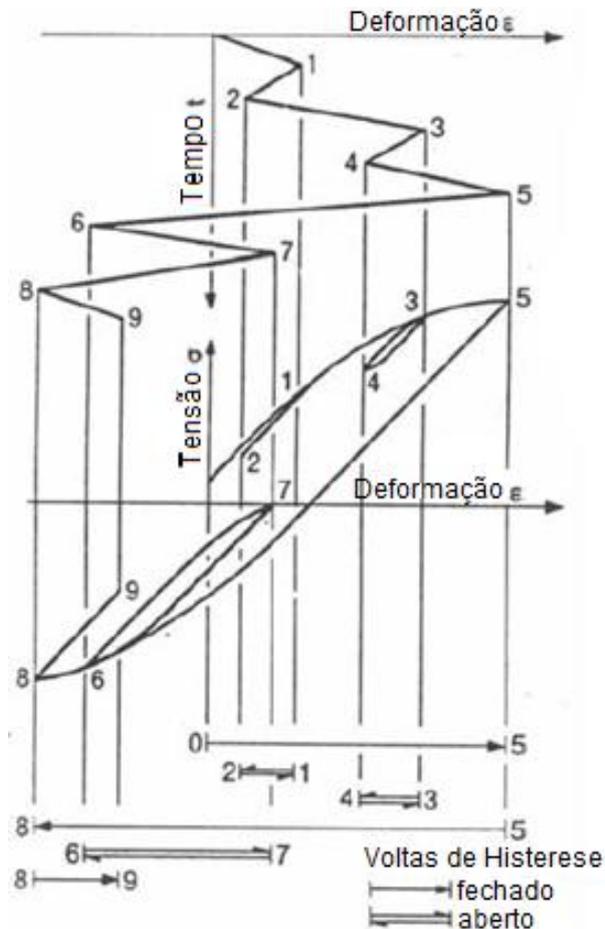
3 – O fluxo de chuva é interrompido quando vai ao sentido de um pico de valor máximo mais positivo do que o valor inicial;

4 – O fluxo de chuva é interrompido quando vai ao sentido de um pico de valor mínimo mais negativo do que o valor inicial.

A partir de um bloco de carregamento os resultados da aplicação do método Rainflow podem ser utilizados em uma tabela de valores a qual relaciona as tensões e número de ciclos que cada nível dessas tensões ocorre. A partir disto, extrai-se o número de ciclos para a fadiga N correspondente a curva S-N teórica do material. A regra de acúmulo de dano

de Palmgren-Miner pode ser aplicada então, a qual é comumente usada para este tipo de análise (BAEK, 2008).

Figura 12 – Método de contagem de ciclos Rainflow



Fonte: Adaptado de (RADAJ, 1990)

2.4. REGRA DE PALMGREN-MINER

Estudos realizados por Palmgren em 1924 avaliando a vida em fadiga de rolamentos e esferas, e posteriormente por Miner em 1945, avaliando a vida em fadiga de aeronaves, deram origem a regra de Palmgren-Miner. (STEPHENS et al., 2001)

Para casos aonde ocorrem vários níveis de tensão o dano pode ser calculado pela regra de Palmgren-Miner para dano acumulado. Esta regra é bastante utilizada para determinar a vida em fadiga (ERIKSON, 2003).

Para computar o dano de cada X números de ciclos aplicados pela Y tensão, a regra de Palmgren-Miner pode ser utilizada, estimando-se a vida em fadiga. Na Figura 13 tem-se as etapas para estimativa de vida em fadiga para o componente (KAUZLARICH, 1989).

Figura 13 – Etapas para estimar a vida em fadiga de um componente.



Fonte: (KRÜTZMANN, 2011)

Esta teoria é muito utilizada devido a sua simplicidade e por não necessitar de coeficientes dependentes do material. Nesta regra é definido o dano acumulado por determinado estresse como fração da vida em fadiga, considerando que a fratura ocorre quando o somatório das frações de dano devido aos diferenciados níveis de estresse é igual a 1 (RISITANO e RISITANO, 2013).

Segundo (SUSMEL e TOVO, 2011) com a equação 27 pode-se expressar o somatório de dano:

$$D = \sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (27)$$

Onde:

D = dano acumulado;

n_i = número de ciclos para o nível de estresse;

N_f = número de ciclos até a falha para o nível de estresse.

O modelo proposto por Palmgren e Miner é contestável por possuir algumas limitações, dentre elas podem-se citar:

- O dano total frequentemente apresenta valores diferentes da unidade;
- O dano não é necessariamente linear;

- A sequência do carregamento é ignorada;
- Efeitos de sobrecarga não são considerados.

A partir da avaliação de mais de 50 modelos de acúmulo de dano desenvolvidos entre as décadas de 1970 e 1990, nenhum dos modelos avaliados mostrou-se eficiente para uso geral. Muitos são capazes de tratar uma ou mais limitações encontradas no modelo proposto por Palmgrem-Miner, porém possuem maior complexidade matemática (FATEMI; YANG, 1998).

2.5. SEVERIDADE ENTRE SINAIS

Segundo GUELER (2009), é possível relacionar danos entre sinais utilizando o termo severidade. Sinais podem ser obtidos a partir de rodagens em pista de testes, passagens em campo ou ciclagens em laboratório. Para definir a severidade entre dois sinais é apresentada a seguinte equação:

$$\text{Severidade}_{S_2/S_1} = \frac{N_2 \times \Sigma D_2}{N_1 \times \Sigma D_1} \quad (28)$$

Onde:

N_1 = número de repetições do sinal 1

N_2 = número de repetições do sinal 2

ΣD_1 = somatório de dano do sinal 1

ΣD_2 = somatório de dano do sinal 2

2.6. TIPOS DE TESTES ACELERADOS

Um teste de vida acelerado consiste de uma variedade de métodos que intencionalmente diminuem a vida útil de um componente ou aceleram a degradação de seu desempenho (NELSON, 1990).

Há dois tipos de testes acelerados: qualitativos e quantitativos. Para o estudo em questão serão utilizados testes acelerados quantitativos. Efetuados sob condições normais de uso do componente, incluem a determinação da probabilidade de falha do mesmo nestas condições. Os motivos que causam a falha do componente são acelerados sob circunstâncias controladas, trazendo a falha em um tempo menor. Este teste traz a informação do tempo até a

falha a qual será utilizada para predição de vida do componente. É possível utilizar modelos matemáticos para extrapolar o nível de uma função da distribuição cumulativa para o componente a partir dos dados de vida, determinando confiabilidade, probabilidade de falha, tempo de garantia, vida média, entre outras informações sobre tempo de vida do produto. De modo geral, o teste acelerado aumenta os níveis de tensão, e as formas de aceleração são divididas por:

- a) Aceleração por taxa de uso: Testa-se o componente em velocidade mais alta ou de forma contínua. Com o objetivo de estimar a vida do componente em condições normais de operação, o teste é realizado com alta taxa de uso. Este tipo de teste deve ser planejado com cuidado, pois pode causar outros modos de falha, por exemplo, o aumento de temperatura do componente.
- b) Aceleração por elevação de tensão: Consiste em testar o componente a níveis superiores de tensão para diminuir sua vida ou desempenho de maneira mais rápida (NELSON, 1990).

3 DESENVOLVIMENTO

3.1. INTRODUÇÃO

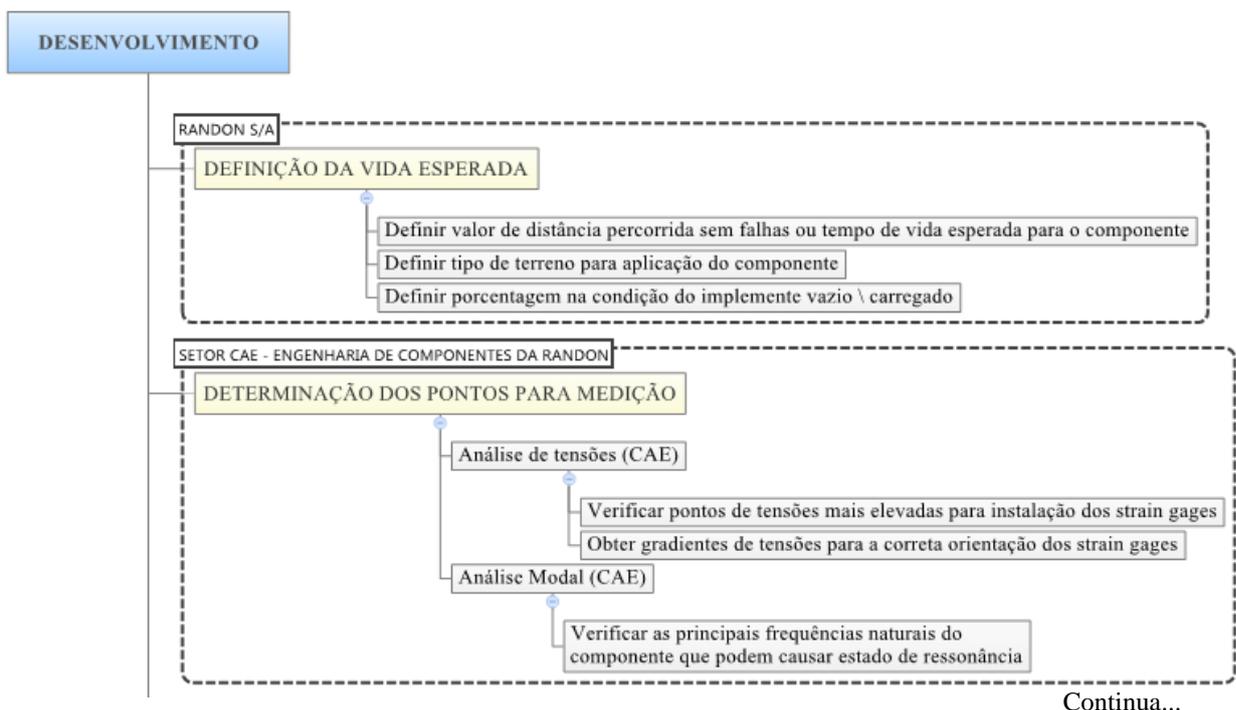
Para atingir o objetivo principal deste trabalho foi necessária a realização de diversas etapas. Estas partem desde a determinação dos pontos para instrumentação via análise de elementos finitos, instrumentação do componente, rodagem na pista de testes e calibração de bancada até a correlação entre os sinais obtidos entre pista e sinais obtidos com testes em bancada.

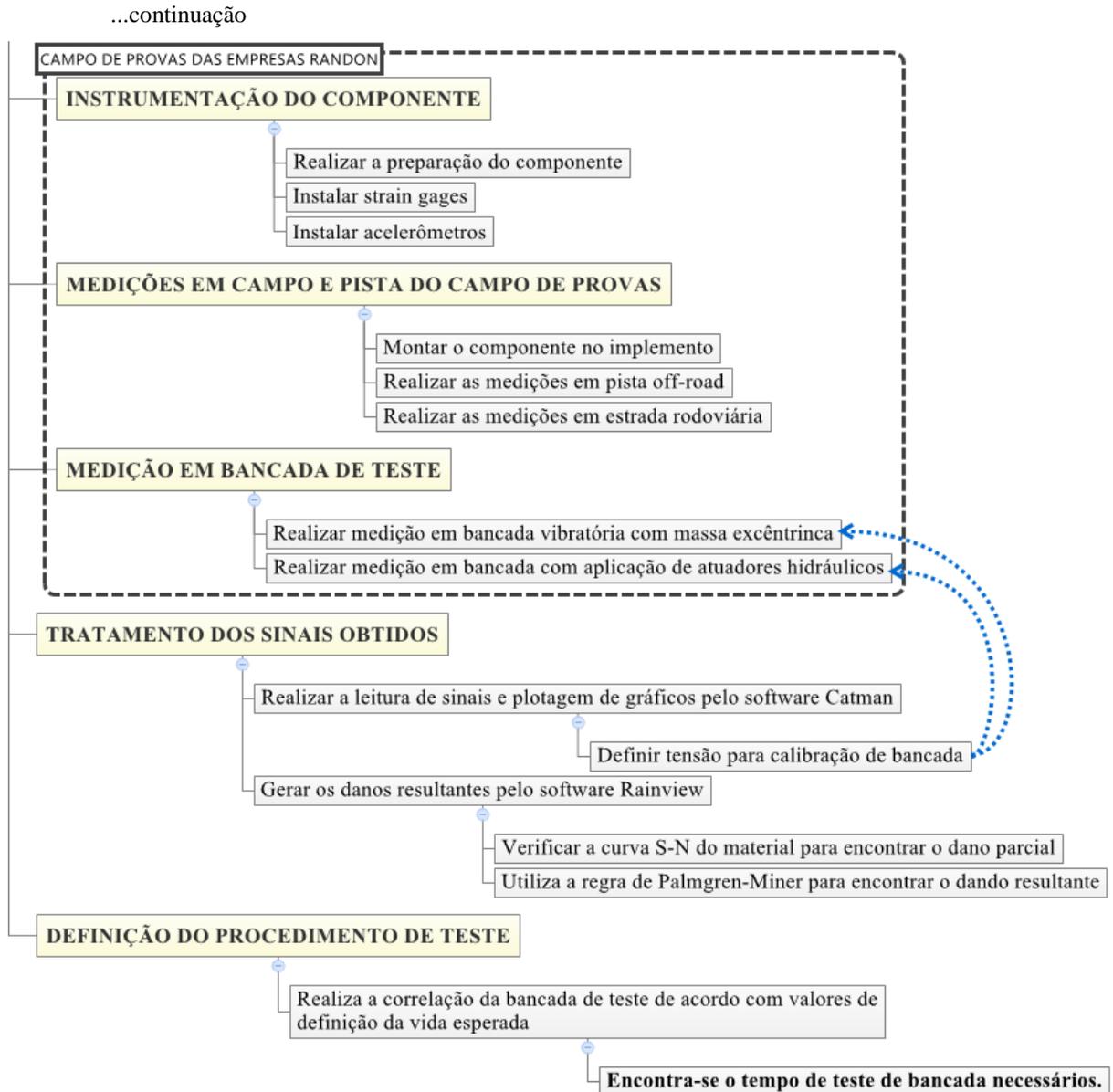
Foram realizados testes um corpo de prova em pista de testes. O mesmo foi utilizado em bancada vibratória e em testes com aplicação de atuador hidráulico. A pista de testes e laboratórios localizam-se no Campo de Provas das Empresas Randon. As etapas para alcançar os objetivos definidos estão detalhadas nos tópicos a seguir.

3.2. DETALHAMENTO DAS ETAPAS

O fluxograma representado na Figura 14 apresenta a metodologia para a definição do procedimento de teste. As etapas estão organizadas em sequencia, destacando-se em linhas pontilhadas o local em que serão realizadas as mesmas.

Figura 14 – Fluxograma de metodologia para definição do procedimento de teste





Fonte: Autor (2014)

A definição da vida esperada e determinação dos pontos para medição podem ser realizadas em paralelo, porém as etapas seguintes dependem uma da outra. É importante que a medição em bancada de teste é possível somente após definir a tensão de calibração da mesma.

3.2.1. Definição da vida esperada

Nesta etapa foram definidos os valores de durabilidade esperado para o componente em determinada condição de rodagem de acordo com sua aplicação. Por exemplo, a vida proposta poderia ser definida como o componente rodar com o implemento percorrendo

100.000 km, sendo a metade da distância carregado e outra metade sem carga, com aplicação de 100% em pista *off-road* do Campo de Provas. Esta pista tem o mesmo terreno de uma estrada de chão real, possuindo a mesma severidade.

Estas definições foram realizadas pelas Empresas Randon, em conjunto com o setor de Pós-Vendas e comercial, via reunião com gestão e assistentes das empresas Randon, de acordo com políticas de garantia dos produtos e estratégias comerciais da empresa.

3.2.2. Determinação dos pontos para medição

Para a determinação dos pontos de instrumentação do componente se faz necessário uma análise de elementos finitos (do inglês, *Finite Element Analysis*, (FEA)), nela pode-se visualizar os pontos onde ocorrem as solicitações estruturais mais elevadas, e conseqüentemente onde ocorrerão as maiores deformações durante o ensaio, em virtude da carga aplicada no componente. Nesta mesma análise também foram verificados os gradientes de tensão em torno destes pontos críticos, os quais definem as direções para o correto posicionamento dos *strain gages* na etapa de instrumentação. Com base nos resultados obtidos, buscaram-se pontos com gradientes de tensão com comportamento linear e com tendência homogênea, sendo definidas as condições de contorno do sistema para a realização da análise.

Além da determinação dos pontos para medição, nesta etapa foi realizada uma análise modal do modelo para identificar as principais frequências naturais do sistema em ciclos por tempo. Estas informações auxiliaram no tratamento dos sinais das medições de campo e posteriormente na correta calibração da bancada vibratória.

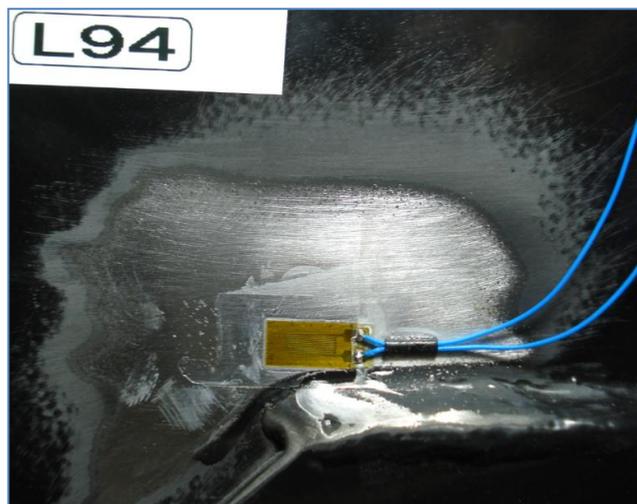
O setor de CAE da Engenharia de Componentes da Randon Implementos é responsável por realizar estas análises a partir do modelo 3D disponibilizadas pelo solicitante, utilizando o software Abaqus 6.13.

3.2.3. Instrumentação do componente

O componente foi preparado para receber a instrumentação nos pontos determinados conforme tópico anterior, sendo realizado um procedimento de limpeza e lixamento da superfície. Foram utilizados extensômetros elétricos (*strain gages*) para as medições, conforme exemplo representado na Figura 15. Estes avaliam a deformação da estrutura conforme a alteração de resistência que ocorre por meio de um fio, sendo possível medir

pequenas mudanças dimensionais que ocorrem no componente. Para o suporte a ser testado em pista, além dos *strain gages*, foi instrumentado um acelerômetro biaxial na extremidade do componente, possibilitando coletar sinais em sentido vertical e longitudinal.

Figura 15 – Exemplo de instrumentação utilizando *strain gages*



Fonte: Campo de Provas das Empresas Randon

Esta etapa foi realizada pelo setor de testes em laboratório do Campo de Provas das Empresas Randon.

3.2.4. Medições em estrada rodoviária e pista do Campo de Provas

A durabilidade de um componente de um implemento rodoviário normalmente é medida em função da distância percorrida pelo veículo, o qual passa por diversos tipos de estradas, que constituem diversos perfis de pista peculiares.

Cada perfil de pista causa um dano específico no componente, e é necessário quantificar este dano causado contemplando a severidade da pista do campo de provas. Para o componente em questão, foram considerados 80% de aplicação em terreno *off-road* e 20% em estrada rodoviária. O procedimento para definir estes valores foi apresentado na etapa 3.2.1 deste trabalho.

Para as medições de pista *off-road* o suporte de sinaleira instrumentado foi montado em um implemento rodoviário e as medições realizadas, conforme representado na Figura 16, pelo setor de testes do Campo de Provas das Empresas Randon. Foi considerada que a pista *off-road* do Campo de Provas possui a mesma severidade de uma estrada de chão real.

Figura 16 – Pista *off-road* do Campo de Provas

Fonte: Campo de Provas das Empresas Randon

Para as medições em estrada rodoviária o implemento rodou em asfalto na RS453, com o mesmo suporte de sinaleira montado.

Em ambas as medições o veículo rodou sem carga e posteriormente carregado, seguindo metodologia apresentada na etapa 3.2.1.

3.2.5. Medição em bancada de teste

Esta etapa foi realizada pelo Campo de Provas das Empresas Randon e as medições foram realizadas em bancada vibratória e em dispositivo com atuadores hidráulicos. A instrumentação do componente manteve-se a mesma, não havendo mudança nos pontos medidos em estrada rodoviária e pista *off-road*.

3.2.5.1. Medição em bancada vibratória com massa excêntrica

Foi montado um suporte de sinaleira devidamente instrumentado em bancada vibratória, apresentada na Figura 17, para a realização das medições. A bancada possui uma massa excêntrica rotativa que foi regulada no momento do teste. O critério de calibração usualmente utilizado é o valor de pico de tensão verificado em pontos selecionados na medição de pista. Para auxiliar a calibração da bancada é possível adicionar ou remover massa do sistema excêntrico rotativo, ou alterar a pressão das molas pneumáticas, alterando seu amortecimento, até alcançar a frequência desejada.

Figura 17 – Bancada vibratória do Campo de Provas



Fonte: Campo de Provas das Empresas Randon

3.2.5.2. Medição em bancada com aplicação de atuadores hidráulicos

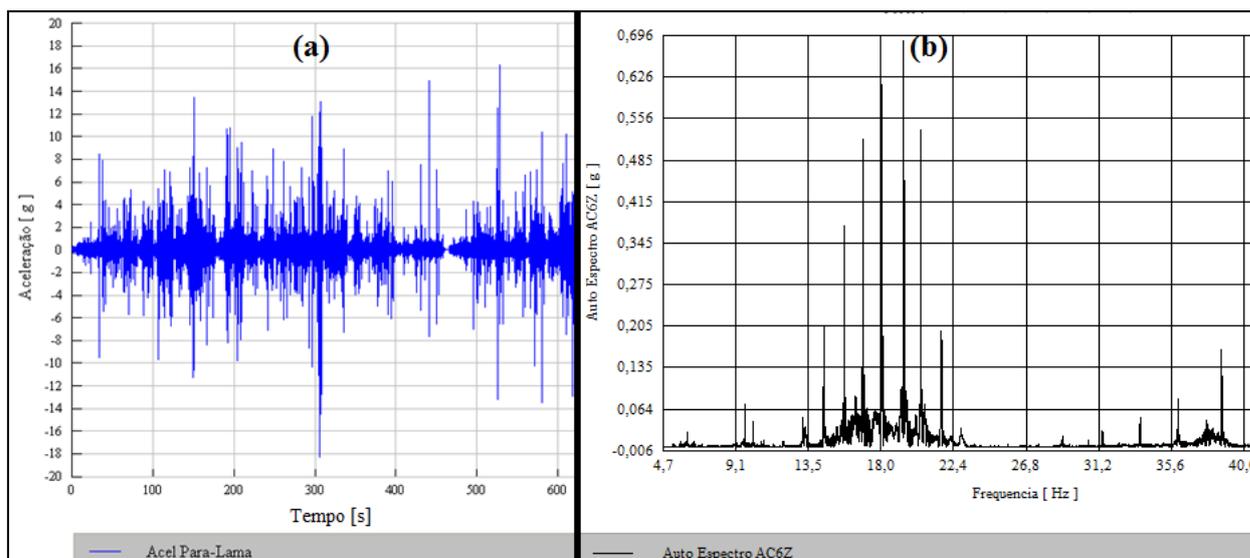
Foi montado um suporte de sinaleira devidamente instrumentado em dispositivo com atuador hidráulico, sendo aplicadas cargas controladas até alcançar a tensão no componente definida a partir das medições em estrada rodoviária e pista *off-road*. A tensão de referência para a calibração é a mesma utilizada da bancada vibratória.

3.2.6. Tratamento dos sinais obtidos

A partir dos sinais coletados de todas as medições efetuadas, foi realizada a contagem de ciclos, e então a definição de dano acumulado.

Para a leitura dos sinais foi utilizado o software Catman, e também plotados os gráficos, como, por exemplo, está apresentado na Figura 18 (a) o gráfico de domínio por tempo. Para verificação da frequência natural do sistema são gerados os gráficos de domínio por frequência, apresentado na Figura 18 (b). Posteriormente, o banco de dados foi exportado de forma a ser compatível com o software Rainview.

Figura 18 – Plotagens Catman: (a) Domínio x Tempo e (b) Domínio x Frequência



Fonte: Autor (2014)

Utilizando o software Rainview foi realizada a contagem de ciclos, a partir de rotinas já existentes para aplicação. O método de contagem de ciclos utilizado internamente pelo software é o Rainflow. Com isto o software identifica o número de ocorrências e a magnitude de tensão do sinal. Com estes pontos definidos, o mesmo calcula um dano parcial utilizando a curva S-N do material. A partir disto, aplica-se automaticamente a regra de Palmgren-Miner para obter o dano resultante. Para as medições em pista, o dano resultante do componente foi obtido em função da distância percorrida. Já para as medições em bancada, o mesmo foi calculado em função do tempo de teste.

3.2.7. Definição do procedimento de teste

Nesta etapa realizou-se a correlação da bancada de teste utilizando os dados obtidos no tratamento dos sinais. Posteriormente, foi comparado o dano resultante de pista e o dano de bancada, definindo o tempo de teste e frequência necessária para causar o dano no componente em aplicação real para a vida esperada.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos referentes a cada uma das etapas realizadas no trabalho, conforme a metodologia definida no capítulo anterior.

4.1. Definição da vida esperada

As políticas de garantia e estratégias das empresas definem quanto um componente ou produto deve durar, de acordo com sua aplicação.

O suporte de sinaleira testado é comumente utilizado em implementos nos segmentos de veículos Canavieiro e Florestal. Para esta análise foi considerada a aplicação no segmento florestal, pois possui aplicação mais severa, rodando 90.000 km por ano.

Em conjunto com a área de pós-vendas e comercial da empresa, foram definidos os seguintes valores de durabilidade que serão utilizados nos cálculos para o procedimento de teste:

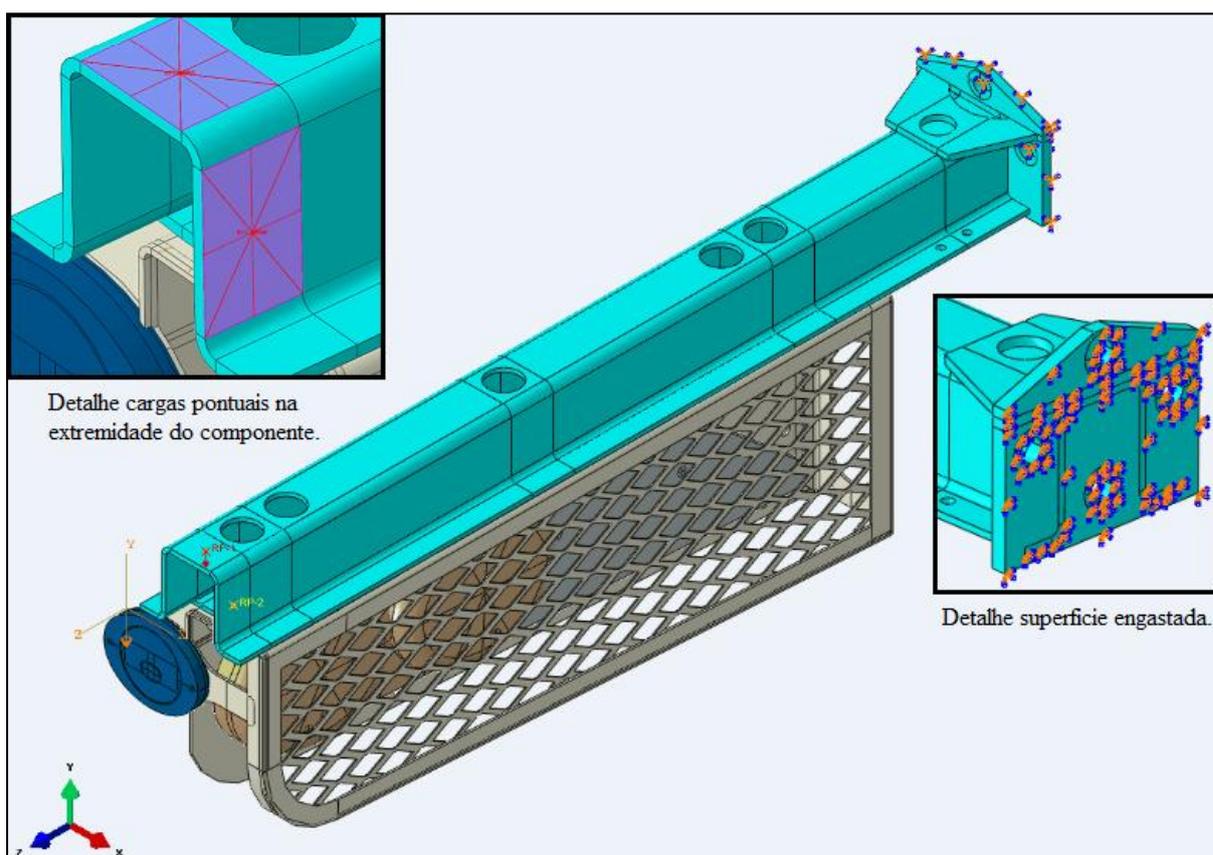
- Distância percorrida: 135.000 km. Esta distância equivale, aproximadamente, a um tempo de vida de 1 ano e meio de rodagem. A estratégia da empresa é que o componente não falhe durante 1 ano, seu tempo de garantia. Como a aplicação neste caso é muito severa, projetar componentes mais reforçados na maioria dos casos podem se tornar mais pesados, prejudicando o cliente em relação ao limite de carga que o produto poderá transportar.
- Aplicação do veículo em 80% Pista *off-road* e 20% estrada rodoviária: durante as safras de cana ou na aplicação florestal, o produto roda em estrada rodoviária somente em algumas principais rodovias no deslocamento entre usinas. A maior parte das estradas é precária e de chão batido.
- Condições de carga 50% de rodagem sem carga e 50% de rodagem carregado: O produto sai das lavouras ou plantações carregado e vem para usina ou centro de processamento de toras. Depois de descarregar, faz o caminho inverso totalmente sem carga.

4.2. Determinação dos pontos para medição

Para a obtenção dos pontos críticos de tensão para instrumentação e definição das principais frequências naturais do componente, foram realizadas as análises CAE que estão

detalhadas nos próximos tópicos. O componente foi analisado de forma simplificada com o mesmo montado em uma parte de viga, sem considerar suspensão e chassi do produto. Desta forma, representou a situação semelhante aos testes realizados em laboratório. Como condições de contorno foi considerado a superfície dos furos do flange engastado (fixado todos os graus de liberdade), conforme ilustrado na Figura 19.

Figura 19 – Condições de contorno do componente

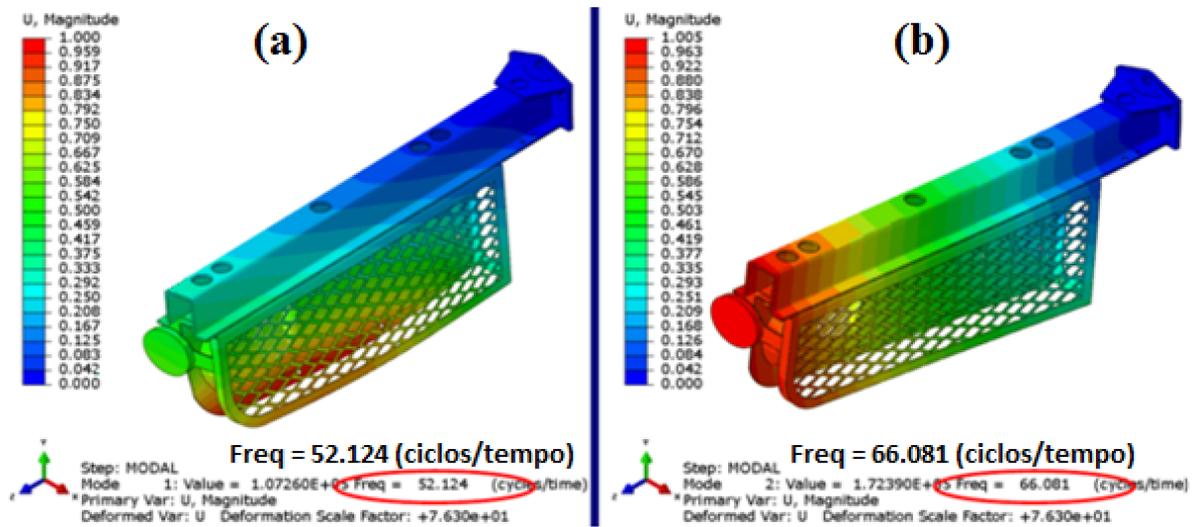


Fonte: Autor (2014)

4.2.1. Análise Modal

Da análise modal foram obtidos os dois primeiros modos de vibração do componente. Verificou-se as frequências naturais de 52 Hz para vibração longitudinal e 66 Hz para vibração vertical, como apresentado na Figura 20 (a) e Figura 20 (b), respectivamente. No Apêndice A, foi realizado o cálculo analítico de frequência natural para comparação com os resultados da análise modal.

Figura 20 – (a) Modo de vibração longitudinal, (b) Modo de vibração vertical

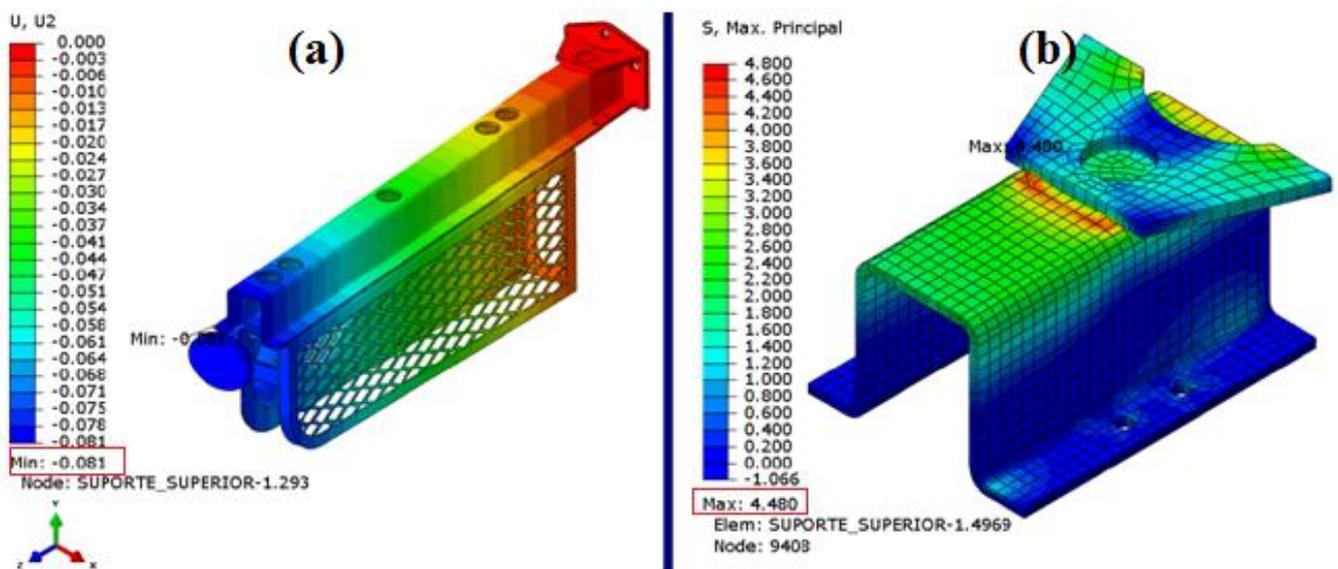


Fonte: Autor (2014)

4.2.2. Análise de Flexão

Para a análise de flexão foi considerado somente o próprio peso da estrutura. Foi executada uma análise linear elástica-estática, não considerando as não linearidades materiais (plasticidade), geométricas (grandes deslocamentos) e físicas (contatos). Desta análise, foi obtido um deslocamento de 0,081 mm com um nível de tensão de 4,48 MPa, conforme representado na Figura 21 (a) e (b), respectivamente:

Figura 21 – Flexão vertical sem aplicação de carga, (a) Deslocamento vertical (mm), (b) Tensão máxima principal (MPa)

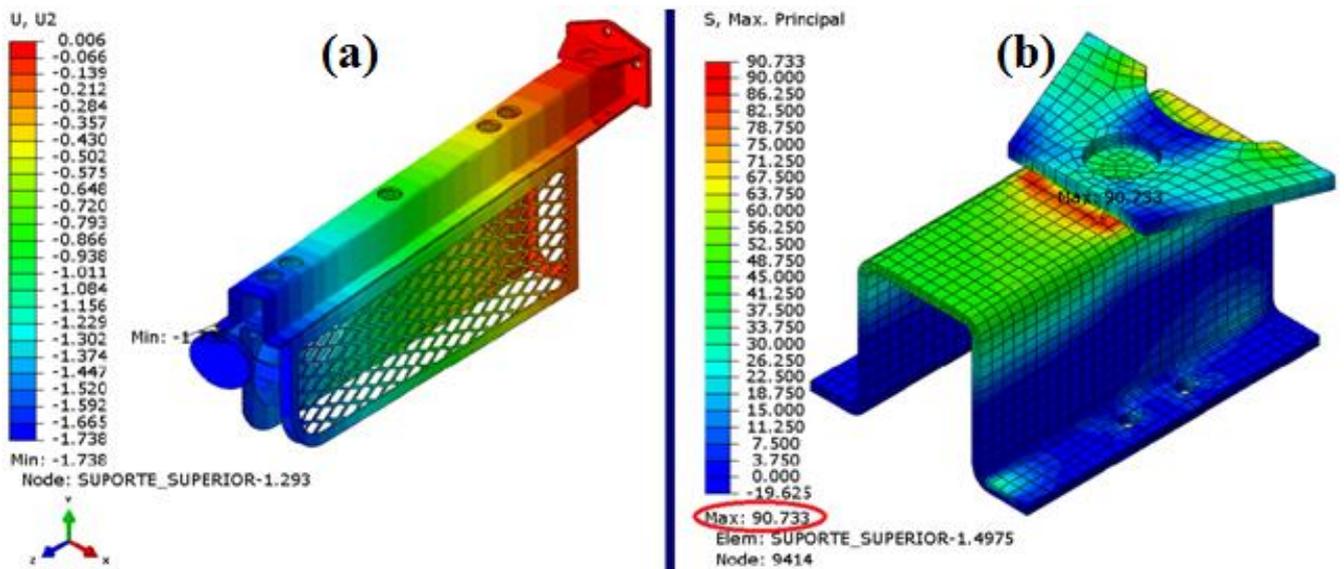


Fonte: Autor (2014)

Análise de flexão com carga vertical

Para esta análise foi adicionado uma carga vertical de 1000 N na extremidade do componente. O nível de deslocamento chegou a 1,73 mm e de tensão 90,73 MPa representado na Figura 22 (a) e (b) respectivamente, a seguir:

Figura 22 - Flexão com aplicação de carga vertical, (a) Deslocamento vertical (mm), (b) Tensão máxima (MPa)



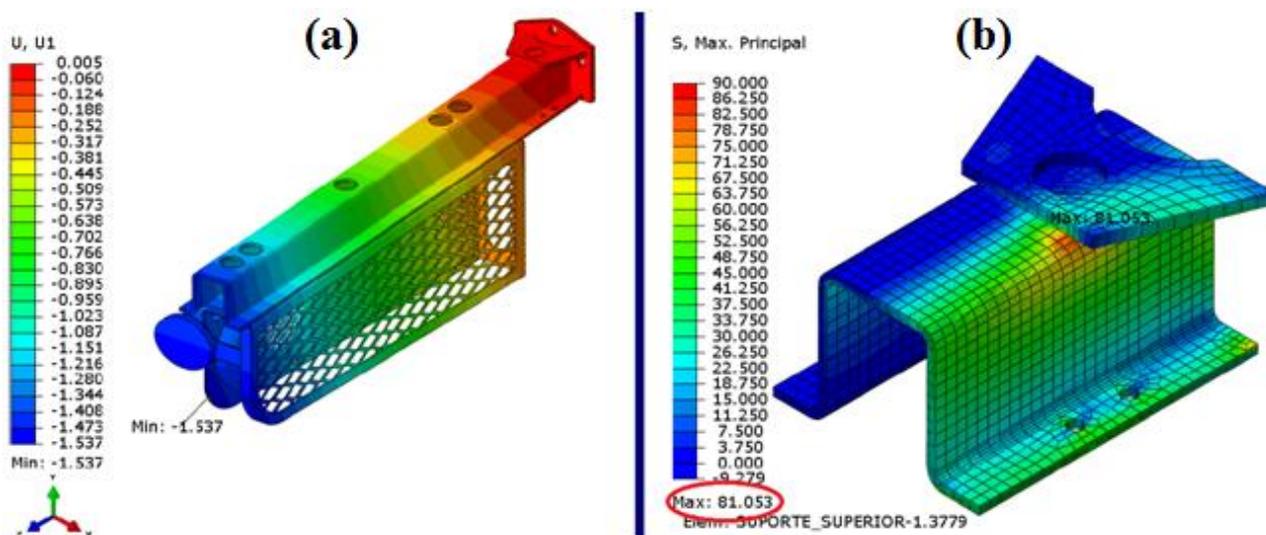
Fonte: Autor (2014)

4.2.3. Análise de flexão com carga longitudinal

Para esta análise foi adicionado uma carga longitudinal de 1000 N na extremidade do componente. O nível de deslocamento chegou a 1,53 mm e o nível de tensão alcançou 81,05 MPa representado na Figura 23 (a) e (b) acima, respectivamente.

Os resultados das análises CAE estão apresentados de forma resumida na Tabela 1. Percebe-se que o componente apresenta um maior deslocamento, com pico de 1,73 mm e amplitude de tensão de 90,73 MPa em sentido vertical com carga.

Figura 23 - Flexão com aplicação de carga longitudinal, (a) Deslocamento (mm), (b) Tensão máxima (MPa)



Fonte: Autor (2014)

Tabela 1 – Resultados das Análises CAE

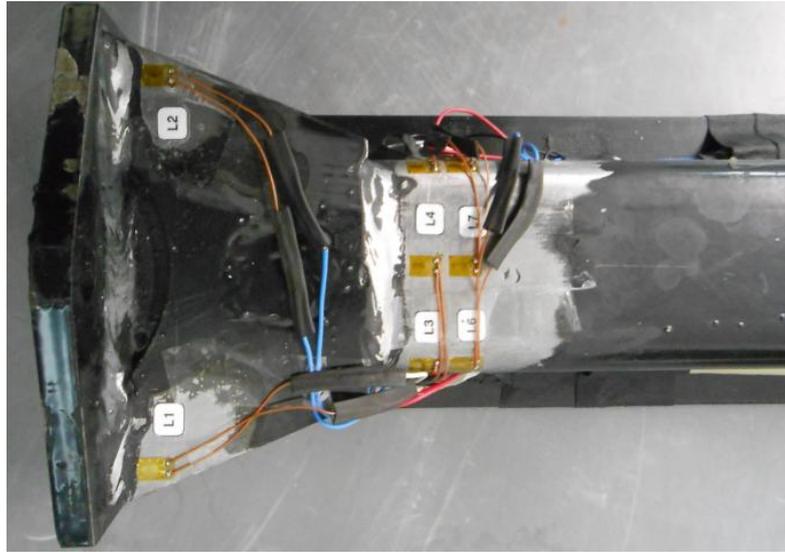
Tipo da Análise	Sentido da carga aplicada	Saída	Valor Máximo
Análise Modal	Vertical	Frequência	66 Hz
Análise Modal	Longitudinal	Frequência	52 Hz
Análise de Flexão	-	Deslocamento	0,081 mm
Análise de Flexão	-	Tensão Máxima	4,480 MPa
Análise de Flexão com Carga	Vertical	Deslocamento	1,738 mm
Análise de Flexão com Carga	Vertical	Tensão Máxima	90,733 MPa
Análise de Flexão com Carga	Longitudinal	Deslocamento	1,537 mm
Análise de Flexão com Carga	Longitudinal	Tensão Máxima	81,053 Mpa

Fonte: Autor (2014)

4.3. Instrumentação do componente

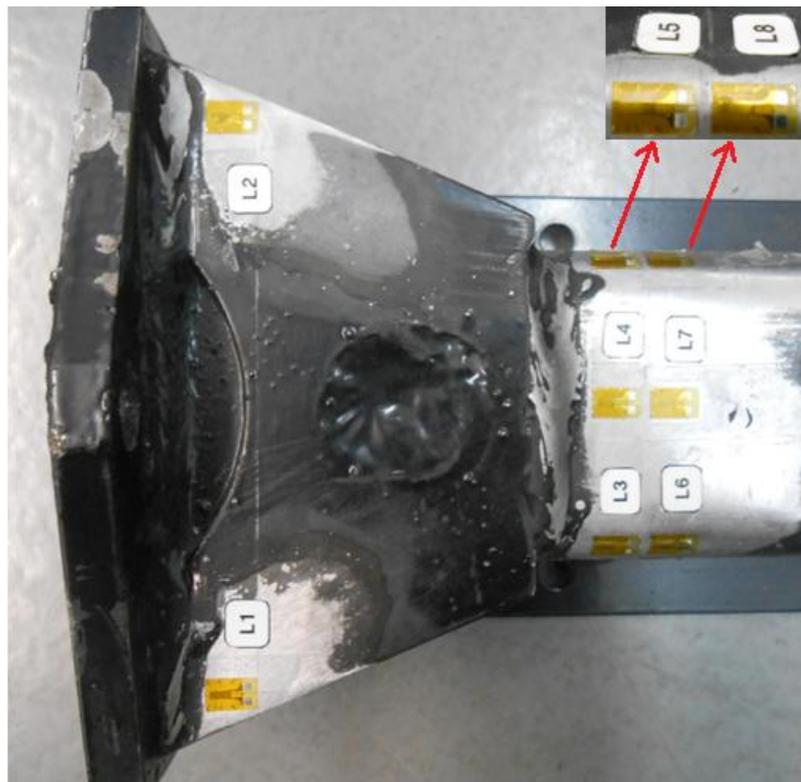
O suporte de sinaleira foi instrumentado conforme metodologia descrita na etapa 3.4.3 deste trabalho. Primeiramente, foram instrumentados os *strain gages*, conforme Figura 24 e Figura 25, e após montado o componente chassi do produto, instrumentou-se o acelerômetro bi-axial.

Figura 24 – Suporte de sinaleira instrumentado com *strain-gages*



Fonte: Autor (2014)

Figura 25 - Pontos de Instrumentação



Fonte: Autor (2014)

A instrumentação dos pontos L6, L7 e L8 encontram-se mais afastados do contorno de solda entre o perfil e a chapa superior, com a finalidade de comparar seus danos resultantes com os danos dos pontos L3, L4 e L5, que se localizam mais próximos à solda.

4.4. Medição em estrada rodoviária e pista do Campo de Provas

As medições em estrada rodoviária e pista foram realizadas conforme mostrado na Tabela 2. O suporte de sinaleira foi montado no chassi de um semirreboque que rodou em condição vazia e carregada na estrada de asfalto e na pista *off-road* do Campo de Provas das Empresas Randon, conforme Figura 26. Foi realizado acompanhamento no Campo de Provas, aonde foi possível verificar as tensões por *strain-gage* em tempo real. As tensões serão apresentadas de forma detalhada no sub-tópico a seguir, com o tratamento dos sinais.

Tabela 2 – Distâncias de rodagem nos testes em campo (km)

Implemento Rodoviário sem carga	Distância Total (km)
Asfalto RS453 - (Estrada Rodoviária)	50,6
Asfalto RS453 - (Estrada Rodoviária)	50,5
Pista <i>off-road</i> do Campo de Provas	3,2

Implemento Rodoviário com carga	Distância Total (km)
Asfalto RS453 - (Estrada Rodoviária)	50,8
Asfalto RS453 - (Estrada Rodoviária)	50,6
Pista <i>off-road</i> do Campo de Provas	3,2

Fonte: Autor (2014)

Figura 26 – (a) Semirreboque pronto para teste - (b) Componente montado ao chassi



Fonte: Autor (2014)

4.4.1. Tratamento dos sinais obtidos em campo e pista

Nesta etapa realizou-se a verificação dos sinais, iniciando com a plotagem dos gráficos de tensão por tempo de teste em segundos, para cada um dos pontos instrumentados.

Desta maneira foi possível corrigir o banco de dados via Catman, eliminando algumas linhas do banco de dados que representavam interferências no início do sinal, aonde apresentou picos de tensão indevidos devido a ruídos. Com o banco de dados corrigido, verificou-se o maior pico de tensão em L1 de 67,4 MPa, seguido de 62,5 MPa no ponto L4, ambos em pista *off-road* com o implemento carregado. O resumo dos valores de tensão, os quais representam carregamentos em tração, por *strain-gage*, é apresentado na Tabela 3, e em negrito encontram-se os três valores máximos.

Tabela 3 – Valores de tensão em tração (MPa)

<i>Strain gage</i>	Asfalto RS453 (Estrada Rodoviária)		Pista <i>off-road</i> do Campo de Provas	
	Carregado	Sem carga	Carregado	Sem carga
L01	44,934	37,169	67,441	78,284
L02	29,622	28,755	35,142	44,814
L03	41,059	37,366	57,688	52,037
L04	37,668	28,376	62,513	53,856
L05	37,193	40,361	45,189	49,322
L06	36,933	32,298	51,392	45,627
L07	30,399	22,606	50,82	43,625
L08	35,077	35,733	40,083	44,265

Fonte: Autor (2014)

Com os dados obtidos é importante destacar a diferença de tensão máxima encontrada entre o ponto L1 e L2. Em qualquer condição L1 apresenta valores mais elevados que L2, porém ambos estão instrumentados em pontos semelhantes na estrutura, mas em lados opostos. A diferença de tensão entre os pontos L1 e L2 pode estar relacionada à posição do *strain-gage* em relação ao final do cordão de solda e também a diferença de tamanho entre um cordão de solda e outro.

4.5. Medição em bancada de testes

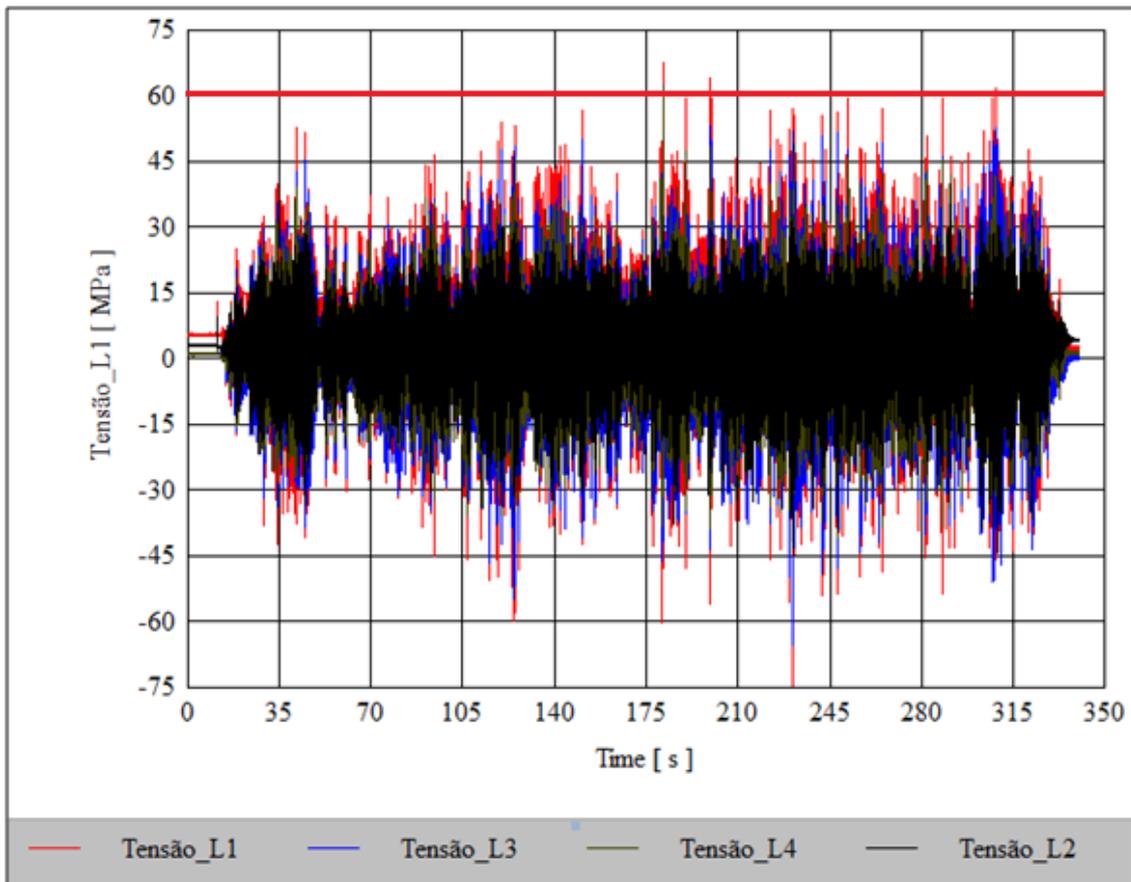
A partir da verificação dos sinais de estrada rodoviária e pista *off-road*, foi possível realizar a calibração e medição em bancada de testes. Estas etapas são apresentadas a seguir. O Campo de Provas das Empresas Randon disponibilizou a estrutura e recursos necessários.

4.5.1. Calibração de Bancada

A calibração de bancada possui grande importância para a validação do teste, pois testar o componente em condições mais próximas da realidade é o que tornará a correlação entre dano de estrada rodoviária e pista *off-road* versus dano de bancada confiável. A calibração se resume em ajustar a bancada a fim de gerar tensões em tração no componente semelhantes às tensões encontradas em estrada e pista.

Para a calibração de bancada foi definida uma tensão dentre as mais elevadas encontrada nos principais sinais de estrada e pista. Quanto maior a tensão utilizada, maior o dano causado no componente, o qual alcança a falha com menos tempo de teste. A tensão de 60 MPa, conforme linha vermelha representada na Figura 27, foi utilizada para calibração de bancada, pois em três pontos (L1, L2 e L3), apresentaram suas máximas tensões com uma média aproximada de 60 MPa.

Figura 27 - Tensão para calibração de bancada

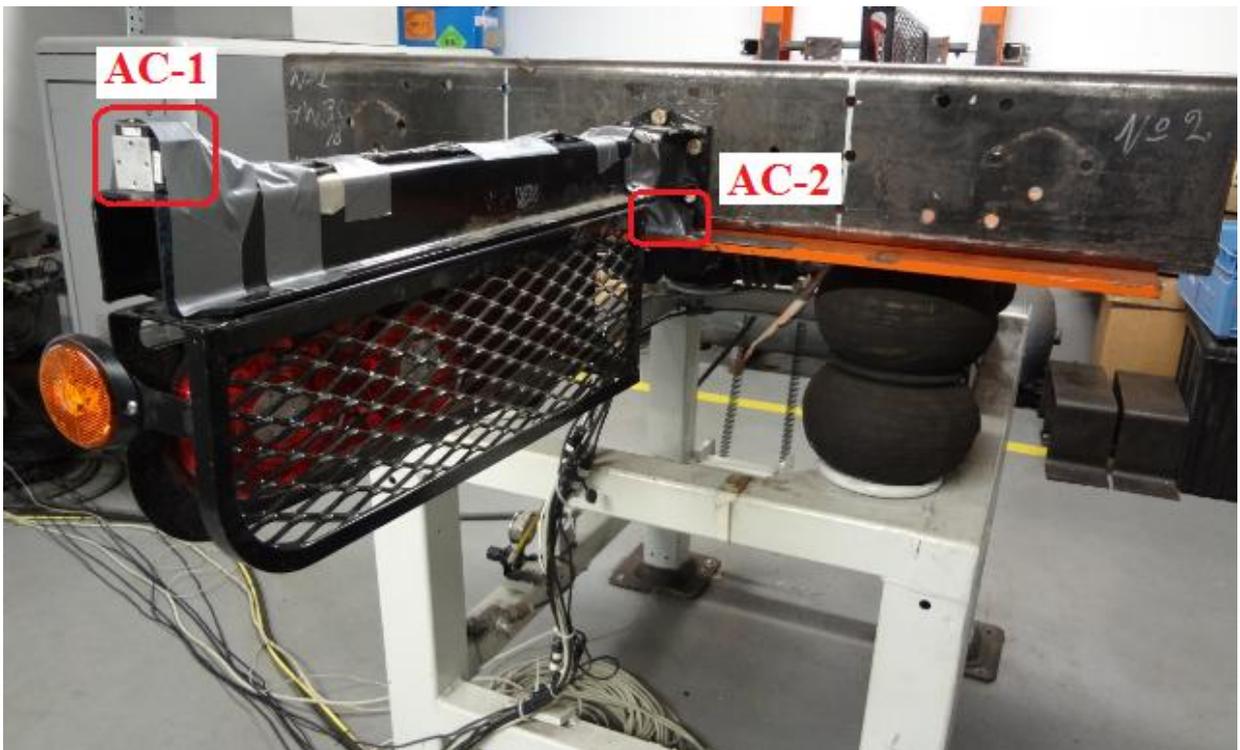


Fonte: Autor (2014)

4.5.2. Medição em bancada vibratória com massa excêntrica

A bancada vibratória disponibilizada possui uma massa excêntrica ligada por correias a um motor elétrico e fixada a uma base. Esta base está apoiada em balões pneumáticos permitindo o devido amortecimento na vibração, conforme a massa excêntrica rotaciona. Portanto, a calibração da bancada é realizada a partir de uma rotação definida. Para isso, foram realizadas medições a partir de 500 rpm até 1200 rpm, aumentando 50 rpm a cada medição. Foi montado o mesmo suporte de sinaleira instrumentado que rodou em estrada e pista, e mais um suporte no lado oposto da bancada para o correto balanceamento da mesma. Foi instrumentado um acelerômetro adicional diretamente na mesa vibratória (AC-2) para comparação com o acelerômetro instalado na extremidade do componente (AC-1), detalhado na Figura 28.

Figura 28 – Acelerômetros detalhados no suporte pronto para teste em bancada vibratória



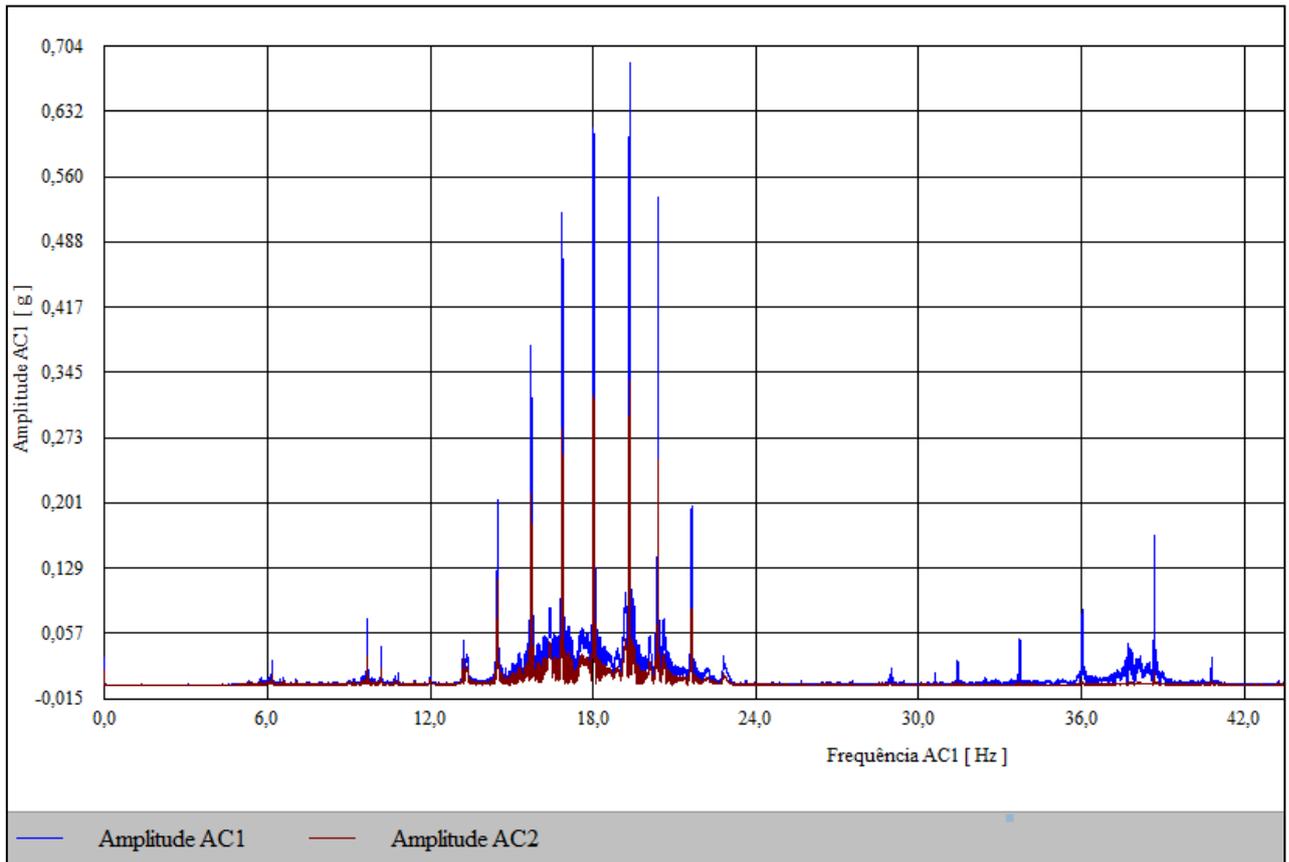
Fonte: Autor (2014)

4.5.2.1. Resultado dos sinais de bancada vibratória

No início desta etapa, foram verificados os sinais dos acelerômetros para análise das frequências para certificar-se que o componente não entrou em estado de ressonância durante

os testes. É necessário gerar a FFT (Fast Fourier Transform) para transformar o sinal de domínio por tempo para o sinal de domínio por frequência, conforme descrito no capítulo 2.1.3 do referencial teórico. O gráfico da FFT é apresentado a seguir conforme Figura 29:

Figura 29 – Sinais dos acelerômetros - Verificação da Frequência Natural

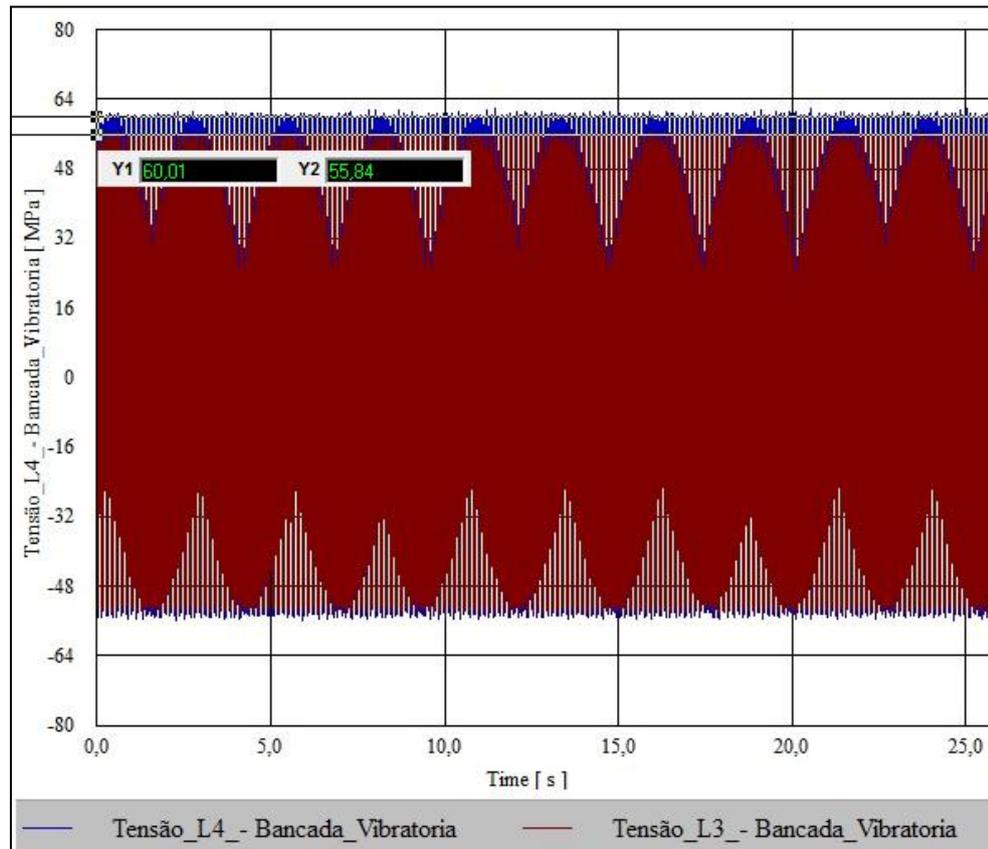


Fonte: Autor (2014)

O acelerômetro instalado na extremidade do componente apresentou maiores amplitudes (em azul), porém ambos não excitaram em nenhum momento do teste a frequência natural do componente, verificado anteriormente em análise modal o valor de 66 Hz.

Para a análise de tensões do teste, selecionou-se a rotação adequada a qual causou tensões próximas a 60 MPa previamente definidas para calibração. A rotação de 1150 rpm atingiu o carregamento esperado, conforme representada na Figura 30.

Figura 30 – Tensões nos pontos L3 e L4 – Bancada Vibratória a 1150 rpm



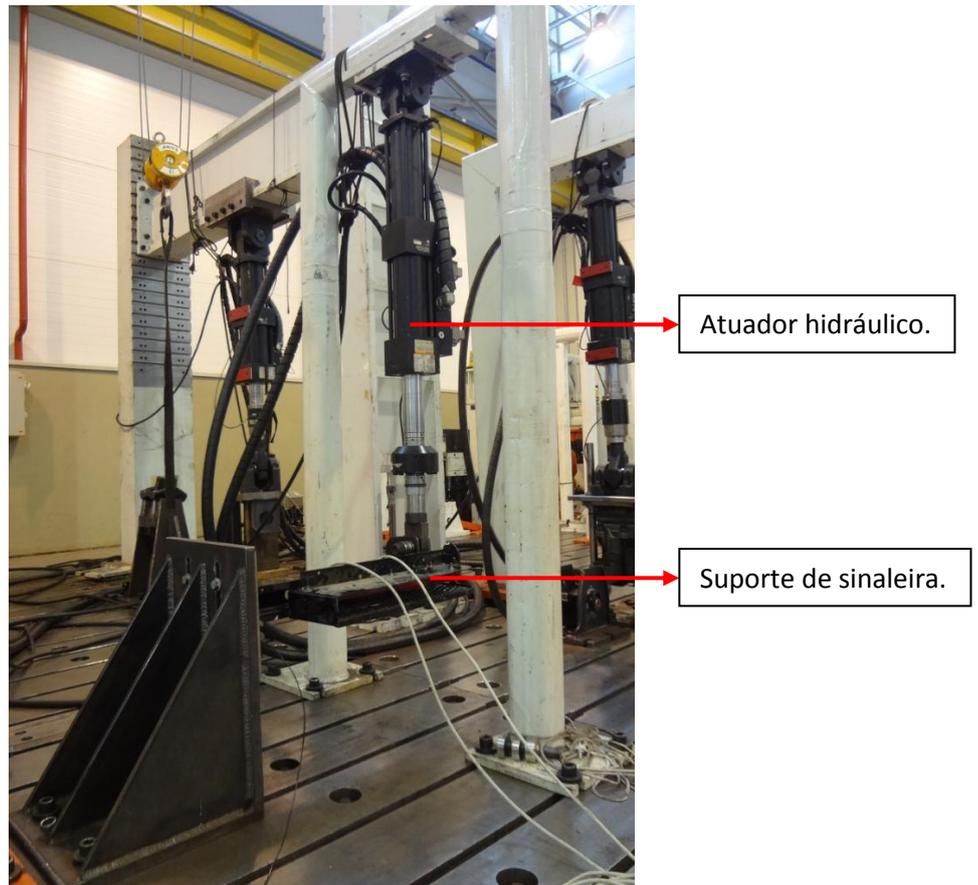
Fonte: Autor (2014)

4.5.3. Medição em bancada com aplicação de atuador hidráulico

As medições foram realizadas no laboratório do Campo de Provas das Empresas Randon, o qual disponibilizou um atuador hidráulico para o teste, conforme Figura 31.

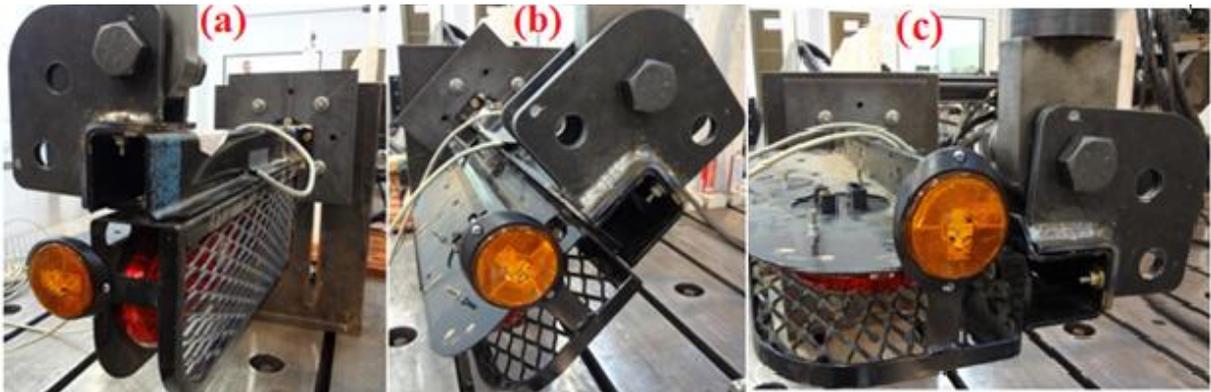
Com o objetivo de simular os danos de campo e pista com maior representatividade, foram realizados os testes aplicando cargas cíclicas na extremidade do componente em três diferentes sentidos, apresentados na Figura 32: vertical a 0° , diagonal com inclinação do componente a 45° e no sentido representando a longitudinal de campo, com 90° de inclinação. Instalaram-se dispositivos de fixação projetados especificadamente para possibilitar o giro do componente. O suporte de sinaleira montado foi o mesmo utilizado para as medições de campo e pista, não havendo mudanças na instrumentação.

Figura 31 – Teste em sentido longitudinal utilizando um atuador hidráulico



Fonte: Autor (2014)

Figura 32 – (a) Sentido vertical a 0° , (b) Diagonal a 45° , (c) Longitudinal a 90°



Fonte: Autor (2014)

Para iniciar as medições, foi aplicada uma carga no atuador hidráulico e controlado o deslocamento causado em tempo real. A partir de um deslocamento de 1 mm de deformação no componente, aumentou-se 0,5 mm gradativamente até encontrar a tensão desejada conforme definido para calibração. Para a coleta de dados foi aplicada carga cíclica reversa, com razão de tensão = -1, conforme a equação 12 apresentada no referencial teórico 2.2.1, e

com deslocamento de 2,5 mm a qual alcançou com maior aproximação o objetivo de 60 MPa em tensão trativa. A frequência utilizada foi um ciclo por segundo (1 Hz), e cada teste ciclou cerca de 2 minutos.

4.5.3.1. Tratamento dos sinais em bancada com aplicação de atuador hidráulico

O mesmo procedimento de plotagem de sinais realizados durante o trabalho no software Catman também é necessário para o teste com atuador hidráulico para a verificação das tensões. A principal diferença é que neste teste não é preciso se preocupar com vibrações mecânicas, pois o suporte recebe cargas controladas em sua extremidade, não o deixando em balanço. Um resumo das tensões máximas e médias encontradas é apresentado na Tabela 4, podendo-se confirmar que a calibração do teste foi realizada no sentido vertical a partir do ponto L3, que apresentou tensão de aproximadamente 60 MPa.

Tabela 4 – Tensões máximas e médias (MPa) – teste com aplicação de atuador hidráulico

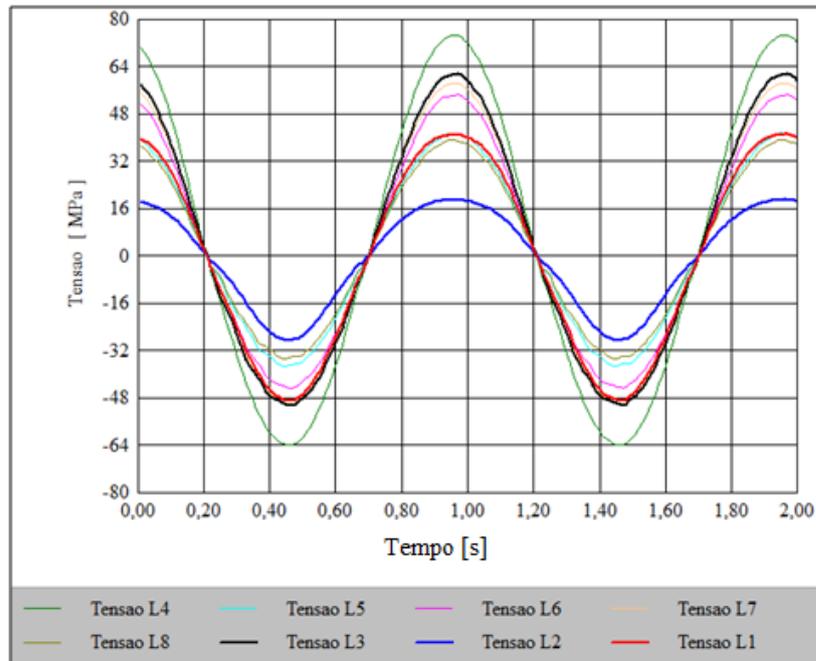
<i>Strain gage</i>	Sentido Vertical		Sentido Diagonal		Sentido Longitudinal	
	Tensões Máximas	Tensões Médias	Tensões Máximas	Tensões Médias	Tensões Máximas	Tensões Médias
L01	40,98	-4,72	0,2678	-0,5041	-0,5985	-1,13075
L02	19,488	-4,585	0,123	-0,377	-0,835	-1,666
L03	60,08	3,55	69,59	6,16	65,68	4,32
L04	72,093	2,266	34,493	3,682	3,068	-0,202
L05	39,68	0,2	14,03	-0,28	56,67	-4,345
L06	53,11	3,095	59,94	5,36	55,01	3,39
L07	56,579	2,023	29,99	3,2605	2,188	-0,132
L08	37,492	0,3825	11,534	-0,262	50,4	-3,7925

Fonte: Autor (2014)

Ao plotar os gráficos, verificou-se que o sinal L1 apresenta diferença de tensão (52% mais elevado) em relação a L2 em sentido vertical, representado na Figura 33. Nos testes em sentido diagonal e longitudinal as tensões ficaram muito próximas de zero, conforme Figura 34. A causa das tensões terem ficado próximas a zero nas coletas diagonal e longitudinal nos pontos L1 e L2 pode estar relacionado ao fato de que a aplicação da carga na ponta do suporte exerça uma influência maior nos pontos L3, L4, L5, L6, L7 e L8, não solicitando os pontos L1 e L2 na aplicação destes carregamentos. Relacionado a isso, a orientação das tensões nestes carregamentos pode não ser exatamente a mesma da direção que o *strain-gage* esteja medindo nesta aplicação de carga. O fato da estrutura efetivamente não sofrer tensões naquele

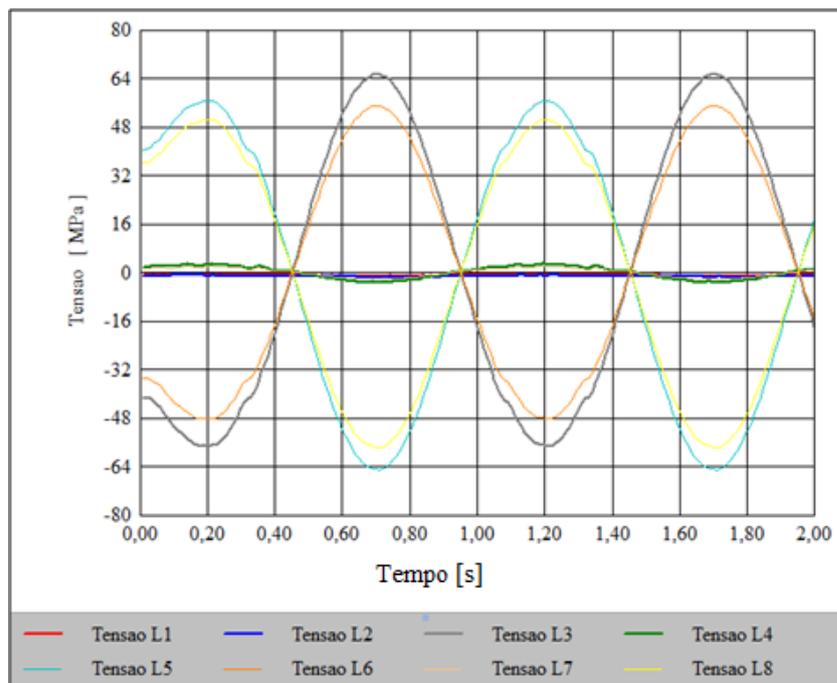
ponto não é válida, pois nos resultados em análise CAE apresentados no tópico 4.2 houve deslocamentos semelhantes gerados pelas cargas tanto em sentido vertical quanto longitudinal.

Figura 33 – Tensões do teste em atuador sentido vertical



Fonte: Autor (2014)

Figura 34 – Tensões do teste com atuador em sentido longitudinal



Fonte: Autor (2014)

4.6. Seleção dos pontos para correlação

Para a validação final da correlação entre os danos resultantes, definiu-se utilizar dois pontos principais de acordo com o tratamento de sinais e discussões realizados até o momento. Os pontos L3 e L4 foram escolhidos, pois apresentaram as maiores amplitudes de tensão em todos os sinais de campo, com a exceção do ponto L1, que apresentou divergências em sinais de estrada e pista, e valores incoerentes em teste de bancada. A análise CAE realizada para verificar os pontos críticos na estrutura também identifica os pontos L3 e L4 como os mais críticos em flexão com carga vertical.

4.7. Definição do procedimento de teste

Nesta etapa final do trabalho, realizou-se a contagem de ciclos *rainflow* e o cálculo de dano acumulado referente a cada medição realizada utilizando o software Rainview, para posteriormente utilizá-los na correlação final entre danos resultantes dos sinais de campo e pista pelos danos resultantes de bancada.

4.7.1. Cálculo para o dano de vida do componente

Inicialmente foi necessário encontrar o dano de vida do componente, ou seja, o dano resultante de acordo com as definições de vida esperadas pela empresa, conforme etapa 4.1 deste capítulo. Os sinais da estrada rodoviária e pista *off-road* foram utilizados para gerar o dano resultante por tempo no software Rainview. O software realiza a contagem de ciclos, e calcula um dano parcial por meio da curva S-N do material, a qual foi utilizado o fator $K = 5$. Então, o software aplica a regra de Palmgren-Miner para cálculo de dano acumulado, e os resultados são gerados em arquivos Excel. Posteriormente, os valores foram convertidos por distância rodada, resultando em dano por km, conforme apresentado na Tabela 5. O valor de dano é adimensional, conforme referencial teórico apresentado na etapa 2.4.

Com isso, aplicou-se os valores de durabilidade pré-definidos de 135000 km como distância para validação, na condição do implemento rodoviário rodar 20% em estrada rodoviária e 80% em pista *off-road*, ambas sendo 50% da quilometragem com o implemento carregado e 50% da quilometragem sem carga.

Tabela 5 – Dano resultante por km

Testes em Campo			Valor de dano	
Estrada \ Pista	Volts	Distância (km)	L03	L04
Estrada Rodoviária - Carregado	1	50,60	1226,97	292,03
Estrada Rodoviária – Sem carga	1	50,60	432,13	49,35
Pista <i>off-road</i> - Carregado	1	3,20	62355,27	21031,04
Pista <i>off-road</i> – Sem carga	1	3,20	46521,65	8225,33

Fonte: Autor (2014)

A Tabela 6 mostra o dano total por sinal, que quando somados trazem o dano de vida geral do componente.

Tabela 6 – Dano vida resultante do componente

Testes em Campo				Dano Total por sinal	
Estrada \ Pista	% Pista	% Carregado \ Sem carga	Distancia (km)	L03	L04
Estrada Rodoviária Carregado	20,00%	50,00%	13500,00	16564116,01	3942437,44
Estrada Rodoviária Sem carga	20,00%	50,00%	13500,00	5833716,79	666237,25
Pista <i>off-road</i> Carregado	80,00%	50,00%	54000,00	3367184765,63	1135676376,34
Pista <i>off-road</i> Sem carga	80,00%	50,00%	54000,00	2512169219,97	444167633,06
Dano Vida				5901751818,39	1584452684,09
Dano Vida				5,90x10⁹	1,58x10⁹

Fonte: Autor (2014)

4.7.2. Cálculo para o dano de bancada

O teste de bancada com atuador hidráulico foi rodado na frequência de 1 Hz (1 ciclo por segundo), então, o dano resultante calculado a partir do Rainview foi convertido pelo próprio tempo de teste, resultando em valor de dano por ciclo, ou por segundo neste caso. Com o objetivo de acelerar o teste, foi utilizado o valor de frequência de 8 Hz, capacidade máxima do equipamento disponível. Conforme Tabela 7, verificam-se os danos resultantes de cada sinal. Os danos resultantes de bancada foram convertidos para dano por segundo com o objetivo de facilitar o cálculo da correlação final, apresentado no próximo tópico.

Tabela 7 – Dano resultante por segundo – teste com aplicação de atuador hidráulico

Teste com Aplicação de Atuador Hidráulico		Valor de Dano	
Tipo do Teste	Frequência (Hz)	L03	L04
Vertical (0°)	8	16829,99	48943,26
Diagonal (45°)	8	34146,73	929,81
Longitudinal (90°)	8	28343,34	0,01

Fonte: Autor (2014)

A partir dos sinais obtidos no teste em bancada vibratória, foi calculado o dano total e dividido pelo tempo total da amostragem, resultando no dano por segundo apresentado na tabela 8.

Tabela 8 – Dano resultante por segundo – teste em bancada vibratória

Teste em Bancada Vibratória	Valor de Dano	
Rotação (RPM)	L03	L04
1150	65919,46	86017,49

Fonte: Autor (2014)

4.7.3. Correlação de dano para validação do componente

Com os danos resultantes por segundo de bancada definidos, desenvolveu-se o cálculo conforme equação 29 para realizar a correlação final e encontrar o tempo de teste necessário para atingir o dano de vida esperado para o componente.

$$((Dano\ Vida)/(Dano\ de\ Bancada))/3600 = \text{Tempo de teste necessário em horas} \quad (29)$$

Para os testes com aplicação de atuador hidráulico realizou-se uma correlação adicional entre os danos resultantes dos sentidos vertical, diagonal e longitudinal, pois permite a validação do componente em mais de um ponto, neste caso validando tanto em L3 quanto em L4. Esta correlação foi realizada no Excel, inserindo manualmente porcentagens entre os danos dos testes até alcançar valores iguais em horas de teste. Na Tabela 9, são apresentados os tempos de teste necessários em bancada vibratória e na bancada com aplicação de atuador hidráulico para os sentidos separadamente e com correlação adicional, resultando em aproximadamente 52 horas de teste em ambos os pontos selecionados ou 9 horas no ponto L4

em sentido vertical. O teste de bancada vibratória foi o mais viável, com o menor tempo encontrado de 5 horas para validação do componente.

Considerando os dados em L4, o teste com atuador hidráulico no sentido longitudinal foi descartado por não apresentar danos representativos, conforme apresentado na Tabela 7 o valor de 0,01, uma vez que este ponto está localizado na linha neutra do componente para este tipo de esforço.

Tabela 9 – Tempos de testes necessários

Tipo do Teste	Tempo de teste (horas)	
	L03	L04
Bancada Vibratória (1150 RPM)	24,869	5,117
Atuador Hidráulico - Vertical	97,4	9,0
Atuador Hidráulico - Diagonal	48,0	473,4
Atuador Hidráulico - Longitudinal	57,8	-
Atuador Hidráulico – Correlação Adicional (15,65% Vertical e 84,35% Diagonal)	52,14	52,12

Fonte: Autor (2014)

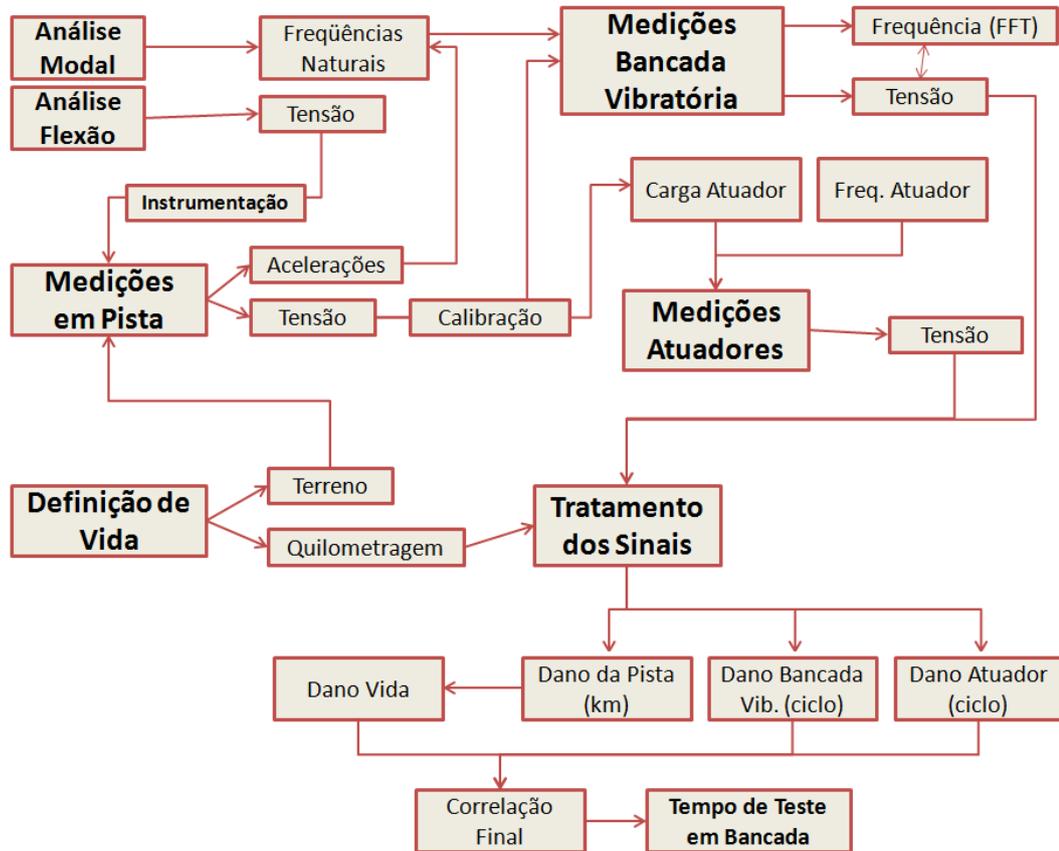
A validação do componente pode ser realizada utilizando os sentidos vertical, diagonal ou com a combinação de ambos, de acordo com a Tabela 9.

4.8. CONSIDERAÇÕES PARCIAIS

Os valores de tempos de testes necessários em bancada verificados na Tabela 9 foram baixos, alcançando os resultados esperados, pois com a redução de tempo de teste em bancada temos o ganho em redução de custo para a empresa.

Seguindo esta metodologia definida, é possível eliminar os experimentos em estrada e pista, validando o próximo suporte de sinaleira projetado a partir dos testes em bancadas definidos por este procedimento. Para componentes com diferentes comportamentos dinâmicos, a metodologia é válida, porém os testes em estrada e pista serão necessários para correlação. Na Figura 35 é apresentado um resumo do procedimento definido neste trabalho.

Figura 35 – Resumo procedimento definido



Fonte: Autor (2014)

Comparando o procedimento apresentado com um procedimento de teste acelerado somente em pista, sem utilização de bancada, a qual é comumente utilizada atualmente, há um grande ganho em custo e tempo. Supondo que a pista de testes possua uma severidade cinco vezes maior que as pistas reais, o componente seria validado em cerca de seis meses, contra as seis horas de bancada pela metodologia apresentada. O fator limitante é a carga horária dos motoristas de testes, que podem rodar somente cerca de 200 km por dia, devido a questões de ergonomia e legislação de trabalho.

5 CONCLUSÕES

Conforme o objetivo inicial do trabalho, o procedimento de teste para o suporte de sinaleira foi definido alcançando os resultados esperados. A metodologia utilizada de acordo com o referencial teórico apresentados no trabalho permitiu alcançar todos os objetivos específicos esperados.

Na pesquisa do referencial teórico abordado, verificou-se que poucos trabalhos foram desenvolvidos utilizando a metodologia adotada. Os critérios de validação definidos ainda são pouco utilizados nas empresas, devido ao alto custo em software, infraestrutura e pessoal qualificado, visto que para o procedimento definido utilizou-se desde análises computacionais, até testes práticos em laboratório e pista de testes que simulam a utilização real do produto.

Os resultados da correlação de bancada para validação do produto apresentaram tempos de testes coerentes para os pontos selecionados. Um ano e meio de vida esperado para o componente pode ser reproduzido em pouco mais de cinco horas de bancada vibratória, ou nove horas em bancada com aplicação de um atuador hidráulico. Desta forma fica evidente a redução do custo total para o desenvolvimento do componente, bem como o tempo para a validação do mesmo. Esta metodologia alinha-se com a estratégia da empresa em estar entre as mais competitivas do mercado.

5.1. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Durante a verificação dos sinais e análise dos resultados, percebeu-se a grande diferença existente entre o comportamento do componente em campo e bancada. O comportamento dinâmico de um componente em aplicação real gera uma combinação de tensões ao longo da estrutura, a qual seria necessária uma verificação de todos os pontos a cada instante de tempo para uma melhor compreensão do comportamento geral do componente. Portanto, sua representação em bancada se tornou uma reprodução de cargas aproximada, pois não foi possível reproduzir uma combinação de esforços atuantes iguais aos que ocorrem em aplicação real. A metodologia aplicada resume estes históricos de carregamentos de tensão e aceleração complexos em um valor de dano, tornando possível a correlação entre eles.

O processo de fabricação do componente tem grande influência nos resultados das medições efetuadas, pois se verificou que o processo de solda amplifica as tensões tanto em solicitação de estrada rodoviária e pista *off-road*, quanto em cargas controladas em bancada.

É importante citar que este procedimento de teste não prevê situações fora do comum que podem ocorrer em situação real, como por exemplo, grandes impactos ou batidas ocasionadas na estrutura.

5.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As sugestões de continuidade deste trabalho citadas a seguir visam a melhoria da pesquisa desenvolvida e a utilização da metodologia para outros trabalhos.

- Realizar a validação deste procedimento de teste, rodando o tempo necessário encontrado nas mesmas condições de bancada definidas;
- Recalcular o dano resultante por tempo utilizando uma curva de fadiga referente a um componente soldado;
- Realizar testes em bancada com mais de uma amostra;
- Utilizar este procedimento de teste para validação de outros componentes;
- Desenvolvimento de uma bancada vibratória com atuadores com a capacidade de reproduzir as acelerações sofridas pelo chassi, possibilitando a validação de um componente através de um acervo de sinais, eliminando a etapa da medições de sinais de estrada e pista;
- Medir a frequência natural do componente na prática, para comparação adicional com resultados da análise modal realizada;

REFERÊNCIAS

- ALVES, Avelino. **Elementos Finitos – A Base da Tecnologia CAE**. 1ªed., São Paulo, SP: editora Érica Ltda, 2000.
- BENDAT, J. S. e PIERSOL, A. G. **Random Data: Analysis and Measurement Procedures**, John Wiley & Sons, New York, 1971.
- BAEK, S H; CHO, S. S.; JOO, W. S. Fatigue life prediction based on the rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie. **International Journal of Automotive Technology**, Busan, 2008.
- BATTISTA, R. C.; CARVALHO, E. M.; PFEIL, M. S; VARELA, W. D. **Estimativa da vida útil á fadiga de uma torre metálica sob ação do vento**. REM: Revista Escola de Minas, Ouro Preto, 2007.
- BRANCO, C, M. **Fadiga de estruturas soldadas**. Lisboa: Gulbenkinan, 1999.
- CAMELO, Saul. **Análise computacional dos berços de semirreboque traseiro de um bitrem tanque cilíndrico para o transporte de cargas líquidas**. Caxias do Sul: UCS, 2008.
- CNT, **Pesquisa CNT de Rodovias 2011**, Disponível em: <<http://pesquisarodovias.cnt.org.br/Relatorios/Boletim%20Pesquisa%20CNT%20de%20Rodovias%202011.pdf>>. Acesso em 02/06/2014.
- GONÇALVES, L. A. **Um Estudo sobre Transformada Rápida de Fourier e seu uso em processamento de imagens**. 2004. 61 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.
- GUELER, G. **Durabilidade em estruturas automotivas**. [S.l.]: [s.n.], 2009. Apostila do curso de pós graduação em engenharia automotiva - UCS.
- HOLMAN, R. K.; LIAW, P. K. Methodologies for predicting fatigue life. **JOM**, v. 49, n. 7, p. 46-52, 1997.
- KAUZLARICH, J. J. The Palmgren-Miner rule derived. **Tribology Series**, 14, 1989. 175-179.
- KRÜTZMANN, Moisés Henrique. **Uma análise de historicos de resposta dinâmica de modelos estruturais simulados através de metodologia global/local, com vistas ao cálculo de fadiga**. 2011. 17f. Monografia de Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.
- MOBLEY, R. K. **Vibration Fundamentals**. Woburn: Butterworth-Heinemann, 1999.

NELSON, W.B. **Accelerated Testing**, John Wiley e Sons, Inc., New York, 1990.

RADAJ, D. **Defign and Analisis of Fatigue Resistant Welded Structures**. Cambridge: Woodhead, 1990.

RANDALL. R. B. Technical Bulletin. **Frequency Analysis**. Briel & Kjaer, Dinamarca, 1987.

RICARDO, Luiz Carlos H. **Estimativa da vida sob fadiga de amplitude variável deum componente mecânico**. 1999. Dissertação de Mestrado, Insitudo de Pesquisas Energéticas e Nucleares, 1999.

RISITANO, A.; RISITANO, G. Cumulative damage evaluation in multiple cycle fatigue tests taking into account energy parameters. **International Journal of Fatigue**, 48, Março 2013. 214-222.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

DA ROSA, E. **Análise de Resistência Mecânica**, Apostila da disciplina de Mecânica da Fratura e Fadiga, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, GRANTE, 2002.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7.ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STEPHENS, Ralph I.; FATEMI, Ali; STEPHENS, Robert R.; FUCHS, Henry O.. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. United States of America: Wiley-Interscience, 2001.

SURESH, S. **Fatigue of Materials**. Second Edition. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.

SUSMEL, L.; TOVO, R. Estimating fatigue damage under variable amplitude multiaxial fatigue loading. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, 34, 2011. 1053-1077.

TREGANSIN, Fernando Luis. **Análise estrutural de um bitrem tanque para transporte de combustíveis, através do método de elementos finitos**. Caxias do Sul: UCS, 2008.

ZHANG, J.; HE, L.; WANG, E.; GAO, R. Active vibration control of flexible structures using piezoelectric materials. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCED COMPUTER CONTROL (ICACC'09)., 2008, Singapore. **Proceedings...** Los Alamitos: IEE, 2008. p.540 – 545.

WINCK, Geison Sheid. **Instrumentação, identificação e controle ativo de vibração em barras engastadas**. 2012, 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

APÊNDICE A – CÁLCULO ANALÍTICO DE FREQUÊNCIA NATURAL

Com o objetivo de validar as frequências naturais encontradas em análise modal, conforme resultado apresentado na etapa 4.2 deste trabalho, foi realizado o cálculo analítico de frequência natural de acordo com o referencial teórico abordado no tópico 2.1.1.4.

A equação da frequência natural (ω_n) é a razão entre constante da rigidez equivalente do material (k_{eq}), sobre massa equivalente do sistema (m_{eq}). Com isso, temos:

Dados para cálculo de k_{eq} :

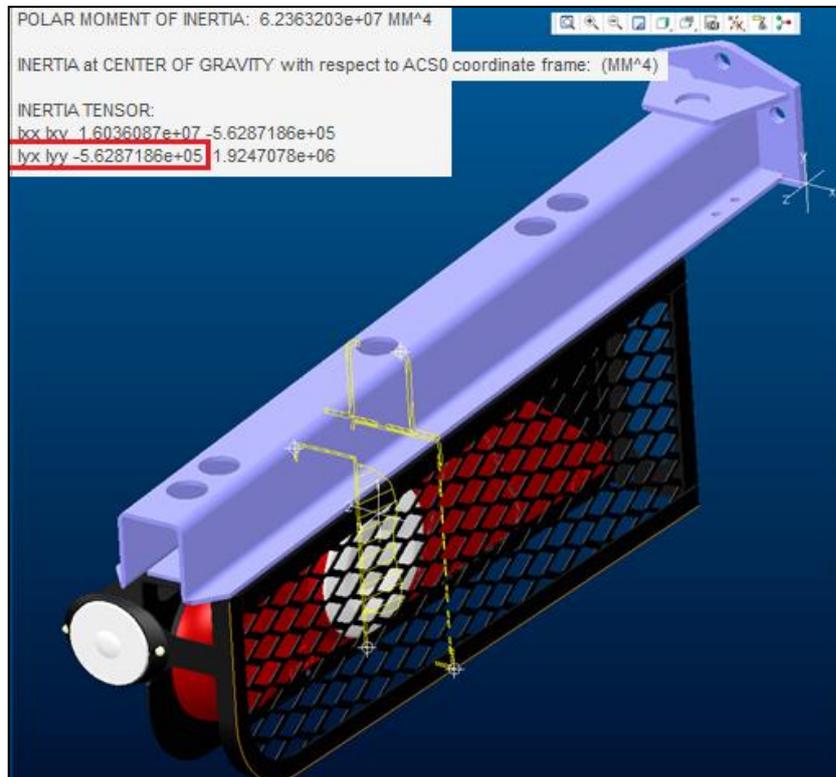
$E = 210000 \text{ MPa}$ - Módulo de Young;

$I = 562000 \text{ mm}^4$ - Momento de inércia;

$L = 763 \text{ mm}$ - Comprimento do componente;

O momento de inércia foi obtido através do software de modelamento 3D Pro|Engineer, a partir de um plano de corte no centro do componente, representado na Figura 36:

Figura 36 – Momento de inércia via Pro|ENGINEER



Substituindo valores na equação 5:

$$k_{eq} = 3EI/l^3 \quad (5)$$

$$k_{eq} = (3 \times 210000 \times 562000) / 763^3$$

$$k_{eq} = 797,08 * 1000 = 797082,45 \text{ N/m}$$

Dados para cálculo de m_{eq} :

$M = 4,8 \text{ kg}$ – Massa da extremidade da viga;

$m = 5,4 \text{ kg}$ – Massa da viga;

Para a massa da extremidade da viga (M) foi considerado a sinaleira com a tela de proteção que é fixada no perfil, e para a massa da viga (m) foi considerado a massa do perfil metálico com a flange soldada.

Substituindo valores na equação 6:

$$m_{eq} = M + 0,23m \quad (6)$$

$$m_{eq} = 4,8 + 0,23 \times 5,4$$

$$m_{eq} = 6,042 \text{ kg}$$

Para calcular a frequência natural (ω_n), substitui-se os valores na equação 4:

$$\omega_n = \left(k_{eq} / m_{eq} \right)^{1/2} \quad (4)$$

$$\omega_n = \left(797082,45 / 6,042 \right)^{1/2}$$

$$\omega_n = 363,21 \text{ rad/s}$$

Convertendo de frequência circular para frequência, conforme Equação 3 apresentado na seção 2.1.1.3 deste trabalho, temos:

$$f = 1/\tau = \omega / 2\pi \quad (3)$$

$$f = 363,21/2\pi$$

$$f = 57,8 \text{ Hz}$$

O resultado de 57,8 Hz teve uma diferença de aproximadamente 12% em relação à frequência de 66 Hz verificada em análise modal. Esta diferença pode ter sido causada devido ao plano do momento de inércia utilizado, aonde se encontra em uma seção no centro do componente que varia devido à forma da sinaleira, e a equação é aplicada para vigas que possuem seção uniformes com carregamento na extremidade. Outro fator importante é que quanto mais rígido o componente, maior sua frequência natural, e em análise modal foi considerado a chapa superior soldada no flange, a qual aumenta o fator de rigidez do material.