



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**  
**EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**A DURABILIDADE DA CARROCERIA DE UM VEÍCULO DE  
PASSEIO SIMULADA NO LABORATÓRIO**

**SAMUEL ELIAS FERREIRA**

**Belo Horizonte, 21 de março de 2011**

Samuel Elias Ferreira

**A DURABILIDADE DA CARROCERIA DE UM VEÍCULO DE  
PASSEIO SIMULADA NO LABORATÓRIO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Alexandre Queiroz Bracarense  
Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte  
Escola de Engenharia da UFMG  
2011



Universidade Federal de Minas Gerais  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha – 31.270-901 – Belo Horizonte – MG  
Tel.: +55 31 3409-5145 – Fax.: +55 31 3409-3526  
www.demec.ufmg.br – E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

## **A DURABILIDADE DA CARROCERIA DE UM VEÍCULO DE PASSEIO SIMULADA NO LABORATÓRIO**

**SAMUEL ELIAS FERREIRA**

Dissertação defendida e aprovada em 21, de março de 2011, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de “**Mestre em Engenharia Mecânica**”, na área de concentração “**Projeto Mecânico**”.

---

**Prof. Dr. Alexandre Queiroz Bracarense – UFMG – Orientador**

---

**Prof. Dr. Ernani Sales Palma – UFMG - Examinador**

---

**Prof. Dr. Roberto Márcio de Andrade – UFMG - Examinador**

---

**M.Sc. Flávio Antônio Cotta Vidal – FIAT - Examinador**

A meu avô José Barbosa (in memoriam),  
a minha avó Nicolina,  
a minha mãe Ana Maura  
e ao meu tio José Barbosa Filho.



## **AGRADECIMENTOS**

A minha família: mãe, avó, irmãos, tios e tias pelo apoio.

A Fabiana pelo apoio e compreensão por todos os momentos em que não estive presente.

Ao Prof. Alexandre Bracarense pela orientação, dedicação e paciência para a conclusão desse trabalho.

Ao Flávio Vidal, Gilmar Laigner e José Guilherme que acreditaram e concederam a oportunidade para que esse trabalho pudesse ser realizado.

Aos colegas da Experimentação, Projeto Chassi e Projeto Carroceria que contribuíram para a realização do trabalho, principalmente a Alexandre Maia, Lucas Curi e Felipe Maduro que me auxiliaram nas etapas de instrumentação, coleta e simulação dos sinais.

A todos que contribuíram para a realização desse trabalho meus sinceros agradecimentos.

## SUMÁRIO

NOMENCLATURA	
LISTA DE FIGURAS	
LISTA DE TABELAS	
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	
RESUMO	
1. INTRODUÇÃO.....	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1. A carroceria.....	19
2.2. Forças induzidas à carroceria.....	27
2.2.1. A força vertical.....	29
2.2.2. A força longitudinal.....	32
2.2.3. A força lateral.....	34
2.3. A falha na carroceria.....	36
2.4. A falha por fadiga.....	39
2.4.1. O desenvolvimento histórico.....	40
2.5. Análise da fadiga baseada na tensão.....	42
2.5.1. Conceitos básicos.....	42
2.5.2. A curva SxN.....	43
2.5.3. O efeito da tensão média.....	46
2.6. Carregamento com amplitude variável.....	50
2.6.1. Mecanismo do dano de fadiga.....	51
2.6.2. Modelo de acúmulo linear de dano.....	52
2.6.3. O método de contagem de ciclos.....	54
2.7. Sensores e ferramentas para análise de sinais e fadiga.....	56
2.8. Ensaios acelerados de durabilidade.....	60
3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	66
3.1. A instrumentação.....	66
3.1.1. A instrumentação na carroceria.....	67
3.1.2. A instrumentação na suspensão do veículo.....	68
3.1.3. A instrumentação na suspensão do motor.....	71
3.1.4. A instrumentação no sistema de escapamento.....	76
3.2. A medição.....	81
3.3. Método de análise.....	88
3.3.1. Análise dos resultados - parte 1: solicitações induzidas à carroceria.....	88
3.3.2. Análise dos resultados – parte 2: solicitação de baixa frequência.....	90
3.3.3. Análise dos resultados – parte 3: correlação estrada laboratório.....	91
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	94
4.1. Parte 1: solicitações induzidas à carroceria.....	94
4.2. Parte 2: solicitação de baixa frequência.....	118
4.3. Parte 3: correlação estrada laboratório.....	121
5. CONCLUSÃO.....	128
6. TRABALHOS FUTUROS.....	130
ABSTRACT	
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	
APÊNDICES	

## NOMENCLATURA

### Letras Latinas

x- direção longitudinal;

y- direção lateral;

z – direção vertical;

$M_x$  – momento em torno do eixo x;

$M_y$  – momento em torno do eixo y;

$M_z$  – momento em torno do eixo z;

K – rigidez à torção (Nm/rad);

B – bitola do veículo (m);

$F_L$  – força vertical na roda no lado esquerdo;

$F_R$  – força vertical na roda no lado direito;

d – deslocamento da suspensão (m);

T – momento de torção (Nm);

M – massa do veículo (kg);

a – aceleração longitudinal ( $m/s^2$ );

g – aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );

L – distância entre os eixos do veículo (mm);

$L_R$  – distância do eixo traseiro ao centro de gravidade (mm);

h – altura do centro de gravidade (mm);

$F_{FL}$  – força longitudinal na roda dianteira (N);

$F_{RL}$  – força longitudinal na roda traseira (N).

H – altura do degrau (mm);

R – raio do pneu (mm);

P – força resultante no pneu (N);

$P_V$  – força vertical no pneu (N);

$P_H$  – força horizontal no pneu (N);

$\theta$  - ângulo entre a força resultante e sua componente horizontal ( $^\circ$ ).

$L_1$  – distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade (mm);

$L_2$  – distância do eixo traseiro ao centro de gravidade (mm);

$F_{LAT}$  – força gerada pela aceleração centrípeta (N);

$P_F$  – força lateral resultante no pneu no eixo dianteiro (N);  
 $P_R$  – força lateral resultante no pneu no eixo traseiro (N);  
 $i$  – direção de atuação das forças;  
 $m_i$  – coeficiente dinâmico adimensional;  
 $M$  – massa do veículo incluindo os ocupantes e bagagens (kg);  
 $a_i$  – aceleração produzida na direção  $i$  ( $m/s^2$ );  
 $R$  – razão de tensão;  
 $N_f$  – número de ciclos até a falha;  
 $b$  – expoente de resistência a fadiga;  
 $k$  – inverso do expoente de resistência a fadiga;  
 $D$  – dano acumulado por um ciclo qualquer de carregamento;  
 $n_i$  – número de ciclos a uma determinada tensão de amplitude  $i$ ;  
 $N_{i,f}$  – número de ciclos necessários para atingir a falha a uma determinada tensão de amplitude  $i$ ;  
 $A$  – área da seção transversal ( $m^2$ );  
 $R_e$  – resistência elétrica ( $\Omega$ );  
 $L_o$  – comprimento do fio (m);  
 $GF$  – fator do extensômetro – gage-factor;  
 $E$  – módulo de elasticidade (GPa);  
 $u$  – incerteza da medição.

### **Letras Gregas**

$\alpha$  - ângulo de torção;  
 $\mu$  - coeficiente de atrito entre pneu e solo;  
 $\sigma_{max}$  - tensão máxima;  
 $\sigma_{min}$  - tensão mínima;  
 $\Delta\sigma$  - amplitude de tensão;  
 $\sigma_m$  - tensão média;  
 $\sigma_a$  - tensão alternada;  
 $\sigma_e$  – tensão limite de fadiga;  
 $\sigma'_f$  – coeficiente de resistência a fadiga;  
 $\sigma_u$  – tensão limite de resistência;

$\sigma_y$  – tensão limite de escoamento;

$\rho$  - resistividade elétrica ( $\Omega\text{m}$ );

$\varepsilon$  - deformação (m/m)

$\nu$  - coeficiente de Poisson;

$\phi$  - ângulo da tensão principal máxima;

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.	Chassi formado por longarinas de seção U - Brown et al (2002).	20
Figura 2.	Carroceria unida ao chassi através de parafusos – fonte: Brown et al, 2002.	22
Figura 3.	Citröen 11CV de 1934 – fonte: Brown et al, 2002.	22
Figura 4.	Carroceria apresentada pelo Consórcio ULSAB – fonte: ULSAB 1998.	23
Figura 5.	A suspensão MacPherson - cortesia FIAT Automóveis.	25
Figura 6.	Eixo de torção – cortesia FIAT Automóveis.	26
Figura 7.	Eixo de coordenadas do veículo – fonte Gillespie (1992).	28
Figura 8.	Representação do momento de torção – BROWN et al, 2002, p.18.	31
Figura 9.	Distribuição dos esforços na frenagem.	32
Figura 10.	Distribuição de esforços na batida do pneu/roda contra um degrau.	33
Figura 11.	Distribuição de esforços na curva.	34
Figura 12.	Principais nós da carroceria.	36
Figura 13.	Trinca no nó H de um veículo de passeio – Fonte Fiat Automóveis S/A.	37
Figura 14.	Trinca na fixação do sistema de escapamento – Ferreira e Bracarense 2010.	38
Figura 15.	Trinca na torre do amortecedor dianteiro – He et al 2009.	38
Figura 16.	Nomenclatura utilizada para caracterizar um carregamento cíclico.	43
Figura 17.	Representação de uma curva SxN padrão.	44
Figura 18.	Curva SxN para amostras não entalhadas do aço A517 (GONÇALVES, 2006).	45
Figura 19.	Diagrama de vida constante com coordenadas em $\sigma_a$ versus $\sigma_m$ .	47
Figura 20.	Diagrama de Haigh para as relações de Gerber e Goodman.	48
Figura 21.	Comparação entre os modelos de Goodman e Morrow.	50
Figura 22.	O processo de nucleação e crescimento de trincas de fadiga (LEE et al, 2005).	52
Figura 23.	Regra do algoritmo rainflow.	55
Figura 24.	Efeito da seqüência do carregamento.	55
Figura 25.	Roseta retangular.	57
Figura 26.	Acelerômetro triaxial – cortesia PCB.	58
Figura 27.	Exemplo de utilização de uma roda dinamométrica – cortesia MTS Systems.	59
Figura 28.	Simulador de estradas tipo Four-Poster – cortesia Chrysler.	64
Figura 29.	Simulador de estradas de seis graus de liberdade – cortesia Toyota.	65
Figura 30.	Visão geral da instrumentação no veículo.	67

Figura 31.	Rosetas no nó A da carroceria.....	68
Figura 32.	O dinamômetro utilizado nas rodas do veículo.....	68
Figura 33.	Polaridade das rodas dinamométricas.....	69
Figura 34.	Esquema de fixação e polaridade dos acelerômetros na suspensão dianteira....	69
Figura 35.	Esquema de fixação e polaridade dos acelerômetros na suspensão traseira.....	69
Figura 36.	Esquema de fixação e polaridade dos acelerômetros na fixação das torres dos amortecedores.....	70
Figura 37.	Roseta na torre do amortecedor dianteiro.....	70
Figura 38.	Roseta na fixação do eixo traseiro.....	71
Figura 39.	A suspensão do motor.....	71
Figura 40.	Instrumentação com acelerômetros no ponto 1.....	72
Figura 41.	Acelerômetros no ponto 2 da suspensão do motor.....	73
Figura 42.	Montagem e polaridade dos acelerômetros do ponto 3.....	73
Figura 43.	Arranjo dos extensômetros no ponto 1 da suspensão do motor.....	74
Figura 44.	Arranjo dos extensômetros no ponto 2 da suspensão do motor.....	75
Figura 45.	Arranjo de extensômetros para o ponto 3.....	76
Figura 46.	Esquema do sistema de escapamento e suas fixações na carroceria.....	77
Figura 47.	Arranjo e polaridade dos acelerômetros no ponto 1 do sistema de escape.....	77
Figura 48.	Arranjo e polaridade dos acelerômetros no ponto 2 do sistema de escape.....	78
Figura 49.	Arranjo e polaridade dos acelerômetros no ponto 3 do sistema de escape.....	78
Figura 50.	Posicionamento dos extensômetros no ponto 1 do sistema de escape.....	79
Figura 51.	Arranjo dos extensômetros no ponto 2 de fixação do sistema de escape.....	80
Figura 52.	Arranjo dos extensômetros no ponto 3.....	80
Figura 53.	O sistema de medição.....	81
Figura 54.	Imagem do percurso de calçamento utilizado para o ensaio de durabilidade....	83
Figura 55.	O simulador “Four-Poster” da FIAT no Brasil.....	84
Figura 56.	O simulador de estradas 6DOF da FIAT no Brasil.....	85
Figura 57.	Visão geral do processo de simulação do teste de durabilidade.....	86
Figura 58.	Esquema do processo de iteração dos sinais.....	87
Figura 59.	Curva de vida “Demok5_Strain”.....	91
Figura 60.	Curva de vida “Demok5”.....	92
Figura 61.	Variação da amplitude da carga pela razão de dano.....	93

Figura 62.	ASD da força longitudinal nas rodas.....	95
Figura 63.	ASD da força lateral nas rodas.....	96
Figura 64.	ASD da força vertical nas rodas.....	97
Figura 65.	Levelcross da força longitudinal DE e TE.....	98
Figura 66.	Levelcross da força lateral DE e TE.....	99
Figura 67.	Levelcross da força vertical DE e TE.....	99
Figura 68.	Espectro dos extensômetros 1 e 5 do ponto 1 de fixação do motor.....	101
Figura 69.	Espectro dos extensômetros 1, 3 e 5 do ponto 2 de fixação do motor.....	102
Figura 70.	Espectro dos sensores 2 e 6 do ponto 3 de fixação do motor.....	103
Figura 71.	Espectro da aceleração do motor na direção x.....	104
Figura 72.	Espectro da aceleração do motor na direção y.....	105
Figura 73.	Espectro da aceleração do motor na direção z.....	105
Figura 74.	Aceleração vertical versus a deformação do sensor 1 - ponto 1 - motor.....	106
Figura 75.	Força longitudinal DE versus a deformação no sensor 6 - ponto 3 - motor. ...	107
Figura 76.	Força lateral DE versus a deformação no sensor 3 - ponto 3 - motor.....	107
Figura 77.	Espectro dos extensômetros 1 e 3 para o ponto 1 de fixação do escapamento.....	109
Figura 78.	Espectro dos extensômetros 1 e 3 para o ponto 2 de fixação do escapamento.....	110
Figura 79.	Espectro dos extensômetros 2 e 3 para o ponto 3 de fixação do escapamento.....	111
Figura 80.	Espectro da aceleração na direção x no sistema de escapamento.....	112
Figura 81.	Espectro da aceleração na direção y no sistema de escapamento.....	113
Figura 82.	Espectro da aceleração na direção z no sistema de escapamento.....	114
Figura 83.	Aceleração lateral e deformação no sensor 1 – ponto 1 - escapamento.....	115
Figura 84.	Aceleração vertical e deformação no sensor 3 – ponto 1 - escapamento.....	115
Figura 85.	Temperatura para os pontos 1, 2 e 3 da suspensão do motor.....	117
Figura 86.	Temperatura nos pontos 1, 2 e 3 da fixação do escapamento.....	117
Figura 87.	Avaliação da perda de severidade devido a parcela contida entre 0 e 0,5Hz...	121
Figura 88.	Relação entre o dano nos simuladores e estrada para forças e momentos.....	124
Figura 89.	Relação entre o dano nos simuladores e estrada para as acelerações na suspensão.....	125
Figura 90.	Relação entre o dano nos simuladores e estrada para as rosetas 5, 1 e 3.....	127



## LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Percursos do ensaio de durabilidade.....	82
TABELA 2: Controle da massa do veículo.....	82
TABELA 3: Temperatura de trabalho dos coxins do motor e escapamento.....	116
TABELA 4: Dano entre 0 e 0,5Hz para os extesômetros do motor e escapamento.....	118
TABELA 5: Dano para os sinais de força nas rodas. ....	123
TABELA 6: Dano para os sinais de aceleração na suspensão. ....	125
TABELA 7: Dano para a tensão nas rosetas 5, 1 e 3.....	127
TABELA 8: Anexo A - característica de operação e desempenho. ....	135
TABELA 9: Anexo B - característica de operação e desempenho.....	136
TABELA 10: Anexo C - característica de operação e desempenho.....	137
TABELA 11: Anexo D - característica de operação e desempenho.....	138
TABELA 12: Anexo E - característica de operação e desempenho. ....	139
TABELA 13: Anexo F - característica de operação e desempenho. ....	140

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ULSAB – Ultra Light Steel Auto Body

C. G. – Centro de gravidade;

SxN – Curva de vida a fadiga (Stress x number of cycles);

LCF – Low cycle fatigue;

HCF – High cycle fatigue;

FEM – Força eletromotriz;

NHV – Noise vibration and harshness;

VALT - Variable amplitude loading tests;

SHL – Standardised load-time history;

CARLOS – Car loading standard;

6DOF – Seis graus de liberdade;

FRF – Frequency response function;

ASD – Auto-spectral density;

CSD – Cross-spectral density;

PSD – Power spectral density;

FSO – Full scale operation;

DC – Corrente contínua (direct current).

## RESUMO

Os ensaios de durabilidade fazem parte do processo de desenvolvimento de um produto, tendo como objetivo submetê-lo às condições de serviço e avaliar seu comportamento funcional para um tempo especificado. Ao longo dos anos, esses ensaios, inicialmente realizados em vias públicas, migraram para campos de prova; especialmente projetados para reproduzir determinadas condições de utilização e finalmente para o ambiente de laboratório. Embora seja uma aproximação da realidade, os ensaios no laboratório são desenvolvidos para a validação de componentes ou sistemas tendo como principais vantagens a redução do tempo de execução, aumento da segurança e maior controle das variáveis de influência. A FIAT desenvolve no Brasil ensaios acelerados de durabilidade em simuladores desde 1998 em paralelo com os ensaios utilizando as estradas para a validação do projeto de componentes de carroceria. Contudo em regiões da carroceria como nas fixações do sistema de escapamento e da suspensão do sistema de motor e câmbio foram verificadas divergências entre os resultados encontrados na estrada e no laboratório inviabilizando a validação completa da carroceria em laboratório. Esse trabalho possui dois objetivos, sendo o primeiro analisar a dinâmica vibracional do conjunto motor/transmissão e escapamento relacionando-os com os esforços induzidos à carroceria e o segundo a avaliação da severidade de um ensaio de durabilidade para essas regiões utilizando dois simuladores de estrada. Para o desenvolvimento foram coletados sinais de força, aceleração, temperatura e deformação em pontos específicos do veículo nos percursos de durabilidade da FIAT. Esses sinais foram pós-processados, analisados e posteriormente reproduzidos nos simuladores de estrada. Um dos resultados foi a constatação da possibilidade de validação das fixações do sistema de escapamento no laboratório. Esse estudo ainda trata dos principais esforços induzidos a carroceria servindo como base para o desenvolvimento de ensaios acelerados para seus componentes e sistemas.

**Palavras Chave:** Carroceria, Durabilidade, Motor, Escapamento, Simulador de estrada

## 1. INTRODUÇÃO

A durabilidade é uma medida de qualidade de um produto que indica sua capacidade de resistir às condições de utilização para o qual foi dimensionado durante um período especificado, ou, vida. Ela está relacionada a dois parâmetros: a condição de utilização, que determina os esforços sob os quais o produto será submetido e, a vida do componente, relacionada ao período até a falha.

No caso de um veículo, as condições de uso são muito diversificadas e variam de acordo com o usuário e com o ambiente onde o veículo está inserido. Ao usuário designa-se seu modo de dirigir como, por exemplo, conservativo, esportivo, etc, e o objetivo de aquisição do veículo, uso particular, a trabalho, etc. Ao ambiente designa-se principalmente o tipo e conservação do pavimento, como: cidade, montanha, autoestrada, estradas não pavimentadas, calçamento. De uma forma geral, as indústrias automobilísticas pesquisam o perfil de utilização dos seus clientes e a que tipo de condição o veículo será submetido na região comercializada. Tudo isso deve ser considerado e combinado para a determinação do objetivo de durabilidade do veículo. Esse objetivo é utilizado como guia para o desenvolvimento do veículo e seus componentes.

O tempo ou vida do componente entende-se pelo período necessário para o aparecimento de uma falha. Para carrocerias a falha se caracteriza pelo surgimento de uma trinca que possa se propagar e comprometer o desempenho estrutural do veículo ou a sua estética. A trinca é um resultado da fadiga da estrutura que ocorre devido às solicitações cíclicas impostas pelo uso.

Portanto, controlar a durabilidade de uma carroceria implica em entender seu processo de fadiga. Esse processo que envolve nucleação, crescimento e propagação de uma trinca é complexo e depende de variáveis de projeto da estrutura, da fabricação e da utilização. Como exemplo dessas variáveis tem-se o tipo, amplitude e tempo de exposição a uma solicitação, propriedades mecânicas dos materiais, geometria e acabamento superficial dos componentes e temperatura de trabalho.

A FIAT Automóveis possui um padrão de durabilidade bem estabelecido para o Brasil que define todas as condições de ensaio do veículo para seus diversos sistemas. Nos últimos anos, tem sido investido muito no desenvolvimento de ensaios acelerados de durabilidade para os sistemas de carroceria e chassis em ambiente de laboratório. Atualmente, a maior parte dos componentes de carroceria tem seu projeto validado em ensaios de durabilidade que simulam as condições de emprego em laboratório com o auxílio, principalmente, de simuladores de estrada tipo “Four-Poster”.

As regiões onde a validação não é feita em laboratório são as fixações e interfaces do sistema de escapamento e as fixações e estrutura de sustentação do conjunto de motor e transmissão. Isso porque, ao longo dos anos de realização do ensaio de durabilidade, foram encontradas falhas nessas regiões de fixação na estrada divergindo do resultado encontrado no laboratório.

O objetivo geral desse trabalho foi analisar a dinâmica vibracional do conjunto de motor/transmissão e escapamento relacionando-os com os esforços induzidos à carroceria através da iteração entre a suspensão do veículo e o piso. Essa análise permitiu entender quais são os principais esforços para as respectivas fixações e em que condições ocorrem. Faz parte ainda do objetivo do trabalho a análise da severidade de um ensaio de durabilidade para essas regiões utilizando o simulador “Four-Poster” e a análise da viabilidade de validação experimental utilizando um simulador de estradas que reproduza todos os esforços de entrada do veículo.

Como objetivos específicos destacam-se a especificação da instrumentação e a coleta dos sinais de força, aceleração, temperatura e deformação em pontos da carroceria e da suspensão de um veículo de passeio. A análise desses sinais no domínio do tempo e da frequência e sua edição para a posterior reprodução nos simuladores de estrada. A geração dos sinais de comando dos simuladores utilizando uma técnica iterativa de correção de forma que o veículo obtenha nos parâmetros de controle uma resposta no laboratório semelhante à medida na estrada, dentro de limites especificados de erro. Por fim a correlação entre a resposta dos sensores no veículo submetido ao veículo simulado no laboratório com a sua resposta coletada na estrada através do cálculo de dano a fadiga.

O primeiro capítulo desse documento apresenta uma breve introdução ao assunto da dissertação. O capítulo 2 contém a revisão bibliográfica apresentando primeiramente uma

evolução tecnológica da carroceria com ênfase nos aspectos relacionados ao seu desempenho em durabilidade com uma apresentação da suspensão do veículo e em seguida os esforços induzidos ao veículo são abordados. A seqüência do capítulo apresenta o processo de falha da carroceria, as ferramentas utilizadas na medição e análise de sinais. Ao final é abordado o desenvolvimento dos ensaios de durabilidade acelerados em laboratório.

No capítulo 3, o procedimento experimental é descrito mostrando detalhes da instrumentação e das medições, bem como o procedimento de análise dos dados. No capítulo 4 são apresentados os resultados assim como as discussões. As conclusões são mostradas no capítulo 5 e no capítulo 6 as recomendações para trabalhos futuros que o autor acredita ser o desenvolvimento subsequente dessa pesquisa. Ao final do documento, apresenta-se a lista das referências bibliográficas consultadas no desenvolvimento do trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. A carroceria

A carroceria é definida como a estrutura do veículo responsável por abrigar os ocupantes, promover a sua segurança, proporcionar conforto, privacidade e bem estar. Essa estrutura complexa possui interface com os demais componentes e sistemas que formam o veículo. Ela é dimensionada para resistir aos esforços induzidos nas mais diversas condições de serviço, proteger os ocupantes em caso de acidentes através da absorção da energia de impacto e isolar os ocupantes de forma acústica e vibracional dos sistemas mecânicos do veículo e do ambiente externo.

Dentre muitos atributos de projeto um dos mais importantes parâmetros para o desempenho estrutural é a sua característica global de rigidez. A rigidez da carroceria possui uma importante contribuição no comportamento vibracional, funcional, de dirigibilidade e de durabilidade do veículo. É importante assegurar que sob uma condição de carregamento as deflexões ocorridas não gerem ruído, não prejudiquem a função do veículo como impedir que as portas se fechem ou mesmo alterem a geometria da suspensão (BROWN et al, 2002).

Para análise do comportamento global da carroceria duas definições são utilizadas como avaliação qualitativa de veículos, sendo a rigidez à flexão e a rigidez à torção. A rigidez à flexão representa a resistência que a carroceria oferece para os carregamentos verticais simétricos. A rigidez à torção está relacionada com a deflexão angular ao longo do eixo longitudinal que ocorre em função das forças verticais assimétricas que induzem o momento de torção, sendo esse momento um dos principais responsáveis por problemas de durabilidade da carroceria (VIDAL, 2000).

Em meados de 1920 quando a produção em massa de veículos se estabeleceu o padrão de construção era o chassi (plataforma) separado da carroceria (BROWN et al, 2002). Isso permitiu flexibilidade da produção incorporando a uma estrutura separada todos os componentes mecânicos do veículo. O chassi se constituía de uma estrutura quase plana formada por perfis U inteiros no comprimento do veículo (longarinas) e rebitados a componentes transversais unidos a 90° formando uma estrutura tipo quadro (BROWN et al, 2002).

Quando submetida ao carregamento vertical da suspensão essa estrutura sofre flexão ao longo do eixo transversal, torção ao longo do eixo longitudinal e cisalhamento nas uniões. Esse tipo de chassi oferece uma resistência à torção muito baixa e como nas estradas acidentadas a torção é o carregamento mais importante a falha da estrutura era freqüente. A literatura da época retrata uma considerável atenção ao dimensionamento da estrutura somente para seu comportamento à flexão como no livro de Donkin (1926) citado por Brown et al 2002. Na Figura 1 encontra-se um exemplo de chassi construído com as longarinas em perfil U.

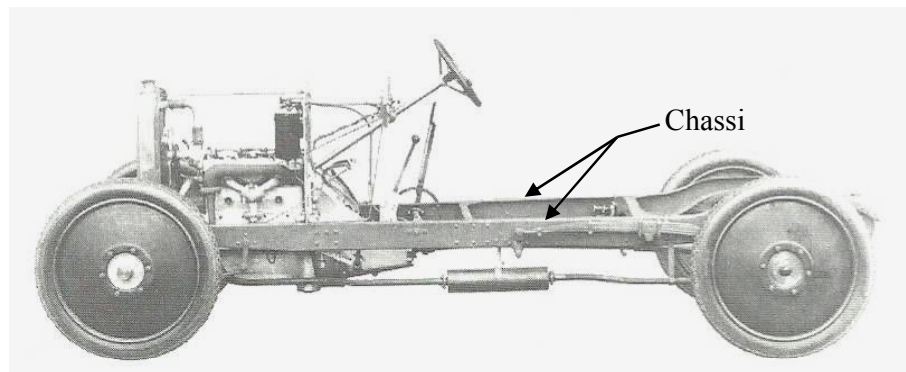


Figura 1. Chassi formado por longarinas de seção U - Brown et al (2002).

A carroceria era construída de madeira e aberta como as carruagens, o que a conduzia a uma rigidez muito baixa. As carrocerias não eram dimensionadas para suportar as forças induzidas pela estrada somente suportava seu peso próprio os passageiros e as bagagens.

As primeiras experiências utilizando componentes metálicos na fabricação de carrocerias, introduzindo uma maior rigidez à torção, foram marcadas por sérios problemas de ruído entre o chassi e a carroceria e também trincas em vários pontos que foram, involuntariamente, induzidos ao transporte de cargas estruturais. Isso ocorreu devido ao chassi e carroceria serem duas estruturas separadas atuando como duas molas de torção em paralelo. Para molas em paralelo a carga é dividida entre as molas na proporção de sua rigidez. Assim, nesse caso, a carroceria por ter maior rigidez à torção recebeu a maior parte da carga induzida pela estrada, não tendo ela sido dimensionada para tal situação (BROWN et al, 2002).

Com o passar dos anos esse conhecimento foi adquirido pela experiência e as carrocerias foram construídas para oferecer baixa rigidez à torção através do uso de uniões flexíveis entre os componentes de madeira e a cobertura externa feita de materiais como o tecido (BROWN, et al, 2002).



Contudo, a configuração de carroceria feita de madeira e recoberta por tecido não era viável para uma produção em massa que se exigia em meados de 1930. A necessidade de uma produção de maior volume conduziu ao uso extenso das chapas de aço conformadas unidas por rebite ou solda para a fabricação das carrocerias. Isso gerou um aumento significativo da rigidez, principalmente à torção, devido aos painéis de aço. Porém, a configuração do veículo ainda permanecia, chassi e carroceria separados.

Como a estrutura do chassi ainda permanecia com longarina em perfil U com baixa rigidez à torção comparada agora a carroceria feita em aço estampado gerou-se muitos problemas de durabilidade nas regiões de união e várias abordagens foram feitas na tentativa de solucionar esse problema.

Uma das formas foi a adoção de elastômeros entre o chassi e a carroceria que atuavam como molas de torção. Esses suportes em elastômero formam com a carroceria uma cadeia de molas em série. Para esse sistema a rigidez global é menor que aquela dos componentes individuais. O efeito da redução da rigidez do conjunto carroceria e suportes foi a redução da carga de torção recebida (BROWN, et al, 2002).

O oposto dessa abordagem foi o aumento da rigidez do chassi na tentativa de aumentar a sua proporção na absorção do momento de torção. A solução adequada ao chassi de perfil em U foi a adoção de travessas cruzadas unindo as longarinas. No meio dos anos 30 (século 20) a necessidade da rigidez à torção já estava aceita tendo a literatura da época apresentado chassis de travessas cruzadas com rigidez à torção entre 1000Nm/deg e 1750Nm/deg como descrito no artigo de Booth (1938) *ibid* Brown et al, 2002.

Outra maneira de aumentar a rigidez à torção do chassi foi a substituição dos perfis U por seções fechadas tipo “caixa”. Esse tipo de seção trouxe um ganho considerável de rigidez à torção para os veículos da década de 30 no século 20.

Com a percepção de que a carroceria em aço estampado oferecia uma rigidez à torção e à flexão muito superior ao chassi iniciou-se em alguns projetos uma integração entre a carroceria e o chassi. Esses foram unidos através de uma infinidade de parafusos como mostrado na Figura 2. As setas mostram os pontos de fixação entre a carroceria e o chassi. Essa abordagem foi a precursora da estrutura integral utilizada nos automóveis de passeio dos dias de hoje.

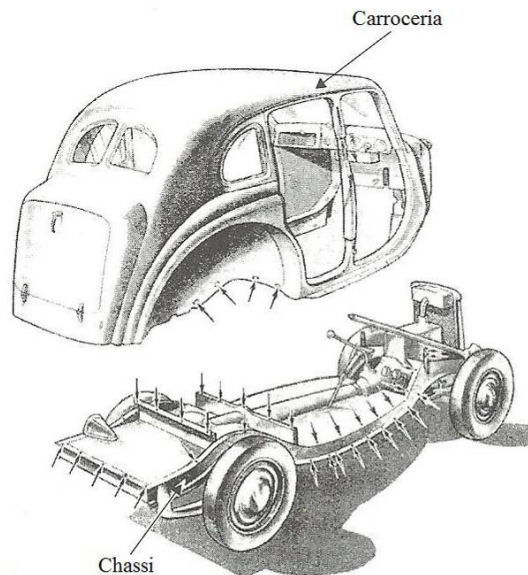


Figura 2. Carroceria unida ao chassi através de parafusos – fonte: Brown et al, 2002.

Estruturas de chassi e carroceria separadas são ainda utilizadas em veículos utilitários e comerciais como pick-up e caminhões.

As carrocerias modernas são estruturas integradas ao chassi (estrutura monobloco) produzidas através de chapas de aço estampadas e unidas através de um processo de soldagem. O processo mais difundido é a soldagem por resistência elétrica por pontos, porém muitas partes são unidas por rebites, adesivo estrutural, soldagem a laser ou outros métodos, às vezes utilizados para locais particulares. O primeiro veículo produzido em massa utilizando a estrutura monobloco, mostrada na Figura 3, foi o Citroën 11CV o qual foi comercializado de 1934 a 1956.



Figura 3. Citroën 11CV de 1934 – fonte: Brown et al, 2002.

Nos anos que se seguiram o desenvolvimento da carroceria foi impulsionado pelos requisitos de segurança, desempenho e custo. Uma das preocupações da indústria automotiva é a redução de massa do veículo com o intuito de aumentar a segurança, melhorar o consumo de combustível e seu desempenho.

Novos materiais foram introduzidos na fabricação da carroceria como polímeros e ligas de alumínio. Com crescente aplicação, principalmente do alumínio, como no Audi A8 lançado em 1997 apresentando uma carroceria inteiramente em alumínio, as fabricantes de aço foram forçadas a apresentar uma resposta. Nesse cenário, um consórcio formado de 35 produtores de chapa de aço de 18 países criou um projeto chamado ULSAB (Ultra Light Steel Auto Body) no início de 1994.

Em setembro de 1995, o consórcio anunciou os resultados da fase de conceito: a concepção de um sedan de tamanho médio típico mostrando uma redução de peso de até 36 por cento na estrutura do veículo de aço e, o desempenho melhorou substancialmente quando comparado às médias aferidas na mesma classe - a um custo menor do que a necessária para produzir uma estrutura do veículo típico da época.

Em 1998, o Consórcio apresentou à indústria automotiva uma carroceria sedan, como mostrada na Figura 4, com conceitos modernos a serem utilizados nos desenvolvimentos futuros. Com a utilização de aços de alta resistência, seções criadas por hidroconformação de tubos, blanks soldados a laser com diferentes espessuras (taylor blanks) e chapas sandwich o projeto mostrou que foi possível uma redução de cerca de 30% no peso com melhoria da segurança e aumento de rigidez comparada a uma estrutura tradicional (ULSAB, 1998).

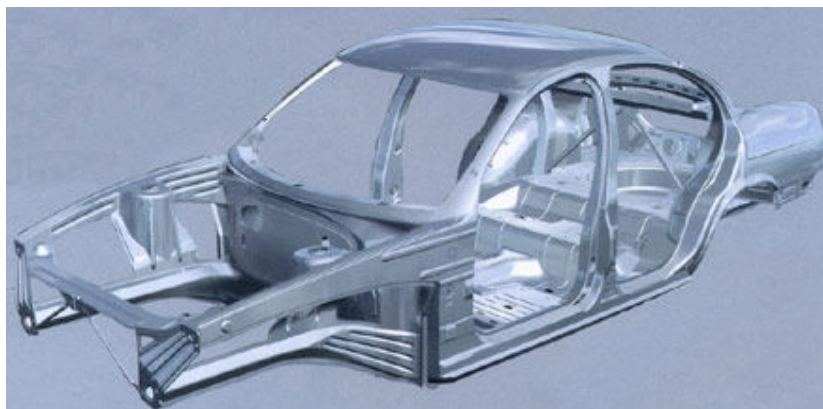


Figura 4. Carroceria apresentada pelo Consórcio ULSAB – fonte: ULSAB 1998.

No estudo da durabilidade da carroceria um sistema que possui extrema importância e não pode deixar de ser considerado é a suspensão do veículo. A suspensão tem a função de manter os pneus em contato com a estrada com variações mínimas de força, assegurar a estabilidade direcional mantendo a posição de direção e fornecer flexibilidade vertical isolando a carroceria das irregularidades da estrada e fornecendo conforto aos passageiros (GILLESPIE, 1992). Durante uma curva a suspensão deve ainda minimizar a rolagem da carroceria que ocorre devido à força centrífuga sobre o centro de massa do veículo. A suspensão é o sistema de integração entre a carroceria e o piso transmitindo à carroceria os esforços que são gerados devido a imperfeições da estrada e eventos realizados pelo condutor.

As propriedades importantes de uma suspensão para a dinâmica do veículo são primariamente vistas na análise cinemática e na sua resposta para as forças e momentos que ela deve transmitir dos pneus para a carroceria. Outras características consideradas no projeto são: custo, peso, espaço para instalação e a facilidade de fabricação e montagem (GILLESPIE, 1992).

Para os veículos de passeio comercializados no Brasil é muito comum a utilização da suspensão dianteira tipo MacPherson e para a suspensão traseira a aplicação do eixo de torção. A suspensão McPherson surgiu em 1949 na dianteira do Ford Vedette francês, no Brasil o primeiro veículo foi o Simca Chambord. Trata-se de um sistema simples e eficiente de suspensão independente muito aplicado nos veículos de tração dianteira. Essa suspensão fornece maior vantagem em termos de espaço requerido para instalação para motores transversais e devido a separação dos pontos de fixação na carroceria ela se ajusta bem às estruturas monobloco (GILLESPIE, 1992).

Conforme Figura 5, a configuração típica dessa suspensão consiste em uma coluna telescópica com mola helicoidal e amortecedor concêntrico fixados na parte superior por um coxim à carroceria e com a roda fixada na parte inferior. O braço oscilante conecta esse conjunto à travessa mecânica (ou sub-chassi) e mantém o conjunto em câmbio. A fixação superior na carroceria (torre do amortecedor) recebe todo o esforço vertical da suspensão. Os esforços laterais e longitudinais são transmitidos pelo braço oscilante à travessa mecânica e através de suas fixações à carroceria.

Como característica o amortecedor possui função estrutural o que faz com que os esforços suportados pela haste sejam muito superiores aos existentes em suspensões onde o amortecedor não desempenha esse papel. A força lateral na roda induz flexão a haste do amortecedor aumentando seu atrito com a guia e entre o pistão e o tubo alterando a rigidez efetiva da suspensão. Esse efeito é reduzido utilizando a montagem da mola em ângulo com relação a roda (GILLESPIE, 1992).

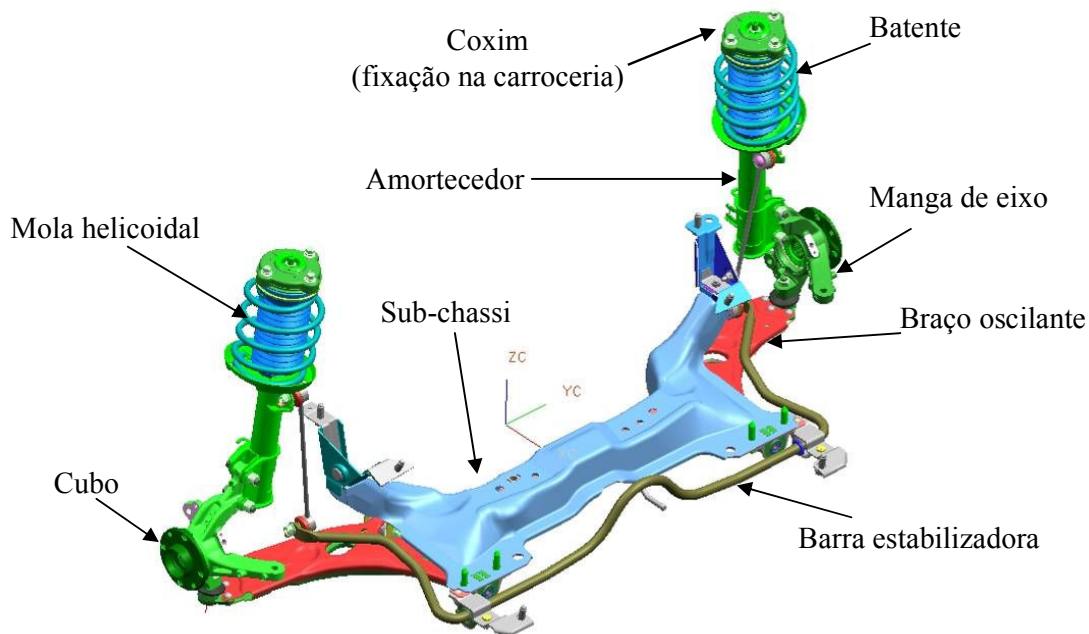


Figura 5. A suspensão MacPherson - cortesia FIAT Automóveis.

A idéia da suspensão tipo eixo de torção nasceu com o Citroën 7 de 1934. O próprio eixo primeiro tubular e logo depois de seção cruciforme pode se torcer e, com isso, proporcionar alguma independência entre as rodas traseiras. O efeito é similar, porém com um desempenho inferior a uma suspensão independente.

Após a Segunda Guerra Mundial, se popularizou pelos carros de tração dianteira do grupo Volkswagen e hoje está presente em muitos carros pequenos e médios no mundo. Entre os automóveis nacionais atuais, exemplos como o Chevrolet Agile e Astra e Vectra; Volkswagen Gol, Fox e Pólo; os Ford Ka e Fiesta; Fiat Uno, Palio, Siena, Idea e Punto; Renault Clio e Mégane, Toyota Corolla, Honda Fit e Citroën C3 utilizam essa solução de suspensão traseira.

O eixo de torção costuma ter a forma de um "H" visto de cima, como mostrado na Figura 6, em que os traços verticais da letra correspondem aos braços fixados à carroceria do veículo, na parte dianteira, e às rodas na parte traseira. O traço horizontal representa o próprio eixo de torção formado por uma viga em forma de U ou C. Sobre os braços estão montados as molas helicoidais e os amortecedores (concêntricos ou não). Nessa suspensão a reação ao esforço vertical está dividida em três pontos: a fixação do eixo na carroceria, a região de apoio da mola helicoidal (a maior parte) e na fixação do amortecedor. As cargas laterais e longitudinais são sustentadas pela fixação do eixo na carroceria na extremidade dianteira do braço.

Em princípio, a possibilidade de se torcer torna esse eixo um grande estabilizador, dispensando esta barra em muitos casos. Todavia, o fabricante pode adicioná-lo caso deseje maior resistência à rolagem ou ainda utilizar uma mola helicoidal com maior flexibilidade. Além disso, a simplicidade desse sistema de suspensão que possui poucos componentes e que ocupa pouco espaço na parte de trás do veículo possibilita que se utilize ao máximo o porta malas. Essa simplicidade aliada a características cinemáticas favoráveis como a pequena mudança de convergência das rodas e pequena alteração do ângulo de câmbor com o movimento da suspensão faz com que esse tipo de suspensão seja bem aceito e largamente empregado na indústria automotiva.

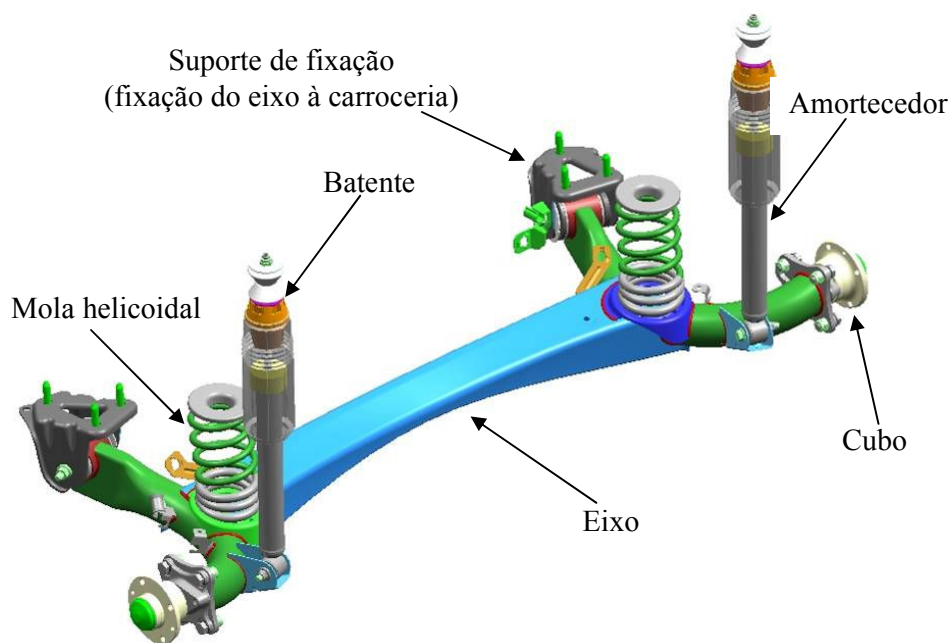


Figura 6. Eixo de torção – cortesia FIAT Automóveis.

## 2.2. Forças induzidas à carroceria

As cargas induzidas à carroceria pela suspensão do veículo podem ser reduzidas a dois eventos principais: sobrecargas instantâneas e dano devido a fadiga. As sobrecargas ocorrem em situações eventuais e não são consideradas no dimensionamento da estrutura como cargas que induzem a fadiga. Elas caracterizam-se por sua duração curta e altas amplitudes. As sobrecargas ocorrem em acidentes ou condições de abuso na utilização do veículo. Como exemplo tem-se: grandes buracos, frenagem de pânico, batida no meio-fio, etc. Essas cargas são de caráter eventual e possuem como critério de aceitação a manutenção da função do veículo ou uma deformação permanente limitada (BROWN et al, 2002).

As cargas que induzem a estrutura do veículo à falha são também chamadas cargas de serviço. Elas são induzidas no uso diário do veículo, dependendo sua natureza do tipo de pavimento ou manobra submetida. Exemplos como o calçamento, estradas acidentadas, curvas, frenagens buracos e obstáculos induzem esforços à estrutura que com os anos podem gerar a uma falha.

Nesse caso os critérios de aceitação do dimensionamento incluem: ciclos ou distância para o surgimento de uma trinca, propagação da trinca limitada, nenhuma trinca que comprometa a integridade estrutural do veículo. As cargas de fadiga se caracterizam pelo seu comportamento temporal complexo com menores amplitudes, comparadas as sobrecargas, porém com um grande número de ocorrências (BROWN et al, 2002).

Na análise dos esforços atuantes na estrutura do veículo cabe primeiramente apresentar o sistema de coordenadas da Figura 7. Nesse sistema os eixos longitudinal, lateral e vertical estão representados pelas letras  $x$ ,  $y$  e  $z$  respectivamente. Considerando o veículo como um corpo de massa concentrada no centro de gravidade (C.G.) na direção do eixo  $z$  atua a força vertical gerada pela a massa do veículo. No eixo  $y$  atua a força lateral induzida pela manobra de curva e no eixo  $x$  a força longitudinal que ocorre na frenagem. Os momentos  $M_y$  e  $M_z$  para a carroceria representam os momentos de flexão nos planos vertical e longitudinal respectivamente. O momento  $M_x$  está relacionado ao momento de torção. Esse conjunto de forças de inércia geradas pelo movimento do veículo é função da massa do veículo, da carga transportada e da aceleração (ALMACINHA, 1986).

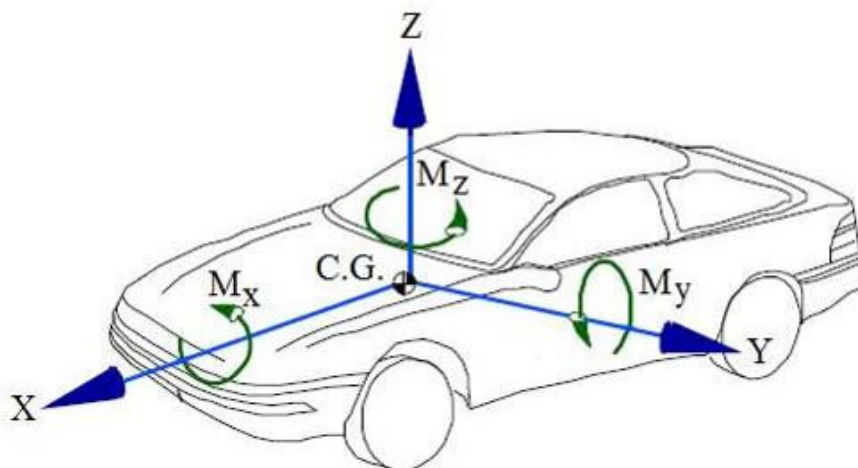


Figura 7. Eixo de coordenadas do veículo – fonte Gillespie (1992).

As cargas de fadiga induzidas à carroceria podem ser de caráter global ou local. As cargas locais são aquelas que ocorrem, por exemplo, ao fechar a porta, ao acionar o freio-de-mão, ao se apoiar no banco, pela vibração do conjunto de motor ou do sistema de escapamento, etc. As cargas globais, por sua vez, afetam a estrutura como um todo sendo as principais conforme descrito por Brown et al 2002:

- a) Vertical simétrica – a força vertical simétrica nas quatro rodas do veículo gera o movimento vertical da carroceria em fase e momento de flexão  $M_y$  à carroceria. A força vertical simétrica entre os lados do veículo induz ao veículo o momento de arfagem ou mergulho pela defasagem que ocorre entre os eixos ao atingir o mesmo obstáculo. A defasagem é dada pela razão entre a distância entre eixos do veículo e a velocidade de tráfego. O movimento de mergulho do veículo é o principal causador das acelerações longitudinais de acordo com Gillespie (1992);
- b) Vertical assimétrica – a força vertical assimétrica entre os lados do veículo, porém mantendo-se a mesma fase entre os eixos induz à carroceria o momento de rolagem comumente percebido nas manobras de curva. Quando a força vertical é assimétrica entre os lados com reação igual e oposta entre os eixos ocorre o momento de torção  $M_x$  na carroceria;



- c) Longitudinal – a força longitudinal tem sua origem pela aceleração, frenagem, buracos, obstáculos ou operação de reboque. Podendo ser induzida também pelo desbalanceamento do conjunto girante da suspensão;
- d) Lateral – a força lateral é causada principalmente pela reação nos pneus à força centrífuga atuante no centro de massa do veículo nas manobras de curva. A força centrífuga causa o momento de rolagem da carroceria e transferência de massa entre os lados do veículo o que pode induzir a um momento de torção na carroceria em função da diferença de rigidez entre a suspensão dianteira e traseira.

Na utilização real nenhum desses carregamentos ocorre de forma isolada. O que se encontra é uma combinação de dois ou mais dependendo da manobra ou do evento.

#### 2.2.1. A força vertical

A carga vertical induz os momentos de flexão e torção à carroceria. Devido a isso no dimensionamento das carrocerias as medições de rigidez global da estrutura sob flexão e sob torção são de fundamental importância e são utilizadas como um índice de classificação de qualidade da estrutura (BROWN et al, 2002).

O caso mais simples da força vertical ocorre quando as quatro rodas do veículo atingem um obstáculo de mesma geometria ao mesmo tempo gerando uma reação vertical na suspensão de mesmo módulo e em fase. Ao percorrer uma estrada com estas características a carroceria irá experimentar o movimento de oscilação vertical cuja frequência de ressonância varia entre 1Hz e 2Hz para a maioria dos veículos de passeio. Essa frequência é um resultado da massa suspensa (massa da carroceria e sistemas nela fixados) e a rigidez efetiva da suspensão resultante de uma rigidez em série das molas e pneus (GILLESPIE, 1992).

Quando ambas as rodas encontram um obstáculo ao mesmo tempo em um eixo ocorre a força vertical simétrica e momento de flexão puro é induzido à carroceria. Nesse caso todos os componentes montados no pavimento como: conjunto do motor e transmissão, sistema de escapamento, e toda a massa suportada geram uma força de inércia local. Essa força induz a tensões no pavimento e estrutura de sustentação. Uma característica desse esforço é a

defasagem, pois as rodas passam pelo mesmo obstáculo com um atraso decorrente da razão entre a distância entre os eixos do veículo e a velocidade de tráfego. Esse tipo de esforço vertical induz ao veículo o momento de arfagem (mergulho) e possui frequência de ressonância próxima ao do movimento vertical da carroceria (GILLESPIE, 1992).

A combinação entre o movimento vertical da carroceria e o movimento de arfagem determina o comportamento da aceleração vertical e longitudinal do veículo segundo Gillespie (1992).

O caso da carga vertical assimétrica que ocorre quando uma roda em um eixo encontra um obstáculo ou cai em um buraco gera o momento de torção em conjunto com flexão. Estudos têm mostrado ser o momento de torção o mais severo para o dimensionamento a carroceria do veículo (VIDAL, 2000).

Diferentes veículos irão experimentar diferentes momentos de torção para uma altura de obstáculo (deslocamento vertical da suspensão) dependendo de suas características mecânicas e geométricas. O torque gerado está relacionando a rigidez à rolagem (vertical) das suspensões dianteira e traseira e também da rigidez à torção da carroceria (BROWN et al, 2002). Essas três molas de torção atuam em série sendo a rigidez total do sistema  $K_{total}$  calculada como mostrado pela Equação 1. Onde  $K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$  representam respectivamente a rigidez à rolagem da suspensão dianteira, da suspensão traseira e a rigidez à torção da carroceria (Nm/rad).

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} \quad (1)$$

Como a rigidez da carroceria  $K_3$  é muito maior que a rigidez da suspensão sua contribuição para o ângulo de torção  $\alpha$  é desprezível e esse termo pode ser suprimido da Equação 2 (BROWN et al, 2002).

Na Figura 8 tem-se um esquema da força vertical assimétrica no eixo de um veículo. Nessa figura a letra “B” representa a bitola em metros,  $F_L$  e  $F_R$  às forças verticais de reação nos lados esquerdo e direito do veículo em Newton e “d” o deslocamento vertical da suspensão em metros.

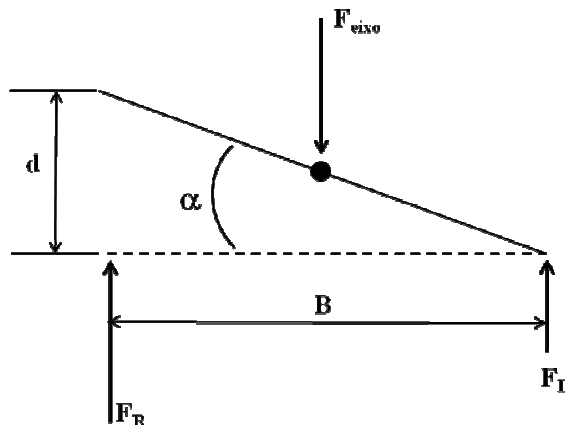


Figura 8. Representação do momento de torção – BROWN et al, 2002, p.18.

Utilizando a notação da Equação 1 e da Figura 8 de acordo com Brown et al, 2002, o momento de torção  $T$  pode ser calculado como na Equação 2. Nessa Equação o ângulo de torção  $\alpha$  (rad) equivale à razão entre o deslocamento da suspensão “ $d$ ” e a bitola “ $B$ ” do veículo.

$$T = K_{TOTAL}\alpha \quad (2)$$

O momento de torção atinge seu valor limite quando uma das rodas deixa o chão. Nessa situação uma das reações verticais é nula e toda a carga do eixo é sustentada em uma das rodas. O momento máximo ( $T_{MAX}$ ) é calculado de acordo com a Equação 3. De acordo com Almacinha e Dinis, 1986,  $F_{eixo}$  é a carga continha no eixo de menor massa do veículo.

$$T_{MAX} = F_{eixo} \frac{B}{2} \quad (3)$$

Assim como a massa suspensa, a massa não suspensa formada pelo pneu, roda, freio, eixo/árvore e componentes da suspensão também possui uma frequência de vibração de corpo rígido que induz à carroceria forças verticais. Para veículos de passageiros uma frequência típica da massa não suspensa é de aproximadamente 10Hz. Atritos na suspensão irão aumentar a rigidez efetiva para faixas entre 12Hz e 15Hz (GILLESPIE, 1992).

Devido às propriedades de isolamento do sistema de suspensão uma análise do espectro de aceleração na carroceria irá apresentar uma alta amplitude na sua frequência natural com ganho variando entre 1,5 a 3. Na faixa de frequência da massa não suspensa a atenuação é

moderada normalmente apresentando um ganho de 1 a após essa frequência natural ocorre uma rápida atenuação da aceleração (GILLESPIE, 1992).

A estrada, por sua vez, induz ao sistema de suspensão os deslocamentos verticais que irão produzir as acelerações no veículo. O espectro de aceleração do perfil de estrada apresenta maiores amplitudes para o veículo em frequências mais altas e, portanto, tem o potencial mais elevado de excitar vibrações de frequências mais altas. A amplitude da excitação da estrada aumenta com o quadrado da velocidade do veículo (GILLESPIE, 1992). Assim quanto mais altas forem as frequências naturais da carroceria e suspensão maior serão as amplitudes dos carregamentos induzidos ao veículo.

### 2.2.2. A força longitudinal

As cargas longitudinais têm origem em três eventos: a aceleração, frenagem e o impacto na roda (ALMACINHA e DINIS, 2002, p.18). Na Figura 9 pode-se ver um esquema da distribuição de esforços na frenagem.

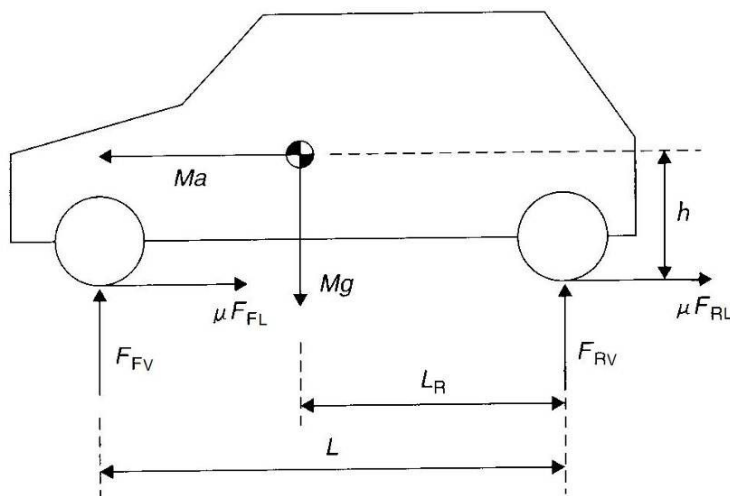


Figura 9. Distribuição dos esforços na frenagem.

Como a força de frenagem atuante no contato entre o pneu e solo está deslocada na vertical de uma distância  $h$  do centro de massa do veículo ocorrerá transferência de massa do eixo traseiro para o dianteiro. Utilizando a condição de equilíbrio das forças longitudinais e dos

momentos em um eixo do veículo obtêm-se a Equação 4 e Equação 5 para as forças longitudinais no eixo dianteiro e traseiro respectivamente (BROWN et al, 2002, p.21).

$$F_F = \frac{Mg(L_R + \mu h)}{L} \quad (4)$$

$$F_R = \frac{Mg(L_F - \mu h)}{L} \quad (5)$$

A força longitudinal gerada pela frenagem ou aceleração possui um comportamento estático variando sua amplitude em frequência abaixo de 0,5Hz.

A força longitudinal gerada por um obstáculo ao bater o conjunto pneu/roda contra um degrau está representada na Figura 10.

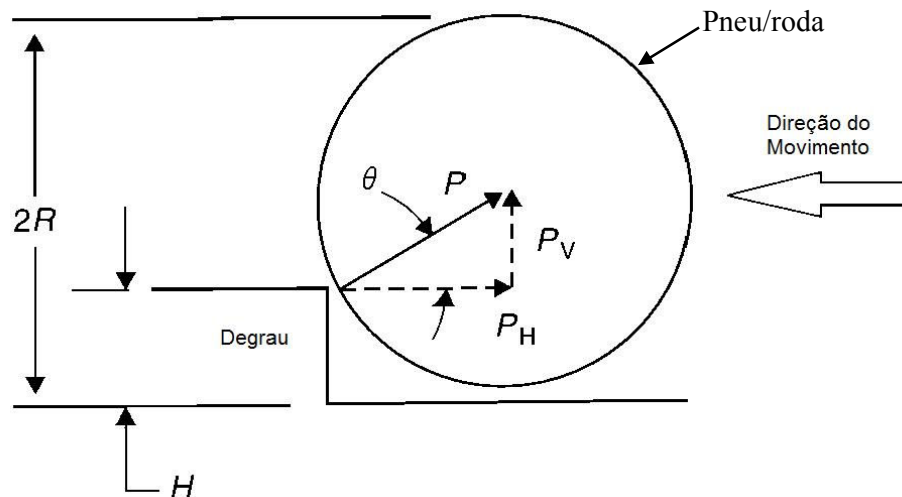


Figura 10. Distribuição de esforços na batida do pneu/roda contra um degrau.

Assumindo a condição estática de equilíbrio onde a resultante na roda passa pelo seu centro, tem-se a relação entre  $P_H$  e  $P_V$  expressa na Equação 6.

$$P_H = \frac{P_V \cos \theta}{\sin \theta} = \frac{P_V}{\tan \theta} \quad (6)$$

O seno do ângulo pode ser escrito em função da altura do degrau e do raio do conjunto pneu/roda como na Equação 7.

$$\text{sen}\theta = \frac{(R-H)}{R} = 1 - \left(\frac{H}{R}\right) \quad (7)$$

Portanto para uma mesma altura de degrau  $H$  e força vertical  $P_V$  a força longitudinal  $P_H$  depende do raio  $R$ . Uma roda menor resultará em uma força longitudinal maior. O mesmo efeito tem o aumento da altura do degrau, pois o termo da tangente se aproxima de zero. Essa Equação não considera os efeitos dinâmicos como a inércia. Uma melhor estimativa da força longitudinal pode ser feita através da utilização de um fator dinâmico de carga (BROWN et al, 2002, p.22).

### 2.2.3. A força lateral

De uma forma muito simplificada a distribuição de esforços laterais nos eixos de um veículo durante uma curva, de acordo com Brown et al, 2002, pode ser vista na Figura 11.

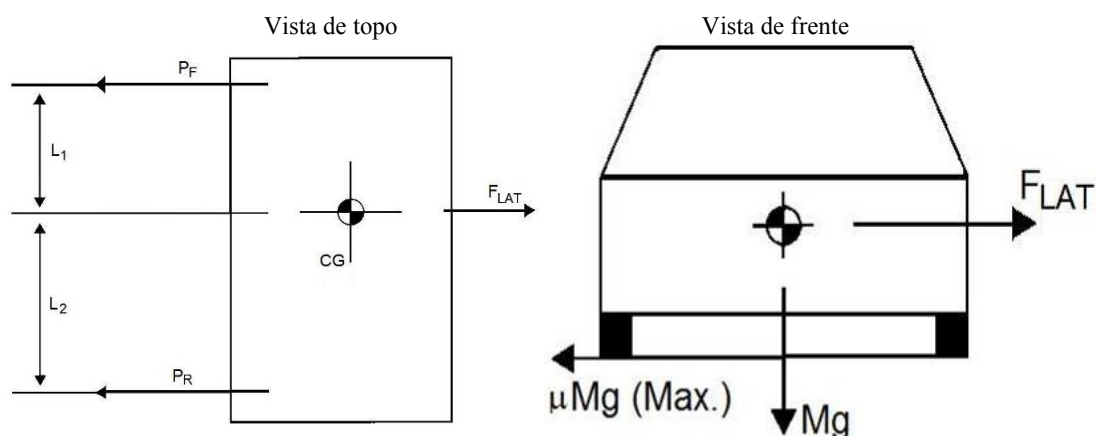


Figura 11. Distribuição de esforços na curva.

A força lateral máxima está relacionada com a força vertical no eixo e o coeficiente de atrito entre pneu e solo. Com a Equação 8 e Equação 9 pode-se obter uma primeira aproximação para o módulo da força lateral nos eixos dianteiro e traseiro respectivamente. Essas equações foram obtidas pela condição de equilíbrio dos momentos em torno do eixo vertical no centro de gravidade. Essa condição assume um equilíbrio estático do momento de guinada. Como na frenagem, no caso da curva ocorre transferência de massa para as rodas externas da curva devido à altura  $h$  do centro de gravidade.

$$P_F = \frac{(F_{LAT}L_2)}{(L_1 + L_2)} \quad (8)$$

$$P_R = \frac{(F_{LAT}L_2)}{(L_1 + L_2)} \quad (9)$$

As forças verticais simétricas e assimétricas geram, além dos momentos de flexão e torção, cargas de reação localizadas em função da inércia de todo o veículo. Esses esforços são considerados fundamentais no dimensionamento da carroceria (ALMACINHA e DINIS, 1986). As forças laterais e longitudinais, de acordo com Almacinha e Dinis, 1986, são particularmente importantes nas regiões de fixação da suspensão do veículo.

Esses esforços em combinação são transmitidos para a carroceria durante a utilização normal do veículo em função dos eventos anteriormente descritos. A repetição ao longo de anos de utilização do veículo pode levar a estrutura à falha. Contudo, a amplitude desses esforços e seu número de repetições variam em função do veículo, do perfil de utilização do condutor e das vias onde o veículo está exposto.

De acordo com Almacinha e Dinis, 1986, uma estrutura dimensionada para os esforços máximos como máxima força vertical para um dado obstáculo, máxima força longitudinal em frenagem e lateral na curva considerando o valor limite de coeficiente de atrito será durável suficiente.

Assim, muitos fabricantes dimensionam a estrutura utilizando um cálculo estático considerando os efeitos máximos dessas forças de inércia. De uma forma genérica as forças consideradas no projeto estático na Equação 10 e Equação 11.

$$F_i = m_i M \quad (10)$$

$$m_i = \frac{a_i}{g} \quad (11)$$

Porém, mesmo dimensionando a estrutura para as cargas máximas não é uma garantia da não ocorrência de uma falha durante a vida de um veículo. Assim, as indústrias automotivas investem no desenvolvimento e execução de ensaios de forma a assegurar o desempenho em durabilidade de seus produtos, além dos investimentos na fabricação e garantia da qualidade.

### 2.3. A falha na carroceria

A carroceria, na sua forma mais comum, é uma estrutura composta de centenas de componentes de aço estampados de geometria complexa, unidos através de processos de soldagem, por rebites ou ainda através juntas aparafusadas. O processo mais comum de união é a soldagem por resistência elétrica por pontos devido a alta produtividade obtida com esse processo e sua flexibilidade quanto a geometria do componente a ser soldado. Uma carroceria de um veículo de passeio possui cerca de 4000 pontos de solda. Outro processo muito utilizado é a soldagem por resistência elétrica por projeção empregada para a soldagem das porcas das regiões de fixação da carroceria como: suspensão, motor, sistema de escapamento, bancos, cinto de segurança, etc.

Em função dos requisitos de design, segurança e ergonomia a carroceria do veículo possui grandes seções abertas como os vãos: do parabrisa, das portas laterais, da tampa traseira e do capô (VIDAL, 2000). Nessas seções a junção de componentes como longarinas e colunas foram os chamados “nós” da estrutura. A Figura 12 apresenta os nós mais comuns da carroceria de um veículo de passeio. Nessas regiões ocorre, dentre outras, variações de seção transversal, de geometria e rigidez, sendo regiões de concentração tensão (VIDAL, 2000).

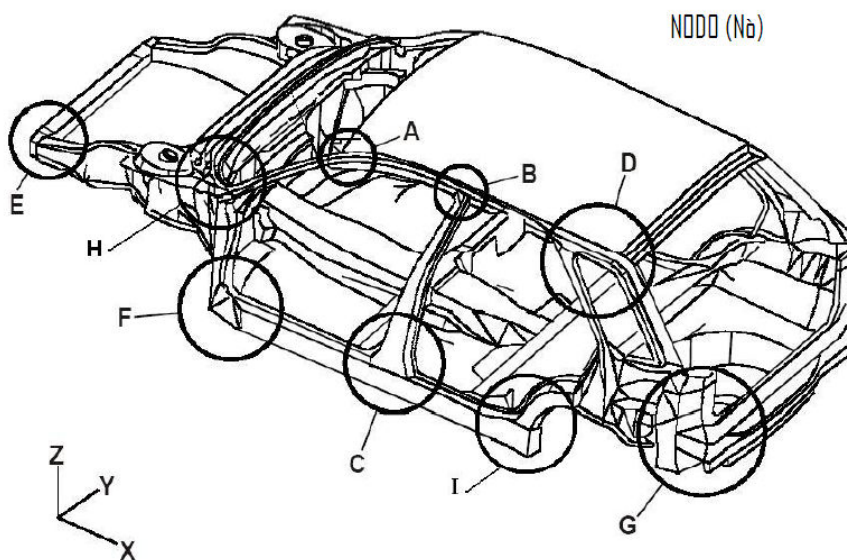


Figura 12. Principais nós da carroceria.



Outras regiões de interesse no estudo da durabilidade da carroceria são os pontos de fixação de componentes mecânicos como a suspensão, motor, sistema de escapamento, dentre outras (FERREIRA, 2010; HE et al, 2010).

A carroceria é submetida em serviço a um carregamento dinâmico complexo que pode conduzir a falha por fadiga. Dessa forma, analisar a durabilidade da carroceria requer analisar as causas que conduzem uma estrutura soldada à falha por fadiga. Na Figura 13 e na Figura 14 encontram-se exemplos de trincas por fadiga na região do nó H e na fixação do sistema de escapamento respectivamente. Essas trincas ocorreram nos ensaios de durabilidade realizados durante a fase de desenvolvimento dos veículos.

A trinca da Figura 13 é típica de peças estampadas iniciando nas extremidades de dobras onde a própria geometria da peça gera concentração de tensão e somam-se a isso as tensões residuais induzidas pelo processo de fabricação.



Figura 13. Trinca no nó H de um veículo de passeio – Fonte Fiat Automóveis S/A.

Na Figura 14 a trinca se iniciou na interface entre o ponto de solda a projeção e a chapa. Na carroceria é comum o surgimento de trincas em regiões de solda devido ao fator geométrico de entalhe e pelas discontinuidades que o processo pode induzir ao material.



Figura 14. Trinca na fixação do sistema de escapamento – Ferreira e Bracarense 2010.

Conforme He et al 2010, a fadiga é o processo de falha mais importante a ser considerado na análise de durabilidade de componentes de carroceria. Eles investigaram a falha na torre do amortecedor dianteiro de um veículo que utiliza suspensão dianteira McPherson. Na Figura 15 pode-se ver a falha na torre do amortecedor dianteiro com o início da trinca na região de dobra da chapa que contém tensões residuais do processo de estampagem.



Figura 15. Trinca na torre do amortecedor dianteiro – He et al 2009.

## 2.4. A falha por fadiga

A falha por fadiga consiste da degradação das propriedades mecânicas de um material ou componente sob carregamento cíclico (LEE et al, 2005). É um fenômeno complexo que depende de uma interação entre o tipo de carregamento que o componente é submetido, o tempo de exposição, as propriedades mecânicas dos materiais, o processo de fabricação da estrutura e o meio ambiente.

A falha por fadiga possui três estágios distintos sendo: a nucleação de uma trinca, sua propagação e por fim a ruptura da estrutura. Na fase de nucleação da trinca, onde a maior parte da vida é consumida, ocorre o surgimento de microtrincas. Estas devido a, na maioria dos casos, a formação de intrusões e extrusões na superfície da estrutura em função do carregamento cíclico. Defeitos superficiais como porosidade, marcas de fabricação ou entalhes geométricos atuam como concentradores de tensão e aceleram o fenômeno.

A fase de propagação da trinca é alvo de estudo da Mecânica da Fratura Linear Elástica – MFLE, onde modelos foram desenvolvidos com o intuito de prever a taxa de crescimento da trinca em função das propriedades do material e características do carregamento imposto. Assim busca-se conhecer o número de ciclos necessários para que a trinca evolua a um tamanho tal que sua taxa de crescimento passe a ser catastrófica. Método empregado na indústria aeronáutica, porém sem aplicação na indústria automotiva que utiliza a vida limitada a fadiga.

Dentro dos modelos desenvolvidos para primeira fase da fadiga a vida é estimada de acordo com o número de ciclos necessários para a nucleação da trinca. Estes podem ser divididos em Fadiga de Baixo Ciclo (Low Cycle Fatigue – LCF) com a falha se apresentando até  $10^4$  ciclos. E a Fadiga de Alto Ciclo (High Cycle Fatigue – HCF) com o surgimento da trinca acima de  $10^4$  ciclos (LEE et al, 2005).

Hoje, a falha por fadiga é uma grande preocupação nos projetos de engenharia em todo o mundo. Conforme Dowling *ibid* Gonçalves (2006), o custo anual que a fadiga de materiais impõe sobre a economia norte-americana é cerca de 3% do seu Produto Interno Bruto (PIB), e uma porcentagem similar é esperada para outros países industrializados.

Estes custos aparecem na ocorrência ou prevenção da falha por fadiga de veículos terrestres e ferroviários, de aeronaves, pontes, guindastes, equipamentos de plantas de potência, estruturas de plataformas marítimas e de uma grande variedade de máquinas e equipamentos, incluindo utensílios domésticos, brinquedos e materiais esportivos.

#### 2.4.1. O desenvolvimento histórico

O desenvolvimento do estudo da fadiga iniciou-se no final do século 19, sendo reconhecida como uma fratura ocorrendo após um grande número de ciclos de carga sem apresentar deformação plástica macroscópica.

Nesse período o trabalho mais significativo foi conduzido por August Wöhler, que estudou a falha de eixos de locomotivas. Ele realizou ensaios de fadiga em eixos sob flexão rotacional sendo a base para as curvas de vida de material.

Em 1870, após 12 anos de trabalho, ele apresentou seu relatório final com as seguintes conclusões: o material pode ser induzido a falha por muitas repetições de tensão, todas as quais abaixo de sua resistência estática. A amplitude de tensão é o parâmetro mais importante para a destruição da coesão do material, porém tensão média de tração atua de forma negativa na vida. Ele também descobriu que existe uma tensão abaixo das qual a falha do material não ocorre mais, chamado limite de fadiga.

Um passo fundamental considerando a fadiga como um fenômeno do material foi dado no início do século 20 por Ewing e Humfrey em 1903. Eles realizaram uma investigação microscópica a qual mostrou que a nucleação da trinca de fadiga ocorre como microtrincas nas chamadas bandas de deslizamento.

O desenvolvimento dos problemas de fadiga foi revisto em dois artigos históricos escritos por Peterson em 1950 e Timoshenko em 1954. Peterson mencionou idéias históricas sobre fadiga como um fenômeno do material e estudos microscópicos conduzidos por Gough e outros pesquisadores em torno de 1930.

Timoshenko discutiu a importância da distribuição de tensão com ênfase na concentração de tensão ao redor de entalhes. Essa importância foi reconhecida por engenheiros no século 19 e o conhecimento foi posteriormente refinado no início do século 20.

No estudo da fadiga sob carregamento de amplitude variável, em 1924 o sueco Palmgren compôs seu famoso artigo sobre acúmulo de dano conhecido hoje como regra de Palmgren-Miner.

Em 1937 o americano Langer estabeleceu uma hipótese idêntica como critério de acúmulo de dano. Ele separou as fases de nucleação e propagação de trinca e sugeriu a soma do dano de um para cada fase.

A hipótese de acúmulo de dano é novamente apresentada em 1945 por Miner sendo ele o primeiro a aplicar com sucesso a teoria por meio de testes.

Teichmann e Gassner expuseram em 1939 que o método *level crossing* não representava o processo real de fadiga. Em 1969 os japoneses Matsuishi e Endo publicaram o método de contagem de ciclos *rainflow*.

O período de 1945 a 1960 foi marcado pela aplicação de um enorme esforço para o desenvolvimento na área de fadiga em função de falhas em todo o tipo de estrutura sob carregamento cíclico, principalmente aeronaves e veículos.

Paris, em 1962, estabeleceu que a taxa de propagação da trinca sob amplitude constante poderia ser descrita através de uma equação que a relaciona com o fator de intensidade de tensão. Essa equação foi um triunfante avanço e é quase exclusivamente utilizada até hoje.

A contribuição fundamental para o cálculo da propagação da trinca sob carregamento de amplitude variável foi fornecida pelo alemão Elber. Em 1968 ele descobriu que após uma elevada carga de tração a trinca se fecha antes da carga ser reduzida a zero.

Embora melhoramentos substanciais no conhecimento do fenômeno da fadiga tenham ocorrido na segunda metade do século 20 devido ao desenvolvimento de novos equipamentos, computadores e análise numérica, alguns conceitos básicos permanecem. Como, por exemplo, que a fadiga em materiais metálicos é devido a um escorregamento cíclico, e concentradores de tensão contribuem para a redução da vida a fadiga.

Mesmo após mais de 100 anos de estudo no fenômeno da fadiga dos materiais e das estruturas, a precisão da previsão da vida a fadiga ainda não é satisfatória para a maioria dos problemas devido à complexidade do fenômeno de acúmulo de dano. Assim, fatores de segurança são necessários na previsão, devendo ser escolhidos baseados na experiência, nas informações de serviço e do espectro de carregamento, no conhecimento das condições de contorno, nas variações estatísticas e na consequência da falha por fadiga (SCHIJVE, 2003). A precisão limitada das previsões realça a importância dos ensaios de simulação reais.

## **2.5. Análise da fadiga baseada na tensão**

### **2.5.1. Conceitos básicos**

Esse método de análise foi o primeiro desenvolvido com seu início em meados de 1800 e se tornou o método clássico de previsão de vida. Nessa abordagem a tensão cíclica é o parâmetro que governa a falha por fadiga tendo como características alto número de ciclos (HCF) e baixa deformação plástica.

O método se baseia na curva SxN (curva de Wöhler) que é obtida submetendo-se um corpo de prova a um carregamento de amplitude constante até a falha. Na Figura 16 encontra-se um exemplo da nomenclatura utilizada para caracterizar o carregamento cíclico empregado nas análises de fadiga. Nessa figura os símbolos representam:

$\sigma_{\max}$  = tensão máxima (pico);

$\sigma_{\min}$  = tensão mínima (vale);

$\Delta\sigma$  = amplitude de tensão =  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ ;

$\sigma_m$  = tensão média =  $(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2$ ;

$\sigma_a$  = tensão alternada =  $\Delta\sigma / 2$ ;

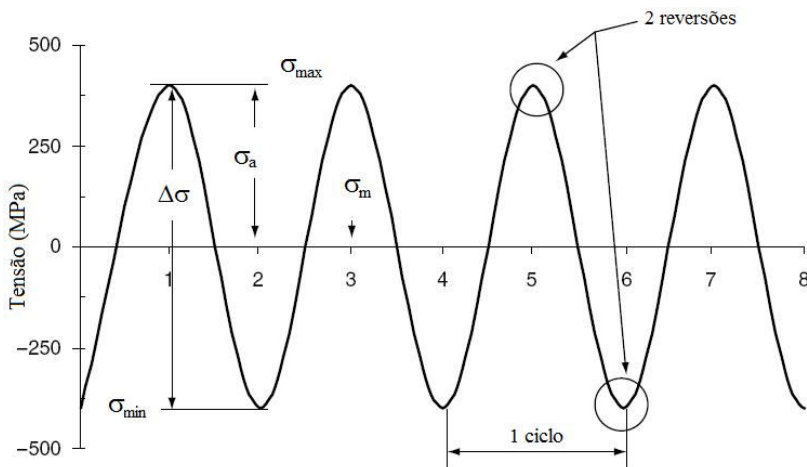


Figura 16. Nomenclatura utilizada para caracterizar um carregamento cíclico.

As tensões máximas e mínimas podem ser obtidas através da tensão média e a tensão alternada na forma da Equação 12.

$$\sigma_{\max, \min} = \sigma_m \pm \sigma_a \quad (12)$$

Outro parâmetro importante nos ensaios de fadiga é a razão de tensão ( $R$ ) definida como sendo  $\sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ . Assim quando  $R = -1$  o ciclo é completamente reverso e a tensão média é zero.

### 2.5.2. A curva SxN

Para gerar dados úteis para o projeto de estruturas contra a fadiga pelo método baseado na tensão, ensaios de fadiga em amostras polidas sob diversos níveis de carregamento com amplitude constante devem ser executados. Esses ensaios realizados normalmente em ciclos completamente reversos são necessários para obter a curva tensão versus número de ciclos ( $SxN$ ) de um determinado material. A tensão cíclica é aplicada até obter à falha da amostra que pode ser definida como sua fratura ou o início de trinca, por exemplo.

Uma curva  $SxN$  padrão está apresentada na Figura 17. Nela observam-se três regiões distintas. A primeira se refere à fadiga de baixo ciclo (LCF) que ocorre para um número de ciclos de  $10^2$  até  $10^3$  ou  $10^4$ . As tensões estão próximas do limite de resistência do material ( $\sigma_u$ ) com o surgimento de deformação plástica macroscópica.

A porção finita da curva utilizada para o dimensionamento a fadiga pelo método de tensão se refere à fadiga de alto ciclo (HCF). O número de ciclos varia entre  $10^3$  ou  $10^4$  a  $10^6$  para o aço. A última porção da figura está relacionada com a vida infinita. O fenômeno da falha por fadiga pode surgir após um longo período com um carregamento próximo do chamado limite de fadiga ( $\sigma_e$ ) ou pode nunca ocorrer. A dispersão é muito grande nessa região. Normalmente ele é definido como  $10^6$  ou  $10^7$  ciclos.

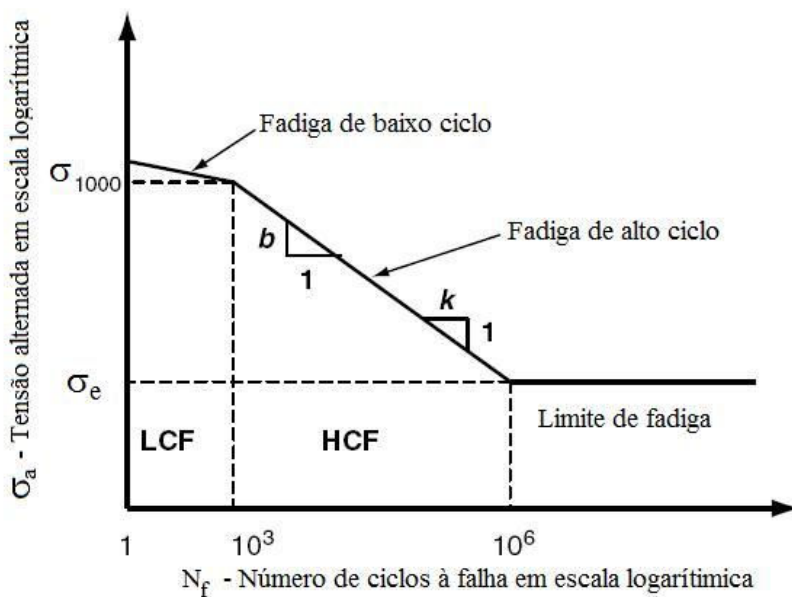


Figura 17. Representação de uma curva SxN padrão.

A Figura 18 apresenta o exemplo de uma curva SxN de amostras não entalhadas do aço A517 sob flexão rotativa. Esse aço possui um limite de fadiga ( $\sigma_e$ ) bem definido, o que pode não ocorrer em aços de alta resistência, alumínio e estruturas soldadas.



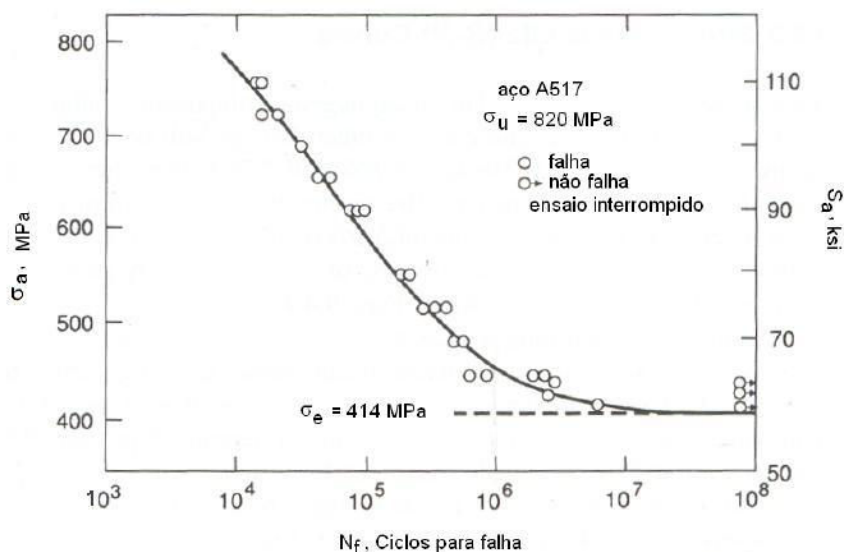


Figura 18. Curva SxN para amostras não entalhadas do aço A517 (GONÇALVES, 2006).

Para a porção finita da curva SxN (fadiga de alto ciclo) foi desenvolvido um modelo analítico conhecido como relação de Basquin (Equação 13). Os dados dessa Equação em um gráfico log-log são vistos como uma reta.

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (13)$$

Nessa Equação,  $b$  é o expoente de resistência à fadiga e  $\sigma'_f$  é o coeficiente de resistência à fadiga - ambos são constantes e dependem da geometria e do material da amostra.  $N_f$  representa o número de ciclos ou número de reversões até o surgimento de uma pequena trinca visível.

O expoente de resistência a fadiga  $b$  representa a inclinação da curva como pode ser visto na Figura 17 e seu inverso  $k$  é dado pela Equação 14.

$$k = -\frac{1}{b} \quad (14)$$

Com os dados de um nível de tensão e número de ciclos ( $\sigma_1, N_1$ ) e a inclinação da curva SxN o número de ciclos a uma determinada tensão pode ser calculada conforme Equação 15.

$$N_2 = N_1 \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^{\frac{-1}{b}} = N_1 \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^k \quad (15)$$

No geral, se o comportamento a fadiga é dominado pelo mecanismo de propagação de trinca, como o caso de juntas soldadas ou componentes com forte entalhe, a curva SxN freqüentemente possui uma inclinação alta ( $b \approx -0,3$ ;  $k \approx 3$ ). Se o comportamento a fadiga é controlado pelo modo de nucleação da trinca como ocorre em componentes polidos e levemente entalhados, a curva SxN torna-se mais plana ( $b \approx -0,15$ ;  $k \approx 7$ ). A Equação 15 indica que no caso de  $b = -0,15$ , um aumento da amplitude de tensão em 10% reduz a vida a fadiga em 53% (Lee et al, 2005).

Assim, a curva SxN fornece a base de dados de fadiga para uma dada geometria, condição de carga e processamento do material para ser utilizada nas análises de resistência e vida a fadiga. Essa base de dados pode ser ajustada de acordo com as condições de um componente real como: entalhes, tamanho, acabamento e tratamento superficial, temperatura e vários tipos de condições de carregamento. Esses fatores de correção são empíricos e são definidos através de ensaios.

A curva SxN para componentes reais ou estruturas representa o comportamento real de fadiga incluindo todas as variáveis previamente mencionadas. Porém se o projeto se altera é necessário refazer a curva SxN para incorporar o efeito da mudança. Isso acarreta custo e tempo no processo de projeto a fadiga. A transferência de resultados de ensaios de fadiga em amostras e até mesmo em componentes como dados de entrada para o projeto de novas estruturas à fadiga consiste em um grande desafio ainda estudado pelos pesquisadores dessa área.

### 2.5.3. O efeito da tensão média

O dano a fadiga sofrido por um componente qualquer está fortemente correlacionado com a amplitude de tensão aplicada e de forma secundária sofre influência da tensão média. Na fadiga de alto ciclo as tensões médias normais têm um efeito significativo na vida do componente podendo causar a abertura e acelerar a taxa de propagação da trinca. Em função de sua natureza ela pode ainda causar o fechamento de microtrincas com o retardo de seu crescimento.

De forma geral a tensão média normal compressiva atua de forma benéfica sendo que a trativa acelera o processo de degradação. Tensão cisalhante média não influencia a abertura de trincas e possui pequeno efeito na propagação.

Os primeiros modelos propostos por Gerber (1874), Goodman (1899), Haigh (1917) e Soderberg (1930) foram propostos para compensar os efeitos da tensão normal média na fadiga de alto ciclo. As representações gráficas mais úteis dos dados de fadiga são as curvas de vida constante de  $\sigma_{\max}$  versus  $\sigma_{\min}$  ou  $\sigma_a$  versus  $\sigma_m$ . Na Figura 19 pode-se ver que esses diagramas de vida constante podem ser determinados experimentalmente através de uma família de curvas SxN geradas com valores específicos de  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$ . No lado direito dessa figura o ponto onde as curvas atingem o eixo horizontal pode ser caracterizado por  $\sigma_y$  (limite de escoamento) ou  $\sigma_u$  (limite de resistência). O aumento da tensão média trativa exige uma redução da amplitude de tensão para se manter a vida do componente.

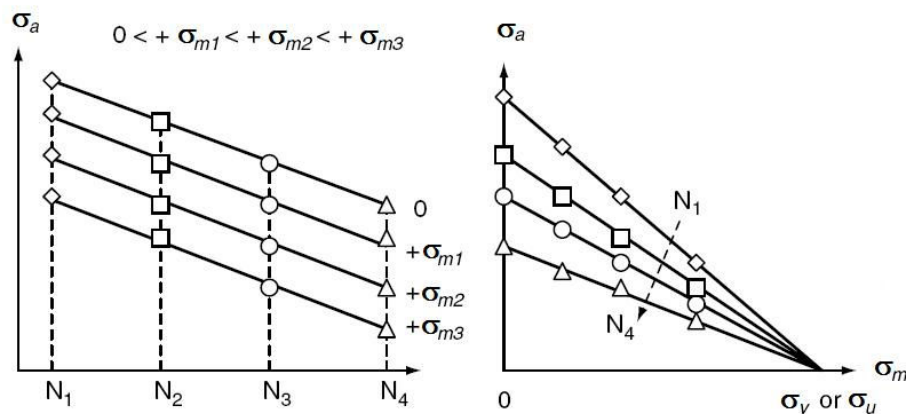


Figura 19. Diagrama de vida constante com coordenadas em  $\sigma_a$  versus  $\sigma_m$ .

Em 1874, Gerber propôs uma representação parabólica dos dados de limite de fadiga de Wöhler em uma curva de  $\sigma_{\max}/\sigma_u$  e  $\sigma_{\min}/\sigma_u$ . Seu modelo para correção da tensão média está descrito na Equação 16.

$$\sigma_e = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2} \quad (16)$$

Em 1899, Goodman introduziu uma linha teórica representando os dados de fadiga disponíveis, baseada em critérios de impacto para o projeto de pontes. O modelo de Goodman segue o mesmo conceito do então proposto por Gerber como descrito na Equação 17.

$$\sigma_e = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (17)$$

Em ambas as equações  $\sigma_e$  é o limite de fadiga para o carregamento completamente reversível que é equivalente ao caso de carregamento com uma amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) e tensão média ( $\sigma_m$ ).

Em 1917, Haigh foi o primeiro a representar dados de fadiga para ensaios em amostras de latão de forma gráfica. A Figura 20 ilustra o diagrama de Haigh dos modelos de Gerber e Goodman. Dois pontos limites caracterizam essa curva: na ordenada se encontra o limite de fadiga normalizado e na abscissa a tensão média máxima é limitada pelo limite de resistência. A curva conecta esses dois pontos nos dois eixos que representam as combinações de amplitude de tensão e tensão média dado no limite de vida a fadiga.

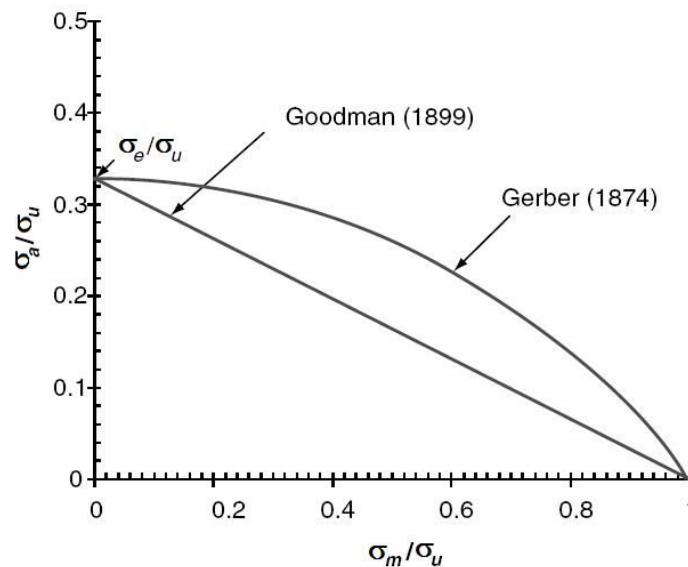


Figura 20. Diagrama de Haigh para as relações de Gerber e Goodman.

Em 1930, Soderberg sugeriu que a tensão média máxima deveria ser limitada pelo limite de escoamento do material e este modelo de correção da tensão média está representado na Equação 18.

$$\sigma_e = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_y}} \quad (18)$$

Esses modelos foram modificados com o intuito de resultar em uma tensão alternada completamente reversa em substituição ao limite de fadiga correspondendo a uma vida específica na região da fadiga de alto ciclo.

A formula de Goodman modificada, apresentada na Equação 19, é simples, funciona razoavelmente bem para tensão média trativa no limite de fadiga (Lee et al, 2005). Ela foi definida para a utilização de materiais dúcteis com ou sem entalhe.

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (19)$$

O efeito benéfico da tensão média compressiva não é corrigido pela Equação o que a torna conservativa. Assim  $\sigma_{ar} = \sigma_a$  quando a tensão média é negativa.

Morrow, em 1968, propôs um modelo baseando-se em que nem o limite de escoamento nem o limite de ruptura seriam apropriados para descrever o comportamento de fadiga do material. Ele sugeriu que a amplitude de tensão mais a tensão média não poderiam exceder o coeficiente de resistência à fadiga do material ( $\sigma'_f$ ). A sua afirmação está descrita na forma do diagrama de vida constante na Equação 20.

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}} \quad (20)$$

A diferença entre as equações de Goodman e Morrow pode ser observada pelo diagrama de Haigh da Figura 21. O fator de sensibilidade à tensão média M determina a inclinação da

linha de Morrow. Esse modelo é menos conservativo e considera a contribuição positiva da tensão média compressiva.

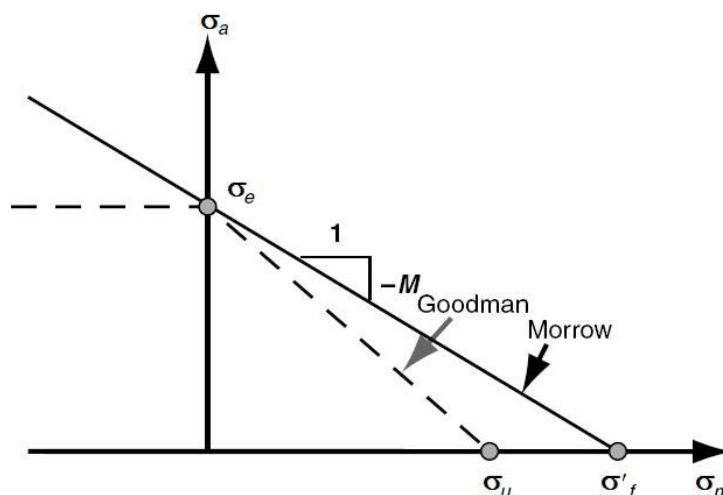


Figura 21. Comparação entre os modelos de Goodman e Morrow.

Outro modelo conhecido é o de Smith, Watson e Topper (SWT), de 1970, na qual a amplitude de tensão equivalente completamente reversa ( $\sigma_{ar}$ ) é expressa conforme Equação 21.

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (21)$$

A Equação é aplicada para  $\sigma_{\max} > 0$  e para  $\sigma_{\max} \leq 0$  ela matematicamente prevê vida infinita pois a trinca de fadiga não se forma sob essas condições.

Para relativamente pequenas tensões médias, os modelos de Morrow e SWT são considerados melhores do que o de Goodman. O modelo de Goodman deve ser utilizado apenas nos casos onde as propriedades de fadiga dos materiais não estão disponíveis. De uma forma geral, o modelo SWT correlaciona-se aos dados de fadiga da maioria dos metais estruturais e em especial com o alumínio.

## 2.6. Carregamento com amplitude variável

A análise de fadiga clássica foi desenvolvida considerando os esforços atuantes como de amplitude constante e os modelos propostos de previsão de vida e métodos de realização de ensaios foram desenvolvidos para o carregamento com amplitude constante.

Contudo os esforços sob os quais um componente é exposto em serviço variam por natureza podendo ter uma forma complexa com baixa repetitividade de eventos. Assim vários métodos foram desenvolvidos de forma a tratar os carregamentos complexos de amplitude variável utilizando a base de conhecimento adquirida com os ensaios e modelos de amplitude constante.

O objetivo desse tópico é abordar o conceito do dano de fadiga, os métodos de identificação e contagem de ciclos e a teoria de acúmulo de danos a ser utilizada no desenvolvimento da dissertação.

#### 2.6.1. Mecanismo do dano de fadiga

Durante o carregamento cíclico pode ocorrer deformação plástica localizada no ponto de tensão máxima induzindo a um dano permanente e uma trinca se desenvolve. A trinca se propaga com a continuidade do carregamento cíclico até causar a falha do componente.

As trincas se iniciam no plano de cisalhamento local ou próximo a concentradores de tensão como: bandas persistentes de deslizamento, inclusões, porosidade ou descontinuidades. O plano de cisalhamento local usualmente ocorre na superfície, sendo a nucleação da trinca o primeiro passo no processo de fadiga. Uma vez nucleada, sob o carregamento cíclico, a trinca tende a crescer ao longo do plano de tensão cisalhante máxima e através dos contornos de grão.

Uma representação gráfica do processo de formação da trinca de fadiga encontra-se na Figura 22. Com o carregamento cíclico intrusões e extrusões se formam na superfície devido às bandas de escorregamento persistentes formando locais de concentração de tensão e nucleação das trincas. A fase 1 consiste na nucleação e pequeno crescimento da trinca na ordem de alguns grãos do material localizado no plano de tensão cisalhante máxima. A fase 2 se refere ao crescimento estável da trinca que de uma forma global se propaga normal ao plano de tensão principal de tração. Uma definição exata do ponto de transição entre essas duas fases não é possível, porém para o aço estima-se que a primeira fase termina quando a trinca atinge um comprimento entre 0,1mm a 1,0mm.

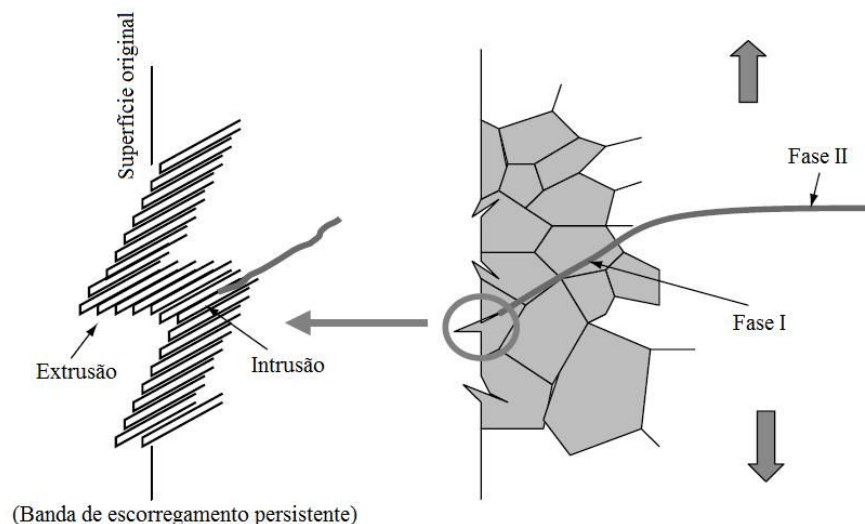


Figura 22. O processo de nucleação e crescimento de trincas de fadiga (LEE et al, 2005).

### 2.6.2. Modelo de acúmulo linear de dano

O modelo de análise linear de dano universalmente usado foi primeiro proposto por Palmgren em 1924 para aplicação na indústria sueca de rolamentos. Langer em 1937, trabalhando para a Westinghouse na área de geração de energia elétrica, independentemente propôs uma regra similar para vasos de pressão e tubulações de aço. Miner, da Douglas Aircraft, baseado no trabalho de Langer criou a expressão matemática para o cálculo linear de acúmulo de dano e aplicou a teoria na análise de dados de fadiga da carenagem de um avião. Ele demonstrou uma correlação excelente entre as previsões utilizando a teoria do acúmulo linear e os resultados experimentais (LEE et al, 2005).

Essa teoria é baseada na absorção constante de energia por ciclo de carregamento e possui como característica uma quantidade de energia absorvida até a falha. A soma do dano acumulado  $D$ , ou fração gasta da vida do material, se dá através da soma da relação entre o número de ciclos  $n_i$  a uma determinada tensão e o número de ciclos necessários para gerar a falha do material nessa mesma tensão  $N_{i,f}$ . O cálculo do dano acumulado é realizado seguindo a Equação 16. A falha deveria ocorrer quando a soma da Equação 22 for maior ou igual a um (BANNANTINE et al, 1990).

$$D = \sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_{i,f}} \quad (22)$$



A grande vantagem desse método é sua simplicidade, porém desde que esse trabalho foi realizado muitos estudos tem demonstrado que essa abordagem conduz a resultados imprecisos (LEE et al, 2005, p.67). Dois principais problemas dessa abordagem quando observado o comportamento real do material. A teoria possui independência com a seqüência do carregamento, assim o dano causado por um ciclo de tensão independe da posição onde o evento ocorre no ciclo de carregamento. O segundo problema está relacionado com a sua independência com a amplitude do carregamento. A teoria prevê que a taxa de acúmulo de dano é independente do nível de tensão aplicada o que não corresponde com o comportamento observado dos materiais metálicos (FATEMI e YANG, 1998, p.10).

A maior parte dos dados de fadiga confrontados com a teoria de Miner tem origem em ensaios utilizando dois níveis de carregamento, sendo estes aplicados de forma crescente ou decrescente. Nesses ensaios existe uma tendência geral de que para ensaios de carregamento decrescente a falha ocorre para valores de dano menores do que 1 e para ensaios com amplitude de carregamento crescente os valores são maiores do que 1. Portanto a teoria de Miner é não conservativa para ensaios com ciclo de carregamento decrescente (LEE et al, 2005, p.61).

O veículo, assim como outros sistemas mecânicos, está sujeito a ciclos de carregamento que não seguem nenhum arranjo, são ciclos aleatórios por natureza. Esses ciclos possuem uma distribuição randômica com carregamentos de várias amplitudes. Testes utilizando ciclos de carregamento randômico apresentam uma boa correlação com a teoria de Miner (BANNANTINE et al, 1990, p.180).

Petracconi et al (2010), ao realizar um ensaio de durabilidade para as fixações do gancho reboque utilizando um ciclo de carregamento randômico coletou as tensões na região de falha da estrutura e realizou o cálculo de vida a fadiga utilizando a regra de Miner. O resultado do cálculo foi muito próximo da vida obtida pela estrutura no ensaio. Ferreira e Bracarense (2010) apresentaram boa correlação para a falha entre ensaios de durabilidade realizados na estrada e no laboratório para a fixação do sistema de escapamento de um veículo de passeio. A correlação entre os ensaios foi realizada através da tensão medida na região da falha utilizando o cálculo de vida através da regra de Miner.

### 2.6.3. O método de contagem de ciclos

Para que se possa calcular a vida a fadiga de uma determinado componente ou estrutura sujeito a um carregamento complexo necessita-se da curva SxN (pelo de método de tensões) e de um modelo de acúmulo de dano como visto. Os carregamentos complexos apresentam uma infinidade de valores de amplitude dispostos sem uma ordem específica e com uma grande diversidade de valores médios. O cálculo da tensão alternada e o número de vezes que ela ocorreu ( $n_i$ ) para comparação com a curva SxN do material não é simples com em uma onda senoidal e para isso é necessário utilizar um método de contagem de ciclos. A contagem de ciclos irá transformar um carregamento complexo em uma grande quantidade de ciclos de amplitudes constante permitindo a sua utilização para a previsão de vida a fadiga. Nesse tópico será apresentado o método rainflow que é o mais utilizado para a contagem de ciclos com o objetivo de cálculo de fadiga (LEE et al, 2005).

O método rainflow de contagem de ciclos recebeu esse nome por uma analogia usada por Matsuishi e Endo, que em 1968 desenvolveram esse método, ao observar o modo como a água da chuva escorre pelo telhado dos tradicionais casarões japoneses. É o método que conduz aos resultados mais precisos para o cálculo de fadiga, pois ele é capaz de identificar eventos dentro de uma sequencia de carregamento complexo que são compatíveis com os dados de fadiga de amplitude constante (LEE et al, 2005, p.82).

O método consiste em identificar ciclos fechados de histerese (tensão-deformação) dentro do ciclo de carga aplicada. O algoritmo primeiro identifica os pontos de pico e vale do sinal temporal. Seguindo o padrão SAE e ASTM o método utiliza extremos três pontos consecutivos. A Figura 23 mostra a regra que identifica os dois possíveis ciclos fechados em um sinal temporal de tensão. Os três pontos consecutivos (1, 2 e 3) definem duas amplitudes consecutivas  $\Delta\sigma_1 = |\sigma_1 - \sigma_2|$  e  $\Delta\sigma_2 = |\sigma_2 - \sigma_3|$ . Se  $\Delta\sigma_1 \leq \Delta\sigma_2$  um ciclo se forma de  $\sigma_1$  para  $\sigma_2$  e é extraído do sinal temporal, caso contrário o ciclo não é contado.

O método requer que o sinal temporal seja rearranjado para conter somente os picos e vales e ele inicia ou com o maior pico ou com o menor vale, aquele que tiver maior valor em módulo. Os dois pontos que formaram o ciclo são retirados do sinal e armazenados em uma matriz com os pontos remanescentes conectados um ao outro. Esse processo é repetido até que os dados sejam exauridos.

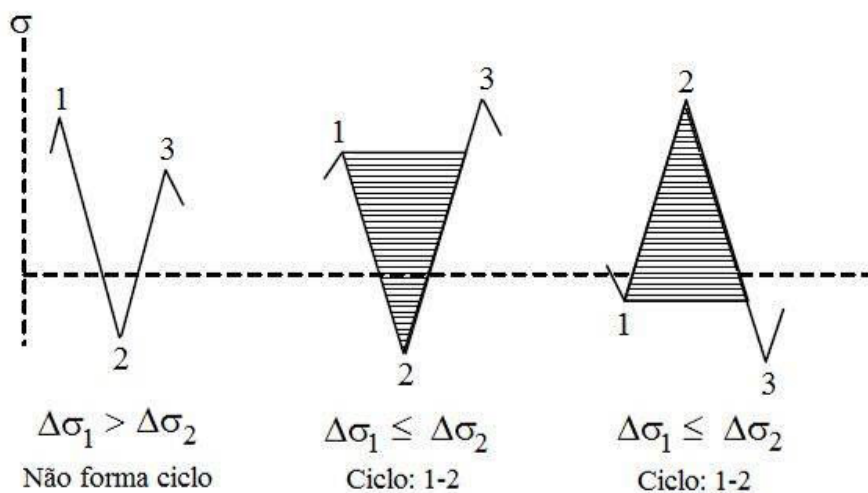


Figura 23. Regra do algoritmo rainflow.

A seqüência da carga aplicada possui importância fundamental, pois ela determina as tensões médias que serão geradas sobre a estrutura, sendo estas de vital importância no cálculo de fadiga. A Figura 24 apresenta dois carregamentos de amplitudes iguais, porém com espelhados. Conforme o algoritmo rainflow o ciclo 2-3 será contado e devido a seqüência do carregamento embora em ambos os casos a amplitude seja a mesma a tensão média é distinta e acarretará em um valor distinto de dano.

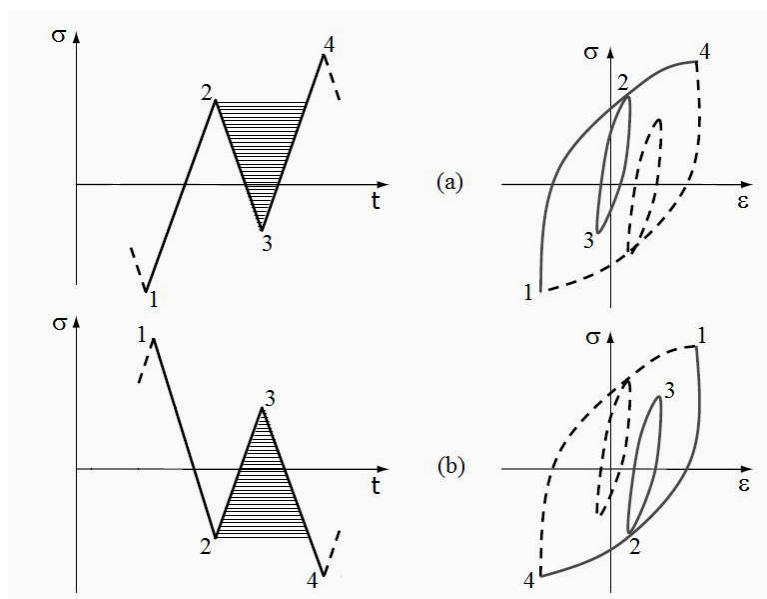


Figura 24. Efeito da seqüência do carregamento.

## 2.7. Sensores e ferramentas para análise de sinais e fadiga

A análise de durabilidade da carroceria de um veículo requer em conjunto a análise experimental de tensões e de esforços na região da falha. Esses sinais são empregados para o dimensionamento da estrutura quanto a fadiga e para o desenvolvimento de ensaios de durabilidade simulados em ambiente de laboratório.

A medição precisa das deformações experimentadas por um determinado componente, com posterior cálculo das tensões atuantes, é uma dos processos mais importantes na análise de vida a fadiga. Para a análise experimental de tensões serão utilizados no desenvolvimento desse trabalho extensômetros elétricos (strain-gages). Extensômetros elétricos são muito difundidos na indústria automotiva e em laboratórios de pesquisa em todo o mundo devido a sua elevada precisão, praticidade e possui um custo relativamente baixo. Diversos pesquisadores no estudo da fadiga de componentes mecânicos utilizaram dessa técnica como: Santos (1999), Vidal (2000), Petracconi et al 2010, He et al (2010), entre outros.

O extensômetro utiliza o princípio da variação da resistência elétrica de um fio condutor quando submetido a um carregamento axial. A deformação do componente é medida de forma indireta pelo condutor devidamente colado a sua superfície sendo submetida a essa mesma deformação. A resistência ( $R_e$ ) em um fio de comprimento ( $L_o$ ) e área de seção transversal ( $A$ ) com resistividade do seu material ( $\rho$ ) é dada pela Equação 23.

$$R_e = \rho \frac{L_o}{A} \quad (23)$$

O importante no extensômetro é conhecer a sua variação de resistência elétrica em função de uma variação do seu comprimento. Essa variação da resistência está relacionada com os parâmetros construtivos e do material do extensômetro como apresentado na Equação 23. Manipulando essa Equação obtêm-se a relação entre a variação de resistência elétrica ( $\Delta R_e/R_e$ ) e a deformação do componente ( $\varepsilon$ ) tendo a sensibilidade ( $GF$ ) ou “gage-factor” como fator de proporcionalidade como mostrado na Equação 24.

$$\frac{\Delta R_e}{R_e} = GF \varepsilon \quad (24)$$

Para um estado uniaxial de tensão com a direção da tensão conhecida normalmente utiliza-se um extensômetro uniaxial a fio, porém quando se deseja conhecer as tensões principais e sua direção em um componente submetido a um carregamento complexo caracterizando um estado biaxial de tensão as rosetas de deformação são empregadas. As rosetas são constituídas de três extensômetros defasados através de um ângulo conhecido. Na Figura 25 encontra-se uma roseta retangular em que os três extensômetros estão defasados de um ângulo de 45°.

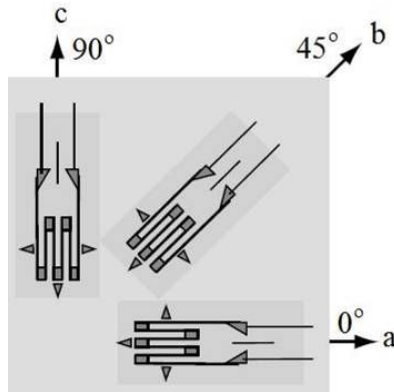


Figura 25. Roseta retangular.

Para a roseta retangular o cálculo das tensões principal máxima, principal mínima, cisalhante máxima e do ângulo da tensão principal máxima se dá através das Equações 25, 26, 27 e 28 respectivamente.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{E}{2} \left[ \frac{(\varepsilon_a + \varepsilon_c)}{(1-\nu)} + \frac{1}{(1+\nu)} \frac{\sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2}}{2} \right] \quad (25)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{E}{2} \left[ \frac{(\varepsilon_a + \varepsilon_c)}{(1-\nu)} - \frac{1}{(1+\nu)} \frac{\sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2}}{2} \right] \quad (26)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{\sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2}}{2} \quad (27)$$

$$\tan 2\phi = \frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \quad (28)$$

A medição de temperatura também é utilizada no campo da análise e desenvolvimento de ensaios de fadiga. A temperatura pode influenciar o desempenho do material e também a

medição da deformação via extensômetros elétricos. Componentes em elastômeros muito utilizados nas fixações de sistemas mecânicos a carroceria devem ter a temperatura monitorada, pois a temperatura pode gerar uma alteração na rigidez desses componentes e conseqüentemente no padrão de vibração do sistema. O mesmo vale para os amortecedores devido a alteração da viscosidade do óleo alterando seu coeficiente de amortecimento.

A medida de temperatura por meio de termopar se baseia no efeito Seebeck: se dois metais dissimilares forem conectados formando um circuito elétrico fechado, com as duas junções em diferentes temperaturas, uma corrente elétrica gerada por uma força eletromotriz térmica passa a percorrer o circuito. A tensão termoelétrica é, em geral, diretamente proporcional a diferença de temperatura entre as duas junções.

Os materiais dos termopares são escolhidos em função da faixa de temperatura e sua sensibilidade. O termopar tipo K é um dos mais comumente utilizados em ambiente de engenharia. Os dois metais que formam esse termopar é o cromo e uma liga a base de níquel. Ele possui resistência a oxidação e pode ser utilizado dentro de uma faixa de temperatura entre  $-250^{\circ}\text{C}$  a  $1250^{\circ}\text{C}$ .

Para análise das frequências de resposta do sistema o acelerômetro, como mostrado na Figura 26, é o sensor mais empregado. O acelerômetro também é utilizado para avaliar a dinâmica de vibração de componentes e sistema e ainda para o desenvolvimento de ensaios de durabilidade que buscam reproduzir em laboratório o movimento do veículo ou componente em estudo. Esses ensaios se baseiam na inércia como forma de indiretamente simular em laboratório os esforços sofridos em serviço.



Figura 26. Acelerômetro triaxial – cortesia PCB.

O acelerômetro é um transdutor que converte uma aceleração aplicada sobre ele em uma grandeza elétrica, tendo seu princípio físico em um sistema massa-mola. Quando uma aceleração é aplicada ao sensor haverá um deslocamento relativo de sua massa sísmica

proporcional a aceleração aplicada em função da rigidez da mola. Assim, detectando-se o deslocamento da massa sísmica pode-se obter o valor da aceleração aplicada ao transdutor. No acelerômetro capacitivo o deslocamento da massa sísmica é detectado pela variação na sua capacitância. A massa está acoplada a um diafragma fazendo também a função da placa móvel do capacitor sendo que a placa fixa encontra-se no corpo do sensor.

Os acelerômetros capacitivos são os mais utilizados para avaliação de durabilidade principalmente por apresentarem uma boa resolução em frequências muito baixas. Nas faixas de amplitude utilizadas esses acelerômetros mantêm a linearidade para sinais de até 1000Hz, muito acima da frequência de interesse para a durabilidade que na maioria das vezes não ultrapassa 50Hz.

Para a análise dos esforços induzidos ao veículo o sensor mais utilizado é a roda dinamométrica. Sua utilização permite ao Engenheiro entender a condição de esforço sob a qual o veículo é induzido nas mais diversas condições de serviço. Esse sensor é a base fundamental para o desenvolvimento de ensaios de durabilidade onde se busca a reprodução da dinâmica completa do veículo em ambiente de laboratório.

Com as rodas dinamométricas as forças e momentos nos eixos x, y e z podem ser medidas conforme mostrado na Figura 27. Além da aplicação no estudo da durabilidade, esses sensores também são aplicados para análise de desempenho de pneus, no estudo da dinâmica veicular e em NVH.

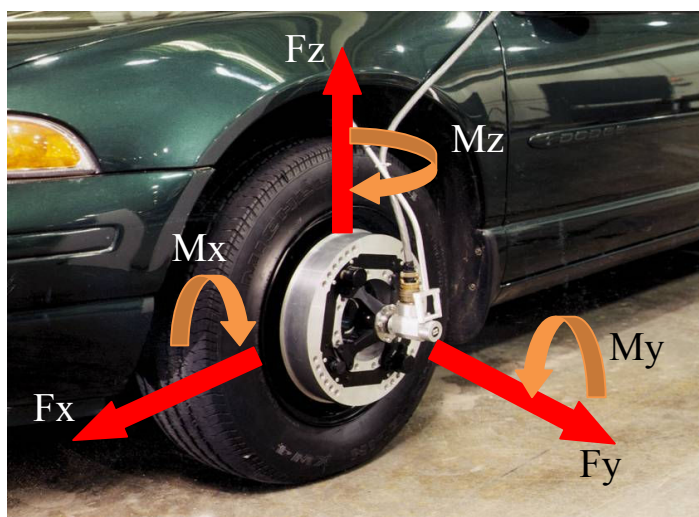


Figura 27. Exemplo de utilização de uma roda dinamométrica – cortesia MTS Systems.

Exemplos de utilização de sensores para análise de fadiga em estruturas veiculares: He et al 2010 (p.500) utilizou extensômetros e acelerômetros para análise das tensões na torre do amortecedor dianteiro; Santos (1999) e Vidal (2000) utilizaram rosetas de deformação da barra estabilizadora e nos nós de carroceria respectivamente com o intuito de correlacionar esforços de estrada e ensaios no laboratório.

Portanto a instrumentação e coleta de sinais de campo fazem parte de uma importante etapa da análise de fadiga de componentes automotivos. Além do aspecto da análise a coleta de sinais constitui uma ferramenta básica no desenvolvimento de ensaios acelerados de durabilidade.

## **2.8. Ensaios acelerados de durabilidade**

Os ensaios de durabilidade possuem o propósito de submeter um produto manufaturado às condições de serviço antes de ser colocado à venda. Estes testes fornecem informações relacionadas ao desempenho do produto dentro de um determinado período de tempo, ciclos, quilômetros, etc. Eles estão dentre os mais importantes testes executados durante o desenvolvimento do veículo. Devido à sua natureza, estes ensaios possuem uma elaboração complexa, pois devem reproduzir as condições de uso e ainda, requerem maior tempo de execução que outros testes executados para a validação do projeto de um novo veículo.

Durante muitos anos engenheiros de teste desenvolveram métodos com o objetivo de reduzir o tempo requerido. A primeira medida foi a migração dos ensaios inicialmente realizados em vias públicas para os campos de prova, estes especialmente projetados para reproduzir os esforços e condições de pista semelhantes às encontradas nas estradas. Para isso, a análise do ambiente, os dados de uso do cliente e o histórico da aplicação são utilizados como a base para a definição dos tipos de superfícies, da distância do teste, velocidade e número de repetições em cada percurso ou manobra. Os campos de prova podem, por exemplo, promover um uso equivalente do veículo de 160.000km em uma fração desta distância seguindo um percurso de alta severidade.

Como mesmo essa fração pode ainda representar vários meses de ensaio ao submeter o veículo ao roteiro estabelecido de durabilidade, as indústrias automotivas têm migrado para o desenvolvimento dos ensaios em laboratório com o objetivo de reduzir o tempo de validação. No laboratório os ensaios de durabilidade podem de forma controlada e confiável ser



acelerados cerca de dez vezes reduzindo o tempo de meses para dias reproduzindo somente a parcela do percurso que efetivamente causa dano ao componente analisado (CANFIELD e VILLAIRE, 1992).

No laboratório os testes podem ser divididos em dois tipos principais: aqueles elaborados para componentes e sistemas de carroceria e chassi, por exemplo, e os ensaios para a validação do veículo completo. O objetivo principal, além da redução do tempo de execução, é reproduzir em um ambiente controlado e de forma acelerada as condições que o veículo ou componente serão submetidos durante um padrão de ensaios no campo de provas ou vias públicas.

As primeiras tentativas de realizar um ensaio de durabilidade para componente incluíram um ensaio uniaxial reproduzindo o deslocamento mecânico com amplitude constante objetivando aproximar-se das solicitações de serviço. Com a introdução das máquinas de ensaios servo-hidráulicas com circuito de controle em malha fechada em meados de 1960 foi possível substituir os programas de teste de amplitude constante (HEULER e KLÄTSCHKE, 2005, p.984).

Com essa substituição logo surgiram os primeiros ciclos de carga padronizados, nos quais unidades do ensaio chamadas blocos continha ciclos de amplitude constante com repetições a vários níveis de amplitude. Os blocos foram seqüencialmente impostos baseados em vários eventos incluídos no ciclo de serviço do componente utilizando uma onda senoidal (CANFIELD e VILLAIRE, 1992). Esses ensaios foram chamados de testes com carregamento de amplitude variável (*variable amplitude loading tests – VALT*) e são largamente empregados na indústria automotiva para o desenvolvimento de componentes (SONSINO, 2007).

Mesmo com o surgimento dos ensaios com carregamento de amplitude variável ainda utiliza-se para avaliação de fadiga ensaios a bloco com amplitude constante. Contudo, é sabido que o ensaio a amplitude constante não reproduz a dinâmica do surgimento e propagação da trinca de forma eficaz, pois ciclos de carregamento aleatório com várias amplitudes e valores médios induzem a fenômenos de retardação e aceleração de trincas (HEULER e KLÄTSCHKE, 2005, p.974).

Para aplicações específicas foram desenvolvidos ensaios de amplitude variável utilizando um espectro de força padronizado (*standardised load-time histories – SLH's*). A série CARLOS

(car loading standard) é um exemplo de seqüência de carga padronizada composta por três seqüências uniaxiais de carga ela foi desenvolvida em 1990 para avaliação dos esforços verticais, longitudinais e laterais em componentes de suspensão (HEULER e KLÄTSCHKE, 2005, p.975).

A seqüência de carga padronizada é criada baseada na análise de sinais coletados em serviço como força, tensão ou deformação. As amplitudes com seus números de repetições, os valores médios e a seqüência dos eventos são considerados na geração do espectro padronizado de carregamento (HEULER e KLÄTSCHKE, 2005, p.979). As medições devem ser feitas considerando um modo de operação como, por exemplo, dirigir um veículo em certo tipo de estrada. Esse modo de operação induz a esforços que podem ser agrupados e com frequência distinguidos através dos eventos de carga, como por exemplo, a frenagem, a curva, diferentes fases e manobras de vôo. Como apresentado por Heuler e Klätschke (2005) para a criação dos espectros padronizados de carregamento medições de carga em amostras estatisticamente adequadas sob condições de operação tem que estar disponível para cada evento de carga.

O agrupamento e ponderação dessas medições para a criação do bloco de fadiga e determinação do número de ciclos a ser submetido o componente está relacionado com o perfil de operação. O perfil de operação descreve as condições de serviço para o total ou uma fração representativa do período de operação. Uma das dificuldades reside no fato de que para diferentes componentes, diferentes perfis de operação podem ser exigidos (HEULER e KLÄTSCHKE, 2005, p.984). Por exemplo, a suspensão do veículo, o pistão do motor e o disco de freio fazem parte do veículo, porém são sensíveis a esforços distintos.

Na indústria automotiva existe outro desafio na determinação do perfil de operação: a utilização do veículo e o comportamento do motorista não podem ser previstos com o mesmo grau de confiabilidade das aeronaves, por exemplo. Isso porque ele tem que cobrir uma grande variedade de condições de estrada como cidade, montanha, auto-estrada, estradas não pavimentadas e os modos de direção como conservativo, esportivo, eventual mau uso, etc. Tudo isso tem que ser combinado em termos percentuais para a definição do objetivo de durabilidade do veículo.

Assim, uma vez determinado o perfil de operação, identificado os eventos de carga e modos de operação as medições são realizadas e pode-se gerar o espectro de carga padronizada para

a realização de ensaios de durabilidade em ambiente de laboratório. A aplicação principal desse tipo de ensaio é a realização de ensaios de fadiga em componentes protótipos antes da disponibilidade dos esforços reais a que o componente será submetido em serviço (HEULER e KLÄTSCHKE, 2005, p.984).

Fourlaris et al, 2007, utilizou a seqüência CARLOS multiaxial para a análise da influência do material na vida a fadiga de um componente soldado – no caso o braço oscilante de uma suspensão dianteira tipo McPherson. Além da avaliação do componente amostras do material foram submetidas a ensaios uniaxiais de amplitude constante para obter sua curva SxN e para comparação do desempenho entre amostra e componente. O estudo mostrou que o material pouca influência para componentes que possuem solda em regiões críticas sendo a vida do componente mais relacionada a espessura da chapa. Além disso, foi constatada a necessidade de utilização de ensaios acelerados de amplitude variável utilizando os carregamentos de serviço para a validação de componentes.

Uma variação dos ensaios de fadiga utilizando espectros de carga padronizados é a reprodução completa dos sinais adquiridos em serviço dentro das condições do perfil de operação definidos para a durabilidade do componente. Neste tipo de ensaio o objetivo é criar uma condição de excitação para o componente o mais próxima possível da sofrida na estrada. Com isso pode-se atingir um nível maior de confiabilidade do ensaio ao reproduzir o mesmo espectro de carregamento conservando assim características como amplitude, número de eventos e faixa de frequência e fase para os ensaios multiaxiais. O desenvolvimento desses ensaios exige o tratamento dos sinais temporais a serem reproduzidos como: filtragem digital, compressão e expansão de picos e corte das regiões de baixa amplitude de carga baseado em uma análise de dano.

Para a simulação mais complexa envolvendo o veículo completo ou mesmo sistemas do veículo como: suspensão, escapamento ou o conjunto de motor e transmissão, os simuladores de estradas desempenham um papel muito importante. Existem diversos simuladores desenvolvidos e adaptados para ensaios em sistemas ou veículos reproduzindo e controlando forças, momentos e deslocamentos em uma ou nas três direções dependendo do objetivo e do sistema estudado.

O simulador de estradas tipo Four-Poster como da Figura 28 é composto de quatro atuadores hidráulicos onde o veículo é apoiado e excitado na direção vertical. Esse simulador é capaz de reproduzir ao veículo os esforços verticais e os momentos devido a combinação em função da defasagem entre os lados e entre os eixo do veículo. Esses momentos são a arfagem e rolagem da carroceria induzindo momentos de flexão e torção. Esses simuladores podem ser montados em conjunto com uma câmara climática para a execução simultânea de ciclos de vibração e térmicos para o envelhecimento dos componentes poliméricos do veículo. Os deslocamentos verticais são reproduzidos dentro de uma faixa de frequência entre 0,5Hz e 70Hz. Uma limitação desse equipamento é a falta dos esforços nas demais direções como lateral e longitudinal o que limita seu uso para componentes sensíveis a esses esforços.



Figura 28. Simulador de estradas tipo Four-Poster – cortesia Chrysler.

O simulador de estradas de seis graus de liberdade veio para sanar essa limitação do Four-Poster. Nele os esforços e momentos nas três direções podem ser controlados e reproduzidos. Esse simulador, como mostrado na Figura 29, é empregado para a validação de componentes da suspensão e carroceria sendo utilizado de dois modos distintos: com a carroceria livre (modo inercial) reproduz-se esforços entre 0,5Hz e 70Hz e com a carroceria fixa pode-se reproduzir também a baixa frequência – abaixo de 0,5Hz. Eventos como a realização de uma curva ou a frenagem induzem um carregamento estático (abaixo de 0,5Hz) e são importantes para a validação de componentes de suspensão (SANTOS, 1999).

Em ambos os simuladores de estrada, outra limitação é o torque induzido a carroceria pelo conjunto motor/transmissão. Esse esforço não simulado é importante para a durabilidade da suspensão do motor/transmissão e para a estrutura de fixação na carroceria.



Figura 29. Simulador de estradas de seis graus de liberdade – cortesia Toyota.

Os ensaios de durabilidade acelerados em laboratório para validação de componentes e veículo completo são sempre baseados nos ensaios em estrada caracterizando uma aproximação da realidade. Assim, eles devem ser correlacionados em termos de: condições de contorno, dano e falha. Fourlaris et al (2007) mostrou a necessidade de manter as condições de contorno, ou seja, a montagem do ensaio em laboratório mais próxima o possível da aplicação real do componente como forma de aumentar a confiabilidade dos resultados. O dano é a variável de maior importância no desenvolvimento dos ensaios acelerados. Através dela, calculada via tensão ou esforços, os ensaios no laboratório são acelerados mantendo-se a severidade original dos percursos de estrada.

A versatilidade e diversidade de ensaios que podem ser elaborados utilizando bancadas de teste e simuladores em conjunto com as pistas possibilitam ao engenheiro de teste o desenvolvimento de ensaios de durabilidade cada dia mais próximo do uso real do cliente. Os ensaios de durabilidade sofreram grande avanço nas últimas décadas e, ainda, são uma fonte de estudos e pesquisas com o intuito contínuo de reduzir tempo e aumentar sua confiabilidade.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental utilizado é composto pela definição dos sensores e instrumentação de um veículo de passeio, coleta de sinais nos percursos de durabilidade utilizados pela FIAT no desenvolvimento de seus veículos e a análise do comportamento do veículo nos simuladores de estrada.

Na primeira parte desse procedimento será apresentada a instrumentação completa do veículo apoiada na definição dos sensores e modo de instrumentação apresentada na revisão bibliográfica no item 2.7. Além disso, serão descritos também os percursos de durabilidade e as condições de medição.

Na sequência serão apresentados os simuladores de estrada da FIAT utilizados para a avaliação do comportamento do veículo no laboratório. Uma breve explanação sobre a aplicação dos simuladores de estrada no desenvolvimento dos ensaios acelerados foi abordada no item 2.8.

#### 3.1. A instrumentação

A instrumentação foi desenvolvida para análise dos esforços principais nas fixações do conjunto de motor e câmbio e nas fixações do sistema de escapamento. O objetivo é avaliar o comportamento dinâmico desses sistemas nos percursos de durabilidade com o intuito de responder quais esforços devem ser simulados no laboratório para a validação desses sistemas em termos de durabilidade.

Além disso, a instrumentação também permite uma análise global do comportamento da carroceria através dos sensores que serão aqui descritos. Na Figura 30 pode-se ver a distribuição geral dos sensores utilizados para cada sistema do veículo. A apresentação da instrumentação será feita dividindo o veículo em quatro sistemas: carroceria, suspensão do veículo, suspensão do motor e sistema de escapamento. A especificação técnica dos sensores e placas de condicionamento de sinais se encontra no: Anexo A para as rodas dinamométricas, Anexo B para os acelerômetros da suspensão e torre dos amortecedores, Anexo C para os

acelerômetros do sistema motor e escapamento, Anexo D para as rosetas, Anexo E para os extensômetros uniaxiais e o Anexo F para os termopares. Os sensores assim como o condicionador de sinais possuem calibração controlada pela FIAT com as cartas disponíveis no Sistema de Gestão Integrada de Documentos (<http://ged.fiasa.com.br/SE/index.php>).



Figura 30. Visão geral da instrumentação no veículo.

### 3.1.1. A instrumentação na carroceria

Na carroceria foram coladas duas rosetas retangulares ( $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ ) no nó A da carroceria - apresentado na Figura 12. Os nós da carroceria são regiões importantes para sua avaliação global, pois são pontos de variação de geometria e rigidez implicando em concentração de tensão. O nó A foi utilizado por Vidal (2000) para correlação entre a torção induzida na carroceria na estrada e no laboratório. Com esse ponto de medição, em conjunto com os demais extensômetros que serão apresentados, poderá ser feita uma análise global do comportamento da carroceria. Na Figura 31 pode-se ver a roseta utilizada no nó A no lado esquerdo. Uma instrumentação semelhante foi feita para o lado direito do veículo.



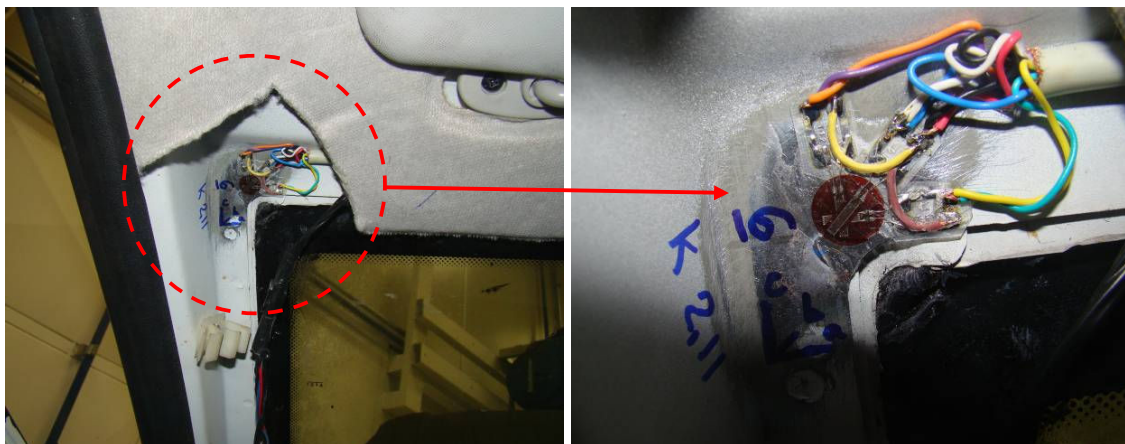


Figura 31. Rosetas no nó A da carroceria.

### 3.1.2. A instrumentação na suspensão do veículo

Na instrumentação da suspensão os dinamômetros instalados nas rodas são os sensores de maior importância. Como visto no item 2.2 as forças induzidas à carroceria é um resultado da interação entre a suspensão do veículo e o percurso ou manobra imposta. Na Figura 32 pode-se ver em detalhe o dinamômetro instalado na roda dianteira esquerda do veículo. Esse dinamômetro de fabricação da MTS mede as forças e momentos nas três direções. Na Figura 33 encontra-se a polaridade das forças e momentos das rodas dinamométricas. A força vertical é positiva para cima, a força longitudinal positiva para frente e a força lateral positiva para fora do veículo.



Figura 32. O dinamômetro utilizado nas rodas do veículo.



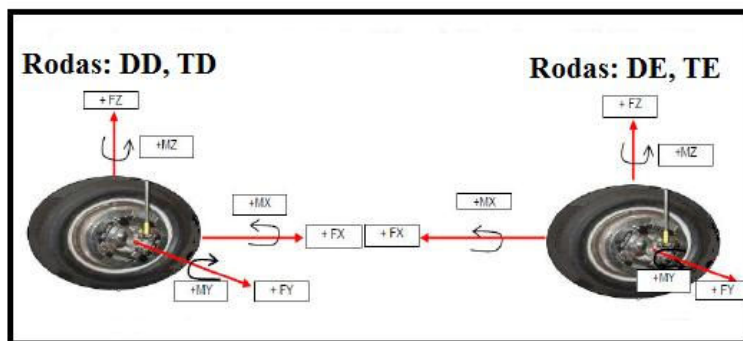


Figura 33. Polaridade das rodas dinamométricas.

Na suspensão (massa não suspensa) foram colocados acelerômetros triaxiais bem como na fixação do amortecedor na carroceria (massa suspensa) em ambos os eixos. Na Figura 34 tem-se o esquema de instrumentação dos acelerômetros na suspensão dianteira e na Figura 35 a montagem dos acelerômetros na suspensão traseira. O esquema de montagem e polaridade dos acelerômetros nas torres de fixação dos amortecedores se encontra na Figura 36.

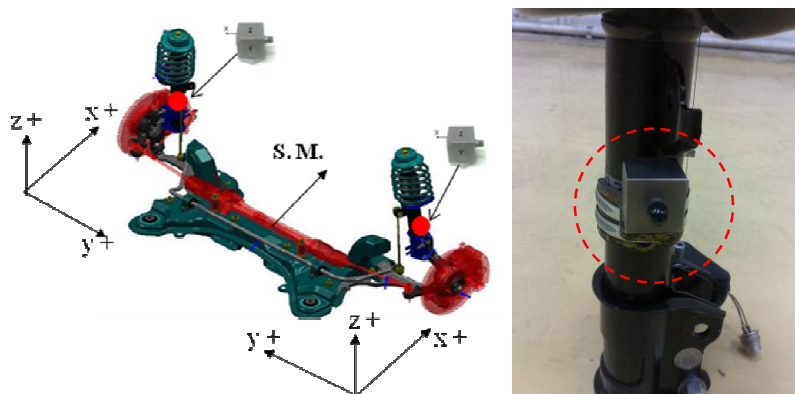


Figura 34. Esquema de fixação e polaridade dos acelerômetros na suspensão dianteira.

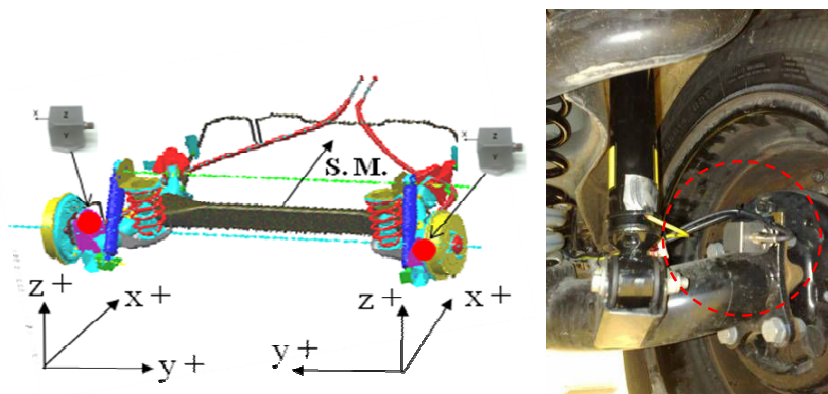


Figura 35. Esquema de fixação e polaridade dos acelerômetros na suspensão traseira.

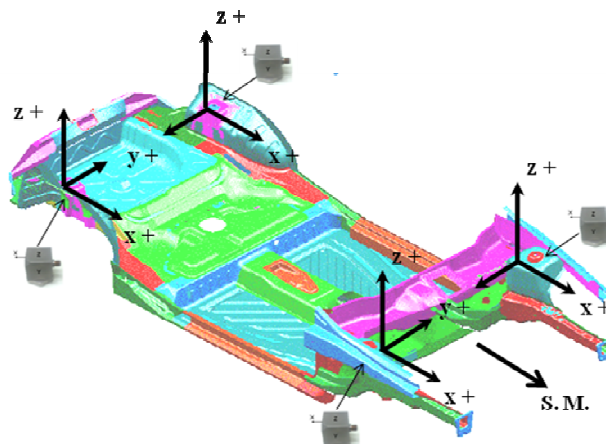


Figura 36. Esquema de fixação e polaridade dos acelerômetros na fixação das torres dos amortecedores.

Além dos acelerômetros na suspensão do veículo apresentado na Figura 34 e na Figura 35, bem como dos acelerômetros nas torres de fixação dos amortecedores apresentado na Figura 36, foram coladas rosetas retangulares na fixação dos amortecedores dianteiros e na fixação do eixo traseiro. Essas rosetas podem ser vistas na Figura 37 e na Figura 38 para a torre do amortecedor dianteiro e fixação do eixo traseiro respectivamente.

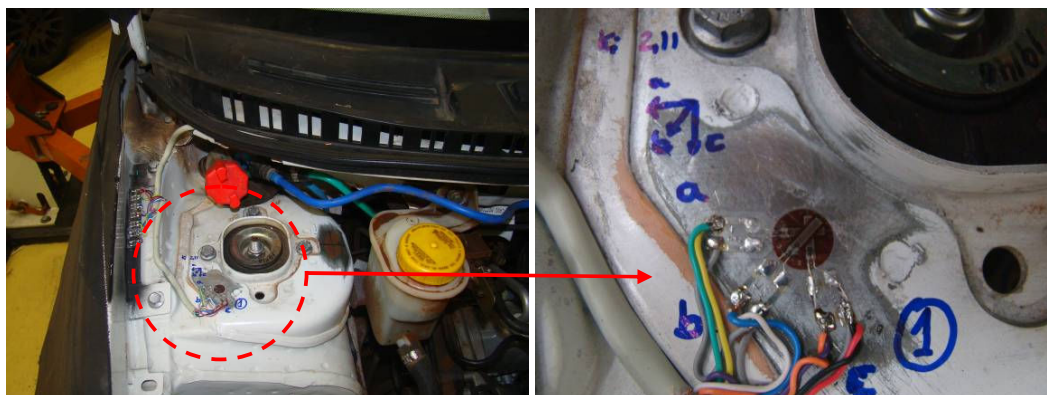


Figura 37. Roseta na torre do amortecedor dianteiro.

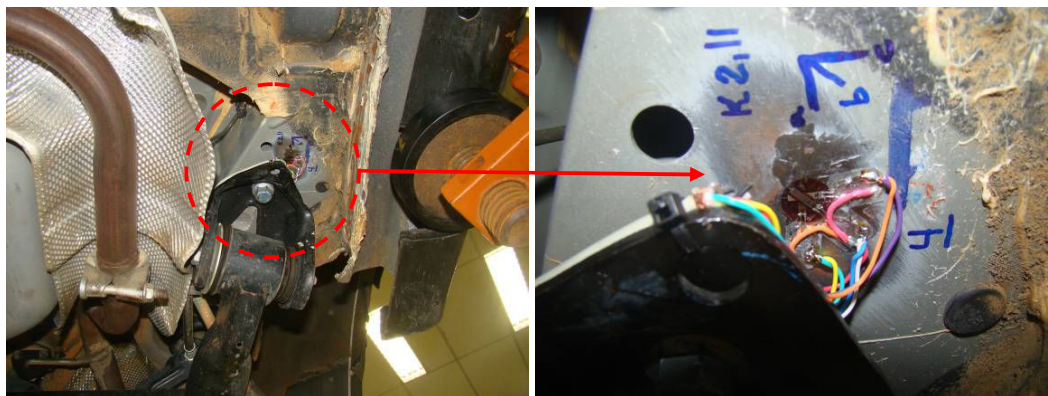


Figura 38. Roseta na fixação do eixo traseiro.

### 3.1.3. A instrumentação na suspensão do motor

A suspensão do motor é composta por três pontos de fixação como mostrado na Figura 39. O ponto 1 está no lado direito do veículo – lado do motor, o ponto 2 situado no lado oposto – lado do câmbio forma a base de sustentação do conjunto. O terceiro ponto está sob o motor e é fixado na travessa mecânica da suspensão dianteira do veículo – lado do diferencial. Os pontos 1 e 2 sustentam a maior parte dos esforços nas direções vertical e lateral e o terceiro ponto atuando para estabilizar o movimento do motor na direção longitudinal e contendo sua tendência de rolagem nos eventos e frenagem e aceleração.

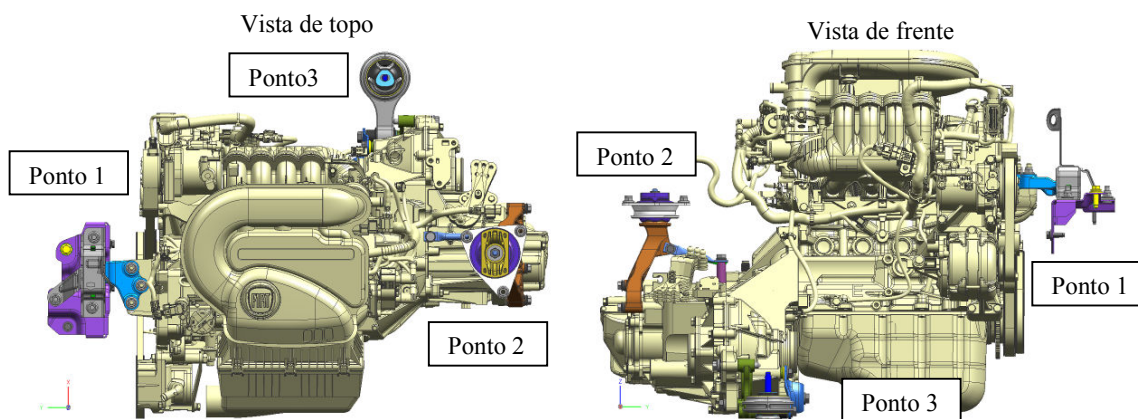


Figura 39. A suspensão do motor.

A suspensão desse veículo possui o eixo de rolagem na direção “y” alinhado com o eixo inercial de rolagem do motor, chamada suspensão baricêntrica. Essa suspensão, de acordo com Gillespie (1992), é a mais adequada para isolar da carroceria a vibração de rolagem do motor em torno do eixo y que possui as maiores amplitudes. Ainda de acordo com o esse

autor a frequência de ressonância desse ser inferior a mais baixa frequência de combustão, sendo que um isolamento de sucesso é normalmente obtido para uma frequência de 10Hz ou menor.

A instrumentação dos pontos de fixação do motor foi criada utilizando acelerômetros em configuração tri-axial e extensômetros. A Figura 40 apresenta os dois conjuntos de acelerômetros montados no ponto 1. Há um conjunto na base do coxim na carroceria – lado fixo e outro na sua fixação no motor – lado móvel, sendo que ambos foram configurados com a mesma polaridade apresentada na Figura 40.

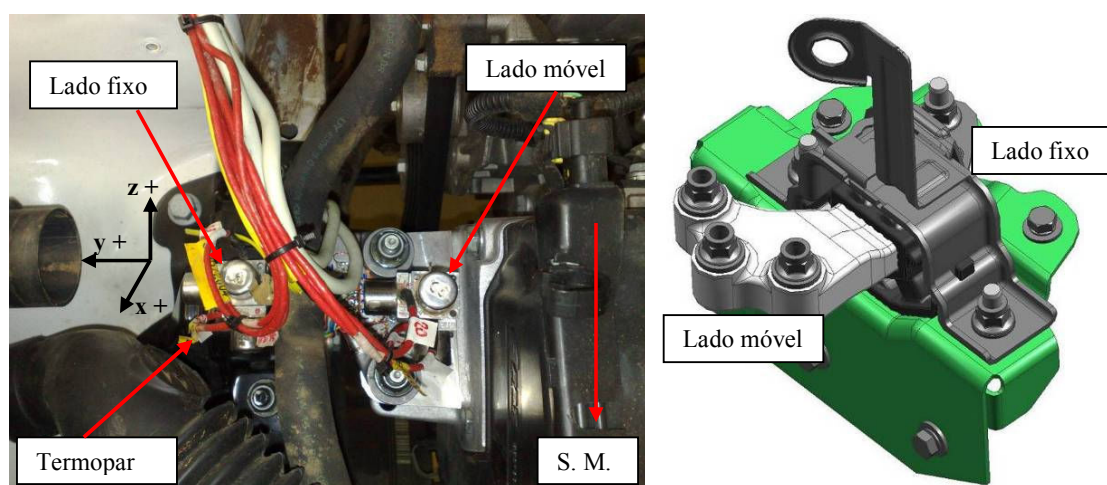


Figura 40. Instrumentação com acelerômetros no ponto 1.

A montagem dos acelerômetros no ponto 2, seguindo o mesmo método empregado para o ponto 1, encontra-se na Figura 41. A polaridade dos acelerômetros do ponto 2 é a mesma utilizada para os do ponto 1.



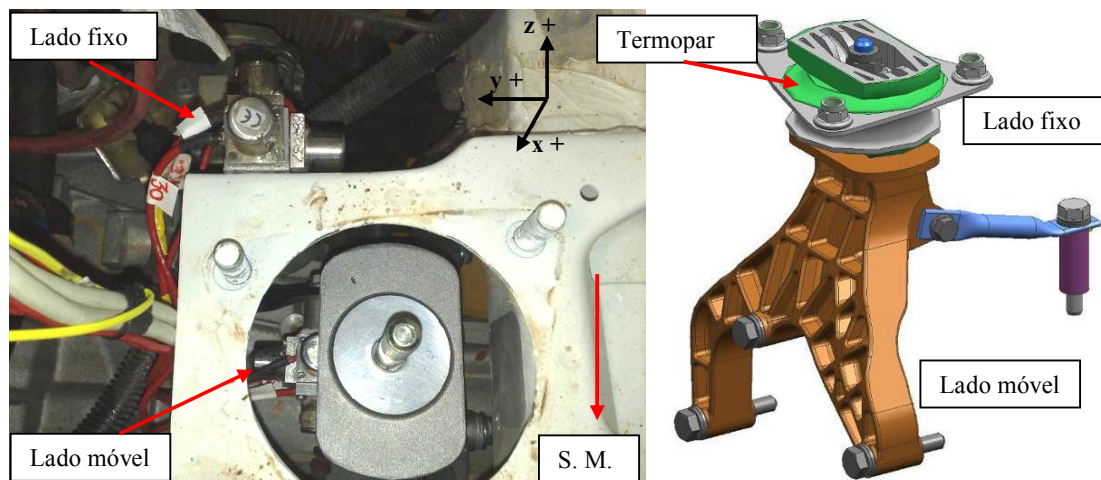


Figura 41. Acelerômetros no ponto 2 da suspensão do motor.

O posicionamento e polaridade dos acelerômetros montados no ponto 3 da suspensão do motor encontra-se na Figura 42.

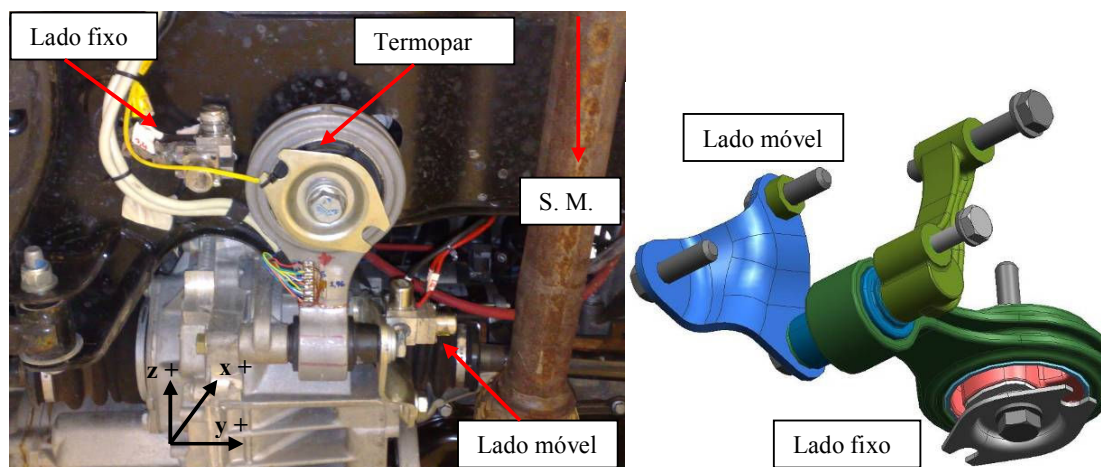


Figura 42. Montagem e polaridade dos acelerômetros do ponto 3.

Os extensômetros foram colados para analisar as principais forças atuantes em cada fixação e em qual condição ocorre. Os extensômetros no ponto 1 podem ser vistos na Figura 43. Foram colados seis extensômetros no suporte de sustentação do ponto 1. Os extensômetros 1, 2, 3 e 4 são sensíveis à: força lateral apresentando nesse caso a mesma polaridade nos quatro, força vertical e momento de rolagem e nesse caso os dois extensômetros de um mesmo lado (inferior 3/4 ou superior 1/2) terão a mesma polaridade e invertida com o par de extensômetros do lado oposto. Para os extensômetros 5 e 6 a força lateral irá provocar a mesma polaridade em ambos os lados e a força longitudinal e o momento em torno do eixo

vertical (momento de guinada) irá provocar uma deformação de polaridade invertida entre os lados.

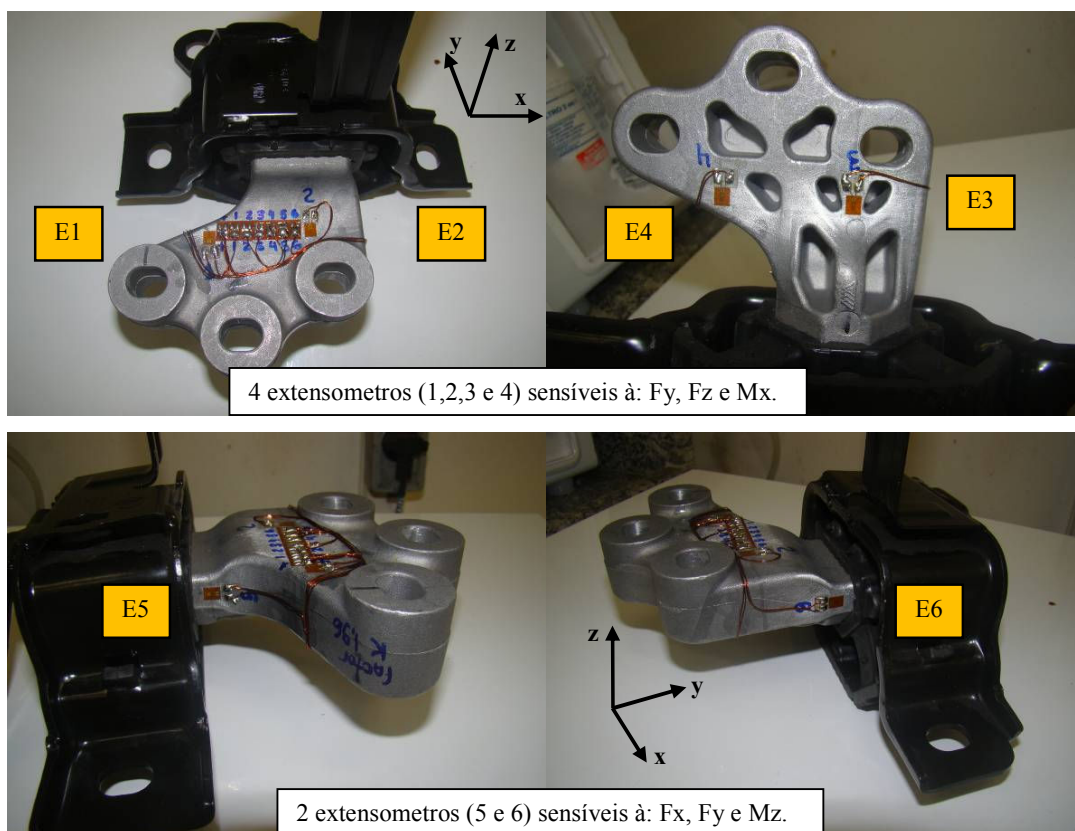


Figura 43. Arranjo dos extensômetros no ponto 1 da suspensão do motor.

Para o ponto 2 oito extensômetros foram instalados no suporte como pode ser visto na Figura 44. Os extensômetros 1 e 2 apresentarão a mesma polaridade de deformação para a força vertical, assim como os extensômetros 3 e 4. O mesmo comportamento desses extensômetros ocorre para o caso do momento de rolagem (em torno do eixo  $x$ ). O momento em torno do eixo  $y$  (torque do motor) irá causar uma deformação de polaridade invertida entre os pares de extensômetros 1/3 e 2/4. A força lateral será identificada pelos extensômetros 1, 2, 3, 4, 5 e 6 apresentando a mesma polaridade e os sensores 7 e 8 com polaridade invertida. O momento de guinada (em torno do eixo  $z$ ) também poderá ser identificado pelos mesmos extensômetros, porém apresentando polaridade inversa entre os pares (3/5 e 4/6) e através dos extensômetros 7 e 8 apresentando polaridade inversa. Os extensômetros 7 e 8 são sensíveis também à força longitudinal e nesse caso irá gerar a mesma polaridade de deformação.

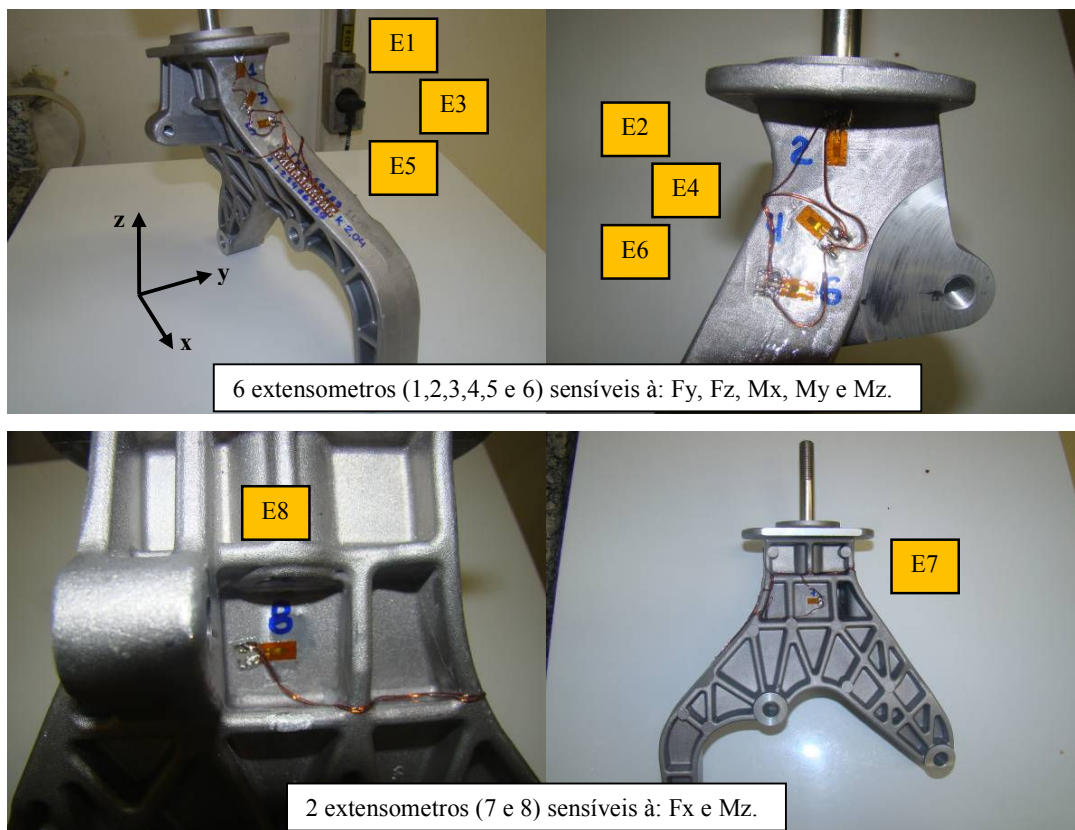
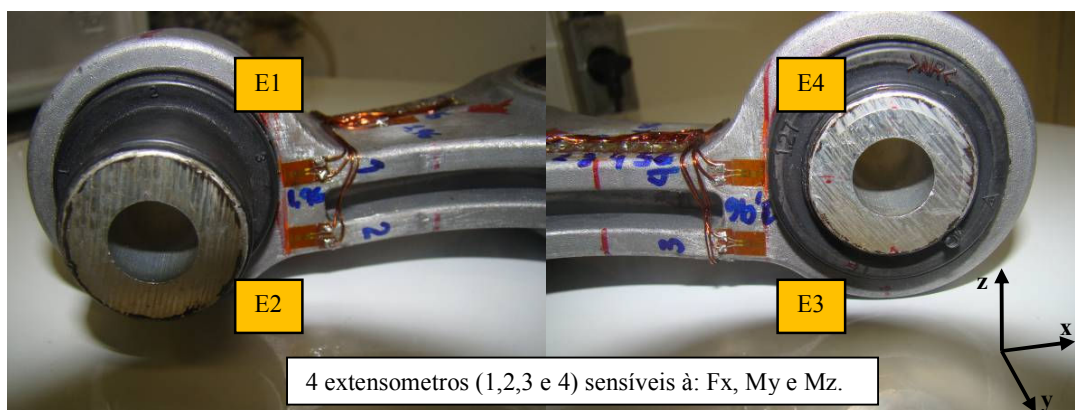


Figura 44. Arranjo dos extensômetros no ponto 2 da suspensão do motor.

Para o ponto 3 da suspensão do motor foram utilizados seis extensômetros como mostrado na Figura 45. A força longitudinal e o momento devido ao torque do motor ( $M_y$ ) irão gerar uma deformação de mesma polaridade nos seis extensômetros apresentados. O momento de guinada ( $M_z$ ) irá gerar deformação de polaridade inversa entre os pares 1/2 e 3/4, o mesmo ocorre para a força lateral ( $F_y$ ). A força vertical ( $F_z$ ), caso presente, irá gerar deformação de polaridade inversa entre os extensômetros 5 e 6 entre os pares 1/4 e 2/3.



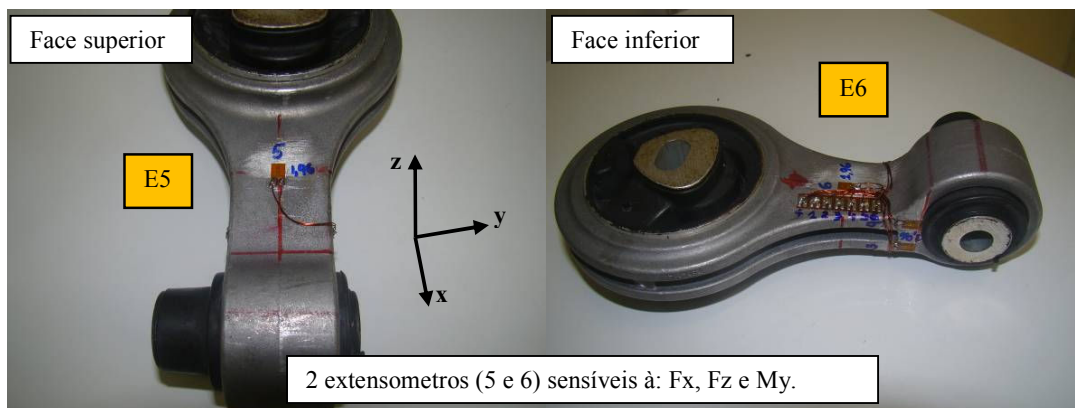


Figura 45. Arranjo de extensômetros para o ponto 3.

Para análise da temperatura em todos os três suportes foram colados termopares tipo k. Como mostrado na apresentação da instrumentação da suspensão do motor, em todos os três suportes os conjuntos de extensômetros são sensíveis a mais de um tipo de força ou momento gerando uma relação de acoplamento. Além disso, os esforços não correm de forma separada no veículo, mas ao mesmo tempo e com um comportamento complexo. Porém o objetivo dessa instrumentação não é apresentar o módulo de cada componente de força ou momento atuando na carroceria em cada instante de tempo, mas identificar os esforços que induzem as maiores deformações, caracterizar os principais esforços atuantes em diferentes condições de pavimento ou manobras e avaliar, caso ocorra, Assim a avaliação dos esforços deverá ser feita analisando o comportamento dos três suportes em conjunto para a correta caracterização dos esforços no tempo.

#### 3.1.4. A instrumentação no sistema de escapamento

O sistema de escapamento do veículo utilizado no trabalho possui três pontos de fixação na carroceria como mostrado na Figura 46. O ponto 1 está na tubulação do escapamento próximo do intermediário, os pontos 2 e 3 estão no silencioso traseiro. Para cada um dos três pontos mostrados foram utilizados dois conjuntos de acelerômetros em arranjo tri-axial, sendo um no lado fixo (carroceria) e outro no lado móvel (descarga), um termopar e quatro extensômetros.



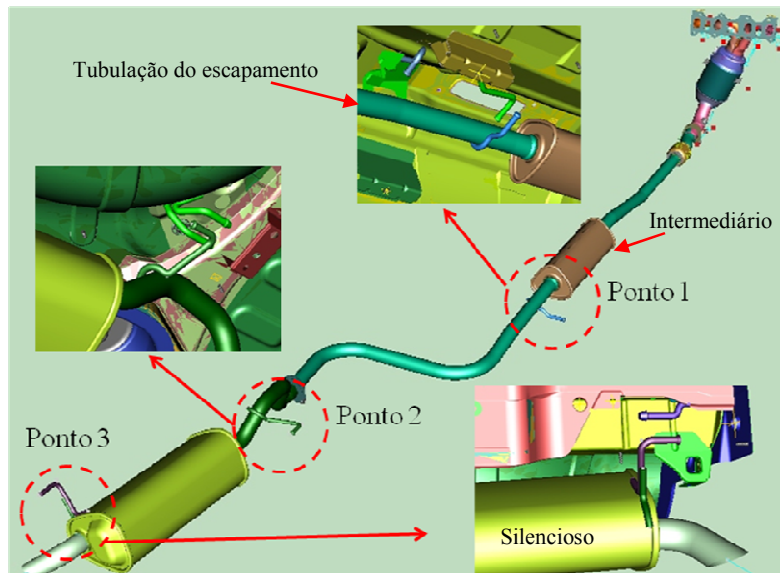


Figura 46. Esquema do sistema de escapamento e suas fixações na carroceria.

Assim como na suspensão do motor o objetivo é avaliar a dinâmica da vibração do sistema de escapamento, quais os principais esforços que o sistema gera na carroceria e em que condições ocorrem e como esses esforços se relacionam com as forças de entrada oriundas da suspensão.

O posicionamento e polaridade dos acelerômetros do ponto 1 se encontram na Figura 47. O termopar foi fixado sob o coxim no suporte do lado da carroceria.

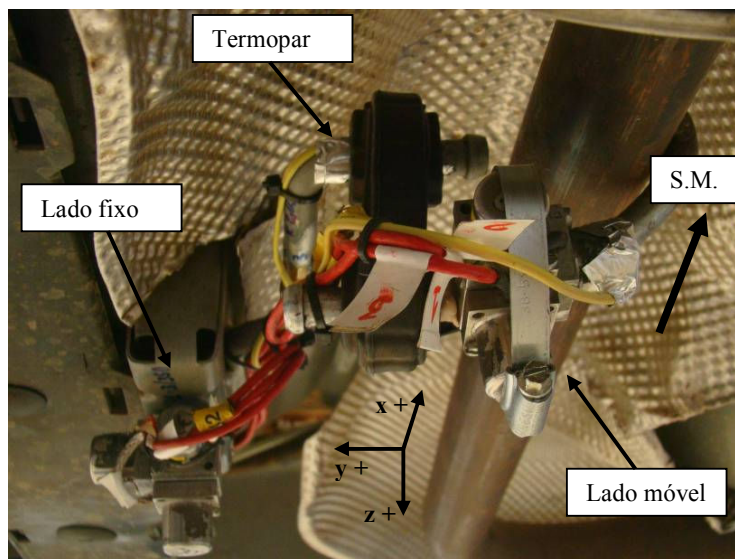


Figura 47. Arranjo e polaridade dos acelerômetros no ponto 1 do sistema de escape.

Na Figura 48 encontra-se o arranjo dos acelerômetros para o ponto 2 de fixação da descarga.

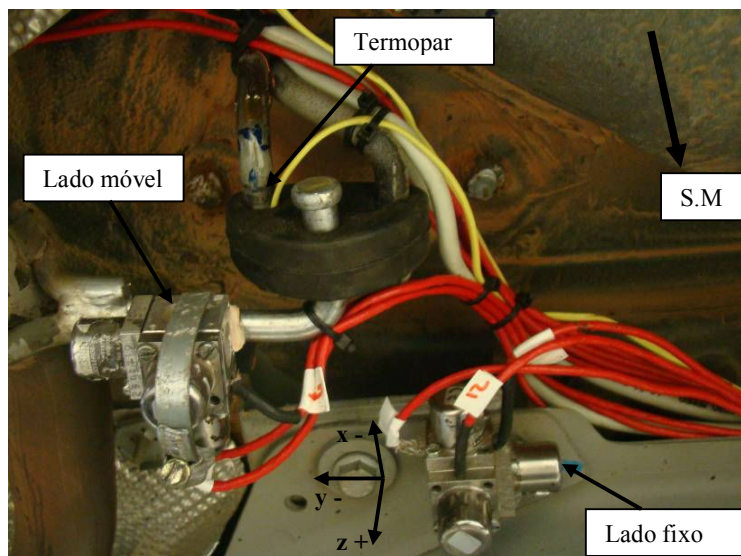


Figura 48. Arranjo e polaridade dos acelerômetros no ponto 2 do sistema de escape.

O arranjo e polaridade dos acelerômetros para o ponto 3 de fixação do sistema de escapamento pode ser visto na Figura 49.

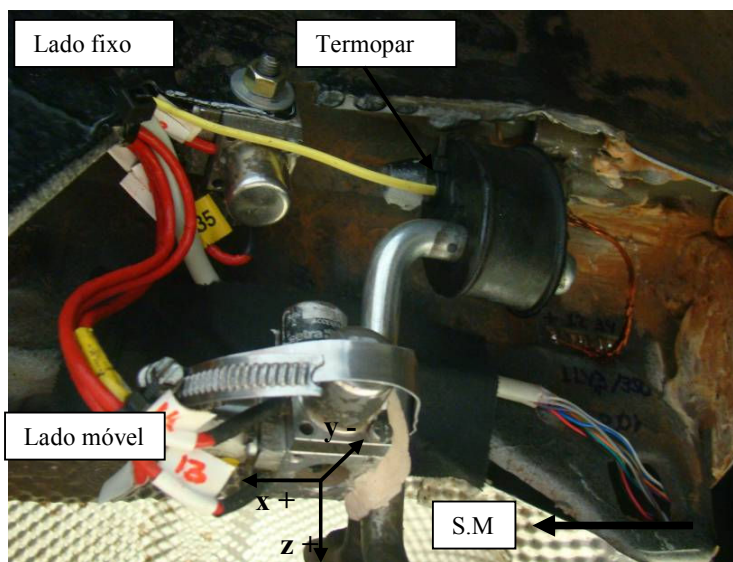


Figura 49. Arranjo e polaridade dos acelerômetros no ponto 3 do sistema de escape.

Em cada uma das três fixações do sistema de escapamento foram utilizados quatro extensômetros defasados de  $90^\circ$  formando dois pares de flexão. Na Figura 50 pode-se ver o conjunto montado no ponto 1, o pares são formados pelos extensômetros 1/2 e 3/4. A força

longitudinal ( $F_x$ ) irá provocar uma deformação de mesma polaridade nos quatro extensômetros. A força lateral ( $F_y$ ) irá provocar uma flexão nos extensômetros 1 e 2 e a força vertical ( $F_z$ ) irá provocar uma flexão nos extensômetros 3 e 4.

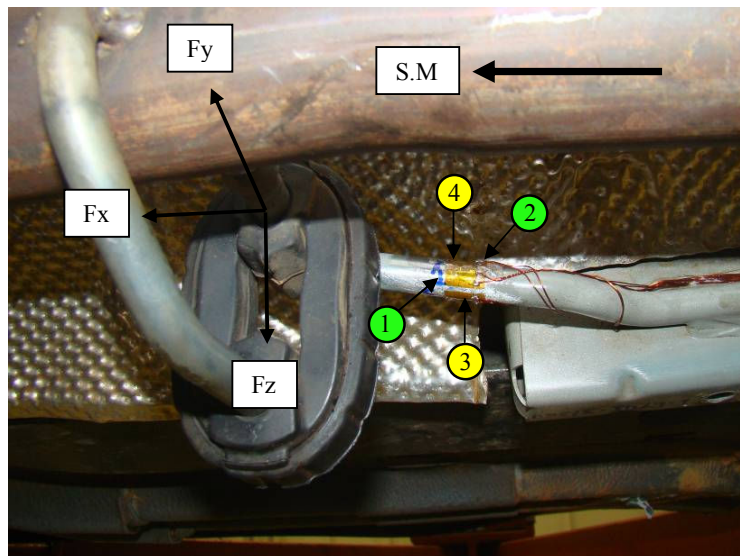


Figura 50. Posicionamento dos extensômetros no ponto 1 do sistema de escape.

O posicionamento dos extensômetros do ponto 2 se encontra na Figura 51. A força vertical ( $F_z$ ) irá provocar momento de flexão no plano XZ devido ao braço existente entre a descarga e sua fixação induzindo deformação de polaridade invertida nos extensômetros 3 e 4 e devido a posição do coxim a força vertical também irá induzir flexão no par 1/2. A força lateral ( $F_y$ ) irá provocar nos extensômetros 3 e 4 uma deformação de polaridade invertida devido ao momento no plano XZ não gerando deformação significativa nos extensômetros 1 e 2. A força longitudinal ( $F_x$ ) induz o momento de flexão YZ com deformações de polaridade invertida nos extensômetros 1 e 2.



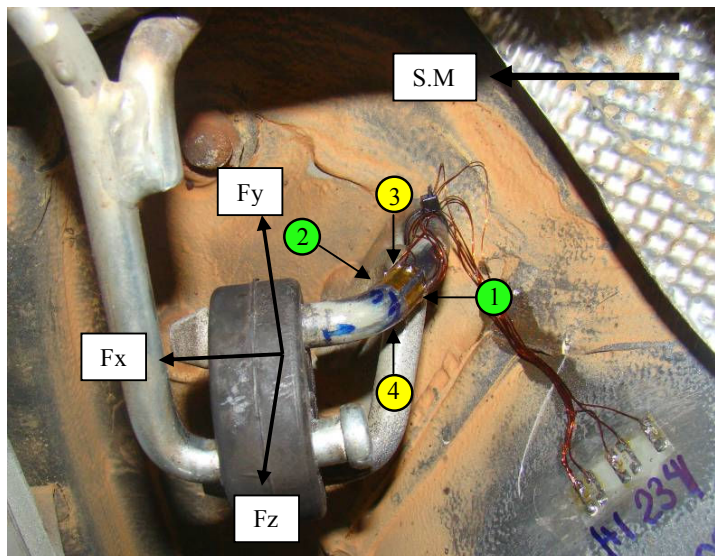


Figura 51. Arranjo dos extensômetros no ponto 2 de fixação do sistema de escape.

Na Figura 52 pode-se ver o arranjo dos quatro extensômetros para o ponto 3 de fixação do sistema de escape. Assim como no ponto 2 a força vertical ( $F_z$ ) irá provocar deformação de mesma polaridade nos quatro sensores e de polaridade invertida nos sensores 3 e 4 em função do momento de flexão no plano YZ. A força lateral ( $F_y$ ) irá provocar um momento no plano XZ e deformações de polaridade invertida nos sensores 1 e 2. A força longitudinal ( $F_x$ ) irá gerar deformações de polaridade invertida nos extensômetros 3 e 4 devido ao momento de flexão no plano YZ.

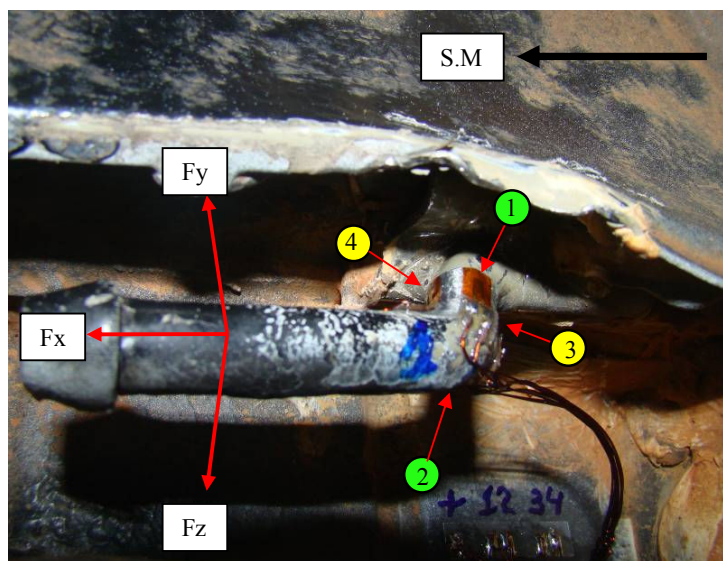


Figura 52. Arranjo dos extensômetros no ponto 3.

### 3.2. A medição

Para a realização das medições foi utilizado um sistema de condicionamento de sinais como apresentado na Figura 53. Para o condicionamento foi utilizado o MGC-Plus da HBM tendo sido necessário dois equipamentos, um mestre e um escravo atuando em sincronismo na medição. O condicionamento primário dos sinais dos dinamômetros é realizado por um sistema específico da MTS que corrige os sinais dos dinamômetros para coordenadas cartesianas seguindo a polaridade especificada na Figura 32. O condicionamento dos sinais dos extensômetros, uniaxiais ou rosetas, foi realizado no MGC escravo e o dos demais sensores no mestre. O software utilizado para a integração de todos os sinais, coleta e validação foi o Catman da HBM. A taxa de aquisição foi de 600Hz com um filtro Butterworth passa-baixa de 80Hz. A taxa de aquisição e o filtro foram definidos pela frequência máxima de interesse que para a durabilidade permanecem abaixo de 50Hz.

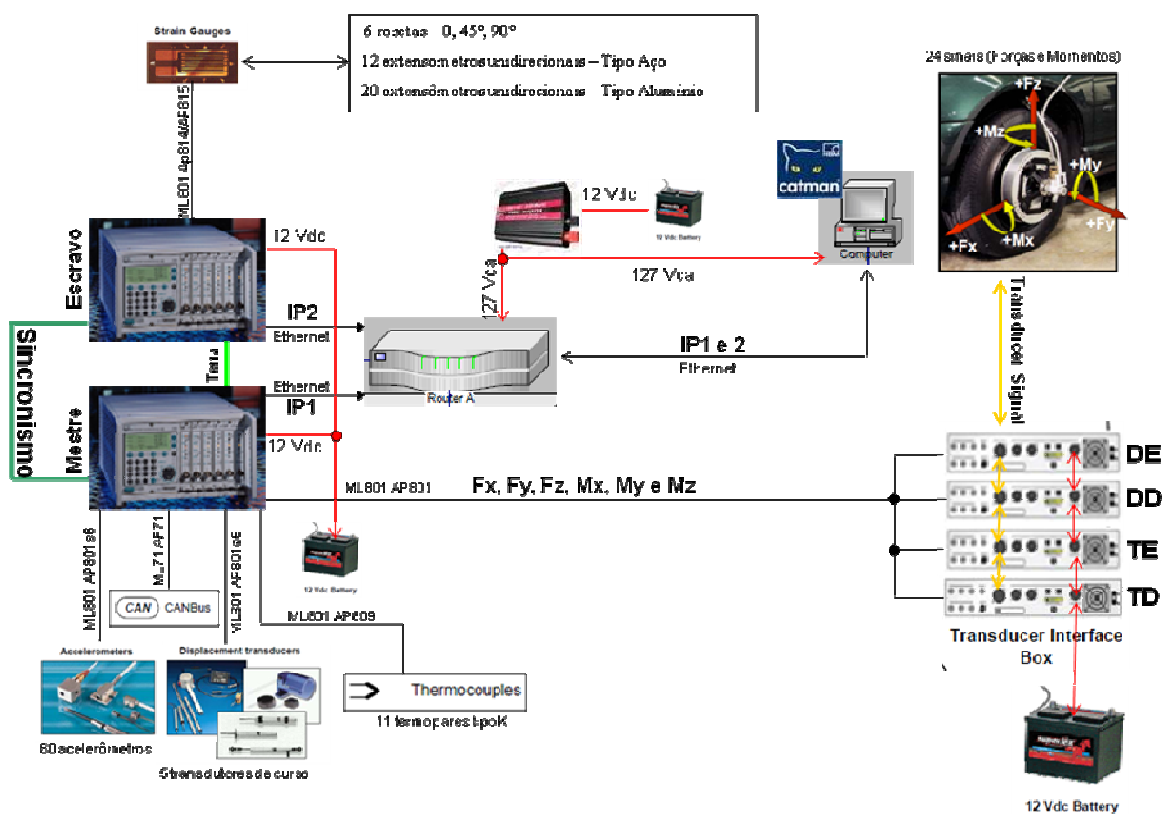


Figura 53. O sistema de medição.

As medições foram realizadas nos percursos de durabilidade estabelecidos como padrão da FIAT no Brasil nas duas configurações de massa do veículo nas quais se realiza o ensaio. A

TABELA 1 resume as condições de medição nos percursos de estrada. O padrão de massa B se refere à massa do veículo com reservatórios completos mais o motorista (padrão 70kg) e a condição C se refere ao veículo na sua capacidade máxima de carga. A velocidade padronizada para a realização do ensaio é de 60km/h tendo ainda uma parcela de asfalto inerente ao ensaio onde não foram coletados os dados em função desse tipo de pavimento não gerar dano significativo ao veículo. Cada medição foi repetida três vezes com o intuito de avaliar a coerência e dispersão dos dados.

TABELA 1.  
Percursos do ensaio de durabilidade

Medição	Percurso	Padrão de massa	Velocidade (km/h)
1	Calçamento	B	60
2		C	
3	Terra	B	60
4		C	

Na TABELA 2 encontram-se os valores de massa medida em cada roda do veículo nas duas condições de medição, B e C. A tolerância de variação dessa medição é de 2% sendo a precisão da balança de  $\pm 0,5\text{kg}$ .

TABELA 2.  
Controle da massa do veículo

Eixo	Padrão B (kg)		Padrão C (kg)	
	Lado Direito	Lado Esquerdo	Lado Direito	Lado Esquerdo
Dianteiro	363	370	380	377
Traseiro	247	239	338	334

O percurso de calçamento a ser utilizado nesse estudo possui 8,5km de extensão e está situado no bairro Tropical em Contagem como mostrado na Figura 54.



Figura 54. Imagem do percurso de calçamento utilizado para o ensaio de durabilidade.

A segunda parte da medição foi realizada dentro do laboratório do setor de Experimentação onde são realizados os ensaios de durabilidade nos simuladores de estrada e em bancadas de teste. O objetivo é comparar os esforços induzidos à carroceria na rodagem em estrada com aqueles que são induzidos nos simuladores. Para realizar essa comparação foi escolhido um dos sinais adquiridos na estrada e nesse caso o sinal de calçamento no padrão B de massa.

A análise de um sinal pode ser extrapolada para as demais condições, pois o padrão de massa afeta o módulo dos esforços principalmente no eixo traseiro do veículo e ambos os percursos (calçamento e terra) induzem ao veículo esforços de característica semelhantes variando em amplitude e número de eventos (picos de carga) em função das irregularidades de cada percurso.

A medição no laboratório utilizou os dois tipos de simuladores de estrada empregados para ensaios de durabilidade de carrocerias, ambos apresentados no item 2.8 da revisão bibliográfica. O simulador Four-Poster é mostrado na Figura 55 e na Figura 56 o simulador 6DOF utilizado para a esse estudo. A diferença entre os simuladores está nos esforços que se pode reproduzir em cada um deles.

O Four-Poster induz ao veículo as forças verticais geradas na estrada e os momentos devido à combinação dessa força entre os eixos (momento de mergulho) e entre os lados (momento de rolagem). As forças verticais em função de sua simetria ou assimetria temporal induz a



carroceria momentos de flexão e momentos de torção como mostrado no item 2.2 da revisão bibliográfica.



Figura 55. O simulador “Four-Poster” da FIAT no Brasil.

O simulador 6DOF além dos esforços controlados pelo “Four-Poster” é possível ainda controlar as forças nos demais eixos (x e y) e os respectivos momentos em cada roda. Em ambos os simuladores a faixa de frequência que se pode reproduzir varia entre 0,5Hz e 50Hz no modo de ensaio de reação inercial da carroceria. Uma análise em frequência dos sinais mostrou que a maior parte da energia do sinal estava contida dentro da faixa de 0,5Hz a 30Hz e esse foi o filtro utilizado para a simulação.



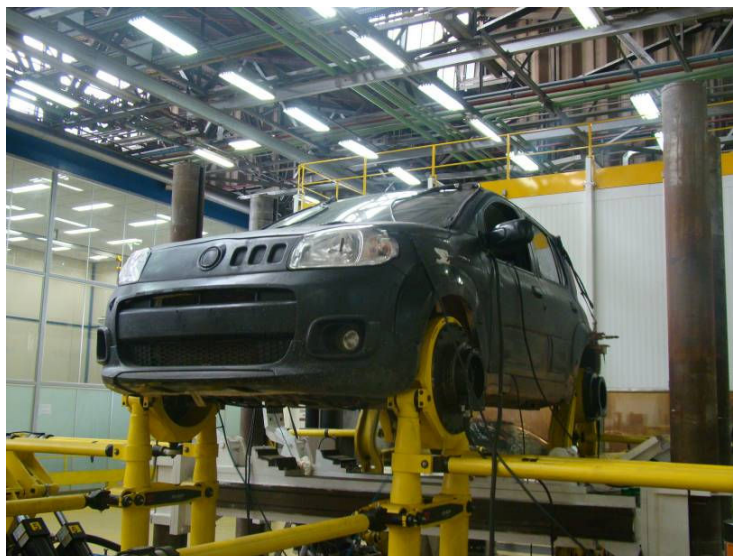


Figura 56. O simulador de estradas 6DOF da FIAT no Brasil.

Ambos os simuladores são servo-hidraulicamente acionados e controlados através do sistema Flextest da MTS. Na Figura 57 pode-se ter uma visão geral do processo de simulação de um ensaio de durabilidade em ambiente de laboratório. O processo número 1 se refere aos sinais coletados através do sistema de medição mostrado na Figura 53 e anteriormente descrito. Após a coleta os sinais são analisados e editados através do software RPC (Remote Parameter Control) da MTS mostrado através do processo 2. Através desse software, além da análise e edição dos sinais, faz-se o controle do processo de simulação utilizando os mesmos parâmetros da fase de aquisição de sinais.

Os processos 3, 4 e 5 se referem a iteração, realização do teste e seu monitoramento remoto. O processo de iteração permite encontrar os sinais de entrada de comando dos atuadores hidráulicos do simulador que se aproximam da condição dinâmica que o veículo foi submetido na estrada. Esse processo está detalhado na Figura 58.

O importante é entender que para a iteração utiliza-se o veículo com os mesmos sensores e sistema de medição e procura-se manter as condições de contorno para que as entradas gerem os esforços no veículo da forma mais próxima possível. Após o término da iteração tem-se como resultado os sinais de entrada para o simulador, que são combinados em proporções especificadas e reproduzidos com o intuito de atingir uma determinada distância estipulada como objetivo para o veículo. O ensaio pode ser monitorado através dos sensores utilizados

na aquisição de sinais e / ou através dos parâmetros dos atuadores hidráulicos como deslocamento e força.

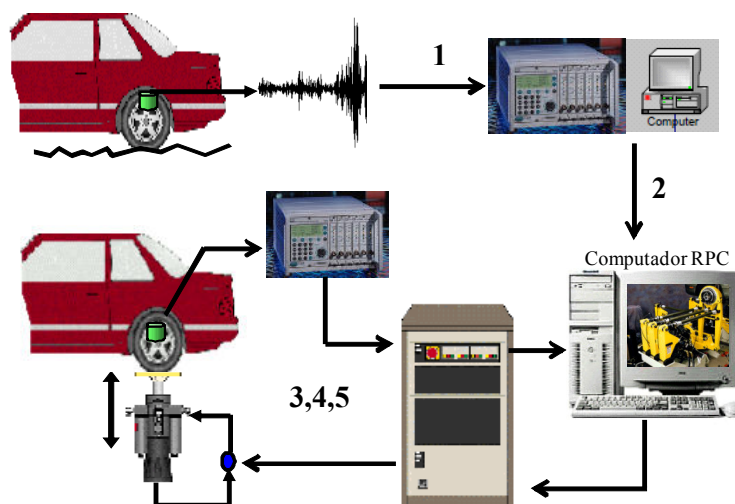


Figura 57. Visão geral do processo de simulação do teste de durabilidade.

Na Figura 58 encontra-se um resumo sobre o processo de iteração dos sinais nesses simuladores. Antes de iniciar a iteração é feita a medição da FRF (Frequency Response Function) do sistema. A medição da FRF do sistema se dá através da reprodução de um sinal de entrada conhecido e coleta das respostas dos sensores do veículo (os sinais dos sensores são os parâmetros a serem controlados e utilizados como objetivo). A medição da FRF segue a sequência: A entrada matemática é criada no RPC que a envia ao controlador Flextest gerando o comando para os atuadores hidráulicos. O veículo ao ser submetido a esse sinal gera as repostas dos sensores coletadas através de seu sistema de medição que são enviadas de forma analógica ao controlador Flextest, onde o sinal é digitalizado e enviado ao RPC. A FRF é então calculada através da relação entre a resposta e a entrada (Resposta/Entrada) no domínio da frequência como apresentado na Equação 29.

$$FRF = \frac{CSD}{ASD} = \frac{RSP * E}{E^2} = \frac{RSP}{E} \quad (29)$$

Onde: CSD – Cross spectral density (a ser explicado no tópico 3.3.1);

ASD – autospectral density (a ser explicado no tópico 3.3.1).

Após a medição da FRF inicia-se o processo de iteração. Como no sistema linear  $AX=B$  com “A” sendo a entrada, “X” a FRF e “B” a resposta e para a simulação o que se tem é a resposta e o objetivo é encontrar a entrada a FRF tem que ser invertida. Após a inversão é calculado o primeiro sinal de entrada ( $E_0$ ) utilizando a Equação mostrada na Figura 58, onde DES se refere ao sinal coletado na estrada que é o objetivo a ser alcançado e G é o ganho do sistema podendo assumir valores entre 0 (zero) e 1 (um).

A entrada é calculada no domínio da frequência, como mostrado, e o RPC utiliza a transformada inversa de Fourier para gerar o sinal no domínio do tempo necessário para ser enviado ao controlador Flextest e, conseqüentemente, aos atuadores hidráulicos. Ao reproduzir o sinal  $E_0$  têm-se a primeira resposta dos sensores ( $RSP_0$ ). A diferença entre do sinal adquirido DES e a resposta do sistema  $RSP_0$  têm-se o sinal de erro ( $ERRO_0$ ). O  $ERRO_0$  é utilizado para calcular uma correção da entrada chamada de  $COR_0$  e somando-se o  $COR_0$  à entrada inicial  $E_0$  têm-se uma nova entrada  $E_1$ . Esse processo é repetido até que se atinjam valores de erro dentro de um limite tido como aceitável para a execução do ensaio.

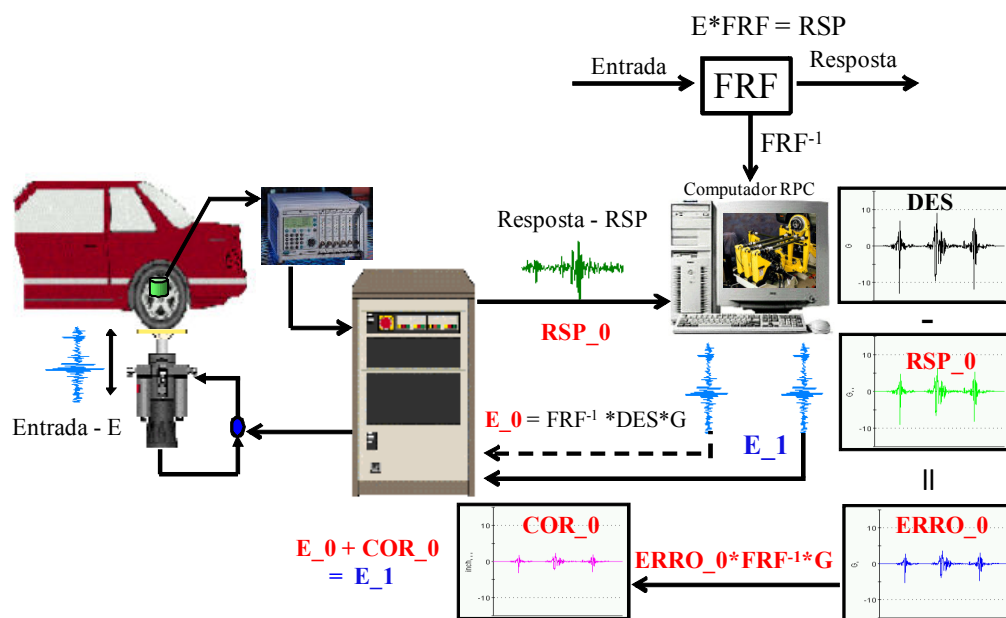


Figura 58. Esquema do processo de iteração dos sinais.

Esse processo de iteração foi realizado para ambos os simuladores para o sinal de calçamento no standard B e após alcançar valores de erro no domínio do tempo e frequência dentro dos

limites estabelecidos através do padrão FIAT para reprodução em laboratório os sinais de resposta foram coletados. No capítulo de apresentação dos resultados e discussões serão analisados três sinais de calçamento na condição de massa B, um coletado no próprio percurso, outro no simulador “Four-Poster” e o terceiro no simulador 6DOF.

### **3.3. Método de análise**

A análise dos resultados será dividida em três partes de forma a facilitar o entendimento. A primeira parte visa conhecer a dinâmica vibracional do sistema de suspensão do motor e do sistema de fixação do escapamento abordando somente a medição realizada na estrada. Na segunda parte o intuito é avaliar a relação existente entre as forças e acelerações da suspensão e carroceria e as forças transmitidas pela vibração do motor e do escapamento para a carroceria. A terceira parte traz uma análise comparativa de dano entre as condições de medição, sendo: estrada, simulador Four-Poster e simulador 6DOF.

A comparação entre as três condições (estrada, Four-Poster e 6DOF) será realizada utilizando o percurso de calçamento na condição de massa B. Os três sinais foram filtrados na faixa entre 0,5Hz e 30Hz por ter sido esta a faixa de frequência de interesse.

#### **3.3.1. Análise dos resultados - parte 1: solicitações induzidas à carroceria**

Para entender a dinâmica vibracional do sistema de fixação do motor e do escapamento serão analisados os sinais das rodas dinamométricas, dos extensômetros das fixações e dos acelerômetros do sistema do motor e escapamento do lado móvel. O objetivo é avaliar as frequências de resposta desses sistemas e uma primeira abordagem dos principais esforços induzidos para a carroceria.

A análise em frequência se faz necessária, pois os sinais medidos em qualquer parte do veículo são aleatórios por natureza tendo uma forma de onda complexa tornando complicada sua análise no domínio do tempo em função da não associação direta da distribuição das amplitudes e frequências. Porém, qualquer sinal complexo pode ser pensado como se fosse composto de funções seno e cosseno de diferentes períodos e amplitudes, as quais somadas em uma série trigonométrica também conhecida como série de Fourier. Uma vez que o sinal

seja decomposto em uma série de funções periódicas, a importância de cada frequência pode ser facilmente determinada.

A série de Fourier para um sinal temporal discreto (sinal digital),  $x(n)$ , periódico, está expressa na Equação 30, onde  $a$  e  $b$  são os coeficientes da série que indicam as amplitudes dos senos e cossenos e  $k=1,2,\dots,N-1$  determina a frequência de cada onda seno e cosseno. O parâmetro  $N$  representa o número de pontos da amostra e  $n$  o ponto de medição do sinal assumindo valores entre 0 e  $N-1$ . Um ponto de medição é armazenado a cada intervalo de tempo  $\Delta t$  (frequência de amostragem =  $1/\Delta t$ ). A frequência das ondas seno e cosseno ( $f_k$ ) é definida como  $k/N\Delta t$ .

$$x(n) = a_0 + \sum_{k=1}^{N-1} \left( a_k \cos \frac{2\pi kn}{N} + b_k \text{sen} \frac{2\pi kn}{N} \right) \quad (30)$$

Para a maioria das aplicações práticas de medições onde a forma funcional do sinal de entrada não é conhecida (sinal aleatório) a decomposição de em termos das amplitudes e frequências é feita através da transformada discreta de Fourier (DFT – Discrete Fourier Transform),  $X(k)$ , apresentada na Equação 31.

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-i\left(\frac{2\pi kn}{N}\right)} \quad (31)$$

Se  $X(k)$  é conhecida ou medida pode-se recuperar o sinal  $x(n)$  a partir da Equação 32. Essa Equação descreve a inversa transformada de Fourier.

$$x(n) = \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{i\left(\frac{2\pi kn}{N}\right)} \quad (32)$$

A análise espectral, utilizada nesse estudo, é uma aplicação da transformada discreta de Fourier. A densidade auto-espectral (ASD), também conhecida como densidade espectral de potência (PSD), e a densidade espectral cruzada (CSD) são utilizados na análise e interpretação de medições dinâmicas onde pretende-se conhecer a distribuição do conteúdo em energia do sinal no domínio da frequência, tendo como unidade  $UF^2/Hz$ , em que  $UF$  representa a unidade física da grandeza medida. Elas são calculadas aplicando a transformada

de Fourier nas funções de auto-correlação ( $r_{xx}(p)$ ) e correlação cruzada ( $r_{xy}(p)$ ) respectivamente como mostrado nas Equações 33 e 34 para o ASD ( $S_{xx}$ ) e CSD ( $S_{xy}$ ).

$$S_{xx} = \sum_{p=0}^{N-1} r_{xx}(p) e^{-i\left(\frac{2\pi kp}{N}\right)} \quad (33)$$

$$S_{xy} = \sum_{p=0}^{N-1} r_{xy}(p) e^{-i\left(\frac{2\pi kp}{N}\right)} \quad (34)$$

Além da densidade auto-espectral será feita uma análise de contagem de ciclos dos sinais utilizando a técnica do “levelcross” para os sinais de força nas rodas. No tópico 2.3.6 foi apresentado o método “rainflow” para contagem de ciclos fechados de histerese do sinal que é amplamente utilizado para o cálculo de fadiga para estruturas submetidas a carregamento de amplitude variável. O método “rainflow” será utilizado nesse trabalho na parte 3 da análise dos resultados. Nesse momento o interesse é visualizar os ciclos de carregamento sem a preocupação com sua posição ou valor médio e para isso o método “levelcross” é mais indicado por facilitar a análise dos dados.

Nesse método de contagem a amplitude do carregamento é dividida dentro de um número de níveis. A contagem ocorre quando uma porção do sinal com inclinação positiva cruza um nível acima de um valor de referência do carregamento ou quando uma porção do sinal com inclinação negativa passa através de um nível abaixo do valor de referência. O valor de referência é usualmente determinado pela média do sinal (LEE et al, 2005).

Na sequência da análise em frequência serão mostrados os resultados das medições de temperatura na suspensão do motor e do sistema de escapamento.

### 3.3.2. Análise dos resultados – parte 2: solicitação de baixa frequência

Na parte 2 da discussão dos resultados, será analisada a influência do conteúdo estático do sinal de estrada ( $\leq 0,5\text{Hz}$ ) na durabilidade das fixações da suspensão do motor e do escapamento. Essa porção do sinal não é possível de ser reproduzida nos simuladores ao utilizar a massa do veículo como reação aos esforços de entrada.

Para o cálculo do dano os sinais complexos serão transformados em ciclos de amplitude constante utilizando o método de “rainflow” e em seguida, com o auxílio da curva da Figura

59, o dano acumulado será calculado utilizando o modelo linear como apresentado no tópico 2.6 da revisão bibliográfica. Ela foi calculada para um valor de  $k=5$  por ser indicado como adequado (valor médio) para análise de pseudo-dano, pois as chapas planas de aço apresentam normalmente  $k$  próximo de 8 e as chapas soldadas com  $k$  próximo de 3 (LEE et al, 2005). A amplitude para uma reversão do sinal é de  $2000\mu\text{m/m}$ .

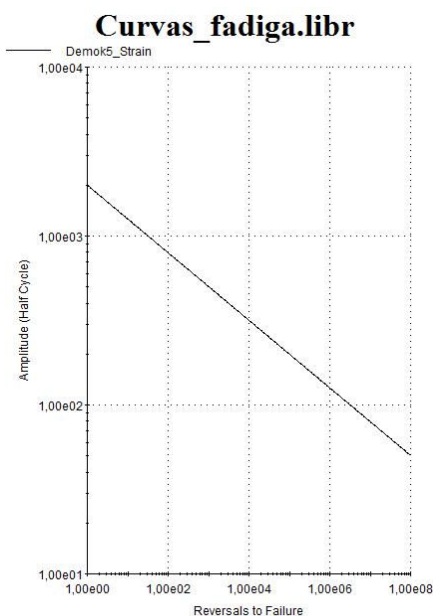


Figura 59. Curva de vida "Demok5\_Strain".

Curvas, como a da Figura 59, são muito utilizadas na análise de severidade de sinais e construção de ensaios de durabilidade por utilizar o mesmo conceito empregado para o cálculo de fadiga em sinais que não são tensão ou deformação.

### 3.3.3. Análise dos resultados – parte 3: correlação estrada laboratório

Na parte 3 da análise será apresentado o cálculo de dano para os sinais considerados de entrada na parte 2, sendo eles: as forças nas rodas e as acelerações na suspensão do veículo. A análise será feita comparando os valores originais (da estrada) com os obtidos em ambos os simuladores de estrada. Serão mostrados ainda os resultados de dano de três rosetas fixadas na carroceria: a roseta 5 – nó A, a roseta 3 - torre do amortecedor dianteiro e a roseta 1 – fixação da suspensão traseira, todas no lado direito do veículo.

Para o cálculo de dano dos sinais de entrada foi utilizada a curva da Figura 60 (DemoK5) que segue a Equação 15 (pág. 48). A amplitude a uma reversão do sinal é de 100, sendo a unidade aquela do sinal a ser avaliado (força, aceleração, tensão, etc).

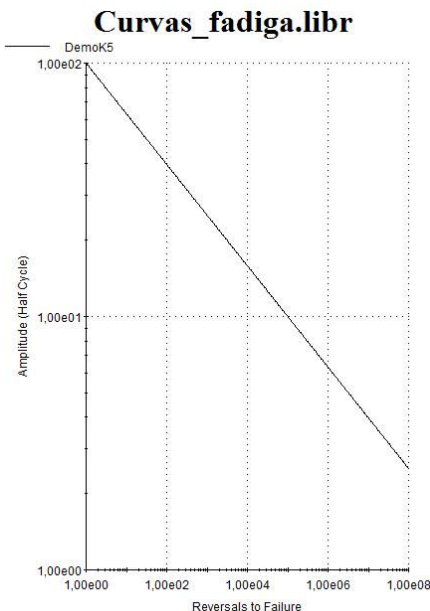


Figura 60. Curva de vida “Demok5”.

Para análise dos resultados do dano que serão apresentados na segunda e terceira parte da discussão dos resultados foi criada uma curva que relaciona a razão do dano ( $R_D$ ) entre duas condições quaisquer em termos de amplitude de carregamento para uma curva de vida com  $k=5$ . A razão do dano expressa variação percentual do dano em uma dada condição ( $D_n$ ) baseada em uma referência ( $D_{ref}$ ), como mostrada na Equação 35. A razão do dano é utilizada para caracterizar a severidade no desenvolvimento de ensaios de durabilidade acelerados ou na comparação de percursos.

$$R_D = \frac{\sum D_n}{\sum D_{ref}} \quad (35)$$

A curva da Figura 61 foi criada de forma a visualizar o impacto que uma variação na amplitude do carregamento traz para a severidade ou razão de dano. Ao inserir na Equação 35 as equações 22 (pág. 52) e 15 (pág. 46) obtêm-se a Equação 36, utilizada para a construção dessa curva.



$$R_D^{\frac{1}{k}} = \frac{S_n}{S_{ref}} \quad (36)$$

Na Figura 61 a razão  $S_n/S_{ref}$  foi substituída pela variação percentual na amplitude do carregamento, sendo  $(S_n - S_{ref})/S_{ref}$ . Nessa figura pode-se ver, por exemplo, que o aumento da amplitude do carregamento em 20% acarreta uma redução da vida ou aumento do dano em 2,5 vezes, ou que uma razão do dano de 50% (redução da severidade em 50%) está relacionada a uma redução de 13% na amplitude do carregamento. Essa curva será utilizada para a análise dos resultados de dano que serão apresentados na segunda e terceira parte do Capítulo 4. A variação na amplitude do carregamento na Figura 61 é uma referência para auxiliar a interpretação física do valor de dano. Logicamente não apenas uma variação média na amplitude do carregamento induz a variações do dano na estrutura, mas a própria tensão média que sendo introduzida no cálculo muda o valor do dano e, por consequência, da vida de um componente ou estrutura.

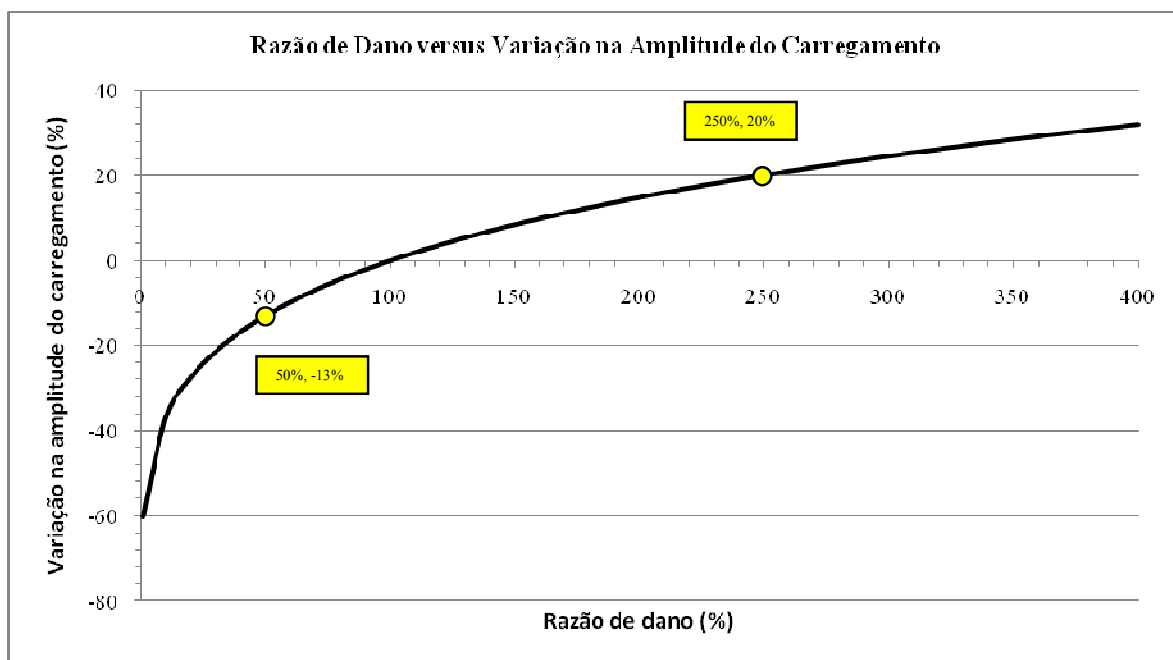


Figura 61. Variação da amplitude da carga pela razão de dano.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1. Parte 1: solicitações induzidas à carroceria

Na primeira parte da apresentação dos resultados serão mostradas a análise no domínio da frequência até 32Hz para os sinais das forças nas rodas, para as deformações e acelerações da suspensão motor e fixações do sistema de escapamento. Segundo Gillespie (1992) a faixa de frequência de interesse para as vibrações induzidas pela suspensão varia entre 0Hz e 25Hz, sendo que acima da frequência natural da massa não suspensa (entre 10Hz e 12Hz) a suspensão atenua rapidamente as amplitudes de vibração. Para o veículo em estudo foi observado que a maior parte da energia dos sinais concentrou-se abaixo de 30Hz, sendo essa a faixa considerada na análise. Nessa parte será também apresentado o histograma (levelcross) permitindo analisar a importância de cada um desses sinais em termos de amplitude.

Na Figura 62 pode-se ver o espectro da força longitudinal medida nas rodas do lado esquerdo do veículo (D.E. dianteira esquerda, T.E. – traseira esquerda). A primeira faixa de frequência de interesse está abaixo de 0,8Hz. Grande parte da energia, principalmente para o eixo dianteiro, está concentrada nessa faixa tendo sua origem nos eventos de frenagem e aceleração. As amplitudes mais significativas estão no eixo dianteiro devido a distribuição de massa do veículo.

Próximo de 2Hz se encontra a frequência do momento de arfagem do veículo (My) que contribui para a geração de força longitudinal. A frequência de resposta do eixo traseiro cerca de 14Hz evidenciada, representa o modo de vibração de corpo rígido na direção x da suspensão traseira. A força longitudinal surge no eixo dianteiro devido a frenagem / aceleração e devido aos impactos que a roda sofre pelas irregularidades do calçamento, sendo esta última a principal fonte da força longitudinal no eixo traseiro.

A densidade auto-espectral média da força longitudinal a 30Hz foi de  $2,2 \times 10^{-4} \text{kN}^2/\text{Hz}$  que é cerca de 2 ordens de grandeza inferior a densidade de energia próximo de 14Hz e 4 ordens de grandeza inferior a densidade de energia na frenagem.

A faixa de frequência abaixo de 0,5Hz não é possível de ser reproduzida nos simuladores de estrada utilizando a massa do veículo como reação aos esforços devido a perda dessa energia ser analisada quanto aos esforços nas fixações do sistema motor e escapamento.

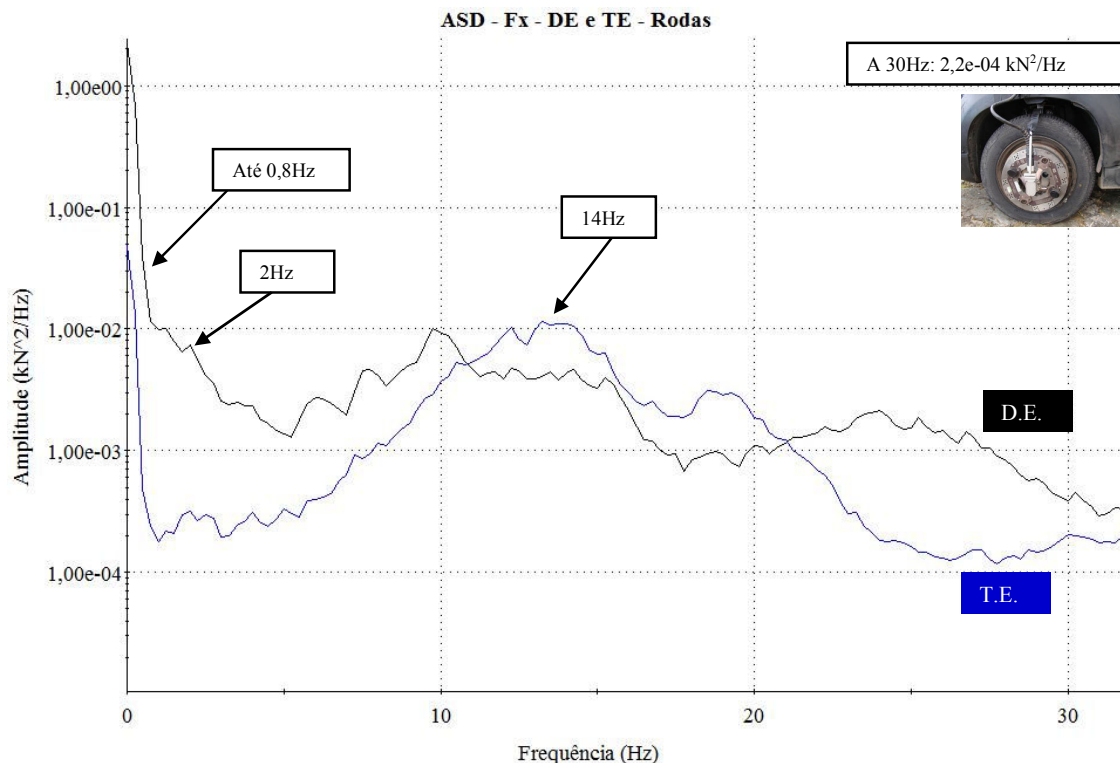


Figura 62. ASD da força longitudinal nas rodas.

Para a força lateral, como mostrado na Figura 63, as frequências de interesse estão todas abaixo de 15Hz. Há uma faixa até 0,8Hz onde se concentra a energia gerada pelos eventos de curva. A energia próxima de 1Hz está relacionada ao momento de rolagem do veículo (Mx). Segundo Gillespie (1992) a frequência desse momento normalmente é 0,5Hz a 1Hz inferior a frequência de vibração vertical da carroceria. A força lateral é gerada principalmente nos eventos de curva presentes no percurso de calçamento (Figura 54) como reação a aceleração centrífuga, sendo esta proporcional ao quadrado da velocidade e inversamente proporcional ao raio da curva. Como a velocidade do veículo nas curvas desse percurso é baixa, cerca de 30km/h, a amplitude da força lateral normalmente não ultrapassa 30% da massa do eixo, o que é baixo comparada a valores normais de utilização do veículo em uma curva atingindo cerca de 70% da massa do eixo.

A força lateral gerada a 10Hz é devido a reação do pneu com solo à força vertical. Em função da geometria da suspensão esta ao mover-se ao longo do eixo vertical cria reações laterais, pois o veículo tende a variar sua bitola. Assim a força lateral no calçamento é gerada pelo atrito entre pneu e solo em razão do movimento vertical da suspensão tanto de forma simétrica quanto assimétrica quando ocorre o movimento de rolagem da carroceria.

A densidade auto-espectral média da força lateral a 30Hz foi de  $2,4 \times 10^{-4} \text{ kN}^2/\text{Hz}$  é mais de uma ordem de grandeza menor que a energia a 1Hz e cerca de três ordens de grandeza inferior que a produzida no evento de curva.

Assim como a frenagem, a porção estática dos eventos de curva não podem ser reproduzidos devido a ausência das acelerações longitudinal e lateral sofridas pelo veículo. Portanto a perda dessa porção do sinal deverá ser avaliada que a severidade do ensaio no laboratório.

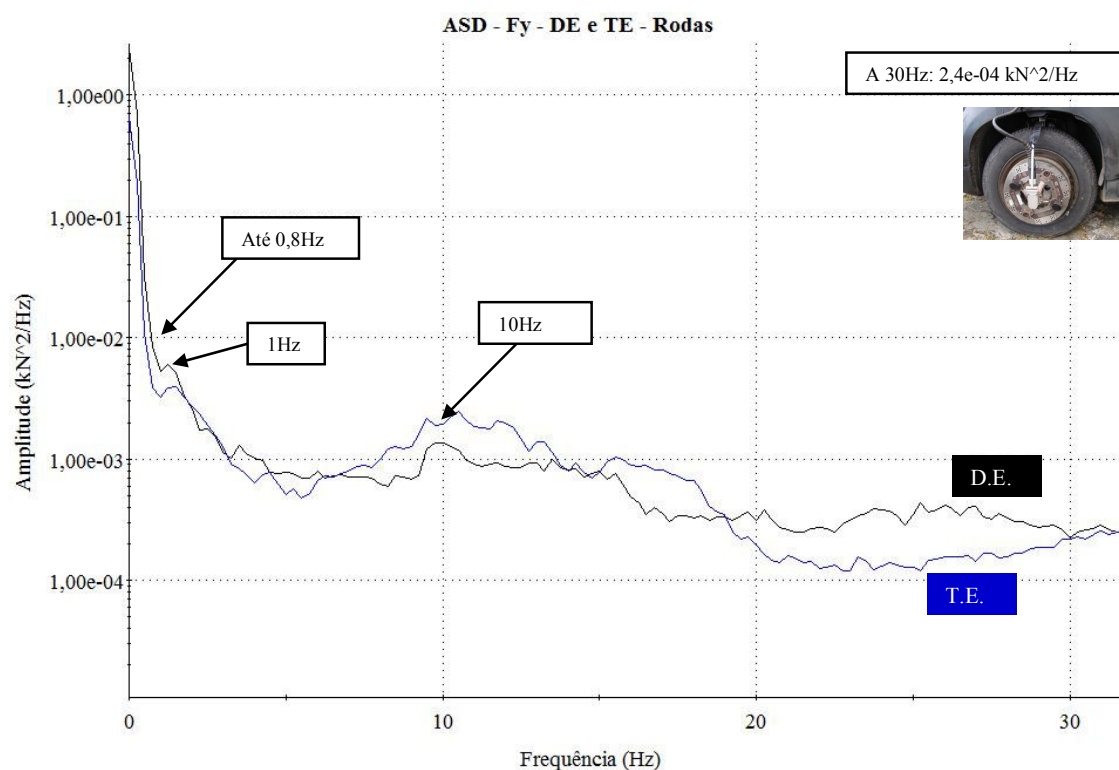


Figura 63. ASD da força lateral nas rodas.

A força vertical, Figura 64, se concentra em uma região de baixa frequência, sendo 1,5Hz para o eixo dianteiro e 2Hz para o eixo traseiro. Essa é a frequência de vibração vertical do veículo, chamada de frequência de resposta da carroceria, pois representa a vibração vertical

da carroceria sobre as molas da suspensão. Quando o veículo vibra com defasagem entre os eixos ocorre o momento de arfagem (My). A segunda parte do sinal se concentra próximo a 10Hz onde tem-se a frequência de resposta da massa não suspensa.

A densidade auto-espectral média da força vertical a 30Hz foi de  $9,5 \times 10^{-4} \text{ kN}^2/\text{Hz}$  sendo mais que uma ordem de grandeza inferior que a densidade de energia na frequência de vibração da massa não suspensa.

A força vertical por não possuir excitação significativa abaixo de 0,5Hz possui seu espectro totalmente reproduzível utilizando os simuladores de estrada.

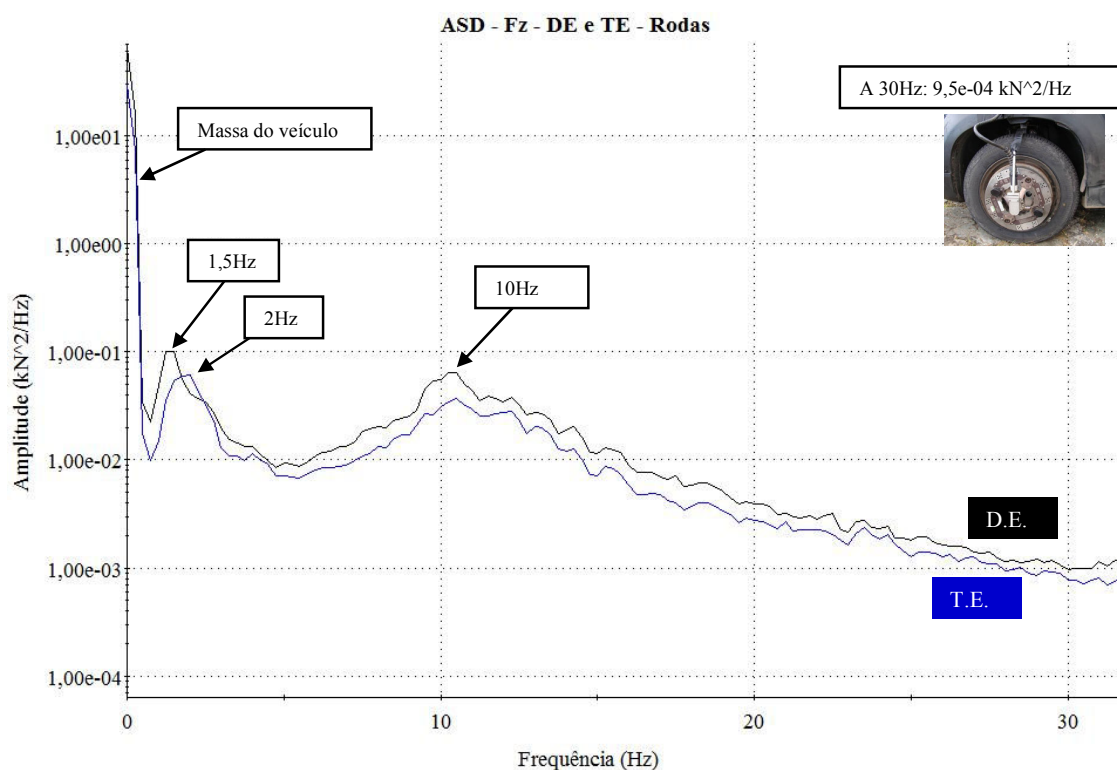


Figura 64. ASD da força vertical nas rodas.

Na Figura 65, Figura 66 e Figura 67 podem ser vistos os histogramas (amplitude por número de eventos) dos esforços nas direções x, y e z na roda dianteira esquerda e traseira esquerda. A forma assimétrica do histograma da força longitudinal na roda dianteira esquerda (Figura 65) apresentando valor médio (porção estática) indica a frenagem. Como mostrado no procedimento experimental a força longitudinal é negativa contra o sentido de marcha do veículo (sentido da força de frenagem), representado as maiores amplitudes na roda dianteira

esquerda. A força devido aos impactos na roda alterna a polaridade de acordo com os obstáculos. O maior pico registrado foi de 4,5kN representando 61% da massa do eixo dianteiro.

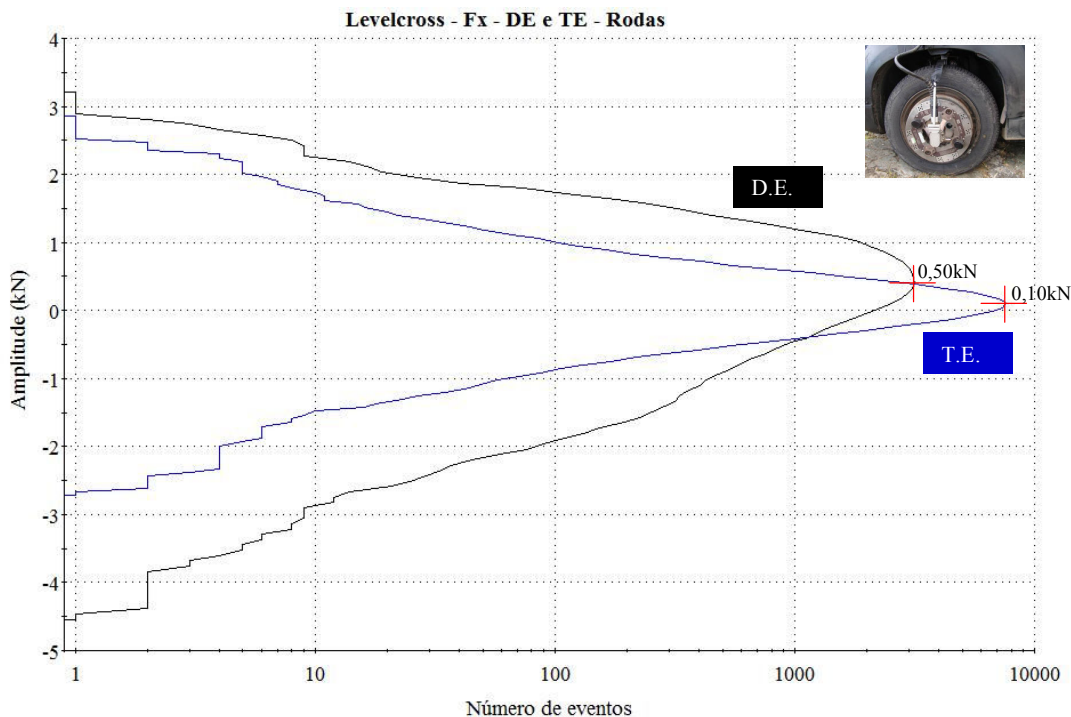


Figura 65. Levelcross da força longitudinal DE e TE.

O histograma da força lateral, que se encontra na Figura 66, mostra um valor médio superior no eixo dianteiro relativo a força gerada pelos eventos de curva do percurso. As maiores amplitudes no eixo dianteiro em função da distribuição de massa do veículo. A massa contida no eixo dianteiro nessa condição de medição foi de 732kg (TABELA 2) sendo o pico de força lateral (2,6kN) de 35% desse valor.

O ponto médio da curva do histograma da força vertical (Figura 66) indica a massa do veículo, sendo de 370kg na roda dianteira esquerda e 239kg na roda traseira esquerda (TABELA 2). Na roda dianteira o pico máximo foi cerca de 12kN com 8,5kN na roda traseira devido a sua menor massa, tendo havido apenas um evento.

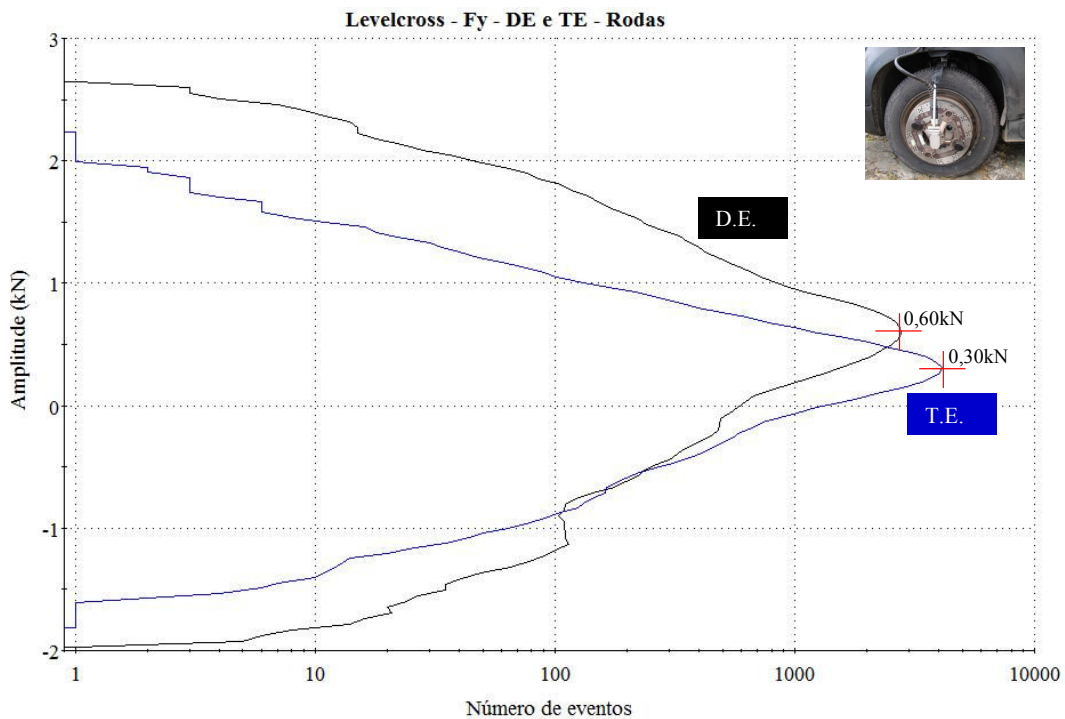


Figura 66. Levelcross da força lateral DE e TE.

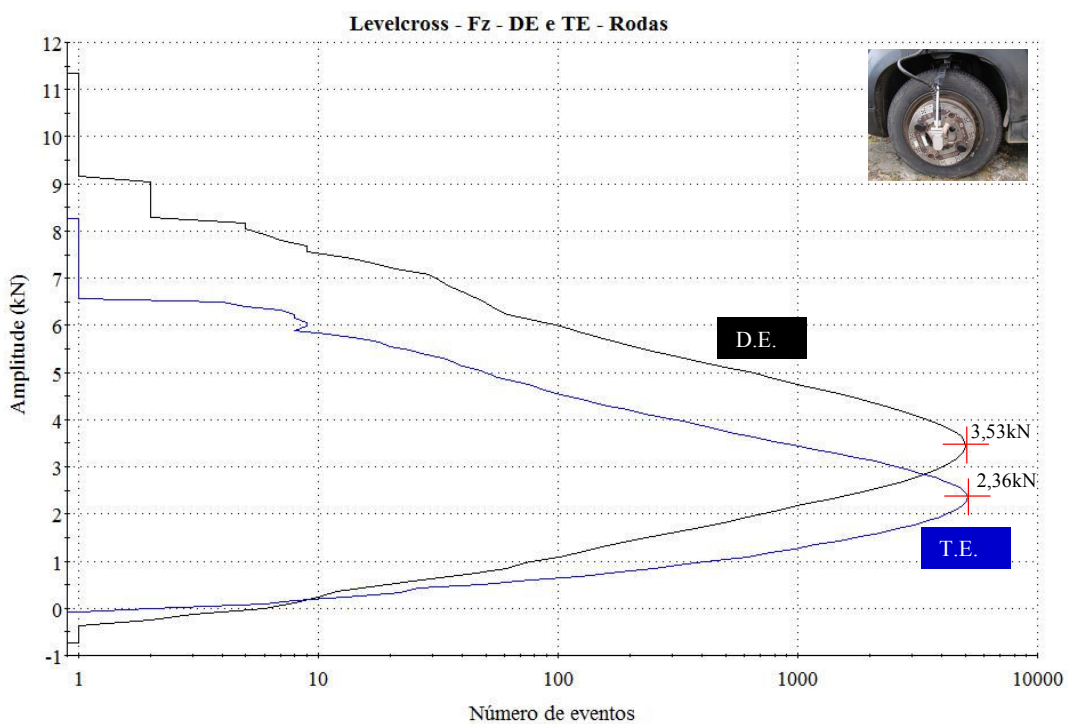


Figura 67. Levelcross da força vertical DE e TE.

A análise das frequências para os extensômetros dos pontos 1, 2 e 3 da suspensão do motor se encontra na Figura 68, Figura 69 e Figura 70 respectivamente.

Na Figura 68 pode-se ver o espectro dos extensômetros 1 e 5 do ponto 1 de fixação do motor. Os pontos 1, 2, 3 e 4 são sensíveis aos mesmos esforços e apresentaram resultados semelhantes, o mesmo para os extensômetros 5 e 6.

Para o extensômetro 1 três frequências de resposta podem ser observadas, sendo a 1,5Hz, 10Hz e 20Hz. A frequência de 1,5Hz foi atribuída a vibração da massa suspensa no eixo dianteiro do veículo. A frequência de 10Hz corresponde a suspensão do motor. Conforme Gillespie (1992) um isolamento de sucesso da suspensão do motor requer que a frequência de ressonância seja 10Hz ou menor afastando-se da menor frequência da combustão (30Hz para um motor quatro tempos com quatro cilindros a uma rotação de marcha lenta de 900rpm).

A frequência de 20Hz também observada no sensor 1 pode se uma harmônica da frequência de 10Hz. A 30Hz também há um acréscimo na densidade de energia do espectro o que reforça essa hipótese.

Como discutido no procedimento experimental o sensor 1 do ponto 1 de fixação do motor é sensível não apenas a força vertical mas também a força lateral. Contudo não há energia significativa no seu espectro onde se concentra a maior parte da energia da curva (abaixo de 0,5Hz) mostrando a pequena influência desse evento para os esforços transmitidos à fixação.

Como característica da suspensão do motor tipo baricêntrica a força vertical é dividida entre os dois pontos laterais (pontos 1 e 2) que estão alinhados com o centro de massa do motor e o terceiro ponto da suspensão atua no sentido de conter o movimento de rolagem do motor em torno do eixo y ( $M_y$ ). Com o ponto 3 de fixação do motor a rolagem irá gerar esforços longitudinais sobre os pontos 1 e 2.

Os esforços longitudinais no ponto 1 são verificados no extensômetro 5, onde têm-se que grande parte da energia concentrada até 0,8Hz estando relacionada aos eventos de frenagem e aceleração. A frequência de 2Hz destacada é causada pelo momento de arfagem do veículo. Outra frequência importante desse sistema ocorre a 10Hz sendo a rolagem do motor nessa faixa de frequência causada pela força vertical induzida pela suspensão.



Parte dos esforços gerados no ponto 1 de fixação do motor é devido aos eventos de frenagem e aceleração, sendo que a não reprodução implicará em uma perda da severidade do ensaio.

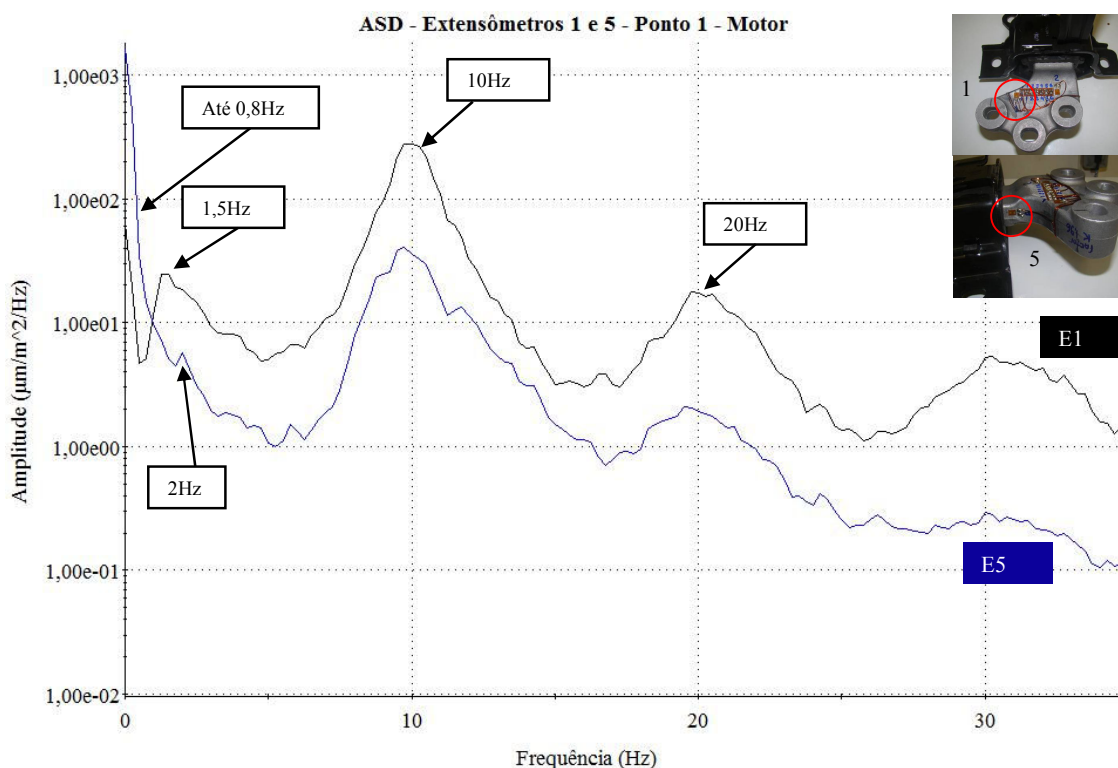


Figura 68. Espectro dos extensômetros 1 e 5 do ponto 1 de fixação do motor.

No ponto 2 de fixação do motor ( Figura 69) a primeira frequência de resposta corresponde a faixa até 0,8Hz, a mesma apresentada pela força longitudinal (devido a frenagem / aceleração) apresentando maior densidade de energia para os sensores 3 e 5 e seus pares 4 e 6. A frequência de 10Hz e suas harmônicas também aparecem nesse ponto de fixação tendo o extensômetro 5 cerca de sete vezes a densidade de energia nessa frequência comparado ao sensor 3. Assim como no ponto 1 todos os sensores também responderam na frequência de 20Hz com menor densidade de energia.

Em função da geometria do ponto 2 de fixação do motor a resposta em deformação dos extensômetros é uma composição dos esforços nas três direções como mostrado no procedimento experimental. Como nesses sensores foi identificada energia significativa abaixo de 0,5Hz, pode ocorrer uma perda de severidade para um ensaio simulado em laboratório que não reproduza essa banda.

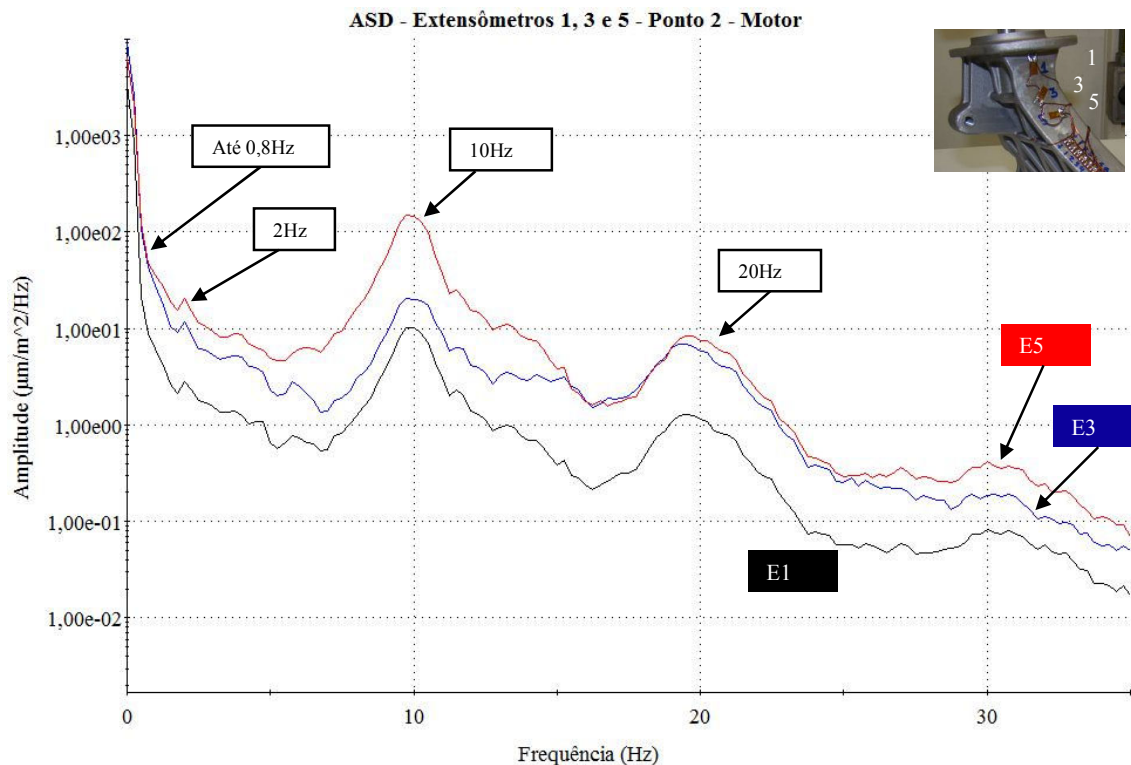


Figura 69. Espectro dos extensômetros 1, 3 e 5 do ponto 2 de fixação do motor.

O espectro do ponto 3, visto na Figura 70, apresenta a primeira faixa importante de frequência até 0,8Hz ocasionada pela força longitudinal relativa a frenagem e aceleração. Essa fixação do motor é responsável por conter seu movimento em torno dos eixos y e z. Como discutido esse ponto de fixação é responsável por conter o movimento do motor em torno do eixo y gerando nos demais pontos de fixação (pontos 1 e 2) somente uma reação na direção longitudinal (BICALHO, 2005).

O momento  $M_y$  é gerado pelo torque do motor (aceleração), na frenagem, nos impactos na roda devido a buracos e em função do momento de mergulho do veículo gerado pelas forças verticais defasadas entre os eixos. A razão da alta densidade de energia nos extensômetros 2 e 6 (e seus pares 3 e 5) na faixa de 10Hz está relacionado ao momento  $M_y$  gerado pela força vertical. A energia a 2Hz, como visto, é relativa ao momento de arfagem do veículo.

A frequência de 20Hz também surge nesse ponto de fixação no extensômetro 2. Conforme descrito no procedimento experimental esse sensor é sensível a vibração lateral do motor e também ao seu movimento em torno do eixo z.

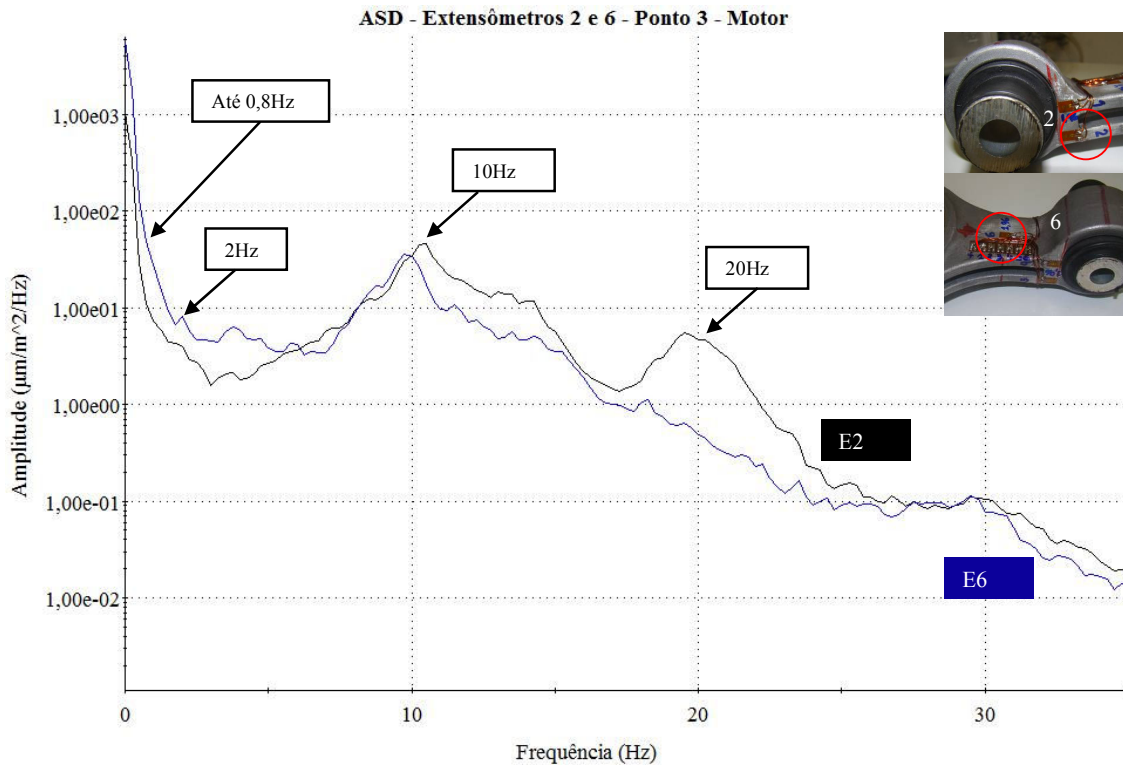


Figura 70. Espectro dos sensores 2 e 6 do ponto 3 de fixação do motor.

Na Figura 71, Figura 72 e Figura 73 encontram-se os espectros das acelerações do motor (lado móvel). Em termos de amplitude, têm-se a direção vertical como a de maior densidade de energia, principalmente no ponto 1 de fixação com as acelerações nas direções lateral e longitudinal apresentando densidade de energia semelhantes.

A frequência de 10Hz é a mais importante desse sistema estando presente nas três direções. Essa frequência de resposta do motor está relacionada ao seu modo vertical de vibração, porém ela gera efeitos na direção lateral devido ao momento de rolagem ( $M_x$ ) e na direção longitudinal devido ao momento de mergulho ( $M_y$ ), ambos também relacionados à força vertical.

Na Figura 71, a porção estática (faixa abaixo de 0,8Hz) relacionada a frenagem possui energia significativa e seu efeito nos pontos de fixação já foi discutido. A frequência do momento de arfagem do veículo (2Hz) também é observada na aceleração longitudinal do motor.

Nos pontos 1 e 2 verifica-se 20Hz como resposta na direção longitudinal. Essa frequência conforme discutido pode ser uma harmônica da frequência fundamental de 10Hz da

suspensão do motor. Outra hipótese é que essa frequência represente o modo de rolagem do motor em torno do eixo x justificando sua presença no espectro das acelerações lateral e vertical conforme Figura 72 e Figura 73.

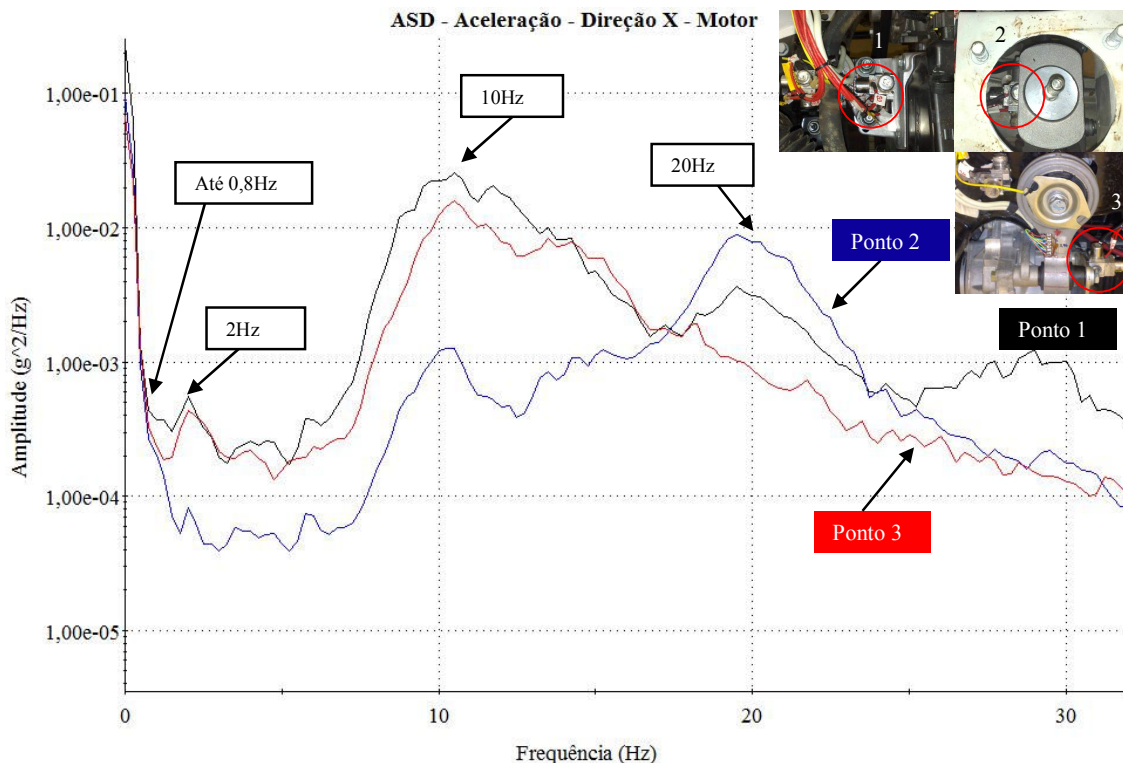


Figura 71. Espectro da aceleração do motor na direção x.

Na direção lateral, Figura 72, no ponto 1 tem-se primeiramente a porção estática no sinal devido a rolagem da carroceria nos eventos de curva. A frequência de vibração a 10Hz, assim como seu segundo modo a 20Hz gerados pela rolagem do motor em torno do eixo x estão presentes.

Na direção vertical do motor, Figura 73, surgem nos três pontos de sustentação a frequência de 1,5Hz relacionada à vibração vertical da carroceria como já apresentado. A frequência de resposta do motor a 10Hz e sua harmônica a 20Hz.

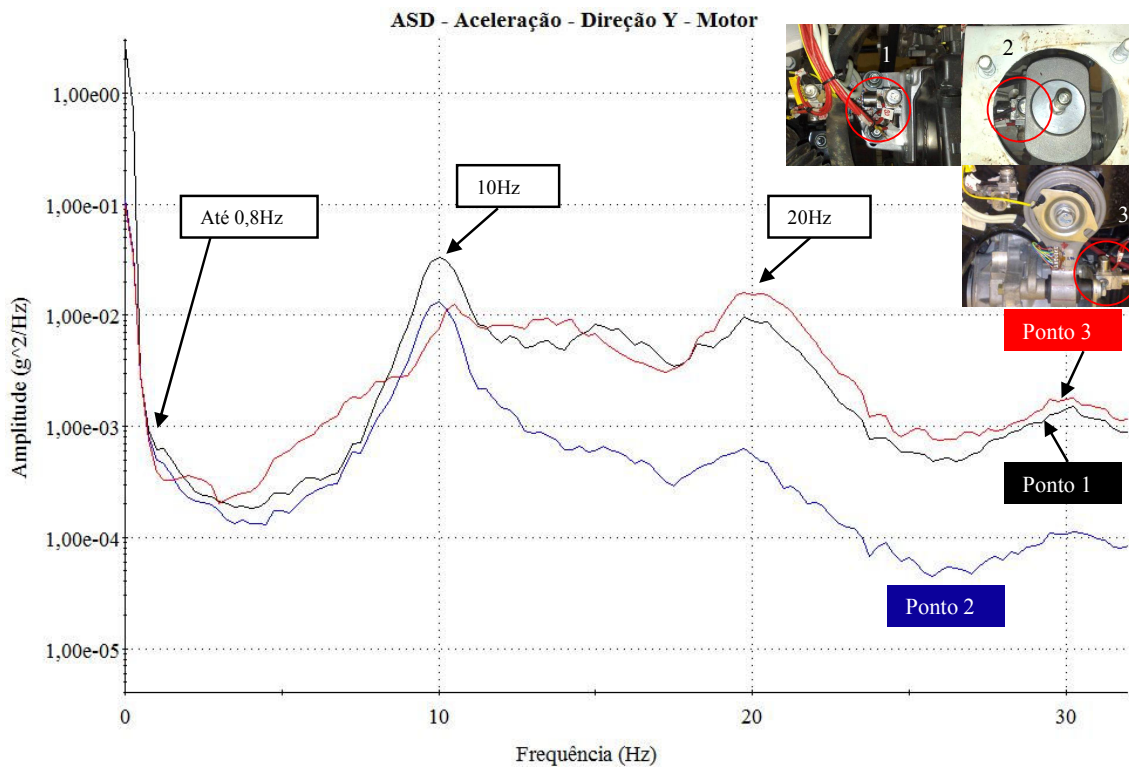


Figura 72. Espectro da aceleração do motor na direção y.

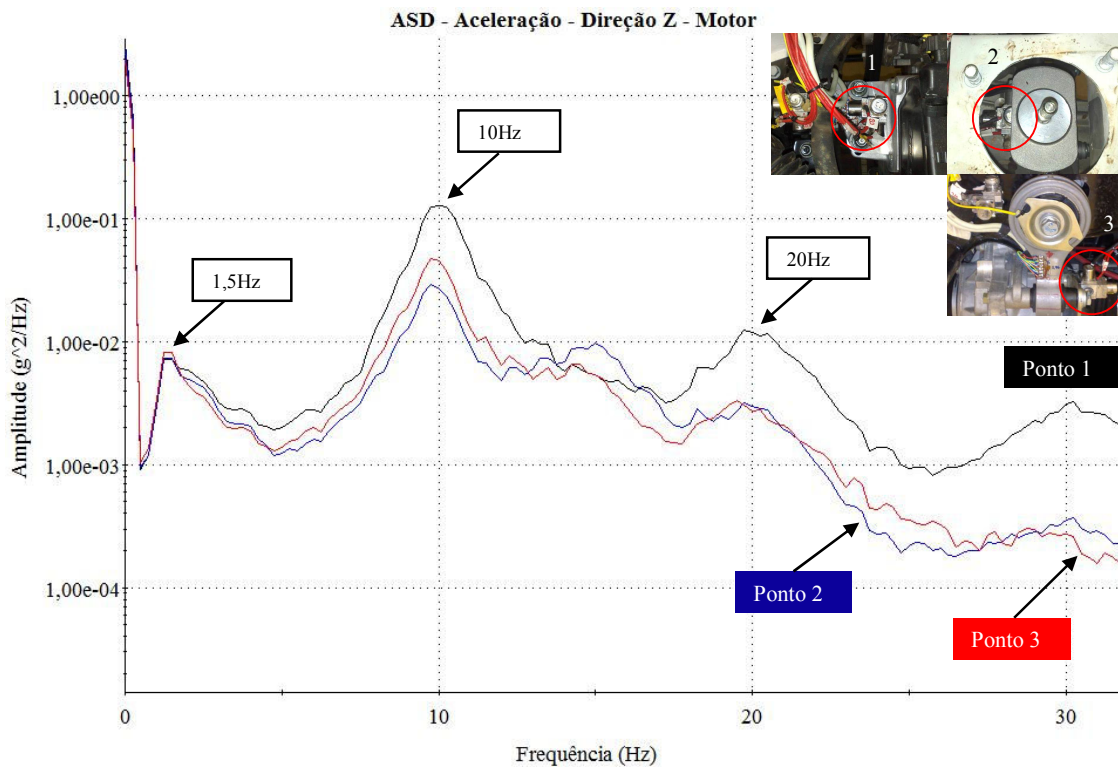


Figura 73. Espectro da aceleração do motor na direção z.

Como exemplo da relação existente entre os esforços e a deformação nos pontos de fixação do motor serão apresentadas três figuras contendo sinais no domínio do tempo na banda de frequência de 0Hz a 30Hz.

Na Figura 74, encontra-se a aceleração vertical no ponto 1 do motor (lado móvel) e a deformação do extensômetro 1 do coxim. Pela imagem percebe-se uma correlação clara entre os picos de aceleração e os picos de deformação confirmando o exposto na análise de frequência. O extensômetro 1 é sensível à força lateral sendo esta conforme discutido concentrada em grande parte nas frequências abaixo de 0,5Hz. Caso a força lateral tivesse influência significativa o gráfico da deformação seria deslocado nos eventos de curva do percurso criando valores médios de deformação. Esse comportamento não se observa no sinal de deformação do extensômetro 1.

A vibração vertical do motor é gerada pela vibração vertical do conjunto suspensão e carroceria. Portanto assegurar a vibração de entrada no veículo é assegurar a vibração do motor e a geração dos esforços nessa direção para sua fixação na carroceria.

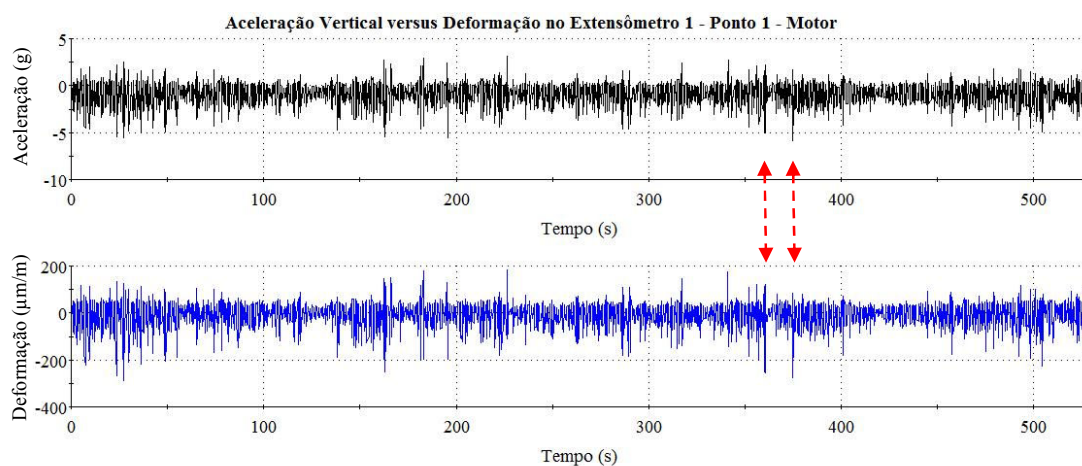


Figura 74. Aceleração vertical versus a deformação do sensor 1 - ponto 1 - motor.

Na Figura 75 encontra-se os gráficos temporais da força longitudinal na roda dianteira esquerda e a deformação do extensômetro 6 do ponto 3 de fixação do motor. Através da forma do sinal verifica-se a atuação de uma onda de baixa frequência devido aos eventos de frenagem e aceleração ao longo do percurso. Um dos eventos de frenagem foi destacado mostrando seu efeito para a deformação no suporte.



A frenagem e a aceleração induzem à estrutura esforços estáticos representados pelo deslocamento nos sinais observado ao longo da medição. Esses deslocamentos geram um pré-carregamento na estrutura atuando em conjunto com os ciclos de carga gerados pelo perfil do calçamento.

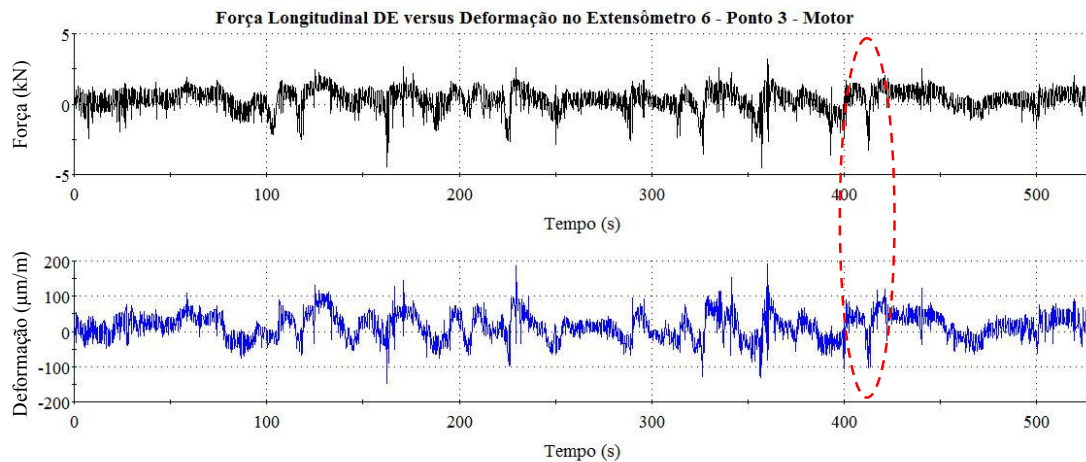


Figura 75. Força longitudinal DE versus a deformação no sensor 6 - ponto 3 - motor.

Assim como mostrado para os eventos de frenagem e aceleração, regiões do suporte sensíveis à força lateral irão apresentar o mesmo comportamento para os eventos de curva do percurso. Na Figura 76 pode-se ver o comportamento temporal da força lateral na roda dianteira esquerda e a deformação no extensômetro 3 no ponto 3 de fixação do motor. A região destacada mostra o efeito da curva sobre a deformação e conseqüentemente sobre o esforço transmitido a fixação.

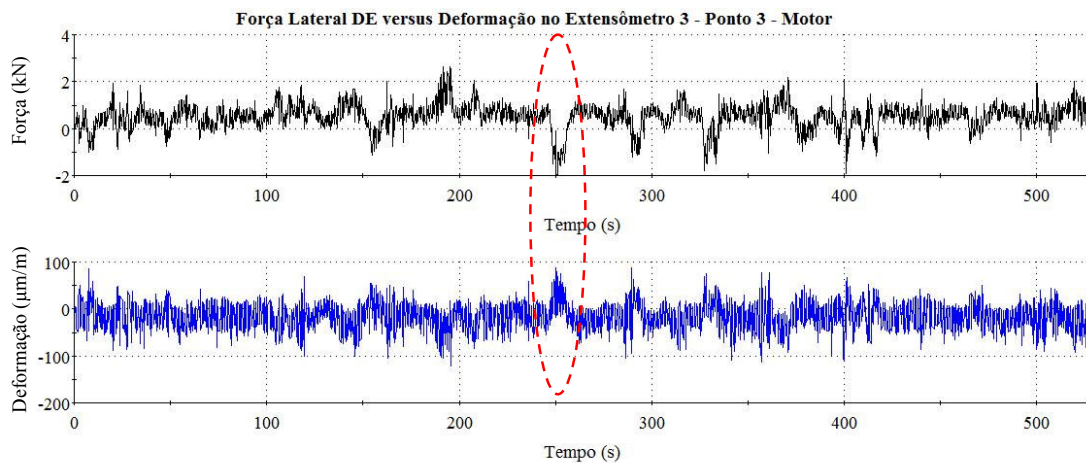


Figura 76. Força lateral DE versus a deformação no sensor 3 - ponto 3 - motor.

Como apresentado tanto os eventos de frenagem e aceleração quanto os eventos de curva geram um valor médio na força transmitida a fixação do motor que contribuem para o aumento da amplitude gerada pelos ciclos de carregamento do perfil da estrada. Como mostrado na revisão bibliográfica a tensão média de tração possui um efeito negativo na vida a fadiga de uma estrutura acelerando seu processo de falha. Assim a não reprodução dos eventos de baixa amplitude na simulação em laboratório irá gerar para as fixações do motor uma redução na severidade do ensaio nos simuladores utilizando a massa como reação aos esforços devendo esta ser conhecida e considerada para seu correto dimensionamento.

O espectro dos extensômetros nos pontos de fixação do sistema de escapamento se encontra na Figura 77, Figura 78 e Figura 79 para os pontos 1, 2 e 3 respectivamente. O escapamento do veículo é dividido em três partes, sendo: o conversor catalítico (chamada parte quente) acoplado ao cabeçote do motor; a tubulação de escapamento onde estão situados os pontos 1 e 2 e o silencioso fixado à carroceria através do ponto 3.

Nos três pontos de fixação existe uma parcela da energia do sinal concentrada abaixo de 0,8Hz que, como discutido é relativa aos eventos de frenagem, aceleração e curva.

No ponto 1, Figura 77, encontra-se o espectro dos extensômetros 1 e 3. O extensômetro 1 é sensível aos esforços nas direções longitudinal e lateral e o extensômetro 3 a força vertical. A maior densidade de energia do extensômetro 3 indica maiores amplitudes devido a força vertical nessa fixação. As frequências de 1,5Hz e 10Hz estão relacionadas a vibração vertical da carroceria e massa não suspensa gerando vibração vertical no escapamento e também lateral devido a rolagem da carroceria.

O extensômetro 3 responde ainda nas frequências de 14Hz, a de maior densidade de energia para a fixação, e 22Hz relacionadas ao modo de vibração vertical da tubulação do escapamento conforme Figura 82 que mostra o espectro da vibração vertical no sistema de escapamento.



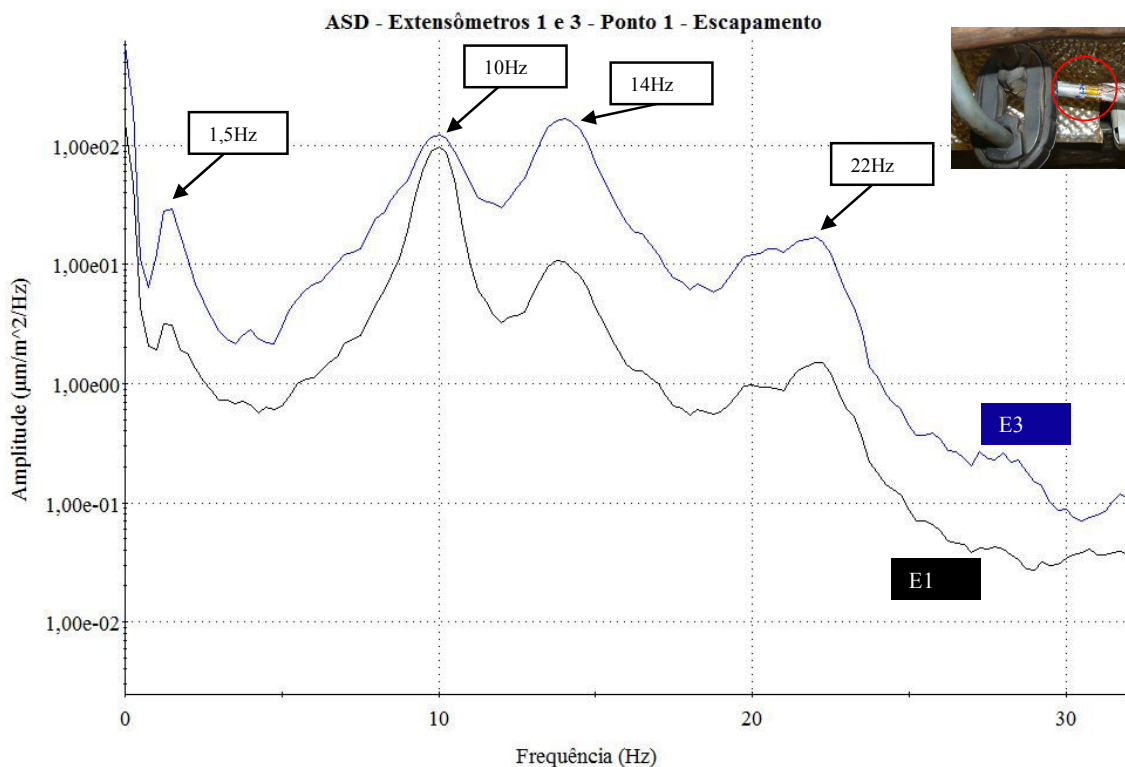


Figura 77. Espectro dos extensômetros 1 e 3 para o ponto 1 de fixação do escapamento.

Para o ponto 2 de fixação do escapamento, Figura 78, o extensômetro 3 mostrou que a maior parte de sua energia está concentrada próximo a 10Hz (supera em cerca de cinco vezes a densidade de energia das demais) que corresponde a frequência de vibração da força vertical das rodas e da suspensão do motor.

Nesse ponto de fixação o extensômetro 1 (e seu par 2) irá sofrer deformação de flexão pelas forças longitudinal e vertical apresentando esse sensor maior densidade de energia e, como consequência, maior amplitude de deformação. A força lateral irá gerar flexão no extensômetro 3 (e seu par 4).

A energia em baixa frequência é maior no extensômetro 1 mostrando a maior influência da frenagem. No extensômetro 1 é mostrado um pico com frequência de 1,75Hz. Esse pico é formado por excitação vertical da carroceria a 1,5Hz e pelo movimento de arfagem do veículo a 2Hz.

O extensômetro 1 também responde nas frequências de 14Hz e 22Hz, porém com menor intensidade que a excitação no ponto 1. Esse efeito de redução na amplitude pode estar ligado

a divisão do esforço no ponto 2 em dois ganchos como mostrado no procedimento experimental (Figura 51).

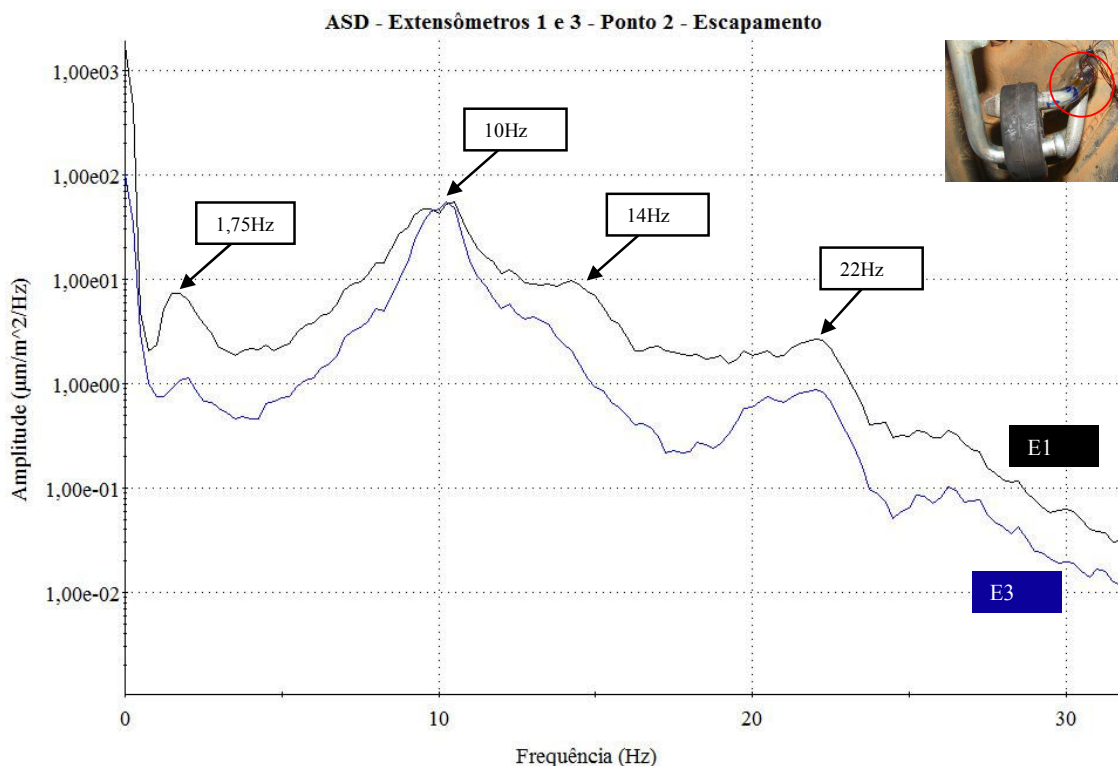


Figura 78. Espectro dos extensômetros 1 e 3 para o ponto 2 de fixação do escapamento.

Para o ponto 3 de fixação (silencioso), Figura 79, o extensômetro 2 (e seu par 1) irá sofrer flexão devido a força lateral e o extensômetro 3 (e seu par 4) possui sua deformação formada pela flexão induzida pela força vertical e pela força longitudinal. O extensômetro 3 possui a maior densidade de energia em todo o espectro analisado.

Com relação a porção estática do sinal o extensômetro 3 possui a maior concentração de energia, provavelmente indicando a maior importância da frenagem / aceleração em relação a curva. Assim como no ponto 2, ambos os extensômetros respondem a 10Hz e com densidade de energia semelhantes mostrando a importância da vibração vertical da massa não suspensa.

O extensômetro 3 responde também a 17Hz e a 22Hz, onde também se verifica um aumento da energia para o extensômetro 1. Uma das frequências de resposta do silencioso na direção vertical ocorre a 17Hz como será mostrado na Figura 82.

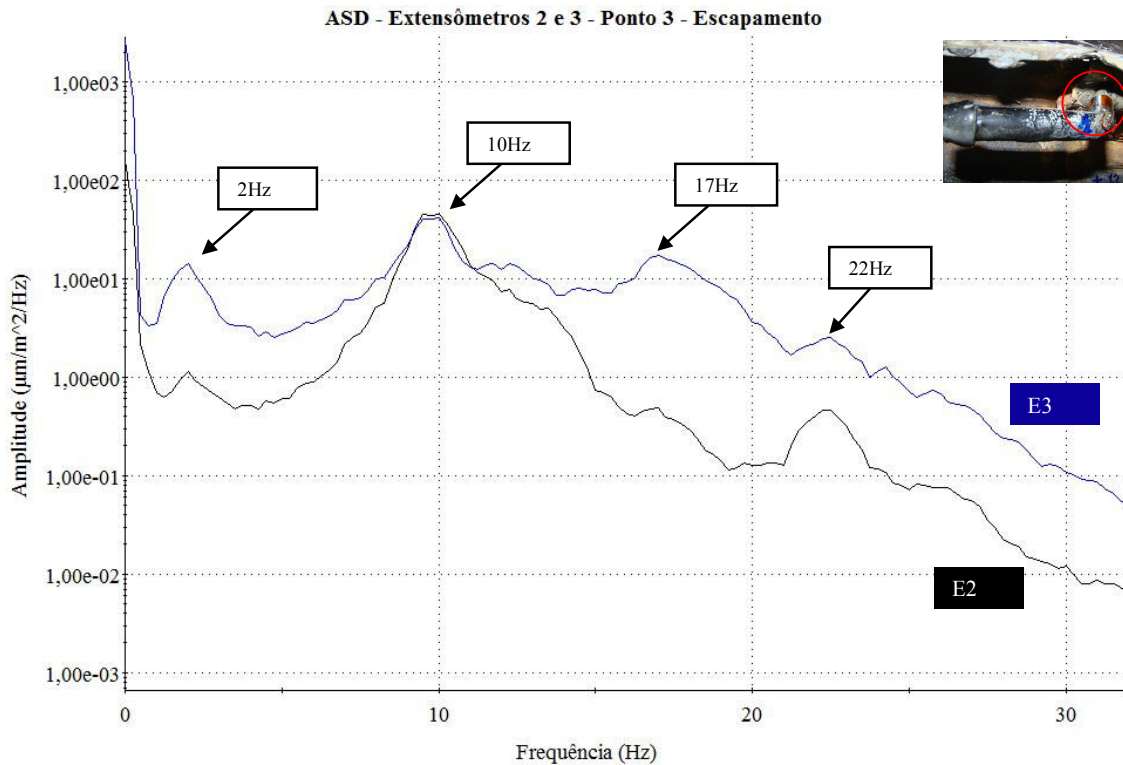


Figura 79. Espectro dos extensômetros 2 e 3 para o ponto 3 de fixação do escapamento.

Na Figura 80, Figura 81 e Figura 82 encontram-se respectivamente os espectros das acelerações nas direções longitudinal, lateral e vertical para o sistema de escapamento.

Na direção longitudinal (Figura 80) há uma concentração de parte da energia na porção estática (até 0,8Hz) possivelmente devido aos eventos de frenagem. O momento de arfagem do veículo gera uma componente na aceleração longitudinal a 2Hz.

Nessa direção de aceleração, a frequência de 10Hz está presente, sendo relacionada ao movimento do motor em torno do eixo y gerando aceleração longitudinal no escapamento.

As frequências de 12Hz e 26Hz são respostas na direção vertical do sistema de escapamento sendo sua principal fonte de excitação as vibrações longitudinais sofridas pelo veículo nos eventos de impacto nas rodas. Contudo analisando as deformações nos três pontos de fixação (Figura 77, Figura 78 e Figura 79) não se verifica a presença dessas duas frequências de resposta. Isso pode demonstrar que a vibração longitudinal do sistema de escapamento tenha menor importância para a durabilidade das fixações.

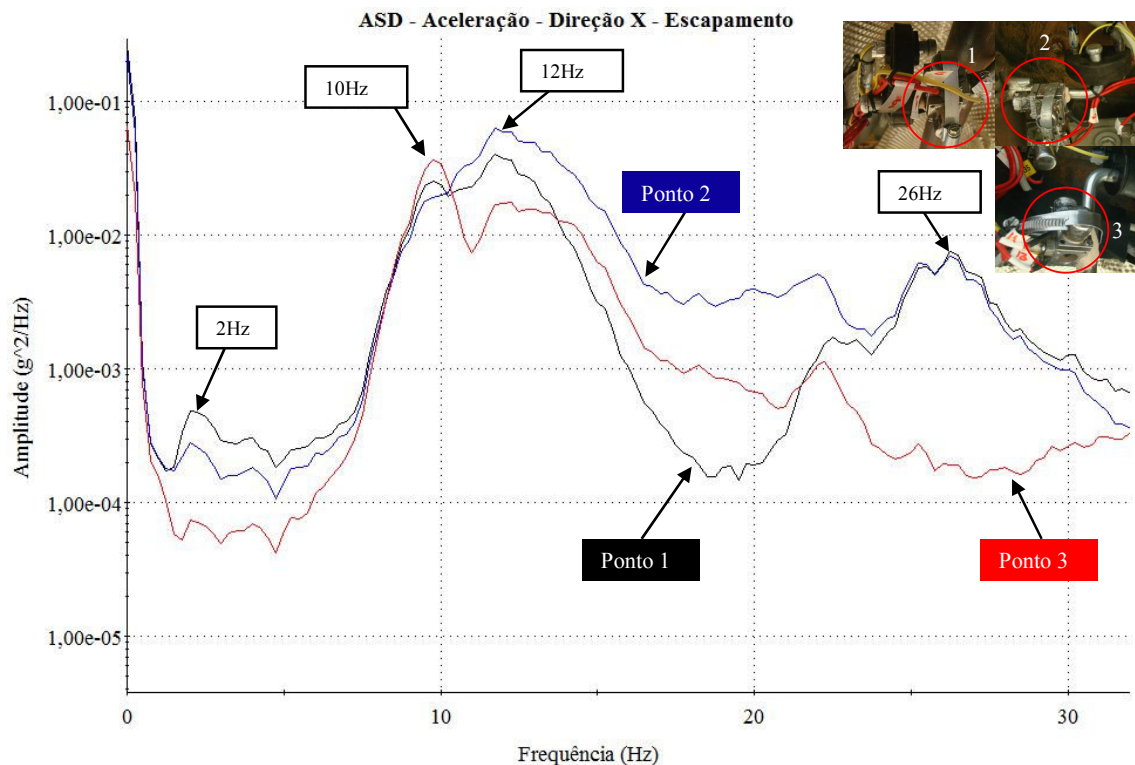


Figura 80. Espectro da aceleração na direção x no sistema de escapamento.

Na direção lateral, Figura 81, a frequência de 10Hz surge como a mais importante. O escapamento vibra na direção “y” devido a força vertical da massa não suspensa defasada entre os lados do veículo, concentrando a maior parte da energia nessa frequência. A porção estática do sinal possivelmente está relacionada a rolagem da carroceria nos eventos de curva.

A frequência de 22Hz, observada no espectro das deformações, tem origem na vibração de rolagem do motor em torno do eixo “z”.

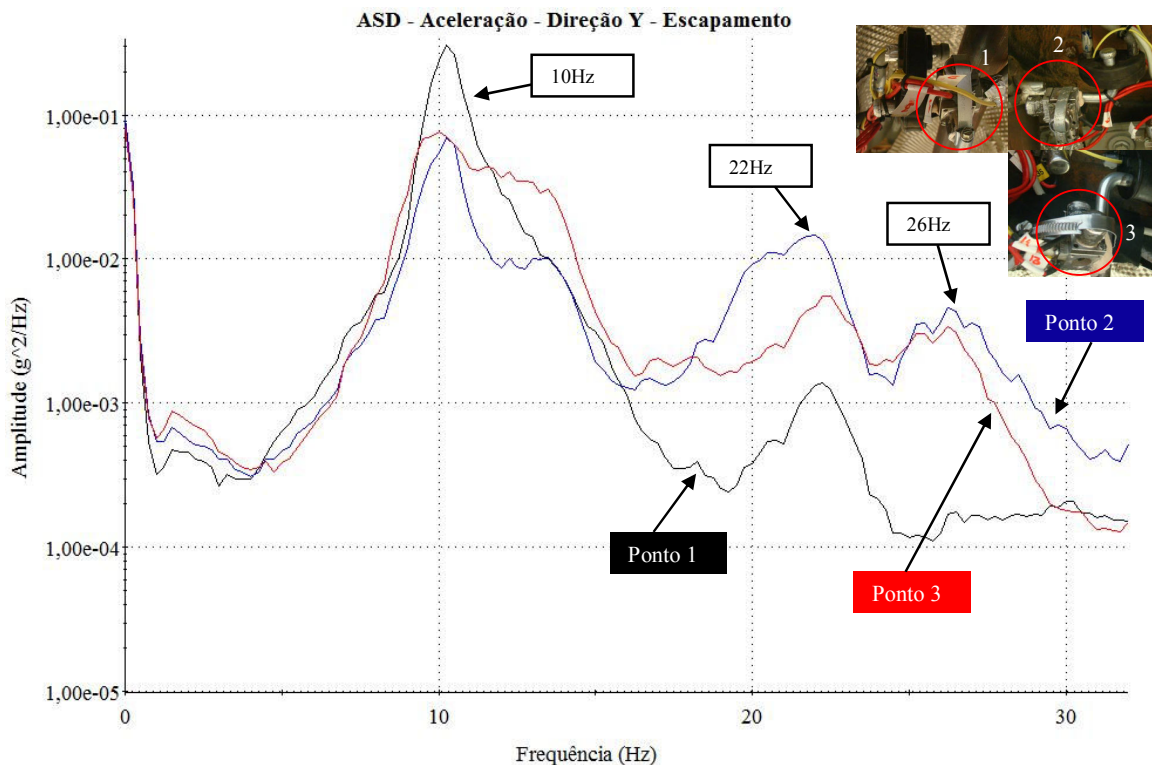


Figura 81. Espectro da aceleração na direção y no sistema de escapamento.

Na direção vertical, Figura 82, o escapamento vibra junto com a carroceria entre 1,5Hz e 2,0Hz conforme a frequência natural dos eixos do veículo.

No ponto 1 têm-se ainda 14Hz e 22Hz concentrando a maior parte da energia de vibração vertical e induzindo os esforços na sua fixação na carroceria conforme mostrado pelo espectro da deformação na Figura 77.

No ponto 2 a maior densidade de energia está na frequência de 14Hz, sendo provavelmente o efeito da vibração medida no ponto 1.

Para o ponto 3, 10Hz e 17Hz são as duas frequências mais importantes com correspondência na deformação desse ponto de fixação conforme apresentado no espectro da Figura 79.

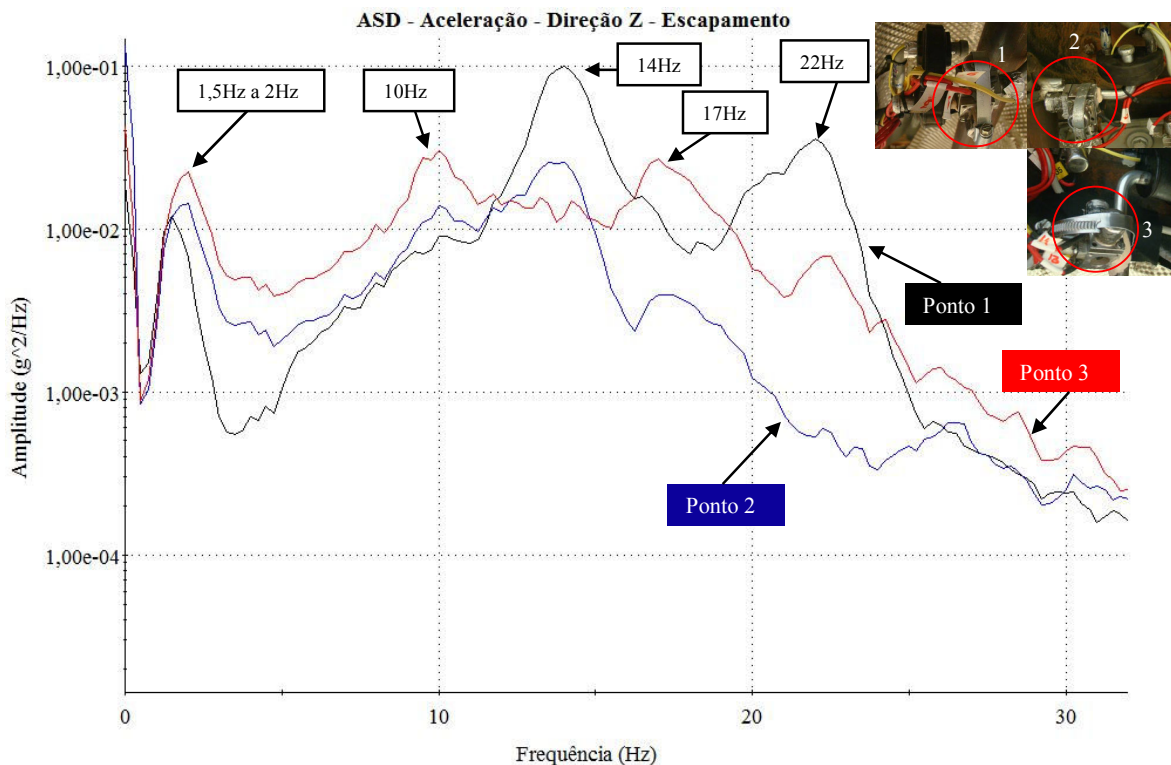


Figura 82. Espectro da aceleração na direção z no sistema de escapamento.

Na Figura 83 e Figura 84 encontra-se respectivamente o perfil temporal de aceleração lateral e deformação do sensor 1 no ponto 1 de fixação do sistema de escapamento e aceleração vertical e deformação do sensor 3. Conforme mostrado o extensômetro 1 é sensível às forças longitudinal e lateral do escapamento e o extensômetro 3 à força vertical.

A deformação do extensômetro 1 do ponto 1 do escapamento possui correlação com a vibração lateral como mostrado pela Figura 83 através dos picos. Embora esse sensor seja sensível ao esforço na direção longitudinal, esse se mostrou menos significativo.

Na Figura 84 pode-se ver a correlação existente entre a aceleração vertical no ponto 1 e a deformação no extensômetro 3. A vibração vertical do escapamento induziu maiores deformações na fixação do ponto 1 mostrando ser esse esforço o de maior importância.

A vibração vertical do escapamento tem origem na vibração vertical da carroceria induzida pela suspensão, assim como parte da vibração na direção lateral do escapamento. Portanto a força vertical induzida a carroceria é a de maior importância para a composição dos esforços na fixação do ponto 1 do escapamento.



As deformações dos pontos 2 e 3 apresentaram resultados semelhantes aos obtidos no ponto 1, podendo a análise do ponto 1 ser estendida aos demais.

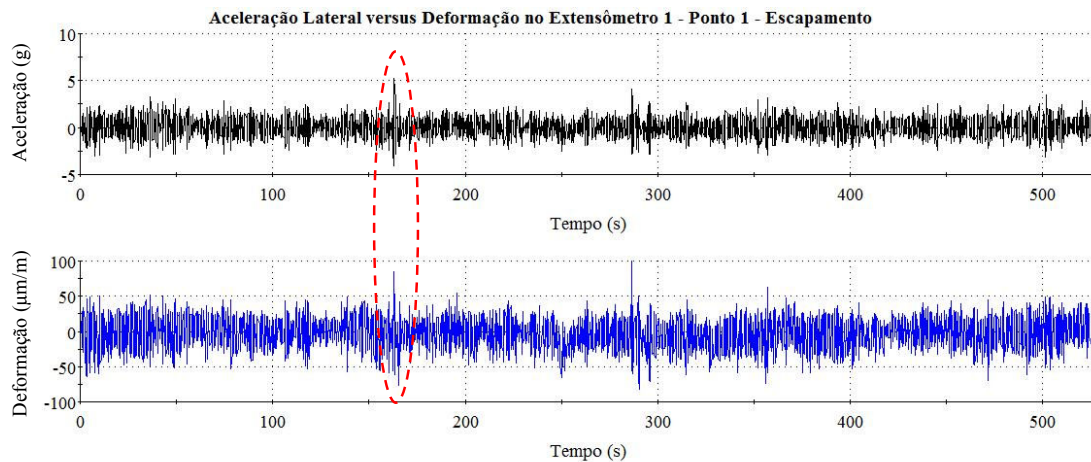


Figura 83. Aceleração lateral e deformação no sensor 1 – ponto 1 - escapamento.

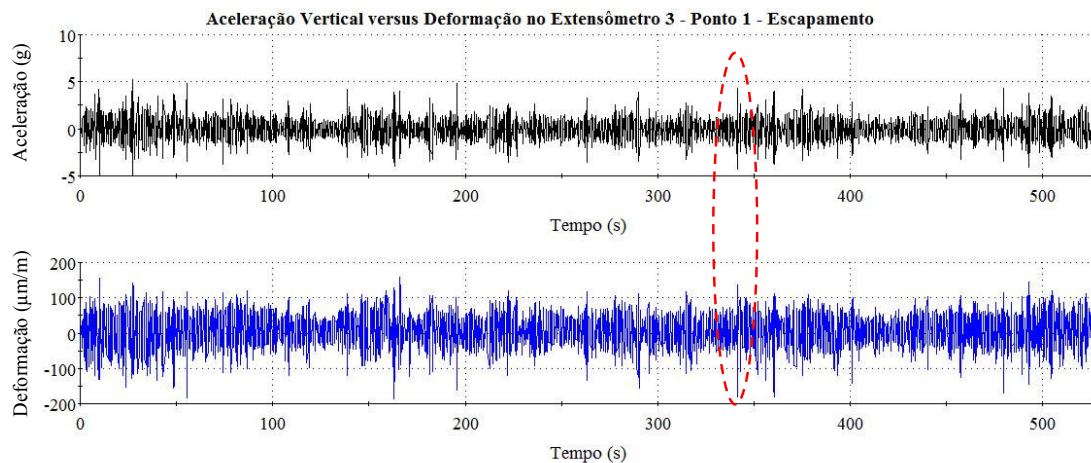


Figura 84. Aceleração vertical e deformação no sensor 3 – ponto 1 - escapamento.

Através da análise de frequência foi verificado que as deformações nas fixações do motor e escapamento, e por consequência os esforços, estão relacionados com os esforços nas três direções com predominância nesse percurso da força vertical. Assim, assegurar os esforços gerados nas fixações do motor e escapamento implica em assegurar a reprodução em termos de amplitude e fase da condição de entrada na suspensão.

A suspensão e carroceria excitam o conjunto de motor, câmbio e escapamento, os quais por sua vez, vibram nos seus modos de resposta, abordados na primeira parte da análise, e geram

os esforços nas fixações. Portanto assegurar as entradas de força, momentos e acelerações é de forma indireta assegurar os esforços de ingresso nas fixações do sistema motor, câmbio e escapamento.

Para finalizar a primeira parte de apresentação e discussão dos resultados, serão mostradas as medições de temperatura na suspensão do motor e fixações do escapamento. Na TABELA 3 encontra-se a especificação da temperatura de trabalho dos coxins aplicados nas fixações do motor e escapamento com as respectivas normas FIAT que determinam suas propriedades mecânicas. Para os coxins da suspensão do motor a temperatura de trabalho pode atingir 100°C e os coxins de fixação do sistema de escapamento até 80°C.

TABELA 3.

## Temperatura de trabalho dos coxins do motor e escapamento

Material	Aplicação	Temperatura de trabalho	Norma
MTA 150	Coxins de fixação do sistema de escapamento	-35°C a 80°C	55275/04
MC 170	Coxins da suspensão do conjunto de motor e câmbio	-45°C a 100°C	55276/02

A medição da temperatura no percurso de calçamento encontra-se na Figura 85 para os pontos da suspensão do motor e na Figura 86 para os coxins do escapamento. Em todos os pontos a temperatura permaneceu abaixo da temperatura máxima de trabalho do componente.

Na fixação do escapamento a maior temperatura foi medida no ponto 1 sendo cerca de 60°C. Os demais pontos apresentaram uma temperatura próxima de 45°C, que é a mesma encontrada na análise da durabilidade para o ponto de fixação do silencioso traseiro em um veículo de passeio, conforme Ferreira e Bracarense (2010).

Como os elastômeros dos coxins da suspensão do motor e dos coxins de fixação do escapamento mantém suas propriedades mecânicas a temperaturas superiores a 80°C a temperatura alcançada na estrada não deveria criar alterações significativas no comportamento dinâmico dos componentes.



No laboratório a temperatura dos coxins permanece próxima a temperatura ambiente, variando entre 30°C e 35°C. Isso implica que a rigidez dos coxins no laboratório seria maior que a apresentada na estrada. Assim, mantendo as amplitudes de entrada na suspensão, o ensaio no laboratório poderia produzir um maior esforço nas fixações do motor e escapamento devido a maior rigidez dos coxins agindo a menor temperatura de forma benéfica para o ensaio já que normalmente no laboratório ocorre uma redução na severidade. Logicamente para os coxins a redução da temperatura atue de forma a reduzir seu desgaste não podendo ser esses componentes plenamente avaliados nessas condições. A análise do efeito da temperatura dos coxins no ensaio será tema de um estudo futuro.

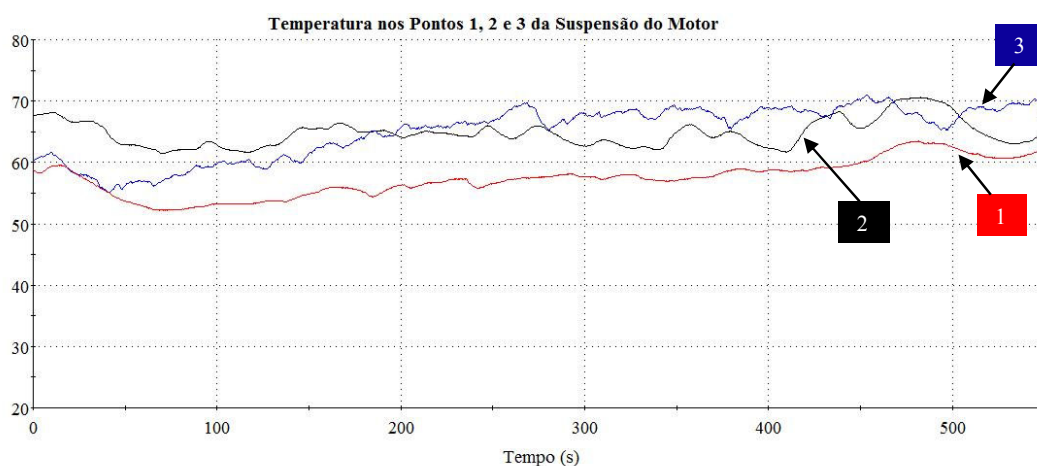


Figura 85. Temperatura para os pontos 1, 2 e 3 da suspensão do motor.

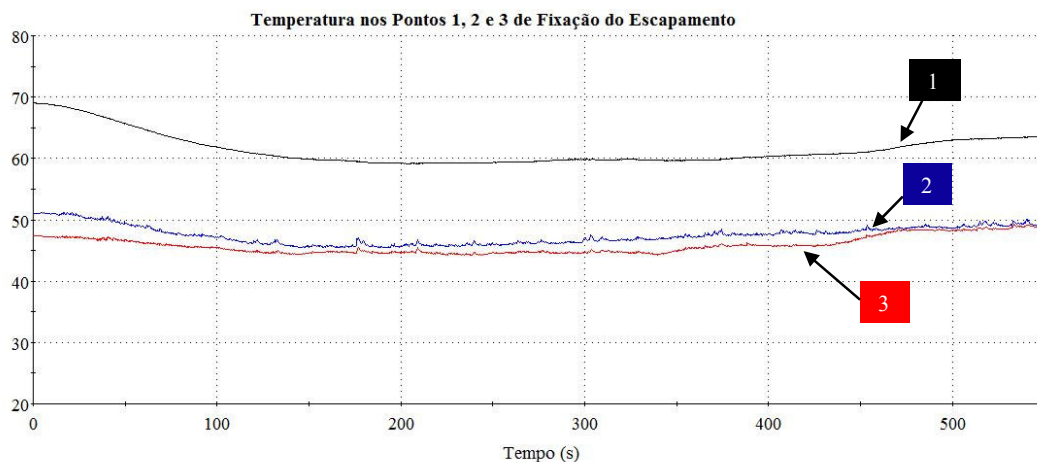


Figura 86. Temperatura nos pontos 1, 2 e 3 da fixação do escapamento.

#### 4.2. Parte 2: solicitação de baixa frequência

As cargas estáticas devido aos eventos de frenagem e curva (abaixo de 0,5Hz) estão presentes no espectro dos extensômetros devendo sua influência ser avaliada. Para avaliação da perda de severidade do ensaio em laboratório devido a limitação do simulador de estradas que na condição de teste utilizando a massa do veículo como reação é capaz de reproduzir os esforços dinâmicos com frequência superior a 0,5Hz. Na TABELA 4 estão os valores do cálculo de dano para os extensômetros da suspensão do motor e escapamento comparando duas condições do sinal: de 0Hz a 30Hz e de 0,5Hz a 30Hz. Essa tabela apresenta a razão entre os valores de dano (0Hz a 30Hz/0,5Hz a 30Hz).

TABELA 4.

Dano entre 0 a 0,5Hz para os extensômetros do motor e escapamento

Ponto	Descrição	Dano		Razão (%)
		0Hz a 30Hz	0,5Hz a 30Hz	
1	E1_Pt1_Motor	5,18E-04	5,20E-04	100
2	E2_Pt1_Motor	4,98E-02	5,00E-02	101
3	E3_Pt1_Motor	6,80E-02	6,70E-02	98
4	E4_Pt1_Motor	2,13E-04	2,07E-04	97
5	E5_Pt1_Motor	4,58E-05	2,43E-05	53
6	E6_Pt1_Motor	4,80E-05	2,68E-05	56
7	E1_Pt2_Motor	6,71E-07	1,88E-07	28
8	E2_Pt2_Motor	9,19E-07	2,88E-07	31
9	E3_Pt2_Motor	1,99E-05	4,60E-06	23
10	E4_Pt2_Motor	1,12E-06	3,08E-07	27
11	E5_Pt2_Motor	9,22E-05	4,31E-05	47
12	E6_Pt2_Motor	6,19E-06	1,50E-06	24
13	E1_Pt3_Motor	2,72E-08	2,21E-08	81
14	E2_Pt3_Motor	7,83E-06	6,60E-06	84
15	E3_Pt3_Motor	1,06E-05	8,10E-06	77
16	E4_Pt3_Motor	6,53E-08	5,17E-08	79
17	E5_Pt3_Motor	4,83E-06	2,91E-06	60
18	E6_Pt3_Motor	3,01E-05	1,14E-05	38

19	E1_Pt1_Escape	4,18E-06	4,01E-06	96
20	E2_Pt1_Escape	3,31E-06	2,91E-06	88
21	E3_Pt1_Escape	2,73E-04	2,68E-04	98
22	E4_Pt1_Escape	1,15E-04	1,13E-04	99
23	E1_Pt2_Escape	8,45E-06	8,64E-06	102
24	E2_Pt2_Escape	2,60E-05	2,60E-05	100
25	E3_Pt2_Escape	1,52E-06	1,45E-06	95
26	E4_Pt2_Escape	2,58E-06	2,42E-06	94
27	E1_Pt3_Escape	1,20E-06	9,99E-07	83
28	E2_Pt3_Escape	1,26E-06	1,22E-06	97
29	E3_Pt3_Escape	1,22E-05	1,21E-05	99
30	E4_Pt3_Escape	1,11E-05	1,12E-05	100

Na Figura 87 encontra-se a forma gráfica dos valores da coluna de razão da TABELA 4. Os pontos de 19 a 30 são referentes aos sensores dos pontos de fixação do sistema de escapamento. Para esses pontos a porção estática do sinal não representa uma parcela significativa da amplitude do sinal apresentando uma razão de dano próxima de 100%. Isso implica que os esforços transmitidos a carroceria através do escapamento, gerados pelos eventos de frenagem e curva possuem baixa influência para a durabilidade e podem ser desprezados sem ocasionar perda significativa para a severidade.

Para a suspensão do motor (pontos 1 a 18) tem-se uma redução significativa na severidade do sinal de maior parte dos sensores quando extraída sua porção estática. Ao analisar o ponto 1 de fixação, pontos de 1 a 6, observa-se uma razão de dano de cerca de 50% para os extensômetros 5 e 6. Esses dois sensores são sensíveis à força longitudinal, que como discutido, no eixo dianteiro possui boa parte da sua energia oriunda da frenagem. A eliminação dessa porção do sinal promovida pelo filtro de 0,5Hz reduz a amplitude dos picos de força e elimina a média do sinal ocasionada pelo deslocamento do motor no momento da frenagem / aceleração. Além da perda de severidade pela redução da amplitude, tem-se a redução pela eliminação da tensão média induzida à fixação.

Os extensômetros de 1 a 4 do ponto 1 de fixação do motor são sensíveis aos esforços vertical e lateral e não apresentaram variação significativa do dano com a eliminação da porção

estática do sinal. A amplitude da força vertical, como discutido na parte 1, é muito superior a da força lateral gerada nesse percurso e não possui energia significativa abaixo de 0,5Hz. A força lateral, por sua vez, possui grande parte da sua energia abaixo de 0,5Hz gerada pelos eventos de curva existentes no percurso. Para esse ponto de fixação a eliminação da porção de curva não traria redução da severidade do sinal mostrando ter a força vertical maior influência.

Os pontos de 7 a 12 são referentes aos extensômetros do ponto 2 de fixação do motor. Os sensores apresentaram uma razão de dano próxima de 30%. De acordo com a Figura 61, isso implica em uma redução na amplitude do carregamento superior a 20%. No ponto 2, pela disposição dos sensores têm-se um acoplamento dos esforços não sendo possível distinguir a influência de cada direção da força. Porém observa-se que há uma redução significativa da severidade ao eliminar a porção estática do sinal gerada pela força longitudinal (frenagem e aceleração) e também pela força lateral (curvas). Contudo, nesse percurso os eventos de curva possuem menor amplitude comparada aos eventos de frenagem, tendo assim a porção estática da força longitudinal maior influência na durabilidade desse sistema.

Para o ponto 3 de fixação, pontos de 13 a 18 na Figura 87, tem-se uma redução da severidade em todos os sensores e principalmente para os pontos 17 e 18 (extensômetros 5 e 6). Como discutido os extensômetros 5 e 6 são sensíveis principalmente ao momento de rolagem do motor em torno do eixo “y” gerado pelos eventos de frenagem / aceleração, pelos impactos na roda e pela força vertical defasada entre os eixos do veículo.

Para os pontos 13, 14, 15 e 16 a razão de dano média foi 80% o que representa uma redução de 4% na amplitude do carregamento de acordo com a Figura 61. Para esses pontos a redução da severidade está relacionada aos eventos de curva tendo influência menor que os eventos de frenagem / aceleração, porém contribuindo para a composição dos esforços de durabilidade na fixação.

Da análise da perda de severidade pela aplicação do filtro no sinal de estrada acima de 0,5Hz, verificou-se que os esforços gerados pela fixação do escapamento têm a maior parte da sua origem na força vertical da suspensão e não possuem amplitude significativa até 0,5Hz. Para a suspensão do motor verificou-se que a porção estática do sinal gerada nos eventos de frenagem / aceleração e também em curvas presentes no percurso contribuem para a

composição dos esforços induzidos a estas fixações e devem ser considerados ao desenvolver um ensaio de durabilidade acelerado no laboratório. Os eventos de frenagem / aceleração para esse percurso apresentaram maior influência comparada aos eventos de curva.

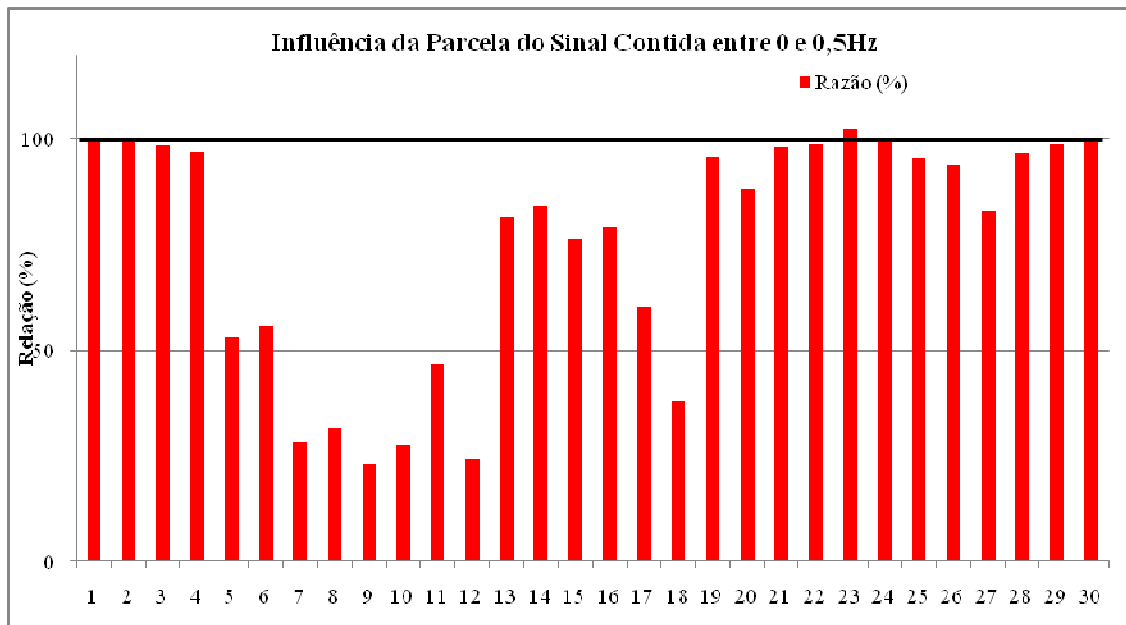


Figura 87. Avaliação da perda de severidade devido a parcela contida entre 0 e 0,5Hz.

### 4.3. Parte 3: correlação estrada laboratório

Na terceira parte da análise serão apresentados os resultados do cálculo de dano para os sinais de entrada: forças nas rodas e acelerações na suspensão. Como descrito o cálculo será feito para a curva SxN mostrada na Figura 60. Os resultados mostram uma comparação entre os sinais do percurso na estrada e aqueles obtidos no laboratório através dos simuladores.

Na TABELA 5 estão expressos os resultados do cálculo de dano para os sinais de força e momentos nas rodas na estrada e nos simuladores Four-Poster e 6DOF. Encontra-se ainda a razão entre o dano obtido nos simuladores e aquele da estrada. Os valores da razão podem ser visualizados na Figura 88.

O dano gerado pela força vertical é uma ordem de grandeza superior ao gerado pela força longitudinal e duas ordens de grandeza superior ao gerado pela força lateral no calçamento. Isso mostra a importância da força vertical nesse percurso de durabilidade.

O dano da força lateral na roda dianteira esquerda e traseira direita (pontos 2 e 16) foi superior no Four-Poster em relação a estrada devido ao dispositivo de fixação do veículo nesse simulador que é posicionado nessas duas rodas de forma a impedir que o veículo altere sua posição nas bases de apoio do simulador. As forças laterais assim como as longitudinais não são controladas nesse simulador. A força lateral nas demais rodas (dianteira direita e traseira esquerda) é gerada pelo atrito entre pneu e superfície de contato do simulador devido ao movimento vertical da suspensão.

A força longitudinal, que nesse percurso, é proveniente dos impactos sofridos no pneu devido às irregularidades e no eixo dianteiro parte devido as frenagens, apresenta uma diferença significativa em termos de dano quando comparado os valores de “Four-Poster” e estrada. No “Four-Poster” o maior dano obtido foi na roda traseira direita cerca de 30% do dano da estrada devido ao impacto do pneu no dispositivo de retenção do veículo. Essa redução de 70% no dano representa uma redução de aproximadamente 30% na amplitude do carregamento como pode ser observado na Figura 61. Nas demais rodas o resultado foi ainda pior chegando próximo de zero na roda dianteira direita. No 6DOF o valor da razão do dano permaneceu muito próxima de 100%.

Os esforços gerados pelo sistema de motor e escapamento dependentes da força longitudinal como parte do momento de mergulho do motor ( $M_y$ ) não serão reproduzidos no simulador “Four-Poster” trazendo como consequência uma redução da severidade dos esforços nessas fixações.

A força vertical foi obtida em ambos os simuladores como mostrado na TABELA 5 atingindo valores de dano próximos ao da estrada. A menor razão de dano foi obtida na roda traseira direita no simulador 6DOF cerca de 60%. Essa relação representa uma variação da amplitude do carregamento de cerca de 10% se encontrando dentro do limites de tolerância na reprodução dos sinais.

Como mostrado na TABELA 5 através da razão de dano e visualizado pela Figura 88 o simulador 6DOF se mostrou capaz de reproduzir na faixa de 0,5Hz a 30Hz os sinais de força e momentos medidos nas rodas, dentro de limites de aceitação. A maior razão de dano no 6DOF foi de 213% para o momento  $M_z$  da roda dianteira direita e a menor foi de 60% para a força vertical na roda traseira direita.

TABELA 5.  
Dano para os sinais de força nas rodas

Ponto	Descrição	Dano			Razão (%)	
		Estrada	Four-Poster	6DOF	Four-Poster/Estrada	6DOF/Estrada
1	Fx DE	3,35E-07	5,40E-08	3,10E-07	16	92
2	Fy DE	9,54E-09	3,87E-08	9,73E-09	406	102
3	Fz DE	8,32E-06	8,65E-06	7,28E-06	104	87
4	Mx DE	4,66E-10	9,67E-10	5,78E-10	208	124
5	Mz DE	4,42E-11	4,14E-12	5,05E-11	9	114
6	Fx DD	9,48E-08	1,36E-10	9,33E-08	0	98
7	Fy DD	1,27E-08	1,07E-08	1,30E-08	85	103
8	Fz DD	9,19E-06	8,06E-06	6,76E-06	88	74
9	Mx DD	7,87E-10	5,77E-10	8,83E-10	73	112
10	Mz DD	1,58E-11	2,82E-14	3,35E-11	0	213
11	Fx TE	1,82E-07	2,75E-08	1,71E-07	15	94
12	Fy TE	6,70E-09	6,25E-09	4,74E-09	93	71
13	Fz TE	2,51E-06	1,86E-06	2,00E-06	74	80
14	Mx TE	3,60E-10	1,49E-10	4,68E-10	41	130
15	Fx TD	1,75E-07	5,33E-08	1,77E-07	30	101
16	Fy TD	7,92E-09	1,57E-08	6,22E-09	198	79
17	Fz TD	3,26E-06	3,15E-06	1,92E-06	97	59
18	Mx TD	4,80E-10	2,66E-10	4,35E-10	56	91

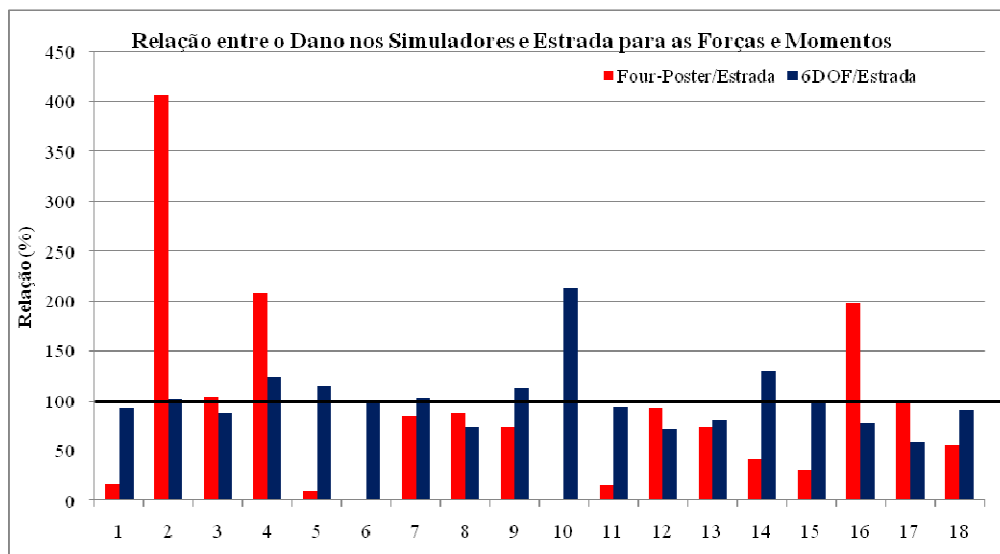


Figura 88. Relação entre o dano nos simuladores e estrada para forças e momentos.

O cálculo do dano para as acelerações na suspensão encontra-se na TABELA 6 e a relação entre o dano nos simuladores e estrada pode ser visualizada na Figura 89.

Da mesma forma que para a força longitudinal, o dano das acelerações longitudinais no Four-Poster foi muito baixo atingindo no máximo 24% na suspensão traseira direita. A razão de dano para o simulador 6DOF para a aceleração longitudinal foi cerca de 200% para as rodas: dianteira direita e as duas traseiras. Conforme apresentado na Figura 61 esse valor equivale a uma amplitude de aceleração aproximadamente 13% superior no simulador. As acelerações na suspensão podem sofrer variação entre o ensaio no laboratório e estrada devido principalmente a variação da rigidez dos elementos elásticos.

Para a aceleração lateral verifica-se uma perda sensível da severidade para o simulador “Four-Poster”. A força lateral na roda dianteira esquerda e traseira direita foi superior que a apresentada na estrada devido ao contato existente com o dispositivo de retenção do veículo. No simulador 6DOF as acelerações laterais foram atingidas de forma satisfatória sendo a pior condição na roda dianteira esquerda com uma razão de 55% o que equivale a uma diferença de 12% na amplitude da aceleração.

Para as acelerações verticais ambos os simuladores tiveram resultados satisfatórios, sendo a menor razão de dano observada na roda traseira direita no simulador 6DOF com 48%. Essa razão de dano representa uma redução de 15% na amplitude da aceleração.



TABELA 6.  
Dano para os sinais de aceleração na suspensão

Ponto	Descrição	Dano			Razão (%)	
		Estrada	Four-Poster	6DOF	Four-Poster/Estrada	6DOF/Estrada
1	A_X_Susp_DE	2,67E-05	2,87E-07	2,85E-05	1	106
2	A_Y_Susp_DE	9,68E-07	9,33E-08	5,36E-07	10	55
3	A_Z_Susp_DE	2,76E-03	2,83E-03	2,07E-03	103	75
4	A_X_Susp_DD	1,18E-05	1,53E-08	2,27E-05	0	193
5	A_Y_Susp_DD	1,06E-06	1,17E-07	6,55E-07	11	62
6	A_Z_Susp_DD	3,16E-03	1,81E-03	2,59E-03	57	82
7	A_X_Susp_TE	5,00E-05	9,89E-06	1,45E-04	20	290
8	A_Y_Susp_TE	9,12E-07	2,87E-07	7,13E-07	32	78
9	A_Z_Susp_TE	6,22E-03	5,55E-03	4,46E-03	89	72
10	A_X_Susp_TD	2,59E-05	6,31E-06	5,24E-05	24	203
11	A_Y_Susp_TD	9,44E-07	3,69E-07	8,52E-07	39	90
12	A_Z_Susp_TD	7,98E-03	7,84E-03	3,87E-03	98	48

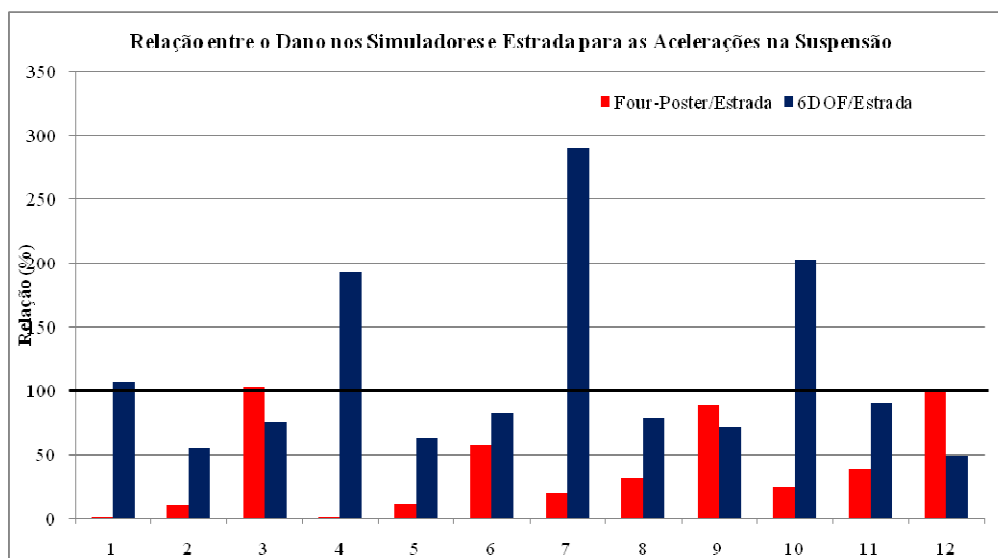


Figura 89. Relação entre o dano nos simuladores e estrada para as acelerações na suspensão.

Assim, como observado para as acelerações na suspensão, as acelerações nas direções longitudinal e lateral tiveram uma perda de severidade no simulador “Four-Poster”

principalmente para a direção longitudinal. Isso significa que essa perda deve ser analisada e ponderada quando se tem como objetivo a validação nesse simulador de componentes, como por exemplo, os bancos e suas fixações na carroceria.

No simulador 6DOF foi possível reproduzir os sinais de entrada no veículo (força e acelerações na suspensão) mantendo a dinâmica vibracional do veículo na estrada na faixa entre 0,5Hz e 30Hz.

Uma análise complementar do dano na carroceria nas condições de estrada e no laboratório encontra-se na TABELA 7. Foram calculados os valores de dano referentes as rosetas 5, 1 e 3 fixadas no nó A da carroceria, na torre do amortecedor dianteiro e na fixação da suspensão traseira respectivamente, todas do lado direito do veículo. A forma gráfica da razão do dano encontra-se na Figura 90.

As rosetas 5 e 1 apresentaram razão de dano muito semelhante tanto no “Four-Poster” quanto no 6DOF. A região superior da carroceria como, por exemplo, do nó A da roseta 5 é muito sensível aos esforços verticais e a falha desses pontos na maioria das vezes está relacionada ao momento de torção induzido pela estrada. Vidal, 2000, mostrou ser possível avaliar a durabilidade da região do parabrisa da carroceria reproduzindo no laboratório somente momentos de torção correlacionados em número de ciclos com os valores de estrada. Situação semelhante ocorre na torre dos amortecedores onde sua falha depende somente da força vertical como visto por He et al (2010). Portanto, regiões como estas podem ser validadas pelo ensaio de durabilidade no simulador “Four-Poster”.

O mesmo não ocorre para a roseta 3 onde vê-se uma diferença significativa nos valores de dano encontrados no simulador “Four-Poster” e no simulador 6DOF. A região da carroceria que recebe o suporte de fixação da suspensão traseira reage não apenas aos esforços verticais, mas também às forças laterais e longitudinais e por isso essa região poderia apenas ser corretamente avaliada no simulador 6DOF.

A redução da severidade longitudinal e lateral no simulador Four-Poster logicamente já era esperada. O objetivo dessa análise aqui foi quantificar essa perda e entender quais componentes poderiam ser por ela afetados.

TABELA 7.  
Dano para a tensão nas rosetas 5, 1 e 3.

Ponto	Descrição	Dano			Razão (%)	
		Estrada	Four-Poster	6DOF	Four-Poster/Estrada	6DOF/Estrada
1	Roseta 5 Von Mises	1,05E-04	2,78E-05	3,03E-05	27	29
2	Roseta 1 Von Mises	2,75E-01	1,53E-01	1,83E-01	56	67
3	Roseta 3 Von Mises	3,61E-04	2,08E-04	9,60E-04	58	266

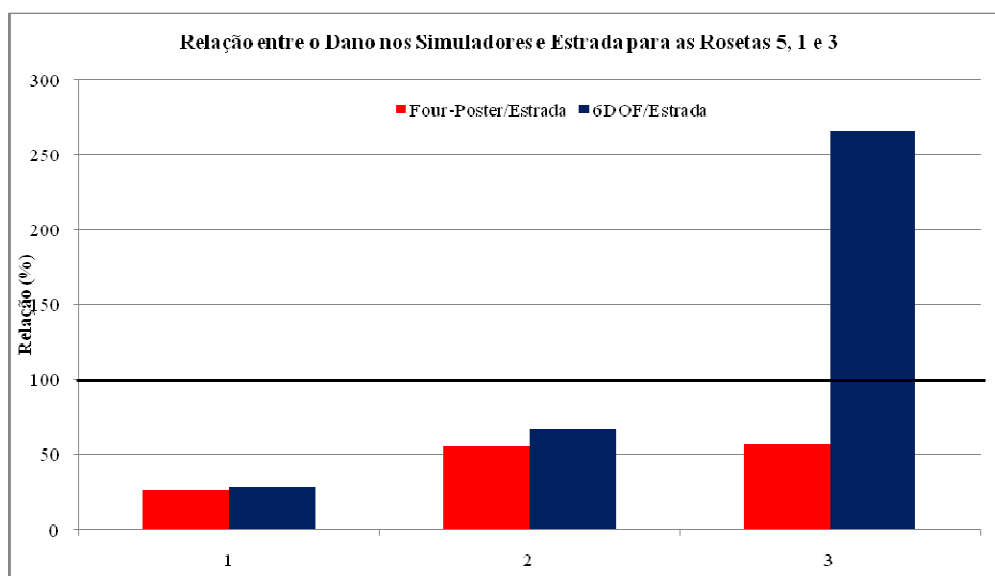


Figura 90. Relação entre o dano nos simuladores e estrada para as rosetas 5, 1 e 3.

## 5. CONCLUSÃO

### Parte 1:

Em nenhum dos pontos analisados foi verificada densidade de energia significativa acima da frequência de 30Hz, permanecendo todas as frequências de interesse na faixa entre 0Hz e 30Hz, justificando, nesse caso, o filtro utilizado na edição e reprodução dos sinais.

Na análise dos sinais foi verificado que o arranjo dos sensores nos pontos de fixação do escapamento e motor foi sensível aos esforços nas três direções (“x”, “y” e “z”).

Para o sistema de escapamento a força vertical possui maior influência nas deformações das fixações, pois além de ser responsável pelas acelerações verticais ainda gera parte das acelerações longitudinais e laterais através do momento de mergulho e do momento de rolagem do veículo. O mesmo vale para as fixações do ponto 1 e 2 do motor.

Para o ponto 3 da suspensão do motor, o momento em torno do eixo “y” é o esforço determinante junto com o momento em torno do eixo “z” para sua durabilidade. O momento do motor em torno do eixo “y” é gerado em parte pela força vertical defasada entre os eixos e em parte pelo movimento inercial do motor nos eventos de frenagem e aceleração.

### Parte 2:

A frenagem e aceleração induzem a rolagem do motor em torno do eixo “y” sendo esse evento de baixa frequência, abaixo de 0,5Hz. Esses eventos criam uma carga estática em função do deslocamento do motor, que, em combinação com a solicitação imposta pelo calçamento cria para as fixações ciclos sob tensão média. A tensão média de tração atua de forma a acelerar a falha por fadiga.

As fixações do sistema de escapamento não apresentaram redução da severidade dos sinais ao eliminar o conteúdo abaixo de 0,5Hz.

A reprodução dos sinais de durabilidade nos simuladores de estrada irá provocar uma redução da severidade para os pontos de fixação do motor devido à impossibilidade de reproduzir o

conteúdo abaixo de 0,5Hz devendo essa redução ser analisada ao ser avaliado o comportamento estrutural de uma carroceria nesse simulador.

Parte 3:

O simulador 6DOF se mostrou capaz de reproduzir os sinais de entrada do calçamento na faixa entre 0,5Hz e 30Hz e portanto pode ser utilizado como uma alternativa na validação experimental do projeto das fixações do sistema de sustentação do escapamento. Para a FIAT a validação desse componente no laboratório representa um ganho de tempo superior a 60%.

Como esperado, no Four-Poster ocorre uma redução significativa das forças longitudinais com valores de dano atingindo na pior condição cerca de três ordens de grandeza em relação a condição de estrada. Essa redução na severidade inviabiliza a realização do ensaio de durabilidade nesse simulador para a validação das regiões de sustentação do motor e do sistema de escapamento.

As acelerações na suspensão no simulador 6DOF foram mantidas, dentro de um limite de erro, o mesmo não ocorrendo com as acelerações nas direções “x” e “y” no simulador Four-Poster.

As acelerações nas direções x e y nas torres dos amortecedores tiveram no simulador Four-Poster uma menor queda de severidade comparada com os resultados obtidos para a suspensão. Isso porque parte dessas acelerações é gerada pela força vertical.

A validação experimental da torre de fixação dos amortecedores e de partes da estrutura superior da carroceria sujeitas basicamente a efeitos da torção como no caso do nó A pode ser realizada utilizando o simulador Four-Poster.

A fixação da suspensão traseira tipo eixo de torção é sensível aos esforços longitudinais e laterais, além do esforço vertical, e a validação dessa fixação deve ser feita utilizando o simulador 6DOF.

## 6. TRABALHOS FUTUROS

Desenvolvimento de um sistema para acionamento para o simulador 6DOF que permita o controle do movimento do motor em torno do eixo “y” a uma frequência abaixo de 0,5Hz possibilitando a validação completa da carroceria nesse sistema.

Análise do efeito da componente estática (abaixo de 0,5Hz) na vida das fixações do motor e avaliar a possibilidade de compensação da perda da severidade pela alteração de variáveis do ensaio de durabilidade.

Validação experimental desse estudo comparando os resultados obtidos pelos ensaios de durabilidade em estrada e no simulador 6DOF e no Four-Poster.

Análise da severidade induzida pelas manobras de curva e frenagem no limite de aderência para as fixações do sistema de motor e escapamento comparando-as com as obtidas nos percursos de durabilidade.

Criação de um espectro de carga multiaxial para as fixações do motor e escapamento para ser utilizado no dimensionamento dessas estruturas e na realização de ensaios de durabilidade em fase inicial do projeto de um veículo.

Desenvolvimento de um ensaio de durabilidade em bancada para a validação do projeto dessas fixações reconstruindo o modo de vibração desses sistemas utilizando os sinais coletados na estrada. Esse ensaio seria utilizado como alternativa ao realizado com o veículo completo no simulador 6DOF.

Avaliação do efeito da temperatura no comportamento dinâmico dos elastômeros utilizados na fabricação dos coxins do sistema de sustentação do motor e de fixação do escapamento.

## ABSTRACT

Durability tests are part of the experimental development of a product aiming to submit it to the service conditions by evaluating their performance for a specified time. Over the years, these tests initially conducted on public roads have migrated to proving grounds specially designed to reproduce certain service conditions and finally to the lab environment. Although it is an approximation of reality, the laboratory tests are developed for the validation of components and systems with the main advantages the time reduction, increased security and greater control of variables of influence. FIAT develops in Brazil accelerated durability tests on simulators since 1998 in parallel with road tests, in order to validate the design of body components. However in regions of the body as the attachment points of the exhaust system and engine mounts were found discrepancies between the results found on the road and the lab, which makes it impossible to complete validation of the body in the laboratory. The aim of this study was first analyze the vibration dynamics of the whole engine and exhaust relating them to the loads induced to the body and also verify the severity of an endurance test for these regions using two road simulators. For the development were collected force, acceleration, temperature and strain data at specific points into the FIAT durability roads. These signals were editing, analyzed and further reproduced at the road simulators. One of the results was the recognition of the possibility of performing tests in order to validation the exhaust attachment points at lab. This study also discuss about the main efforts induced to the body vehicle that can be used for development of accelerated tests of its components and systems.

**Key words:** Body vehicle, Durability, Engine, Exhaust system, Road simulator

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ALMACINHA, J. A. S., DINIS, L. M. J. S., **Acções a Considerar no Projecto de Veículos Automóveis**, Tecnometal, n. 45, p. 15-22, 1986.
2. ANGELO, C. M., **Fadiga de Amplitude Variável como Parâmetro de Projeto para Eixos Traseiros Automotivos: uma Análise do Efeito das Sobrecargas e da Filtragem Matemática na Predição da Vida em Fadiga**, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica – USP, São Paulo, 2007.
3. BANNANTINE, J. A., COMER, J. J., HANDROCK, J. L., **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**, Prentice Hall, 1990.
4. BICALHO, G. I., **Metodologia de Aquisição de Dados e Fadiga em Bancada para Coxins Motopropulsores**, Monografia da Especialização em Engenharia Automotiva da UFSC, Betim MG, 2005.
5. BERGER, C., EULITZ, K. -G., HEULER, P., KOTTE, K. -L., NAUNDORF, H., SCHUETZ, W., SONSINO, C. M., WIMMER, A., ZENNER, H., **Betriebsfestigkeit in Germany – an Overview**, International Journal of Fatigue, v. 24, p. 603-625, 2002.
6. BROWN, J. C., ROBERTSON, J., SERPENTO, S. T., **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**, SAE International, 2002.
7. CANFIELD, R. E., VILLAIRE, M. A., **The Development of Accelerated Component Durability Test Cycles Using Fatigue Sensitive Editing Techniques**, SAE International, nr. 920660, 1992.
8. FATEMI, A., YANG L., **Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: a Survey of the State of the Art for Homogeneous Materials**, International Journal of Fatigue, vol. 20, no. 1, p. 9-34, 1998.
9. FERREIRA, S. E., BRACARENSE, A. Q., **Development of a Bench Durability Test to the Exhaust Attachment System**, Congresso Internacional SAE Brasil, 2010.



10. FIAT, **Gomma Vulcanizzata con prestazioni meccaniche elevate – MTA150**, Norma Materiali 55275/04, Torino, 11/11/2003, 3p.
11. FIAT, **Gomma Vulcanizzata con prestazioni meccaniche e resistenza al calore elevate – MC170**, Norma Materiali 55276/02, Torino, 11/11/2003, 3p.
12. FIGLIOLA, R. S., BEASLEY, D. E., **Teoria e Projeto para Medições Mecânicas**, 4a edição, LTC Editora - RJ, 2006.
13. FOURLARIS, G., ELLWOOD, R., JONES, T. B., **The Reability of Test Results from Simple Test Samples in Predicting the Fatigue Performance of Automotive Components**, Materials and Design, v. 28, p. 1198-1210, 2007.
14. GONÇALVES, C. A., **Fadiga Multiaxial Policíclica: Modelagem e Simulação**, Dissertação de Mestrado, UnB, Brasília, 2006.
15. GILLESPIE, T., D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, 1992.
16. HE, B., WANG, S., GAO, F., **Failure Analysis of na Automobile Damper Spring Tower**, Engineering Failure Analysis, vol. 17, issue 2, p. 498-505, 2010.
17. HEULER, P., KLÄTSCHKE, H., **Generation and Use of Stanardised Load Spectra and Load-Time Histories**, Internationa journal of Fatigue, vol. 27, p. 974-990, 2005.
18. HOUGAZ, A. B., **Análise Probabilística de Durabilidade Aplicada a Veículos de Carga Rodoviária**, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2005.
19. LEE, Y.L., PAN, J., HATHAWAY, R., BARKEY, M., **Fatigue Testing and Analysis**, Elsevier, Oxford, 2005.
20. PETRACCONI, C. L., FERREIRA, S. E., PALMA, E. S., **Fatigue Life Simulation of a Rear Tow Hook Assembly of a Passenger Car**, Engineering Failure Analysis, vol. 17, issue 2, p. 455-463, 2010.

21. SANTOS, E. S., **Correlação de Danos de Fadiga de uma Barra Estabilizadora em Provas de Laboratório e de Estrada**, Dissertação de Mestrado, PUC-Minas, Belo Horizonte, 1999.
22. SCHIJVE, J., **Fatigue of Structures and Materials in the 20th Century and the State of the Art**, International Journal of Fatigue, 25, p.679-702, 2003.
23. SONSINO, C. M., **Fatigue Testing under Variable Amplitude Loading**, International Journal of Fatigue, 29, p.1080-1089, 2007.
24. SCHÜTZ, W., **A History of Fatigue**, Engineering Fracture Mechanics, vol. 54, nr. 2, p. 263-300, 1996.
25. SUNDER, R., **Spectrum Load Fatigue-Underlying Mechanisms and their Significance in Testing and Analysis**, International Journal of Fatigue, 25, p.971-981, 2003.
26. ULSAB, **Ultralight Steel Auto Body Final Report**, American Iron and Steel Institute, Washington D. C., USA, 62p., 1998.
27. VIDAL, F. A. C., **Análise de Danos Causados na Carroceria de um Veículo em Prova de Durabilidade e em Prova de Torção**, Dissertação de Mestrado, PUC-Minas, Belo Horizonte, 2000.
28. WEBSTER, J. G., **The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook**, vol. 2, CRC Press LLC, 1999.

## ANEXO A

Citado na página 67.

Nesse anexo estão as informações técnicas a respeito das rodas dinamométricas de fabricação MTS utilizadas para a coleta dos sinais de força e momento nas rodas. Na TABELA 8 constam ainda as informações sobre as placas utilizadas no condicionador de sinais MGC-Plus da HBM.

TABELA 8.

Anexo A - características de operação e desempenho

<b>Roda dinamométrica</b>	<b>MTS 30T</b>	<b>Amplificador / Condicionador</b>	<b>ML801 / AP801</b>
<b>Operação</b>		<b>Operação</b>	
Rotação máxima	2200 rpm	Número de pontos de medição	8
Velocidade máxima	240km/h	Taxa de amostragem máxima	2400 Hz (8 canais)
FSO Fx	± 45kN	Faixa de frequência de medição	até 1 kHz
FSO Fy	± 35kN	Resolução efetiva	20 Bit
FSO Fz	± 45kN		
FSO Mx	± 8kNm		
FSO My	± 13kNm		
FSO Mz	± 8kNm		
Faixa nominal de saída	± 10V		
Excitação	12 ±2 V DC		
Resolução	25N		
<b>Desempenho</b>		<b>Desempenho</b>	
Erro de linearidade	1,0% FSO	Desvio de linearidade	< 0,03% (típico 0,01 %)
Erro de histerese	≤ 0,5% FSO	Erro total	0,05%FSO

## ANEXO B

Citado na página 67.

Nesse anexo estão as informações técnicas sobre os acelerômetros MEMS da PCB (modelo 3713) utilizados na suspensão e torres de fixação dos amortecedores. Na TABELA 9 constam ainda as informações sobre as placas utilizadas no condicionador de sinais MGC-Plus da HBM.

TABELA 9.

Anexo B - Características de operação e desempenho

Acelerômetros	PCB 3713	Amplificador / Condicionador	ML801 / AP801S6
<b>Operação</b>		<b>Operação</b>	
FSO (Suspensão)	± 50g	Número de pontos de medição	8
FSO (Carroceria)	± 20g	Taxa de amostragem máxima	2400 Hz (8 canais)
Sensitividade (50g)	40mV/g	Faixa de frequência de medição	até 1 kHz
Sensitividade (20g)	100mV/g	Resolução efetiva	20 Bit
Faixa de frequência	até 1kHz	Tensão de fornecimento	8V / 16V
Faixa de temperatura	de -54°C a 121°C		
Excitação	5 a 30V DC		
<b>Desempenho</b>		<b>Desempenho</b>	
Erro de linearidade	≤1,0% FSO	Desvio de linearidade	< 0,03% (típico 0,01 %)
Sensibilidade transversal	≤ 3,0% FSO	Erro total	0,05%FSO
Resolução (50g)	4,4mg		
Resolução (20g)	3,56mg		

## ANEXO C

Citado na página 67.

Nesse anexo estão as informações técnicas sobre os acelerômetros da SETRA (modelo 141) utilizados no motor, escapamento e suas fixações. No lado móvel foram utilizados acelerômetros de 60g de fundo de escala e no lado fixo de 15g. Na TABELA 10 constam ainda as informações sobre as placas utilizadas no condicionador de sinais MGC-Plus da HBM.

TABELA 10.

Anexo C - características de operação e desempenho

Acelerômetros	SETRA 141	Amplificador / Condicionador	ML801 / AP801S6
<b>Operação</b>		<b>Operação</b>	
FSO (Lado móvel)	± 60g	Número de pontos de medição	8
FSO (Lado fixo)	± 15g	Taxa de amostragem máxima	2400 Hz (8 canais)
Faixa de frequência (60g)	até 1kHz	Faixa de frequência de medição	até 1 kHz
Faixa de frequência (15g)	até 400Hz	Resolução efetiva	20 Bit
Faixa de temperatura	de -23°C a 65°C	Tensão de fornecimento	8V / 16V
Excitação	10V DC		
<b>Desempenho</b>		<b>Desempenho</b>	
Erro de linearidade	≤ 1,0% FSO	Desvio de linearidade	< 0,03% (típico 0,01 %)
Sensibilidade transversal	≤ 1,2% FSO	Erro total	0,05% FSO
Erro de histerese	0,1% FSO		

## ANEXO D

Citado na página 67.

Nesse anexo estão as informações técnicas sobre as rosetas da KYOWA utilizadas para medir a deformação no nó A, nas torres dos amortecedores dianteiros e na fixação da suspensão traseira. Na TABELA 11 a seguir constam ainda as informações sobre as placas utilizadas no condicionador de sinais MGC-Plus da HBM.

TABELA 11.

Anexo D - características de operação e desempenho

Rosetas retangulares	KYOWA KFG D17	Amplificador / Condicionador	ML801 / AP814
<b>Operação</b>		<b>Operação</b>	
Resistência	120Ω ± 0,35%	Número de pontos de medição	8 - 1/4 de ponte - 3 fios
Fator k - gage A	2,11 ± 1,0%	Taxa de amostragem máxima	2400 Hz (8 canais)
Fator k - gage B	2,11 ± 1,0%	Faixa de frequência de medição	até 1 kHz
Fator k - gage C	2,11 ± 1,0%	Resolução efetiva	20 Bit
Excitação	2,5V	Tensão de fornecimento	5; 2,5; 1; 0,5 V
Faixa de temperatura	de -70°C a 200°C		
Alongamento máximo	50.000 μm/m		
Vida a fadiga (±1000 μm/m)	> 10 <sup>7</sup> ciclos		
<b>Desempenho</b>		<b>Desempenho</b>	
Sensibilidade transversal - gage A	0,10%	Desvio de linearidade	0,05%
Sensibilidade transversal - gage B	0,10%	Erro total	0,10%
Sensibilidade transversal - gage C	0,10%		

## ANEXO E

Citado na página 67.

Nesse anexo estão as informações técnicas sobre os extensômetros uniaxiais da HBM utilizados para medir a deformação nas fixações do sistema de motor e câmbio e nas fixações do sistema de escapamento. Na TABELA 12 a seguir constam ainda as informações sobre as placas utilizadas no condicionador de sinais MGC-Plus da HBM.

TABELA 12.

Anexo E - características de operação e desempenho

Extensômetros Uniaxiais	HBM LY11 / LY13	Amplificador / Condicionador	ML801 / AP814
<b>Operação</b>		<b>Operação</b>	
Resistência	350Ω ± 0,35%	Número de pontos de medição	8 - 1/4 de ponte - 3 fios
Fator k	1,96 ± 1,0%	Taxa de amostragem máxima	2400 Hz (8 canais)
Excitação	2,5V	Faixa de frequência de medição	até 1 kHz
Faixa de temperatura	de -70°C a 200°C	Resolução efetiva	20 Bit
Alongamento máximo	50.000 μm/m	Tensão de fornecimento	5; 2,5; 1; 0,5 V
Vida a fadiga (±1000 μm/m)	> 10 <sup>7</sup> ciclos		
<b>Desempenho</b>		<b>Desempenho</b>	
Sensibilidade transversal	0,10%	Desvio de linearidade	0,05%
		Erro total	0,10%

## ANEXO F

Citado na página 67.

Nesse anexo estão as informações técnicas sobre os termopares tipo K utilizados para medir a temperatura nas fixações do sistema de motor e câmbio e nas fixações do sistema de escapamento. Na TABELA 13 a seguir constam ainda as informações sobre as placas utilizadas no condicionador de sinais MGC-Plus da HBM. O erro do termopar foi extraído de Figliola e Beasley (2006) - tabela 8.5 da página 268.

TABELA 13.

Anexo F - Característica de operação e desempenho

<b>Termopar</b>	<b>Tipo K</b>	<b>Amplificador / Condicionador</b>	<b>ML801 / AP809</b>
<b>Operação</b>		<b>Operação</b>	
Faixa de operação	de -200°C a 1200°C	Número de pontos de medição	8 - 1/4 de ponte - 3 fios
		Taxa de amostragem máxima	2400 Hz (8 canais)
		Faixa de frequência de medição	até 1 kHz
		Resolução efetiva	20 Bit
<b>Desempenho</b>		<b>Desempenho</b>	
Erro (faixa de 0°C a 1200°C)	±2,2°C ou ±0,75%	Desvio de linearidade	< 0,03% (típico 0,01 %)
		Erro total	0,05%FSO