

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

**ANÁLISE DE DANOS DE FADIGA DO ENCOSTO DO BANCO
POSTERIOR DE UM VEÍCULO DE PASSAGEIROS**

Gustavo Furtado Meinberg

Belo Horizonte
2010

GUSTAVO FURTADO MEINBERG

**ANÁLISE DE DANOS DE FADIGA DO ENCOSTO DO BANCO POSTERIOR DE
UM VEÍCULO DE PASSAGEIROS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. -Ing. Ernani Palma Sales

**Belo Horizonte
2010**

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

M425a Meinberg, Gustavo Furtado
Análise dos danos de fadiga do encosto do banco posterior de um veículo de passageiros / Gustavo Furtado Meinberg. Belo Horizonte, 2010.
104f.: il.

Orientador: João Pinto Costa
Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

1. Acessórios para automóveis - Indústria. 2. Durabilidade (Engenharia). 3. Fadiga – Métodos de simulação. 4. Deformações e tensões. I. Costa, João Pinto. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113.047

GUSTAVO FURTADO MEINBERG

**ANÁLISE DE DANOS DE FADIGA DO ENCOSTO DO BANCO POSTERIOR DE
UM VEÍCULO DE PASSAGEIROS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. -Ing. Ernani Palma Sales (orientador) – PUC Minas

Prof. Dr. Claysson Vimieiro – PUC Minas

Prof. Dr. Tanius Rodrigues Mansur – CDTN

Belo Horizonte
28 de Setembro de 2010

Dedicatória

Dedico esse trabalho a minha esposa Niriana, a minha filha Marina, a meus pais e avós, que sempre entenderam as dificuldades que vivi, a todos aqueles que me apoiaram no desenvolvimento do meu trabalho e a Deus que sempre me iluminou na minha trajetória para que eu alcançasse meus objetivos.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. -Ing. Ernani Palma Sales, que sempre me orientou e soube compreender as dificuldades enfrentadas para o desenvolvimento do meu trabalho. Aos meus colegas da Experimentação representados pelo Sr. Samuel Ferreira, pelo Sr. Lucas Curry, pelo Sr. Marcelo Mol e pelo Sr. Kleyton, pessoas que foram atenciosas e decisivas para elaboração dos tesses. Aos meus líderes Hermano Nascimento e José Guilherme Silva, que me deram a oportunidade para a criação desse trabalho.

RESUMO

Esse trabalho apresenta uma avaliação de fadiga imposta a um banco posterior de um veículo e tem como objetivo levantar as piores solicitações impostas ao banco de um veículo em vários tipos de percursos de testes definidos por uma montadora automobilística criando ciclo de prova específico para bancos em laboratório correlacionados a um percurso específico do Brasil. Para se avaliarem as solicitações de fadiga, o banco será instrumentado através de extensômetros e acelerômetros. Assim os valores dessas solicitações serão avaliados e definidos quais os percursos mais críticos através de um *software* específico para esse tipo de análise. Através desse trabalho, será possível realizar uma prova de fadiga em bancada num tempo muito menor em relação ao percurso de teste de durabilidade, com custo ainda menor e sendo que esse teste poderá ser reproduzido várias vezes.

Palavras-chaves: simulação, durabilidade, fadiga.

ABSTRACT

This work presents an evaluation of fatigue imposed on rear seat of a vehicle. It has like objective to study the worst solicitations imposed on a seat of a vehicle in several types of way of tests defined one assembler of cars creating one cycle of test specify for test in laboratories correlated with way specify of Brazil. In order that the solicitations of fatigue, the seat will be instrument through strain gages and accelerometers and then the values of these solicitations will be valued and defined what the way most critical through software specify for this type of analysis. Through this work it will be possible to carry out a test of fatigue in laboratory of seats in a much less time regarding the way of test of the assembly with a cost still less and this test will be able to be reproduced several times.

Keywords: simulation, durability, fatigue.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Modelo do tipo <i>phaeton</i>	18
Figura 2: Chassi demonstrando as suas partes fixas.....	19
Figura 3: Modos de solicitações impostas a uma estrutura.....	20
Figura 4: Carroceria de corpo único de 1914.....	21
Figura 5: Estrutura de plataforma.....	22
Figura 6: Veículo com estrutura triangular.....	22
Figura 7: Primeira carroceria de estrutura de corpo integrado monobloco Citroen 11Cv (1934).....	23
Figura 8: Carroceria do tipo monobloco BMW série 7.....	24
Figura 9: Estrutura tipo <i>space frame</i> de alumínio Audi A8.....	24
Figura 10: Carroceria com diferentes tipos de materiais aplicados em sua estrutura.....	25
Figura 11: Exemplo de banco dianteiro.....	26
Figura 12: Estruturas de banco dianteira e traseira.....	26
Figura 13: Vista interna de um reclinador.....	27
Figura 14: Trilho de um banco dianteiro.....	27
Figura 15: Vista de espumas montadas no banco.....	28
Figura 16: Banco do motorista da Pick-up Dodge Ram.....	29
Figura 17: Banco traseiro do veículo Hyundai Veracruz.....	30
Figura 18: Demonstração do rebatimento do encosto.....	30
Figura 19: Banco em concha.....	31
Figura 20: Diferença de altura entre o piso e o assento.....	32
Figura 21: Tipos de tensões encontrados em componentes.....	33
Figura 22: Composição básica de um extensômetro.....	34
Figura 23: Tipos de extensômetros.....	35
Figura 24: Acelerômetro pizoelétrico uniaxial.....	36
Figura 25: Processo de fadiga em um carregamento cíclico.....	37
Figura 26: Exemplo de uma curva S-N para um aço.....	38

Figura 27: Curva de histerese de um material.....	39
Figura 28: Representação do diagrama de vida a)Soderberg, b)Goodman, c)Gerber, d)Morrow	44
Figura 29: Representação esquemática de uma contagem de ciclo segundo a regra de Miner	46
Figura 30: Danos causados numa história de tempo de um sinal e comparados com a curva do material obtendo a vida	47
Figura 31: Representação da contagem de ciclo segundo a Regra de Miner	47
Figura 32: Transformação um sinal temporal em uma sequência de pico-vale.....	49
Figura 33: Sequência de pico-vale antes e após a reordenação.....	49
Figura 34: Sinal de tensão <i>versus</i> tempo	50
Figura 35: Rainflow do sinal de tensão	51
Figura 36: Etapas da análise da prova de durabilidade em bancada.....	53
Figura 37: Estrutura de encosto do banco posterior.....	54
Figura 38: Manequim tridimensional SAE J826 mostrando o pino de medição do ponto H.....	56
Figura 39: Manequim SAE J826 b demonstrando o ponto de posicionamento do ponto H.....	56
Figura 40: Fluxograma para a montagem da prova de fadiga.....	57
Figura 43: Local de fixação dos extensômetros do tipo roseta.....	59
Figura 44: Esquema de ligação das rosetas	61
Figura 45: Prova em bancada de fadiga do banco.....	61
Figura 46: Ciclo de levantamento da FRF e como ela é calculada	66
Figura 47: Ciclo do processo de iteração	67
Figura 48: Manta utilizada para medição da distribuição de carregamento sobre o banco	68
Figura 49: Distribuição dos sensores utilizados na manta	69
Figura 50: Distribuição de carregamento no encosto do banco do manequim do lado direito	69

Figura 51: Distribuição de carregamento no encosto do banco com uma pessoa. ...	71
Figura 52: Análise do domínio da frequência do percurso externo de calçamento ...	75
Figura 53: Diferença de amplitude de sinal do percurso de calçamento para a roseta 1	76
Figura 54: Valores da curva de fadiga controlada por tensão extraídas do software RPC.....	82
Figura 55: Valores da curva de fadiga controlada por deformação extraídas do software RPC	82
Figura 56: Análise de <i>rainflow</i> da roseta 1 do percurso de calçamento	83
Figura 57: Análise de <i>rainflow</i> da roseta 5 do percurso de calçamento.	83
Figura 58: Bancada de prova simulando dois ocupantes no encosto do banco posterior	87
Figura 59: Locais do banco que foram usados como resposta na prova de simulação.....	88
Figura 60: Gráfico do erro do sinal simulado.....	89
Figura 61: Diferença do sinal simulado e desejado do percurso de calçamento da roseta 1 sentido z	90
Figura 62: Diferença do sinal simulado e desejado do percurso de terra da roseta 1 sentido z.....	91
Figura 63: Sinal comparativo de energia x frequência do canal 3.....	94
Figura 64: <i>Rainflow</i> calçamento da roseta 1 do sinal desejado e simulado	95
Figura 65: <i>Rainflow</i> calçamento da roseta 5 do sinal desejado e simulado	95
Figura 66: Análise do sinal do canal 3 simulado e desejado através do gráfico de deformação média <i>versus</i> número de ciclos	98
Figura 67: Análise do sinal do canal 8 simulado e desejado através do gráfico de deformação média <i>versus</i> número de ciclos	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Locais das medições com o veículo	62
Tabela 2: Descrição dos atuadores hidráulicos que foram usados no teste	63
Tabela 3: Resultados comparativos entre o manequim lado direito <i>versus</i> esquerdo.....	70
Tabela 4: Comparativo de carregamento entre o ser humano e o manequim lado esquerdo	70
Tabela 5: Valores obtidos após as medições	74
Tabela 6: Valores estatísticos do percurso de terra	77
Tabela 7: Valores estatísticos do percurso de calçamento	78
Tabela 8: Valores estatísticos da prova de fadiga em bancada	79
Tabela 9: Valores de RMS de deformação comparados	80
Tabela 10: Dano total do percurso de durabilidade com 5400km	84
Tabela 11: Dano total para 250.000 ciclos da prova de fadiga em bancada	85
Tabela 12: Porcentagem de dano a cada roseta em percurso num total de 5400km de durabilidade	86
Tabela 13: Valores estatísticos dos percursos de calçamento simulado e desejado.....	92
Tabela 14: Valores estatísticos dos percursos de calçamento simulado e desejado.....	93
Tabela 15: Avaliação dos danos de fadiga do bloco de sinal desejado	97
Tabela 16: Análise comparativa de dano e vida em fadiga do bloco simulado e desejado do percurso de calçamento e terra	100

LISTA DE SÍMBOLOS

- σ - Tensão (MPa)
- ΔS_a - Amplitude de tensão (MPa)
- σ_f' - Coeficiente de resistência de fadiga (MPa)
- $2N_f$ - Número de reversões para ocorrer a falha (adimensional)
- b - Expoente de fadiga (expoente de Basquim) (adimensional)
- S_e - Limite de resistência a fadiga para vida infinita (MPa)
- D - Dano (adimensional)
- n - Número de ciclos para cada nível de tensão (adimensional)
- N - Vida esperada de fadiga (adimensional)
- σ_m - Tensão média (MPa)
- σ_{max} - Tensão máxima no ciclo (MPa)
- σ_{min} - Tensão mínima no ciclo (MPa)
- σ_{esc} - Tensão de escoamento do material (MPa)
- σ_n - Amplitude da tensão alternada para tensão média zero em N ciclos (MPa)
- σ_r - Tensão de ruptura do material (MPa)
- σ_f - Tensão de fratura do material (MPa)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Justificativa.....	15
1.2 Objetivos	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1. Sistema estrutural de um automóvel.....	17
2.1.1 <i>Sistemas estruturais carroceria e chassi</i>	20
2.1.2 <i>Bancos automotivos</i>	24
2.1.3 <i>Categorias de bancos automotivos</i>	27
2.2 Análise de tensões	31
2.3 Fadiga em componentes metálicos	35
2.3.1 <i>Introdução à fadiga</i>	35
2.3.2 <i>Fadiga controlada por tensão (S-N)</i>	36
2.3.3 <i>Fadiga controlada por deformação (ϵ-N)</i>	37
2.3.4 Aproximação pela tensão equivalente	40
2.3.4 <i>Método Rainflow</i>	47
2.3.5 <i>Efeito da tensão normal média</i>	41
2.3.5 <i>Ensaio de durabilidade</i>	49
3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	52
3.1 Introdução	52
3.2 Avaliações das tensões dos pontos críticos de solicitação do banco.....	53
3.3 Instrumentação do encosto do banco.....	56
3.3.1 <i>Instrumentação com acelerômetros</i>	57
3.3.2 <i>Instrumentação com extensômetros</i>	58
3.4 Aquisição de sinal	60

3.5 Avaliação e comparação dos danos de fadiga	62
3.6 Processos de simulação dos sinais avaliados.....	62
3.6.1 Aquisição do sinal da pista	63
3.6.2 Edição dos dados.....	63
3.6.3 Medição da FRF do sistema	64
3.6.4 Processo de iteração	65
3.6.5 Provas de durabilidade.....	66
4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	67
4.1 Resultados preliminares.....	67
4.1.1 Medição da distribuição dos carregamentos com os manequins x ser humano.	67
4.1.2 Aquisição das solicitações de carregamento impostos ao banco em percursos internos e de durabilidade	70
4.1.3 Avaliação de acelerações dos carregamentos impostos ao banco em percursos internos e de durabilidade	72
4.1.4 Avaliação de acúmulo de danos de fadiga causados no banco por percursos de durabilidade e em prova de fadiga em bancada	80
4.2 Resultados experimentais finais.....	86
4.2.1 Processo de simulação do sinal de calçamento e terra	86
4.2.2 Avaliação das solicitações encontradas no processo de simulação	88
4.2.3 Avaliação dos danos de fadiga causados no processo de simulação	92
5 CONCLUSÕES	98
REFERÊNCIAS.....	99

1 INTRODUÇÃO

Com o decorrer dos anos, o carro tem passado por diversas transformações, evoluindo de tal forma que os níveis de confiabilidade, qualidade, custo e *design* têm sido fatores determinantes para a sobrevivência do automóvel no mercado. Com a concorrência aumentando, o tempo de desenvolvimento do veículo tem-se tornado cada vez mais curto. A fim de diminuir esse tempo de desenvolvimento, diversas simulações com veículos têm sido criadas. Dentre essas simulações pode-se citar a substituição dos ensaios de durabilidade no ambiente do cliente por ensaios em laboratório. Esse tipo de “simulação experimental” tem sido muito usado na indústria automobilística e é determinante para validação de produtos em desenvolvimento em um tempo mais curto.

1.1 Justificativa

Com a necessidade de se aprimorar cada vez mais o funcionamento de um componente automotivo, uma boa solução para a redução do tempo de desenvolvimento e custo são as provas de bancada em laboratórios. Normalmente, nessas provas as condições reais de trabalho de um componente são reproduzidas através de ensaios de durabilidade. Para se realizar uma prova desse tipo, todas as condições de contorno envolvidas no desempenho desse componente devem ser profundamente conhecidas. Assim, este trabalho procura aprofundar os conhecimentos técnicos de funcionamento e desempenho de um componente automotivo em provas de durabilidade em laboratório em condições reais.

A realização de uma prova de durabilidade em campo implica custo bem maior para a empresa, se comparada com uma prova em laboratório. Na prova em campo são necessários vários recursos como carro, motorista, combustível, alimentação do motorista (pois normalmente uma prova desse tipo pode chegar a até três meses), fora o risco de algum acidente de trabalho. Com uma prova de

durabilidade em bancada, há um ganho muito grande de tempo e custo para a empresa, o que é fundamental para a sua sobrevivência no mercado.

1.2 Objetivos

Esse trabalho tem como objetivo geral avaliar o comportamento mecânico do encosto de banco posterior de um veículo de passeio em uma prova de durabilidade.

Especificamente, pretende-se atingir os seguintes objetivos:

- a) Criação de uma metodologia específica para realização de ensaios de durabilidade de bancos.
- b) Avaliação dos pontos críticos de solicitação do banco e instrumentação e aquisição de sinal desses locais.
- c) Análise dos dados e estabelecimento de correlação dos testes de durabilidade com ensaios em bancada em laboratório.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Sistema estrutural de um automóvel

A carroceria é a estrutura do veículo onde são montadas suas interfaces como suspensão, motor, portas. Essa estrutura começou a ser desenvolvida no início do século 19, quando surgiram os primeiros modelos de carroceria. Esses modelos eram divididos em quatro tipos *phaeton* (Fig. 1), *tonneau*, *landaulet* e *wagonette* (CARBODYDESIGN, 2008).

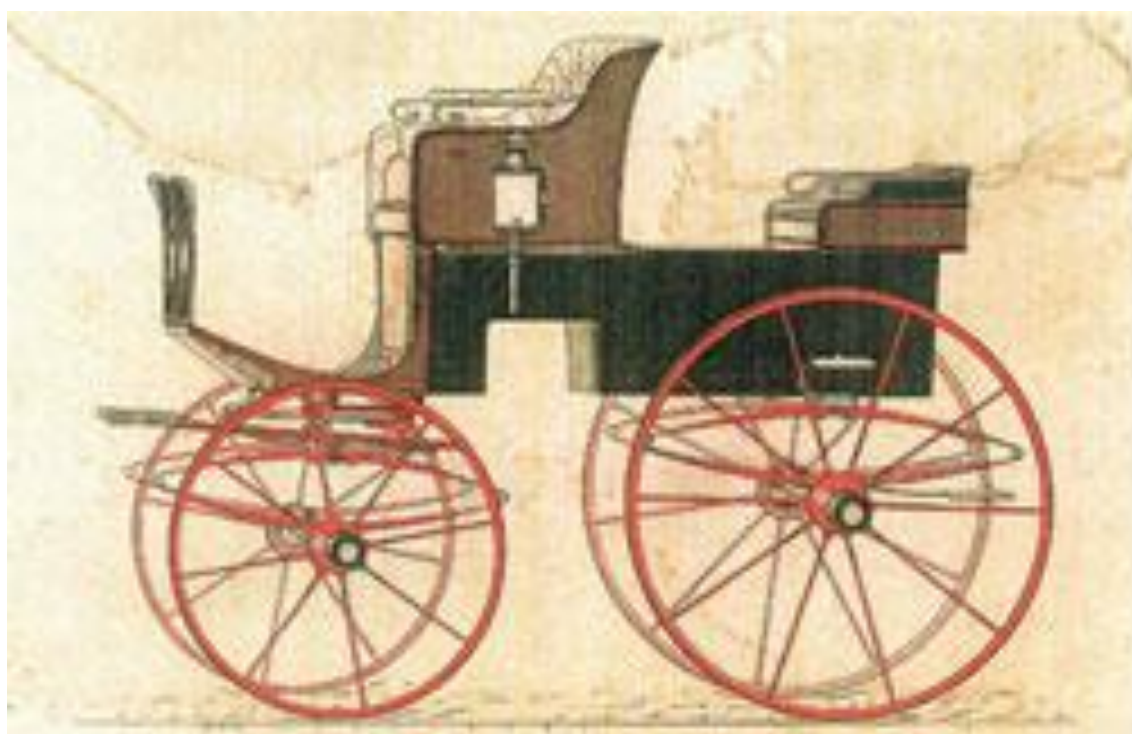


Figura 1: Modelo do tipo *phaeton*
Fonte: CARBODYDESIGN, 2008

Essas estruturas eram construídas de duas maneiras, sendo uma denominada *Wooden frame* que consiste em um chassi em que a carroceria e outras

partes do veículo, como motor e suspensão, são fixados independentemente (Fig. 2). Nesse tipo de estrutura, os níveis de ruído, vibração e custo são muito maiores, e ela era responsável por receber as solicitações impostas ao veículo, conforme figura 3 (CARBODYDESIGN, 2008).

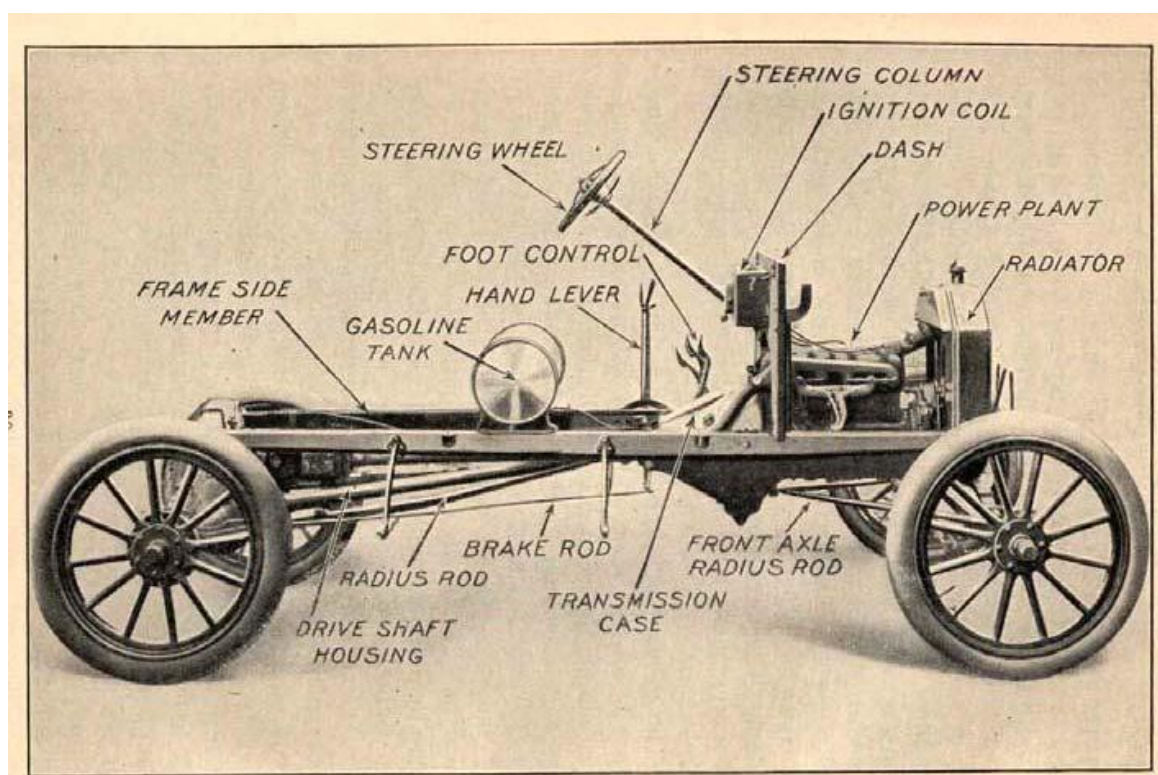


Figura 2: Chassi demonstrando as suas partes fixas.

Fonte: CARBODYDESIGN, 2008

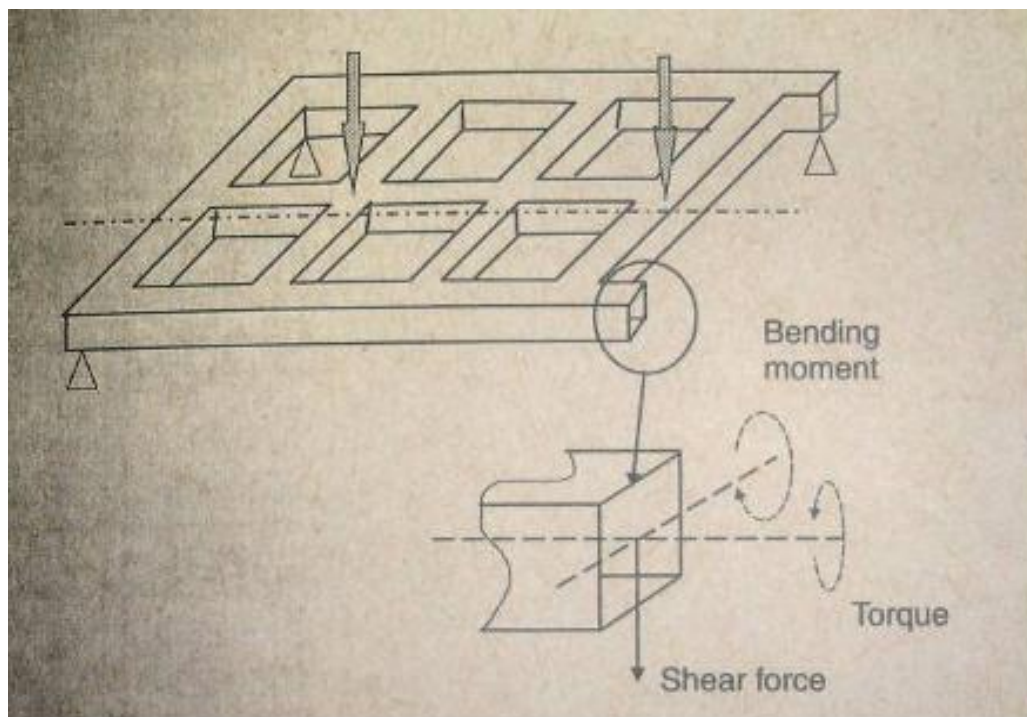


Figura 3: Modos de sollicitações impostas a uma estrutura.

Fonte: BROWN, 2001

A primeira carroceria com funcionalidade estrutural (metal sheet body) foi criada em 1914 (Fig. 4), e tinha a função de fixar as diversas partes do veículo, como suspensão, motor e outras partes do carro. Esse tipo de estrutura tinha a vantagem ter índices de vibração, ruído e custo de fabricação muito menores em relação à outra estrutura. Edward G. Budd propôs um carro feito inteiramente de aço. A ideia inicial era de ter chapas de aço em formato de conchas soldadas juntas. Porém, a tecnologia de estampagem não era muito avançada naquela época e não era possível estampar formas com curvaturas complexas, conseqüentemente as partes eram muito reforçadas e uma grande quantidade de solda era necessária. De qualquer maneira, a ideia de Budd foi a base para o desenvolvimento futuro de um corpo único de aço. Essa solução foi usada por Dodge Brothers em 1914 (CARBODYDESIGN, 2008).



Figura 4: Carroceria de corpo único de 1914

Fonte: CARBODYDESIGN, 2008

2.1.1 Sistemas estruturais carroceria e chassi

Com os passar dos anos, a estrutura do veículo foi evoluindo de forma que cada tipo era construído com um objetivo. O veículo Lótus, que apresenta estrutura de plataforma tem o objetivo de reduzir peso (Fig. 5). Essa carroceria era fabricada com alumínio extrudado e soldado. Ela apresenta elevada rigidez torcional, porém com baixa absorção a impactos (BROWN, 2001, p 42).



Figura 5: Estrutura de plataforma

Fonte: BROWN, 2001

Existem também outros tipos de estrutura, como a de formato tubular (Fig. 6), normalmente usada para veículos esportivos e caracterizada com o uso de tubos montados em estruturas triangulares (BROWN, 2001, p 39).

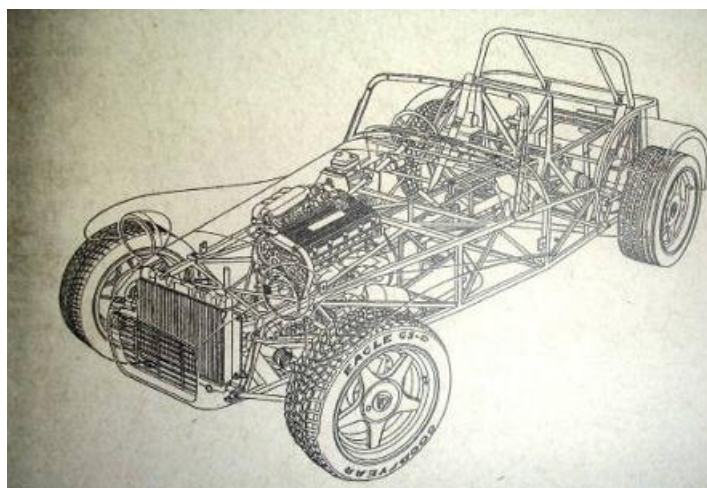


Figura 6: Veículo com estrutura triangular.

Fonte: BROWN, 2001

No transcorrer dos anos, o projeto de um veículo foi evoluindo de tal forma que para e construir uma carroceria tornou-se necessário alto nível de

especialização por parte dos construtores, em face de novas exigências, como absorção de impacto e menor peso. A primeira estrutura de corpo unitário foi construída em 1934 pela Citroen (Fig. 7). Apresentava a vantagem de ser usada em grande volume de produção, sendo bastante usada nos dias atuais (CARBODYDESIGN, 2008). Na estrutura integral, as peças do painel externo e do corpo da estrutura são estampadas através de chapas de aço e são fixadas juntas por pontos de solda, solda a *laser*, adesivos estruturais ou por algum outro tipo de método para uma parte específica do carro.

Esse tipo de carroceria é chamado de estrutura de corpo integrado ou monobloco (Fig. 8).

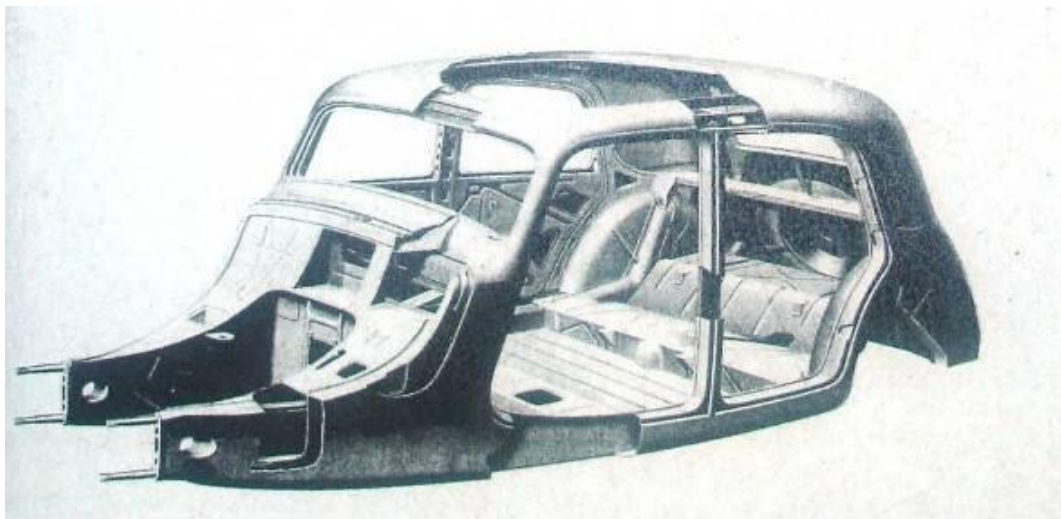


Figura 7: Primeira carroceria de estrutura de corpo integrado monobloco Citroen 11Cv (1934)

Fonte: BROWN, 2001

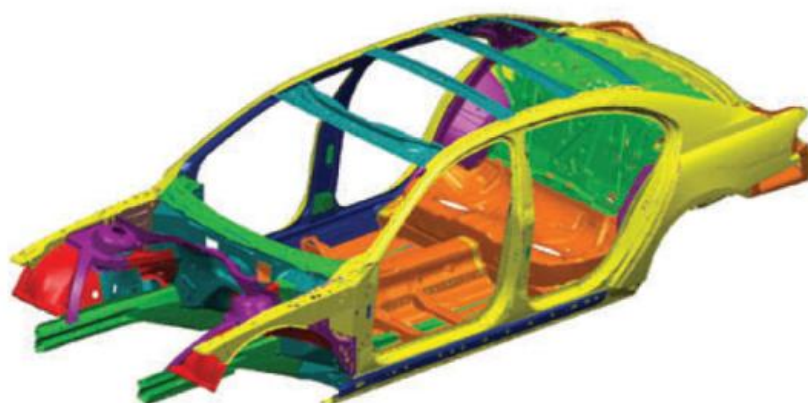


Figura 8: Carroceria do tipo monobloco BMW série 7

Fonte: CARBODYDESIGN, 2008

Uma alternativa para esse tipo de estrutura é denominada de *space frame* (Fig. 9). Esses tipos de estruturas com seções tubulares são construídas em juntas rígidas (estruturas de vigas) compartilhadas, e a coluna tem efeito de carregamento local cisalhante nesse plano de apoio. Para isso, cada estrutura, especialmente os cantos deve ter uma boa rigidez local em flexão. Com a adição de painéis na carroceria, a estrutura ganha uma rigidez considerável. Além disso, tendo em conta o baixo peso do alumínio, há uma grande redução de peso no veículo (BROWN, 2001, p 43).



Figura 9: Estrutura tipo *space frame* de alumínio Audi A8.

Fonte: WALLENTOWITZ, 2003

Algumas montadoras também adotam um novo conceito de carroceria de monobloco: Partes da estrutura do veículo são feitas de diversos tipos de materiais com o objetivo de redução de peso, ganho de rigidez em uma parte específica do veículo e facilidade de manufatura. Pode-se citar como exemplo o veículo Aston Martin (Fig. 10) cuja parte externa é composta por alumínio trabalhado a quente. Já a plataforma da carroceria é colada por seções de alumínio. No túnel central, ele é composto por fibra de carbono reforçada por plástico. Nas seções laterais, pisos e estruturas de impacto são compostos por fibra de vidro reforçada por plásticos. (WALLENTOWITZ, 2003)

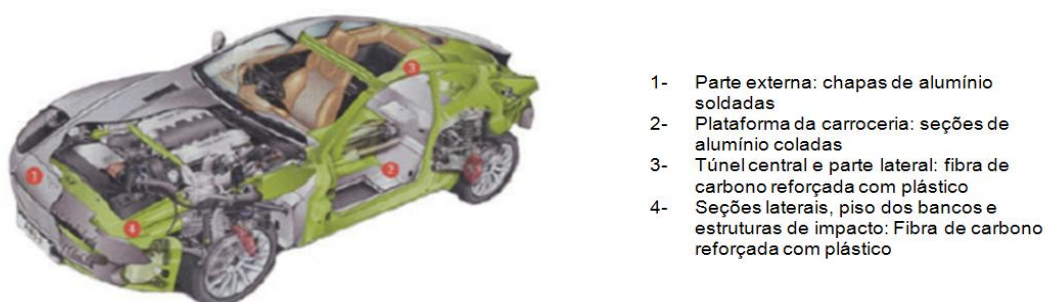


Figura 10: Carroceria com diferentes tipos de materiais aplicados em sua estrutura

Fonte: CARBODYDESIGN, 2008

2.1.2 Bancos automotivos

Na construção dos bancos automotivos, muitas características são levadas em consideração. Entre as mais importantes pode-se citar peso, conforto, resistência e rigidez e segurança. Os bancos são compostos basicamente por uma estrutura metálica com dispositivos de ajuste (principalmente um reclinador), onde são encaixadas as almofadas (espuma moldada de poliuretano) e as capas. Eles contêm, ainda, os cintos de segurança, apoios de cabeça e *airbags* laterais (Fig. 11).



Figura 11: Exemplo de banco dianteiro

Fonte: Fotografia do autor

A estrutura do banco é composta pelo assento e pelo encosto, aos quais são adicionados os mecanismos de ajuste (Fig. 12). A estrutura é, em geral, metálica, feita de tubos, arames e chapas finas, envolvendo processos de corte, conformação e soldagem. Historicamente essa estrutura tinha a função de fornecer a forma da espuma do banco para o corpo do ocupante e suportar o seu peso. No avançar dos anos, porém, foram realizados novos estudos e revisões de projeto nesse tipo de estrutura, com fim de fortalecê-las ainda mais para suportar os impactos sofridos pelo veículo, como colisões dianteiras, laterais e frontais (VIANO, 2009, p. 405).



Figura 12: Estruturas de banco dianteira e traseira

Fonte: RESIL, 2009

Os mecanismos de ajuste são usados em pontos que suportam o peso do corpo ou requerem ajuste de posição. Eles foram desenvolvidos para absorver diferenças de antropometria dos seus ocupantes: Reclinadores para o encosto (Fig. 13), trilhos para mover o assento para frente e para trás (Fig.14), mecanismos para ajuste de altura do banco, dos apoios de cabeça e do braço e do suporte lateral compõem as partes mais sofisticadas do conjunto. As etapas de desenvolvimento e homologação dessas peças em provas de segurança veicular são bastante rigorosas e demoradas, pois são peças relacionadas à segurança do veículo e devem ser reforçadas para receber cargas sofridas por impactos do veículo (VIANO, 2009, p. 406).



Figura 13: Vista interna de um reclinador

Fonte: KEIPER, 2009



Figura 14: Trilho de um banco dianteiro

Fonte: KEIPER, 2009

A espuma pré-moldada refere-se às partes de espuma que compõem o assento e o encosto (Fig. 15). São fabricadas usando-se poliuretano através de moldagem por injeção. O mesmo pré-moldado pode ser produzido com diferentes densidades para maior conforto. Os apoios de cabeça e braço também são feitos de espuma. Sua função inicial era promover a distribuição de carregamento entre o ocupante e a estrutura do banco, além de proporcionar conforto. Com o passar dos anos, as espumas e as molas do banco ganharam outra função, como a absorção de energia quando o veículo sofria algum tipo de impacto (VIANO, 2009, p 406).



Figura 15: Vista de espumas montadas no banco

Fonte: LEAR, 2009

O corte e a costura dos revestimentos (capas) são processos que envolve o corte otimizado dos tecidos em diversas peças, que, costuradas, formam as capas dos bancos e dos apoios. Os materiais usados normalmente são tecidos, vinil ou couro.

2.1.3 Categorias de bancos automotivos

Os bancos automotivos podem ter diversos tipos de configuração e desenho. Quando se desenvolve um banco, este deve ser criado especialmente para cada tipo ou categoria de veículo a que ele será destinado.

O banco com encosto fixo é normalmente utilizado em veículos de quatro portas, na posição dianteira do veículo e na traseira. Na posição dianteira ele pode levar de um a três ocupantes e é composto de mecanismos de ajuste como os de posição longitudinal, posição vertical, contorno lombar e ângulo do encosto (Fig. 16).



Figura 16: Banco do motorista da Pick-up Dodge Ram

Fonte: Fotografia do autor

Na parte traseira (Fig. 17), normalmente os bancos são desenvolvidos para três ocupantes e podem ser inteiros, bipartidos ou independentes. Eles também podem receber alguns mecanismos de ajuste, como reclinador do ângulo do encosto do banco, posicionamento longitudinal e rebatimento de acesso ao vão do porta-malas.



Figura 17: Banco traseiro do veículo Hyundai Veracruz

Fonte: Fotografia do autor

O banco com encosto rebatível (Fig. 18) é utilizado em veículos de duas portas que necessite de acesso à parte traseira do veículo. Esses bancos são em via de regra desenvolvidos para um ocupante e recebem mecanismos de ajustes similares ao do banco dianteiro com encosto fixo, porém apresentam um mecanismo para o rebatimento do encosto lombar para que o ocupante possa acessar a parte posterior do veículo.



Figura 18: Demonstração do rebatimento do encosto

Fonte: Fotografia do autor

O banco em concha (Fig. 19) é utilizado em veículos esportivos ou de corrida. Seu formato anatômico envolve o ocupante no banco restringindo a sua tendência de movimentação lateral quando o veículo sofre algum tipo de aceleração lateral. Esse tipo de banco não tem muito conforto, pois é concebido para a segurança extrema e alguns deles não apresentam mecanismo de regulagem. Sua

homologação de segurança é baseada em normas mais severas que as dos bancos normais de veículos.



Figura 19: Banco em concha

Fonte: SPARCOS, 2009

Existem também os bancos que são usados em veículos utilitários (ônibus, vans, *motor-home* e caminhões), como mostrado na Figura 20. Esses bancos também apresentam mecanismos de ajuste de posição longitudinal, vertical e lombar. Porém, nesses tipos de veículos a distância do assento do banco em relação ao piso (ponto H) do veículo é maior (405mm a 530mm) que em veículos de pequeno porte (ponto H < 405mm), em virtude do ângulo de visão (norma SAE). Por isso, esses mecanismos de ajustes devem ser muito bem projetados para a altura em que o banco fica em relação ao piso do veículo. O conforto e a ergonomia desse tipo de banco são muito importantes em razão do uso intenso do ocupante sobre esse banco, dada a aplicação comercial do veículo (VIANO, 2009, p 406).



Figura 20: Diferença de altura entre o piso e o assento

Fonte: MDBUS, 2009

2.2 Análise de tensões

Para a análise e o projeto de uma estrutura é necessário que se determinem as solicitações atuantes em serviço. Assim, faz-se necessária a realização de uma análise de todos os esforços a que a estrutura e componentes são submetidos. Esses esforços resultam em tensões, que variam de acordo com o tipo de solicitação que a peça sofre (BEER, 1995, p 125).

Assim, os bancos podem estar sujeitos a vários tipos de solicitações, as quais variam de acordo com os esforços externos de solicitação a que o veículo é submetido. Essas diferentes solicitações no banco ocorrem por ele estar submetido a esforços nas três direções dos eixos x, y e z de forma combinada.

As tensões atuantes em componentes podem ter três causas: forças externas, tensões residuais e tensões térmicas, definidas a seguir (HBM, 2010).

a) Tensão de carga: forças (cargas) que são externamente aplicadas ocasionam deformação no material.

b) Tensão residual: forças internas no material sem qualquer ação de forças externas, causam tensões residuais.

c) Tensão térmica: a tensão térmica ocorre em componentes ou sistemas nos quais peças com diferentes coeficientes de dilatação térmica são usadas, em casos em que a deformação térmica de uma peça esteja bloqueada ou em casos de aquecimento não uniforme. (HBM, 2010).



Figura 21: Tipos de tensões encontrados em componentes

Fonte: HBM, 2010

Para análises de resistência, todas as tensões têm que ser consideradas, independentemente de suas causas. A tensão residual e a tensão térmica afetam os componentes da mesma maneira que a tensão de carga. As duas primeiras tensões, dependendo do seu valor, podem reduzir substancialmente a capacidade de carga de um componente, com respeito a cargas externas. Experimentalmente, as tensões atuantes em componentes podem ser medidas, entre outras técnicas, através de extensômetros e acelerômetros (HBM, 2010).

A extensometria é uma das técnicas experimentais de medição de tensões nos corpos solicitados mecanicamente. A medição da tensão somente é possível através da medição dos efeitos que ela produz, sendo a micro deformação uma delas. Para essa medição usa-se o extensômetro resistivo (*strain gage*).

Normalmente a extensometria é utilizada em conjunto com a técnica de elementos finitos para correlacionar pontos complexos e duvidosos do modelo. A extensometria pode, portanto, ser utilizada desde o projeto, testes com protótipos,

na solução de problemas no campo ou em laboratórios de engenharia experimental e qualidade.

Os extensômetros são dispositivos de medidas que transformam pequenas variações das dimensões em variações equivalentes em sua resistência elétrica. Eles são usados para medir deformações em diferentes estruturas. A medida é realizada colando-se um extensômetro nessa estrutura e convertendo a deformação do material em um sinal elétrico. Assim, pode-se ter a uma análise quantitativa da distribuição de deformação sob condições reais de operação. As principais características de medições com extensômetros são a alta precisão da medição, excelentes respostas aos fenômenos dinâmicos, excelente linearidade, medições dentro de uma ampla faixa de temperatura (PAULINO, 2007, p. 2).

O extensômetro é formado por um dispositivo resistivo em forma de película aplicada sobre uma base isolante, e aplicado com adesivo a um determinado ponto de investigação da peça ensaiada. Ele é formado de uma parte isolante chamada de base, onde está depositada uma camada resistiva no formato desejado segundo determinada aplicação. As marcas inscritas na base do *extensômetro* (orientadores) servem para facilitar seu posicionamento na peça a ser ensaiada, conforme figura 22.

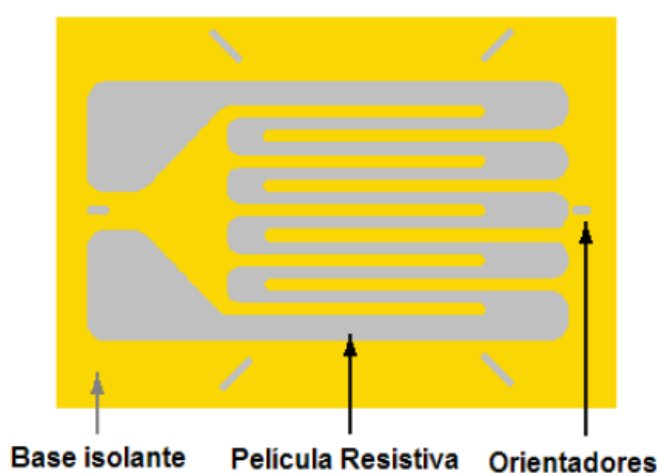


Figura 22: Composição básica de um extensômetro

Fonte: PAULINO, 2007

Os extensômetros podem ser uniaxiais e multiaxiais e são disponíveis em vários formatos e tamanhos (Fig. 23).

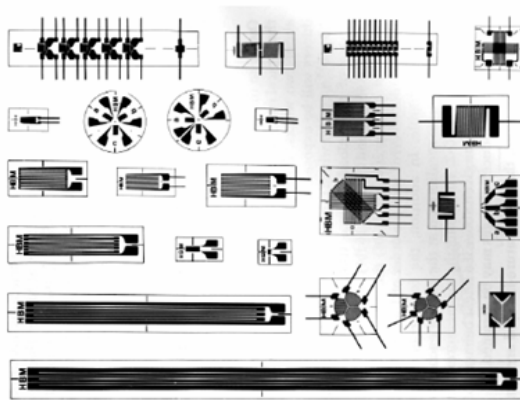


Figura 23: Tipos de extensômetros

Fonte: PAULINO, 2007

Outro tipo de sensor utilizado para a medição de esforços é denominado acelerômetro (Fig. 24). Ele é utilizado quando uma estrutura é submetida a algum tipo de vibração. Existem vários tipos de acelerômetros, como o piezoelétrico, capacitivo, resistivo e sísmico. Cada um desses acelerômetros se adapta melhor a um determinado tipo de aplicação. Um dos tipos mais utilizados é o acelerômetro piezoelétrico. Seu princípio de funcionamento é baseado em uma carga elétrica que é gerada quando submetido a esforços mecânicos. A carga e conseqüentemente a tensão são proporcionais à força aplicada. Esse fenômeno se aplica tanto para as forças de compressão ou tração quanto para forças de cisalhamento. Normalmente sua faixa dinâmica de medição está em torno de $10^8 : 1$ (160DB), o que pode ser considerado um valor muito grande. Além disto, possui uma larga faixa de frequência (BRUEL & KJAER, 2008).



Figura 24: Acelerômetro pizoelétrico uniaxial

Fonte: BRUEL & KJAER, 2008

2.3 Fadiga em componentes metálicos

2.3.1 Introdução à fadiga

Para se prever a durabilidade de um componente sob determinada condição de uso, é preciso entender quando essa peça irá falhar, ou seja, a vida que esse componente apresenta quando submetido a algum tipo de carregamento. A fadiga é o resultado de um processo constante de iniciação e propagação de trinca e fratura final de um componente. Durante o carregamento cíclico, pode ocorrer deformação plástica em uma área do componente submetida à tensão, que induz um dano permanente e desenvolvimento de trinca, e, após um número certo de ciclos, a trinca irá causar a falha do componente.

O processo de fadiga é composto por três etapas sendo que no primeiro estágio corresponde à nucleação de trinca em descontinuidades presentes no material ou durante a clivagem em intrusões e extrusões, ao longo de inclusões, em

contornos de grãos e de maclas (Fig. 25). No segundo estágio, corresponde ao crescimento da trinca num plano perpendicular à direção da tensão aplicada. Já no terceiro estágio corresponde à fratura final, quando a trinca atinge o tamanho crítico para a propagação instável da trinca (LEE, 2005 p. 103).

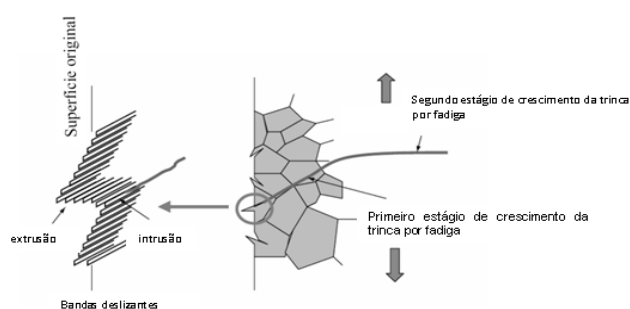


Figura 25: Processo de fadiga em um carregamento cíclico

Fonte: LEE, 2005

Para avaliação do processo de fadiga, existem diferentes métodos baseados em diferentes condições, quais sejam; o método de fadiga controlada por tensão (S-N), o método de fadiga controlado por deformação (E-N) e mecânica de fratura linear-elástica (MFLE).

2.3.2 Fadiga controlada por tensão (S-N)

O método S-N é um modelo de análise de fadiga baseado na tensão do material que relaciona sua vida através das curvas S-N ou curva de Wöhler (Fig. 26) que é um valor de tensão *versus* o número de ciclos para o material falhar. Esse é um método usado para carregamentos constantes e já é utilizado há muito tempo. Assim, existem muitos dados disponíveis e é simples de ser usado. Esse modelo pode ser aplicado em algum desenvolvimento inicial e avaliar o efeito de alguma mudança de material e geometria da peça. Porém, tal método é o modelo mais empírico e menos preciso se comparado a outros modelos de análise em termos da

definição dos estados verdadeiros de tensão e deformação locais na peça, especialmente para fadiga de baixo ciclo (vida do componente $< 10^3$) em quando tensões apresentem valor suficiente para causar um escoamento local na peça (NORTON, 2004, p. 298).

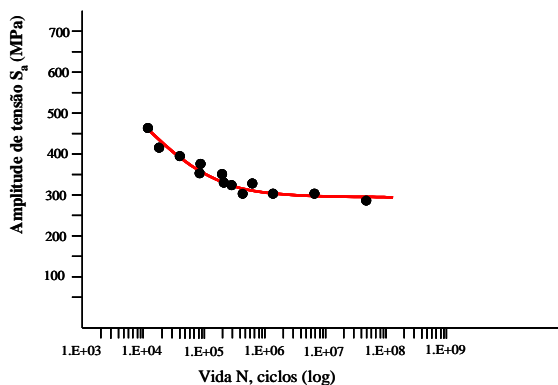


Figura 26: Exemplo de uma curva S-N para um aço

Fonte: LEE, 2005

A curva S-N pode ser modelada por:

$$\frac{\Delta S_a}{2} = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (1)$$

Nessa equação ΔS_a é a amplitude, σ_f' é o coeficiente de resistência de fadiga, $2N_f$ é o número de reversões para ocorrer a falha, b é o expoente de fadiga (expoente de Basquim).

2.3.3 Fadiga controlada por deformação (ϵ -N)

Esse método considera a vida que um material leva para a nucleação de uma trinca e não considera seu crescimento. A fadiga controlada por deformação compara as respostas de tensão de um material analisado, com valores de tensão

levantados em laboratórios experimentalmente. Conseqüentemente é possível estimar uma vida desse componente até a iniciação da trinca. A vantagem desse método em relação ao S-N e que para ciclos $N < 10^5$, esse método apresenta bons resultados e o S-N não. Em longos ciclos, quando comparado com o método S-N, esse apresenta resultados bem parecidos.

A curva tensão deformação cíclica é usada para obter-se parâmetros de desenvolvimento para limitações de tensão do material no comportamento quando submetido a carregamentos repetidos. A resposta de um material sujeito a um carregamento não elástico é formado um loop de histerese de seu comportamento que é demonstrado abaixo conforme figura 27 (LEE, 2005, p. 191).

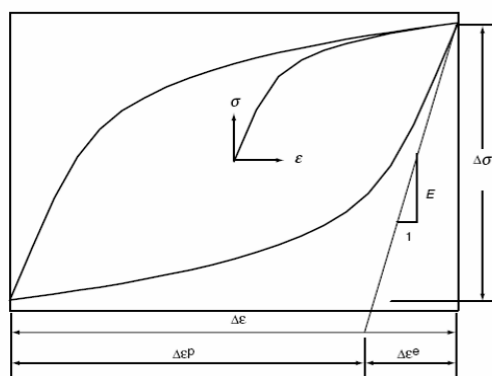


Figura 27: Curva de histerese de um material

Fonte: LEE, 2005

Quando um material é submetido a um carregamento cíclico ele pode apresentar diversos tipos de respostas como endurecer, amolecer, permanecer estável e acontecer as duas coisas, dependendo do nível de deformação. A razão de o material amolecer ou endurecer está relacionado ao deslocamento e estabilidade natural da sua subestrutura (BANNANTINE, 1990 p. 27).

A área do loop é a energia por unidade de volume dissipado durante a fadiga. Isto representa o trabalho realizado de deformação plástica no material. A deformação total é dada pela soma das deformações plástica e elástica, em termos das amplitudes, tem-se:

Amplitude de tensão no regime elástico:

$$\sigma = E * \varepsilon_e \quad (2)$$

Amplitude de tensão no regime plástico:

$$\sigma = K * \varepsilon_p^n \quad (3)$$

Logo a deformação total será:

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (4)$$

onde:

K = Coeficiente de resistência

n = Expoente de encruamento

ε_p = Deformação plástica

ε_e = Deformação elástica

Para se avaliar a vida de um componente é usada a curva ε - N , que é composta por uma linha com os valores da deformação plástica e outra com os valores de tensão na linha elástica do material conforme figura 25.

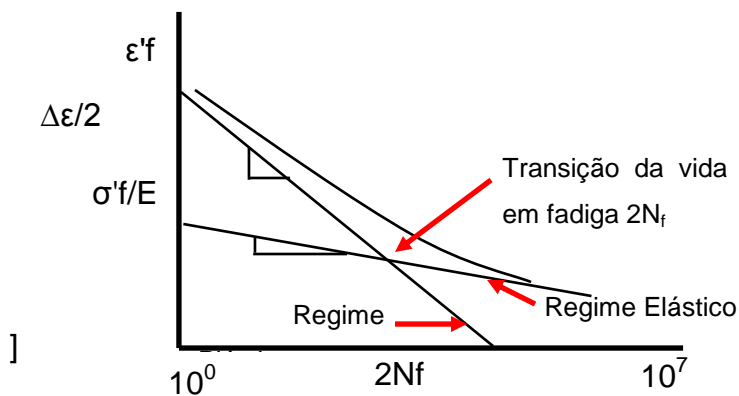


Figura 25: Exemplo da curva ε - N
Fonte: BANNANTINNE, 1990

O gráfico ϵ -N pode ser explicado por:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma_f}{E} * (2N_f)^b + \epsilon'_f(2N_f) \quad (5)$$

$2N_f$ = reversões para que ocorra a falha (1 reversão = $\frac{1}{2}$ ciclo)

σ_f = coeficiente de resistência a fadiga (propriedade do material)

b = expoente de resistência a fadiga (propriedade do material)

σ'_f = coeficiente de ductilidade a fadiga (propriedade do material)

c = expoente de ductilidade a fadiga (propriedade do material)

2.3.4 Aproximação pela tensão equivalente

A aproximação da tensão equivalente é a extensão do critério de rendimento estático para a fadiga. Os métodos mais comuns usados para a fadiga são a teoria da tensão principal máxima, teoria da tensão cisalhante máxima (teoria de Tresca), e a teoria da tensão cisalhante octaedro (teoria de Von Mises) (STEPHENS, 2001 p. 87). A amplitude de tensão nominal, σ_{qa} pode ser levantada pelos seguintes critérios:

a) Teoria da tensão principal máxima

$$\sigma_{qa} = \sigma_{a1} \quad (6)$$

b) Teoria da tensão cisalhante máxima

$$\sigma_{qa} = \sigma_{a1} - \sigma_{a3} \quad (7)$$

c) Teoria de Von Mises

$$\sigma_{qa} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2} \quad (8)$$

Aqui as tensões σ_{a1} , σ_{a2} e σ_{a3} . são as tensões alternadas principais nominais onde $\sigma_{a1} > \sigma_{a2} > \sigma_{a3}$. O critério de Von Mises é mais usado para critérios de tensão equivalente para fadiga multiaxial de materiais tendo um comportamento dúctil. O

critério da tensão principal máxima é usualmente melhor para fadiga multiaxial de materiais de comportamento frágil.

Se as tensões médias ou residuais estão presentes, uma tensão equivalente média nominal σ_{qm} , pode ser calculada baseada na tensão efetiva de Von Mises.

$$\sigma_{qm} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_{m1} - \sigma_{m2})^2 + (\sigma_{m2} - \sigma_{m3})^2 + (\sigma_{m3} - \sigma_{m1})^2} \quad (9)$$

Onde as tensões equivalentes médias principais são a soma das tensões normais médias.

2.3.5 Efeito da tensão normal media

Quando um componente é submetido a um carregamento cíclico de tensões, danos de fadiga são gerados através um histórico de picos de tensão. Para isso, são utilizadas as curvas de Wholer, que podem ser levantadas de diferentes formas. Geralmente a vida de um material sob o efeito da fadiga ocorre em função da tensão média ou de uma amplitude de tensão de interesse. A tensão média σ_m e tensão alternada σ_a são definidas por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (10)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (11)$$

Onde:

σ_{max} = tensão máxima no ciclo

σ_{min} = tensão mínima no ciclo

Vários modelos para análise de tensão média já foram propostos. Dentre eles pode-se citar o modelo de Gerber, Goodman, Soderberg descritos por:

a) Curva de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} = 1 \quad (12)$$

b) Parábola de Gerber:

$$\frac{(\sigma_a)^2}{(\sigma_n)^2} + \frac{(\sigma_m)^2}{(\sigma_r)^2} = 1 \quad (13)$$

c) Curva de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{esc}} = 1 \quad (14)$$

Onde:

σ_{esc} = tensão de escoamento do material

σ_n = amplitude da tensão alternada para tensão média zero em N ciclos.

σ_r = tensão de ruptura do material

σ_f = Tensão de fratura do material

Os efeitos da tensão média podem ser representados em termos do diagrama de vida constante conforme figura 28.

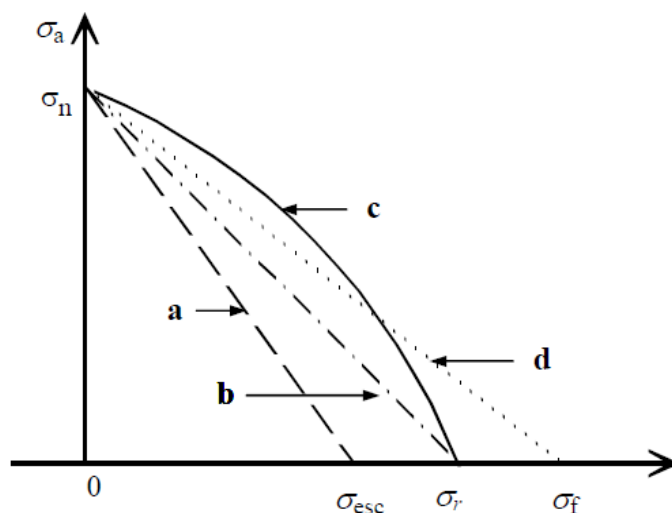


Figura 28: Representação do diagrama de vida a) Soderberg, b) Goodman, c) Gerber, d) Morrow

Fonte: BANNANTINE, 1990

A curva de Gerber (1874) oferece um bom ajuste para os dados experimentais, o que a torna útil para análise de falha de peças que foram submetidas a diferentes tipos de tensão média. Ela trabalha bem como a relação elíptica e fornece estimativas conservadoras desde que elas estejam abaixo do mínimo dos valores dos dados experimentais.

O modelo de Soderberg (1930) não é muito usada por ser conservadora demais. Já a curva de Goodman, (1899) a sua fórmula é simples e trabalha bem em tensão normal média onde ocorrem situações de limite de fadiga. Ela é conservativa e assume que a maioria das materiais dúcteis sob o efeito de tensão média de compressão, não trazem benefícios na resistência de fadiga.

Desde 1960, alguns modelos para o efeito de tensão média têm sido propostos como melhorias nos modelos do passado. Dados de fadiga indicam que a tensão normal média reduz o coeficiente de resistência de fadiga e as tensões de compressão o reduzem. Morrow em 1968 sugeriu que a amplitude de tensão mais a tensão média nunca devem exceder o coeficiente de resistência de fadiga σ'_f . O método de Morrow pode ser descrita por. (LEE, 2005, p. 155)

$$\sigma_a = \sigma'_f + \sigma_m * (2N_f)^b \quad (15)$$

Smith-Watson-Topper (método SWT) propuseram uma outra equação para o efeito das tensões médias ($\sigma_{max} > 0$). Essa equação tem sido usada com sucesso para aços cinzentos, aços carbonos endurecidos e aços microligados. (BANNANTINE, 2005, p 156).

$$\frac{\sigma_{max}\Delta\varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} * (2N_f)^b + \sigma'_f * \varepsilon'_f * (2N_f)^{c+b} \quad (16)$$

Logo a tensão max é dada por:

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta\sigma}{2} + \sigma_m \quad (17)$$

Para tensões médias relativamente pequenas, Morrow e SWT são considerados melhores que o método de Goodman. O método Goodman deve ser usado se as propriedades de fadiga do material são disponíveis. Em geral, o método SWT correlaciona bem com a maioria dos dados de fadiga experimentais para a maioria dos aços estruturais e trabalha bem com ligas de alumínio. Essa fórmula é normalmente utilizada para a avaliação dos efeitos de tensão média para dados de vida de componentes. (LEE, 2005, p .156)

Ensaio para determinação da curva S-N são realizados com amplitude constante. Os componentes que foram avaliados são submetidos a esforços com amplitudes variáveis ao longo do tempo. Assim, é necessário que se trabalhe com o conceito de dano. A regra de acúmulo de danos foi desenvolvida por Palm Green em 1924 e depois aperfeiçoada por Miner em 1945. Comumente chamado de Regra de Miner, esse método tem como objetivo determinar o dano que um material acumula sobre determinadas condições de carregamentos repetidos e variados (BANNANTINE, 2005, p 179). A Regra de Miner é descrita por:

$$\text{Razão de ciclo} = \frac{n}{N} \quad (18)$$

onde n é o número de ciclos para cada nível de tensão σ e N é a vida esperada em fadiga em um ciclo de tensão σ .

A fração de dano D é definida como a fração de vida em fadiga usada por um ou uma série de eventos. A falha da teoria de acúmulo de dano assume que a falha irá ocorrer quando o número de danos for ≥ 1 .

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \geq 1 \quad (19)$$

Após a medição experimental, o sinal temporal é dividido em ciclos. Cada ciclo contado causa um dano, conforme demonstrado na Figura 29.

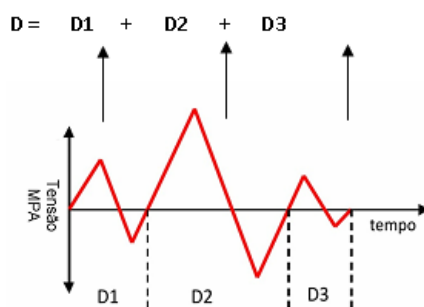


Figura 29: Representação esquemática de uma contagem de ciclo segundo a regra de Miner

Fonte: LEE, 2005

Cada fração de dano causado é comparada com a curva de fadiga do material e somada aos outros valores de dano conforme Figura 30. A partir daí, estima-se o tempo necessário para causar a falha de uma peça.

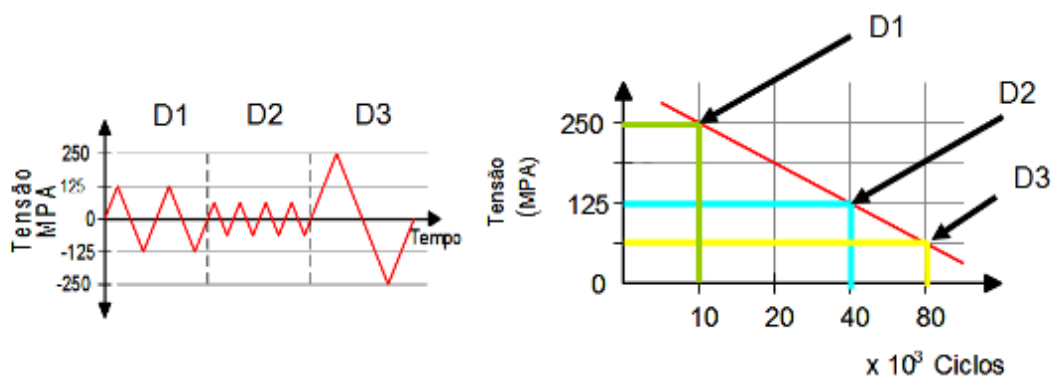


Figura 30: Danos causados numa história de tempo de um sinal e comparados com a curva do material obtendo a vida

Fonte: LEE, 2005

Assim, para se chegar à vida estimada de um material

$$Vida = \frac{1}{\sum D_i} \quad (20)$$

De uma forma geral, o processo de contagem de ciclos ocorre conforme o esquema mostrado na figura 31.

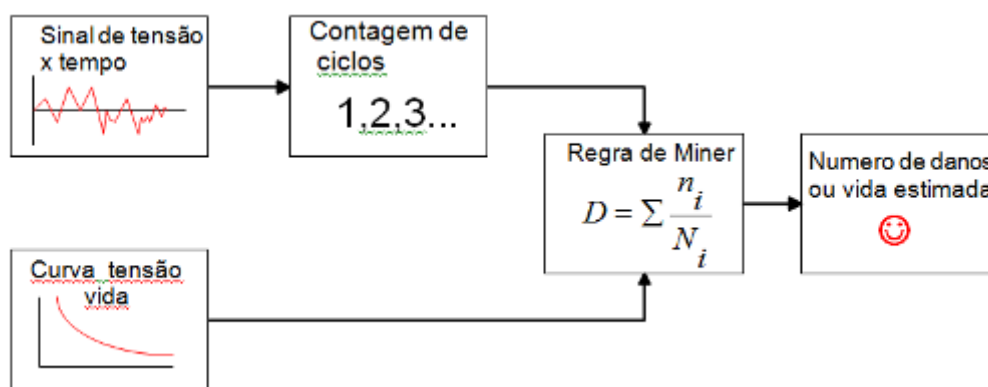


Figura 31: Representação da contagem de ciclo segundo a Regra de Miner

Fonte: LEE, 2005

2.3.4 Método Rainflow

O termo *rainflow* descreve um tipo de método de contagem de ciclo quando há uma tentativa de identificar o *loop* de histerese fechado em resposta à tensão de deformação de um material sujeito a um carregamento cíclico. Existem diferentes métodos de contagem de ciclo. Os mais usados são o método original de *rainflow*, o *range-pair counting* e contagem dos “*loops*” de histerese. Como a análise será baseada no método do *rainflow* original, somente esse método será explicado nessa proposta.

Para esse tipo de análise será usado o método de *rainflow* de contagem de ciclos que o *software* denominado de RPC (*remote parameter control*) usa. Esse ciclo é derivado de uma analogia usada por Matsuishi e Endo em seus trabalhos (BANNANTINE, 2005, p. 189).

O método de contagem *rainflow* reordena a sequência de um sinal temporal do começo e para o fim com pontos de maiores valores (Fig. 32, 33). Nesse processo a escala de tempo é eliminada, porém a ordem cronológica os picos e vales são preservados desconsiderando os valores entre os picos e vales. A forma de onda da história de tempo é toda ignorada, e as seqüência são reordenadas (SAE Fatigue,1997, p. 142).

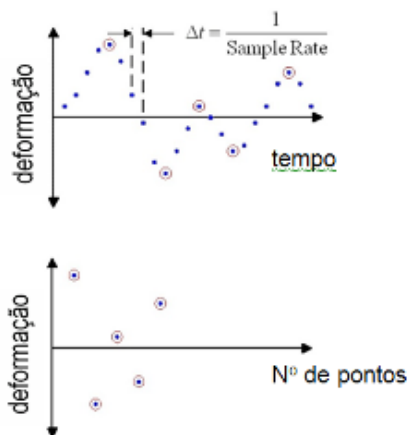


Figura 32: Transformação um sinal temporal em uma sequência de pico-vale

Fonte: BANNANTINE, 1990

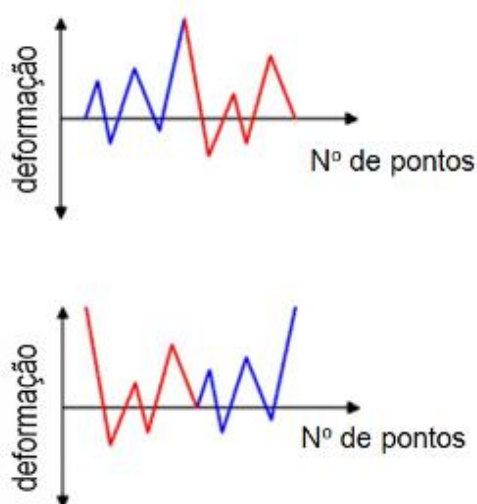


Figura 33: Sequência de pico-vale antes após a reordenação

Fonte: BANNANTINE, 1990

Para uma análise de fadiga, o seu ponto inicial é a resposta do componente, que é geralmente expressa em tensão ou deformação em uma história de tempo de um sinal aleatório. Se a resposta do sinal temporal é composta de amplitude constante de ciclos de tensão ou deformação, então o método de análise de fadiga pode ser conseguido através do método S-N. Porém, os sinais reais raramente têm amplitudes constantes, com isso uma abordagem empírica é utilizada para o cálculo

do dano causado por sinais de tensão ou deformação de amplitude variável. Apesar de suas limitações, a Regra de Miner é usada para essa finalidade, podendo utilizar como referência as curvas S-N. Essa relação linear assume que o dano causado por partes de um sinal de tensão com uma faixa de valor particular pode ser calculado e acumulado para o dano total separadamente das outras faixas de valores do sinal (ARIDURU, p. 24, 2004). Quando a resposta de sinal temporal é um sinal randômico com o tempo, como mostrado na Figura 34 à contagem de ciclo *rainflow* (Fig. 35), é usado para decompor a história de tempo irregular em blocos de solicitação de carga em tensão equivalente. Os números de ciclos em cada bloco são normalmente gravados em um histograma de escala de tensão. Isso pode ser usado para o cálculo de Miner para obter a vida à fadiga.

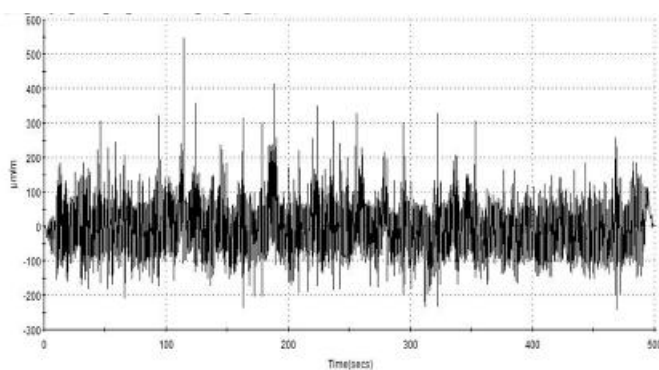


Figura 34: Sinal de tensão *versus* tempo

Fonte: MTS, 2008

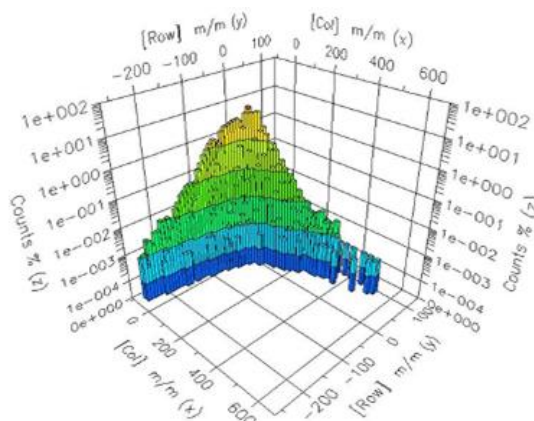


Figura 35: Rainflow do sinal de tensão

Fonte: MTS, 2008

2.3.5 Ensaios de durabilidade

Os testes de avaliação de durabilidade são complexos, consomem tempo e normalmente são muito caros. Pode-se avaliar o componente ou o veículo inteiro de acordo com o desempenho que o produto deve ter. É necessário ter claro o objetivo a ser cumprido de forma que o teste não seja muito severo e não se superdimensionar o produto, resultando em custo extra. O teste de durabilidade pode ser executado tanto em campo como em laboratório através de simulações em bancada de teste. Porém, nas provas de bancadas, algum efeito causado pelo meio externo pode ser perdido como o calor, o resfriamento, a corrosão, a abrasão e a poeira (SAE FATIGUE, 1997, p. 273).

O processo de condução da avaliação de ensaios de durabilidade consiste na submissão das partes críticas da estrutura para o ambiente real do uso. O resultado esperado é uma estimativa do tempo necessário para falha e o seu modo de falha mais provável. A maioria dos testes tenta incluir a medição quantitativa da vida de serviço, porém esse é um requisito muito rigoroso, dependendo da complexidade da peça ou estrutura a ser avaliada. Quando do uso do produto, é provável que ocorra um processo de solicitação altamente aleatório. Assim, uma

solução eficaz deve ser aplicada para esse tipo de problema. A solução prática para o problema, que envolve a indústria de veículos, é a criação de um circuito padrão de testes de rodagens. Com isso, cria-se uma correlação de rodagem e vida de serviço estabelecida por via de experiências. Muitas vezes o padrão de provas é estabelecido através de percursos dos próprios usuários de veículos como estradas de terra e calçamento. Nos casos onde a avaliação de durabilidade em campo é estabelecida, pode-se criar uma correlação de avaliação de fadiga em laboratório e, assim, criam-se provas de bancadas através desse tipo de rodagem. O laboratório poderá então testar o mesmo tipo de vida de serviço do veículo ou componente, correspondente ao teste de campo (SAE FATIGUE, 1993, p. 273).

A vida útil de um banco corresponde a aproximadamente 250.000km de uso ou 10 anos de vida com um manequim de 75 de percentil. A medida percentil representa o percentual de população de um país que entra em uma determinada faixa de medidas antropométricas e peso. Para realização de uma prova de durabilidade em laboratório, é necessário que haja uma correlação do dano de fadiga com a prova de durabilidade. No caso de um banco, vários tipos de condições de uso podem causar algum tipo de dano. Vibrações geradas pelo piso podem causar algum tipo de dano à estrutura do banco em face da vibração do veículo combinada com a própria movimentação da pessoa em cima do banco. O movimento do ocupante pode criar diversos tipos de solicitações no banco durante seu uso, dentre os quais podemos citar: a entrada e saída do banco, a fixação de um cinto, a remoção da carteira do bolso. A posição do banco, principalmente o dianteiro, apresenta diversos tipos de regulagem. Entre as mais comuns, pode-se citar a regulagem do encosto do banco e a regulagem de posição do banco. Devido à variação de regulagem do banco, o ponto mais frágil pode mudar de um lugar para o outro. Assim, todas essas variáveis devem ser observadas em uma prova de durabilidade de um banco (LEE; JONES; 2000 p. 1).

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

3.1 Introdução

Para realizar a avaliação de danos de fadiga e para o desenvolvimento da prova de durabilidade do banco foi necessário que se dividissem os testes por etapas. As etapas ocorreram conforme descrito no fluxograma a seguir (Fig. 36). Cada uma das etapas dos testes é explicada na sequência:

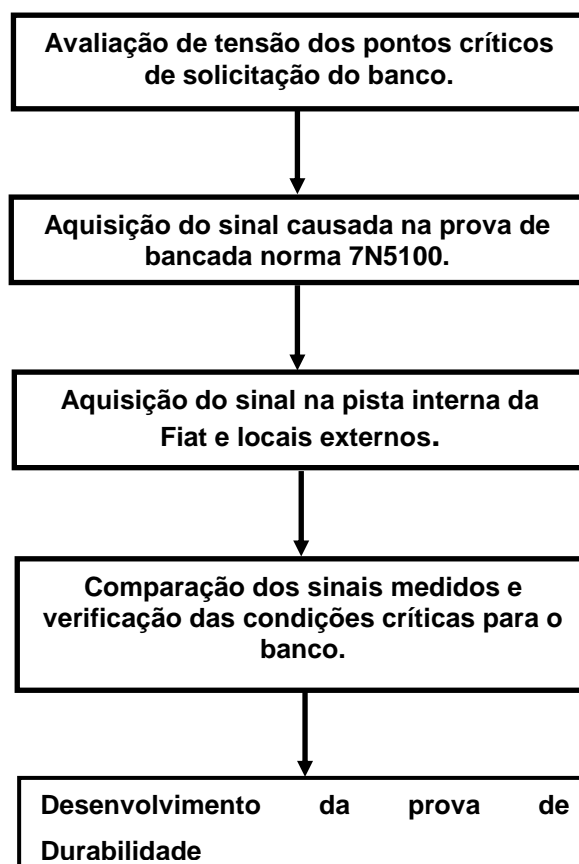


Figura 36: Etapas da análise da prova de durabilidade em bancada
Fonte: Dados de pesquisa

3.2 Avaliações das tensões dos pontos críticos de solicitação do banco

Nessa etapa foi avaliado o encosto do banco posterior de um veículo de passeio. Sua estrutura é composta basicamente de três partes. A espuma, um tubo perimetral contornando a parte posterior do encosto do banco e uma chapa de apoio da espuma, onde esse tubo é soldado (Fig. 37).



Figura 37: Estrutura de encosto do banco posterior

Fonte: Fotografia do autor

O material do encosto do banco avaliado é um aço FEP04 (denominação da empresa), com propriedades mecânicas similares às de um aço SAE 1005 com uma espessura de 0,7mm.

Para a determinação dos pontos críticos de solicitação do banco, (locais a serem instrumentados) foi realizado um ensaio de fadiga em laboratório similar a norma de Fadiga 7N5100 dessa empresa automobilística com carga de 15kgf a 45 kgf simulando dois ocupantes com dois manequins e frequência de movimentação dos atuadores hidráulicos de 0,67Hz. Posteriormente os extensômetros foram fixados nesses pontos críticos onde se tem maior tensão atuante no encosto do banco.

Para o teste foram utilizados os seguintes componentes:

- a) banco traseiro;
- b) dois atuadores hidráulicos modelo MTS;
- c) uma carroceria de veículo cortada;
- d) *hardware* controlador denominado *Flex test*;
- e) manequim SAE J826 tridimensional para o posicionamento busto no sentido vertical, conforme Figura 38;
- f) dois manequins no formato de busto para exercer pressão sobre o banco de acordo com a Norma SAE J826 b, conforme Figura 39;
- g) base de aço para fixação dos dispositivos.

Para a montagem da bancada de testes, foi utilizada a estrutura de experimentação da referida empresa automobilística. Inicialmente fixou-se a carroceria cortada sobre o piso de aço. O banco foi montado na parte interna da carroceria. Conforme a norma de Fadiga 7N5100 da empresa, a parte posterior do manequim SAE J826 deve estar alinhada paralelamente com plano de apoio do encosto. Para isso foi usado um goniômetro para conferência dos dois planos. Montou-se o manequim tridimensional SAE J826 sobre o banco, o que determinava o posicionamento vertical do manequim SAE J826 b (busto) sobre o encosto do banco. A referência para o posicionamento vertical foi feita através de um local perto do ponto de articulação do manequim SAE J826 conforme mostrado figura 38, que define a altura exata em que o busto deveria ficar (NORMA SAE J826, 1997). Para que isso ocorresse era necessário que se medisse a altura do pino em relação ao piso de fixação. Essa medida é chamada de ponto H. Após a realização dessa medida, posicionou-se o manequim SAE J826 b de acordo com o ponto H medido. O posicionamento vertical do manequim SAE J826 b ocorreu em função de um furo na sua estrutura correspondente à altura do pino do manequim, 3D conforme Figura 39.



Figura 38: Manequim tridimensional SAE J826 mostrando o pino de medição do ponto H

Fonte: SITE H-POINT-MANIKIN

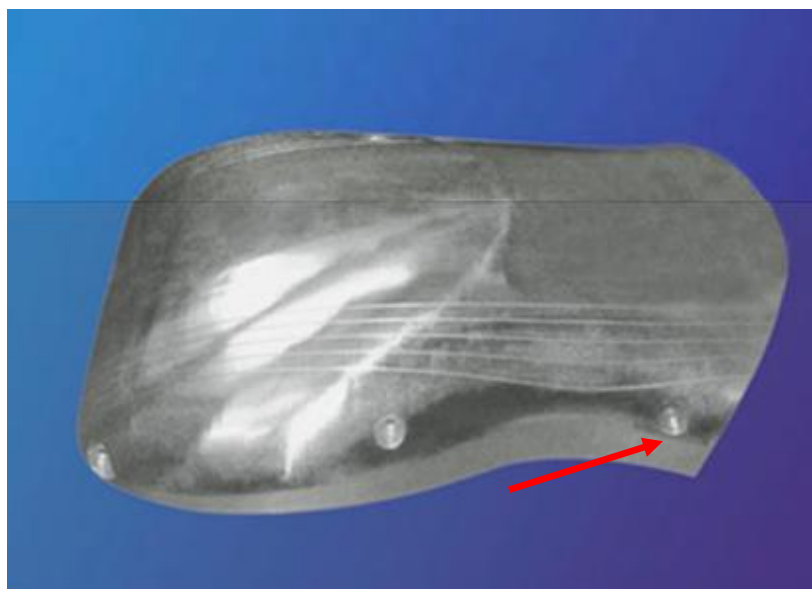


Figura 39: Manequim SAE J826 b demonstrando o ponto de posicionamento do ponto H

Fonte: SITE H-POINT-MANIKIN

O procedimento de montagem é mostrado na figura 40:

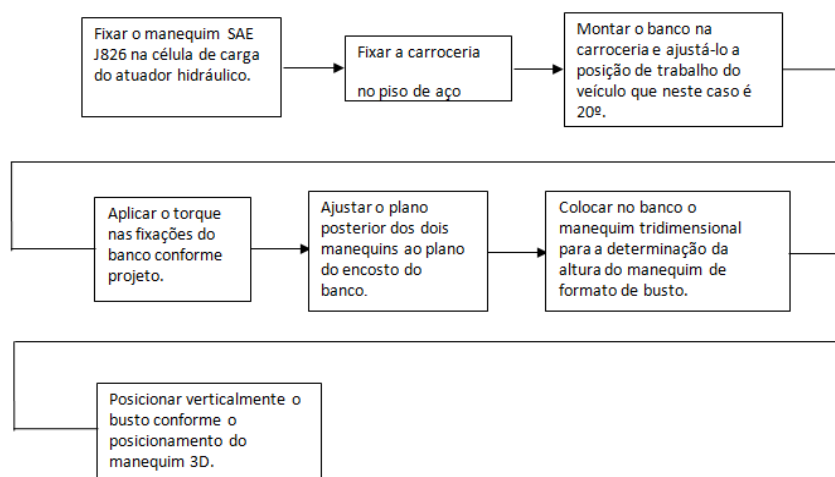


Figura 40: Fluxograma para a montagem da prova de fadiga
Fonte: Dados de pesquisa

Ao iniciar a prova, foi aplicada uma pré-carga de 15kgf com os dois manequins contra o encosto do banco. O *software* foi configurado para aplicar outra carga de 45kgf para cada manequim. Com isso, essas cargas vão-se alternando simultaneamente em uma frequência de 0,67Hz ou 40 ciclos por minuto.

Após o ensaio de fadiga do banco para determinar os pontos críticos para fixar os extensômetros, foi possível constatar que a região crítica do banco era a região da solda da união da chapa de apoio da espuma do banco. Essa região apresenta alguns fatores que a tornam crítica em consequência da união com a estrutura do banco através de solda ponto.

3.3 Instrumentação do encosto do banco

Para se avaliar o comportamento do banco sob o efeito de algum tipo de solicitação, foram usados extensômetros do tipo roseta e acelerômetros.

3.3.1 Instrumentação com acelerômetros

Para a avaliação de aceleração nos bancos foram usados acelerômetros do tipo pizoelétrico triaxiais da marca PCB. Esse tipo de acelerômetro apresenta um fundo de escala de +/- 50g, suficiente para medir os valores de vibração do banco que podem chegar a 7g. Para medir a aceleração sobre o banco na sua parte posterior foram fixados dois acelerômetros (números 2 e 3, conforme Figura 41). Outros dois acelerômetros (números 1 e 4, conforme Figura 41) foram fixados nas áreas vizinhas ao banco para medir acelerações geradas na carroceria.

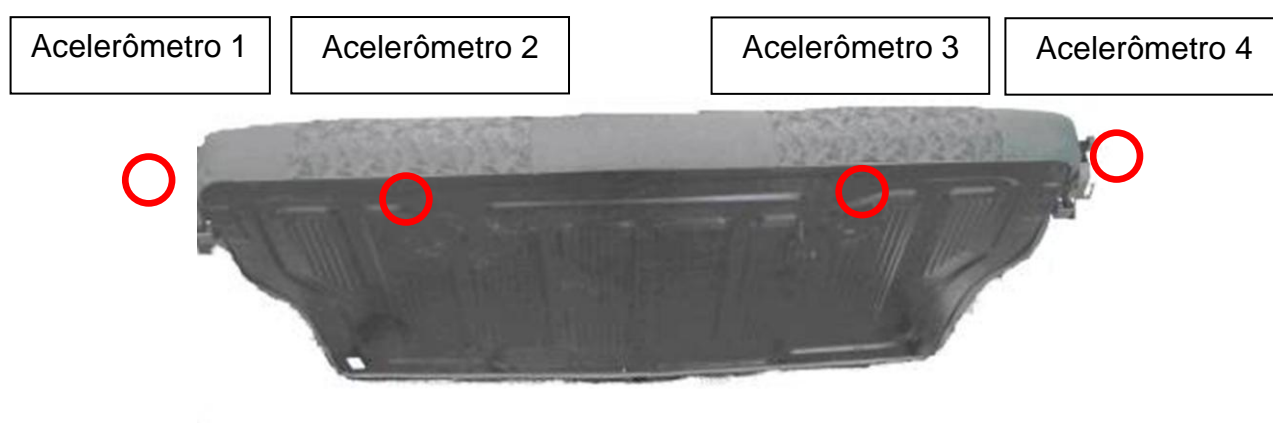


Figura 41: Local de fixação os acelerômetros na parte posterior e lateral do banco
Fonte: Fotografia do autor

Além desses, um quinto acelerômetro foi fixado dentro de um manequim para medição da aceleração do ocupante, conforme mostrado na Figura 42.



Figura 42: Local de fixação do acelerômetro no manequim
Fonte: Fotografia do autor

3.3.2 Instrumentação com extensômetros

Diante da existência de tensões multiaxiais e por não se saber qual o sentido crítico delas, foi utilizado um extensômetro do tipo roseta. Os extensômetros modelo roseta de 0° , 45° e 90° foram fixados nas regiões de solda-pontos do banco, na região de interface da chapa posterior com o tubo perimetral (Fig. 43) que é usado na estrutura.

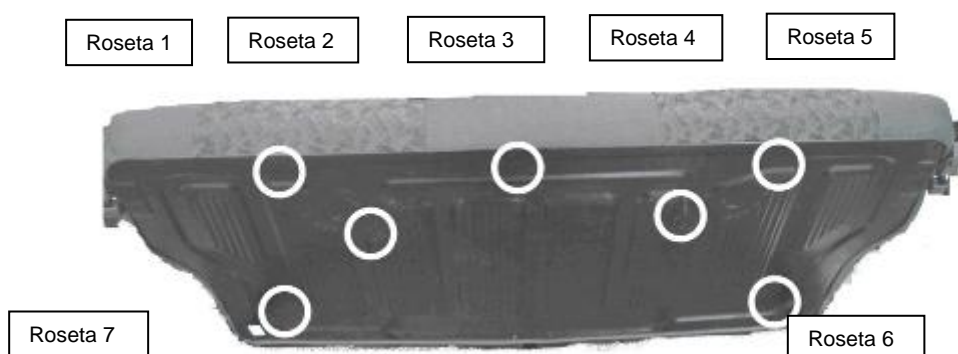


Figura 43: Local de fixação dos extensômetros do tipo roseta
Fonte: Fotografia do autor

São as seguintes características da roseta:

- a) Marca HBM;
- b) Modelo RY91-3/90;
- c) Tipo 0° , 45° e $90^\circ \Omega$;
- d) Resistência: 120;
- e) *Gage factor*: 2,02+/- 1%.

Para a colagem dos extensômetros foi usado o seguinte procedimento:

- a) remoção de acabamentos como tintas e oxidação, deixando-se exposta a superfície para aplicação do adesivo;
- b) polimento da superfície usando-se lixa (100 – 320), limpando-se e removendo-se óleo e graxa com algum tipo de solvente como acetona, tetra cloreto de carbono ou álcool isopropílico;
- c) aplicação de cola X-60, específica para extensômetro, e colocação deste na posição correta de sua medição;
- d) medida da resistência específica do extensômetro 360Ω ;
- e) cobertura do extensômetro com celofane ou uma folha de polietileno e colocação de um material amortecedor, como borracha ou esponja, sobre o conjunto;

As rosetas foram ligadas a um condicionador de sinais da marca HBM, do tipo *MGC Plus*, que gravou e enviou os sinais para um *laptop* conforme figura 44. Para compensação de temperatura na medição foi ligado um terceiro fio em cada extensômetro da roseta, por sua vez conectado a um resistor interno do condicionador de sinal, que compensava uma possível diferença de temperatura.

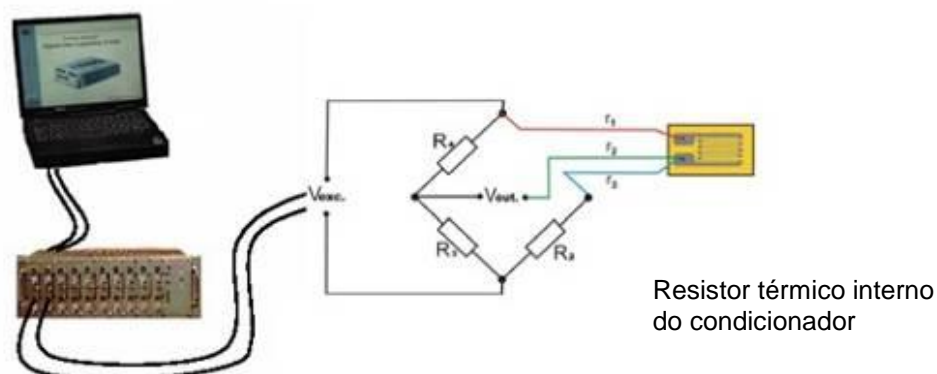


Figura 44: Esquema de ligação das rosetas
Fonte: Fotografia do autor

3.4 Aquisição de sinal

Para realizar esse tipo de aquisição foi necessário que se reproduzisse a condição exata de solicitação de uma pessoa sobre o banco. Na aquisição dos percursos de teste foram usados dois manequins de 75 percentil. Na prova de fadiga em bancada foram utilizados dois bustos (manequim SAE J826 b, conforme Figura. 45) a fim de simular a solicitação de carga de uma pessoa sobre o banco.



Figura 45: Prova em bancada de fadiga do banco
Fonte: Fotografia do autor

A avaliação das solicitações de carga do banco foram medidas em percursos de prova de durabilidade da empresa automobilística, compostos por um percurso de terra e calçamento e rodagem em outras condições, como nas pistas internas e percursos de trânsito urbano. Após essas medições, foram realizadas outras medições nesse mesmo banco instrumentado sob prova de fadiga em bancada conforme Norma 7N5100 da empresa. Esses percursos criaram solicitações de vibrações no encosto do banco de forma a gerar as condições mais severas de uso do cliente. Foram realizadas três aquisições para cada circuito a fim de verificar a eficácia da aquisição. O detalhamento dos percursos é explicado na Tabela 1.

Tabela 1: Locais das medições com o veículo

Percurso	Velocidade	Peso do veículo	Distância
Prova de durabilidade, (terra)	60km/h	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	9,5km
Prova de durabilidade (calçamento)	60km/h	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro.	20km
Quebra-molas	20, 30, 40 km/h	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	200m
Simulação de cidade	0 a 60km/h	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	5km
Frenagem	80km/h a 0	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	200m
Simulação de entrada e saída do veículo	Estático	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	0
Arrancada na subida	0 a 60km/h	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	200m
Percurso interno – lança hídrica	40km/h	Carga total, com dois ocupantes no banco traseiro	300m
Ensaio de fadiga	40 ciclos por minuto	Uso de um atuador hidráulico com o simulador de costas alternando cargas repetitivas de 15kg a 45kg (Fig. 39)	250.000 ciclos

Para a montagem da bancada de simulação, foram utilizados dois atuadores hidráulicos, fixados na sua célula de carga dois bustos (manequins SAE J826 b) simulando solicitações de carga do manequim no encosto do banco do veículo conforme demonstrado na Figura 42. A descrição dos atuadores hidráulicos está na Tabela 2.

Tabela 2: Descrição dos atuadores hidráulicos que foram usados no teste

Marca	MTS
Modelo	320
Capacidade de carga	2,5 KN
Curso máximo	100mm
Velocidade máxima	100cm/s (1000mm/s)
Aceleração máxima	40g
<i>Hardware / Software</i> controlador	FLEX TEST / RPC PRÓ

Fonte: MTS, 2008

3.5 Avaliação e comparação dos danos de fadiga

Nessa etapa foram avaliados os danos de fadiga de cada tipo de ensaio. Foram avaliados os valores de danos de fadiga causados pelos percursos utilizados e foram correlacionados entre si. Com isso os sinais adquiridos em campo que tinham o maior dano de fadiga foram utilizados no ensaio de laboratório.

3.6 Processos de simulação dos sinais avaliados

Para simular um sinal em bancada, foi necessário que ele passasse por um processo de adequação para reprodução de solicitação conforme o sinal foi adquirido. Essa técnica de simulação é usada para avaliar e repetir solicitações de vibrações e movimentos de um sistema mecânico em um ambiente de laboratório controlado. Nesse caso, alguns parâmetros do sinal medido são utilizados para realizar essa simulação, como o seu comportamento no domínio de tempo, no

domínio de frequência e a relação multiaxial de fases caso haja mais de um sensor a ser avaliado.

Para realizar o processo de simulação são necessárias cinco etapas:

- a) aquisição do sinal da pista;
- b) edição dos dados;
- c) medição da FRF do sistema;
- d) processo de iteração;
- e) provas de durabilidade.

3.6.1 Aquisição do sinal da pista

A metodologia adotada para aquisição de dados foi baseada em um treinamento da empresa MTS que sugere valores acima de 500Hz para a determinação dos eventos de fadiga. Assim foi utilizada uma taxa de aquisição de dados de 600Hz e frequência de corte de 80Hz através do filtro tipo Butterworth.

Para avaliação da confiabilidade do sinal, foram utilizados métodos de avaliação como RMS (*raiz média quadrática*), *Crest*, análise do domínio da frequência, desvio padrão do sinal e valores máximos e mínimos. Com isso, foi possível verificar a confiabilidade do sinal, além de algum tipo de problema que tenha ocorrido na medição.

3.6.2 Edição dos dados

Nessa etapa foi necessário que se editassem as partes do sinal retirando-se partes que não eram necessárias, como baixos picos de amplitude (que não interessam no processo de fadiga) ou algum pico excessivo de mau uso. Com isso pode-se diminuir o tamanho do sinal diminuindo o tempo de prova. Além disso, o sinal também é filtrado com um filtro passa-faixa de 0Hz a 50Hz, que não são geradas pela suspensão do veículo e além disso retira faixa de frequências onde não são possíveis de serem reproduzidas no atuador hidráulico e podem virar erros

no processo de simulação. Nesse caso foi avaliada a perda da magnitude do sinal comparando-se antes e após o uso do filtro passa-faixa, através da densidade de espectro do sinal.

3.6.3 Medição da FRF do sistema

Nessa etapa foi gerado um sinal de amplitude *versus* frequência para os atuadores. Cada ponto de frequência do sinal enviado é relacionado com a saída de vibração do sistema em relação à entrada. Esse processo é medido através de um atraso de tempo em segundos entre o sinal de saída e o sinal de entrada. Para estabelecer tal relação, deve ser enviado um sinal de amplitude versus frequência no atuador hidráulico, ou seja, quando o atuador hidráulico aplica uma carga no banco, a resposta da carga é lida pelo extensômetro, que a envia para o *software* RPC. Procura-se com isso estabelecer experimentalmente uma relação da *FRF* entre o sinal de entrada $X(f)$ e o sinal de saída $Y(f)$ percebidos pelos extensômetros instalados no encosto do banco. O resultado desse processo é a geração de uma matriz de correlação inicial $H(f)$. A partir disso, o sistema gera uma função $H^{-1}(f)$, exatamente inversa àquela inicial $H(f)$ e que, multiplicada pelo sinal de saída $Y(f)$, deverá ser exatamente igual ao sinal de entrada $X(f)$. O resultado desse processo é a geração de uma matriz de correlação inicial FRF (Fig. 46). Com isso são criados *drives* de entrada estabelecendo a relação de atraso de tempo entre o sinal de entrada e saída. Com os *drives* de entrada é possível estabelecer informações suficientes de como o sistema reage com diferentes frequências de excitação (Vidal, 1999).

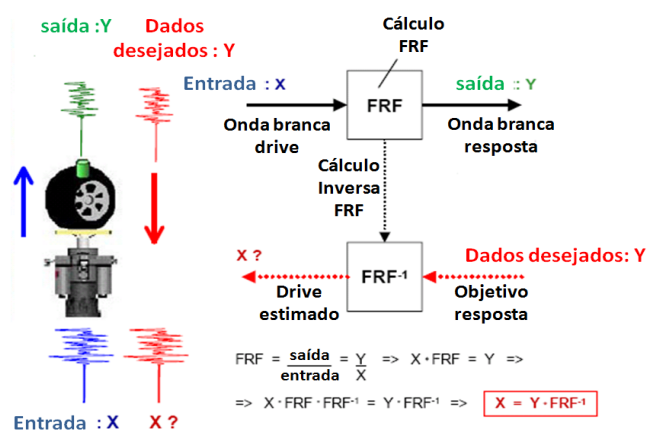


Figura 46: Ciclo de levantamento da FRF e como ela é calculada
Fonte: MTS, 2008

3.6.4 Processo de iteração

Após o processo de modelamento da FRF, foi necessária a adequação da resposta do atuador ao objeto a ser avaliado. O processo de iteração tem como objetivo adequar a resposta dos atuadores hidráulicos à realidade do sinal adquirido. Para que os atuadores trabalhem corretamente é necessário que se saiba qual a força exata com que eles devam trabalhar. Nesse processo é criado o sinal de entrada (o sinal desejado) e é criado o sinal *drive* (que vem a ser o ganho da FRF estimada que multiplica o valor) que adequa o ganho de força do atuador sobre o sinal. A resposta do sinal que é enviada ao atuador é medida em algum tipo de transdutor, que, nesse caso, será um extensômetro em cada lugar do ocupante e que envia a resposta ao computador. O erro do sinal não poderá ultrapassar em 10% de erro do sinal original. Esse processo de iteração está mostrado na Figura 47.

Realizado o processo de iteração, são criados os blocos de sinais, que reproduzem as solicitações dos sinais adquiridos nos percursos.

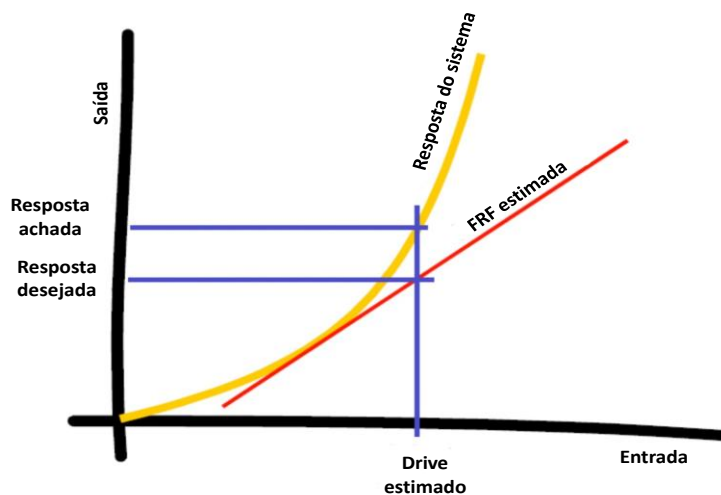


Figura 47: Ciclo do processo de iteração
Fonte: MTS, 2008

3.6.5 Provas de durabilidade

Depois que os sinais estão prontos, criam-se blocos desses sinais, correspondentes ao percurso de durabilidade que o veículo realiza. Assim, o *software* pode executar uma prova em bancada correspondente à prova de durabilidade em campo.

Nessa empresa automobilística as provas de durabilidade com o veículo têm uma quilometragem total de 18.000km para a parte de carroceria, o que corresponde a uma correlação total de 100.000km de uso do veículo. No percurso, 50% é feito com o veículo carregado e 50% vazio. Para isso o carregamento do veículo é dividido por etapas, sendo que a cada 3.000km o veículo é carregado e descarregado. O tipo de piso que se reproduz nessa prova é composto por 40% de percurso de asfalto, 40% de percurso de calçamento e 20% de percurso de terra.

4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1 Resultados preliminares

4.1.1 Medição da distribuição dos carregamentos com os manequins versus ser humano

A fim de verificar o correto posicionamento dos manequins sobre o encosto do banco, foi realizado teste de distribuição de carregamento do banco através de um equipamento denominado *tekscan*.

Esse equipamento tem o objetivo de medir a distribuição de pressão de um corpo humano em superfícies de apoio, tais como cadeiras, colchões, almofadas e encostos. O sistema inclui *hardware*, *software* e sensores de pressão localizados em uma manta (Fig. 48) que cobre a superfície medida e que tem centenas de extensômetros ligados na sua estrutura. Quando esses sensores sofrem algum tipo de deformação, ela é repassada para um *software* que lê essas informações e as converte em unidades de pressão, área e força.

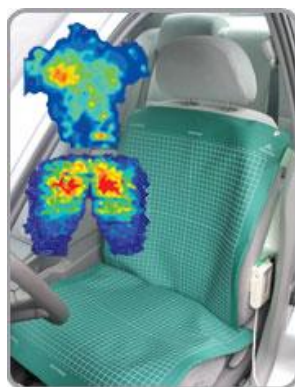


Figura 48: Manta utilizada para medição da distribuição de carregamento sobre o banco
Fonte: SITE TEKSCAN

A manta contém uma distribuição de sensores com 2016 elementos individuais sensor por sensor conforme demonstrado na figura 49. Ela permite que o

usuário utilize os sensores da manta entre o seu corpo e a superfície, sem alterar as características originais. A combinação desses fatores permite a medição exata da localização e magnitude das pressões de pico e padrões de distribuição global de pressão.

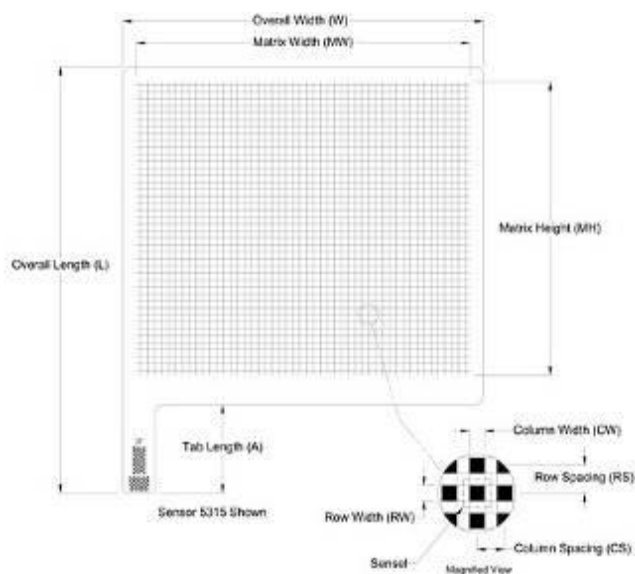


Figura 49: Distribuição dos sensores utilizados na manta
Fonte: *SITE TEKSCAN*

Após os testes, verificou-se que os manequins apresentavam uma distribuição similar de carregamento devido ao posicionamento dos manequins poderem gerar cargas diferentes conforme Figura 50.

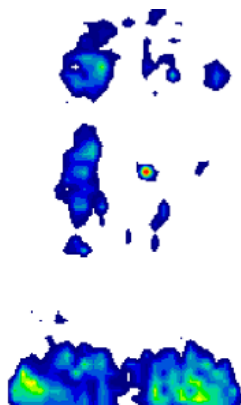


Figura 50: Distribuição de carregamento no encosto do banco do manequim do lado direito

Fonte: PROGRAMA TEKSCAN

Com isso chegou-se aos valores medidos conforme a Tabela 3.

Tabela 3: Resultados comparativos entre o manequim lado direito *versus* esquerdo

	Manequim lado esquerdo	Manequim lado direito	Diferença entre os dois
Força (kgf)	7,85	8,58	8,5%
Área (cm ²)	263,23	294,19	10,5%

Fonte: Dados de pesquisa

Realizou-se, a título de pesquisa, uma nova medição com os valores de uma pessoa com a medida similar de 75 percentil. Com isso obteve-se uma medida bem diferente daquela realizada com os manequins (Tabela 4). Percebeu-se também que a área de concentração de carregamento fica deslocada para cima em relação ao manequim, conforme Figura 51. Após pesquisa desse tema, (LIJIAN, LEE, ZHANG, 2006) foi verificado que há diferenças de cargas no encosto do banco.

Tabela 4: Comparativo de carregamento entre o ser humano e o manequim lado esquerdo

	Pessoa de 75 percentil	Diferença entre o manequim esquerdo e o ser humano
Força (kgf)	13,9	43%
Área (cm ²)	506	48%

Fonte: Dados de pesquisa

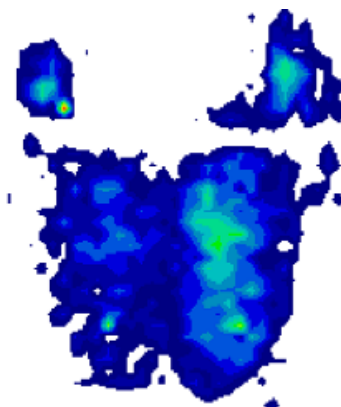


Figura 51: Distribuição de carregamento no encosto do banco com uma pessoa.

Fonte: *PROGRAMA TEKSCAN*

Como pode ser observado na Tabela 5, as diferenças dos valores medidos entre ser humano e manequins são elevadas; assim, decidiu-se realizar a aquisição em campo com pessoas com medidas similares a 75 percentil em lugar de manequins.

4.1.2 Aquisição das solicitações de carregamento impostas ao banco em percursos internos e de durabilidade

Foi realizada aquisição de sinais nos percursos internos e externos da empresa automobilística. O veículo foi carregado com quatro pessoas semelhantes a 75 percentil e tanque de combustível cheio.

Os percursos externos representavam o percurso de durabilidade, o que significava o objetivo que um carro deveria cumprir para obter uma vida de 10 anos. O primeiro percurso era composto por calçamento e o segundo por uma estrada de terra. Para a parte de carroceria do veículo era necessário que o veículo percorresse uma distância total de 18.000km, sendo esse percurso dividido da seguinte forma:

- a)40% de percurso de asfalto;
- b)40% de percurso de calçamento;
- c)20% de percurso de terra.

Após o cumprimento do percurso o veículo é desmontado e avaliado se existe algum tipo de problema na sua estrutura.

Realizou-se também a aquisição nos percursos internos dessa empresa automobilística:

- a)Lança hídrica: Essa passagem é feita a 40km/h em um trecho de aproximadamente 200m. Ele é composto por pedras, pranchões de aço, uma costeleta em formato de espinha de peixe e calçamento. Esse percurso sugere ser um dos mais severos em virtude do tipo de pedra no calçamento e dos pranchões de aço.
- b)Pré-siggi: Composto por um calçamento de pedras com uma distância total de 40m e feito a 40km/h.
- c)Para a frenagem e troca de marchas foi utilizada uma parte da pista num total de 160m. Nesse teste foi realizada arrancada do veículo utilizando a primeira, segunda e terceira marcha até 80km/h. Após o veículo atingir essa velocidade, foi realizada uma frenagem de emergência a partir de um ponto demarcado no circuito interno. Esse teste tinha como objetivo observar as acelerações impostas sobre o banco no percurso de cidade.
- d)Teste de arrancada na subida com uma inclinação de 20°, utilizando a primeira e segunda marcha do veículo, num total de 50m.
- e)Teste sobre o quebra-mola a 20km/h e 40km/h.
- f)Teste de entrada e saída do veículo no qual o encosto sofria a solicitação de uma pessoa assentando-se no banco. Nesse caso sentaram-se os dois ocupantes no banco posterior do veículo.

4.1.3 Avaliação de acelerações dos carregamentos impostos ao banco em percursos internos e de durabilidade

Conforme demonstrado anteriormente na Figura 42, foram utilizados quatro acelerômetros, sendo dois fixados no banco e dois na estrutura do banco. Tendo em vista que pessoas tomaram parte na medição, o quinto acelerômetro não foi usado. Após análise de resultados através de valores como RMS e de acelerações máximas, constatou-se que o percurso que oferecia as maiores acelerações era o percurso da lança hídrica. Entretanto, confrontados os valores de tensão que o banco sofre, verificou-se que os percursos de calçamento e terra foram os que ofereceram o maior nível de carregamento. Tal situação está associada à deformação da espuma. Quando a medição foi feita nos percursos internos da empresa, o tempo de exposição dos ocupantes do banco traseiro não foi maior do que uma hora. Para realizar os percursos de calçamento e de terra, o tempo de exposição dos ocupantes sobre o banco chegou a ser de aproximadamente seis horas. Com isso, a espuma deformou-se, mudando então a forma de distribuição de carregamento sobre o banco, que se tornou mais severa em relação às medições realizadas nos percursos internos da empresa. Com base nesses dados, concluiu-se que os melhores percursos a serem simulados seriam os de estrada de terra e calçamento, conforme Tabela 5.

Tabela 5: Valores obtidos após as medições

Fonte: Dados da pesquisa

Lança hidrica													
Calçamento													
Pressigi													
Terra													
nome	unidade	máximo	máximo	máximo	máximo	mínimo	mínimo	mínimo	mínimo	RMS	RMS	RMS	RMS
Acel 1 direção X	g	2,157852	1,623388	1,474378	1,514723	-2,60861	-1,38905	-1,53334	-1,23223	0,420982	0,153032	0,313174	0,117083
Acel 1 direção Y	g	2,322377	1,413987	1,384968	1,44814	-2,36811	-1,35002	-1,41919	-1,21104	0,34547	0,142918	0,271949	0,116502
Acel 1 direção Z	g	2,758593	3,141952	2,081999	1,951071	-3,19339	-2,15848	-1,63434	-1,82611	0,641887	0,238861	0,388647	0,177465
Acel 2 direção X	g	2,320336	2,000886	1,586507	1,38316	-2,83811	-1,9773	-1,50536	-1,27502	0,470768	0,177179	0,346929	0,13225
Acel 2 direção Y	g	2,555382	1,498393	1,46965	1,592781	-2,54217	-1,43871	-1,57395	-1,37399	0,381413	0,161688	0,303376	0,132781
Acel 2 direção Z	g	2,79292	2,906979	1,475926	1,556499	-3,12782	-2,00145	-1,48355	-1,17641	0,622845	0,224742	0,339514	0,16151
Acel 3 direção X	g	2,109843	1,219068	1,607595	1,03619	-2,07363	-2,09342	-1,44514	-1,02933	0,444372	0,166743	0,321713	0,127087
Acel 3 direção Y	g	2,529667	2,367375	2,107398	2,063595	-3,24603	-2,12257	-1,82252	-2,10186	0,694135	0,216409	0,457298	0,176534
Acel 3 direção Z	g	2,801795	3,340383	1,917031	2,449352	-2,78514	-2,45455	-1,75015	-2,45686	0,493813	0,297219	0,441407	0,235863
Acel 4 direção X	g	2,031151	1,745124	1,253652	1,582295	-2,60208	-2,14096	-1,55292	-1,71108	0,468881	0,161242	0,366553	0,124774
Acel 4 direção Y	g	2,569535	2,170074	1,560283	1,779972	-2,4287	-2,16694	-1,57949	-2,14717	0,439342	0,202472	0,375033	0,163249
Acel 4 direção Z	g	2,943746	3,76316	1,650398	1,999885	-3,83656	-3,46463	-1,38428	-1,73344	0,683802	0,301509	0,387051	0,225474
Roseta 1A direção Y	(µm/m)	139,0295	242,9327	121,3871	145,7507	-9,01649	-19,8263	-25,2314	-13,3929	56,98917	70,17569	49,39927	51,46909
Roseta 1B direção ZY	(µm/m)	2,69599	10,38383	9,351437	18,3525	-504,862	-675,062	-303,973	-567,441	190,8083	195,0018	138,3908	210,987
Roseta 1C direção Z	(µm/m)	0,021414	14,33641	15,69283	22,72807	-637,611	-852,029	-408,796	-698,378	255,4135	274,2056	189,5667	270,2731
Roseta 2A direção Z	(µm/m)	0,026022	17,56612	27,8056	25,72927	-774,792	-1334,26	-413,336	-789,782	338,5063	327,6459	206,894	257,8118
Roseta 2B direção ZY	(µm/m)	0,007786	5,174775	4,669706	7,648668	-231,818	-394,064	-112,675	-241,249	101,9858	91,77625	56,91762	70,20596
Roseta 2C direção Y	(µm/m)	85,37533	122,2095	45,7811	75,94273	-0,00287	-3,28355	-1,84047	-5,41738	24,89024	21,37182	18,83225	18,13459
Roseta 3A direção Y	(µm/m)	460,6412	623,7623	292,0802	461,7347	-10,9223	-10,2232	-34,1766	-10,5451	186,079	203,3201	135,0169	182,4949
Roseta 3B direção ZY	(µm/m)	144,0602	205,8657	89,7878	163,3026	-8,38476	-9,25791	-9,48992	-4,78802	53,48155	59,75251	41,42768	61,1772
Roseta 3C direção Z	(µm/m)	10,16668	3,018048	17,04924	14,04425	-186,745	-315,307	-112,013	-149,399	83,51232	81,53416	52,65755	52,02055
Roseta 4A direção Y	(µm/m)	154,4976	221,2019	109,648	226,711	-18,5968	-6,30732	-15,6288	-5,74868	56,50774	82,03131	45,7156	85,74483
Roseta 4B direção ZY	(µm/m)	5,957442	7,827369	19,56101	13,25455	-264,356	-443,08	-189,1	-505,319	116,4176	159,7539	85,53697	157,7227
Roseta 4C direção Z	(µm/m)	4,866604	17,20504	31,98611	24,30979	-586,652	-916,422	-427,079	-974,191	262,5685	348,367	202,583	346,7705
Roseta 5A direção Z	(µm/m)	1,870137	14,6085	11,05349	11,87807	-236,95	-435,84	-148,118	-238,805	79,40716	80,71305	61,5009	70,10824
Roseta 5B direção ZY	(µm/m)	5,701249	16,16722	0,003787	31,33503	-141,935	-332,904	-112,745	-202,562	48,24451	63,87072	49,62447	60,54361
Roseta 5C direção Y	(µm/m)	299,2982	432,3029	191,4179	261,5518	-13,0575	-5,66241	-28,8847	-8,47683	124,246	124,7809	83,19501	112,8966
Roseta 6A direção Y	(µm/m)	335,2277	447,5701	282,7972	384,4358	-6,05718	-25,4337	-30,0796	-14,2154	133,2869	172,9472	108,176	173,4082
Roseta 6B direção ZY	(µm/m)	0,02778	12,79017	0,011334	15,07614	-413,571	-636,835	-337,459	-620,017	173,8083	220,5099	139,8648	241,1054
Roseta 6C direção Z	(µm/m)	0,051493	22,96231	0	12,04896	-766,607	-1109,91	-628,021	-1074,13	328,009	408,2271	261,1471	443,0457
Roseta 7A direção Z	(µm/m)	0,103244	78,76789	0,05359	105,6669	-3074,1	-4057,64	-1595,63	-2915,88	1616,122	1368,646	864,1744	962,2643
Roseta 7B direção ZY	(µm/m)	0,107026	89,32646	0,052653	100,2775	-3186,7	-4715,77	-1567,73	-2991,75	1647,755	1578,539	847,1492	947,5949
Roseta 7C direção Y	(µm/m)	0,040301	7,571486	0,034687	17,64931	-239,99	-481,712	-103,28	-238,326	119,9795	143,2355	51,88464	59,69339

Após análise do domínio da frequência dos sinais medidos, verificou-se que a maioria dos sinais estavam concentrados na faixa de 0 a 10Hz. Os sinais apresentavam uma maior concentração de energia abaixo de 1Hz, conforme

demonstrado na figura 52 do percurso de calçamento. Por isso utilizou-se um filtro passa-baixa de 10Hz para filtragem e análise dos sinais medidos.

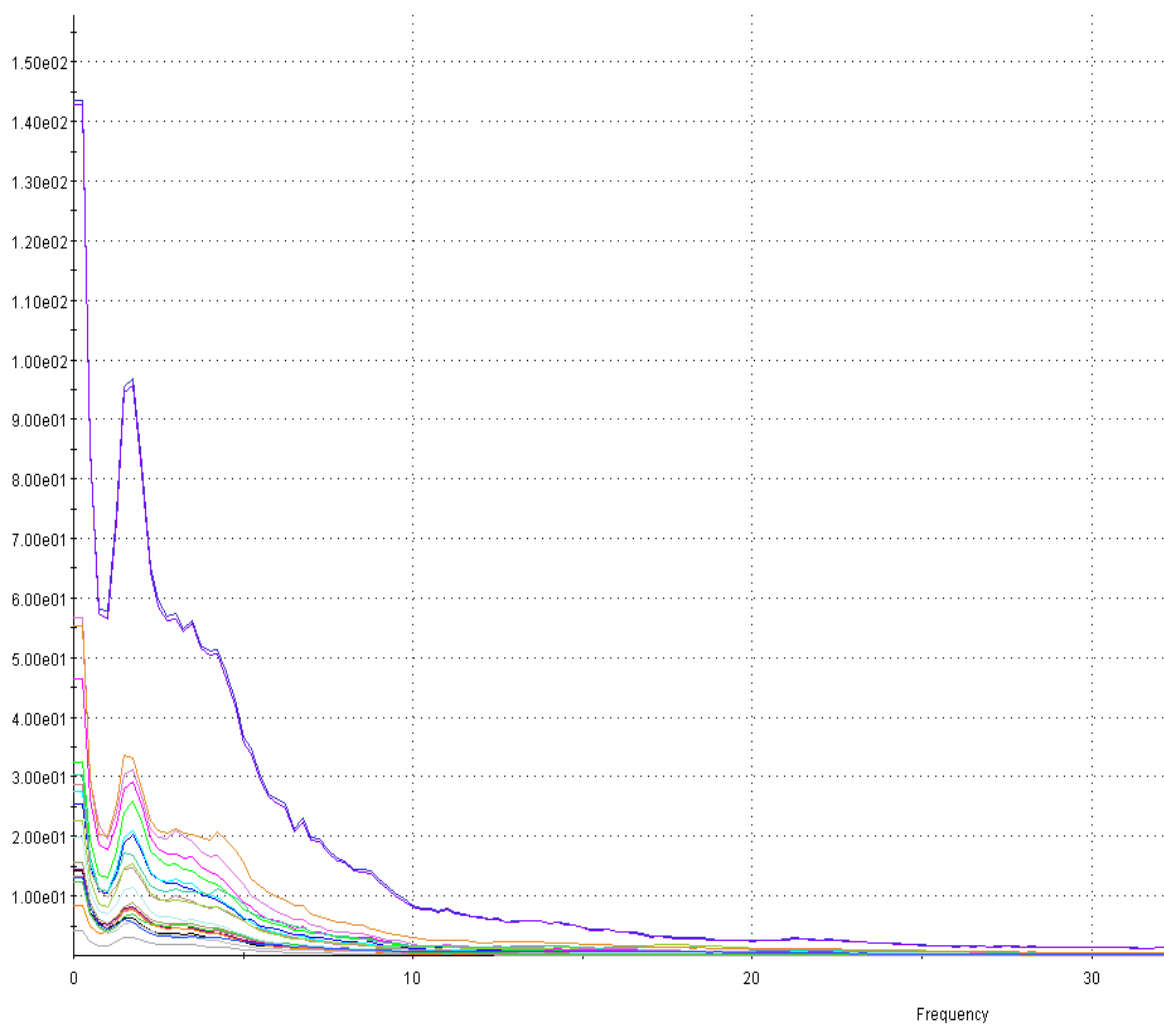


Figura 52: Análise do domínio da frequência do percurso externo de calçamento

Fonte: *PROGRAMA RPC*

Para realizar a análise do sinal foram considerados os canais mais severos de solicitação para gerar o dano. Essa diferença é exemplificada na roseta 1 através da figura 53. É possível perceber claramente a diferença de amplitude do canal 1 direção z (cor vermelha) em relação à direção y (cor preta).

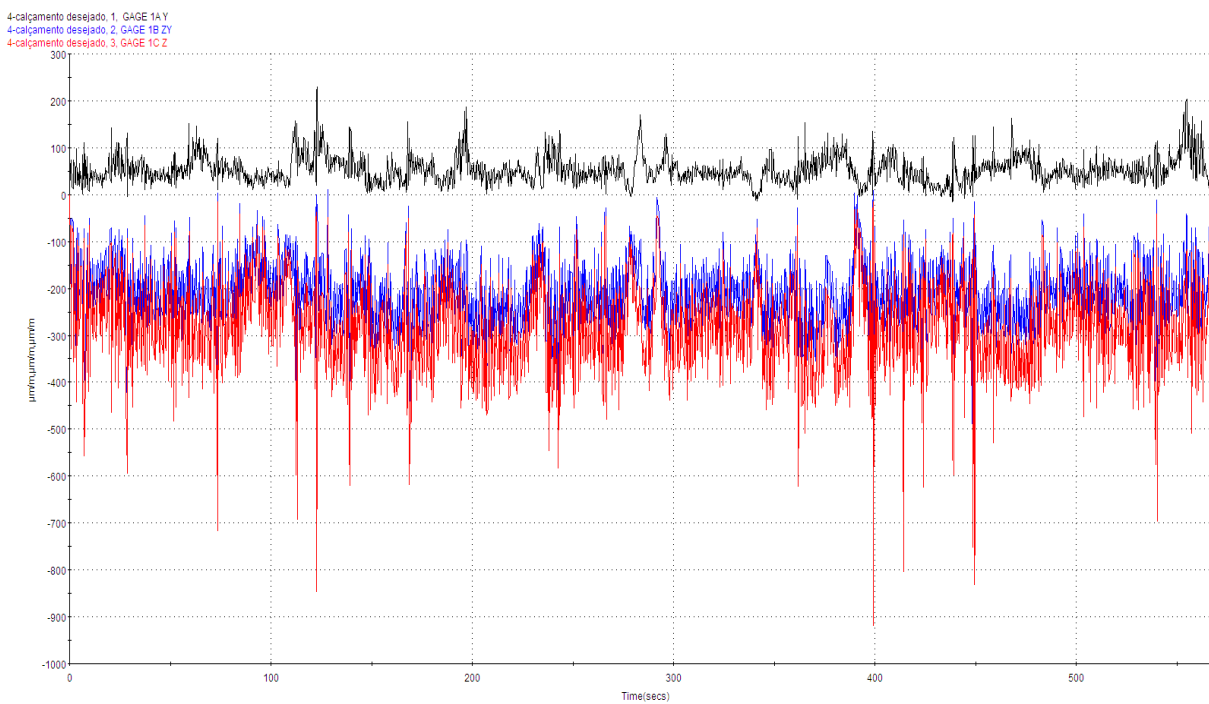


Figura 53: Diferença de amplitude de sinal do percurso de calçamento para a roseta 1

Fonte: PROGRAMA RPC

Avaliando os sinais das rosetas separadamente chegou-se aos seguintes valores para os percursos de terra e de calçamento, conforme Tabelas 6 e 7:

Tabela 6: Valores estatísticos do percurso de terra

Fonte: Dados da pesquisa

sinal de terra desejado					
canal	nome	unidade	máximo	mínimo	RMS
1	Roseta 1A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	212,5803	-31,6756	51,50874
2	Roseta 1B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	26,85839	-563,988	214,6025
3	Roseta 1C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-707,877	281,159
4	Roseta 2A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-873,202	314,7802
5	Roseta 2B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-251,951	86,30746
6	Roseta 2C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	85,73351	-2,69164	21,85435
7	Roseta 3A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	527,4038	-1,71906	205,4299
8	Roseta 3B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	181,2925	-0,16994	63,88171
9	Roseta 3C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	7,27538	-224,417	70,42963
10	Roseta 4A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	218,2745	0	89,97016
11	Roseta 4B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-439,811	181,7811
12	Roseta 4C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-856,876	377,5557
13	Roseta 5A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	8,302119	-271,519	70,32329
14	Roseta 5B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	52,04132	-213,737	55,73269
15	Roseta 5C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	320,2954	-8,71231	124,8717
16	Roseta 6A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	407,9231	0	192,3462
17	Roseta 6B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	17,11417	-561,174	251,3113
18	Roseta 6C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-1004,23	470,2979
19	Roseta 7A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-2953,29	1089,732
20	Roseta 7B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-3032,21	1075,863
21	Roseta 7C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-240,084	74,35293

Tabela 7: Valores estatísticos do percurso de calçamento

Fonte: Dados da pesquisa

sinal de calçamento desejado					
canal	nome	unidade	máximo	mínimo	RMS
1	Roseta 1A direção Y	μm/m	230,1273	-14,8477	57,18756
2	Roseta 1B direção ZY	μm/m	18,60705	-749,929	214,3447
3	Roseta 1C direção Z	μm/m	26,10011	-917,702	288,7001
4	Roseta 2A direção Z	μm/m	39,39824	-1436,94	368,967
5	Roseta 2B direção ZY	μm/m	11,52667	-435,645	107,5149
6	Roseta 2C direção Y	μm/m	123,7028	-6,44368	19,81514
7	Roseta 3A direção Y	μm/m	655,629	-21,2773	211,1859
8	Roseta 3B direção ZY	μm/m	216,0599	-7,36342	66,892
9	Roseta 3C direção Z	μm/m	6,807151	-315,986	78,10107
10	Roseta 4A direção Y	μm/m	234,609	-7,51902	84,03841
11	Roseta 4B direção ZY	μm/m	13,70993	-455,94	159,7225
12	Roseta 4C direção Z	μm/m	30,49353	-946,646	350,1305
13	Roseta 5A direção Z	μm/m	8,820098	-453,543	85,44652
14	Roseta 5B direção ZY	μm/m	12,25981	-288,402	69,04288
15	Roseta 5C direção Y	μm/m	384,7194	-11,0773	125,0232
16	Roseta 6A direção Y	μm/m	438,9761	-18,4756	182,3973
17	Roseta 6B direção ZY	μm/m	19,7669	-620,129	215,1945
18	Roseta 6C direção Z	μm/m	36,89598	-1084,97	403,0394
19	Roseta 7A direção Z	μm/m	138,6083	-4292,23	1472,714
20	Roseta 7B direção ZY	μm/m	163,4122	-5112,09	1727,545
21	Roseta 7C direção Y	μm/m	12,9939	-498,716	144,8803

Avaliando as Tabelas 6 e 7, através dos valores máximos e mínimos percebe-se que os maiores carregamentos no sentido z prevalecem em compressão. Já no sentido y todos os carregamentos prevalecem em tração, com exceção do canal 7, em que o sentido tende a ser de compressão. Tal fato pode ser explicado pelo modo como ocupante sentou-se no banco. Além disso, que esse local onde foi fixada a roseta é o ponto onde termina o tubo perimetral do banco que pode sofrer tanto tração quanto compressão, de acordo com o ponto de aplicação de carga. Isso é

explicado na Tabela 7 onde o carregamento da prova de fadiga em bancada foi aplicado no centro do banco. Após análise estatística chegou-se aos valores mostrados na Tabela 9.

Tabela 8: Valores estatísticos da prova de fadiga em bancada

Fonte: Dados da pesquisa

Sinal de prova de fadiga					
canal	nome	unidade	máximo	mínimo	RMS
1	Roseta 1A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	282,4828	118,1087	202,1867
2	Roseta 1B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	131,3943	51,3802	92,68075
3	Roseta 1C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	21,37851	3,587652	13,23209
4	Roseta 2A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	-131,621	-308,095	221,7028
5	Roseta 2B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	-13,4622	-24,4512	18,99815
6	Roseta 2C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	29,72297	13,47358	21,94327
7	Roseta 3A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	292,4179	125,3474	211,0732
8	Roseta 3B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	3,920339	-0,11484	2,612604
9	Roseta 3C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	-106,995	-255,764	184,5723
10	Roseta 4A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	112,8151	53,94555	84,28764
11	Roseta 4B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	-188,153	-347,593	272,105
12	Roseta 4C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	-249,818	-514,502	386,3777
13	Roseta 5A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	13,96066	-24,1858	13,54729
14	Roseta 5B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	114,965	55,04809	85,61214
15	Roseta 5C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	302,3804	124,5	215,2924
16	Roseta 6A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	65,86451	21,33198	44,45965
17	Roseta 6B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	-30,3609	-65,1802	47,81575
18	Roseta 6C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	-59,9652	-145,428	102,9298
19	Roseta 7A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	-23,7772	-66,945	46,52601
20	Roseta 7B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	-36,9725	-85,1104	62,86417
21	Roseta 7C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	91,89314	30,47141	61,0031

Ao se compararem os canais 1, 2 e 3 em relação aos canais 13,14 e 15, que são simétricos, observa-se uma boa correlação de carga entre as duas partes, pois apresentaram uma diferença mínima entre eles. Comparando os valores de RMS

medidos nas provas de calçamento, terra de fadiga em bancada conforme tabela 9, chegou-se às seguintes conclusões:

Tabela 9: Valores de RMS de deformação comparados

Fonte: Dados da pesquisa

canal	nome	unidade	RMS terra	RMS calçam.	RMS prova de fadiga	Comparativo
1	Roseta 1A direção Y	μm/m	51,50874	57,18756	202,1867	fadiga
2	Roseta 1B direção ZY	μm/m	214,6025	214,3447	92,68075	externo
3	Roseta 1C direção Z	μm/m	281,159	288,7001	13,23209	externo
4	Roseta 2A direção Z	μm/m	314,7802	368,967	221,7028	externo
5	Roseta 2B direção ZY	μm/m	86,30746	107,5149	18,99815	externo
6	Roseta 2C direção Y	μm/m	21,85435	19,81514	21,94327	igual
7	Roseta 3A direção Y	μm/m	205,4299	211,1859	211,0732	igual
8	Roseta 3B direção ZY	μm/m	63,88171	66,892	2,612604	externo
9	Roseta 3C direção Z	μm/m	70,42963	78,10107	184,5723	fadiga
10	Roseta 4A direção Y	μm/m	89,97016	84,03841	84,28764	igual
11	Roseta 4B direção ZY	μm/m	181,7811	159,7225	272,105	fadiga
12	Roseta 4C direção Z	μm/m	377,5557	350,1305	386,3777	igual
13	Roseta 5A direção Z	μm/m	70,32329	85,44652	13,54729	externo
14	Roseta 5B direção ZY	μm/m	55,73269	69,04288	85,61214	fadiga
15	Roseta 5C direção Y	μm/m	124,8717	125,0232	215,2924	fadiga
16	Roseta 6A direção Y	μm/m	192,3462	182,3973	44,45965	externo
17	Roseta 6B direção ZY	μm/m	251,3113	215,1945	47,81575	externo
18	Roseta 6C direção Z	μm/m	470,2979	403,0394	102,9298	externo
19	Roseta 7A direção Z	μm/m	1089,732	1472,714	46,52601	externo
20	Roseta 7B direção ZY	μm/m	1075,863	1727,545	62,86417	externo
21	Roseta 7C direção Y	μm/m	74,35293	144,8803	61,0031	externo

Os carregamentos gerados pelo corpo humano demonstraram ser mais severos no sentido z. As rosetas colocadas na parte inferior também demonstraram maior severidade na prova de durabilidade do que na prova de fadiga. Tal diferença pode ser explicada por uma maior concentração de carga naquele local. Já na parte central do banco, através da roseta 3, percebe-se que a prova de fadiga em bancada foi mais severa no sentido z, ao contrário das outras rosetas, que foram mais severas no sentido z da prova de durabilidade. Isso se explica também pelo ponto de aplicação de carga que predomina no centro do banco. Em termos de carregamento, percebe-se que ~55% dos canais medidos demonstram-se mais severos no percurso de durabilidade. Porém, para a estrutura de tubo, o carregamento y talvez seja crítico, pois a chapa de apoio da espuma tende a fletir no

sentido x e é uma chapa menos rígida em relação ao tubo que é feito de um material mais resistente.

Após análise dos sinais (Quadro 1), verificou-se que a direção de solicitação dos canais severos das sete rosetas fixadas no banco eram:

Localização	Direção
Roseta 1	“z”
Roseta 2	“z”
Roseta 3	“y”
Roseta 4	“z”
Roseta 5	“z”
Roseta 6	“z”
Roseta 7	“z”

Quadro 1: Avaliação dos carregamentos nos sentidos mais críticos

Fonte: Dados da pesquisa

4.1.4 Avaliação de acúmulo de danos de fadiga causados no banco por percursos de durabilidade e em prova de fadiga em bancada

Foi realizada análise de danos de fadiga no percurso de durabilidade e prova de bancada de fadiga. Essa análise foi baseada segundo a Regra de Miner através da teoria de acúmulo de danos. Para realizar a análise, foi utilizado o *software* comercial RPC (*remote parametre control*) que tem uma biblioteca interna de materiais com as curvas S-N ou ϵ -N de fadiga do material FeP04 com uma confiabilidade de 90%. As suas propriedades são demonstradas nas Figuras 54 e 55. Os parâmetros estão descritos em inglês devido à cópia da máscara da tabela do *software*:

que foram usados como respostas no processo de simulação são demonstradas nas Figuras 56 e 57 através do cálculo de Von Mises.

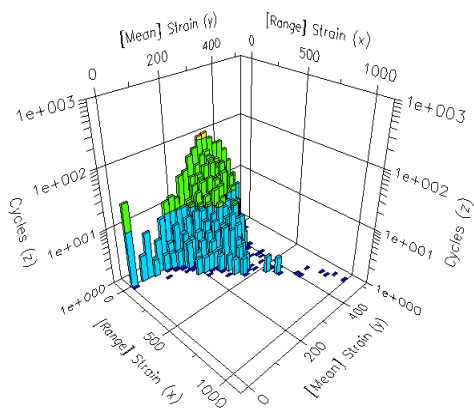


Figura 56: Análise de *rainflow* da roseta 1 do percurso de calçamento

Fonte: SOFTWARE RPC

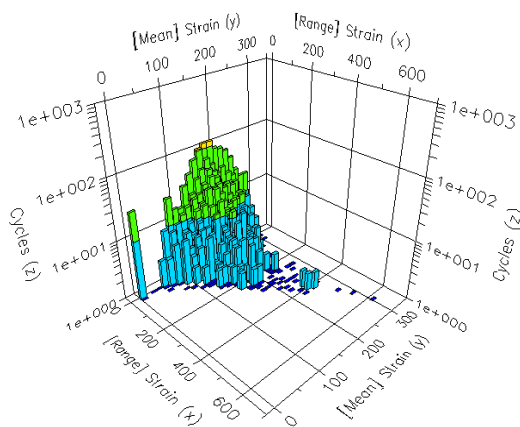


Figura 57: Análise de *rainflow* da roseta 5 do percurso de calçamento.

Fonte: SOFTWARE RPC

Com os valores de ciclos totais levantados através método de *rainflow*, utilizou-se a curva S-N do material FeP04 para o cálculo de dano através da Regra de Miner. Não foi considerado o fator de entalhe real da peça, pois essa era uma

análise comparativa. Assim, utilizou-se o fator de entalhe com valor 1. Os valores do percurso da prova de fadiga dos percursos de calçamento e de terra estão descritos nas Tabelas 10 a 13. Para o cálculo do dano do percurso de durabilidade foi considerado o tamanho do percurso do veículo carregado (50% de 18.000 km) nos percursos de terra e calçamento, o que corresponde a uma distância total de 5.400km, sendo 3.600km de calçamento e 1.800km de terra. Além disso, quando não há ninguém sobre o banco traseiro, o efeito de fadiga é tão baixo que não é necessário ser considerado.

Avaliando-se as rosetas 1 a 5, que são da parte superior do banco e as rosetas 6 e 7, que são da parte inferior do banco, percebe-se que existe uma diferença.

Na Tabela 10, é possível perceber uma diferença de dano entre as rosetas 1 e 5, que são simétricas. Tal fato pode ser atribuído ao modo como as pessoas se encostaram ao banco, suas diferenças de peso (79kgf lado esquerdo e 74kgf lado direito), além da variação de posicionamento dos pontos de solda no encosto do banco no sentido y. Ocorreu também uma diferença de dano entre as rosetas 6 e 7 que pode ser atribuída às causas já citadas.

Tabela 10: Dano total do percurso de durabilidade com 5400km

Fonte: Dados da pesquisa

Canal	fator de entalhe	Material	Fadiga Dano	Fadiga Vida
Roseta 1	1	Fe P 04	1,1034E-03	9,0629E+02
Roseta 2	1	Fe P 04	1,8018E-03	5,5500E+02
Roseta 3	1	Fe P 04	1,3063E-04	7,6552E+03
Roseta 4	1	Fe P 04	1,5225E-03	6,5681E+02
Roseta 5	1	Fe P 04	7,3102E-05	1,3680E+04
Roseta 6	1	Fe P 04	5,6772E-03	1,7614E+02
Roseta 7	1	Fe P 04	4,2331E-01	2,3623E+00

No caso da Tabela 11, a carga aplicada foi no centro do banco e é possível perceber que os danos de fadiga na parte superior foram maiores que na parte inferior. Tal fato se deve ao ponto de medição e ao ponto de aplicação de carga. Avaliando-se as rosetas 1 e 5, que estavam mais distantes do ponto de aplicação de carga, foram menos severas em relação às rosetas 2 a 4, que estavam no centro do banco. Já nas rosetas 6 e 7 foi possível perceber que o dano foi menor em relação às rosetas de 1 a 5, consequência da carga estar sendo aplicada no centro do banco. Na prova de durabilidade o efeito ocorreu ao contrário, pois a carga estava em cima das rosetas 6 e 7.

Tabela 11: Dano total para 250.000 ciclos da prova de fadiga em bancada

Fonte: Dados da pesquisa

Canal	fator de entalhe	Material	(Avg)Fadiga Dano	(Avg)Fadiga Vida
Roseta 1	1	Fe P 04	1,2878E-005	7,7652E+004
Roseta 2	1	Fe P 04	4,7486E-005	2,1059E+004
Roseta 3	1	Fe P 04	8,3518E-005	1,1974E+004
Roseta 4	1	Fe P 04	6,1590E-004	1,6236E+003
Roseta 5	1	Fe P 04	1,9411E-005	5,1517E+004
Roseta 6	1	Fe P 04	2,3110E-007	4,3271E+006
Roseta 7	1	Fe P 04	4,3826E-007	2,2817E+006

Após a análise das tabelas 12 e 13, percebe-se que a prova de durabilidade apresenta um dano mais severo em relação à prova de fadiga em bancada em todos os pontos avaliados. Para elucidar melhor a vida em fadiga da prova de durabilidade de 5.400 km e a prova de fadiga, foi criado o Gráfico 1, que demonstra claramente essa diferença.

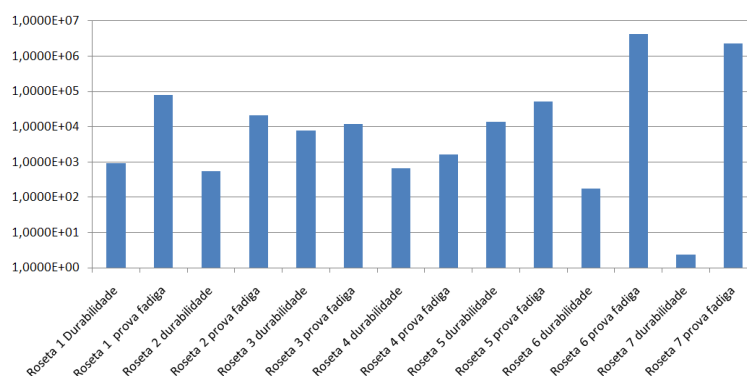


Gráfico 1: Comparativo dos danos de fadiga em escala logarítmica

Fonte: Dados da pesquisa

Para se ter uma ideia de qual parte do percurso de durabilidade causava o maior dano, criou-se a Tabela 12. Avaliando essa, é possível perceber a porcentagem de dano que cada parte do percurso de calçamento e terra provoca no banco. Apesar da porcentagem de 2/3 de calçamento e 1/3 de terra do total do percurso, percebe-se que 92% do dano causado está no percurso de calçamento.

Tabela 12: Porcentagem de dano a cada roseta em percurso num total de 5400km de durabilidade

Fonte: Dados da pesquisa

Canal		calçamento	terra
1	Roseta 1	92,65%	7,35%
2	Roseta 2	91,35%	8,65%
3	Roseta 3	95,06%	4,94%
4	Roseta 4	95,28%	4,72%
5	Roseta 5	96,64%	3,36%
6	Roseta 6	92,29%	7,71%
7	Roseta 7	83,81%	16,19%
	Média	92,44%	7,56%

4.2 Resultados experimentais finais

4.2.1 Processo de simulação do sinal de calçamento e terra

Foi realizada a montagem da prova em bancada com dois bustos (manequim SAE J826 b) simulando os ocupantes no banco. A carroceria foi fixada no piso de aço. Tal bancada é um pouco diferente da prova de fadiga por utilizar dois bustos, conforme Figura 58. Utilizou-se também o banco já instrumentado da aquisição para prova, pois para realizar o teste de simulação do sinal as rosetas deveriam estar fixadas no mesmo ponto de outro banco, o que seria impossível de ser feito. Uma nova montagem de extensômetros em outro banco resultaria em valores de solicitação do banco bem diferentes do medido em campo.



Figura 58: Bancada de prova simulando dois ocupantes no encosto do banco posterior

Fotografia do autor

Foram usados para a simulação os sinais adquiridos dos percursos de calçamento e de terra. Utilizaram-se as rosetas 1 e 5 como sinal de resposta do

processo de simulação. A escolha dessas rosetas foi determinada por estarem posicionadas atrás do ocupante do banco. Porém, uma roseta tem três canais (três extensômetros defasados em 45°), o que resultaria num total de seis canais de resposta a serem avaliados. Para isso optou-se por avaliar o canal de carregamento mais crítico da roseta. Foi escolhido o sentido z das rosetas 1 e 5, conforme Figura 59, por apresentarem uma maior solicitação de carregamento. A resposta correta das rosetas sob o efeito de aplicação de carga é um fator fundamental para se saber se os carregamentos aplicados no banco através da simulação em bancada são similares aos adquiridos em campo.

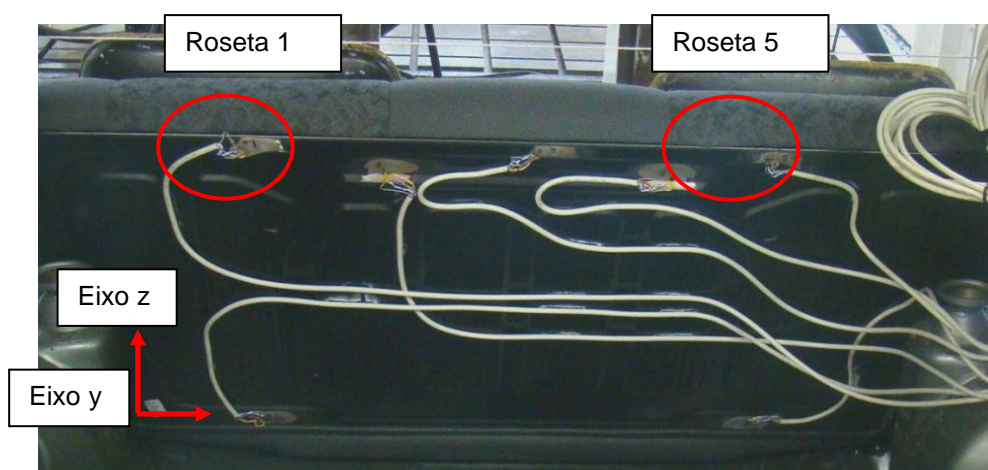


Figura 59: Locais do banco que foram usados como resposta na prova de simulação

Fonte: Fotografia do autor

Foi necessário repetir o sinal sete vezes para que o sinal estivesse pronto para a simulação, conforme demonstrado na Figura 60. Após a repetição desses passos de iteração, chegou-se ao sinal simulado, que é o sinal adquirido do percurso de calçamento e terra, portanto pronto para ser reproduzido pelos atuadores hidráulicos.

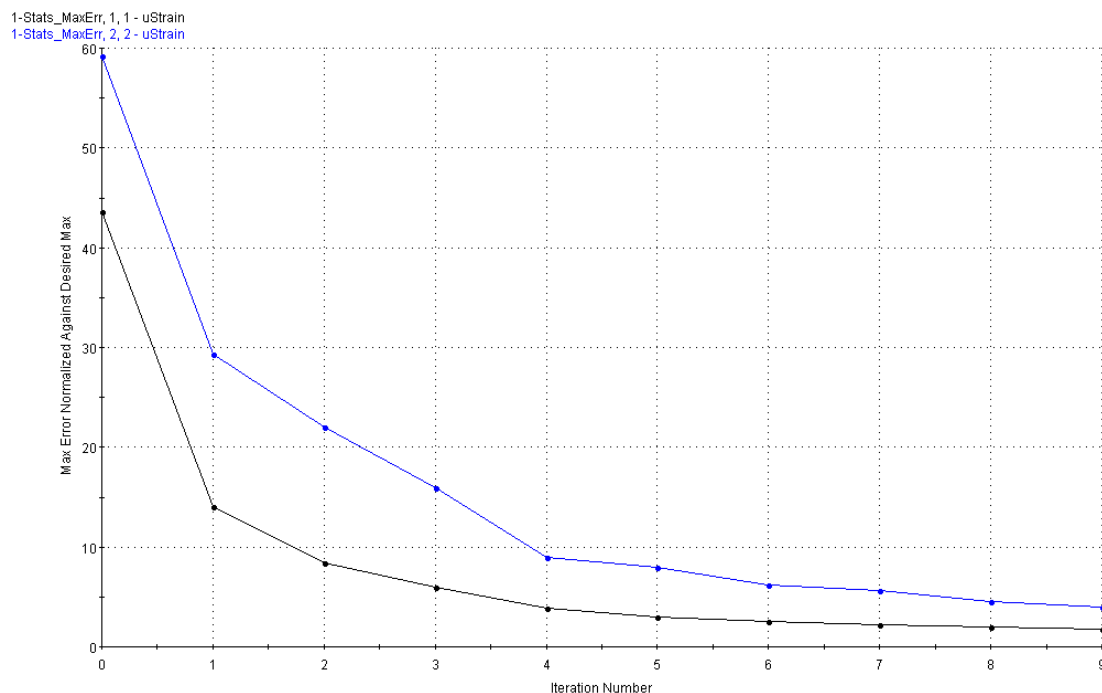


Figura 60: Gráfico do erro do sinal simulado

Fonte: *Software comercial RPC*

A roseta que foi utilizada como sensor de resposta no processo de simulação demonstrou ser ideal para esse tipo de situação, pois as solicitações ocorrem abaixo de 10Hz, ou seja, valores de frequência que um acelerômetro talvez não pudesse medir de forma tão eficaz.

4.2.2 Avaliação das solicitações encontradas no processo de simulação

Para avaliar o comportamento do sinal simulado do percurso de durabilidade, foi realizada uma nova aquisição de sinal com o sinal simulado, pois é necessário saber o comportamento do banco com todos os sensores ao invés de somente dois.

Com os dois sinais medidos (desejado e simulado ao banco) procedeu-se com uma análise comparativa entre os dois sinais. Após análise visual, conforme demonstrado na figura 61 e 62, pode-se perceber uma boa correlação entre os canais.

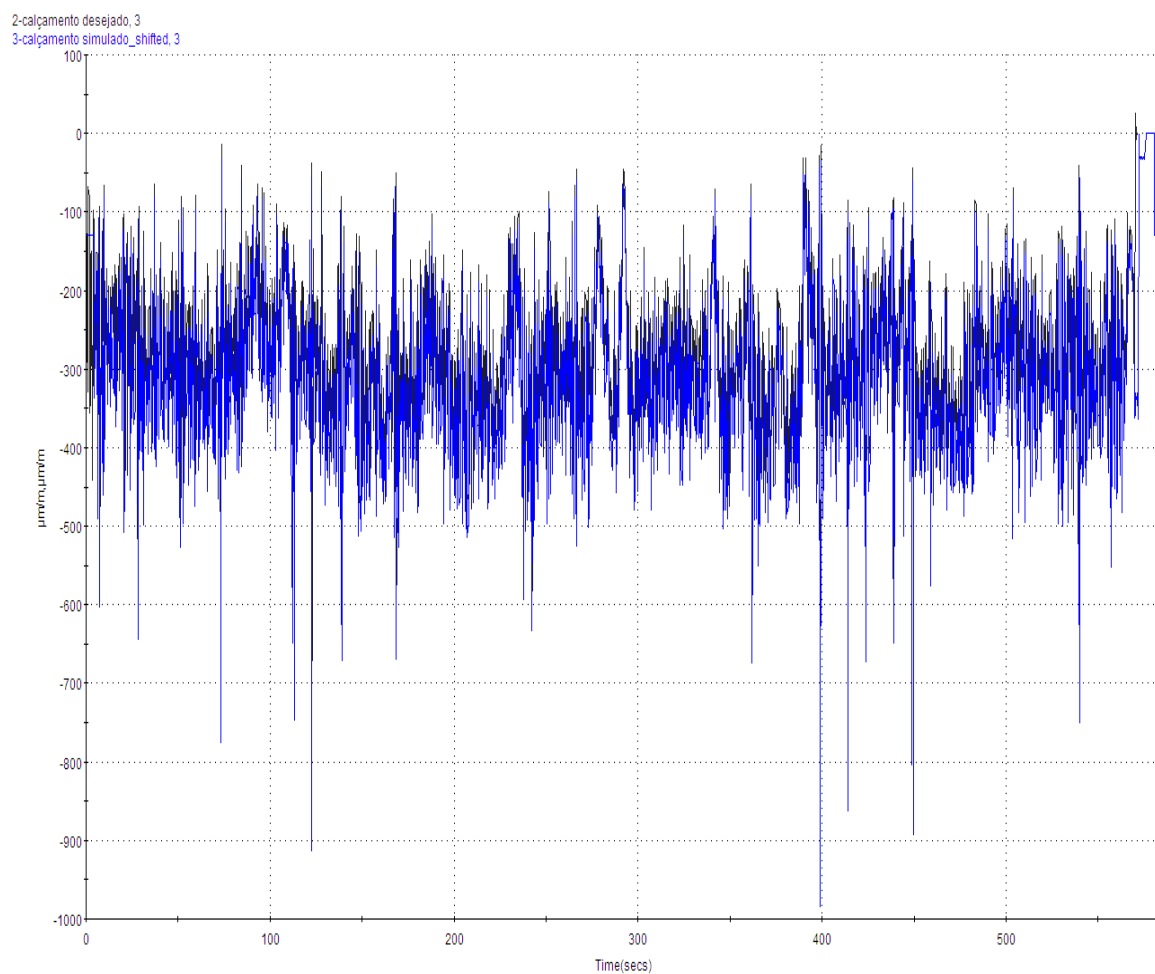


Figura 61: Diferença do sinal simulado e desejado do percurso de calçamento da roseta 1 sentido z
Fonte: SOFTWARE RPC.

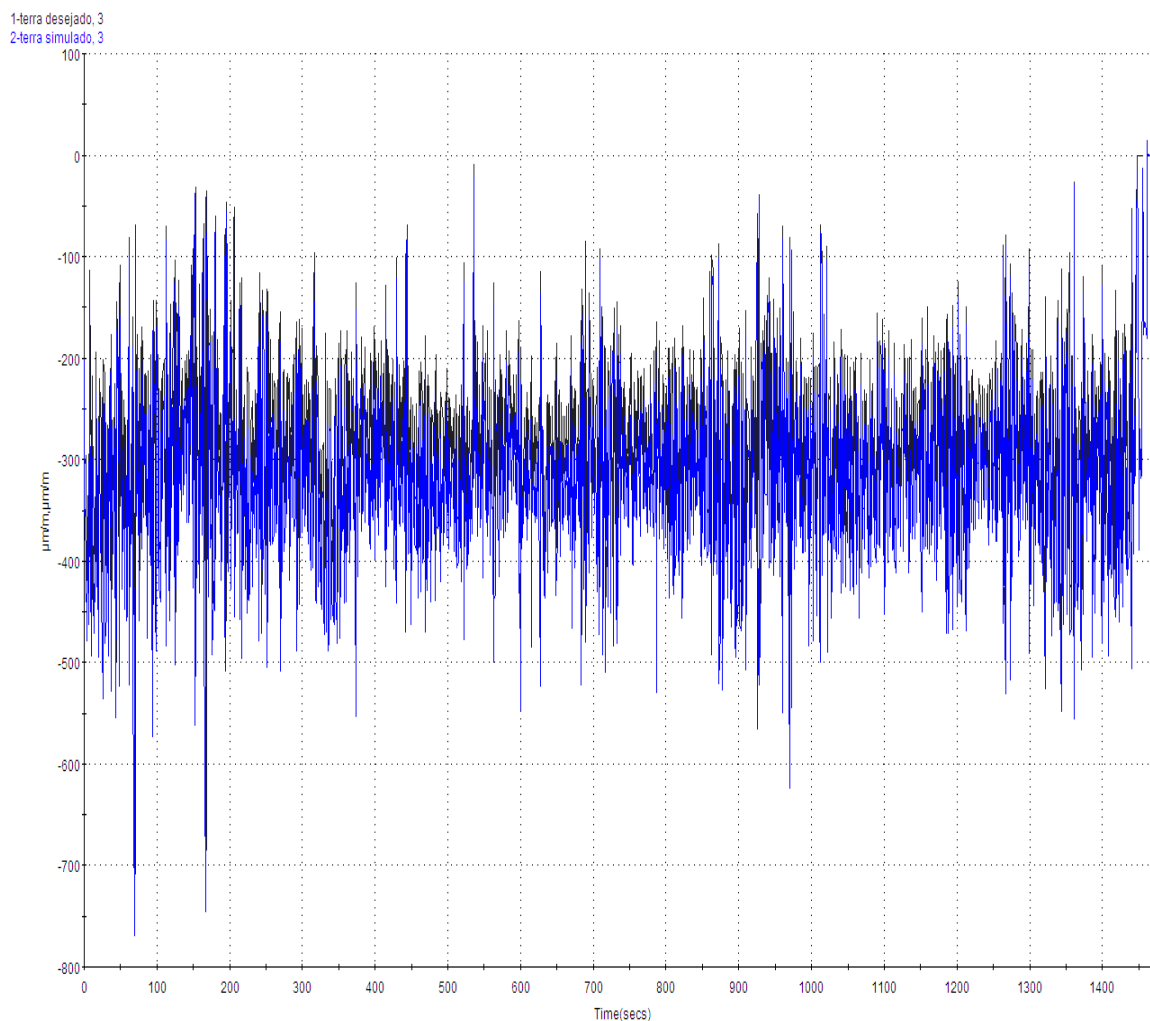


Figura 62: Diferença do sinal simulado e desejado do percurso de terra da roseta 1 sentido z

Fonte: SOFTWARE RPC

Procedeu-se a uma análise estatística comparativa do sinal simulado e o sinal medido. Foram avaliados os valores máximos, mínimos e de RMS (*root mean square*). A Tabela 13 e 14 mostra essas comparações.

Tabela 13: Valores estatísticos dos percursos de calçamento simulado e desejado

calçamento simulado										
calçamento desejado										
nome	unidade	máximo	mínimo	RMS	máximo	mínimo	RMS	Δ máx.	Δ mín.	Δ RMS
Roseta 1A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	310,3151	-1,261062	76,11033	230,1273	-14,84769	57,18756	26%	92%	25%
Roseta 1B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-709,856	229,9281	18,60705	-749,9288	214,3447		5%	7%
Roseta 1C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-984,2041	320,4187	26,10011	-917,7018	288,7001		7%	10%
Roseta 2A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-1154,502	392,9419	39,39824	-1436,94	368,967		20%	6%
Roseta 2B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-337,8928	109,1481	11,52667	-435,6454	107,5149		22%	1%
Roseta 2C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	143,418	-2,003758	25,70519	123,7028	-6,443678	19,81514	14%	69%	23%
Roseta 3A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	864,7968	0	243,3954	655,629	-21,27728	211,1859	24%		13%
Roseta 3B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	173,2338	0	62,40545	216,0599	-7,363424	66,892	20%		7%
Roseta 3C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-549,9438	148,3922	6,807151	-315,9856	78,10107		43%	47%
Roseta 4A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	309,1072	0	80,42767	234,609	-7,519017	84,03841	24%		4%
Roseta 4B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-435,2435	103,5266	13,70993	-455,9402	159,7225		5%	35%
Roseta 4C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-1033,455	260,8124	30,49353	-946,6461	350,1305		8%	26%
Roseta 5A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-495,8574	100,5146	8,820098	-453,5428	85,44652		9%	15%
Roseta 5B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	10,08204	-314,0092	72,27529	12,25981	-288,4022	69,04288	18%	8%	4%
Roseta 5C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	551,4962	-0,926106	140,3223	384,7194	-11,07728	125,0232	30%	92%	11%
Roseta 6A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	603,6437	-10,88687	142,6897	438,9761	-18,47558	182,3973	27%	41%	22%
Roseta 6B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-601,8824	146,5904	19,7669	-620,1289	215,1945		3%	32%
Roseta 6C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-1044,347	260,8004	36,89598	-1084,969	403,0394		4%	35%
Roseta 7A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-3205,131	1511,807	138,6083	-4292,228	1472,714		25%	3%
Roseta 7B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-4046,876	1697,762	163,4122	-5112,094	1727,545		21%	2%
Roseta 7C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	0	-195,6117	117,4253	12,9939	-498,7158	144,8803		61%	19%
									Média	17%

Tabela 14: Valores estatísticos dos percursos de calçamento simulado e desejado

terra simulado										
terra desejado										
nome	unidade	máximo	mínimo	RMS	máximo	mínimo	RMS	Δ máx.	Δ mín.	Δ RMS
Roseta 1A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	228,3262	-9,2021	76,4116	212,58	-31,6756	51,50874	7%	71%	33%
Roseta 1B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	11,40649	-525,74	217,4324	26,8584	-563,988	214,6025	58%	7%	1%
Roseta 1C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	14,86754	-768,54	319,6117	0	-707,877	281,159		8%	12%
Roseta 2A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	19,9229	-911,22	387,9251	0	-873,202	314,7802		4%	19%
Roseta 2B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	5,064109	-265,93	116,3792	0	-251,951	86,30746		5%	26%
Roseta 2C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	100,648	-1,9301	21,91224	85,7335	-2,69164	21,85435	15%	28%	0%
Roseta 3A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	648,3169	-20,489	225,207	527,404	-1,71906	205,4299	19%	92%	9%
Roseta 3B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	178,8498	-7,124	87,43832	181,293	-0,16994	63,88171	1%	98%	27%
Roseta 3C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	19,83629	-346,61	92,66522	7,27538	-224,417	70,42963	63%	35%	24%
Roseta 4A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	207,642	-10,077	61,41523	218,275	0	89,97016	5%		32%
Roseta 4B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	43,97019	-244,48	32,9721	0	-439,811	181,7811		44%	82%
Roseta 4C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	37,88559	-631,6	117,0559	0	-856,876	377,5557		26%	69%
Roseta 5A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	9,833274	-309,17	83,90404	8,30212	-271,519	70,32329	16%	12%	16%
Roseta 5B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	60,17	-171,87	21,88675	52,0413	-213,737	55,73269	14%	20%	61%
Roseta 5C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	408,1204	-9,115	132,0874	320,295	-8,71231	124,8717	22%	4%	5%
Roseta 6A direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	419,4077	-19,41	91,65302	407,923	0	192,3462	3%	100%	-110%
Roseta 6B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	16,61069	-383,4	62,5113	17,1142	-561,174	251,3113	3%	32%	75%
Roseta 6C direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	35,30841	-758,52	150,5002	0	-1004,23	470,2979	100%	24%	68%
Roseta 7A direção Z	$\mu\text{m}/\text{m}$	69,40621	-2592,9	1445,019	0	-2953,29	1089,732	100%	12%	25%
Roseta 7B direção ZY	$\mu\text{m}/\text{m}$	59,86901	-3021,4	1495,015	0	-3032,21	1075,863	100%	0%	28%
Roseta 7C direção Y	$\mu\text{m}/\text{m}$	75,98972	-87,251	18,71122	0	-240,084	74,35293	100%	64%	75%
									Média	27%

Foi realizada também análise comparativa dos sinais no domínio da frequência. Conforme mostrado na figura 60, constata-se uma boa correlação de fase entre os dois sinais.

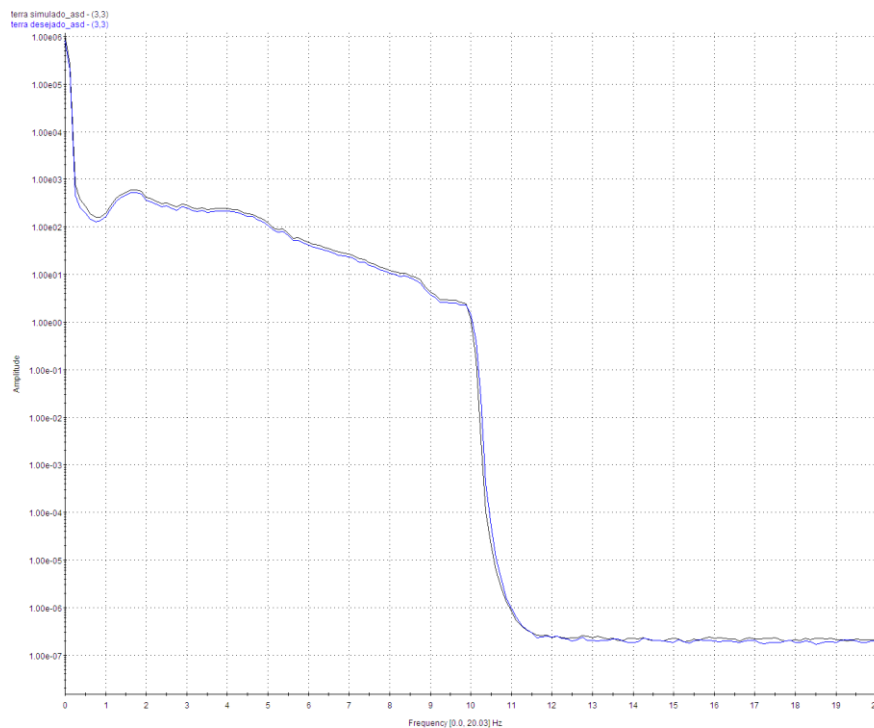


Figura 63: Sinal comparativo de energia x frequência do canal 3

Fonte: SOFTWARE RPC

4.2.3 Avaliação dos danos de fadiga causados no processo de simulação.

Com os sinais simulados e desejados, realizou-se uma análise estatística comparativa, do dano de fadiga do percurso total de 5.400km causado antes e após a simulação. Os resultados obtidos com as rosetas 1 e 5 estão mostradas nas figuras 64 e 65, respectivamente.

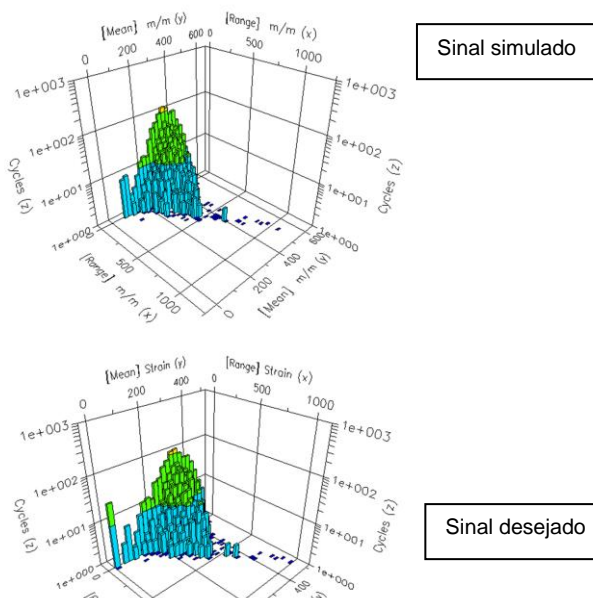


Figura 64: Rainflow calçamento da roseta 1 do sinal desejado e simulado
 Fonte: SOFTWARE RPC

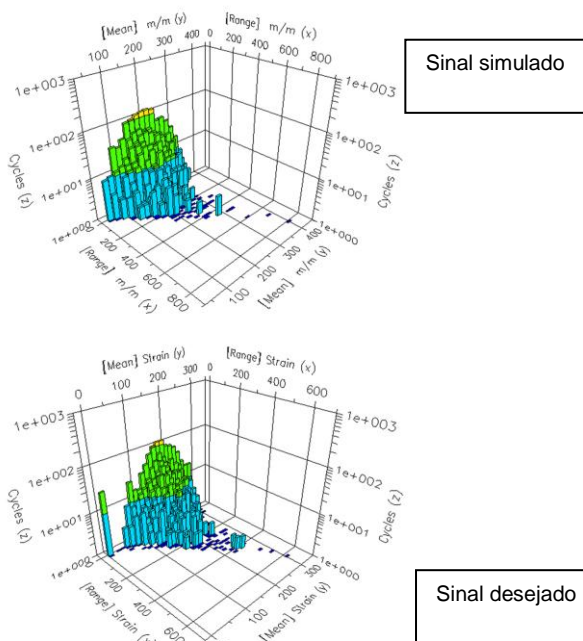


Figura 65: Rainflow calçamento da roseta 5 do sinal desejado e simulado
 Fonte: SOFTWARE RPC

Avaliando-se a Figura 64 e 65 foi possível perceber que as rosetas 1 e 5 apresentaram uma boa correlação do percurso desejado e simulado. Porém alguns canais da roseta não provocaram danos de fadiga significativos para o teste. Por isso os canais de cada roseta foram separados a fim de avaliar cada dano separadamente. Para realizar essa análise foi necessário saber qual a maior porcentagem de dano em ordem de grandeza, que é causado nos três extensômetros de cada roseta. Para isso montou-se a Tabela 15, onde é demonstrada essa proporção. Os valores de dano dos três extensômetros de cada roseta foram somados, chegando-se a um valor final. Depois de somados os valores, verificou-se a proporção de dano de cada extensômetro em relação ao valor total de dano. Assim, pôde-se verificar qual a proporção de dano de cada extensômetro das rosetas, podendo-se então, definir qual o extensômetro mais significativo para a avaliação de dano de fadiga. Essa tabela é muito importante para que se possa definir qual o dano de fadiga mais significativo que ocorre em cada extensômetro de cada roseta no bloco de 5.400km do sinal desejado.

Tabela 15: Avaliação dos danos de fadiga do bloco de sinal desejado

Canal	Local	dano total de 5400Km desejado	porcentagem do dano de cada roseta em relação ao dano total	dano total de cada roseta
1	Roseta 1A direção Y	1,50883E-007	0,95697%	1,57667E-005
2	Roseta 1B direção ZY	2,11573E-006	13,41893%	
3	Roseta 1C direção Z	1,35001E-005	85,62410%	
4	Roseta 2A direção Z	3,25518E-004	99,99923%	3,2552E-004
5	Roseta 2B direção ZY	6,99762E-010	0,00021%	
6	Roseta 2C direção Y	1,81772E-009	0,00056%	1,30612E-004
7	Roseta 3A direção Y	1,30491E-004	99,90756%	
8	Roseta 3B direção ZY	1,2073E-007	0,09243%	
9	Roseta 3C direção Z	5,6349E-012	0,00000%	1,82429E-005
10	Roseta 4A direção Y	3,57639E-007	1,96042%	
11	Roseta 4B direção ZY	1,66493E-009	0,00913%	4,04379E-006
12	Roseta 4C direção Z	1,78836E-005	98,03045%	
13	Roseta 5A direção Z	1,16025E-009	0,02869%	1,17462E-004
14	Roseta 5B direção ZY	2,69613E-010	0,00667%	
15	Roseta 5C direção Y	4,04236E-006	99,96464%	
16	Roseta 6A direção Y	3,44847E-005	29,35823%	2,88168E-001
17	Roseta 6B direção ZY	1,21321E-007	0,10329%	
18	Roseta 6C direção Z	8,28557E-005	70,53848%	3,18004E-009
19	Roseta 7A direção Z	1,3245E-001	45,96280%	
20	Roseta 7B direção ZY	1,55718E-001	54,03719%	
21	Roseta 7C direção Y	3,18004E-009	0,00000%	

Avaliando-se os gráficos conforme Figuras 66 e 67, é possível avaliar uma boa correlação de danos e uma correlação ruim. Porém, a correlação que foi considerada ruim não é significativa para pôr em risco a peça avaliada, pois quando se compara o canal 8 em relação ao dano total da Tabela 18, percebe-se que ele representa apenas 0,01% do dano da roseta 3, porém o canal 7 representa 99,9% do dano.

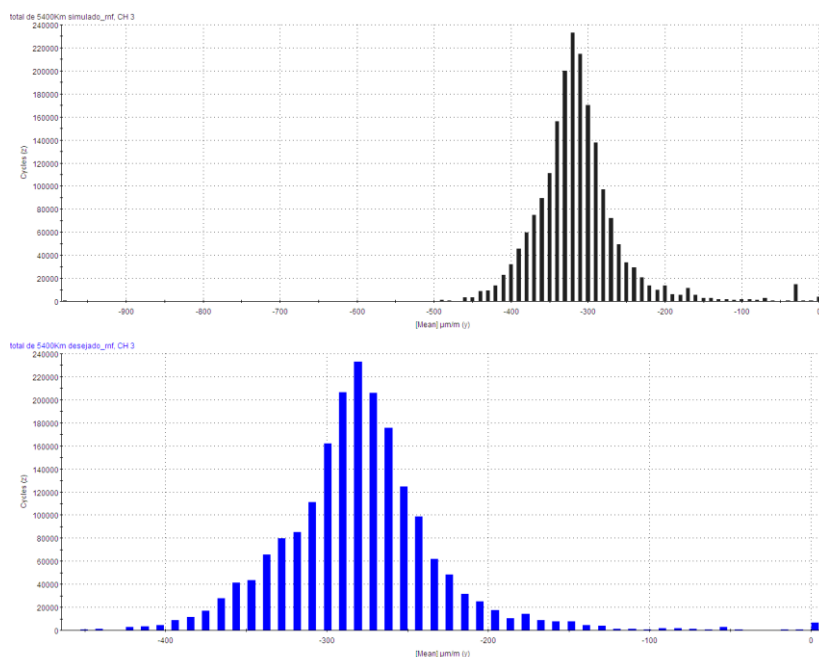


Figura 66: Análise do sinal do canal 3 simulado e desejado através do gráfico de deformação média versus número de ciclos

Fonte: SOFTWARE RPC

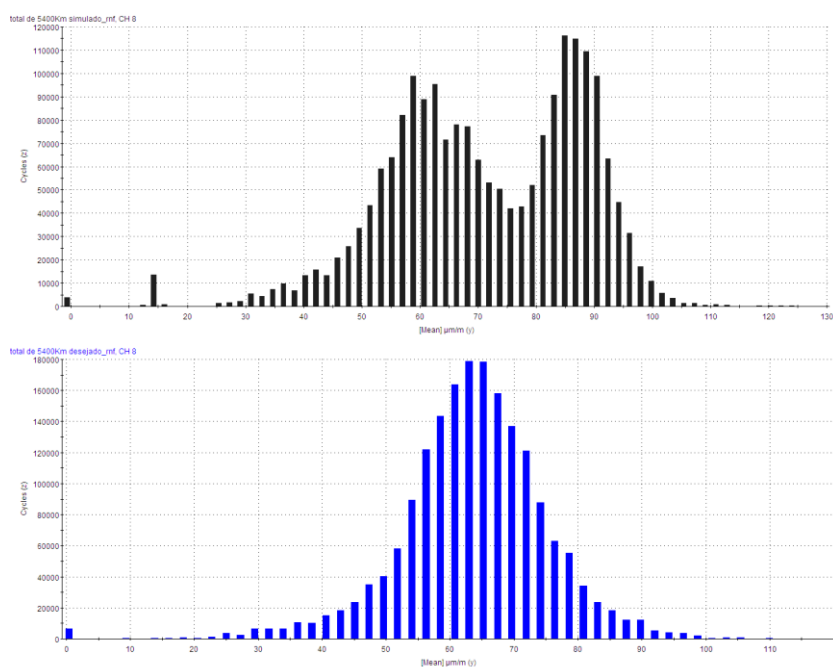


Figura 67: Análise do sinal do canal 8 simulado e desejado através do gráfico de deformação média versus número de ciclos

Fonte: SOFTWARE RPC

Com isso, chegou-se aos seguintes valores de dano de fadiga do sinal desejado e simulado conforme tabela 16. Para a montagem dessa tabela foram comparados os danos de fadiga do sinal medido em campo e simulado em bancada dos percursos de durabilidade de terra e calçamento. Assim foi possível estabelecer uma correlação de dano entre os dois sinais. Foram considerados somente os extensômetros das rosetas que realmente criavam um dano significativo na peça, conforme explicado na tabela 15. Com isso, percebeu-se que o maior erro de um canal que era mais significativo (linhas verdes) é a roseta 7A direção Z, que obteve uma diferença de erro de 369% em relação ao canal simulado. Para isso se chegou a uma correlação de danos de 3,7 vezes, ou seja, esse bloco de 5.400km deverá ser repetido até 3,7 vezes para que se possa reproduzir o dano de fadiga mais crítico causado no bloco de sinal desejado.

Tabela 16: Análise comparativa de dano e vida em fadiga do bloco simulado e desejado do percurso de calçamento e terra

Local	Vida do encosto desejado para 5400Km		Vida do encosto simulado para 5400Km		Δ dano
	dano de fadiga	vida em fadiga	dano de fadiga	vida em fadiga	
Roseta 1A direção Y	1,50883E-07	6,62763E+06	5,6867E-007	1,7585E+006	27%
Roseta 1B direção ZY	2,11573E-06	4,72651E+05	5,4770E-007	1,8258E+006	386%
Roseta 1C direção Z	1,35001E-05	7,40734E+04	2,1578E-005	4,6343E+004	63%
Roseta 2A direção Z	3,25518E-04	3,07203E+03	9,3158E-005	1,0734E+004	349%
Roseta 2B direção ZY	6,99762E-10	1,42906E+09	5,6712E-012	1,7633E+011	12339%
Roseta 2C direção Y	1,81772E-09	5,50139E+08	4,0025E-009	2,4984E+008	45%
Roseta 3A direção Y	1,30491E-04	7,66337E+03	3,5088E-004	2,8500E+003	37%
Roseta 3B direção ZY	1,20730E-07	8,28292E+06	2,5418E-008	3,9342E+007	475%
Roseta 3C direção Z	5,63490E-12	1,77465E+11	1,1329E-008	8,8266E+007	201057%
Roseta 4A direção Y	3,57639E-07	2,79612E+06	5,4796E-007	1,8250E+006	65%
Roseta 4B direção ZY	1,66493E-09	6,00625E+08	3,6128E-009	2,7680E+008	46%
Roseta 4C direção Z	1,78836E-05	5,59171E+04	3,2412E-005	3,0853E+004	55%
Roseta 5A direção Z	1,16025E-09	8,61881E+08	2,3618E-009	4,2341E+008	49%
Roseta 5B direção ZY	2,69613E-10	3,70901E+09	1,2190E-009	8,2034E+008	22%
Roseta 5C direção Y	4,04236E-06	2,47380E+05	3,7691E-005	2,6532E+004	11%
Roseta 6A direção Y	3,44847E-05	2,89984E+04	5,1000E-005	1,9608E+004	68%
Roseta 6B direção ZY	1,21321E-07	8,24258E+06	5,1016E-008	1,9602E+007	238%
Roseta 6C direção Z	8,28557E-05	1,20692E+04	4,7925E-005	2,0866E+004	173%
Roseta 7A direção Z	1,32450E-01	7,55001E+00	3,5906E-002	2,7851E+001	369%
Roseta 7B direção ZY	1,55718E-01	6,42187E+00	7,8398E-002	1,2755E+001	199%
Roseta 7C direção Y	3,18004E-09	3,14462E+08	1,0222E-009	9,7825E+008	311%

5 CONCLUSÕES

Após análises dos dados chegou-se às seguintes conclusões:

A simulação em bancada demonstrou ser uma ferramenta viável para reprodução do percurso de durabilidade.

Para realizar a simulação é necessário utilização de pessoas para criar a carga imposta ao encosto do banco em vez de manequins para o encosto do banco.

A maioria dos danos de fadiga analisados está abaixo da faixa de 1Hz compatível com a prova de fadiga ao banco, que é de ~0,67Hz.

A prova de simulação do percurso de durabilidade demonstrou ser mais severa que a prova de fadiga realizada ao banco.

A ferramenta de análise de danos de fadiga consolidou-se como uma ferramenta fundamental para se estabelecer uma correlação de prova em bancada com a de campo.

Para realizar um tipo de prova como essa, o usuário deverá ter domínio completo do comportamento dinâmico da peça analisada.

Através dos valores medidos dos sinais desejados e simulados do percurso de durabilidade, chegou-se a uma correlação de danos de fadiga de até 3,7 vezes de uma prova em relação à outra.

REFERÊNCIAS

- ARIDURU, Secil. M.S. **Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method**, Department of Mechanical Engineering; [S.I.]: 2004, Disponível em: <http://wind.nrel.gov/designcodes/papers/FatLifeCalcByRFCycleCountingMeth_Ariduru.pdf>. Acesso em 27 mai 2009.
- BANNANTINE, Julie. A.; COMER, Jess J.; HANDROK, James L. **Fundamentals of metal fatigue analysis**. New Jersey: Prentice Hall; 1990.
- BEER, Ferdinand Pierre; JOHNSTON, E. Russell. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Pearson Makron Books; 1995.
- BROWN, Jason C.; ROBERTSON, A Jonh.; STERPENTO, Stan T. **Motor vehicle structures concepts and fundamentals**. [S.I.]: ELSEVIER SCIENCE & TECHNOLOGY; 2001.
- BRUEL & KJAER. Introduction to shock and vibration. Disponível em <<http://www.bksv.com/Support/Downloads.aspx>> Acesso em: 13 abr. 2008.
- FTM STUDIO. History of automobile body and chassis : Disponível em: < www.carbodydesign.com/articles/2005-04-13-chassis-history/2005-04-13-chassis-history-2.php> Acesso em: 1 abr. 2008.
- HOTTINGER BALDWIN MEASUREMENTS. Análise experimental de tensão: Disponível em: <www.hbm.com/pt/menu/aplicacoes/analise-experimental-de-tensao/como-medir-tensao> Acesso em: 25 Jul. 2010.
- ISTITUT FUR KRAFT-FAHR-ZEUGE. Materials for Future Automotive Body Structures: Disponível em: <www.ika.rwthchen.de/forschung/Veroeffentlichung/2003/04/3ly0255.pdf> Acesso em: 2 mar. 2009.
- KEIPER. Recliners Keipers. Disponível em <<http://www.keiper.com/kei/produkte-kw/pkw/komponenten/lehneinstellung/index.html>> Acesso em 17 jul. 2010.
- LEAR. Products-foam. Disponível em: < <http://www.movingtheseatforward.lear.com/products.asp>> acesso em 21 maio 2010.
- LEE, Janilla; JONES, Ralph. Seat system key life test. Detroit SAE 2000 word congress, [S.N.]: [2000], 6 p.

LEE, Yung-Li. *et al.* **Fatigue testing and analysis** : Linacre House, Jordan Hill: ed Elsevier Butterworth–Heinemann: 2005.

LIJIAN (Lee) Zhang *et al.* Comparison of Load Distributions between Human Occupants and ATDs in Normal and Non-Normal Occupant Positions and Postures. Sae technical paper series: 2006-01-1435: SAE internacional: 2006.

MDBUS. Produtos e aplicações. Disponível em: <<http://www.mdbus.com.br>> Acesso em 21 maio 2010.

PAULINO, Hertezi Lourenço. **Aplicação de strain gages rosetas na análise experimental de tensões e transdutores a base de strain gages**. São Paulo: [S.N.]: 2007 .74 p.

MTS. **Treinamento FIAT MTS**: Minneapolis: MTS Systems Corporation, 2008.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. Porto Alegre: Bookman, 2004.

RESIL. Bancos automotivos. Disponível em: < http://www.resil.com.br/site/estru_siena> Acesso em 20 Set 2009.

SAE FATIGUE DESIGN AND EVALUATION COMMITTEE. Sae fatigue design handbook. 3 ed.: Series AE-22: Warren dale: SAE international, 1997.

SAE INTERNACIONAL. The engineering society for advancing mobility land sea air and space - SAE J1516: Surface vehicle recommended, Detroit: Sae internacional, Mar 1988.

SAE INTERNACIONAL. The engineering society for advancing mobility land sea air and space. SAE J826: Device for use in defining and measuring vehicle seating accommodation, Detroit: Sae internacional, Jun 1992.

ETD . SAE J826 H-POINT MANIKIN. Disponível em: <<http://www.h-point-manikin.com/>> Acesso em: 10 ago. 2010.

SPARCOS. Bancos. Disponível em: <http://www.sparco.com.br/1-Racing/20-Bancos/> Acesso 21 maio 2010.

STEPHENS, Ralph I. *et al.* Metal fatigue in engineering. 2 ed.: New York: Jonh Wiley & Sons; 2001.

SUSMEL, L. , TOVO, R. , LAZZARIN, P. **The mean stress effect on the high-cycle fatigue strength from a multiaxial fatigue point of view**: Department of Engineering, University of Ferrara, Italy Disponível em: <www.elsevier.com/locate/ijfatigue> Acesso em: 6 Jun. 2010.

TEKSCAN. Pressure mapping for seating and design. Disponível em:< <http://www.tekscan.com/confortmat-pressure-measurement>>. Acesso em 14 ago. 2010.

VIANO, David. The debate between stiff and yielding Seats. Series PT-106: Warrendale: SAE international, 2003.