CAIO DE CARVALHO SCOZZAFAVE

METODOLOGIA DE ANÁLISE DE FADIGA PARA O
DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES VIA CAE E
MEDIÇÕES ESTRUTURAIS

São Carlos

2014

CAIO DE CARVALHO SCOZZAFAVE

METODOLOGIA DE ANÁLISE DE FADIGA PARA O
DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES VIA CAE E
MEDIÇÕES ESTRUTURAIS

Dissertação apresentada à Escola de
Engenharia de São Carlos, da
Universidade de São Paulo, para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Materiais

Orientador: Prof. Dr. Waldek Wladimir Bose
Filho

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL
ENCONTRA-SE DISPONÍVEL
JUNTO AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA
EESC-USP.

São Carlos

2014

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

S432m Scozzafave, Caio de Carvalho
Metodologia de análise de fadiga para o
desenvolvimento de componentes via CAE e medições
estruturais / Caio de Carvalho Scozzafave; orientador
Waldek Wladimir Bose Filho. São Carlos, 2014.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Materiais -- Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, 2014.

1. Fadiga. 2. Fadiga multiaxial. 3. Carregamentos
proporcionais e não proporcionais. 4. Carregamentos
cíclicos aleatórios. 5. Análise de sinais. 6. Método
dos elementos finitos. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **CAIO DE CARVALHO SCOZZAFAVE**.

Título da dissertação: "Metodologia de análise de fadiga para o desenvolvimento de componentes via CAE e medições estruturais".

Data da defesa: 06/10/2014

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Titular **Waldek Wladimir Bose Filho (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Ricardo Afonso Angélico**
(Instituto Federal de São Paulo/IFSP)

APROVADO

Prof. Dr. **Rodrigo Bresciani Canto**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo César Lima Segantine**

Dedico às matriarcas da família, do conhecimento e
da culinária: Vó Sônia e Vó Ignez.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Waldek Wladimir Bose Filho, pela valiosa orientação acadêmica, compreensão e amizade.

Ao Dr. Daniel Spinelli, pela oportunidade e suporte durante todos esses anos, além de ser fonte de inspiração acadêmica e profissional.

Ao MSc. Luis Ericsson, parte fundamental dessa dissertação, que esteve tão presente quanto o próprio autor em todas as etapas desse trabalho.

Aos meus pais, Cel. Scozzafave e Maria do Carmo, pelo amor imensurável e incentivo contínuo ao meu desenvolvimento pessoal e educacional.

Ao meu irmão Cássio e minha cunhada Sanny, pelo amor e apoio em mais uma etapa.

À futura Dra. Jéssica Lóis de O. Campos, pelos anos de amor e companheirismo incondicionais, sem os quais minha vida seria incompleta.

Ao Professor Dr. Daniel C. de Carvalho, também primo, pela troca de experiências acadêmicas, musicais e futebolísticas.

Ao Dr. Henrique Marigo e Eng. Marcelo Miyasato, pelas horas de descontração nos horários livres.

Aos professores Dr. Cassius O. F. Terra Ruchert, Dra. Luciana Montanari e Dr. Dirceu Spinelli pela compreensão e suporte acadêmico.

À Sra. Elena Luzia Palloni Gonçalves pela ajuda fundamental na formatação não só desse trabalho, mas também de todos os outros durante minha trajetória na Universidade de São Paulo.

Ao BDS-CAE, nas pessoas do Eng. Udo Wildmann, MSc. Flávio Arcanjo e Eng. Geizo Drago, pela compreensão, paciência e ensinamentos.

Ao MSc. Francisco Fernando pela experiência acadêmica compartilhada.

Ao Sr. Vendolino, pela ajuda na obtenção dos componentes para análise.

Aos amigos do Departamento de Engenharia de Materiais da USP – São Carlos (SMM) e da Mercedes-Benz do Brasil que participaram diretamente e indiretamente durante a realização desse trabalho.

“Faz certo, sai certo.”

Provérbio Polaco

RESUMO

SCOZZAFAVE, C. C. **Metodologia de análise de fadiga para o desenvolvimento de componentes via CAE e medições estruturais**. 151f. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

Esse trabalho propõe uma metodologia de otimização no processo de aprovação de componentes estruturais submetidos a carregamentos cíclicos que já tiveram a primeira rodada de testes físicos e falharam sem atingir os critérios de aprovação previamente estabelecidos. Os estudos de caso utilizados na aplicação do método foram dois componentes de suspensão de veículos comerciais. A metodologia proposta tem em sua base diversos tópicos da engenharia, como o estudo dos materiais dos componentes, análise de tensão e fadiga via elementos finitos, medição e análise de sinal de deformação e força, teste de durabilidade acelerado, além de correlação entre simulação e realidade. No âmbito da fadiga, a análise foi efetuada em ambiente virtual, através de um programa capaz de importar as tensões da simulação numérica e medições estruturais. É utilizada a metodologia S-N (tensão vida), através da criação de curvas S-N locais sintéticas, alteradas da curva original via fatores de influência como gradiente de tensão, tensão média (via diagrama de Haigh), rugosidade superficial e também pela distribuição estatística das propriedades do material. Por se tratar de carregamentos cíclicos aleatórios, uma análise de proporcionalidade do sinal é feita, além da utilização da previsão de vida em fadiga abordando os conceitos da fadiga uniaxial (utilizando tensão principal e von Mises) e também no caso multiaxial (utilizando o método dos planos críticos e tensão normal escalonada). Um grande grau de correlação entre simulação de tensão e testes físicos foi encontrado (pelo menos 90%). A previsão de falha por fadiga para os dois casos teve seus melhores resultados utilizando o método dos planos críticos. Os dois componentes encontram-se homologados por essa metodologia e atualmente são utilizados por veículos comerciais de série sem falhas observadas em campo, mostrando uma tendência de assertividade do método.

Palavras chave: Fadiga. Fadiga multiaxial. Carregamentos proporcionais e não proporcionais. Carregamentos cíclicos aleatórios. Análise de sinais. Método dos elementos finitos

ABSTRACT

SCOZZAFAVE, C. C. **Fatigue analysis methodology for components development via CAE and structural measurements.** 151f. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

This work proposes a methodology to optimize the approval of structural components subjected to cyclic loadings that have had the first round of physical testing and failed to achieve the approval criteria previously established process. The case studies used in the application of the method were two commercial vehicle suspension components. The proposed methodology has its base in various engineering topics such as the study of the component materials, stress analysis and fatigue via finite elements, measurement and signal analysis of deformation and strength, accelerated durability test, and correlation between simulation and reality. Within the fatigue, the analysis was performed in a virtual environment, through a software able to import the stresses of numerical simulation and structural measurements. The S-N method (stress life) is used, through the creation of local synthetic S-N curves. The curve is modified from the original via influence factors such as gradient stress, mean stress (via Haigh diagram), surface roughness and also the statistical distribution of material properties. Because of the random cyclic loading, an analysis of the proportionality sign is made, in addition of the use of the fatigue life prediction by uniaxial fatigue (using principal stress and von Mises) and also in the multiaxial case (using the critical plans method and normal scaled stress). A high degree of correlation between stress and physical simulation tests was found (at least 90%). The prediction of fatigue failure for the two cases had their best results using the critical plans method. The two components are approved by this methodology and are currently used by commercial vehicles series without failures observed in the field, showing an assertiveness trend of the method.

Keywords: Fatigue. Multiaxial fatigue. Proportional and non-proportional loadings. Random cyclic loading. Signal analysis. Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Etapas de desenvolvimento de produto por Cooper	25
Figura 2.2 - Procedimento de uma análise FEM	33
Figura 2.3 - Exemplo de curva S-N	35
Figura 2.4 - Influência da tensão média na curva S-N.....	36
Figura 2.5 - Exemplo de diagrama de Haigh	37
Figura 2.6 - Passos da análise de fadiga para casos de carregamentos complexos.....	38
Figura 2.7 - Exemplo de contagem Rainflow.....	39
Figura 2.8 - Exemplo do método de contagem Rainflow	40
Figura 2.9 - Exemplo de extensômetro	42
Figura 2.10 - Exemplo de ponte de Wheatstone	43
Figura 2.11 - Extensômetro na configuração tipo roseta	45
Figura 3.1 - Fluxo de trabalho da metodologia	49
Figura 3.2 - Projeto dos estudos de caso.....	50
Figura 3.3 - Fixações e entradas de cargas	51
Figura 3.4 - Esquema de retirada dos corpos de prova para a realização das análises dos materiais	52
Figura 3.5 - Geometria e dimensões do corpo de prova para o ensaio de tração	53
Figura 3.6 – Fotografia dos corpos de prova de tração utilizados nos ensaios mecânicos...	54
Figura 3.7 - Modelo virtual do veículo completo	54
Figura 3.8 - Quadro do veículo	55
Figura 3.9 - Suspensão dianteira	56
Figura 3.10 - Suspensão traseira.....	57
Figura 3.11 - Posto do motorista	57
Figura 3.12 - Powertrain e sistemas adicionais	58
Figura 3.13 – Carroceria	59
Figura 3.14 - Componentes estudados modelados com elementos do tipo hexaedrais e pentaedrais.....	59
Figura 3.15 – Representação da aplicação da aceleração lateral, vertical e frenagem no veículo	61
Figura 3.16 - Representação da aplicação da torção no veículo	61
Figura 3.17 – Representação da aplicação do impulso lateral no veículo	62
Figura 3.18 - Representação da roseta utilizada	63
Figura 3.19 - Representação do acelerômetro utilizado	64
Figura 3.20 - Representação do extensômetro para medição de força	64

Figura 3.21 - Fluxo básico para análise de fadiga utilizando FEM e medição estrutural.....	67
Figura 3.22 - Fluxo básico para análise de fadiga utilizando medição estrutural	68
Figura 3.23 - Curva de Wöhler genérica	71
Figura 3.24 - Modificação da curva S-N abaixo do limite de fadiga descrito em Eulitz e Kotte	73
Figura 3.25 - Contabilização da plastificação local.....	73
Figura 3.26 - Influência da tensão média via diagrama de Haigh.....	76
Figura 3.27 - Curvas S-N para diferentes probabilidades de sobrevivência	78
Figura 4.1 - Aspecto geral da microestrutura do aço A, onde pode-se observar que esta é composta principalmente de colônias de martensita revenida.	87
Figura 4.2 - Detalhe da microestrutura do aço A, onde observa-se também a presença de ferrita.	88
Figura 4.3 - Aspecto geral da microestrutura do aço B, onde observa-se que esta é composta principalmente de grãos de ferrita e colônias de perlita.	88
Figura 4.4 - Detalhe da microestrutura do aço B.....	89
Figura 4.5 - Curva média de tensão x deformação (material A)	90
Figura 4.6 - Curva média de tensão x deformação (material B)	90
Figura 4.7 - Resultados de tensão para o suporte da barra estabilizadora.....	92
Figura 4.8 - Resultados de tensão para o suporte de mola	93
Figura 4.9 - Veículo utilizado em testes	94
Figura 4.10 - Pontos para aquisição de aceleração	96
Figura 4.11 - Roseta instrumentada no suporte	97
Figura 4.12 - Extensômetro no “lasche”.	97
Figura 4.13 - Sinal de Força x Tempo (2 voltas, veículo carregado)	99
Figura 4.14 - Sinal de Força x Tempo (2 voltas, veículo vazio)	99
Figura 4.15 - Variação do ângulo principal de deformações no suporte da barra estabilizadora	100
Figura 4.16 - Posição da roseta instrumentada no suporte de mola.....	101
Figura 4.17 - Sinal de Deformação da perna A x Tempo (2 voltas, veículo carregado)	102
Figura 4.18 - Sinal de Deformação da perna B x Tempo (2 voltas, veículo carregado)	103
Figura 4.19 - Sinal de Deformação da perna C x Tempo (2 voltas, veículo carregado).....	103
Figura 4.20 - Sinal de Deformação da perna A x Tempo (2 voltas, veículo vazio).....	104
Figura 4.21 – Sinal de Deformação da perna B x Tempo (2 voltas, veículo vazio).....	104
Figura 4.22 – Sinal de Deformação da perna C x Tempo (2 voltas, veículo vazio).....	105
Figura 4.23 - Comparativo de aceleração Y no quadro e tensão von Mises x Tempo.....	106

Figura 4.24 - Variação do ângulo principal de deformações no suporte do suporte de mola (carregado)	107
Figura 4.25 - Variação do ângulo principal de deformações no suporte de mola (vazio)	107
Figura 4.26 - Modelo FEM reduzido para análise de fadiga	108
Figura 4.27 - Gradiente de dano no componente	111
Figura 4.28 - Curva S-N sintética utilizando Tensão Principal como equivalente	112
Figura 4.29 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente	112
Figura 4.30 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente	113
Figura 4.31 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a tensão normal escalonada como equivalente	114
Figura 4.32 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da rugosidade superficial para o suporte da barra estabilizadora	115
Figura 4.33 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da probabilidade de sobrevivência no suporte da barra estabilizadora	115
Figura 4.34 - Curva S-N sintética utilizando Tensão Principal como equivalente	118
Figura 4.35 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente	119
Figura 4.36 - Curva S-N sintética utilizando Tensão von Mises como equivalente	120
Figura 4.37 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente	120
Figura 4.38 - Curva S-N sintética utilizando a tensão normal escalonada como equivalente	121
Figura 4.39 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a tensão normal escalonada como equivalente	122
Figura 4.40 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da rugosidade superficial para o suporte de mola	123
Figura 4.41 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da probabilidade de sobrevivência no suporte de mola	124
Figura 4.42 - Trinca encontrada durante teste de durabilidade	125
Figura 4.43 - Detalhe na falha por fadiga com degraus de múltiplas nucleações	125
Figura 4.44 - Trinca encontrada durante teste de durabilidade	127
Figura 4.45 - Re-projeto do suporte da barra estabilizadora	129
Figura 4.46 - Resultado de tensão para o novo projeto do suporte da barra estabilizadora	130
Figura 4.47 - Gradiente de dano no re-projeto do componente	132
Figura 4.48 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente	132

Figura 4.49 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente	133
Figura 4.50 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando tensão normal escalonada como equivalente	133
Figura 4.51 - Curva S-N sintética utilizando tensão normal escalonada como equivalente	134
Figura 4.52 - Re-projeto do suporte de mola.....	135
Figura 4.53 - Resultado de tensão para o novo projeto do suporte de mola	135
Figura 4.54 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente	139
Figura 4.55 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente	139
Figura 4.56 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando tensão normal escalonada como equivalente	140
Figura 4.57 - Curva S-N sintética utilizando tensão normal escalonada como equivalente	140

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Informações do modelo em FEM	55
Tabela 4.1 - Média de dureza (em Hv).....	89
Tabela 4.2 - Parâmetros dos materiais obtidos do ensaio de tração	91
Tabela 4.3 - Resultados de simulação para o suporte da barra estabilizadora (tensão em % do limite admissível do material)	91
Tabela 4.4 - Resultados de simulação para o suporte de mola (tensão em % do limite admissível do material)	92
Tabela 4.5 - Tipos dos testes realizados para aprovação dos componentes	95
Tabela 4.6 - Comparativo entre grandezas simuladas e medidas nos testes funcionais (tensão em % do limite admissível do material)	97
Tabela 4.7 - Compilado dos resultados experimentais de pico de medição de tensão (em % do limite admissível do material) e força	98
Tabela 4.8 - Compilado estatístico do sinal de força para a condição carregada	99
Tabela 4.9 - Compilado estatístico do sinal de força para a condição vazia.....	99
Tabela 4.10 - Comparação entre tensão medida e simulada nos testes funcionais (em % do limite admissível do material)	101
Tabela 4.11 - Comparativo de tensão na condição carregada e vazia na pista de durabilidade (tensão em % do limite admissível do material)	102
Tabela 4.12 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna A) para a condição carregada	103
Tabela 4.13 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna B) para a condição carregada	103
Tabela 4.14 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna C) para a condição carregada	104
Tabela 4.15 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna A) para a condição vazia	104
Tabela 4.16 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna B) para a condição vazia	105
Tabela 4.17 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna C) para a condição vazia	105
Tabela 4.18 - Análise cinemática comparativa da suspensão dianteira	108
Tabela 4.19 - Compilado das características da análise de fadiga para o suporte da barra estabilizadora	110
Tabela 4.20 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes	110
Tabela 4.21 - Compilado das características da análise de fadiga para o suporte de mola	117

Tabela 4.22 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes	117
Tabela 4.23 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes em confronto com a falha encontrada no suporte da barra estabilizadora	126
Tabela 4.24 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes em confronto com a falha encontrada no suporte de mola.....	128
Tabela 4.25 - Comparativo entre simulação da força de entrada e ângulo no suporte para a primeira e segunda versão.....	131
Tabela 4.26 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes	131
Tabela 4.27 - Fator de proporcionalidade de deformação para cada direção da roseta	137
Tabela 4.28 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes	138

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Introdução	19
1.2	Motivação	20
1.3	Objetivos	21
1.4	Conteúdo da dissertação	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1	Ciclos de desenvolvimento de produto e produção enxuta	25
2.1.1	Produto e processo de desenvolvimento de produto	25
2.1.2	Processo enxuto no desenvolvimento de produto	26
2.1.3	O uso de métodos computacionais no ciclo de projeto.....	27
2.2	Elementos finitos.....	28
2.2.1	Definição do método dos elementos finitos	28
2.2.2	Solução das equações governantes do problema físico.....	28
2.2.3	Etapas do MEF	29
2.2.3.1	Pré-processamento	29
2.2.3.2	Resolução.....	30
2.2.3.3	Pós-processamento.....	30
2.2.4	Análise dinâmica e estática	31
2.2.5	Análise não linear ou linear	31
2.2.6	Procedimento e utilização da análise em FEM	32
2.3	Análise de fadiga	34
2.3.1	Fadiga para carregamento uniaxial.....	34
2.3.2	Curva S-N.....	34
2.3.2.1	Influência da tensão média na curva S-N	35
2.3.3	Dano cumulativo	37
2.3.4	Dano em carregamentos complexos com amplitude variável	38
2.3.5	Método “Rainflow” de contagem de ciclos	39
2.3.6	Fadiga multiaxial.....	41
2.4	Instrumentação e medições experimentais.....	42
2.4.1	Extensômetros.....	42
2.4.1.1	Princípios de medição	43
2.4.1.2	Extensômetro do tipo roseta (45 graus)	45
2.4.1.3	Utilização de extensômetros para medição de força	46
2.4.2	Acelerômetros	46
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	49
3.1	Fluxo de trabalho.....	49
3.2	Projeto dos componentes	50

3.3	Análise dos materiais	51
3.3.1	Análise metalográfica	52
3.3.2	Ensaio de dureza.....	53
3.3.3	Ensaio de tração.....	53
3.4	Modelo completo do veículo em elementos finitos	54
3.4.1	Quadro.....	55
3.4.2	Suspensão dianteira.....	56
3.4.3	Suspensão traseira.....	56
3.4.4	Posto do motorista e sistema de direção	57
3.4.5	Trem de força, sistemas adicionais.....	58
3.4.6	Carroceria.....	58
3.4.7	Componentes a serem estudados	59
3.5	Carregamentos para análise estrutural.....	60
3.5.1	Aceleração lateral, vertical e frenagem	60
3.5.2	Torção.....	61
3.5.3	Impulso lateral	61
3.6	Uso do solver PERMAS para cálculo em elementos finitos	62
3.7	Instrumentação e medições experimentais.....	63
3.7.1	Instrumentação dos componentes	63
3.7.1.1	Extensômetros.....	63
3.7.1.2	Acelerômetros	64
3.7.1.3	Medição de força	64
3.7.2	Testes funcionais e de durabilidade aceleradas	65
3.8	Análise de fadiga	66
3.8.1	Avaliação usada no suporte da barra estabilizadora	67
3.8.2	Avaliação de fadiga usado no suporte de mola	68
3.8.3	Ferramenta computacional para auxílio à análise de fadiga.....	68
3.8.4	Funcionamento do FEMFAT®.....	69
3.8.5	Criação das curvas S-N sintéticas no FEMFAT®	70
3.8.5.1	Miner modificado	72
3.8.5.2	Plastificação local	73
3.8.5.3	Gradiente de tensão	74
3.8.5.4	Tensão média.....	75
3.8.5.5	Rugosidade superficial	77
3.8.5.6	Fator de influência estatístico.....	77
3.8.5.7	Superposição dos fatores de influência	79
3.9	Tensões equivalentes	79
3.9.1	Von Mises sinalizado.....	79
3.9.2	Tensões principais.....	80
3.9.3	Tensão equivalente para carregamentos não proporcionais.....	81
3.10	Os passos da análise de fadiga via FEMFAT	83
3.10.1	Curvas S-N padrões de corpo de provas sem concentradores	84
3.10.2	Considerações adicionais e método de utilização	84
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	87

4.1	Análise dos materiais	87
4.2	Análise em FEM	91
4.2.1	Suporte da barra estabilizadora	91
4.2.2	Suporte de mola	92
4.3	Discussão dos resultados em FEM	93
4.4	Aquisição e análise de sinal.....	94
4.4.1	Medição de aceleração	95
4.4.2	Suporte da barra estabilizadora em manobras funcionais	96
4.4.3	Suporte da barra estabilizadora na pista de durabilidade acelerada	98
4.4.3.1	Proporcionalidade – Relação força-deformação.....	100
4.4.4	Suporte de mola em manobras funcionais.....	101
4.4.5	Suporte de mola na pista de durabilidade acelerada.....	102
4.5	Análise de fadiga	107
4.5.1	Previsão de vida para o suporte de barra estabilizadora	107
4.5.1.1	Propriedades do material	109
4.5.1.2	Vida em fadiga.....	109
4.5.1.3	Resultados utilizando as tensões principais	111
4.5.1.4	Resultados utilizando von Mises	113
4.5.1.5	Resultados utilizando a tensão normal escalonada	113
4.5.1.6	Sensibilidade da análise quanto rugosidade superficial	114
4.5.1.7	Sensibilidade da análise quanto a probabilidade de sobrevivência.....	115
4.5.2	Previsão de vida para o suporte de mola	116
4.5.2.1	Propriedades do material	116
4.5.2.2	Vida em fadiga.....	116
4.5.2.3	Resultados utilizando as tensões principais	118
4.5.2.4	Resultados utilizando von Mises	119
4.5.2.5	Resultados utilizando tensão normal escalonada	121
4.5.2.6	Sensibilidade da análise quanto rugosidade superficial	122
4.5.2.7	Sensibilidade da análise quanto probabilidade de sobrevivência.....	123
4.6	Análise das falhas	124
4.6.1	Falha do suporte da barra estabilizadora	124
4.6.2	Falha do suporte de mola.....	127
4.7	Análise das propostas de melhoria.....	129
4.7.1	Re-projeto do suporte da barra estabilizadora	129
4.7.1.1	Análise de fadiga do re-projeto	131
4.7.2	Re-projeto do suporte de mola	134
4.7.2.1	Análise de fadiga do re-projeto	138
5	CONCLUSÃO.....	141
6	TRABALHOS FUTUROS	145
	REFERÊNCIAS.....	147

1 INTRODUÇÃO

1.1 Introdução

No processo moderno para desenvolvimento de componentes automotivos objetiva-se a redução do tempo de testes físicos dos produtos, devido à necessidade de homologação prematura do veículo. O processo se torna desafiador, pois mesmo com a diminuição do tempo para homologação, a qualidade e confiabilidade dos componentes devem ser asseguradas.

Uma das alternativas de diminuição no tempo durante o processo de desenvolvimento do produto é a utilização de análises virtuais visando não só a redução de protótipos físicos, mas também o tempo de utilização desses protótipos em testes para homologação do veículo.

A utilização e aprimoramento de sistemas de Engenharia Auxiliada por Computador (CAE - Computer Aided Engineer) se tornou a principal iniciativa na indústria de transportes. Segundo Rehg (1994), o CAE é a análise e avaliação do projeto da engenharia usando técnicas computacionais para calcular a operacionalização e funcionalidade do produto e parâmetros da manufatura muito complexos para o uso de métodos clássicos.

Alguns exemplos de destaque do uso da Engenharia Auxiliada por Computador na a indústria automotiva são:

- Dinâmica dos Fluídos Computacional (CFD);
- Dinâmica Multicorpos e Cinemática (MBD);
- Análise estrutural pelo uso do Método dos Elementos Finitos (FEM);
- Vida em fadiga pelo uso do Método dos Elementos Finitos (FEM)

Dentro do contexto de desenvolvimento de produto acelerado, o último exemplo do uso de CAE descrito acima ganha grande importância na indústria. A falha por fadiga é apontada por Schijve (2001) como causadora de pelo menos 90% das falhas mecânicas em componentes que experimentam cargas dinâmicas.

Downling (2007) define fadiga como o processo de dano e falha de componente devido a uma carga cíclica, mesmo quando o carregamento aplicado

acarreta tensões bem menores do que a tensão de ruptura do material. Isso se dá devido à danos microscópios acumulados pelo material até a nucleação de micro trincas que, quando propagadas, podem levar à falha do componente

O estudo de métodos que auxiliam na aprovação de componentes veiculares via análise de fadiga baseada no método dos elementos finitos vai de encontro à tendência moderna do desenvolvimento automotivo, que se resume ao lançamento de novos veículos com maior confiabilidade estrutural e menor tempo de homologação.

1.2 Motivação

O cerne para uma boa utilização dos sistemas de Engenharia Auxiliada por Computador (CAE) encontra-se na modelagem do fenômeno que está sendo representado. O desafio no processo de modelagem é a representação da realidade, mesmo com simplificações inerentes ao uso de métodos computacionais.

A semelhança e “calibração” do modelo matemático com situações verídicas de trabalho podem ser melhoradas com a aquisição de dados de entrada em componentes já existentes. Entende-se por dados de entrada: carregamentos, deslocamentos, acelerações, entre outros, que auxiliam na correlação entre o fenômeno virtual e o real. Ao alimentar o protótipo virtual com carregamentos que são encontrados na realidade, a análise se torna mais refinada e o risco de super ou subdimensionamento de componentes cai drasticamente.

Como já dito anteriormente, o estudo da vida em fadiga de componentes que experimentam carregamentos cíclicos é vital para que se consiga um modelo enxuto de desenvolvimento de produto. O amplo campo da fadiga dos materiais oferece diversas ferramentas para auxiliar o engenheiro na busca da otimização desse processo.

Terminadas a fase de simulação e análise teórica dos componentes, necessita-se de testes físicos para homologação final do produto. Os testes devem ser controlados e parâmetros de controle medidos para que o menor tempo e recurso sejam utilizados nessa etapa do desenvolvimento. É através dos testes físicos que a sinergia entre simulação e realidade é colocada a prova. Obtendo-se

uma boa correlação entre ambos, menos tempo de testes físicos é gasto, contribuindo para a aprovação acelerada dos produtos.

Por fim, é dever dos engenheiros criar métodos de trabalho que visam a maturidade acelerada do produto. Metodologias com esse objetivo devem passar por todas as macro etapas do desenvolvimento, ou seja: conceito, detalhamento, viabilidade estrutural, manufaturabilidade e viabilidade econômica, até chegar na homologação final via testes físicos. O desafio do ponto de vista de engenharia é a antecipação e encurtamento das etapas citadas através de uma metodologia enxuta com grande sinergia entre sistemas computacionais e reais.

1.3 Objetivos

O objetivo principal desse trabalho é, pelo uso de dois estudos de caso, criar uma metodologia enxuta de aprovação de componentes estruturais submetidos a carregamentos cíclicos que já tiveram a primeira rodada de testes físicos e falharam sem atingir os critérios de aprovação previamente estabelecidos. Os estudos de caso utilizados são um suporte de mola dianteira e um suporte de barra estabilizadora dianteira, ambos do mesmo veículo comercial.

A otimização no processo de desenvolvimento já consagrado se encontra na eliminação do teste físico do produto retrabalhado, aprovando o componente por correlação entre as medições experimentais da primeira versão e simulação da segunda versão, em conjunto com uma análise de vida em fadiga do produto.

A metodologia proposta tem como base diversos tópicos da engenharia, como por exemplo: análise de tensão e fadiga via elementos finitos, medição e análise de deformação e força, testes de durabilidade acelerados e, por fim, correlação da teoria com a prática. Para que o objetivo principal da dissertação seja alcançado, objetivos secundários são criados em cada etapa do desenvolvimento, sendo eles:

- Projeto dos componentes de acordo com a função exercida;
- Criação do modelo completo do veículo comercial pelo Método dos Elementos Finitos;
- Aprovação teórica do componente via análise de tensão;
- Medição experimental e análise de forças, deformações e acelerações;

- Análise de fadiga via dados de medição experimental e modelagem via elementos finitos;
- Comparação entre diferentes métodos e fatores de influência para análise de fadiga;
- Correlação dos resultados práticos com os teóricos.

1.4 Conteúdo da dissertação

A presente dissertação foi dividida em capítulos, abordando revisão bibliográfica, materiais e métodos, resultados e discussões, conclusões e propostas para trabalhos futuros. A seguir, apresenta-se uma breve descrição do que está contido em cada capítulo:

Capítulo 2 - Revisão bibliográfica: Neste capítulo faz-se uma introdução aos principais temas abordados durante toda a dissertação. Conceitos de desenvolvimento de produto são expostos, bem como uma visão geral do método dos elementos finitos. Tópicos em fadiga uniaxial e multiaxial, além de medições estruturais também são explanados em síntese nessa revisão bibliográfica.

Capítulo 3 - Materiais e métodos: Todos os métodos utilizados para obtenção dos resultados são mostrados nessa etapa do trabalho. Para tal, é explicado desde a modelagem do protótipo virtual, passando pelas medições estruturais até a análise de fadiga. Amplo destaque é dado à fadiga, mostrando dois tipos de tensão uniaxial equivalente, e um método para fadiga multiaxial que utiliza o método dos planos críticos para previsão de durabilidade. Ainda no campo da fadiga, é mostrado o método de criação de curvas S-N sintéticas que contabilizam vários fatores de influências para previsão de vida. Além dos métodos utilizados, é também mostrada a caracterização dos dois materiais que são utilizados pelas estruturas base dos dois estudos de caso do trabalho.

Capítulo 4 - Resultados e discussões: Os métodos descritos no Capítulo 3 geram resultados de simulação estrutural, medição estrutural e previsão de vida em fadiga. Todos esses resultados e suas discussões são apresentados neste capítulo.

Capítulo 5 – Conclusões: Este capítulo confronta os resultados obtidos anteriormente com os objetivos propostos no início do trabalho, e nele faz-se uma análise crítica quanto a todos os temas abordados na dissertação.

Capítulo 6 – Trabalhos futuros: Por se tratar de uma metodologia em desenvolvimento, neste sexto e último capítulo diversos trabalhos futuros são indicados em diferentes linhas de pesquisa.

Referências: Aqui são expostas, em ordem alfabética, todas as referências bibliográficas utilizadas durante a dissertação. O sistema autor-data foi adotado como forma de apresentação de autores no texto (citação).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Ciclos de desenvolvimento de produto e produção enxuta

2.1.1 Produto e processo de desenvolvimento de produto

Ulrich e Eppinger (2000) definem o termo produto como algo comercializado por uma empresa para atender seus clientes, e vão além ao definir o desenvolvimento de produto como uma série de atividades que tem seu início na percepção de oportunidade de mercado até a produção e utilização da oportunidade transformada em produto.

Para que a percepção de oportunidade seja transformada em produto, um processo de desenvolvimento de produto deve ser criado, para que todas as etapas necessárias sejam cumpridas, do conceito até a produção. O processo no desenvolvimento de produto foi estudado por Cooper (1983), que propôs um modelo de sete etapas, abordando diversos tópicos da engenharia, ilustrado na Figura 2.1.

Figura 2.1 - Etapas de desenvolvimento de produto por Cooper
Fonte – Traduzido de Cooper (1983)

Cooper (1983) também defende que na passagem de cada etapa, certos requisitos devem ser atendidos para que o projeto tenha maturidade e capacidade de seguir seu desenvolvimento. Como diversos fatores podem ser incertos em certas etapas do desenvolvimento, Cooper (1983) propõe que riscos devem ser assumidos em prol da manutenção do modelo do desenvolvimento de produto.

Segundo o Project Managemt Institute - PMBOK (2004), o produto deve ser dividido em fases para oferecer melhor controle gerencial com ligações adequadas entre as operações. Cada fase depende da anterior para ser executada; em um coletivo, essas fases são conhecidas como ciclo de vida de um projeto. Já Milosevic (2003) defende que um padrão de processo de gerenciamento inclui desenvolvimento por fases, milestones e entrega de trabalhos.

Wheelwright e Clark (1992) acreditam que o desenvolvimento do produto é de fundamental importância para sobrevivência organizacional, em que as empresas estão em um ambiente de competição global por alta qualidade com custo e prazo reduzidos, além de precisar absorver as rápidas mudanças tecnológicas em um mercado muito disputado.

As organizações que se diferenciam em algum desses aspectos no desenvolvimento de produto poderão se destacar entre os demais concorrentes.

2.1.2 Processo enxuto no desenvolvimento de produto

As etapas tradicionais do desenvolvimento de produto foram amplamente utilizadas pelas indústrias automobilísticas europeias e americanas desde o início da indústria de produção em série. Um novo conceito de produção foi inserido na indústria japonesa nos anos 50, conhecido como um tipo de produção “enxuta”. As bases fundamentais e diferenças entre o tipo de produção ocidental e oriental são estudadas por Clark e Fujimoto (1991).

Salzman (2002) cita que a indústria japonesa dos anos 50 só conseguiu dar uma virada industrial via implantação de modificações processuais para aumento de produtividade e eficiência. É nessa época que o conceito “enxuto” é utilizado na indústria para definir essa nova tendência nos processos produtivos.

Ward (2000) define um processo enxuto de desenvolvimento como um processo conduzido de maneira inteligente reduzindo as etapas que não adicionam valor ao produto. Essa filosofia que foi iniciada pela indústria japonesa propagou-se para os diversos setores industriais mundiais, e é referência para geração de processos eficazes.

Segundo Murman et al. (2002) a eliminação de desperdício também é um fator importante para a manutenção da saúde financeira de uma indústria, além de muitas vezes diminuir o tempo de ciclo de desenvolvimento ou produção. O tempo é um fator decisivo para mensurar a qualidade de um processo, já que etapas longas têm espaços para melhorias maiores do que etapas menores.

Os desperdícios também podem incluir superprodução ou um número maior de etapas necessárias em processos que encarecem o produto, ou torna o desenvolvimento e tempo de resposta mais lentos.

A abordagem enxuta não é eficaz apenas à produção e manufatura. Os mesmos conceitos podem ser expandidos para outras etapas do produto, pois todas as partes do projeto podem ter um potencial de redução de custos ou melhoria de qualidade. Cria-se assim o processo enxuto no desenvolvimento de produto.

Ward (2000) também defende que existem inúmeros métodos para atingir o mesmo objetivo final, cabe ao engenheiro escolher aquele com a melhor relação custo-benefício e também com o menor desperdício possível, seja de material, mão-de-obra ou tempo.

Um exemplo prático de como a utilização do pensamento enxuto no desenvolvimento de produto pode ser eficaz, pode ser observado quando as etapas tradicionais na fase de homologação de componentes veiculares via testes de durabilidade, são substituídos por métodos de aprovação mais rápidos totalmente integrados á métodos computacionais.

2.1.3 O uso de métodos computacionais no ciclo de projeto

Softwares de CAE (*computer aided engineering*) representam um grande avanço na engenharia de produto, segundo Rembold (1994) a simulação complementa o modelo experimental pelo modelo virtual. No campo virtual, com dimensões e materiais pré-definidos, possibilita a análise de tensões, pressões e deformações. Análises como essas eram praticamente impossíveis de serem feitas sem computadores dada a complexidade dos sistemas.

Rembold (1994) também cita as atividades de projeto que podem ser alteradas a partir do uso de métodos computacionais, são elas: entendimento do problema, modelagem geométrica, avaliação do projeto e finalmente automação do desenho dos componentes.

Na etapa de avaliação do projeto, a utilização dos métodos computacionais engloba todas as análises necessárias (estruturais e dinâmicas) para que o componente tenha uma confiabilidade estrutural suficiente. Análises como cálculos de tensão e deformação, fadiga do material e escoamento de fluídos são exemplos de possíveis avaliações. Tais análises utilizam sistemas CAE para serem executados.

Nesse contexto, o método dos elementos finitos é uma ferramenta poderosa no auxílio da avaliação do projeto. A metodologia consiste na resolução numérica de um sistema de equações diferenciais parciais, e é explicado em detalhe a seguir.

2.2 Elementos finitos

2.2.1 Definição do método dos elementos finitos

Segundo Azevedo (2003), na área de engenharia de estruturas, o Método dos Elementos Finitos (MEF) tem o objetivo de determinar o estado de tensões e deformações de um componente com geometria definida que esteja sujeita a ações exteriores. Camarão (1994) define o MEF como um procedimento numérico capaz de transformar o comportamento de qualquer sistema físico em equações e resolvê-las via aproximações e discretização dos componentes em sub-regiões chamadas elementos.

Ainda na mecânica estrutural, Zienkiewicz (1988) diz que o princípio do MEF se baseia basicamente em métodos matemáticos para resolver equações de vetores de deslocamento $\{u\}$ e de força $\{F\}$ envolvendo as matrizes de rigidez $[K]$.

Zahavi (1992) explana que para tal solução, a geometria ou corpo a ser analisado deve ser dividido em um número finito de elementos, conectado por um número determinado de nós na borda desses elementos, para que a matriz de rigidez da equação (2.1) seja criada. Zahavi (1992) ainda afirma que a ordem dessa matriz de rigidez depende da quantidade de elementos que compõe o modelo.

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.1)$$

2.2.2 Solução das equações governantes do problema físico

Após a interpretação do problema físico e criação de seu equacionamento governante, é necessário criar maneiras para solucionar as equações. Huebner e Thornton (1982) afirmam que a solução das equações diferenciais governantes pode

ser feita por funções de aproximação que satisfazem condições descritas por equações integrais no domínio do problema.

Hughes (1987) explica que no MEF foi desenvolvido duas formas de resolução dos problemas descritos por Equações Diferenciais Ordinárias (EDOs) e Equações Diferenciais Parciais (EDPs). A denominada “forma forte” que executa a resolução direta das equações governantes do problema físico e a “forma fraca”, que utiliza métodos numéricos aproximados para representação das equações governantes.

A solução exata pela forma forte se torna complicada e limitada somente para caso especiais. Essa forma requer resoluções exatas das equações e Hughes (1987) propõe a obtenção de soluções aproximadas que serão aplicadas para casos bastante complexos em que uma solução exata não pode ser encontrada e, portanto, a forma forte não pode ser aplicada.

A forma fraca descrita por Norrie e Vries (1978) possibilita a aplicação não de uma equação exata, mas sim de um método numérico genérico para resolver problemas físicos distintos. O método numérico é utilizado na transformação das equações diferenciais na forma integral, como são genéricos, podem ser utilizados em diferentes tipos de equacionamento.

Os métodos mais utilizados para a aplicação da forma fraca de resolução de equacionamentos são o método dos resíduos ponderados e o método variacional de Rayleigh-Ritz. O desenvolvimento e aplicação dos métodos podem ser vistos em Ritz (1909) e MacDonald (1933).

2.2.3 Etapas do MEF

Huebner e Thornton (1982) dividem o MEF em três etapas: pré-processamento, resolução do problema e pós-processamento. A seguir são mostradas as principais características de cada etapa.

2.2.3.1 Pré-processamento

O pré-processamento é a etapa em que se constrói o problema a ser resolvido, nele o fenômeno físico a ser representado é modelado. As condições de contorno, carregamentos, propriedades dos materiais e simplificações são feitas.

Para representação do modelo é necessário fazer a discretização do modelo. Para tal, os componentes do modelo virtual são divididos em elementos finitos interligados por nós. Esses elementos podem assumir diferentes formas dependendo da complexidade da geometria modelada.

Essa composição de elementos pode ser unidimensional (estruturas em barra), bidimensional (estruturas em chapa) ou até mesmo tridimensional (estruturas em sólidos). Goes (2010) ilustra esses diversos tipos de elementos que podem ser usados para representar o corpo a ser estudado, além de detalhar a etapa de pré-processamento.

2.2.3.2 Resolução

Essa é a etapa de resolução do problema criado no pré-processamento. A solução é feita via algoritmo numérico para resolver equações diferenciais com as condições de contorno definidas na primeira etapa.

O primeiro passo da solução é obter a matriz de rigidez local, que relaciona os deslocamentos nodais com as forças aplicadas aos nós. Posteriormente, montam-se as equações algébricas de deslocamento nodais com as matrizes de rigidez globais.

Finalmente, as soluções algébricas montadas anteriormente são resolvidas pelo método variacional e os deslocamentos encontrados. Com o resultado dos deslocamentos nodais, calculam-se as deformações e tensões para cada elemento contido no modelo.

Para obtenção dos resultados do método dos elementos finitos de maneira manual é necessário grande esforço e tempo. Para economizar essa carga horária, vários softwares foram desenvolvidos com algoritmos robustos que suprem as necessidades de engenharia. Diversos softwares comerciais de grande aceitação no mercado podem ser citados, como o NASTRAN®, PERMAS®, ANSYS®, ABAQUS® entre outros. Todos eles abrangem resoluções de problemas de engenharia através de análises dinâmicas, estáticas, lineares e não lineares.

2.2.3.3 Pós-processamento

O pós-processamento é a terceira e última etapa do método, e consiste na análise dos resultados obtidos na resolução do problema. Os resultados do pós-

processamento dependem do objetivo da análise, pois diferentes necessidades geram diferentes resultados.

Os dados que podem ser utilizados para o pós-processamento são:

- Frequências naturais
- Modos de vibrar
- Deslocamento dos nós
- Deformações nos elementos
- Tensão nos elementos

No pós-processamento, compara-se o dado desejado com algum critério pré-estabelecido, seja limite de tensão, limite de deformação ou frequência. Caso o resultado atenda o critério antes definido, entende-se que o componente encontra-se aprovado. Caso contrário, modifica-se algum parâmetro no pré-processamento (material, geometria, entre outros) e o ciclo é refeito até aprovação dos componentes desejados.

2.2.4 Análise dinâmica e estática

Azevedo (2003) defende que as ações sobre as estruturas são em geral dinâmicas devido às forças de inércias associadas às acelerações que os componentes sofrem. Portanto, os efeitos dinâmicos deveriam também ser considerados na análise. Porém, Azevedo (2003) ainda afirma que em diversas situações é razoável considerar ações quasi-estáticas (carregamentos aplicados de um modo suficientemente lento) tornando desprezíveis os efeitos dinâmicos. Para os casos que os efeitos dinâmicos não são considerados, a análise é considerada estática, enquanto que para consideração dos efeitos dinâmicos, a análise é considerada dinâmica.

2.2.5 Análise não linear ou linear

Ao considerar o deslocamento na estrutura sólida muito pequeno, quando comparado com as dimensões dos componentes, Azevedo (2003) admite que não

existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, portanto todo estudo é realizado com base na geometria não deformada. Se essa consideração for válida, a análise é denominada linear geométrica, caso contrário é dita como não linear geométrica.

Em relação ao material utilizado, quando somente a teoria linear elástica é aplicada, Azevedo (2003) define como análise linear de material, enquanto que quando as deformações plásticas são levadas em conta, o estudo é definido como análise não linear de material.

2.2.6 Procedimento e utilização da análise em FEM

Bathe¹ (1996 apud Aparício Sanchez, 2001) mostra o procedimento de uma análise FEM implícita para o caso estático na Figura 2.2. Tal fluxograma é útil para resumir os passos da análise utilizando o método dos elementos finitos.

Nele pode-se perceber o caráter iterativo da análise, em que diversos ciclos de cálculos podem ser necessários até que o pós-processamento dos resultados dê valores de tensões suficientemente baixas para que atendam os critérios de tensões previamente estabelecidos. Enquanto esses critérios não forem satisfeitos, o ciclo de cálculo com implantação de melhorias nos componentes com tensões mais altas continua.

¹ BATHE, K.J. **Finite element procedures**. New Jersey: Prentice Hall, 1996.

Figura 2.2 - Procedimento de uma análise FEM
Fonte - Bathe² (1996 apud Aparício Sanchez, 2001)

Por se tratar de um tema muito amplo com diferentes linhas de pesquisa, vários autores como Ciarlet (1978), Hughes (1987), Nicholas (1988), e finalmente Oden e Reddy (1978) explicam o método, a montagem da matriz de rigidez e da geração das funções de forma e da integração numérica.

Com o conhecimento básico do FEM, o método também pode ser integrado com outros estudos no campo da engenharia, como por exemplo, a integração com análise de fadiga estudado por Gaier, Steinwender e Dannbauer (2000). Gaier e Dannbauer (2003) também mostram a sinergia entre FEM e análise fadiga,

² BATHE, K.J. **Finite element procedures**. New Jersey: Prentice Hall, 1996.

utilizando os resultados obtidos do elementos finitos como dados de entrada para análises de vida dos componentes sujeitos à carregamentos cíclicos.

Para tal integração, não só os conhecimentos de FEM são necessários, mas também extensos entendimentos dos conceitos de comportamento mecânico dos materiais e vida em fadiga são requeridos para uma sinergia coesa entre essas duas linhas de conhecimento da ciência.

2.3 Análise de fadiga

2.3.1 Fadiga para carregamento uniaxial

A fadiga uniaxial tem o objetivo de prever a durabilidade de estruturas submetidas a carregamentos de amplitude constante ou variável, aplicados em apenas um dos eixos de coordenadas. A somatória dos tensores de tensão uniaxial σ em qualquer região Z de uma estrutura pode ser escrito como:

$$\sum (Z) = \sigma(Z) \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

2.3.2 Curva S-N

O teste de vários corpos de prova com diferentes amplitudes de carregamento faz com que seja levantada a curva de Wöhler, ou curva S-N. A curva mostra o número de ciclos até a nucleação de trinca no material para uma determinada amplitude constante. Genet (2006) mostra um exemplo de S-N na Figura 2.3 com alguns parâmetros importantes da curva, dividindo a curva em três zonas diferentes:

Figura 2.3 - Exemplo de curva S-N
Fonte – Genet (2006)

- 1) **Até 10^3** - Fadiga de baixo ciclo relacionado à altas amplitudes de tensão e, portanto baixos ciclos até a nucleação da trinca.
- 2) **10^3 até 10^6** – Fadiga de alto ciclo, relacionando a amplitudes médias que ainda causam dano à estrutura.
- 3) **10^6 até 10^9** – Vida infinita, em que baixas amplitudes de tensão são usadas, causando pouco ou nenhum dano ao componente, tornando a nucleação de trinca por fadiga improvável.

O levantamento, caracterização e propriedades de diferentes curvas S-N foram estudadas inicialmente por Wöhler, e ainda são matéria de estudo para vários autores como Downing (1988), Schijve (2001), e Stephens et al. (2001).

2.3.2.1 Influência da tensão média na curva S-N

Stephens et al. (2001) estudaram a influência da tensão média na curva S-N, e concluíram que tensões médias positivas aumentam o dano da estrutura,

enquanto médias negativas são benéficas para vida em fadiga. A Figura 2.4 mostrada em Genet (2006) ilustra a influencia da tensão trativa e compressiva na curva S-N.

Figura 2.4 - Influência da tensão média na curva S-N
Fonte – Genet (2006)

Para que essa influência seja contabilizada, diferentes modelos foram criados. Fatemi e Yang (1998) mostram o modelo de Gerber, que propõe uma tensão equivalente (de média zero) $\sigma_a_{\sigma_m=0}$, relacionando a amplitude da tensão σ_a , e sua média σ_m , além da tensão de ruptura σ_{UTS} . Esse modelo visto na equação (2.3) possibilita o uso da tensão $\sigma_a_{\sigma_m=0}$ nas curvas S-N tradicionais levantadas com média de tensão zero.

$$\frac{\sigma_a}{(\sigma_a)_{\sigma_m=0}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{UTS}} \right)^2 = 1, \quad \text{com } |\sigma_m| \leq \sigma_{UTS} \quad (2.3)$$

Fatemi e Yang (1998) também mostram o modelo proposto por Goodman, que também propõe uma tensão equivalente, para que ela possa ser utilizada na curva S-N para média zero, visto na equação (2.4).

$$\frac{\sigma_a}{(\sigma_a)_{\sigma_m=0}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{UTS}} = 1, \quad \text{com } |\sigma_m| \leq \sigma_{UTS} \quad (2.4)$$

Já Dannbauer e Unger (2007) citaram que uma maneira comum para contabilizar o efeito da tensão média é o uso do diagrama de Haigh, criado por uma combinação de médias σ_m (positivas e negativas), amplitudes σ_a , tensão de ruptura na tração σ_{UTS} , tensão de ruptura na compressão σ_{UCS} , além de tensão de escoamento da tração e compressão σ_{et} e σ_{ec} . Como pode ser visto em um exemplo de diagrama de Haigh na Figura 2.5, o limite de fadiga cai para médias de tração, e aumenta para médias compressivas. Portanto, o diagrama de Haigh se comporta de maneira assimétrica de acordo com cargas tratativas/compressivas. No uso do diagrama de Haigh para contabilização do efeito da tensão média, não se cria uma tensão equivalente, mas sim modifica-se a curva S-N original de acordo com a média utilizada, e utiliza-se a amplitude do carregamento sem modificações.

Figura 2.5 - Exemplo de diagrama de Haigh

2.3.3 Dano cumulativo

A metodologia mais utilizada é a hipótese de acúmulo de dano linear proposto por Palmgren-Miner. A técnica foi estudada por Palmgren (1924) e Miner (1945), e é normalmente chamada de “*Miner’s rule*”. A hipótese propõe que o dano causado por qualquer tensão encontrada no material é proporcional ao número de ciclos do qual aquela tensão foi aplicada n_i e o limite de ciclos até a falha para aquela amplitude N_i . O dano total é encontrado via somatória de todas as frações de dano que cada

amplitude contribui. Convenciona-se que a nucleação de trinca ocorre quando a somatória é igual ou maior que 1:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \geq 1 \quad (2.5)$$

Muitas vezes o carregamento é complexo e não tem uma divisão óbvia de amplitudes, médias e número de ciclos. Para fazer-se a análise de dano acumulado é requerido que se separe o histórico do carregamento, transformando um carregamento complexo de amplitudes variáveis em ciclos individuais de amplitude constante para que esses possam ser incorporados ao método de Miner. Essa técnica de contagem de ciclos é chamada de “Rainflow”.

2.3.4 Dano em carregamentos complexos com amplitude variável

Para que uma análise de fadiga a partir de sinal de amplitudes variáveis possa ser feito (e o modelo proposto por Miner seja usado), a contagem de ciclos para cada média e amplitude do sinal é fundamental.

A técnica de contagem de ciclos, "Rainflow", é um algoritmo matemático inventado por Matsuishi & Endo (1968), baseado na analogia da queda nos pingos de chuva nos telhados japoneses ("pagodes"). Foi o primeiro método confiável para extrair ciclos de fadiga com amplitude constante de um sinal de carregamento com amplitude variável. O método atualmente é utilizado para análises de fadiga e compõe a norma ASTM-E1049-85-R97 (1997).

Ariduru (2004) faz um fluxo de ações representando os passos de análise para carregamentos complexos. Essa representação é mostrada em detalhe na Figura 2.6.

Figura 2.6 - Passos da análise de fadiga para casos de carregamentos complexos
Fonte – Ariduru (2004)

2.3.5 Método “Rainflow” de contagem de ciclos

Aplicando o método para todo sinal faz-se um histograma, como o exemplo mostrado na Figura 2.7, associando amplitudes, o número de ciclos e a média de cada ciclo do sinal da grandeza física no tempo.

A grandeza física analisada independe do método, podendo ser tensão, deformação, aceleração, força, entre outros. No caso de acúmulo de dano utilizando a hipótese de Miner, é necessário um histograma “Rainflow” de tensão.

Figura 2.7 - Exemplo de contagem Rainflow

Ariduru (2004) diz que a redução do sinal de serviço tensão-tempo em histogramas de "Rainflow", como mostrados na Figura 2.7, é o processo mais apropriado de representação do histórico do sinal de serviço para analisar o dano por fadiga utilizando o método de acúmulo de dano proposto por Miner (1945).

Segundo Downling³ (2007 apud Spinelli, 2012), uma história irregular é composta por uma série de picos e vales. Um intervalo simples é medido entre um pico e o próximo vale, ou vice-versa. Já um intervalo completo é medido entre um pico e um vale que não são próximos, mas coexistem no sinal analisado.

³ DOWNLING, N. E. **Mechanical behavior of materials**. 3rded. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 2007.

A norma considera um ciclo fechado caso o próximo intervalo simples seja maior ou igual ao primeiro intervalo simples. A Figura 2.8 ilustrada em Spinelli (2012) mostra de forma simplificada as etapas de contagem. A formulação inteira do método pode ser vista em ASTM-E1049-85-R97 (1997).

Figura 2.8 - Exemplo do método de contagem Rainflow
Fonte - (Spinelli, 2012)

Dressler (1996) e Ariduru (2004) analisaram a perda de informações durante o uso dessa técnica. A tensão média pode muitas vezes ter seu valor modificado, enquanto a sequência de carregamento pode ser perdida na utilização do método para amplitudes variáveis aleatórias.

No entanto, apesar das perdas citadas acima, Spinelli (2012) defende que o método ainda retém informações importantes por considerar os ciclos de histerese, que podem ter os intervalos computados pelas hipóteses de Masing (1926) e também contem informações da localização dos ciclos internos.

2.3.6 Fadiga multiaxial

Em Gaier, Lukacs e Hofwimmer (2004) é citado que para carregamentos não proporcionais, os eixos principais das tensões irão mudar de orientação no decorrer do tempo. Para casos especiais de combinação de carregamentos, as tensões principais podem até rotacionar completamente, mantendo sua magnitude inicial.

Nessas situações, as abordagens clássicas de fadiga como o uso das tensões principais ou von Mises podem não se tornar eficazes na previsão de vida em fadiga, pois desconsideram a variação no ângulo principal no histórico de carregamentos. Para tais casos, diferentes métodos são estudados e propostos.

Segundo Julie, Jess e James (1990), a nucleação de trinca por fadiga se dá nos planos de máximo cisalhamento. A tensão normal nesses planos de cisalhamento também tem influência no crescimento da trinca e consequentemente na vida em fadiga.

Sines (1959) em sua investigação no comportamento de metais sobre tensões alternadas complexas colabora com o parágrafo acima ao reconhecer que “a alternância da tensão de cisalhamento parece causar trincas por fadiga”. Sines (1959) também desenvolveu uma teoria baseada na hipótese que as trincas iriam nuclear nos planos com a maior combinação de tensões normal e de cisalhamento.

Posteriormente, Brown e Miller (1973) desenvolveram uma abordagem para fadiga multiaxial chamada de abordagem do plano crítico. Tal abordagem era baseada em uma interpretação dos mecanismos de crescimento de trinca para componentes em fadiga. O método do plano crítico considera que o plano que experimentava a máxima tensão de cisalhamento (e sua respectiva tensão normal atuante) era considerado crítico, sendo esse o plano originário da nucleação de trinca.

Através do trabalho iniciado por Sines (1959) e também Brown e Miller (1973), diversas modificações e versões foram feitas durante o desenvolvimento de novos métodos dos planos críticos. Kandil, Brown e Miller (1982) aprimoraram o método de Brown e Miller (1973), enquanto Lohr e Ellisson (1980); Chu, Conle e Huebner (1996), Papadopoulos et al. (1997), Socie e Marquis (2000) e finalmente Gaier e Dannbauer (2001) se destacaram nos estudos de novos métodos para diversos tipos de carregamentos e materiais.

Gaier e Dannbauer (2001) descreveram um procedimento para análise de fadiga multiaxial via planos críticos que é base para uma das metodologias utilizadas neste presente trabalho. Tal método é descrito no Capítulo 3 – Materiais e métodos.

2.4 Instrumentação e medições experimentais

2.4.1 Extensômetros

Budynas (1999) afirma que o uso da resistência elétrica é provavelmente o método mais comum de medição experimental na análise de tensão e deformação. O funcionamento dos extensômetros elétricos de resistência se baseia no fundamento descoberto por Lorde Kelvin em 1856, em que a resistência elétrica do componente varia em função da deformação a que o condutor está sujeito.

Para conhecer uma variação de comprimento em uma dada estrutura, coloca-se um extensômetro tal como o da Figura 2.9 paralelo à direção de interesse. A deformação da estrutura é transmitida ao extensômetro, que por sua vez varia a resistência na grelha devida sua deformação. A variação de resistência elétrica relaciona-se com a deformação longitudinal medida.

Figura 2.9 - Exemplo de extensômetro

A resistência elétrica do condutor R é dada por uma relação da área da seção transversal do fio A_r , da resistividade do material do fio ρ e do seu comprimento l :

$$R = \rho \frac{l}{A_r} \quad (2.6)$$

Essa é a equação base para a mudança da resistência de acordo com as características geométricas do condutor. A variação resistiva foi amplamente descrita e as suas equações governantes pode ser vista em Budynas (1999).

2.4.1.1 Princípios de medição

Para que a variação de resistência no extensômetro possa ser medida e transformada em deformação necessita-se de um sistema de medição. A variação de resistência é medida em um circuito do tipo potenciômetro ou ponte de Wheatstone, produzindo um sinal de saída em termos de diferença de potencial.

Depois de medido, o sinal é amplificado e manipulado para que sua leitura seja possível. A ponte de Wheatstone pode ser representada na Figura 2.10.

Figura 2.10 - Exemplo de ponte de Wheatstone

A diferença de potencial E é dada pela relação das resistências R_1, R_2, R_3, R_4 e também V :

$$E = \frac{(R_1 R_3) - (R_2 R_4)}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} V \quad (2.7)$$

E é zero quando se tem equilíbrio, ou seja, quando:

$$(R_2 R_4) = (R_1 R_3) \quad (2.8)$$

Substituindo R_i por $R_i + dR_i$ tem-se o dE . Depois de algumas manipulações algébricas, e sabendo que $\frac{dR_i}{R_i}$ tende a zero pelo seu valor muito pequeno, a equação pode ser escrita como:

$$\Delta E \approx V r \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (2.9)$$

$$r = \frac{R_1 R_3}{(R_1 + R_2)^2} = \frac{R_3 R_4}{(R_3 + R_4)^2} \quad (2.10)$$

Vê-se que ΔE é proporcional a variação de resistência da ponte. Se apenas um extensômetro é utilizado (com resistência R_g), tem-se apenas uma variação de resistência, portanto:

$$R_1 = R_g \quad (2.11)$$

$$\Delta R_1 = \Delta R_g \quad (2.12)$$

$$\Delta R_2 = \Delta R_3 = \Delta R_4 = 0 \quad (2.13)$$

$$\Delta E = V r \frac{\Delta R_g}{R_g} \quad (2.14)$$

Se usarmos a sensibilidade à deformação S_A do material descrito em Budynas (1999), e deformação no extensômetro ε temos:

$$\frac{\Delta R_g}{R_g} = S_A \varepsilon \quad (2.15)$$

E portanto:

$$\Delta E = V r S_A \varepsilon \quad (2.16)$$

Assim mostra-se que ΔE de saída é diretamente proporcional a deformação no extensômetro. Cada extensômetro usado na ponte pode ser chamada de “perna”. Utilizando apenas uma perna o circuito pode ser chamado de um quarto de ponte, à medida que se duas pernas adjacentes forem utilizadas, o sistema é denominado de

meia ponte. Por fim, se as quatro pernas forem utilizadas, o sistema é chamado circuito cheio.

A utilização de um até quatro pernas depende da aplicação desejada do extensômetro e de suas possíveis compensações e precisões.

2.4.1.2 Extensômetro do tipo roseta (45 graus)

Para que se tenha um conhecimento pleno das deformações superficiais de algum componente com base no diagrama de Mohr para obtenção das deformações principais (e outras equivalentes), faz-se o uso do arranjo de extensômetros do tipo roseta a 45 graus ($\theta_C = 90^\circ$ e $\theta_B = 45^\circ$) mostrado na Figura 2.11.

Figura 2.11 - Extensômetro na configuração tipo roseta

As deformações de cada perna da roseta $\varepsilon_A, \varepsilon_B, \varepsilon_C$ são descritas via deformações no plano xy ($\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \gamma_{xy}$) como:

$$\varepsilon_A = \varepsilon_{xx} \quad (2.17)$$

$$\varepsilon_B = \frac{1}{2}(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \gamma_{xy}) \quad (2.18)$$

$$\varepsilon_C = \varepsilon_{yy} \quad (2.19)$$

A deformação γ_{xy} é calculada através das três direções:

$$\gamma_{xy} = 2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C \quad (2.20)$$

Com as equações acima, pode-se finalmente calcular as deformações principais ε_1 e ε_2 , além do ângulo principal θ_p como mostrado nas equações a seguir:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2}(\varepsilon_A + \varepsilon_C) + \frac{1}{2}\sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_C)^2 + (2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C)^2} \quad (2.21)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2}(\varepsilon_A + \varepsilon_C) - \frac{1}{2}\sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_C)^2 + (2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C)^2} \quad (2.22)$$

$$\tan 2\theta_p = \frac{(2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C)}{(\varepsilon_A - \varepsilon_C)} \quad (2.23)$$

2.4.1.3 Utilização de extensômetros para medição de força

A tecnologia da resistência elétrica também é importante na medição de torque, força e pressão. Segundo Lee et al. (2005), através da caracterização do material do componente medido, bem como calibração do sinal de entrada e saída, pode-se utilizar a deformação encontrada via extensômetros em barras, por exemplo, para calcular-se a força exercida nessa barra. O mesmo pode ser feito para grandezas como torque e pressão, basta o equacionamento correto do fenômeno físico.

2.4.2 Acelerômetros

Assim como os extensômetros, os acelerômetros são dispositivos utilizados para medição de acelerações de um componente enquanto ele se encontra em serviço. André e Varum (2013) explicam em detalhe o funcionamento e aplicações de diversos tipos de acelerômetros, dando ênfase no acelerômetro piezoresistivo, de capacitância variável e também o piezoelétrico.

O acelerômetro piezoresistivo funciona via massa inercial, que sob aceleração causa uma tensão na estrutura interna do sensor, do qual tem extensômetros montados. A mudança de resistência do extensômetro é proporcional a tensão aplicada que também é proporcional à aceleração aplicada.

O acelerômetro de capacitância variável tem em seu interior um microsensor com placas paralelas que formam um dispositivo capacitivo. A aceleração resulta em movimento relativo das placas, alterando o espaço entre elas, e consequentemente a capacitância do sistema. A variação da capacitância é proporcional á aceleração aplicada.

Por fim, o acelerômetro piezoelétrico também tem uma massa inercial em seu interior, que ao submetida a alguma aceleração causa compressão ou cisalhamento de um cristal piezoeletrico. A diferença de potencial gerada pelo cristal piezoelétrico é proporcional à aceleração.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Fluxo de trabalho

Na Figura 3.1 é mostrado o fluxo de trabalho da metodologia descrita na dissertação. Cada etapa do desenvolvimento é detalhada separadamente e apresentada na ordem ilustrada a seguir. O foco desse capítulo são os materiais e métodos utilizados para cada parte do trabalho; os resultados que cada parcela do método produz são descritos separadamente, no Capítulo 4.

Figura 3.1 - Fluxo de trabalho da metodologia

O fluxo inicial acompanha o desenvolvimento clássico de projeto, passando por projeto, simulação, medição estrutural, teste de durabilidade e previsão de vida via análise de fadiga. Caso o componente tenha falha durante o teste de durabilidade, um re-projeto é feito, mas agora utilizando simulação estrutural e a medição estrutural do primeiro componente para previsão de vida em fadiga do re-projeto. A segunda versão do componente é homologada virtualmente sem a necessidade de uma segunda rodada de testes.

3.2 Projeto dos componentes

O desenho dos componentes é feito seguindo metodologia de projeto mecânico que visa à análise da função exercida pelo componente para cálculos estruturais preliminares. A Figura 3.2 mostra o projeto 3D dos dois componentes usados como estudo de caso. A direita encontra-se o suporte de molas dianteiro, e a esquerda o suporte da barra estabilizadora dianteira.

Figura 3.2 - Projeto dos estudos de caso

Na figura Figura 3.3 pode-se ver o suporte de mola dianteiro estudado, com as fixações e entradas de carregamentos evidenciadas além do suporte da barra estabilizadora dianteira também com as fixações e entradas de carregamento. O suporte de mola é excitado através da entrada de carga que ocorre na mola, que por sua vez é excitada pelo pavimento ao qual o veículo percorre. O carregamento é considerado complexo e tem diversas entradas, direções e sentidos. No caso do suporte da barra estabilizadora dianteira, a maior entrada de carga ocorre quando se tem movimento relativo entre as rodas dianteiras esquerda e direita, causando a torção da barra estabilizadora e por consequência carregando seu suporte. Para esse caso o carregamento é mais simplificado, reduzindo-se a uma entrada de carga com sentido variável e pequena variação de direção.

Figura 3.3 - Fixações e entradas de cargas

3.3 Análise dos materiais

Materiais distintos foram escolhidos para a manufatura dos dois suportes estudados em virtude da função de cada componente. No caso do suporte da barra estabilizadora é utilizado um aço mola e para o suporte de mola é utilizado um aço de construção mecânica, respectivamente aqui denominados de materiais A e B. Isto se faz necessário por solicitação do fabricante.

A Figura 3.4 apresenta o esquema de retirada de amostra para a realização das análises detalhadas a seguir.

Figura 3.4 - Esquema de retirada dos corpos de prova para a realização das análises dos materiais

3.3.1 Análise metalográfica

O corte da amostra foi realizado em máquina de corte de precisão com disco de diamante, tendo água como fluido refrigerante, para evitar aquecimento excessivo do material e introdução de deformações plásticas na superfície da amostra. O próximo passo foi o embutimento das amostras em baquelite condutora. A seguir, a amostra foi submetida a uma sequência de lixas de granulometria #120, #400, #600, #800, #1200 e #2000, possibilitando uma superfície isenta de riscos profundos. Em seguida foi realizado um polimento final na amostra utilizando pasta de diamante de 1 μm .

As microestruturas foram reveladas com o uso de uma solução composta de 97,0 ml de álcool etílico e 3,0 ml de ácido Nítrico (Nital 3%), atuando por aproximadamente 6 segundos. A análise foi realizada no laboratório de microscopia do SMM usando um Microscópio Óptico Axio Imager 2 da marca Zeiss.

3.3.2 Ensaio de dureza

Para os ensaios de dureza, utilizou-se a norma ASTM E18-12 para dureza Rockwell C e B em amostras metálicas. Utilizou-se um equipamento para ensaio de dureza Leco RT – 240 Hardness Tester, com carga de 150 kgf (HRC) e 100 kgf (HRB). Segundo estabelecido na norma ASTM E18, a medida da dureza Rockwell foi realizada pela média das medidas de 5 impressões em corpo de prova dos materiais A e B.

3.3.3 Ensaio de tração

Para realização dos ensaios de tração, amostras foram removidas do componente em duas direções, como mostrado na Figura 3.4. Dessas amostras, corpos de prova foram usinados com geometria e dimensões conforme apresentado na Figura 3.5 e Figura 3.6 (segundo a norma ASTM E8M). Foram realizados 3 ensaios de tração para cada direção, sendo obtidos os seguintes parâmetros: limite de resistência a tração (σ_{UTS}), limite de escoamento (σ_e), módulo de elasticidade (E).

Figura 3.5 - Geometria e dimensões do corpo de prova para o ensaio de tração

Figura 3.6 – Fotografia dos corpos de prova de tração utilizados nos ensaios mecânicos

3.4 Modelo completo do veículo em elementos finitos

A representação virtual completa do veículo comercial foi modelada em elementos finitos utilizando o software comercial MEDINA® (Model Editor Interactive for Numerical Simulation Analysis). O MEDINA é um pré e pós-processador universal que suporta inúmeros formatos CAD e modelos FE. O software oferece desempenho superior no processamento de geometrias complexas em CAD, grandes modelos FE e resultados extensos.

Uma visão geral do modelo pode ser vista na Figura 3.7. As suas principais dimensões, distribuição de massa, número e tipo de elementos, podem ser observados na Tabela 3.1. O modelo contempla todos os subsistemas do veículo comercial: quadro, suspensão dianteira, suspensão traseira, sistema de direção e posto do motorista, trem de força, admissão e exaustão, arrefecimento e também uma representação simplificada da carroceria.

Figura 3.7 - Modelo virtual do veículo completo

Tabela 3.1 - Informações do modelo em FEM

Informações do modelo	
Balanço dianteiro	1130 mm
Balanço traseiro	3030 mm
Entre-eixos	4500 mm
Elementos para discretização da Geometria	QUAD4 TRIA4 TETRA4 PENTA6 HEXA8, entre outros de maior ordem
Elementos para Simplificações	BAR, BEAM, VISC, MASS, RBE2, RBE3, entre outros disponíveis
Materiais	Metais, borracha, vidro, plástico, entre outros
Condições de contorno	Aplicadas aos pneus

3.4.1 Quadro

O quadro do veículo do tipo “escada” (*ladder frame*) é composto pelas duas longarinas que servem como suporte para as travessas que formam a estrutura principal do veículo. Por se tratarem de chapas dobradas, as longarinas e travessas foram modeladas com elementos do tipo casca (SHELL) e unidas por elementos rígidos (RBE) e elementos tipo barra (BAR). A Figura 3.8 mostra as longarinas e travessas da estrutura modeladas em elementos do tipo casca.

Figura 3.8 - Quadro do veículo

3.4.2 Suspensão dianteira

Como mostrado na Figura 3.9, a suspensão dianteira é composta pela simplificação das mangas de eixo, cubos de roda e viga I através do uso de elemento rígido. Os suportes de suspensões foram modelados utilizando elementos tipo casca (SHELL), e para os dois suportes de principal interesse, elementos do tipo sólido foram usados para um melhor refinamento na análise. Representações simplificadas de mola e amortecedor também foram feitas. As simplificações feitas levam à introdução de elementos contendo a massa e inércia reais do conjunto.

Figura 3.9 - Suspensão dianteira

3.4.3 Suspensão traseira

A suspensão traseira segue os mesmos critérios de modelagem descritos para suspensão dianteira. Como os dois suportes analisados na dissertação são dianteiros, não há necessidade de modelagem com elementos sólidos. A suspensão traseira é contemplada na Figura 3.10.

Figura 3.10 - Suspensão traseira

3.4.4 Posto do motorista e sistema de direção

Por se tratar de uma estrutura feita basicamente por chapas, todo o posto do motorista foi modelado em elementos do tipo casca (SHELL) com exceção do suporte do câmbio e suporte dos pedais, que por não se tratarem de chapas, foram modelados em sólido, ilustrado na Figura 3.11.

Figura 3.11 - Posto do motorista

3.4.5 Trem de força, sistemas adicionais

O trem de força é composto pelo motor e câmbio, simplificados no modelo por grandes elementos em casca ligados aos elementos de massa e inércia do conjunto. Toda a tubulação de admissão e exaustão (bem como seus suportes) também foram modelados em elementos SHELL. O arrefecimento e o catalisador foram modelados em sólido para manter as propriedades de massa e inércia desses componentes. Tanques e seus suportes também foram modelados em elementos de casca, assim como a bateria e suporte. Todos os sistemas descritos nesse parágrafo encontram-se na Figura 3.12.

Figura 3.12 - Powertrain e sistemas adicionais

3.4.6 Carroceria

A maior simplificação no modelo se encontra na carroceria, pois entende-se que a modelagem da parte interna do veículo como bancos, catracas, balaústres, entres outros não é necessária. Todo interior do veículo pode ser substituído por representações de massa e inércia, conectados via elementos rígidos á carroceria do veículo.

Mesmo que simplificada, o modelo da carroceria ainda se mostra representativo para os componentes a serem estudados. As tensões e deformações na carroceria não são o objetivo de estudo desse trabalho, portanto apenas a reação que a carroceria exerce sobre o quadro é interessante, e não a análise da carroceria propriamente dita. Para tal, o modelo descrito já é suficiente e pode ser visto na Figura 3.13.

Figura 3.13 – Carroceria

3.4.7 Componentes a serem estudados

Os componentes a serem estudados são mostrados na Figura 3.14. Como pode ser observado, foram usados elementos do tipo hexaedrais e pentaedrais. Lakshmininarayana (2004) entendeu que elementos hexaedrais e pentaedrais representam de maneira coerente a rigidez dos componentes e é por isso que esse tipo foi escolhido para a modelagem dos suportes. Dimensões menores de hexaedros (portanto mais elementos) foram usadas nos raios de concordância e curvaturas das peças, para que efeitos concentradores de tensão que os raios causam à geometria pudessem ser melhor representados

Figura 3.14 - Componentes estudados modelados com elementos do tipo hexaedrais e pentaedrais

3.5 Carregamentos para análise estrutural

Para a realização de uma análise estrutural em componentes veiculares, é preciso determinar diversos casos de carregamentos que representem a utilização do veículo comercial em trabalho. Para o presente estudo, carregamentos específicos foram planejados de maneira que os componentes estudados pudessem sofrer esforços correlatos com a utilização do produto.

A seguir são mostrados os casos de carregamento que contempla toda movimentação possível do veículo (levada às condições extremas de pilotagem) que causasse esforços aos suportes estudados.

- Aceleração Vertical
- Aceleração Lateral
- Frenagem
- Torção
- Impulso Lateral

Ao aplicar todos esses carregamentos ao protótipo virtual, os produtos em análise devem estar com níveis de tensões menores ao limite estabelecido.

Caso os limites não sejam atendidos, ou seja, se em algum carregamento descrito os suportes estiverem com níveis de tensões maiores ao pré-estabelecido, um re-projeto do componente deve ser feito visando a diminuição das tensões.

3.5.1 Aceleração lateral, vertical e frenagem

No carregamento de aceleração lateral, uma aceleração máxima é aplicada lateralmente ao veículo, já no carregamento de aceleração vertical, uma aceleração é aplicada de maneira vertical ao veículo. No carregamento de frenagem o veículo é frenado a uma aceleração longitudinal negativa máxima. A representação dos carregamentos pode ser vistos na Figura 3.15, sendo (a) aceleração lateral, (b) vertical e (c) frenagem.

Figura 3.15 – Representação da aplicação da aceleração lateral, vertical e frenagem no veículo

3.5.2 Torção

No caso de carregamento do tipo torção, uma das rodas dianteiras do veículo é suspensa, enquanto a outra roda mantém-se no chão. O mesmo é feito para as rodas traseiras do veículo, mas o lado suspenso é o oposto ao lado suspenso no eixo dianteiro, para que o veículo obtenha uma torção no quadro. A representação pode ser visto na Figura 3.16.

Figura 3.16 - Representação da aplicação da torção no veículo

3.5.3 Impulso lateral

Nesse último carregamento, uma aceleração lateral é experimentada aos eixos do veículo. Diferente do primeiro carregamento, o impulso lateral representa algum

impacto lateral ao eixo do protótipo, e não o ganho de aceleração lateral devido á curvas do veículo. A representação da Figura 3.17 descreve o impulso lateral.

Figura 3.17 – Representação da aplicação do impulso lateral no veículo

Com o veículo completo modelado em elementos finitos, além das simplificações na modelagem e análises críticas das simplificações feitas, e por fim a bateria de carregamento e condições de contorno estabelecidas, as simulações de esforços nos suportes estão prontas para serem feitas e posteriormente analisadas.

Os resultados da análise podem ser encontrados no Capítulo 4.

3.6 Uso do solver PERMAS para cálculo em elementos finitos

O PERMAS é um software de uso geral para a realização de cálculos complexos em engenharia usando o Método dos Elementos Finitos (MEF). Ele é desenvolvido pela INTES e está disponível para análises de engenharia em um âmbito global. Ele vem sendo utilizado por trinta anos com diversos casos de sucesso como ferramenta de previsão de falhas no protótipo virtual. Tem uma boa representatividade com a realidade, e grande aceitação tanto no meio profissional quanto no meio acadêmico.

O PERMAS permite que o engenheiro realize análises e simulações em diversos campos de aplicação, como por exemplo, análises de rigidez, tensões e deformações, determinação de frequências naturais, simulações dinâmicas no domínio do tempo e frequência, entre outros. Portanto, foi escolhido esse *sol/ver* para as análises estáticas descritas.

3.7 Instrumentação e medições experimentais

3.7.1 Instrumentação dos componentes

Após a fase de projeto e simulação dos componentes em ambiente virtual, faz-se necessário o teste dos suportes em condições reais de trabalho.

Para aferição dos resultados que o modelo matemático produz é necessária a medição de parâmetros como aceleração, deformação e carregamentos em testes funcionais e também na utilização do protótipo em pista. Tais parâmetros podem ser monitorados através do sensoriamento do veículo.

O monitoramento dos parâmetros citados acima ajuda no entendimento do comportamento do veículo em condições de rodagem. Através da análise dos dados medidos de um trecho da bateria de testes, é possível prever o comportamento do veículo em condições de trabalho.

A seguir são detalhados os principais equipamentos utilizados no processo de instrumentação e aquisição de dados do veículo durante os testes.

3.7.1.1 Extensômetros

O extensômetro do tipo roseta é utilizado na medição de deformação de pontos específicos dos componentes. A escolha dos pontos de medição fica a cargo dos resultados da simulação de tensões, que apontam em quais regiões se tem as maiores concentrações de tensão. São essas regiões que devem ser monitoradas durante o teste físico e que também tem a maior probabilidade de falha. A representação da roseta utilizada é descrito na Figura 3.18.

Figura 3.18 - Representação da roseta utilizada

3.7.1.2 Acelerômetros

Acelerômetros nas direções ortogonais X, Y e Z (como no esquema da Figura 3.19 são utilizados). O uso de acelerômetros ajuda a definir os critérios de carregamentos utilizados. Alguns acelerômetros são colocados em diferentes regiões do veículo, para se analisar os diferentes comportamentos de cada sistema do veículo quando sujeito a excitações de pista.

Figura 3.19 - Representação do acelerômetro utilizado

3.7.1.3 Medição de força

A medição de força é feita através de extensômetro linear, que tem o esquema ilustrado na Figura 3.20. Essa medição é de extrema importância para aferir a entrada de carregamento nos componentes estudados.

Figura 3.20 - Representação do extensômetro para medição de força

3.7.2 Testes funcionais e de durabilidade aceleradas

Testes funcionais são movimentações programadas do veículo para avaliar a funcionalidade dos sistemas do protótipo. Esses testes mostram como o veículo se comporta em condições definidas de carregamentos. Os testes funcionais também ajudam na correlação entre o modelo matemático e o protótipo físico. A seguir apresenta-se a bateria de testes funcionais feitos para aferir a funcionalidade dos suportes estudados:

- Peso próprio
- Torção sobre rampa
- Frenagem brusca

Para aprovação e posterior homologação do veículo comercial, o protótipo é colocado em trabalho em uma pista de durabilidade acelerada padrão. A pista padrão é uma representação física padronizada de terrenos acidentados, que aumentam a velocidade de uso dos componentes sem precisar que grandes rodagens com os veículos sejam feitas. Segundo Morelli (2003) a pista de homologação é descrita da seguinte maneira:

Com irregularidades naturais e artificiais, pedras, cascalhos e depressões, que submetem os protótipos a torções e vibrações em variadas formas de esforços, frequências e amplitudes, que permitem a fadiga estrutural dos componentes dos veículos. O perfil da pista é monitorado periodicamente por meio de um veículo referência, para garantir as condições necessárias do trecho na realização dos testes de durabilidade. Isso garante a repetição dos testes e a sua correlação com as condições reais de operação.

Prevê-se que 2940 voltas na pista padrão equivalem a uma rodagem em pistas com condições normais de 1.000.000 de quilômetros. A velocidade durante o teste também é padronizada, e mantida nos inalteráveis 40 km/h. O critério de homologação para qualquer componente é o mesmo: rodagem das 2940 voltas sem apresentar quebras ou indícios de trincas visíveis à inspeção.

Como o veículo comercial tem uma grande variação no carregamento durante sua utilização, podendo transitar desde completamente vazio até sobrecarregado, cria-se um padrão para a quantidade de voltas em pista para diferentes condições

de carregamento. Estabelece-se para esse estudo de caso 50% da rodagem em vazio e 50% da rodagem carregada. Assim, o teste acelerado se torna mais fidedigno à realidade.

Não faz parte do escopo deste trabalho discutir o critério de aprovação, mas sim utilizar este critério como fator de desempenho estrutural dos suportes.

3.8 Análise de fadiga

Como já discutido anteriormente, a principal falha mecânica encontrada em componentes sujeitos a carregamentos cíclicos aleatórios é a falha por crescimento de trinca devido à fadiga do material. Portanto, amplo destaque é dado nessa seção para as metodologias usadas para cálculo de vida em fadiga, bem como para as estratégias feitas para o uso da análise de fadiga.

Uma grande gama de metodologias pode ser utilizada para a análise de vida em fadiga de componentes estruturais. Uma das análises mais clássicas se dá através da medição da deformação via extensômetro (quando o componente está em trabalho) e posterior somatória de dano que essa deformação causa através das metodologias S-N ou e-N com auxílio de contadores de ciclos (rainflow, range pair) como já discutido no Capítulo 2.

Já outra metodologia menos convencional é a utilização de modelos de elementos finitos para aquisição dos resultados de tensão e a utilização desses resultados para posterior somatória de dano. Nesse caso, deve-se utilizar algum sinal de medição que trabalhe como fator multiplicativo dos resultados de tensão, já que a fadiga se dá através de carregamentos cíclicos. O auxílio dos contadores de ciclos (rainflow, range-pair) também é indispensável nesse caso.

Independente da estratégia utilizada, ambas utilizam dados de medição experimental da pista de homologação. Como dito anteriormente prevê-se 2940 voltas na pista para que o componente seja homologado. Por ser um teste controlado e com condições de carregamento definidas acredita-se que é sensata a extrapolação do sinal de medição obtido em 4 voltas na pista até a falha teórica dos componentes. Para tal, as seguintes hipóteses devem ser satisfeitas:

- A pista tem seu perfil monitorado regularmente

- As condições de carregamentos são mantidas nas proporções especificadas
- O veículo não sofre alterações em relação às características iniciais que podem mudar o comportamento do veículo durante todo o teste

Lee et al. (2005), também estudou a extrapolação de sinais de medição, e a utilizam durante o desenvolvimento de testes de fadiga em componentes automotivos.

Tendo em vista as duas vertentes para análise de acúmulo de dano, além da sistemática de extrapolação dos sinais medidos, foram utilizados dois métodos distintos, um para o suporte da barra estabilizadora e outro para o suporte de mola, explicados a seguir.

3.8.1 Avaliação usada no suporte da barra estabilizadora

O método consiste em criar um modelo reduzido de elementos finitos (advindo do veículo completo), que deve poder ainda assim representar as tensões encontradas no suporte. Para tal, como já dito anteriormente, mede-se a força de entrada no componente e usa-se essa medição como entrada de carregamento no protótipo virtual reduzido.

Isso se dá através de uma análise de tensão com um carregamento unitário, para que a medição de força feita se transforme em um fator multiplicativo do resultado de tensão para o caso unitário.

Através disso, pode-se extrair a variação de tensão do modelo matemático, contar os ciclos via rainflow e usar a curva S-N para cálculo de fadiga. Posteriormente é explicada qual ferramenta será utilizada no auxílio do cálculo para acúmulo de dano. A Figura 3.21 explica o fluxo básico de trabalho utilizado para tal método:

Figura 3.21 - Fluxo básico para análise de fadiga utilizando FEM e medição estrutural

3.8.2 Avaliação de fadiga usado no suporte de mola

Para tal avaliação, optou-se por uma abordagem mais clássica, ou seja, a utilização direta da medição de deformação para o acúmulo de dano. A Figura 3.22 explica tal abordagem através de um fluxograma.

Figura 3.22 - Fluxo básico para análise de fadiga utilizando medição estrutural

A vantagem dessa abordagem é a medição direta da deformação / tensão na peça, que traz maior certeza e precisão à estimativa de vida se comparado ao método citado anteriormente que obtém a variação da tensão indiretamente via elementos finitos.

Por outro lado, ao utilizar a medição direta, o estudo fica restrito apenas na região em que se encontra o extensômetro, enquanto que com a utilização do modelo de elementos finitos, diversas regiões podem ser estudadas simultaneamente. Tal dificuldade pode ser contornada utilizando diversos strain-gauges nas regiões críticas de tensões apontadas na análise de esforços do protótipo virtual.

3.8.3 Ferramenta computacional para auxílio à análise de fadiga

Escolhido os métodos e estratégias para a utilização da análise de fadiga, é preciso escolher as ferramentas computacionais que irão auxiliar durante o desenvolvimento do trabalho. Sistemas computacionais são necessários durante o cálculo de fadiga por diversos motivos, sendo alguns eles:

- Algoritmos utilizados para contagem de ciclos em carregamentos aleatórios requerem diversas iterações matemáticas.
- O processo de acúmulo de dano utiliza a contagem de ciclos descrita acima e portanto também requer tempo de processamento considerável.
- A retirada de resultados de tensões dados pela simulação em elementos finitos, e a utilização desses resultados para cálculo de vida dos componentes são trabalhosas, principalmente quando carregamentos aleatórios são os dados de entrada da simulação.
- Diversos parâmetros de influência na análise de fadiga são levados em conta, tornando-se impraticável a correta contabilidade de cada parâmetro em cada situação de carregamento durante o cálculo de dano nos componentes sem a utilização de um algoritmo computacional.

Levando em consideração as motivações citadas acima, procurou-se um sistema computacional versátil que une o método dos elementos finitos com a teoria de acúmulo de dano. A ferramenta procurada deve também processar sinais de medições experimentais, além de utilizar as metodologias e estratégias para análise de fadiga escolhidas para os dois estudos de caso e por fim ter uma grande gama de parâmetros de influência na análise que torne possível o refinamento da simulação.

O FEMFAT[®] (Finite Element Method Fatigue) é um dos softwares mais utilizados do mercado para previsão de vida de componentes e contém todos os requisitos básicos necessários para os estudos planejados. A ferramenta está em constante desenvolvimento nos últimos 20 anos, e é amplamente utilizada para otimização no processo de desenvolvimento de produto.

3.8.4 Funcionamento do FEMFAT[®]

Segundo Gaier e Dannbauer (2003) a teoria aplicada no FEMFAT[®] difere em alguns aspectos dos métodos clássicos de análise e pode ser definida como um método de análise de fadiga via parâmetros de influência, que utiliza os conceitos de curvas S-N sintéticas e tensão local.

O método consiste em utilizar para cada nó da malha de elementos finitos uma curva S-N modificada originada de um corpo de provas sem concentradores. A modificação da curva se dá através de vários fatores de influência, como por exemplo: Gradiente de tensão, tensão média (via diagrama de Haigh), rugosidade superficial e também a distribuição estatística das propriedades do material. Possíveis plasticidades locais também são consideradas. Compilando todos os fatores de influência e a curva S-N original do material (retirada via corpo de provas), tem-se para cada nó uma curva S-N sintética local utilizada para o cálculo de vida da região. Manipular dados dinâmicos de materiais é uma boa estratégia para unir diversos fatores que influenciam no cálculo de fadiga em regiões distintas do produto analisado.

Para situações proporcionais, os métodos clássicos de tensão equivalentes são utilizados, podendo ser, por exemplo, a máxima tensão principal, ou o critério de von Mises. Para situações não proporcionais utiliza-se o método dos planos críticos, onde se entende que a falha acontece no plano de maior dano.

3.8.5 Criação das curvas S-N sintéticas no FEMFAT[®]

A Figura 3.23 mostra a curva de Wöhler sem modificação, assim como é retirada de um corpo de prova. Os parâmetros limite de fadiga $\sigma_{A,tsc}$, inclinação da curva S-N K_M e ciclos no limite de fadiga $N_{cf,M}$ são aqueles que podem ser modificados dependendo dos fatores de influências atuantes no local analisado, incluindo o carregamento atuante naquele instante de tempo. Portanto, para cada nó no modelo de elementos finitos (e para cada ciclo de carregamento no nó) o FEMFAT[®] gera uma curva sintética S-N com limite de fadiga, inclinação da curva S-N e ciclos no limite de fadiga modificado de acordo com esses fatores.

Figura 3.23 - Curva de Wöhler genérica

Gaier, Steinwender e Dannbauer (2000) descreve o uso das curvas S-N sintéticas, originadas de corpos de prova sem concentradores e modificadas por diversos parâmetros de influência como o “Influence parameter concept” (conceito dos parâmetros de influência).

Um dos fatores de influência utilizados na análise é o gradiente de tensão, desenvolvido por Eichlseder (1989), mas também estudado por Hück, Thrainer e Schültz (1983). Para os outros fatores de influência, o método mais utilizado vem da instituição conhecida como Comitê Alemão de Pesquisa em Engenharia Mecânica (FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU - FKM, 1998).

A lista dos fatores de influência introduzida no FEMFAT[®] pode ser vista abaixo. Os itens em **negrito** são os principais fatores, são também aqueles contemplados no presente estudo e explicados em detalhe a seguir:

- **Gradiente de tensão**
- **Rugosidade superficial**
- **Tensão média**
- Tensão constante
- Influência do tamanho
- **Influência estatística do material**
- Influência isotérmica
- Influência termomecânica
- Temperatura

- Tratamentos superficiais

Além dos fatores de influência, o FEMFAT[®] contempla alguns conceitos em fadiga que também devem ser explicados, tais como:

- Miner modificado
- Plastificação local

3.8.5.1 Miner modificado

Além dos parâmetros de influência descritos anteriormente o método de curvas sintéticas locais também pode utilizar as mais conhecidas metodologias para modificação da regra clássica de Miner. Segundo Eulitz e Kotte (2000) nos países de língua alemã elas são conhecidas como:

- Miner original (OM)
- Miner modificado segundo Haibach (MM)
- Miner elementar (EM)

Todas as modificações são definidas por um coeficiente linear da curva de Wöhler abaixo do limite de fadiga nominal, como pode ser visto na Figura 3.24 (EULITZ; KOTTE, 2000). Para OM a curva de Wöhler se mantém original, já para MM a inclinação abaixo do limite de fadiga K_2 é proposto por Haibach (1970), e é dado por um coeficiente linear descrito pela equação:

$$K_2 = 2K - 1 \quad (3.1)$$

Em que K é o coeficiente linear na região de vida finita.

Por fim o EM mantém o mesmo coeficiente linear para toda a curva, até o zero de tensão.

Figura 3.24 - Modificação da curva S-N abaixo do limite de fadiga descrito em Eulitz e Kotte
Fonte – Modificado de Eulitz e Kotte (2000)

3.8.5.2 Plastificação local

Em algumas situações em que as tensões ultrapassam o limite elástico do material, uma plastificação local acontece. A transformação da tensão elástica para tensão elasto-plástica é feita segundo a hipérbole de Neuber após a contagem e divisão dos ciclos de histerese. A Figura 3.25 de *Engineering Center Steyr - ECS* (2013) mostra um esquema do método.

Figura 3.25 - Contabilização da plastificação local
Fonte – ECS (2000)

3.8.5.3 Gradiente de tensão

Conceito criado inicialmente por Siebel e Meuth (1949) defende que o gradiente de tensão causado por um concentrador de tensão, ou via carregamento de torção / flexão, faz com que os elementos embaixo da superfície do material suportarem os elementos na superfície, fazendo com que o componente como um todo suporte tensões maiores. Segundo ECS (2010), isso explica porque um corpo de prova submetido à flexão tem um limite de fadiga maior do que um corpo de prova submetido à tração axial.

Para contabilizar tal efeito, Eichlseder (1989) utiliza a seguinte definição de gradiente de tensão:

$$\chi = \frac{d\sigma_{vM}}{dy} \quad (3.2)$$

O gradiente de tensão χ é calculado pela diferença de tensão $d\sigma_{vM}$ em todas as diferenças de distâncias dy dos elementos que estiverem ao redor do nó a ser avaliado. Para tal cálculo, é utilizada a tensão de von Mises σ_{vM} .

O valor do máximo gradiente de tensão χ_{max} é então encontrado e utilizado no cálculo do gradiente de tensão relativo χ' :

$$\chi' = \frac{\chi_{max}}{\sigma_{vM}} \quad (3.3)$$

Eichlseder (1989) propõe um fator de influência para o limite de fadiga devido ao gradiente de tensão $f_{GR,af}$, que pode ser descrito na seguinte equação:

$$f_{GR,af} = 1 + \frac{\frac{\sigma_{A,b}}{\sigma_{A,tsc}} - 1}{\left(\frac{2}{b}\right)^v} \chi'^v \quad (3.4)$$

A tensão $\sigma_{A,b}$ representa o limite para tensão alternada no carregamento de flexão, enquanto $\sigma_{A,tsc}$ é o limite para tensão alternada no carregamento de tensão/compressão. O parâmetro v e b é característico para cada classe de material, e estudado também por Eichlseder (1989) e Zhang (2005).

A influência do gradiente de tensão relativo $f_{GR,sf}$, agora para a inclinação K_C da curva local é determinada pela seguinte equação:

$$f_{GR,sf} = 1 + \frac{1.8 \chi'^{1,2}}{f_{GR,af}} \quad (3.5)$$

Os ciclos no limite de fadiga $N_{cf,C,GR}$ são por fim definidos de maneira análoga ao sistema de criação de curvas S-N sintéticas propostas por Hück, Thrainer e Schültz (1983).

$$N_{cf,C,GR} = N_{cf,M} f_{GR,cf} \quad (3.6)$$

$N_{cf,M}$ = Ciclos no limite de fadiga para a curva S-N com $R = -1$.

$$f_{GR,cf} = 1 + \frac{10^{\left(6,4 - \frac{2,5}{K_{C,GR}}\right)}}{10^{\left(6,4 - \frac{2,5}{K_M}\right)}} \quad (3.7)$$

$$K_{C,GR} = \frac{(K_M - IFK2)}{f_{GR,sf}^{IFK3}} + IFK2 \quad (3.8)$$

K_M = Inclinação para curva S-N com $R = -1$;

$IFK2$ = Constante para cada grupo de material;

$IFK3$ = Constante para cada grupo de material.

3.8.5.4 Tensão média

Para contabilizar a influência da tensão média no cálculo de fadiga via modificação da curva S-N, o diagrama de Haigh do material é utilizado.

A influência da tensão média para o limite de fadiga $f_{m,af}$ é dada pela seguinte equação:

$$f_{m,af} = \frac{\sigma_{A,tsc}}{\sigma_{A(\sigma_m)}} \quad (3.9)$$

$\sigma_{A,tsc}$ = Limite de fadiga para tensão alternada;

$\sigma_{A(\sigma_m)}$ = Limite de fadiga para tensão alternada com tensão média σ_m dado pelo diagrama de Haigh.

Nesse método, a tensão média também influencia a inclinação da curva S-N via diagrama de Haigh. A Figura 3.26 de ECS (2000) exemplifica tal influência.

Figura 3.26 - Influência da tensão média via diagrama de Haigh
Fonte – ECS (2000)

A linha B2-B1 é definida da seguinte maneira:

$$B1: \left((\sigma_a = \sigma_{UTS}); \left(N = N_{\sigma_{UTS},M} = N_{cf,M} \left(\frac{\sigma_{A,tsc}}{\sigma_{UTS}} \right)^{K_M} \right) \right) \quad (3.10)$$

$$B2: ((\sigma_a = 1); (N = 1)) \quad (3.11)$$

A inclinação da curva S-N vindo da tensão alternada com média σ_m é dada por:

$$K_{C,m} = \frac{\log \left(\frac{N_{cf,M}}{N_{\sigma_{UTS}(\sigma_m)}} \right)}{\log \left(\frac{\sigma_{\sigma_{UTS}(\sigma_m)}}{\sigma_{A,C,m}} \right)} \quad (3.12)$$

$\sigma_{\sigma_{UTS}(\sigma_m)}$ = amplitude de tensão teórica para fratura com média σ_m .

Por fim, a influência da tensão média $f_{m,sf}$ para a inclinação da curva S-N é dada pela seguinte equação:

$$f_{m,sf} = \frac{K_M}{K_{C,m}} \quad (3.13)$$

3.8.5.5 Rugosidade superficial

A influência da qualidade superficial do material na curva S-N é dada pelo método proposto na FKM (2003) para tração/compressão e flexão

$$f_{SR,af} = \frac{1 - a_{R,\sigma} \log(R_{Z,C}) \log\left(\frac{2\sigma_{UTS}}{\sigma_{UTS,sf,min}}\right)}{1 - a_{R,\sigma} \log(R_{Z,M}) \log\left(\frac{2\sigma_{UTS}}{\sigma_{UTS,sf,min}}\right)} \quad (3.14)$$

$R_{Z,M} = R_Z$ no corpo de prova do material;

$R_{Z,C} = R_Z$ no componente avaliado;

$a_{R,\sigma}$ = Coeficiente para cada grupo de materiais;

$\sigma_{UTS,sf,min}$ = Tensão UTS mínima para cada grupo de material.

Os valores dos coeficientes de material $a_{R,\sigma}$ e $\sigma_{UTS,sf,min}$ podem ser encontrados em ECS (2010).

3.8.5.6 Fator de influência estatístico

O fator de influência estatístico é aquele que leva em consideração a distribuição estatística da curva S-N de cada material, uma vez que a curva S-N é levantada via um acerto matemático proveniente de vários pontos gerados em um teste com diversos corpos de provas testados em amplitudes diferentes.

Para tal, o fator é considerado segundo Haibach (1989) que assume uma distribuição da curva S-N do tipo Normal Gaussiana, e define um parâmetro descrito como faixa de dispersão, que é o razão entre o limite de fadiga para um componente com 10% de probabilidade de sobrevivência, e o limite de fadiga para um componente com 90% de probabilidade de sobrevivência.

A probabilidade de sobrevivência nada mais é do que a porcentagem da “qualidade” da curva S-N. Ou seja, para uma probabilidade de sobrevivência de 10%, significa que apenas 10% da distribuição Normal Gaussiana têm parâmetros melhores do que a curva usada. O contrário vale para uma probabilidade de sobrevivência de 90%, quando 90% da distribuição normal Gaussiana tem parâmetros melhores do que a curva usada.

A Figura 3.27 de ECS (2013) ilustra a explicação das diferentes curvas para diferentes probabilidades de sobrevivência. Haibach (1989) também define um valor de faixa de dispersão padrão de 1.26.

Figura 3.27 - Curvas S-N para diferentes probabilidades de sobrevivência
Fonte – ECS (2000)

O fator de influência estatístico é definido como $f_{ST,af}$:

$$f_{ST,af} = \frac{\sigma_{af,90}}{\sigma_{af,i}} \quad (3.15)$$

$\sigma_{af,i}$: limite de fadiga com a probabilidade de sobrevivência requerida;

$\sigma_{af,90}$: limite de fadiga com 90% de probabilidade de sobrevivência.

3.8.5.7 Superposição dos fatores de influência

Para a superposição de todos os fatores de influência descritos acima, são utilizadas três equações governantes, uma para limite de fadiga $\sigma_{af,C}$, outro para inclinação da curva K_C e finalmente uma para ciclos no limite de fadiga $N_{cf,C}$. As relações exatas de superposições dos fatores podem ser encontradas em ECS (2010).

$$\sigma_{af,C} = F(\sigma_{A,tsc}; f_{ST,af}; f_{GR,af}; f_{m,af}; f_{SR,af}) \quad (3.16)$$

$$K_C = F(K_M; IFK2; IFK3; f_{GR,sf}; f_{m,sf}) \quad (3.17)$$

$$N_{cf,C} = F(N_{cf,M}; f_{m,cf}; f_{m,sf}; \sigma_{af,C}; \sigma_{A,tsc}) \quad (3.18)$$

$\sigma_{af,C}$: Limite de fadiga na curva S-N sintética local

K_C : Inclinação da curva S-N sintética local

$N_{cf,C}$: Ciclos no limite de fadiga da curva S-N sintética local

3.9 Tensões equivalentes

O FEMFAT permite a utilização de diversas construções de tensões equivalentes. Aquelas utilizadas no desenvolvimento desse presente trabalho são expostas a seguir. Para carregamento proporcionais, são utilizadas duas tensões equivalentes: von Mises sinalizado e tensões principais.

3.9.1 Von Mises sinalizado

A tensão de von Mises pode ser utilizada como tensão equivalente para casos proporcionais. Tal tensão é descrita pela equação (3.19).

$$\sigma_{vM} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2} \quad (3.19)$$

Por se tratar de uma tensão que representa a “energia de distorção”, originalmente o von Mises não tem valores negativos, as tensões provenientes da compressão são colocadas na forma absoluta. Skibicki (2014) mostra o método Wang-Brown, defendendo que adotar um sinal positivo ou negativo para a tensão é essencial para que ciclos de tensões sejam criados (com tensões de tração e compressão) e assim o algoritmo do “rainflow” possa ser usado para contagem de ciclos e posterior análise de fadiga. Um método para resolver a dificuldade de sinalização da tensão e posterior contagem de ciclos pode ser feito através de:

- Sinalização da tensão de acordo com o maior valor absoluto da tensão principal.
- Sinalização através do sinal da tensão normal média.

Algumas conclusões do uso dessa tensão equivalente podem ser feitas segundo Brascetti (2007) e Skibicki (2014):

- Para carregamentos com tendências não proporcionais, podem ocorrer inversões bruscas do sinal via uso do artifício matemático para sinalização, perdendo a representatividade do histórico de tensão.
- Recomendado o uso para materiais dúcteis.
- Resultados de maneira geral tem baixa correlação com testes empíricos.

3.9.2 Tensões principais

As tensões principais também podem ser utilizadas como tensões equivalentes para casos proporcionais. Esse método defende que as trincas irão iniciar no plano que experimenta a maior amplitude de tensão principal.

Durante todo o instante de variação das tensões, a maior tensão principal é adotada juntamente com seu sinal (tração ou compressão). A diferenciação entre

tração e compressão é essencial para correta formação de ciclos de carregamento e posterior análise de fadiga via contagem de ciclos.

Algumas conclusões do uso dessa tensão equivalente podem ser feitas segundo Draper (2008):

- Para carregamentos com tendências não proporcionais, podem ocorrer inversões bruscas do sinal, perdendo a representatividade do histórico de tensão.
- Recomendado o uso para fundidos e metais de elevada resistência
- Resultados de maneira geral são mais conservativos para fundidos e metais de alta resistência, e resultados inseguros (pouco conservadores) para metais dúcteis.

3.9.3 Tensão equivalente para carregamentos não proporcionais

Gaier e Dannbauer (2008) apresentam um método para análise de fadiga multiaxial não proporcional para materiais dúcteis ou frágeis chamado método da tensão normal escalonada. Para cada plano de tensão, com um intervalo angular pré-definido entre eles (por exemplo 10 graus), uma análise de fadiga é feita, e o plano de maior dano é assumido como crítico para a falha por fadiga. Para cada plano, uma tensão equivalente é utilizada, que é uma função do estado de tensão (tração/compressão/torção e suas combinações) e das propriedades mecânicas do material para carregamentos axiais e torcionais.

Segundo Gaier e Dannbauer (2006), para superfícies livres, onde o estado de tensão é biaxial, é o suficiente para considerar todos os planos perpendiculares à superfície (por exemplo, 18 planos com 10 graus de distância). Para os estados de tensão tri-axiais, que ocorrem em superfícies sob pressão ou dentro de componentes, muito mais planos têm que ser considerados, ou seja, todos os planos, cujos vetores normais formarem um hemisfério (por exemplo, 200 planos com 10 graus de distância).

A tensão equivalente é encontrada da seguinte maneira:

1. Cálculo das tensões normais principais $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$
2. Cálculo da razão entre o mínimo/máximo das tensões normais principais

$$V = \frac{\sigma_3}{\sigma_1} \text{ para } |\sigma_1| > |\sigma_3| \quad (3.20)$$

$$V = \frac{\sigma_1}{\sigma_3} \text{ para } |\sigma_3| > |\sigma_1| \quad (3.21)$$

V é um valor entre +1 e -1 e tem os seguintes significados:

- $V = -1 \rightarrow$ cargas cisalhantes dominantes
- $V = 0 \rightarrow$ cargas de tração / compressão dominantes
- $V = +1 \rightarrow$ estado de tensão hidrostática (hydrostatic stress state)

3. O fator f é então encontrado da seguinte maneira:

$$f = 1 + (1 - k)V \quad (3.22)$$

$$k = \frac{\sigma_W}{\tau_W} \quad (3.23)$$

σ_W é o limite de fadiga para tensão/compressão enquanto τ_W é o limite de fadiga para cisalhamento a partir da curva de fadiga para torção

4. A tensão equivalente σ_{eq} é, portanto:

$$\sigma_{eq} = f\sigma_n \quad (3.24)$$

σ_n = Tensão normal no plano

Para materiais frágeis, em que segundo Gaier e Dannbauer (2003) $k = 1$, a tensão normal é usada diretamente ($f = 1$).

Segundo Gaier e Dannbauer (2008) para materiais dúcteis f depende do estado de tensão: para tração / compressão ($V = 0$) a tensão normal ainda permanece inalterada, enquanto que para a tensão de cisalhamento ($V = -1$) a tensão normal será aumentada pelo fator k . Desta forma, o forte efeito prejudicial da tensão de cisalhamento para fadiga é levado em consideração de forma quantitativamente correta. Este comportamento está de acordo com o critério de energia de distorção para materiais dúcteis. Para $k = 3$ o valor absoluto da tensão normal escalonada é o mesmo que a tensão von Mises. Em contraste com a tensão de von Mises, a tensão normal escalonada carrega um sinal. A tensão normal

escalonada pode mudar com o tempo de valores positivos para negativos e vice-versa. Portanto, a tensão normal escalonada é acessível para ciclo “rainflow” contagem, o qual é a vantagem mais importante em comparação com outros métodos.

Para os estados de tensão hidrostática ($V = +1$) o fator f será linearmente extrapolado, ou seja, a tensão normal será diminuída. Além disso, este comportamento está de acordo com o critério de energia de distorção para materiais dúcteis.

Para utilização do método em um carregamento de amplitude variável, encontra-se a tensão equivalente para cada instante de tempo, como mostrado na equação (3.25):

$$\sigma_e(t_i) = f(t_i) \sigma_n(t_i) \quad (3.25)$$

3.10 Os passos da análise de fadiga via FEMFAT

Para as tensões equivalentes de von Mises sinalizadas e tensões principais, os passos são os seguintes:

- 1) Escolha da tensão equivalente.
- 2) Geração da tensão equivalente escolhida em cada instante de tempo. O tensor de tensão em cada instante de tempo pode ser obtido via combinação de MEF e medições experimentais ou puramente medições experimentais.
- 3) Classificação “rainflow” para o histórico de tensão equivalente.
- 4) Computação de todos os fatores de influência para a criação das curvas S-N sintéticas locais para cada classificação da matriz do “rainflow”.
- 5) Análise de dano.

Já para a tensão normal escalonada a introdução da análise em diversos planos é feita, deixando as etapas da seguinte maneira:

- 1) Escolha da tensão equivalente
- 2) Transformação do tensor de tensão nos planos de tensão em cada instante de tempo. O tensor de tensão em cada instante de tempo pode ser obtido via combinado de FEA e medições ou puramente medições

- 3) Geração da tensão equivalente escolhida nos planos de tensão, em cada instante de tempo.
- 4) Classificação “rainflow” em cada plano para o histórico de tensão equivalente
- 5) Computação de todos os fatores de influência para a criação das curvas S-N sintéticas locais para cada classificação da matrix do “rainflow” em cada plano.
- 6) Análise de dano para cada plano de tensão
- 7) Eleição do plano crítico, onde o máximo dano acumulado é encontrado

3.10.1 Curvas S-N padrões de corpo de provas sem concentradores

Conforme descrito anteriormente, o software utiliza de curvas S-N padrões como dado de entrada inicial para cálculo do acúmulo de dano. Tais curvas padrões são criadas experimentalmente e colocadas à disposição do usuário em um banco de dados de materiais.

Outra maneira de entrada de curvas S-N pode ser feita via inserção manual de curvas obtidas em testes laboratoriais. A utilização do chamado gerador de material “*material generator*” também é possível. O gerador cria os dados de materiais utilizando algumas características já conhecidas, como por exemplo: a tensão máxima, a tensão de escoamento e tipo/classe do material. O gerador de material segue os padrões da FKM para geração de materiais e tem grande correlação com as curvas de materiais obtidas de maneira experimental.

Para o presente estudo utilizam-se os resultados dos materiais como dados de entrada para criação das curvas S-N padrões de corpos de provas sem concentradores via gerador de material.

3.10.2 Considerações adicionais e método de utilização

Os principais fatores de influência são levados em conta no cálculo de dano dos componentes no presente estudo, porém, diversos outros fatores secundários poderiam ser levados em conta para aumentar a correlação da análise com a realidade. É necessário criar uma relação de compromisso entre fatores de influência utilizado e precisão do resultado esperado.

Visto as diversas possibilidades de variação dos fatores de influência considerados para cálculo de fadiga, vários casos são analisados para testar a sensibilidade de cada fator de influência, bem como o potencial de cada hipótese de tensão equivalente. Os resultados detalhados e discussões de todos os métodos descritos até então são mostrados a seguir.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo a exposição dos resultados segue o mesmo fluxo de trabalho mostrado na Figura 3.1. Cada parcela do desenvolvimento gera resultados específicos que serão apresentados a seguir. As discussões dos resultados apresentados também são contempladas nesse capítulo.

4.1 Análise dos materiais

Serão apresentados os resultados relativos à microestrutura e ensaios de dureza e tração. A Figura 4.1 apresenta o aspecto geral e a Figura 4.2 o detalhe da microestrutura do aço A. Observa-se que este aço apresenta uma microestrutura composta de martensita revenida e ferrita.

Figura 4.1 - Aspecto geral da microestrutura do aço A, onde pode-se observar que esta é composta principalmente de colônias de martensita revenida.

Figura 4.2 - Detalhe da microestrutura do aço A, onde observa-se também a presença de ferrita.

A Figura 4.3 apresenta a microestrutura do aço B, e o detalhe na Figura 4.4. Observa-se que nesse caso a microestrutura é composta de ferrita e perlita.

Figura 4.3 - Aspecto geral da microestrutura do aço B, onde observa-se que esta é composta principalmente de grãos de ferrita e colônias de perlita.

Figura 4.4 - Detalhe da microestrutura do aço B

Os valores médios de dureza obtidos foram convertidos para dureza Vickers e mostrados na Tabela 4.1

Tabela 4.1 - Média de dureza (em Hv)

Média de dureza Vickers - HV	
Material A	412
Material B	175

A curva média de tensão - deformação é vista na Figura 4.5 para o material A e na Figura 4.6 para o material B. Os valores médios obtidos dos parâmetros são compilados na Tabela 4.2.

Figura 4.5 - Curva média de tensão x deformação (material A)

Figura 4.6 - Curva média de tensão x deformação (material B)

Tabela 4.2 - Parâmetros dos materiais obtidos do ensaio de tração

Material	Limite de resistência à tração (σ_{UTS}) MPa	Limite de escoamento (σ_e) MPa	Módulo de elasticidade (E) GPa
Material A	1454	1263	215
Material B	500	434	205

4.2 Análise em FEM

4.2.1 Suporte da barra estabilizadora

A Tabela 4.3 mostra um compilado dos resultados para suporte da barra estabilizadora.

Tabela 4.3 - Resultados de simulação para o suporte da barra estabilizadora (tensão em % do limite admissível do material)

Simulação do suporte da estabilizadora V. 1	
Aceleração Vertical	3
Aceleração Lateral	58
Frenagem	4
Torção	100
Impulso lateral	20

Para os carregamentos estáticos aplicados de aceleração vertical, frenagem e impulso lateral o suporte da barra estabilizadora não apresenta níveis de tensões relevantes, pois:

- O suporte da barra recebe carregamentos quando a barra estabilizadora atua no veículo, ou seja, quando existe um movimento relativo entre as rodas do lado esquerdo e direito causando torção da barra estabilizadora.

- Para o caso de aceleração vertical e frenagem a movimentação da barra é alheia ao curso da suspensão que se movimenta de maneira igualitária nos lados direito e esquerdo.

- Para o caso de impulso lateral, não se tem uma movimentação da suspensão e portanto não há deslocamento da barra de torção e consequentemente o suporte não é excitado.

Para os carregamentos de aceleração lateral e principalmente torção existe uma movimentação relativa entre as rodas e então a barra de torção é acionada, carregando seu suporte. Na Figura 4.7 é possível ver o gradiente de tensão no suporte encontrado para os dois carregamentos. É mostrado também a porcentagem da tensão admissível para esse componente nos dois casos.

Figura 4.7 - Resultados de tensão para o suporte da barra estabilizadora

4.2.2 Suporte de mola

A Tabela 4.4 mostra um compilado dos resultados para o suporte de mola.

Tabela 4.4 - Resultados de simulação para o suporte de mola (tensão em % do limite admissível do material)

Simulação do suporte de mola V. 1	
Aceleração Vertical	45
Aceleração Lateral	30
Frenagem	43
Torção	40
Impulso lateral	97

Como a mola recebe toda a entrada de carga vinda através do conjunto roda-pneu, é natural que seu suporte seja exigido em todos os carregamentos propostos. O carregamento de impulso lateral é aquele que o suporte apresenta maiores níveis de tensão, pois o impacto lateral não é esperado em condições normais de trabalho, trazendo um deslocamento fora do comum para o veículo. Na Figura 4.8 mostra-se o gradiente de tensão no suporte de mola encontrado para o carregamento de impulso lateral (IL).

Figura 4.8 - Resultados de tensão para o suporte de mola

4.3 Discussão dos resultados em FEM

Os resultados apresentados mostram uma boa correlação entre o protótipo virtual e o comportamento esperado do veículo para os diversos casos de carregamento. Para o caso do suporte da barra estabilizadora isso fica claramente evidenciado quando movimentações igualitárias das rodas direita e esquerda não carregam o suporte, enquanto deslocamentos das rodas em sentidos diferentes torcem a barra e por consequência seu suporte é solicitado.

Os altos níveis de tensão encontrados em ambas as peças são de certa maneira preocupantes pois:

Por se tratar de uma representação da realidade, o modelo é construído com simplificações que podem influenciar na severidade dos carregamentos aplicados. Caso alguma simplificação adotada diminua os níveis de tensões dos componentes,

conclui-se que o componente em sua aplicação real pode ter tensões maiores do que as simuladas.

Através da aprovação via carregamentos estáticos a análise através de carregamentos cíclicos fica marginalizada. O que se faz para a diminuição do risco de falha por fadiga é uma relação de compromisso entre o limite admissível adotado e uma superestimativa do carregamento estático aplicado. Esse método dá certa segurança ao projeto, mas o risco de falha por fadiga ainda é inerente aos componentes. Vale lembrar que nessa fase do projeto, os carregamentos cíclicos não foram medidos e portanto não se tem dados de entradas para alimentação de uma análise de fadiga completa.

Dado a maturidade do modelo construído dos carregamentos aplicados nos dois casos os componentes se encontram aprovados para primeira rodagem, mas um monitoramento rigoroso nos testes deve ser feito para assegurar a eficiência estrutural de ambos.

4.4 Aquisição e análise de sinal

Os resultados via MEF evidenciaram os principais pontos que devem ser controlados durante os testes. Não só a tensão dos componentes deve ser monitorada, mas também as acelerações e forças que atuam como entrada de carga para os componentes estudados.

A Figura 4.9 mostra o veículo que serve como plataforma de testes para os componentes.

Figura 4.9 - Veículo utilizado em testes

A seguir vê-se algumas características da análise:

- Faixa de frequência considerada: 0 a 40 Hz;
- Tensões e forças positivas indicam tração;
- Acelerações positivas: vertical (p/ cima), longitudinal (sentido de marcha) e transversal (p/ esquerda em relação ao sentido de marcha).

Na Tabela 4.5 veem-se todas as medições realizadas.

Tabela 4.5 - Tipos dos testes realizados para aprovação dos componentes

Testes realizados para medição estrutural	
Testes	Tipo
Aceleração Vertical	Funcional
Torção sobre rampa	Funcional
Frenagem brusca	Funcional
Pista de homologação (2 voltas carregado)	Durabilidade
Pista de homologação (2 voltas vazio)	Durabilidade

Essas medições foram escolhidas com os objetivos de:

- Validar os carregamentos estáticos utilizados na simulação;
- Correlacionar resultados de tensão reais e simulados;
- Aquisição de carregamentos dinâmicos para cálculo de fadiga;
- Aquisição de deformação dinâmica para cálculo de fadiga.

4.4.1 Medição de aceleração

Alguns pontos para aquisição de aceleração foram determinados, como ilustra a Figura 4.10. Esses pontos auxiliam na validação dos carregamentos utilizados anteriormente na simulação, e ajudam a entender carregamentos não triviais como o de impacto lateral.

Figura 4.10 - Pontos para aquisição de aceleração

Encontrou-se na medição de aceleração valores de aceleração vertical, lateral e longitudinal menores do que aqueles utilizados em simulação numérica. Ao utilizar na simulação valores maiores dos que os praticados, adere-se um fator de segurança na representação virtual contra possíveis simplificações na modelagem que podem ocasionar resultados de tensões menos conservadores.

4.4.2 Suporte da barra estabilizadora em manobras funcionais

Na Figura 4.11 é mostrado a roseta instrumentada no suporte, na Figura 4.12 é mostrado o extensômetro para medir deformação traduzida em força no “*lasche*” da barra estabilizadora, que é o componente responsável por transferir a carga da barra de torção para o suporte analisado. Na Tabela 4.6 uma comparação entre as tensões e forças encontradas na simulação com as tensões e forças medidas em manobra de torção e peso próprio é mostrada. Os testes foram repetidos três vezes, e os maiores valores são mostrados a seguir.

Figura 4.11 - Roseta instrumentada no suporte

Figura 4.12 - Extensômetro no "lasche".

Tabela 4.6 - Comparativo entre grandezas simuladas e medidas nos testes funcionais (tensão em % do limite admissível do material)

Teste funcional	F medida (kgf)	F simulada (kgf)	Tensão medida	Tensão simulada
Aceleração Vertical	60	99	1.5	3
Torção sobre rampa	2227	2294	93	100

Como já esperado, os testes funcionais que não proporcionam movimentação desigual do lado direito e esquerdo da suspensão não fazem a barra de torção trabalhar e portanto não geram tensão no suporte. Para o caso de torção, uma correlação de 95% na tensão é encontrada, enquanto uma correlação de 97% na força do “*lasche*” é observada.

Essa correlação das duas grandezas é de fundamental importância para as análises futuras de vida em fadiga da peça. O cálculo de fadiga é feito com base no modelo em MEF, e só é eficaz caso o protótipo virtual estiver representativo.

4.4.3 Suporte da barra estabilizadora na pista de durabilidade acelerada

A Tabela 4.7 mostra um compilado dos resultados de pico de medição de tensão no suporte e força no “*lasche*” durante 4 voltas na pista (2 voltas carregado 2 voltas vazio).

Tabela 4.7 - Compilado dos resultados experimentais de pico de medição de tensão (em % do limite admissível do material) e força

	Carga nominal	Vazio
Tensão von Mises (MPa)	94	73
Força (kgf)	2169	1839

A análise do pico de medição durante teste dinâmico é interessante para aferir a severidade da pista de durabilidade. Através dessa análise pode-se concluir que a manobra funcional é tão severa quanto à máxima movimentação em pista, pois foram medidos 93% de tensão e 2227 kgf de força na manobra funcional, enquanto na pista foram medidos 94% de tensão e 2169 de força. Uma diferença de 1% em tensão e aproximadamente 3% em força.

Na Figura 4.13 é possível ver o sinal de força filtrado a 40Hz (filtro passa-baixa), e na Tabela 4.8 um compilado estatístico do sinal para a condição carregada. O mesmo é exposto para a condição vazio na Figura 4.14 e Tabela 4.9.

Figura 4.13 - Sinal de Força x Tempo (2 voltas, veículo carregado)

Tabela 4.8 - Compilado estatístico do sinal de força para a condição carregada

Força (kgf)	
RMS	306,8
Min	-2169
Max	1655,3
Média	-12,7

Figura 4.14 - Sinal de Força x Tempo (2 voltas, veículo vazio)

Tabela 4.9 - Compilado estatístico do sinal de força para a condição vazia

Força (kgf)	
RMS	278,2
Min	-1839
Max	1768,4
Média	-2,71

A visualização do sinal é interessante para ter-se uma visão macro do carregamento, mas não se tem dados conclusivos apenas com esses gráficos. Já com os dados estatísticos é possível mensurar parcialmente a severidade dos carregamentos, pois não se tem um indicativo da quantidade de repetições dos maiores carregamentos (que serão os carregamentos que efetivamente causarão dano ao componente).

O método “rainflow” de contagem de ciclos mostra-se eficaz para esse caso e será utilizado posteriormente nesse trabalho juntamente com a análise de fadiga dos componentes.

4.4.3.1 Proporcionalidade – Relação força-deformação

Como a metodologia escolhida para análise de fadiga do suporte da barra estabilizadora consiste na alimentação do modelo de elementos finitos com a força variável que atua na barra, é necessário primeiramente comprovar que o suporte da barra estabilizadora é excitado basicamente pela força de entrada do “*lasche*”. Para tal prova, mostra-se a variação do ângulo principal de deformação em relação ao número de ocorrências. A Figura 4.15 mostra essa relação para duas voltas na pista de durabilidade.

Figura 4.15 - Variação do ângulo principal de deformações no suporte da barra estabilizadora

Segundo Draper (2008) um intervalo de ± 0.2 rad ($11,5^\circ$) de não proporcionalidade é comumente tolerado, pois gera um pequeno erro comparado ao acréscimo de variação do ângulo principal.

Com isso prova-se a relação proporcional entre entrada de força e deformação no suporte. Um resultado interessante dessa análise é que obtendo-se os carregamentos de entrada no “lasche” não se faz necessário a modelagem do veículo completo para avaliação estrutural do suporte. Um modelo reduzido da região do suporte já é suficiente para avaliação.

A proporcionalidade do sinal e sua influência na análise de fadiga do componente são discutidas posteriormente neste capítulo.

4.4.4 Suporte de mola em manobras funcionais

A roseta instrumentada no suporte é mostrada na Figura 4.16, e na Tabela 4.10 é mostrada uma comparação entre as tensões encontradas na simulação com as tensões medidas para manobras funcionais.

Figura 4.16 - Posição da roseta instrumentada no suporte de mola

Tabela 4.10 - Comparação entre tensão medida e simulada nos testes funcionais (em % do limite admissível do material)

Teste Funcional	Tensão medida (%)	Tensão simulada (%)
Aceleração vertical	49	45
Torção sobre rampa	36	40
Frenagem brusca	48	43

Como observado anteriormente, a mola recebe toda a entrada de carga vinda através do conjunto roda-pneu, portanto é natural que seu suporte seja exigido em todos os carregamentos propostos. No carregamento de torção, uma correlação de

90% na tensão é obtida, já no carregamento de frenagem a correlação também foi de 90%. Para a aceleração vertical, a correlação foi de 92%. Não é possível representar o carregamento de impacto lateral através de manobras funcionais.

Assim como evidenciado anteriormente, o modelo matemático também se mostra representativo para esse caso.

4.4.5 Suporte de mola na pista de durabilidade acelerada

A Tabela 4.11 compila os resultados de pico de tensão medidos no suporte durante 4 voltas na pista (2 voltas carregado 2 voltas vazio).

Tabela 4.11 - Comparativo de tensão na condição carregada e vazia na pista de durabilidade (tensão em % do limite admissível do material)

Teste	Carga nominal (%)	Vazio (%)
Pista de durabilidade	92	98

Na Figura 4.17, Figura 4.18 e Figura 4.19 é possível ver os sinais de deformação da roseta para condição carregado, filtrados a 40Hz (filtro passa-baixa), e na Tabela 4.12, Tabela 4.13 e Tabela 4.14 compilados estatísticos dos sinais. O mesmo é visto para a condição vazia, na Figura 4.20, Figura 4.21 e Figura 4.22 e Tabela 4.15, Tabela 4.16 e Tabela 4.17.

Figura 4.17 - Sinal de Deformação da perna A x Tempo (2 voltas, veículo carregado)

Tabela 4.12 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna A) para a condição carregada

Deformação A (μ m/m)	
RMS	212,1
Min	-901,0
Max	1428,3
Média	54,9

Figura 4.18 - Sinal de Deformação da perna B x Tempo (2 voltas, veículo carregado)

Tabela 4.13 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna B) para a condição carregada

Deformação B (μ m/m)	
RMS	129,2
Min	-633,64
Max	777,2
Média	23,6

Figura 4.19 - Sinal de Deformação da perna C x Tempo (2 voltas, veículo carregado)

Tabela 4.14 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna C) para a condição carregada

Deformação C (μ m/m)	
RMS	141,2
Min	-828,1
Max	809,5
Média	18,9

Figura 4.20 - Sinal de Deformação da perna A x Tempo (2 voltas, veículo vazio)

Tabela 4.15 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna A) para a condição vazia

Deformação A (μ m/m)	
RMS	208,9
Min	-879,5
Max	1690,6
Média	33,3

Figura 4.21 – Sinal de Deformação da perna B x Tempo (2 voltas, veículo vazio)

Tabela 4.16 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna B) para a condição vazia

Deformação B (μ m/m)	
RMS	122,4
Min	-605,3
Max	866,5
Média	12

Figura 4.22 – Sinal de Deformação da perna C x Tempo (2 voltas, veículo vazio)

Tabela 4.17 - Compilado estatístico do sinal de deformação (perna C) para a condição vazia

Deformação C (μ m/m)	
RMS	137,6
Min	-801,8
Max	924,7
Média	13,7

O “rainflow” também é um método interessante para mensurar a severidade das tensões no suporte, portanto a técnica também será utilizada posteriormente nesse caso juntamente com a análise de fadiga dos componentes.

Acredita-se que os picos de tensão/deformação são dados através de impactos laterais à roda do veículo. Para fomentar a relação entre os picos de tensão com a aceleração lateral, o gráfico de “Ay x tempo” (acelerômetro colocado na região de fixação do suporte no quadro) e “von Mises x tempo” são sobrepostos e evidenciados na Figura 4.23.

Figura 4.23 - Comparativo de aceleração Y no quadro e tensão von Mises x Tempo

Os picos de aceleração e tensão ocorrem, de uma maneira geral, ao mesmo tempo, mostrando a tendência de dependência entre essas duas grandezas. O fenômeno é válido quando se trata de pontos máximos, porém não se pode concluir que a aceleração lateral é a única causadora de tensões no suporte. Mas a tendência da relação entre as duas grandezas é evidente pela Figura 4.23.

Por se tratar de um suporte que sofre entradas de carga originais de diferentes direções e angulações, espera-se uma não proporcionalidade do sinal de deformação, ou seja, espera-se que os eixos da deformação principal tenham uma grande variação.

O resultado da Figura 4.24 e da Figura 4.25 prova o contrário: apesar de o suporte sofrer carregamentos aleatórios de diferentes origens, a região analisada ainda tem um comportamento proporcional razoável, estando na maioria das ocorrências dentro da faixa aceitável de proporcionalidade (variação do ângulo principal). Tais resultados são para o veículo rodando na pista de tortura carregado (Figura 4.24) e vazio (Figura 4.25).

Figura 4.24 - Variação do ângulo principal de deformações no suporte do suporte de mola (carregado)

Figura 4.25 - Variação do ângulo principal de deformações no suporte de mola (vazio)

Esse resultado é interessante, pois apesar da impossibilidade da criação de um modelo matemático reduzido com carregamentos definidos, a proporcionalidade razoável do sinal, permite o uso e um comparativo entre as diferentes tensões equivalentes propostas, duas para hipóteses proporcionais (von Mises e principal) e uma para caso multiaxial (tensão normal escalonada).

4.5 Análise de fadiga

4.5.1 Previsão de vida para o suporte de barra estabilizadora

Com a extensa análise de sinal descrita anteriormente, vê-se que é possível reduzir o modelo virtual completo para um modelo reduzido que contemple apenas a região do suporte e sua entrada de carga. Reduzindo o modelo, pode-se aplicar

diretamente a carga medida na pista de homologação estrutural e realizar a análise de fadiga. O diagrama da Figura 3.21 ilustra os passos para a previsão de vida do componente, e os resultados são apresentados a seguir.

Na Figura 4.26 pode-se observar o modelo reduzido construído, e a direção de carregamento que a carga será exercida.

Figura 4.26 - Modelo FEM reduzido para análise de fadiga

Como a utilização do modelo reduzido trata-se em retirar a cinemática da suspensão (nesse caso a variação angular dos componentes em relação ao trabalho de deslocamento dos pneus), é preciso confirmar se, apesar do sinal ter um comportamento proporcional, o ângulo de aplicação da carga não varia drasticamente com o trabalho da suspensão, já que no modelo reduzido a suspensão é retirada e substituída apenas por uma entrada de carga de direção constante e sentido variável (como ilustrado na Figura 4.26). Para tal, é feita uma análise cinemática da suspensão dianteira do veículo, mostrada na Tabela 4.18.

Tabela 4.18 - Análise cinemática comparativa da suspensão dianteira

	Ordem de marcha	Roda levantada / abaixada
Ângulo do lasche (°)	32°	35,5° / 28,95°

Conclui-se que o ângulo varia aproximadamente entre 3 – 3.5 graus. Um comparativo entre a tensão no componente para 1 kgf na direção do “*lasche*” utilizando o ângulo de 32° (ângulo do “*lasche*” em ordem de marcha) e o ângulo de 35,5° / 28,95° (suspensão totalmente levantada) também é feito. A diferença de tensão encontrada é de 2,5%, um valor aceitável dado a simplicidade e rapidez que o modelo reduzido proporciona.

A aplicação de uma carga unitária no modelo é de extrema importância, pois o resultado de tensão é posteriormente multiplicado linearmente pelo sinal de entrada para cálculo de fadiga. É nesse momento que a verificação da proporcionalidade entre tensão / força se torna vital. Sem essa proporcionalidade a metodologia não é válida. Essa conferência de proporcionalidade já foi mostrada anteriormente.

4.5.1.1 Propriedades do material

Para análise de vida em fadiga, o material foi criado no gerador de material do FEMFAT, com os dados de entrada mostrados na Tabela 4.2.

A tensão máxima e escoamento são dados retirados da Tabela 4.2, enquanto os outros valores são gerados pelo software devido à classe escolhida do material, e os valores de tensão introduzidos inicialmente.

4.5.1.2 Vida em fadiga

Em posse do modelo reduzido, do valor de tensão no componente para uma carga unitária, da variação do carregamento obtido das medições, e finalmente das propriedades do material, é possível prever a vida em fadiga do componente.

A Tabela 4.19 mostra a gama de fatores e os intervalos de variação que cada um pode ter, além de enumerar as diferentes propostas de tensão equivalente utilizadas.

Tabela 4.19 - Compilado das características da análise de fadiga para o suporte da barra estabilizadora

Informações da análise de fadiga	
Entrada de carregamento	Força no “lasche” para 4 voltas (2 carregada e 2 vazio)
Modelo FEM	Modelo reduzido com tensão vinda de força unitária no “lasche” a 32º multiplicada pela entrada de carregamento
Curva S-N	Sintética com fatores de influência e Miner modificado segundo Haibach
Influência do gradiente de tensão	Ativada
Rugosidade superficial	Variação de 1um até 200um
influência da tensão média	Ativada
Influência estatística do material	Variação de 10% a 90%
Classe do “rainflow”	64x64
Tensão equivalente	Von Mises sinalizado
	Tensão principal
	Tensão normal escalonada

Assumindo os valores vindos pelo fornecedor do componente, a rugosidade superficial média da chapa é 60um, enquanto a distribuição gaussiana das propriedades do material mostra que a porcentagem mais comum para a probabilidade de sobrevivência é de 50%. Portanto, tais valores são adotados para uma primeira análise.

A Tabela 4.20 mostra o compilado do número de voltas na pista de durabilidade até a falha do componente para as três diferentes tensões equivalentes estudadas. A Figura 4.27 mostra o gradiente de dano para o suporte, e o ponto de análise representado pelo ponto azul.

Tabela 4.20 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes

Voltas até a falha	
Von Mises sinalizado	1318
Tensão principal	419
Tensão normal escalonada	645

Figura 4.27 - Gradiente de dano no componente

4.5.1.3 Resultados utilizando as tensões principais

Em comparação com as outras duas tensões equivalentes o uso da tensão principal mostra os maiores níveis de amplitude. Portanto, essa é a tensão equivalente mais conservadora, prevendo uma vida de 419 voltas para o suporte da barra estabilizadora.

Na Figura 4.28 é possível ver a curva S-N sintética criada de acordo com os fatores de influência descritos anteriormente. Na mesma figura ilustra-se também a S-N base para criação da curva sintética.

Vê-se que os fatores de influência adicionados diminuem de maneira sensível o limite de fadiga mas a inclinação é drasticamente modificada, muito em conta do gradiente de tensão existente na região de análise. Tal gradiente faz com que a inclinação da curva aumente e o componente tenha uma vida em fadiga maior.

Figura 4.28 - Curva S-N sintética utilizando Tensão Principal como equivalente

Na Figura 4.29 é mostrado o gráfico do “rainflow” com a participação em porcentagem do dano total para cada amplitude e média. Via análise desse gráfico, comprova-se que, apesar da grande quantidade de ciclos, apenas os ciclos de maiores amplitudes são os maiores responsáveis pelo acúmulo de dano no componente.

Figura 4.29 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente

4.5.1.4 Resultados utilizando von Mises

Utilizando a tensão de von Mises sinalizado com o sinal da maior tensão principal tem-se os menores níveis de amplitude. Portanto, essa é a tensão equivalente menos conservadora, prevendo uma vida de 1318 voltas para o suporte.

A curva S-N sintética utilizada com essa tensão equivalente é muito semelhante à Figura 4.28. O gráfico do “rainflow” com a participação em porcentagem do dano total para cada amplitude e média é visto na Figura 4.30. A conclusão obtida anteriormente é reforçada: Via análise do gráfico, comprova-se que, apesar da grande quantidade de ciclos, apenas os ciclos de maiores amplitudes são os maiores responsáveis pelo acúmulo de dano no componente.

Figura 4.30 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente

4.5.1.5 Resultados utilizando a tensão normal escalonada

O resultado utilizando a tensão normal escalonada como a equivalente mostra resultados intermediários de amplitude em relação às outras duas tensões estudadas. Prevê-se que nesse caso o componente tem uma vida em fadiga de 645 voltas.

Essa tensão equivalente leva em conta uma possível fadiga multiaxial, que para esse caso não ocorre por se tratar de uma análise de fadiga com tensão proporcional. Essa mesma tensão também contabiliza a influência da tensão de cisalhamento na durabilidade do componente. O “rainflow” mostrado na Figura 4.31 é do plano mais crítico encontrado durante a análise e tem o mesmo comportamento mostrado anteriormente, em que as maiores amplitudes são responsáveis pela maior porcentagem do dano (a curva S-N sintética utilizada com essa tensão equivalente é muito semelhante à Figura 4.28).

Figura 4.31 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a tensão normal escalonada como equivalente

4.5.1.6 Sensibilidade da análise quanto rugosidade superficial

A Figura 4.32 ilustra a sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da rugosidade superficial do componente. Para tal análise, elegeu-se a tensão normal escalonada como tensão equivalente, probabilidade de sobrevivência de 50% e a rugosidade superficial variando de 1µm até 200µm com uma análise adicional a $R_z=500$ µm.

Figura 4.32 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da rugosidade superficial para o suporte da barra estabilizadora

A diminuição da vida é exponencial ao aumento da rugosidade superficial, e tem a sua maior queda entre 1um até 60um. Nesse ponto o aumento do Rz se torna menos significativo, mas ainda assim é um fator de influência relevante.

4.5.1.7 Sensibilidade da análise quanto a probabilidade de sobrevivência

A Figura 4.33 ilustra a sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da probabilidade de sobrevivência. Para tal análise, adotou-se a tensão normal escalonada como tensão equivalente, rugosidade superficial de 60um e a probabilidade de sobrevivência variando de 10 até 99%.

Figura 4.33 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da probabilidade de sobrevivência no suporte da barra estabilizadora

A diminuição de vida é praticamente linear ao aumento da probabilidade de sobrevivência, com leve tendência exponencial nas extremidades do gráfico (10% e 90%), onde a probabilidade de ocorrência é muito baixa.

4.5.2 Previsão de vida para o suporte de mola

Para esse estudo de caso não é utilizado inicialmente nenhum modelo em FEA para calcular o acúmulo de dano na região de falha do componente. A previsão de vida é feita analisando diretamente as deformações encontradas na roseta (Figura 4.17, Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20, Figura 4.21 e Figura 4.22).

4.5.2.1 Propriedades do material

Para análise de vida em fadiga, o material foi gerado no gerador de material do FEMFAT, com os dados de entrada mostrados na Tabela 4.2.

A tensão máxima e escoamento são dados retirados da Tabela 4.2, enquanto os outros valores são gerados pelo software devido à classe escolhida do material, e os valores de tensão introduzidos inicialmente.

4.5.2.2 Vida em fadiga

Em posse da variação das deformações obtidas na pista de durabilidade e das propriedades do material, é possível prever a vida em fadiga do componente.

A Tabela 4.21 mostra a gama de fatores e os intervalos de variação que cada um pode ter, além de enumerar as diferentes propostas de tensão equivalente utilizadas.

Tabela 4.21 - Compilado das características da análise de fadiga para o suporte de mola

Informações da análise de fadiga	
Entrada de carregamento	Deformação da roseta posicionada na região crítica para 4 voltas (2 carregado 2 vazio)
Modelo FEM	Não utilizado
Curva S-N	Sintética com fatores de influência e miner modificado segundo Haibach
Influência do gradiente de tensão	Ativada
Rugosidade superficial	Variação de 1um até 200um
influência da tensão média	Ativada
Influência estatística do material	Variação de 10% a 90%
Classe do “rainflow”	64x64
Tensão equivalente	Von Mises sinalizado
	Tensão principal
	Tensão normal escalonada

Assumindo os valores vindos pelo fornecedor do componente, a rugosidade superficial média da chapa é 60um, enquanto a distribuição gaussiana das propriedades do material mostra que a porcentagem mais comum para a probabilidade de sobrevivência é de 50%. Portanto, tais valores são adotados para uma primeira análise.

A Tabela 4.22 mostra o número de voltas na pista de durabilidade até a falha do componente para as três diferentes tensões equivalentes estudadas:

Tabela 4.22 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes

Voltas até a falha	
Von Mises sinalizado	19449
Tensão principal	1852
Tensão normal escalonada	1920

4.5.2.3 Resultados utilizando as tensões principais

Comparativamente com as outras duas tensões equivalentes o uso da tensão principal também mostra os maiores níveis de amplitude para o caso do suporte de mola. Portanto, essa é a tensão equivalente mais conservadora, prevendo uma vida de 1852 voltas para o suporte da barra estabilizadora.

Na Figura 4.34 é possível ver a curva S-N sintética. Na mesma figura ilustra-se também a S-N base para criação da curva sintética. Vê-se que os fatores de influência adicionados diminuem de maneira sensível o limite de fadiga, mas a inclinação é bastante modificada. Por não se ter o modelo em elementos finitos, o gradiente de tensão existente na região não é contabilizado de maneira direta, mas sim indiretamente através da medição de deformação na roseta. Portanto, os outros fatores adicionados fazem com que a curva sintética tenha uma inclinação menor do que a curva base, fazendo com que o componente tenha uma vida em fadiga menor.

Figura 4.34 - Curva S-N sintética utilizando Tensão Principal como equivalente

Na Figura 4.35 é mostrado o gráfico do “rainflow” com a participação em porcentagem do dano total para cada amplitude e média. Via análise desse gráfico, comprova-se que, apesar da grande quantidade de ciclos, apenas os ciclos de maiores amplitudes são responsáveis pelo maior acúmulo de dano no componente.

Figura 4.35 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente

4.5.2.4 Resultados utilizando von Mises

Utilizando a tensão de von Mises (sinalizado via sinal da maior tensão principal) tem-se os menores níveis de amplitude. Portanto, essa é a tensão equivalente menos conservadora, prevendo uma vida de 19449 voltas para o suporte.

A curva S-N sintética utilizada com essa tensão equivalente é mostrada na Figura 4.36. Apesar da utilização dos fatores de influência, a curva S-N é muito parecida com a curva S-N base para esse caso de tensão equivalente.

Figura 4.36 - Curva S-N sintética utilizando Tensão von Mises como equivalente

O gráfico do “rainflow” com a participação em porcentagem do dano total para cada amplitude e média é visto na Figura 4.37. A conclusão obtida anteriormente é reforçada: Via análise do gráfico, comprova-se que, apesar da grande quantidade de ciclos, apenas os ciclos de maiores amplitudes são responsáveis pelo maior acúmulo de dano no componente.

Figura 4.37 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente

4.5.2.5 Resultados utilizando tensão normal escalonada

O resultado utilizando a tensão normal escalonada como a equivalente mostra resultados de amplitude muito parecidos em relação ao resultado obtido com a tensão principal como equivalente. Isso mostra a pouca influência da tensão de cisalhamento para esse estudo de caso. Prevê-se que com essa tensão equivalente, o componente tem uma vida em fadiga de 1920 voltas.

Na Figura 4.38 vê-se a curva S-N sintética. Na mesma figura ilustra-se também a S-N base para criação da curva sintética. Vê-se que os fatores de influência adicionados também diminuem de maneira sensível o limite de fadiga, e a inclinação é ligeiramente modificada. Por não se ter o modelo em elementos finitos, o gradiente de tensão existente na região é contabilizado de maneira indireta através da medição de deformação. Portanto, os outros fatores adicionados fazem com que a curva sintética tenha uma inclinação ligeiramente menor do que a curva base, fazendo com que o componente tenha uma vida em fadiga menor.

Figura 4.38 - Curva S-N sintética utilizando a tensão normal escalonada como equivalente

Essa tensão equivalente é para o caso de fadiga multiaxial, assumindo a variação dos eixos principais de tensão e contabilizando o dano em diversos planos de tensão, elegendo o de maior dano como plano crítico. O “rainflow” mostrado na

Figura 4.39 é do plano mais crítico encontrado durante a análise e tem o mesmo comportamento mostrado anteriormente, em que as maiores amplitudes são responsáveis pela maior porcentagem do dano.

Figura 4.39 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a tensão normal escalonada como equivalente

4.5.2.6 Sensibilidade da análise quanto rugosidade superficial

A Figura 4.40 ilustra a sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da rugosidade superficial do componente. Para tal análise, elegeu-se a tensão normal escalonada como tensão equivalente, probabilidade de sobrevivência de 50% e a rugosidade superficial variando de 1 μ m até 200 μ m, com uma análise adicional com 500 μ m.

Figura 4.40 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da rugosidade superficial para o suporte de mola

A diminuição da vida é exponencial ao aumento da rugosidade superficial, e novamente tem a sua maior queda entre 1um até 60um. Nesse ponto o aumento do Rz se torna menos significativo, mas ainda assim é um fator de influência relevante.

4.5.2.7 Sensibilidade da análise quanto probabilidade de sobrevivência

A Figura 4.41 ilustra a sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da probabilidade de sobrevivência. Para tal análise, elegeu-se a tensão normal escalonada como tensão equivalente, rugosidade superficial de 60um e probabilidade de sobrevivência variando de 10 até 99%.

Figura 4.41 - Sensibilidade de variação do acúmulo de dano em relação a variação da probabilidade de sobrevivência no suporte de mola

A diminuição de vida nesse caso é exponencial ao aumento da probabilidade de sobrevivência, com tendência linear de 50% até 99%. Por se tratar de um material de menos nobre em relação ao material do suporte da barra estabilizadora, o acúmulo de dano fica muito mais sensível ao aumento da probabilidade de sobrevivência, já que ciclos de menores amplitudes começam a ter uma influência muito grande na vida em fadiga do componente.

4.6 Análise das falhas

Falhas foram observadas durante a homologação dos dois componentes estruturais discutidos nessa dissertação em momentos diferentes do teste. Uma falha não teve relação com outra, ou seja, o fato da falha do suporte da barra estabilizadora não ocasionou/influenciou a falha do suporte de mola. Portanto, as análises das duas falhas são feitas separadamente a seguir.

4.6.1 Falha do suporte da barra estabilizadora

A falha no suporte de barra estabilizadora ocorreu na volta 702 do teste de homologação estrutural. A Figura 4.42 evidencia uma trinca aparentemente na mesma região prevista via simulação. Apenas observando a figura já se pode

concluir que a peça não falhou por fratura frágil, já que o componente não se rompeu repentinamente e sim houve uma nucleação de trinca que expandiu-se até detecção visual.

Depois do componente ser desmontado, pode-se realizar uma análise mais detalhada na região fraturada. A Figura 4.43 mostra a região de início de nucleação (a partir da face comprimida durante a conformação do raio de concordância) além de evidenciar o crescimento da trinca por fadiga com degraus de múltiplas nucleações.

Figura 4.42 - Trinca encontrada durante teste de durabilidade

Figura 4.43 - Detalhe na falha por fadiga com degraus de múltiplas nucleações

Apesar de ser apenas uma ocorrência, o número de voltas até a falha na pista de testes tem uma grande correlação com as análises de fadiga feitas e serve para mostrar uma tendência de assertividade do método. A Tabela 4.23 mostra a correlação entre as simulações de acúmulo de dano feitas com a falha encontrada.

Tabela 4.23 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes em confronto com a falha encontrada no suporte da barra estabilizadora

Voltas até a falha	
Von Mises sinalizado	1318
Tensão principal	419
Tensão normal escalonada	645
Falha encontrada	702

Pode-se observar que a melhor correlação é encontrada utilizando a tensão normal escalonada, com probabilidade de sobrevivência de 50% e rugosidade superficial de 60um. A boa correlação dessa tensão equivalente também é mostrada por Dannbauer e Unger (2007). A tensão principal se mostrou mais conservadora, confirmando as análises de Draper (2008) para metais de alta resistência. A utilização de von Mises sinalizado teve correlação mais baixa e é a menos conservadora em comparação com as outras tensões equivalentes. A baixa correlação também corrobora com a proposição de Brascessi (2007) quanto ao uso desta tensão equivalente.

O número de voltas até a falha foi obtido através de inspeção regular visual do componente, portanto é notório que a trinca nucleou antes das 702 voltas. Para calcular o tempo de crescimento da trinca seria necessária uma metodologia de mecânica da fratura, que não está no escopo desse trabalho.

Independente da tensão equivalente utilizada, a diferença entre o número de voltas até a falha encontrada e simulada pode ser atribuída por diversos fatores:

- Simplificação na análise via elementos finitos
- Diferenças na rugosidade média do componente
- Diferença na probabilidade de sobrevivência do material
- Uso do gerador de material para criação da curva S-N
- Extrapolação do sinal de medição de força

- Tensões atribuídas a outros carregamentos (sem ser a força no “lasche”)
- Não contabilização do tempo de crescimento de trinca na simulação

4.6.2 Falha do suporte de mola

A trinca no suporte de mola foi detectada na volta 2352 na pista de homologação. A Figura 4.44 mostra o conjunto ainda montado, e a trinca propagada. A ruptura na região do furo com 13 mm de diâmetro propagou-se por fadiga de múltiplas nucleações, margeando o contorno da marcação gerada pelo elemento de fixação na superfície da peça, não exibindo a presença de trincas preexistentes e de descontinuidades no material junto ao local de origem da fratura.

Figura 4.44 - Trinca encontrada durante teste de durabilidade

Vê-se nesse caso também somente uma ocorrência, mas o número de voltas até a falha corrobora com o mesmo encontrado via simulação e serve para mostrar uma tendência de assertividade do método. A Tabela 4.24 mostra a correlação entre as simulações de acúmulo de dano e falha encontrada.

Tabela 4.24 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes em confronto com a falha encontrada no suporte de mola

Voltas até a falha	
Von Mises sinalizado	19449
Tensão principal	1852
Tensão normal escalonada	1920
Falha encontrada	2352

Pode-se observar que a melhor correlação é encontrada utilizando a tensão normal escalonada com probabilidade de sobrevivência de 50% e rugosidade superficial de 60 μ m. A correlação utilizando a tensão principal também é bastante considerável. A boa correlação dessas tensões equivalentes é mostrada em Dannbauer e Unger (2007) para a tensão normal escalonada e Draper (2008) para tensão principal. A utilização de von Mises sinalizado teve correlação mais baixa e é a menos conservadora em comparação com as outras tensões equivalentes. A baixa correlação também corrobora com a proposição de Brascetti (2007) quanto ao uso desta tensão equivalente.

O número de voltas até a falha foi obtido através de inspeção regular visual do componente, portanto é notório que a trinca nucleou antes das 2352 voltas. Para calcular o tempo de crescimento da trinca seria necessária uma metodologia de mecânica da fratura, que não está no escopo desse trabalho. Um outro motivo para o conservadorismo das análises se dá pela influência indireta do gradiente de tensão, pois para esse estudo de caso não se utiliza o modelo em elemento de finitos. A diferença entre a falha encontrada e simulada também pode ser atribuída por diversos outros fatores já descritos, como por exemplo:

- Diferenças na rugosidade média do componente
- Diferença na probabilidade de sobrevivência do material
- Uso do gerador de material para criação da curva S-N
- Extrapolação do sinal de medição de deformação
- Não contabilização do tempo de crescimento de trinca na simulação

4.7 Análise das propostas de melhoria

Todos os resultados mostrados até o presente momento, como a correlação entre as tensões encontradas em elementos finitos e testes; redução do modelo matemático completo para um simplificado com uma entrada de carregamento; análise de fadiga com diferentes parâmetros e metodologias, e por fim comprovação do acúmulo de dano com a correlação da falha ocorrida em campo, levam a crer que os componentes tem potencial para um re-projeto e aprovação via nova simulação de vida em fadiga sem a necessidade de um novo teste físico. Para tal, utilizam-se os dados já adquiridos no primeiro ciclo de teste, como descrito a seguir separadamente para cada estudo de caso.

4.7.1 Re-projeto do suporte da barra estabilizadora

Como a primeira versão do componente não foi homologada, uma nova versão foi projetada. É importante notar que o conceito da peça não mudou, assim como o local de entrada de carga que se manteve o mesmo. Apenas uma adição de 6 mm no material foi introduzido para reforçar o componente na região crítica. Uma ilustração comparativa das duas versões é feita na Figura 4.45.

Figura 4.45 - Re-projeto do suporte da barra estabilizadora

Através dos resultados de tensão da primeira versão, pode-se excluir dos carregamentos aqueles que não proporcionam movimentação relativa entre as rodas

do mesmo eixo. Portanto na Figura 4.46 são mostradas as tensões encontradas nos carregamentos de torção e aceleração lateral para esse novo suporte.

Figura 4.46 - Resultado de tensão para o novo projeto do suporte da barra estabilizadora

Nesse momento do desenvolvimento outro teste na pista de durabilidade acelerada seria necessário. Para que a metodologia descrita na Figura 3.1 seja válida, as seguintes hipóteses devem ser comprovadas:

1. A nova geometria segue o mesmo conceito do que a anterior, isto é, os pontos críticos de tensão não mudam.
2. A direção e magnitude da força encontrada não podem variar entre a primeira e segunda versão.

Caso as hipóteses sejam comprovadas, a medição de força do primeiro ciclo de medições pode ser reutilizada e finalmente o componente poder ser aprovado via análise de FEA, correlação de medição de força e análise de fadiga. As duas hipóteses são comprovadas, como segue:

1. O conceito da primeira versão é seguido, como visto na Figura 4.45. A mesma região de tensão é encontrada comparando a Figura 4.7 e Figura 4.46.
2. A Tabela 4.25 mostra uma comparação entre a força de entrada no suporte para a primeira e segunda versão e também a diferença angular da entrada de carga

entre as duas versões. Esse comparativo de forças e ângulos foi retirado do modelo de elementos finitos para a simulação do caso de carregamento de torção

Tabela 4.25 - Comparativo entre simulação da força de entrada e ângulo no suporte para a primeira e segunda versão

	Primeira Versão	Segunda Versão
Força (kgf)	2294	2310
Ângulo do lasche (°)	32	32

Como o mecanismo de entrada de carregamento não muda, e a geometria mantém o mesmo conceito, nem a magnitude nem a direção de carregamento tem mudanças significativas.

4.7.1.1 Análise de fadiga do re-projeto

Para a análise de fadiga do re-projeto, o mesmo modelo mostrado na Figura 4.26 utilizado, mas agora com a nova geometria. Como os parâmetros de material e fabricação não mudaram, o mesmo valor de rugosidade superficial média da chapa (60um) é utilizado, enquanto as distribuições Gaussianas das propriedades do material foram mantidas com a probabilidade de sobrevivência de 50%. A entrada de carga é a mesma utilizada na análise de fadiga da primeira versão do componente.

Tabela 4.26 mostra o número de voltas na pista de durabilidade até a falha do componente para as três diferentes tensões equivalentes estudadas. A Figura 4.47 mostra o gradiente de dano para o suporte, e o ponto de análise representado pelo ponto azul.

Tabela 4.26 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes

Voltas até a falha	
Von Mises sinalizado	151302
Tensão principal	15990
Tensão normal escalonada	47059

Figura 4.47 - Gradiente de dano no re-projeto do componente

A mesma tendência foi seguida para essa segunda rodada de análise, sendo a que a tensão equivalente mais conservadora foi a tensão principal, seguida pela tensão normal escalonada e por fim von Mises sinalizado. Apenas as maiores amplitudes continuam a ser as maiores causadoras de dano, como pode ser visto na Figura 4.48, Figura 4.49 e Figura 4.50 que retratam o “rainflow” para cada tensão equivalente. A curva S-N sintética é muito parecida para os três casos, e é mostrada na Figura 4.51 para o caso da tensão normal escalonada como equivalente.

Figura 4.48 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente

Figura 4.49 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente

Figura 4.50 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando tensão normal escalonada como equivalente

Figura 4.51 - Curva S-N sintética utilizando tensão normal escalonada como equivalente

A previsão de vida na pista de durabilidade fica entre um intervalo de 150000 e 160000 voltas. Mesmo adotando a análise mais conservadora, que nesse caso foi utilizando a tensão principal como equivalente, a peça tem um fator de segurança contra a falha até a aprovação maior que 5 (já que 2940 voltas são necessárias para aprovação). Portanto, o suporte teria uma vida em fadiga no mínimo 5 cinco vezes maior do que o necessário para homologação na pista de durabilidade. Assim, aprova-se o re-projeto do componente sem a necessidade de um novo teste físico.

4.7.2 Re-projeto do suporte de mola

Como o componente não pode ser aprovado na pista de homologação devido à falha, uma nova geometria foi projetada. O conceito principal da peça não mudou e apenas uma adição de material foi feita para reforçar a área crítica. Uma ilustração comparativa das duas versões é feita na Figura 4.52.

Figura 4.52 - Re-projeto do suporte de mola

O mesmo processo feito para a primeira versão do projeto é seguido inicialmente para esse componente re-projetado. A Figura 4.53 mostra o gradiente de tensão para o caso de impulso lateral (IL), caso mais crítico para esse componente.

Figura 4.53 - Resultado de tensão para o novo projeto do suporte de mola

Assim como no primeiro estudo de caso, nessa etapa do desenvolvimento outro teste na pista de durabilidade acelerada seria necessário. Para que a metodologia descrita na Figura 3.1 seja válida, as seguintes hipóteses devem ser comprovadas:

1. A nova geometria segue o mesmo conceito da versão anterior, ou seja, os pontos críticos não mudam.
2. O componente tem apenas um carregamento principal que leva à altas tensões e acúmulos de dano.
3. Os planos de deformação não devem mudar ao decorrer do tempo, ou seja, deve-se ser um caso de fadiga proporcional.
4. A teoria linear elástica deve ser válida, ou seja, a versão anterior não deve ter sofrido deformações plásticas durante o uso.

Caso as hipóteses sejam confirmadas, a medição de deformação do primeiro turno de medições pode ser usada, desde que o sinal de deformação encontrado seja corrigido por um fator que contabilize a diminuição de tensão encontrada por simulação numérica para a segunda versão. Assim o componente pode ser finalmente aprovado via análise FEA, correlação de medição e análise de fadiga.

As quatro hipóteses são comprovadas, como segue:

1. A segunda versão segue o conceito da primeira versão como mostrado na Figura 4.52.
2. A Figura 4.53 e a Figura 4.8 mostram que apenas um caso de carregamento leva a tensões altas
3. A Figura 4.24 e a Figura 4.25 mostram que as direções das tensões principais tem apenas um pequeno desvio, o que é aceito como um caso de fadiga proporcional.
4. O componente não sofre deformações plásticas (como pode ser verificado nas Figura 4.17, Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20, Figura 4.21 e Figura 4.22), ou seja, não se tem deformação residual depois

das voltas dada na pista de homologação. Portanto a teoria linear elástica para esse caso é válida.

Com as hipóteses confirmadas, pode-se utilizar as medições da primeira rodada. Para tal, inicialmente uma comparação da simulação da tensão entre as duas versões é feita em cada direção de deformação da roseta mostrada na Figura 4.16. Tal comparativo é feito para o carregamento de impulso lateral.

Como o impulso lateral é o principal carregamento para esse caso, e para que seja possível a utilização da deformação medida, o seguinte fator de proporcionalidade de deformação é criado:

$$PF = \frac{\mathcal{E}_{SGB\alpha}}{\mathcal{E}_{SGA\alpha}} \quad (4.1)$$

$\mathcal{E}_{SGA\alpha}$: Deformação verificada no modelo em FEM para a primeira versão em cada direção da roseta α (0° , 45° 90°) para o caso de carregamento de impulso lateral.

$\mathcal{E}_{SGB\alpha}$: Deformação verificada no modelo em FEM para a segunda versão em cada direção da roseta α (0° , 45° 90°) para o caso de carregamento de impulso lateral.

O fator de proporcionalidade de deformação pode ser visto na Tabela 4.27 abaixo para cada direção:

Tabela 4.27 - Fator de proporcionalidade de deformação para cada direção da roseta

Fator de proporcionalidade de deformação		
Direção 0°	Direção 45°	Direção 90°
0,85	0,8	0,77

Em posse desse fator de proporcionalidade, é possível multiplicar a medição de cada direção da roseta obtida pelo seu fator correspondente. Assim, cria-se um sinal sintético que representaria a nova versão do suporte de mola rodando na pista de homologação.

Apesar do impulso lateral não ser o único carregamento atuante, já foi provado anteriormente que ele é, de fato, o principal. Portanto, para os ciclos que realmente vão causar dano ao componente, é razoável utilizar-se do fator de proporcionalidade para contabilizar o efeito benéfico da diminuição de tensão ocorrida pela modificação da geometria.

Nessa metodologia, algumas deformações que não são causadas pelo impulso lateral também sofrem a diminuição proporcional ao impulso lateral. Apesar de fisicamente errado, essa diminuição não deve ser um fator determinante para a invalidez do método, já que é comprovado via simulação estrutural que os demais carregamentos causam deformações de menor expressão das quais muitas vezes não são contabilizados na análise de fadiga pelo seu baixo valor de amplitude.

4.7.2.1 Análise de fadiga do re-projeto

Para a análise de fadiga do re-projeto, as mesmas deformações mostradas nas Figura 4.17, Figura 4.18, Figura 4.19, Figura 4.20, Figura 4.21 e Figura 4.22 são utilizadas, mas agora com o fator de proporcionalidade multiplicado em cada direção da roseta. Como os parâmetros de material e fabricação não mudaram, o mesmo valor de rugosidade superficial média da chapa é utilizado, enquanto a distribuição gaussiana das propriedades do material foi mantida com a probabilidade de sobrevivência de 50%.

A Tabela 4.28 mostra o compilado do número de voltas na pista de durabilidade até a falha do componente para as três diferentes tensões equivalentes estudadas:

Tabela 4.28 - Comparativo entre voltas até a falha para as três tensões equivalentes

Voltas até a falha	
Von Mises sinalizado	59948
Tensão principal	8334
Tensão normal escalonada	8599

A mesma tendência foi seguida para essa segunda rodada de análise, sendo a que a tensão equivalente mais conservadora para esse caso foi a tensão principal, com valores similares da tensão normal escalonada, e por fim a menos

conservadora continua sendo von Mises sinalizado. Apenas as maiores amplitudes continuam a ser as maiores causadoras de dano, como pode ser visto na Figura 4.54, Figura 4.55 e Figura 4.56 que retrata o “rainflow” para cada tensão equivalente. A curva S-N sintética nesse caso é muito parecida para os três casos, e é mostrada na Figura 4.57 (caso da tensão normal escalonada como equivalente).

Figura 4.54 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão Principal como equivalente

Figura 4.55 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando a Tensão von Mises como equivalente

Figura 4.56 - Percentual de participação no dano para cada amplitude e média utilizando tensão normal escalonada como equivalente

Figura 4.57 - Curva S-N sintética utilizando tensão normal escalonada como equivalente

A previsão de vida na pista de durabilidade fica entre um intervalo de 59948 e 8334 voltas. Mesmo adotando a análise mais conservadora, que nesse caso foi utilizando a tensão principal como equivalente, a peça tem um fator de segurança contra a falha até a aprovação de 2,8 (já que 2940 voltas são necessárias para aprovação). Portanto, o suporte teria uma vida em fadiga de 2,8 vezes o número necessário de voltas para homologação na pista de durabilidade. Assim, aprova-se o re-projeto do componente sem a necessidade de um novo teste físico.

5 CONCLUSÃO

Através do presente trabalho foi possível criar uma metodologia para aprovação de componentes veiculares que falham na primeira rodada de testes e que não serão postos em prova para uma segunda tentativa de homologação estrutural. Utilizou-se dois componentes como estudos de caso para detalhamento do método, o primeiro componente é um suporte de barra estabilizadora, enquanto o segundo é um suporte de mola. Tal metodologia foi construída basicamente utilizando o método dos elementos finitos, medições estruturais e análise de fadiga. Durante o desenvolvimento de cada etapa da metodologia, diversas conclusões puderam ser obtidas.

Durante a primeira aprovação virtual dos componentes, criou-se o modelo completo em elementos finitos do veículo comercial. Mesmo com diversas simplificações para representação virtual, tal simulação estrutural provou ter grande correlação com a realidade. No confronto de casos de carregamentos simulados e medidos, como torção e aceleração vertical obteve-se um grau de correlação de pelo menos 90%, tanto no caso do suporte da barra estabilizadora, quanto no suporte de mola. A confiabilidade na representação virtual do veículo comercial é a base para todo desenvolvimento do método.

Apesar do grande nível de correlação, as peças estudadas ficaram com níveis de tensão altos. No caso do suporte da barra estabilizadora os níveis de tensão atingiram 100% do limite do material no caso de torção, enquanto para o outro estudo de caso atingiu-se 97% do limite para impacto lateral. Apesar dos dois casos estarem aprovados para testes, o fator de segurança é baixo já que ambos estão no limite dos respectivos materiais para carregamentos estáticos. O baixo fator de segurança foi confirmado em testes na pista de homologação estrutural, em que o suporte da barra falhou com 702 voltas, e o suporte de mola com 2352 voltas. Para homologação do componente são necessárias 2940 voltas.

Nota-se que utilizar carregamentos estáticos para aprovação estrutural é válido, mas certa atenção deve ser tomada para componentes com níveis de tensão muito próximos ao admissível, já que na pista de durabilidade esses carregamentos estáticos podem ser pulsantes ou até mesmo alternados, fazendo com que a vida em fadiga diminua drasticamente.

Para garantir que os carregamentos estáticos aplicados na simulação virtual foram realmente suficientes para aprovação do componente, mediu-se a entrada de carga da barra estabilizadora, e a deformação no ponto crítico do suporte de mola para quatro voltas na pista: duas com o veículo carregado e duas com o veículo vazio. Com tais medições fez-se o cálculo do acúmulo de dano para os dois casos. Para tal, foi necessário fazer a extrapolação das quatro voltas medidas até a previsão de falha do componente. Essa extrapolação pode trazer erros na previsão caso a pista e a rodagem do veículo comercial não seja controlada.

O cálculo de acúmulo de dano nos componentes utilizou dados de testes dos materiais, que tiveram grande similaridade com os dados gerados via gerador de material, isso mostra que tal método de modelagem de material proporciona bons resultados para cálculo de fadiga quando a curva S-N real do material não se encontra disponível.

A análise de fadiga é a seção mais detalhada na metodologia, em que diversos fatores de influência foram contabilizados via uso do software FEMFAT. Foi provado que fatores como gradiente de tensão e tensão média são responsáveis por mudanças na inclinação e limite de fadiga da curva S-N.

O gradiente de tensão aumenta significativamente a inclinação da curva, já que o intuito do uso de tal fator de influência é aumentar a resistência à fadiga em pontos críticos muito localizados em que o local de alta tensão é suportado pela região de baixa tensão adjacente.

A rugosidade superficial também é um fator a ser controlado, já que em um estudo de sensibilidade previu-se que a queda na vida em fadiga do componente para rugosidades R_z de 1 μ m até aproximadamente 60 μ m é exponencial. Após esse valor de referência a queda na vida se torna praticamente linear ao aumento da rugosidade.

A variação da probabilidade de sobrevivência mostrou ter uma tendência de queda na vida linear ao aumento do fator de influência para o aço mais nobre, enquanto a tendência de queda na vida devido ao aumento desse fator para o aço menos nobre foi exponencial. Três tensões equivalentes foram utilizadas para previsão de vida, assim foi possível fazer uma comparação entre as equivalentes para definir o grau de correlação e conservadorismo das mesmas. A correlação pôde ser feita somente com duas falhas encontradas na pista de durabilidade.

Apesar de ser um espaço amostral pequeno, já é suficiente para criar uma tendência de assertividade do método.

A tensão equivalente de von Mises sinalizado (via tensão principal) comprovou as análises feitas Brascessi (2007) e Skibicki (2014) e teve um baixo grau de correlação nas duas falhas estudadas, sendo a equivalente menos conservadora dentre as analisadas.

A tensão principal como tensão equivalente foi a mais conservadora das três, com um grau considerável de correlação com as falhas ocasionadas nos dois estudos de caso. Como essa tensão equivalente proporcionou os maiores níveis de amplitude, e não considera múltiplos planos de fadiga em sua análise, é razoável que esta seja a mais conservadora dentre as estudadas. O conservadorismo e grau de correlação dito por Draper (2008) também foi confirmado para esse caso

A tensão normal escalonada teve o melhor grau de correlação para os dois estudos de caso, e estabeleceu-se como uma equivalente intermediária entre as duas outras comparadas em termos de conservadorismo. O uso da principal e da tensão normal escalonada tiveram resultados mais similares se comparados ao von Mises, principalmente no caso do suporte de mola. Já no caso do suporte da barra estabilizadora essa similaridade entre essas duas tensões equivalentes foi menor mas ainda assim bem mais correlatas se confrontada com a tensão de von Mises.

Por considerar a fadiga multiaxial via método dos planos críticos mostrado por Gaier e Dannbauer (2008), além de multiplicar a tensão normal pelo nível de tensão de cisalhamento naquele determinado plano, é natural que o método seja assertivo com essa equivalente, principalmente no caso do suporte de mola, que é um verdadeiro caso de fadiga multiaxial.

Independente dos fatores de influência ou tensão equivalente, evidenciou-se que a maior porcentagem de dano é contabilizada apenas pelas maiores amplitudes. A maioria das amplitudes não gera dano e poderiam ser desprezadas na análise, como proposto por Spinelli (2012).

Para aprovação das duas novas versões dos componentes foi preciso validar diversas hipóteses descritas nos itens 4.7.1 e 4.7.2. Com tais hipóteses válidas, puderam-se utilizar os sinais de medições anteriores para aprovação dos novos componentes, seja utilizando a força encontrada em testes ou a deformação medida multiplicada por um fator de proporcionalidade.

Como os dois componentes encontram-se homologados por essa metodologia e atualmente são utilizados por veículos comerciais de série sem falhas observadas em campo, acredita-se que o método teve seu objetivo alcançado.

6 TRABALHOS FUTUROS

Com os resultados obtidos nesse trabalho, é possível dar continuidade com as seguintes linhas de pesquisa:

- Utilização da metodologia ϵ -N para previsão de vida dos componentes
- Estudar as diferenças entre as curvas de fadiga geradas no gerador de material (que seguem a metodologia indicada no FKM) e curvas levantadas experimentalmente.
- Pesquisa de outros tipos de tensão equivalente ou método dos planos críticos que se adaptem melhor a cada tipo de análise e material.
- Definir diferentes métodos de extrapolação dos sinais para obtenção de resultados estatísticos.
- Reprodução da metodologia em uniões soldadas.
- Utilizar o método descrito em outros estudos de caso, não necessariamente no ramo automotivo, podendo ser utilizado em casos da indústria naval, óleo e gás, mineração ou aeroespacial.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM Designation E1049-85 (1997)**: standard practices for cycle counting in fatigue analysis. Philadelphia: ASTM International, 1997.

ANDRÉ, P.S.; VARUM, H. **Accelerometers**: principles, structure and applications. New York: Nova Science, 2013.

APARICIO SANCHEZ, C.A. **Estudo de impacto usando elementos finitos e análise não linear**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2001.

ARIDURU, S. **Fatigue calculation by “rainflow” cycle counting method**. 2004. Dissertation (Mastering in Science) – Middle East Technical University, Çankaya Ankara, 2004.

AZEVEDO, A. **Método dos elementos finitos**. Porto: Universidade do Porto, 2003.

BATHE, K.J. **Finite element procedures**. New Jersey: Prentice Hall, 1996.

BRACESSI, C. et al. An Equivalent uniaxial stress process for fatigue life estimation of mechanical components under multiaxial stress conditions. **International Journal of Fatigue**, v.30, p.1479-1497, 2007.

BROWN, M.W.; MILLER, K.J. A Theory for fatigue failure und multiaxial stress-strain conditions. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v.187, n.65, p.745-755, 1973.

BUDYNAS, R.G. **Advanced strength and applied stress analysis**. 2nded. New York: McGraw-Hill, 1999.

CAMARÃO, A.F. Elementos finitos: o uso do ANSYS 5.0A na indústria automotiva. **Máquinas e Metais**, n.342, p.34-39, 1994.

CHU, C.C.; CONLE, F.A.; HUEBNER, A. An Integrated uniaxial and multiaxial fatigue life prediction method. **Verein Deutscher Eisenhüttenleute**, n.1283, p.337-348, 1996.

CIARLET, P.G. **The Finite element method for elliptic problems**. New York: North-Holland, 1978.

CLARK, K.; FUJIMOTO, C. **Product development performance**: strategy, organization and management in the world auto industry. Boston: Harvard Business School Press, 1991.

COOPER, R.T. A Process model for industrial new product development. **IEEE Transactions on Engineering Management**, v.EM-30, n.1, 1983.

DANNBAUER, H.; UNGER, B. Prediction of stress, strain and fatigue of combustion engines in the high and low cycle domain. In: CIMAC CONGRESS 2007, 2007, Wien.

DOWNLING, N.E. Estimation and correlation of fatigue lives for random loading. **International Journal of Fatigue**, v.10, p.179-185, 1988.

_____. **Mechanical behavior of materials**. 3rded. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 2007.

DRAPER, J. **Modern metal fatigue analysis**. London: EMAS, 2008.

DRESSLER, K. et al. Extrapolation of rainflow matrices. **SAE International**, n.960569, 1996.

EICHLSEDER, W. **Rechnerische lebensdaueranalyse von nutzfahrzeugkomponenten mit der finite elemento method**. 1989. Dissertation (Mastering in Science) - University of Technology Graz, Graz, 1989.

ENGINEERING CENTER STEYR. **FEMFAT USER MANUAL 4.8**. Niederösterreich: Magna Powertrain, 2010.

_____. **FEMFAT SeminarNotes**. Niederösterreich: Magna Powertrain, 2013.

EULITZ, K.G.; KOTTE, K.L. Damage accumulation – limitations and perspectives for fatigue life assessment, In: MATERIALS WEEK, 2000, Frankfurt. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 2000.

FATEMI, A.; YANG, L. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. **International Journal of Fatigue**, v.20, p.9-34, 1998.

FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU. **Analytical strength assessment of components in mechanical engineering**: FKM guideline. 3thed. Frankfurt: VDMA, 1998.

_____. **Analytical strength assessment of components in mechanical engineering**: FKM guideline. 5thed. Frankfurt: VDMA, 2003.

GAIER, C.; DANNBAUER, H. Fatigue analysis of multiaxially loaded components with the FE-postprocessor FEMFAT-MAX. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON BIAxIAL/MULTIAXIAL FATIGUE & FRACTURE, 6., 2001, Lisboa. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 2001.

_____. Fatigue analysis of multiaxially loaded components with the FE-Postprocessor FEMFAT-MAX. **ESIS Publication**, v.31, p.223–240, 2003.

_____. An Efficient critical plane method for ductile, semi-ductile and brittle materials. In: INTERNATIONAL FATIGUE CONGRESS, 9., 2006, Atlanta. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 2006.

GAIER, C.; DANNBAUER H. A Multiaxial fatigue analysis method for ductile, semi-ductile, and brittle materials. **The Arabian Journal for Science and Engineering**, v.33, p.223-235, 2008.

GAIER, C.; LUKACS, A.; HOFWIMMER, K. Investigations on a statistical measure of the non-proportionality of stresses. **International Journal of Fatigue**, v.26, n.4, p.331-337, 2004.

GAIER, C.; STEINWENDER G.; DANNBAUER H. FEMFAT-Max: A FE-Postprocessor for fatigue analysis of multiaxially loaded components. In: **NAFEMS seminar: fatigue analysis**, 2000, Wiesbaden. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 2000.

GENET, G. **A Statistical approach to multi-input equivalent fatigue loads for the durability of automotive structures**. 2006. Thesis (Degree of Doctor of Philosophy) – Göteborg University, Göteborg, 2006.

GOES, K.C. **Um modelo para previsão de vida à fadiga de juntas soldadas submetidas a carregamentos combinados**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

HAIBACH, E. **Modifizierte lineare schadensakkumulations-hypothese zur berücksichtigung des dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender schädigung**. Darmstadt: Fraunhofer – Institute für Betriebsfestigkeit, 1970. (Technische Mitteilung des LBF, No.TM 50/70).

_____. **Betriebsfestigkeit** - verfahren und daten zur bauteilberechnung. New York: Springer, 1989.

HÜCK, M.; THRAINER, L.; SCHÜTZ, W. Berechnung von wöhlerlinien für bauteile aus stahl, stahlguss und grauguss - synthetische wöhlerlinien. **Verein Deutscher Eisenhüttenleute**, No. ABF 11, 1983.

HUEBNER, K.; THORNTON, E. **The Finite element method for engineers**. 2nded. New York: John Wiley, 1982.

HUGHES, T.J.R. **The Finite element method**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1987.

JULIE, A.B.; JESS, J.C.; JAMES, L.H. **Fundamentals of metal fatigue analysis**. New Jersey: Prentice Hall, 1990.

KANDIL, F.A.; BROWN, W.; MILLER, K.J. Biaxial low-cycle fatigue fracture of 316 stainless steel of elevated temperature. **The Metals Society**, B.280, p.203-210, 1982.

LAKSHMININARAYANA, H. **Finite elements analysis: procedures in engineering**. Telangana: Universities Press, 2004.

LEE, Y. et al. **Fatigue testing and analysis: theory and practice**. Oxford: Elsevier, 2005.

LOHR, R.D.; Ellison, E.G. A Simple theory for low cycle multiaxial fatigue. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v.3, p.1-17, 1980.

MacDONALD, J.K. Successive approximations by the rayleigh-ritz variation method. **Physical Review**, v.43, p.830-833, 1933.

MASING, G. Self-stretching and hardening for brass. In: INTERNATIONAL CONGRESS ON APPLIED MECHANICS, 2., 1926, Zurich. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 1926.

MILOSEVIC, D.Z. **Project management toolbox, tools and techniques for the practicing project manager**. New Jersey: John Wiley, 2003.

MINER, M.A. Cumulative damage in fatigue. **Journal of Applied Mechanics**, v.12, p.159-164, 1945.

MORELLI, J. É na fazenda pimenta que a DaimlerChrysler tempera seus caminhões. **Agência AutoData**, 31 mar. 2003. Disponível em:<<http://www.autodata.com.br/news.php?recid=537>>. Acesso em: 15 out. 2013.

MURMAN, E. et al. **Value in aerospace industry**. New York: Palgrave, 2002.

NICHOLAS, M.B. **Finite element analysis on microcomputers**. New York: McGraw-Hill, 1988.

NORRIE, D.H.; VRIES, G. **An Introduction to finite element analysis**. New York: Academic Press, 1978.

ODEN, J.T.; REDDY, J.N. **An Introduction to the mathematical theory of finite elements**. New York: Academic Press, 1978.

PALMGREN, A. Die Lebensdauer von kugellagern. **Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure**, v.68, p.339-341, 1924.

PAPADOPOULOS, I.V. et al. A Comparative study of multiaxial high-cycle fatigue for metals. **International Journal of Fatigue**, v.19, p.219-235, 1997.

PROJECT MANAGEMENT INSTITUTE. **Project management body knowledge**. 3rded. Pennsylvania: Newton Square, 2004.

REHG, J.A. **Computer integrated manufacturing**. 3rded. New Jersey: Prentice Hall, 2007.

REMBOLD, U. et al. **Computer integrated manufacturing and engineering**. California: Addison-Wesley, 1994.

RITZ, W. Über eine neue methode zur lösung gewisser variationsprobleme der mathematischen physik. **Journal für die Reine und Angewandte Mathematik**, v.135, p.1-61, 1909.

SALZMAN, A. **Manufacturing system design: flexibe manufacturing systems and value stream mapping**. 2002. Dissertation (Mastering in Science) – Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2002.

SCHIJVE, J. **Fatigue of structures and materials**. Dordrecht: Kluwer Academic, 2001.

SIEBEL, E.; MEUTH, H.O. Die Wirkung von kerben bei schwingender beanspruchung. **Verein Deutscher Eisenhüttenleute**, n.91, p.319-323, 1949.

SINES, G. **Behavior of metals under complex static and alternating stresses**. New York: McGraw-Hill, 1959.

SKIBICKI, D. **Phenomena and computational models of non-proportional fatigue of materials**. New York: Springer, 2014.

SOCIE, D.F.; MARQUIS, G.B. **Multiaxial fatigue**. Pennsylvania : SAE International, 2000.

SPINELLI, D.M. **Metodologia enxuta para desenvolvimento de components estruturais, suportada por ferramentas de projeto, processo de manufatura e ensaios de materiais**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

STEPHENS, R.I. et al. **Metal fatigue in engineering**. California: Wiley Intersciece, 2001.

ULRICH, K.; EPPINGER, S. **Product design and development**. 2nded. New York: Irwin McGraw-Hill, 2000.

WARD, A.C. **Value stream mapping for product and process development**. Michigan: Ward Synthesis, 2000.

WHEELWRIGHT, S.; CLARK, K. **Revolutionizing product development: quantum leaps in speed, efficiency and quality**. New York: Simon and Schuster, 1992.

ZAHAVI, E. **The Finite element method in machine design**. New Jersey: Prentice-Hall, 1992.

ZHANG, G. Fatigue data of aluminum die-castings, parameter identification and influences of stress gradients. In: FEMFAT USER MEETING, 5., 2005, St.Valentin. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 2005.

ZIENKIEWICZ, O.C.; TAYLOR, R.L. **The Finite element method**. 4thed. New York: McGraw-Hill, 1988.