

AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

ESTIMATIVA DA VIDA SOB FADIGA DE AMPLITUDE VARIÁVEL DE UM COMPONENTE MECÂNICO

LUIZ CARLOS HERNANDES RICARDO

Dissertação apresentada como parte dos requisitos para obtenção do Grau de Mestre em Ciências na Área de Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear.

Orientador: Prof. Dr. Arnaldo H. Paes de Andrade

São Paulo 1999

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES Autarquia associada à Universidade de São Paulo

٤

2

Estimativa da Vida sob Fadiga de Amplitude Variável de Um Componente Mecânico

Luiz Carlos Hernandes Ricardo

Dissertação apresentada como parte dos requisitos para obtenção do grau de Mestre em Ciências na Área de Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear

Orientador : Prof. Dr. Arnaldo H. Paes de Andrade

São Paulo 1999



À Márcia e Luiz Felipe fonte de inspiração e perseverança

9

à

983

Ē

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. Arnaldo H. Paes de Andrade não somente pelas diretrizes seguras durante a execução desse trabalho mas, também pela amizade desenvolvida ao longo do tempo ao qual tenho em muita consideração.

Um agradecimento ao Prof. Dr. Edison Gonçalves pela ajuda nos momentos difíceis na minha carreira.

A Kiyoshi R. Nagayama, Marcus Zucchini, Wilson Y. Oishi e Celso Carreira da Dana Nakata pelo apoio e incentivo à pós-graduação.

Um agradecimento especial aos colegas cujas criticas e sugestões ajudaram muito o desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

A todos aqueles que de forma direta ou indireta ajudaram na conclusão desse trabalho e compartilho com eles a minha felicidade pela conclusão do mesmo.

Finalmente eu gostaria de agradecer a Ford do Brasil Ltda pelo suporte durante a execução do trabalho.

Estimativa da Vida sob Fadiga de Amplitude Variável de Um Componente Mecânico

Luiz Carlos Hernandes Ricardo

Resumo

O presente trabalho apresenta um procedimento para estimar a vida de componentes sob carregamentos de amplitude variável. São apresentados os conceitos de fadiga bem como sua aplicação no setor automotivo. A dissertação mostra as etapas de desenvolvimento de um componente automotivo, considerando no desenvolvimento experimental, fadiga e o método dos elementos finitos no numérico.

Apresenta-se, em linhas gerais, os critérios de projeto para componentes normalmente utilizados em industrias automobilísticas. É mostrado o desenvolvimento de um componente automotivo, *"bandeja de bateria"*, de um veículo comercial pequeno, onde três propostas de bandeja de bateria são avaliadas para substituição de uma bandeja em produção.

O procedimento experimental é feito instrumentando-se uma das propostas de bandeja, com intuito de obter esforços e freqüências de trabalho, através de acelerômetros e tensões, indiretamente, utilizando strain-gages. As medições foram feitas nas principais rotas de uso de usuário comum e considerando que as rotas escolhidas são para um veículo comercial pequeno.

Esses sinais foram utilizados como entrada de dados para o modelo de elementos finitos, onde foram feitas as análises estática e modal. O trabalho também aborda os problemas típicos encontrados no desenvolvimento experimental no que tange a equipamento, medição e componentes a serem testados. O sinal de deformação versus tempo, obtido na medição, foi utilizado para o cálculo de dano da estrutura e conseqüente estimativa de vida.

Com base nos resultados das análises estáticas e modal, as três propostas de bandeja de bateria tiveram um comportamento estrutural satisfatório. No desenvolvimento experimental, a estimativa de vida feita a partir do cálculo de dano do sinal deformação versus tempo, mostrou que a proposta instrumentada teria sido aprovada em um teste de durabilidade acelerado, bem como as outras propostas que mostraram um comportamento numérico ainda melhor e, consequentemente, isso refletiria na avaliação de durabilidade.

Estimation Life on Fatigue Variable Amplitude of a Mechanic Component

Luiz Carlos Hernandes Ricardo

Abstract

The current work introduces a procedure to estimate the life of components under variable loading. Concepts of fatigue are presented as well as their application on the automotive area. The dissertation shows the steps to develop an automotive component considering the experimental development fatigue and using the finite element method in the numerical part.

An overview on the design of criterion of components normally used in the automotive industries is introduced. The development of an automotive part, "battery tray" of a compact car is shown, where three proposals of battery trays are introduced to replace the current tray in production.

The experimental procedure is done with a proposal of an instrumented battery tray in order to obtain the forces and frequencies from the accelerometers and stresses from the strain-gages. The measurements were done in majors routes that the regular customer use, remembering that the vehicle is a compact car.

The signals were used as input to the finite element model, where the static analysis and modal analysis were evaluated. The work cover also some problems that usually happen during the development of a component, like those with the measurements, facilities and the prototypes. The signal strain versus time obtained from the measurements was used to compute damage and to estimate the life of the component.

Based on the static and modal analysis, the three evaluated battery trays proposals shown the satisfactory structural behavior. In the experimental development, the estimation of the fatigue life done from the damage calculation based on strain versus time of signal shown that the instrumented proposal would be approved at durability test as well as the others trays proposals, because they got an even have better structural behavior and this would be reflect at durability test.

Sumário

|

.

•

.

.

P	'ag.
1.0 Introdução	1
1.1 Considerações Gerais	1
2.0 Descrição do Fenômeno da Fadiga	3
3.0 Procedimentos Utilizados para se Estimar Vida de Componentes Mecânicos	7
3.1 Curvas S-N	7
3.1.1 Carregamentos Cíclico	7
3.1.2 Efeito da Tensão Média	20
3.2 Métodos de Predição de Vida	24
3.2.1 Método de Predição de Iniciação de Trinca	24
3.2.2 Método de Predição sob Amplitude Cíclica Variável	27
3.2.3 Revisão Teoria de Dano	34
4.0 Aplicação de Predição de Vida em Estruturas Veiculares 4	15
4.1 Revisão da Literatura 4	15
4.2 Considerações Gerais sobre o Ciclo de Desenvolvimento do Produto 4	.9
4.3 Metodologia para Obtenção dos Carregamentos de Serviços 5	;4
4.4 Exemplo de Desenvolvimento de Componente Automotivo 6	60
4.4.1 Definição do Problema de Engenharia 6	50
4.4.2 Descrição do Modelo de Elementos Finitos	1
4.4.3 Descrição do Procedimento Experimental	10
4.4.4 Critérios de Projeto Utilizados	4
4.4.5 Resultados	98

Anexo I - Descrição do Programa AQUISI para processamento de Sinais 11 Anexo II - Descrição do Programa Ideas 4.0 Para Geração dos Modelos de	5.0 C	onclusões	117
Anexo II - Descrição do Programa Ideas 4.0 Para Geração dos Modelos de	Anex	o I - Descrição do Programa AQUISI para processamento de Sinais	119
Flomentos Finitos 12	Anex	o II - Descrição do Programa Ideas 4.0 Para Geração dos Modelos de	
		Elementos Finitos	121

ļ

1

LISTA DE TABELAS

Pág.

Tabela 4.1 - Resultado Análise Estática	104
Tabela 4.2 - Resultado Análise Modal	111
Tabela 4.3 - Resultado Análise de Dano da Bandeja Proposta 1	118

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Fig. 2.1	Diagrama do Problema de Predição de Vida por Fadiga
Fig. 3.1	Exemplos de Carregamentos Cíclicos
Fig. 3.2	Esquema da Aparelhagem para Teste de Fadiga com Flexão Rotativa
Fig. 3.3	Carregamento em Estrutura Automotiva 11
Fig. 3.4	Laço de Histerese Característico em Material Elástico
Fig. 3.5	Laço de Histerese Característico em Material Elasto-Plástico 13
Fig. 3.6	Notação para uma Laço Simétrico 13
Fig. 3.7	Comportamento Cíclico de um Material sob Tensão Controlada 14
Fig. 3.8	Curva de Fadiga de Baixo Ciclo para Aço Inoxidável 347 16
Fig. 3.9	Curvas S - N de Materiais Ferrosos e não Ferrosos 17
Fig. 3.10) Curvas Típicas S-N 19
Fig. 3.11	Métodos de Apresentar Dados de Fadiga em Termos de Tensão Média 22
Fig. 3.12	2 Diagrama de Goodman
Fig. 3.13	Método Alternativo do Diagrama de Goodman
Fig. 3.14	Nucleação de Trinca em Fadiga nas Bandas de Deslizamento

Pág.

Fig. 3.15	Roteiro para Predição de Vida por Iniciação de Trinca	27
Fig. 3.16	Logaritmo de Deformação versus Logaritmo de Reversões até a Ruptura	. 29
Fig. 3.17	Logaritmo de Tensão versus Logaritmo de Reversões até a Ruptura	31
Fig. 3.18	Logaritmo de Deformação Plástica versus Reversões até a Ruptura	32
Fig. 3.19	Logaritmo de Deformação Total versus Reversões até a Ruptura	32
Fig. 3.20	Exemplos de Seqüência de Efeitos	33
Fig. 3.21	Representação Gráfica do Processo de Miner	36
Fig. 3.22	Histórico de Carregamento no Tempo	36
Fig. 3.23	Histórico Deformação - Tempo com Amplitude Variável e Resposta do Material em Curva Tensão – Deformação	38
Fig. 3.24	Histórico Deformação – Tempo com Amplitude Variável Associada com Resposta do Material na Curva Tensão – Deformação	39
Fig. 3.25	Normas para Contagem de "rainflow" e Histórico Deformação – Tempo de Amplitude Variável	40
Fig. 3.26	Histórico de Deformação vs. Tempo com Amplitude Variável Utilizando a Técnica de "rainflow" na Máxima Amplitude	42
Fig. 3.27	Sinais de Serviço Deformação - Tempo	43
Fig. 3.28	Histórico de Chuvas de Pontos	44
Fig. 4.1	Ciclo de Desenvolvimento do Produto	51
Fig. 4.2	Processo de Desenvolvimento do Componente	52
Fig. 4.3	Elementos Básicos no Projeto de Fadiga	53
Fig. 4.4	Parâmetros do Espectro de Carregamento	55
Fig. 4.5	Procedimento para Preparação de Testes para Aprovação do Componente	58
Fig. 4.6	Procedimento de Correlação do Consumidor	59
Fig. 4.7	Corpo Geral Tri-dimensional	65

.

.

.

.

:

:

.

Pág.

Fig. 4.8 a Elementos Tipo Viga
Fig. 4.8 b Elemento Plano de Tensão 68
Fig. 4.9 Elemento de Placa e Casca
Fig. 4.10 Processo de Elementos Finitos 70
Fig. 4.11 Suporte Bateria
Fig. 4.12 Bandeja Bateria Atual
Fig. 4.13 Conjunto Suporte e Bandeja da Bateria Atual 75
Fig. 4.14 Carregamentos da Bandeja Atual
Fig. 4.15 Proposta Bandeja 1 77
Fig. 4.16 Proposta Bandeja 2 78
Fig. 4.17 Proposta Bandeja 3 79
Fig. 4.18 Cabine de Caminhões Testada em Laboratório
Fig. 4.19 Ilustração da Pista "Mata - Burro"
Fig. 4.20 Pistas Especiais
Fig. 4.21 Posicionamento dos Acelerômetros
Fig. 4.22 Posicionamento dos Strain Gages
Fig. 4.23 Aceleração bandeja da bateria
Fig. 4.24 Aceleração no suporte da bateria
Fig. 4.25 Sinal temporal deformação vs tempo na bandeja da bateria 90
Fig. 4.26 Sinal temporal deformação vs tempo no suporte da bateria
Fig. 4.27 Rainflow canal 1 vertical da bandeja 91
Fig. 4.28 Rainflow canal 2 transversal da bandeja
Fig. 4.29 Rainflow canal 3 longitudinal da bandeja

.

٠

i.

Pág.

Fig. 4.30	Rainflow canal 4 longitudinal do suporte
Fig. 4.31	Rainflow canal 5 vertical do suporte
Fig. 4.32	Rainflow canal 6 transversal do suporte
Fig. 4.33	Autoespectro bandeja da bateria
Fig. 4.34	Autoespectro bandeja e suporte da bateria
Fig. 4.35	Modelagem do Ponto de solda 101
Fig. 4.36	Pós-Processamento Proposta Bandeja 1 103
Fig. 4.37	Pós-Processamento Proposta Bandeja 2 104
Fig. 4.38	Pós-Processamento Reforço Proposta Bandeja 2 105
Fig. 4.39	Pós-Processamento Proposta Bandeja 3 106
Fig. 4.40	Pós-Processamento Reforço Bandeja Proposta 3 107
Fig. 4.41	Cálculo de dano canal 7 bandeja bateria 113
Fig. 4.42	Cálculo de dano canal 8 bandeja bateria 113
Fig. 4.43	Cálculo de dano canal 9 bandeja bateria 114
Fig. 4.44	Cálculo de dano canal 10 bandeja bateria 114
Fig. 4.45	Cálculo de dano canal 11 bandeja bateria 115

•

•

7

1

1.0 Introdução

1.1 Considerações Gerais

O presente trabalho tem como objetivo investigar as metodologías utilizadas no desenvolvimento de componentes automotivos, levando em conta o fenômeno de fadiga sob carregamento de amplitude variável.

Na industria automotiva, no Brasil, muitas vezes não se tem condições de ter acesso a determinados procedimentos de projeto, é um fato a formação acadêmica inadequada de pessoal, além de se ter, muitas vezes, uma limitação em termos de autoridade para a modificação do componente original ou seja, nacionalização do mesmo.

A nacionalização de componentes fica sujeito à engenharia do produto ter ou não responsabilidade de projeto em determinados itens. Caso contrário toda modificação proposta é feita no departamento de engenharia central da empresa, que pode ou não, estar situado no país em que o componente é fabricado. O mesmo item pode ser liberado para a produção em vários países, ocorrendo assim, uma redução de custo e a globalização do componente.

Os fundamentos teóricos do trabalho são apresentados numa abordagem típica da industria automotiva. Inicia-se a abordagem teórica no capitulo 2 descrevendo o fenômeno da fadiga.

No capitulo 3 será explanada inicialmente a curva S-N, detalhando o carregamento cíclico. O capítulo aborda o fenômeno de iniciação de trinca, além de uma revisão da teoria de dano e da técnica de contagem de ciclos, onde o método "rainflow" é apresentado.

No capitulo 4 é discutido a metodologia e o procedimento de projeto de um componente automotivo, desde a concepção até a liberação para a produção, ou seja, histórico de componente similar, procedimentos numérico e experimental, além dos critérios de projeto utilizados.

O trabalho é concluído no capitulo 5, onde discute-se os resultados obtidos nas várias análises nas quais o componente é envolvido.

2.0 Descrição do Fenômeno da Fadiga

O termo *fadiga* é amplamente utilizado na literatura técnica e científica, entretanto, as vezes apresenta diferentes significados. De modo geral a fadiga, na linguagem comum, é o cansaço, um estado físico que torna impossível suportar condições de esforços adicionais, provocando, no caso de estruturas mecânicas, um tipo especial de falha.

Este tipo de falha é caracterizado por 1°) atuações de históricos de forças (carregamento mecânico, temperatura, meio ambiente); 2°) ausência de alterações visíveis no elemento estrutural (principalmente deformação) durante este período. Nesse caso é natural considerar que o material simplesmente "*cansou*" de operar nas condições presentes.

A *fadiga cíclica* (sob carregamento periódico), pode ser classificada quanto ao tipo de solicitação, em fadiga de amplitude constante e de amplitude variável. Os carregamentos periódicos estão presentes na maioria das estruturas mecânicas, e são muitas vezes responsáveis pelas falhas das mesmas. Assim a fadiga pode ser definida também como uma falha estrutural (fratura) por carregamento periódico.

A importância prática da fadiga cíclica está relacionada às particularidades da fratura, que ocorrem sob tensões inferiores ao limite de resistência do material e sem deformações plásticas macroscópicas (Pastoukhov & Voorwald (1995)).

A figura 2.1 mostra o diagrama de predição de vida de um componente quanto a fadiga. O espectro de carregamento é informação primordial em um projeto considerando a fadiga, pois conhecido o espectro de carregamento, ele será transformado em espectro de tensões para se determinar as regiões criticas na estrutura e assim, fornecer informações para o engenheiro de projeto poder predizer a vida da estrutura e quais possíveis alterações na estrutura são necessárias para que se atinja a vida esperada ou desejada.



Fig. 2.1 Diagrama de Predição de Vida por Fadiga (Schijve (1996))

Sob condições normais de carregamento, as trincas de fadiga se iniciam em singularidades que se encontram na superfície do componente ou logo abaixo da mesma. Tais singularidades podem ser riscos, mudanças bruscas de seção, inclusões, entalhes etc.

Se os carregamentos cíclicos aos quais o componente está sujeito não forem de amplitude constante e sim de amplitude variável, uma análise de acumulo de dano se faz necessária.

22

Detalhes como geometria do componente e tratamentos de superfície são necessários para se estimar a vida do componente; esses detalhes são discutidos por :

Fuchs & Stephens (1980) abordam os diversos testes de fadiga e os efeitos de entalhes na estimativa de vida do componente. Fadiga de amplitude variável e o tratamento com sinais de serviços também são discutidos, bem como a influência dos efeitos ambientais na integridade estrutural do componente, considerando a fadiga.

Kocanda (1978) apresenta uma descrição dos fundamentos da fadiga e seus processos. É feita uma abordagem da fadiga do ponto de vista metalúrgico, discutindo os principais mecanismos que envolvem essa abordagem, além de uma revisão da teoria de falhas e uma descrição dos tipos de fraturas que ocorrem na fadiga.

Hertzberg (1989) aborda o comportamento dos materiais ferrosos e não ferrosos, nas diversas áreas presentes no estudo de fratura; discute também as tensões e deformações cíclicas. Juvinall (1983) aborda as principais considerações em projetos de um componente mecânico sob a fadiga. É explanado os tipos de carregamentos mais comumente utilizados em projeto. É apresentada uma abordagem sobre testes de fadiga e a influência do tratamento superficial na vida em fadiga.

t

ï

Branco et al. (1983) fazem uma abordagem sobre solicitações de fadiga tanto de amplitude constante quanto de amplitude variável. É apresentada também uma revisão da teoria de dano onde o objeto de estudo é a fadiga de estruturas soldadas.

Para um projeto de componente novo será necessário o histórico de componente semelhante, bem como modos de falha e procedimentos de testes simulando o componente em serviço.

Projetar componentes sem fazer testes, utilizando somente análise estrutural, faz com que o projeto tenha uma margem de incertezas muito grande e pode penalizar o custo dos mesmos.

Os componentes podem não estar otimizados em termos de durabilidade, podendo causar um "recall" ou seja o cliente ser chamado para troca do componente, caso esse venha falhar em serviço em condições normais de uso, sem mencionar que a imagem da empresa pode ficar deteriorada.

3.0 Procedimentos Utilizados para se Estimar Vida de Componentes Mecânicos

3.1 Curvas S-N

3.1.1 Carregamento Cíclico

Numa definição exata, a carga periódica (ou cíclica) é descrita pela função correspondente F (t), que obedece á seguinte condição : para qualquer instante do tempo "t", F (t) = F (t+t_0) onde t_0 é o período. Na realidade, considera-se que a degradação da estrutura é induzida por cíclos mais complicados (com picos múltiplos) que são aproximados por uma combinação dos ciclos simples.

Os primeiros estudos de fadiga mostraram, que a forma de ciclo simples não influi na vida de um elemento estrutural. Por isso, o ciclo simples é descrito completamente pelos dois parâmetros independentes : tensão máxima $\sigma_{máx}$ e a tensão mínima σ_{min} e os ciclos representados na figura 3.1, são equivalentes. Por conveniência, podem ser aplicadas outras combinações de dois parâmetros com uso da tensão média :

$$\sigma_{\text{med}} = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2 \tag{3.1}$$

amplitude de tensão :

$$\sigma_{a} = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 = \sigma_{max} - \sigma_{med}$$
(3.2)

intervalo de tensão

 $\Delta \sigma = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}} = 2 \sigma_a = \sigma_i \qquad (3.3)$



-

i

1

$$\mathbf{R} = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \tag{3.4}$$



Fig. 3.1 Exemplos de Carregamentos Cíclicos (Pastoukhov & Voorwald (1995))

O carregamento cíclico uniaxial ou multiaxial é uma condição comum dos elementos estruturais. A figura 3.2 ilustra um teste de fadiga com flexão alternada, onde por exemplo um eixo de um veículo suporta uma carga quase constante, mas a rotação deste alterna os parâmetros locais do carregamento, na posição superior as fibras horizontais são submetidas à compressão e, na inferior, à tração.



Fig. 3.2 Esquema da Aparelhagem para Teste de Fadiga com Flexão Rotativa (Juvinall (1983))

Uma série de testes é realizada com vários pesos e usando corpos de prova preparados cuidadosamente, visando obter o máximo de semelhança entre eles e, consequentemente, entre os resultados também.

O teste é interrompido quando o contato C é aberto, fazendo parar o motor que provoca a rotação no corpo de prova; após isso, os resultados são colocados em gráficos mono-log e log-log; para gráficos mono-log o eixo x representa o logaritmo do número de ciclos e o eixo y as tensões, e para gráficos log-log, o eixo x representa também o logaritmo do número de ciclos e, o eixo y, o logaritmo das tensões.

Outra origem das cargas cíclicas são as próprias condições de funcionamento. Os regimes do tipo " carregamento – descarregamento " são característicos para vaso de alta pressão, estruturas de construção, etc.

De fato, poucos componentes mecânicos estão sujeitos às variações simples de tensões senoidais ou constantes, em parte, representadas na figura 3.1. Na maioria dos casos, estão presentes carregamentos de amplitude variável, como os ilustrados na figura 3.3, caso de automóveis, aeronaves e plataformas marítimas por exemplo.

O estudo de espectros de carregamentos reais, objeto da presente dissertação, é uma área importante da engenharia mecânica. O conhecimento desses espectros permite avaliar nos casos básicos a vida do componente estrutural (Pastoukhov & Voorwald (1995)).



Fig. 3.3 Carregamento em Estrutura Automotiva (Spectra) 1997))

No carregamento cíclico em regime elástico, tensão e deformação são linearmente relacionadas pelo módulo de elasticidade, bastando medir uma das duas quantidades, (deformação ou tensão), conforme mostrado na figura 3.4; normalmente, utiliza-se um registrador X-Y e obtém-se um gráfico de tensão-deformação diretamente.

Para qualquer função controladora, σ ou ε , o sinal vai de 0 a (σ , ε) a ($-\sigma$, - ε) e volta a zero. Os pontos 0, (σ , ε), (- σ , - ε) são situados na mesma curva cíclicas de tensão-deformação. Para cargas cíclicas que produzem deformações plásticas, as respostas são mais complexas.



Fig. 3.4 Laço de Histerese Característico em Material Elástico (Meyers & Chawla (1982))

A figura 3.5 mostra esquematicamente essa resposta. Do ponto 0 a A há tração, descarregando de A e entrando em compressão chega-se ao ponto B. Descarregando B e invertendo a tensão para tração, volta-se ao ponto A de novo. Continuando o processo pode-se chegar a A, a B e retornar a A. Um ciclo completo assim, dá um laço de histerese que fornece um meio de descrever o comportamento do material sob carregamento cíclico.

A característica mais importante de um laço de histerese é que ele não mostra só a tensão variando ciclicamente mas a possibilidade de medir a deformação plástica por ciclo. Sem entrar em detalhes de mecanismos de movimentação de discordâncias, pode-se afirmar que essa quantidade, a deformação plástica cíclica, é uma quantidade física mensurável que pode ser correlacionada bem melhor que qualquer outro fator aos danos causados por fadiga.

Considera-se a notação indicada na figura 3.6 para um laço simétrico referido aos eixos coordenados σ - ϵ . Um ciclo completo implica iniciar o carregamento em qualquer laço, traçar o laço na direção horária e terminar no ponto inicial.

A deformação total consiste em componentes elásticos e plásticos, sendo a deformação elástica $\Delta \varepsilon_e = \Delta \sigma / E$. A deformação plástica, $\Delta \varepsilon_p = \Delta \varepsilon - \Delta \varepsilon_e$, é igual à largura do laço em sua seção central, isto é, à distância CD. A área do laço de histerese é igual ao trabalho feito, ou perda de energia.





Fig. 3.5 Laço de Histese para Material Elasto-Plástico (Meyers & Chawla (1982)) Fig. 3.6 Notação para um Laço Simétrico (Meyers & Chawla (1982))

Em uma estrutura com um controle da tensão que oscila nos dois extremos, conforme mostrado na figura 3.7, tem-se uma tensão de amplitude constante σ_a . A deformação, porém, não tem uma amplitude constante. A resistência do material à deformação pode aumentar com carregamento cíclico. Neste caso, a deformação cíclica torna-se cada vez menor sob o mesmo nível de tensão (figura 3.7). Chama-se este comportamento de endurecimento cíclico.

A envoltória dos picos deformação é geralmente uma função exponencial. Por outro lado, um material pode mostrar um fenômeno de aumento nas deformações com carregamento cíclico sob uma envoltória exponencial. Este é o caso do amolecimento cíclico também mostrado no caso da figura 3.7.



Endurecimento Cíclico

Amolecimento Cíclico

Fig.3.7 Comportamento Cíclico de Um Material sob Tensão Controlada (Meyers & Chawla (1982))

As curvas S-N que representam os resultados obtidos em ensaios de fadiga, baseiamse no registro da tensão aplicada em função do número de ciclos para a ruptura. A curva S-N básica é obtida quando a tensão média é zero; isto é, a tensão mínima é compressiva com $|\sigma_{min}| = \sigma_{máx}$ (a razão de carregamento R = -1). A fadiga de baixo ciclo ocorre para tensão e deformação predominantemente plásticas, com fratura ocorrendo em menos de 10^4 a 10^5 ciclos. A fadiga é de alto ciclo quando o número de ciclos até a fratura ultrapassa uma faixa de 10^4 a 10^5 ciclos, com tensão nominal atuante geralmente abaixo do limite de escoamento do material. Esses dois tipos de fadiga são descritos com detalhes a seguir.

Fadiga de Baixo Ciclo : Embora os estudos de fadiga estejam historicamente relacionados com condições de serviço, nas quais a falha ocorria para ciclos de tensão superiores a 10⁴, existe um crescente interesse em falha por fadiga que ocorrem para tensões relativamente altas e baixos números de ciclos. Este tipo de problema deve ser considerado nos projetos de vasos de pressão para industria nuclear, turbinas a vapor e na maioria dos outros tipos de maquinaria mecânica.

As condições para ocorrer a fadiga de baixo ciclo são freqüentemente criadas quando as tensões repetidas são de origem térmica. A maneira usual de apresentação dos resultados dos ensaios de fadiga de baixo ciclo consiste no lançamento em gráfico do intervalo de deformação plástica $\Delta \varepsilon_p$ contra N. A figura 3.8 mostra que, em coordenadas log-log obtém-se uma linha reta, cuja inclinação apresenta pequena variação entre os materiais e possui um valor médio de cerca de – 0.5.



Fig. 3.8 Curva de Fadiga de Baixo Ciclo para Aço Inoxidável 347 (Coffin (1963))

Fadiga de Alto Ciclo : Este tipo de fadiga ocorre nos aços, onde há um valor de tensão abaixo do qual, a vida da amostra é infinita; isso acontece, de modo geral, quando as tensões atuantes são de origem elásticas; ou quando a fratura se dá após um número muito elevado de ciclos, normalmente acima de 10⁷. As curvas S-N representam os dados experimentais sobre fadiga de elementos estruturais nas coordenadas " tensão máxima versus número de ciclos".

A distribuição da vida útil é analisada por métodos estatísticos para determinar um valor esperado (o mais provável) e sua probabilidade de erro. Este procedimento resulta da tensão máxima e a razão de carga "R" constante. As normas modernas usam um procedimento universal para a melhor aproximação de uma nuvem de pontos por uma família de curvas, definidos por uma equação assumida. Um exemplo esquemático das curvas S-N é representado na figura 3.9.



Fig. 3.9 Curvas S - N de Materiais Ferrosos e Não Ferrosos (Branco et al. (1986))

Curvas S-N representadas na figura 3.9 fornecem apenas o número mais provável de ciclos até a ruptura para determinados parâmetros de carregamentos. O conhecimento desse número nem sempre é suficiente para o projeto estrutural.

Duas curvas típicas S-N obtidas sob condições de carregamentos ou tensão controladas com corpo de prova liso são mostradas nas figuras 3.10 a e 3.10 b.

Aqui S é a tensão aplicada, usualmente, tensão alternada S_a e N representado na curva é o número de ciclos para falhar o componente. A curva S-N de amplitude constante são plotadas normalmente em log- log ou ainda linear e logarítmica.

A figura 3.10a mostra uma diminuição continua da curva S-N, enquanto a figura 3.10b mostra uma descontinuidade ou "patamar" na curva S-N. Esse patamar é achado em materiais que tem vida entre 10^{6} e 10^{7} ciclos sob condições não corrosivas; para materiais não ferrosos, cuja estimativa de vida se encontra entre 10^{8} e 10^{9} ciclos, não existe esse patamar, além do que estes materiais não possuírem um limite de resistência a fadiga.

Os termos comuns utilizados em um diagrama S-N são "Vida em Fadiga", "Limite de Fadiga" e "Resistência a Fadiga".

A vida em fadiga é o número de ciclos que o componente atinge antes de falhar, quando solicitado a uma determinada tensão.

O *limite de fadiga* é um valor de tensão abaixo do qual, todos os corpos de prova teriam vida infinita.

A resistência a fadiga é um valor de tensão obtido diretamente da curva S-N na falha do componente em N ciclos. (Fuchs & Stephens (1980)).



Fig. 3.10 Curvas Típicas S – N (Fuchs & Stephens (1980))

Efeitos de Superfície : Praticamente toda falha por fadiga se inicia na superfície do componente. Para muitos tipos comuns de carregamento, como flexão e torção, a tensão máxima ocorre na superfície, o que torna lógico que o início da trinca lá se verifique.

Existe ampla evidência de que as propriedades de fadiga são muito sensíveis às condições superficiais. A grosso modo, os fatores que afetam a superficie de um corpo de prova de fadiga podem ser divididos em quatro categorias:

1) rugosidade da superfície ou concentradores de tensão na superfície

2) variações na resistência à fadiga do metal na superfície

3) variações nas condições de tensão residual na superfície

4) superfície sujeita à oxidação e corrosão.

Rugosidade da Superfície : Desde que se iniciaram as pesquisas sobre fadiga, foi constatado que os diferentes acabamentos superficiais produzidos pelos vários processos de usinagem empregados, podem afetar apreciavelmente o desempenho em fadiga.

Tensão Residual na Superfície : O método mais efetivo de aumentar o desempenho em fadiga de um componente consiste na formação de um espectro favorável de tensão residual compressiva. As tensões residuais podem, para vários objetivos, ser consideradas idênticas as tensões produzidas por uma força externa.

Portanto, a adição de uma tensão residual compressiva, que existe num ponto da superfície, a uma tensão trativa externamente aplicada sobre esta superfície, diminui a probabilidade de ocorrer falha por fadiga neste ponto

A estimativa de vida de um componente considerando critério de iniciação de trinca em N_i ciclos em função de carregamentos ou deformações requer um desenvolvimento de especificação de um critério de tamanho de trinca inicial.

O estágio seguinte de propagação corresponde a porção da vida total do componente representado por N_p que envolve o crescimento da trinca até atingir o tamanho crítico ou até a fratura. Assim $N_T = N_i + N_p$ onde N_T é a vida total do componente em termos de fadiga.

3.1.2 Efeito da Tensão Média

1.

ē.

A maioria dos dados de fadiga existentes na literatura foram obtidos em condições de ciclos de tensões alternadas onde $\sigma_m = 0$. Todavia, na prática da engenharia, freqüentemente depara-se com condições em que o carregamento consiste em uma tensão alternada sobreposta a uma tensão média ou estática.

Existem vários métodos de determinação de um diagrama S-N para a situação em que a tensão média é diferente de zero. A figura 3.11 mostra os dois métodos mais utilizados para apresentação dos dados experimentais. Na figura 3.11.a são lançados em gráficos a tensão versus log N, para valores constantes da razão de tensões $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$.

Este tipo de curva é obtido aplicando-se uma série de ciclos de tensões, com a tensão máxima decrescente, e ajustando-se a tensão mínima em cada caso de maneira que ela seja uma fração constante da tensão máxima.

O caso da tensão completamente invertida é dado por R = -1.0, observe que à medida de R aumenta, o que equivale a aumentar a tensão média , o limite de fadiga medido aumenta. A figura 3.11.b mostra os mesmos dados apresentados em termos de tensão alternada versus número de ciclos para a fratura, para valores de tensão média constante.



Fig. 3.11 Métodos de Apresentar Dados de Fadiga em Termos de Tensão Média (Dieter (1981))

A medida que a tensão média aumenta, a tensão alternada permitida diminui. Outras maneiras de apresentar estes resultados são: gráficos da tensão máxima versus número de ciclos para a ruptura, para a tensão média constante e tensão máxima versus ciclos para a ruptura, à tensão mínima constante.

Para cada valor de tensão média, existe um valor diferente do intervalo limite de tensões, σ_{max} - σ_{min} , que pode ser suportado sem que ocorra a fratura.

As primeiras contribuições a este problema foram feitas por Goodman (1899), razão pela qual as curvas que apresentam a dependência do intervalo limite de tensões com a tensão média são chamadas, freqüentemente, de *diagramas de Goodman*, conforme mostrado na figura 3.12, onde σ_u é o limite de resistência a tração e σ_o é o limite de escoamento do material



Fig. 3.12 Diagrama de Goodman (Goodman (1899))

Um método alternativo para apresentação dos dados de tensão média está mostrado na figura 3.13. Este método é às vezes conhecido como diagrama de Haig-Soderbeg (1930). A componente de tensão alternada é colocada no gráfico em função da tensão média. A relação representada por uma linha reta segue a sugestão de Goodman, enquanto a curva parabólica foi proposta por Gerber (1874).



Fig. 3.13 Método Alternativo do Diagrama de Goodman (Dieter (1981))

23

3.2 Métodos de Predição de Vida

3.2.1 Método de Predição de Iniciação de Trinca

As trincas por fadiga geralmente iniciam na superfície do material e isso é devido à algumas razões que são :

a) razões práticas : alto nível de tensão, k $_t > 1$; superfícies rugosas além de outros concentradores de tensão em menor escala.

b) razões fundamentais : baixa resistência sob plasticidade cíclica e efeitos ambientais.

Existe também exceções como por exemplo nucleações da trinca associada com defeitos do material, distribuição de tensões residuais heterogênea na resistência superficial do material (Schijve (1996)).

Como já foi dito as trincas iniciam em singularidades ou descontinuidades nos metais; tais descontinuidades podem estar na superfície ou próximas á superfície. As singularidades podem estar presentes desde o início ou podem-se desenvolver durante a deformação cíclica, como, por exemplo, formação de intrusões e extrusões em bandas de deslizamento persistentes.

Essas bandas são chamadas de persistentes porque elas aparecem mesmo após o ataque químico da superfície. A explicação para a nucleação preferencial das trincas de fadiga, nas superfícies, reside no fato que a deformação plástica ali, ser mais fácil e degraus de deslizamento formarem-se na superfície.
Tais degraus podem ser responsáveis, sózinhos, pelo início de trincas ou podem interagir com os defeitos estruturais ou geométricos existentes.

A nucleação de trincas, em fadiga, nas banda de deslizamento tem sido observada em Fe, Cu, Ni, aço ao baixo carbono e outras ligas. O modelo dessa forma de nucleação está mostrado na figura 3.14.

Durante a parte de carregamento do ciclo, ocorre um deslizamento num plano favoravelmente orientado e, durante a parte de descarregamento do ciclo, ocorre um deslizamento reverso num plano paralelo porque o deslizamento no primeiro plano é inibido devido ao encruamento e pela oxidação da superfície livre recém criada.



Fig. 3.14 Nucleação de Trinca em Fadiga nas Bandas de Deslizamento (Meyers & Chawla (1982))

O primeiro deslizamento cíclico pode criar uma extrusão ou uma intrusão na superfície (Forsyth (1953)). Uma intrusão pode crescer e formar uma trinca por continuação de deformação plástica durante os ciclos subsequentes.

Mesmo durante um carregamento cíclico em tração-tração esse mecanismo pode funcionar, uma vez que a deformação plástica que ocorre em carga máxima vai provocar tensões residuais compressivas durante o descarregamento.

A predição de iniciação de trinca envolve a transformação do histórico de carregamento, geometria do componente e propriedades do material em predição de vida. Essas operações precisam ser feitas seqüencialmente como mostrado na figura 3.15.

Primeiro calcula-se as tensões e deformações locais criticas e, com esses dados, calcula-se o dano na estrutura até que a soma do dano chegue ao dano critico que levará a estrutura falhar.

Alguns métodos de predição de iniciação de trinca são feitos calculando o dano indiretamente com bases nas tensões ou carregamentos nominais que são aplicados na estrutura. Os métodos que calculam o dano indiretamente usando tensões e deformações teóricas são chamados de *nominais*.

Outros métodos de predição de iniciação de trinca são baseados no cálculo de tensões e deformações locais no entalhe do componente. Esses métodos são chamados de *métodos locais* ou de *localização critica* (Fatigue (1988)).

i



Fig. 3.15 Roteiro para Predição de Vida por Iniciação de Trinca (Fatigue (1988))

Todos os métodos de iniciação de trinca utilizam alguma forma de analises de tensões de entalhe para completar a primeira operação na predição de vida da estrutura. O método indireto, normalmente, utiliza um fator de entalhe que a análise de tensões fornece, quer seja por métodos numéricos ou por via experimental

3.2.2 Método de Predição de Vida sob Amplitude Cíclica Variável

O método de estimativa de vida sob amplitude cíclica variável requer conhecimentos das propriedades do material, histórico de carregamento e fatores de concentração de tensões, além de análise de tensões e deformações nominais para as regiões de interesse do componente.

<u>Método I</u> :

Com os dados de carregamento pode-se fazer uma análise de "rainflow" (tema esse que será abordado adiante), baseado no histograma de tensões nominais ou faixas de carregamentos. Uma análise similar pode ser feita para se obter gráficos carregamentos – números de ciclos e tensão – número de ciclos.

Emprega-se o método de Neuber (1961) para se estimar tensões e deformações localizadas partindo das tensões e deformações elásticas nominais. O método de Neuber pode ser escrito da seguinte maneira :

$$(k_{f}\Delta S)^{2}/4E = (\Delta \sigma/2)^{*}(\Delta \varepsilon/2)$$
(3.5)

onde :

k_f - fator de concentração de tensões para a fadiga

 Δ S – faixa de tensão nominal

E - modulo de elasticidade do material

 $\Delta \sigma / 2$ – amplitude tensão

 $\Delta \epsilon / 2$ - amplitude de deformação

A equação para se obter a curva tensão versus deformação é feita substituindo a equação 3.5:

$$\Delta \varepsilon / 2 = \Delta \sigma / 2E + (\Delta \sigma / 2k')^{1/n'}$$
(3.6)

onde :

k' - coeficiente de resistência cíclico

n' - expoente de encruamento de deformação cíclico

relacionando as equações (3.5) e (3.6) tem-se :

$$(k_{f}\Delta S)^{2}/4E = (\Delta \sigma^{2}/4E) + (\Delta \sigma^{2}/2) + (\Delta \sigma^{2}/2k')^{1/n}$$
(3.7)

Após amplitude de deformação, $\Delta \epsilon / 2$, ter sido determinada, a vida por fadiga $2N_f$, pode ser calculada da equação vida - deformação

$$\Delta \varepsilon / 2 = (\sigma'_f / E) * (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c$$
(3.8)

onde :

 σ_{f}^{*} - coeficiente de resistência a fadiga

b - expoente de resistência a fadiga

 ε'_{f} - coeficiente de ductilidade de fadiga

N_f - número de ciclos para falha

c - expoente de ductilidade de fadiga

Aqui técnicas de iteração precisam ser empregadas; por esta razão que computadores são, normalmente, utilizados para resolver essas equações; a figura 3.16 ilustra a curva E - N, obtida através da soma das curvas das regiões elástica e plástica.



Fig. 3.16 Logaritmo de Deformação versus Logaritmo de Reversões até a Ruptura (Mitchell, (1978))

Um exemplo é apresentado a seguir utilizando os conceitos introduzidos por Neuber (1961) considerando um aço com dureza 200 HB, e limite de resistência $\sigma_u = 700$ MPa para uma vida de 2.0 x 10⁶ ciclos tem-se :

 S_f – limite de resistência a fadiga : é obtido multiplicando por 0.5 o limite de resistência do material conforme mostrado por Mitchell (1978); embora seja um valor conservativo é muito utilizado na prática assim S_f = 700 x 0.5 = 350 MPa

S_f-350 MPa

 σ'_{f} - Coeficiente de Resistência a Fadiga : é obtido da tabela de propriedades de fadiga desenvolvida por Tucker & Landgraf (1974) onde tem-se :

 $\sigma'_{f} \equiv \sigma_{f} = 1225$ MPa e considerando E = 207 GPa é possível achar o ponto de interceptação na reta da curva deformação elástica – vida da seguinte maneira :

 $\Delta \epsilon / 2 \cong (\sigma_f / E) \cong (\sigma_f / 207000) \cong (1225 / 207000) = 0.006$ $\Delta \epsilon / 2 = 0.006$

b - expoente de resistência a fadiga : b, como mencionado por Mitchell (1978), varia de -0.05 a - 0.12 e pode ser obtido da seguinte maneira :

 $b \cong -1/6 \log (2\sigma_f / S_u)$, assim $b \cong -1/6 \log ((2 \times 1225) / 700)$

b = - 0.091 . A figura 3.17 ilustra graficamente o procedimento para obter b.



Fig. 3.17 Logaritmo de Tensão versus Logaritmo de Reversões até a Ruptura (Mitchell (1978))

 ε_f – coeficiente de ductilidade de fadiga : é comum considerar o coeficiente de ductilidade de fadiga igual ao coeficiente de fratura ε_f assim para um aço de 200 HB da tabela de Tucker (1974) tem-se o percentual de redução de área que é de 65 %, assim :

 $\epsilon_{\rm f} \cong \ln \left(1 / (1 - RA) \right) \cong 1$

$$\varepsilon'_{f} \cong \varepsilon_{f} \cong 1$$

c- *expoente de ductilidade de fadiga* : Mitchell (1978) mostra que para metais o *c* varia entre -0.5 e - 0.7 ou na média - 0.6. De fato Tucker et al. (1974) mostram que para um aço com 200 HB e n' \cong 0.18, valor de *c* pode ser calculado por :

 $c = -1/(1 + 5n^{\circ}); c = -1/(1 + 5x 0.18) = -0.526$ c = -0.526.

A figura 3.18 ilustra o procedimento gráfico para cálculo de c.



Fig. 3.18 Logaritimo da Deformação Plástica versus Reversões até a Ruptura (Mitchell (1978))

Para um aço com 200 HB, construindo as duas curvas, encontra-se o ponto de interseção da reta da deformação elástica e plástica obtendo como resultado o número de ciclos igual 6.0×10^4 e traça-se a curva total da deformação – vida conforme mostrado na figura 3.19.



Fig. 3.19 Logaritmo de Deformação Total versus Reversões até a Ruptura (Mitchell (1978))

<u>Método II</u> :

Em Fatigue (1988) é mostrado a necessidade de se considerar a sequência real de picos e vales, como ilustrado na figura 3.20, que mostra um histórico de carregamento. Ambos os carregamentos, "A e B", tem o mesmo histograma de "rainflow", ou seja, um grande ciclo e muitos ciclos pequenos.

A diferença entre os dois históricos de carregamento é que o histórico "A" produz uma tensão residual de tração e o histórico "B" produz uma tensão residual de compressão na região de interesse do componente.

As tensões nominais residuais e as tensões média são zero, mas na região de interesse do componente podem existir tensões média e tensões residuais de tração. Dessa maneira, um estudo do efeito da tensão média se faz necessário.



Simulação de Tensão- Deformação Local



Fig. 3.20 Exemplos de Seqüência de Efeitos (Fatigue (1988))

Uma análise dos efeitos da tensão média para cada ciclo pode agora ser incluído. A faixa de deformação e a tensão média de cada ciclo definido pelo "rainflow" são obtidas do histórico das tensões e deformações da região de interesse do componente. Após isso, o dano é calculado baseado na equação deformação-vida, modificada para tensão média, da seguinte maneira :

$$\Delta \varepsilon / 2 = \left(\left(\sigma_{f} - \sigma_{0} \right) / E \right)^{*} \left(2 N_{f} \right)^{b} + \varepsilon_{f}^{*} \left(2 N_{f} \right)^{c}$$

$$(3.9)$$

onde σ_0 é a tensão média.

O dano por fadiga é calculado para cada ciclo, no histórico de carregamento, usando o método de Miner (1945).

As vantagens deste método :

- a) são utilizados efeitos da tensão média
- b) resultados são mais precisos em estimativa de vida para metais ducteis

As limitações deste método :

- a) requer fatores empiricos k t e k f para melhores resultados
- b) não são necessariamente aplicáveis para longa vida, onde variáveis de processo e de superfície tem grande influência no calculo de vida.

3.2.3 Revisão da Teoria do Dano

Análise Acumulativa de Dano é o nome dado ao método comumente usado para estimar vida por fadiga de estruturas mecânicas. O método é baseado na hipótese do dano que um componente sofre em uma determinada região ciclo após ciclo.

35

A proporção da vida usada em cada ciclo é estimada e somada juntamente com outros ciclos. Quando a soma dos danos é igual a um, a estrutura pode falhar. Um dano linear proposto por Miner (1945), assume que o dano ocorre linearmente como indicado nas equações:

$$w_1 / W = n_1 / N_f$$
 onde : w_1 = trabalho realizado em n_1 ciclos (3.10)
 W = trabalho realizado para falhar
 N_f = número de ciclos para falhar com

carregamento de amplitude constante

o processo é similar para : w_2 , n_2 , N_2 , etc e $w_1 + w_2 + \dots + w_n = W$

assim:
$$w_1 / W + w_2 / W + \dots + w_n / W = 1$$
 (3.11)

substituindo os valores de (3.10) tem-se :

$$n_1 / N_{fl} + n_2 / N_{f2} + \dots + n_n / N_n = 1$$
 (3.12)

$$\mathbf{D} = \sum_{i=1}^{N} n_{i} / N_{fi}$$
(3.13)

D – dano

n - número de ciclos com uma determinada amplitude

 N_f - número de ciclos para falhar em um teste de amplitude constante A seguir é mostrado uma representação gráfica do processo de Miner :



Fig. 3.21 Representação Gráfica Processo Miner

Para se fazer uma análise de dano acumulado é requerido que se separe o histórico do carregamento, como, por exemplo, mostrado na figura 3.22, com amplitude complexa em ciclos individuais.



Fig. 3.22 Histórico de Carregamento no Tempo (Tucker et al. (1974))

Contagem de ciclos é o nome para esse procedimento. Diversas técnicas de contagem de ciclos estão disponíveis para usar em problemas de dano linear. Três das técnicas mais utilizadas são: contagem por faixa de ciclos, contagem por cruzamento de nível e contagem por fluxo chuvoso, também conhecido por "rainflow".

A técnica de contagem de fluxo chuvoso, "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 de um sinal de deformação variando aleatoriamente e de um sinal de carregamento com amplitude variável.

Tipicamente, uma análise de "rainflow" é feita sobre um histórico de carregamento de serviço de uma estrutura de engenharia ou componente, para contar as curvas cíclicas de tensão-deformação. Bauschinger (1886) documentou os efeitos dos ciclos repetitivos sobre o limite elástico dos materiais metálicos.

A contagem desta curva cíclica tensão-deformação é bastante útil para o engenheiro de projeto, quando incorporada em uma subsequente análise acumulativa de dano. O método grava faixas de deformações para ciclos fechados de tensão-deformação.

O uso de uma técnica de contagem de ciclos, como o "rainflow", pode ser justificado, examinando a resposta do material em uma curva tensão-deformação verdadeira.

Quando o material incorre em um histórico de deformação complicado, pequenas reversões ocorrem, sem afetar as grandes e a resposta do material. A técnica de contagem de ciclo de "rainflow" trata da mesma maneira as curvas de tensão-deformação fechadas; são contadas, primeiramente, as faixas grandes de reversos e depois, separadamente as pequenas.

A figura 3.23 mostra uma parte de um histórico de deformação e a resposta do material, em uma curva tensão-deformação sendo submetida a esse histórico.



Fig.3.23 Histórico Deformação-Tempo e Resposta do Material em uma Curva Tensão-Deformação (Donaldson (1982))

Na figura acima é importante notar que quando a grande faixa de reversão 1-4 é interrompida por 2-3-2'. As coordenadas de 2' são muito próximas de 2.

O material responde como se a grande faixa de reversão fosse interrompida e inserido outro ciclo completo, 2-3-2'.

O método pode ser demonstrado com histórico de deformação mais complicado; a figura 3.24 mostra o início do histórico deformação-tempo resultando em uma resposta do material através da curva tensão-deformação com os ciclos e meios ciclos contados pelo método "rainflow". Devido o grau de aceitação do método em relação a outras técnicas de contagens de ciclos, foram especificados normas para uso, que serão demonstradas a seguir.



Fig.3.24 Histórico Deformação-Tempo com Amplitude Variável Associada com Resposta do Material na Curva Tensão-Deformação (Donaldson (1982))

Considere um histórico de deformação gravado como uma série de telhados de "Pagode Chinês " e coloque a grandeza tempo no eixo vertical e a deformação no eixo horizontal como mostrado na figura 3.25.

Normas para Contagem do "Rainflow"

Ę.

- O fluxo da chuva irá cair do teto iniciando no interior de cada pico; quando o fluxo alcançar a borda escoará para baixo
- 2- O fluxo da chuva é considerado interrompido quando o fluxo encontra outro fluxo vindo de cima

- 3- O fluxo da chuva é interrompido quando ele vai no sentido de um pico de valor máximo mais positivo do que aquele no qual ele iniciou (para fluxo de orientação da esquerda para a direita)
- 4- O fluxo da chuva é interrompido quando ele vai no sentido de um pico de valor mínimo mais negativo do que aquele no qual ele iniciou (para fluxo de orientação da direita para a esquerda)

Cicle	os : 2-3-2-A	Meios-Ciclos :	1-4-D
	5-6-5-B		4-7- E
	8-9-8-C		7-10-F



Tempo

Fig. 3.25 Normas para Contagem de "rainflow" e Histórico Deformação-Tempo de Amplitude Variável (Donaldson (1982))

No exemplo da figura 3.25 a contagem inicia em (1) e prossegue por (2) até chegar no ponto (4) obtendo a amplitude "**D**". A amplitude "**A**" é obtida pela diferença entre as amplitudes (2) e (3). A amplitude "**B**" é obtida pela soma em módulo das amplitudes de (5) e (6). Esse procedimento vale para as amplitudes "**E**", "**F**" e "**C**".

Com os valores de amplitudes determinados faz-se um histograma, como o mostrado na figura 3.28, associando amplitudes e o percentual de repetição dessas amplitudes dentro do sinal deformação-tempo. O processo de "rainflow" continua até que seja coberto todo o histórico de deformação.

Na figura 3.25 existem três meios-ciclos ou ciclos abertos. Essas são as dificuldades para se trabalhar em uma análise acumulativa de dano. Este problema é resolvido procurando direcionar os dados para os principais máximos positivos e principais mínimos negativos. Uma vez achado o maior pico, a contagem de ciclo é feita a partir deste e isso permite que o histórico seja contado como uma série de ciclos completamente fechados.

Esta contagem é muito mais simples para ser incorporar em uma análise acumulativa de dano por fadiga. Um exemplo de um histórico deformação-tempo utilizando a contagem de "rainflow", partindo do máximo e mínimo, é mostrado na figura 3.26.

Ciclos :	2-3-2- A
	1-4-1-B
	5-6-5- C
	8-9-8- D
	10 -7- 10- E

deformação





Fig.3.26 Histórico de Deformação vs. Tempo com Amplitude Variável Utilizando a Técnica de "rainflow" na Máxima Amplitude (Donaldson (1982))

O histórico deformação vs. tempo, da figura 3.26, é o mesmo mostrado na figura 3.25 e foi rearranjado para se iniciar a contagem no maior pico; o histórico agora é contado como um grupo de ciclos completamente fechados.

Na industria automotiva os históricos de carregamentos de serviço tem a mesma característica para uma determinada rota e suas magnitudes variam de consumidor para consumidor.

As magnitudes e históricos de carregamento mudam de rota para rota e, em uma escala linear, o histórico do carregamento não caracteriza a variação do consumidor e a faixa de condições de operação.



Fig. 3.27 Sinais de Serviço Deformação-Tempo (Socie & Parks (1997))

Dois sinais de serviço de um veículo são mostrados na figura 3.27. Pela figura não é simples fazer a comparação entre os dois carregamentos para se descobrir qual é o menos severo em termos de solicitação no componente.

2

Parâmetros estatísticos do histórico de deformação tais como, máximo, mínimo e desvio padrão podem ser obtidos mas essa quantidades não se relacionam com o dano por fadiga.



Figura 3.28 Histórico de Chuvas de Pontos (Socie & Parks (1997))

Os efeitos dos históricos de deformação mostrados na figura 3.27, considerando fadiga na estrutura, são de dificil vizualização; a redução do sinal de serviço deformaçãotempo em gráficos de "rainflow" como mostrados na figura 3.28 é o processo mais apropriado de representação do histórico do sinal de serviço para analisar o dano por fadiga, mas são de difícil extrapolação devido não ser facilmente descrito por uma função de distribuição qualquer.

4.0 Aplicação de Predição de Vida em Estruturas Veiculares

4.1 – Revisão da Literatura

Bignonnet (1996 e 1998) aborda os problemas da fadiga, explorando também alguns critérios de projeto utilizados na indústria automotiva francesa. São abordados os critérios e requisitos para a determinação dos carregamentos de serviço, incluindo o espectro de carregamento para o consumidor usual e um espectro de carregamento para o consumidor em utilização severa do veículo ou componente.

Grubisic (1994) discute os procedimentos para a determinação do espectro de carregamento de projeto, detalhando critérios de estabelecimento de rotas a serem levantados os espectros em função do tipo de veículo (comercial: pequeno, médio ou grande), componentes a serem projetados bem como o tipo de consumidor que está se procurando atingir.

Grubisic aborda os principais recursos experimentais, necessários para a obtenção dos espectros, e comenta as dificuldades e limitações desses procedimentos. É feita uma análise probabilistica dos sinais medidos em campo, por rota de utilização do consumidor, tendo assim uma melhor idéia das rotas mais e menos severas para a estrutura que deseja-se projetar.

Birchmeier & Smith (1982) discutem o procedimento para caracterização do usuário padrão e a metodologia para o uso de uma análise de fadiga de modo a se estimar a vida estrutural do veículo. É apresentado nesse trabalho, uma metodologia para cálculo de dano por rota e por consumidor, de forma que Birchmeier & Smith mostram como são tratados os dado de medições feitas em campo nas diversas rotas possíveis de uso do consumidor padrão.

Morrow et al. (1970) e Sherratt (1994) explanam sobre o procedimento para simular as condições de serviço em laboratório, usando um teste de fadiga acelerado. São especificados o número de amostras a serem testadas no caso de componentes e são definidos os critérios de aceitação e os critérios de falha esperados para as amostras.

Um ou mais atuadores servo-hidraulicos são utilizados para simular o carregamento do componente em serviço; isso é feito baseando-se num programa de teste elaborado previamente. Esse programa contém todas as especificações tais como : nome do componente ou estrutura a ser testada, força no atuador (se o critério for força, podendo também ser deslocamento conforme critério de projeto) e freqüência aplicada no atuador no caso do parâmetro ser freqüência.

1

Deve-se documentar todo o histórico do teste, a partir da configuração das amostras montadas nos dispositivos, simulando as condições de contorno do veículo (pontos onde os componentes são montados na estrutura veicular). Recomenda-se também fotografar as falhas das amostras com intuito de se ter o comportamento do componente durante a execução do teste. Aranha et al. (1989) mostram um exemplo de teste de uma cabine de caminhão, onde são obtidos os sinais em rotas representativas para o consumidor padrão, pelos critérios mencionados anteriormente. A cabine é montada em atuadores servo-hidraulicos, juntamente com o quadro de chassis, e o teste fica funcionando 2 ou 3 dias dependendo da cabine, para a calibração dos sinais que serão utilizados no teste propriamente dito.

Morril et al. (1998) e Lin et al. (1996) discutem a necessidade de utilização de uma análise espectral em análises de fadiga.

Morril et al. (1998) apresentam um método de utilização dos dados de um processo de vibração aleatório, processo esse que faz parte do programa de teste de durabilidade do veículo, que inclui considera a análise espectral como um de seus itens.

Lin et al. (1996) apresentam um método de predição de desempenho de um componente automotivo durante o processo de desenvolvimento experimental. É feita uma análise de resposta de freqüência, onde é limitado o número de freqüências obtidas, para utilização no cálculo de dano, empregando a lei de Palmgren – Miner, e conseqüente estimativa de vida. A somatória do dano é calculada durante cada intervalo de freqüência.

Uma introdução ao uso dos métodos de métodos numéricos, especialmente o método dos elementos finitos nas diversas áreas da engenharia é feita por Bathe (1982).

Ì.

Heys et al. (1995) descrevem como correlacionar o método dos elementos finitos com eventos de durabilidade de componentes. Nowack & Schulz (1996) mostram como as análises estruturais podem contribuir para o desenvolvimento do produto.

Flanigan (1973) e Borowski et al. (1973) mostram como são extraídos parâmetros modais de estruturas automotivas; fornecem uma revisão da teoria e discutem a importância de fazer uma análise modal no desenvolvimento numérico. Também discutem como predizer a resposta dinâmica de uma estrutura automotiva, através do método dos elementos finitos, e como correlacionar métodos numéricos e experimentais.

Kamal & Wolf (1982) descrevem os vários procedimentos para desenvolver componentes automotivos utilizando técnicas numéricas.

Programa AQUISI (Spectra (1997)) foi utilizado para processamento dos sinais e cálculo do dano na estrutura abordada na dissertação e tem grande aplicação na área automotiva. O programa Ideas versão 4.1 (SDRC (1995)) também muito utilizado, no setor automotivo foi empregado por Ricardo (1996) e Ricardo & Andrade (1998) na geração dos modelos de elementos finitos.

Visintainer & Aslani (1994) descrevem como é feita a correlação métodos numéricos e testes de análise modal experimental.

.

Ricardo (1996), Ricardo & Andrade (1998) e Kuo & Kelkar (1995) discutem sobre critérios de iniciação de trinca e mostram um critério de durabilidade, que é o utilizado no presente trabalho, de 12000 Km em teste acelerado, que equivale a uma vida média de 160.000 Km para o consumidor.

Richards et al. (1974) apresentam um algoritmo de cálculo de dano, um dos primeiros desenvolvidos para essa finalidade.

4.2 – Considerações Básicas sobre o Ciclo de Desenvolvimento do Produto

Na industria automotiva a engenharia de desenvolvimento conduz estudos estáticos e dinâmicos tanto do veículo completo como de sistemas do veículo (chassis, motor, carroçaria, etc.), visando atingir um usuário padrão; os consumidores padrões em função de cada tipo de veiculo são " catalogados ".

O engenheiro do produto atua como interface no processo inicial do projeto do veículo, fornecendo dados necessários e recebendo informações do grupo de marketing e estratégia de mercado, para saber qual a direção a ser tomada, no que tange ao desenvolvimento de um novo veículo.

O grupo de teste também e' de suma importância pois irá trabalhar como provedor de serviços para a engenharia do produto, validando ou não as possíveis idéias propostas por eles, além de verificar se as propostas estão atingindo os requisitos que os clientes desejam em termos de carro ideal. As principais atividades do desenvolvimento de um veículo automotivo quer seja automóvel ou caminhão são as seguintes:

a) desenvolvimento de chassis e carroçaria

b) desenvolvimento de freios

c) desenvolvimento de controle climático

d) análise de impacto de veículos e componentes

e) desenvolvimento de arrefecimento

f) durabilidade de componentes e da carroçaria

g) NVH (ruído, vibração e aspereza)

h) total desenvolvimento do veículo e satisfação do cliente

Essas atividades podem ser agrupadas em três principais que são :

- desenvolvimento de componente : otimização de componente individual ou desempenho conforme requisito de projeto da companhia.

desenvolvimento de sistema : otimização de sistema completo (chassis, motor)
 baseado no exame das iterações entre os componentes individuais sua
 funcionalidade e custos.

- desenvolvimento completo do veículo : otimização do veículo analisando as iterações entre os vários sistemas e o quanto o resultado afeta o consumidor final.

A figura 4.1 mostra o ciclo de desenvolvimento do produto reforçando os comentários feitos sobre a metodologia de desenvolvimento de veículo automotor.



2

Fig.4.1 Ciclo de Desenvolvimento do Produto (Fatigue(1988))

O processo de preparação do veículo para testes envolve veículos e componentes a serem testados. É necessário haver um controle da fabricação e um gerenciamento da confecção e utilização desses protótipos.

O gasto para essas atividades devem estar no orçamento do projeto que leva o nome do veículo especifico.

É necessário ter-se pistas de provas que representem os mais variados tipos de estradas e vias que o veículo em desenvolvimento irá usar, além de se estimar, um percentual de uso severo, ou seja, o usuário utilizar em estradas não consideradas no desenvolvimento para o cliente padrão.

A figura 4.2 mostra como são utilizados os históricos de carregamento e propriedades de material no desenvolvimento de componentes, tanto na parte numérica como experimental.



Fig. 4.2 Processo de Desenvolvimento de Engenharia (Fatigue (1988))



Fig. 4.3 Elementos Básicos no Projeto de Fadiga (Fatigue (1988))

É essencial que o engenheiro do produto conheça a origem dos carregamentos na estrutura, como o produto é usado pelo consumidor e quais tipos de consumidores usam o seu produto. Para testar alguma proposta de componente é necessário ter-se, tanto informações numéricas como experimentais, para obter o direcionamento em que serão feitas as alterações no componente.

A figura 4.3 mostra os elementos básicos para o projeto considerando fadiga. Morril et al. (1998) fornecem informações complementares, utilizando a densidade espectral em eventos de durabilidade, na aplicação de estimativa de vida por fadiga.

•

Discutir-se-a o procedimento para obter os carregamentos de serviço e sua correlação com os métodos numéricos. Uma revisão da teoria de dano será abordada bem como a integração de análise modal com análise de fadiga, através de um exemplo real de um componente automotivo, utilizando os conceitos de fadiga discutidos nos itens anteriores.

4.3 Metodologia para Obtenção dos Carregamentos de Serviço

Os carregamentos de serviço são usados para o projeto de componentes ou veículo em testes de laboratórios e os profissionais que utilizam esses dados são :

- engenheiros de projeto
- analistas estruturais
- engenheiros de testes
- fornecedores

A vida em serviço de um componente depende decisivamente das condições de serviço do mesmo. Para o projeto e proposta de teste do componente, é necessário que um espectro de carregamento seja definido, o qual é utilizado nas situações acima mencionadas.

A figura 4.4 mostra os parâmetros do espectro de carregamento que dependem do procedimento para se determinar um espectro representativo de projeto.

O uso pelo consumidor padrão irá definir como será a utilização do veículo; o comportamento estrutural depende das propriedades dinâmicas e estáticas, enquanto que condições operacionais são dadas pela qualidade e tipo de rota a ser testado.



Fig. 4.4 Parâmetros do Espectro de Carregamento (Grubisic (1994))

Se o uso pelo consumidor e as condições operacionais são conhecidos é necessário somente adaptar esses dados para o novo projeto de veículo. Essa aproximação é feita para determinar-se o espectro de carregamento que é considerado relevante para os testes de componentes em laboratórios.

Para o espectro de carregamento de projeto, diferentes procedimentos podem ser usados, mas para todos eles são necessárias medições para se determinar as diferentes condições de carregamentos ou mesmo o consumidor padrão. Para essa tarefa, diferentes estratégias são usadas e serão discutidas resumidamente a seguir. Procedimento semelhante foi abordado por Ricardo (1996), Ricardo & Andrade (1998), Morril et al. (1998) e por Donaldson (1982) em especificação de métodologia para obter os carregamentos de serviço. Assim a metodologia pode ser resumida em :

- a) Medições feitas com um veículo preparado com sensores para ser utilizado por um motorista em segmento de rotas escolhidas previamente.
- b) Medições feitas com um veículo preparado com sensores e usados por diferentes motoristas nas mesmas rotas do item (a).
- Medições feitas com um veículo preparado com sensores e utilizados por diferentes motoristas e em diferentes rotas
- d) Medições feitas com um veículo preparado com sensores e por um "test- driver" que fornece informações sobre o consumidor padrão.

Uma vez determinada qual o espectro de carregamento a ser utilizado em projeto, faz-se agora a determinação do espectro que deve ser utilizado em testes de laboratório, com intuito de acelerar o teste e economizar tempo em função do teste de durabilidade.

O teste de laboratório deve fornecer a expectativa de vida do componente, como se ele estivesse funcionando no veículo, ou seja, os dados de entrada (condições de contorno, forças atuantes) precisam representar condições normais de uso do veículo para ter-se confiabilidade nos resultados do teste.

Para atingir essa confiabilidade é necessário estabelecer certas condições que são :

- a) O carregamento a ser utilizado no teste deve reproduzir o mesmo nível de tensão no componente que corresponde ao nível que ele terá, estando em serviço.
- b) Um programa de gerenciamento de teste para que as condições do teste tenha uma alta confiabilidade em relação à operação de serviço
- c) O componente protótipo deve ser feito pelo mesmo processo de fabricação que irá seguir no futuro, quando o componente for fabricado em série.

A elaboração de um sinal, a ser utilizado em teste acelerado em atuadores servohidraulicos, depende de vários fatores e das características dos dados a serem trabalhados, que originaram o sinal do teste (Grubisic (1994)).

A figura 4.5 mostra o procedimento para a elaboração do programa de teste de fadiga de um componente mecânico; este procedimento abordado por Grubisic (1994) é discutido com mais detalhes por Sherratt (1994), Morrow et al. (1970) e Aranha et al. (1989).



Fig. 4.5 Procedimento para Preparação de Testes para Aprovação do Componente (Grubisic (1994))

Na presente discussão não são cobertos todos os aspectos da metodologia de coleta e processamento de sinais que originam o carregamento de projeto. Donaldson (1982) discute em seu trabalho como são classificados os dados coletados em campo e qual o processo de classificação em função da aplicação. Ele mostra também um algoritmo de como é feito essa classificação e a edição do sinal para chegar no sinal desejado.

O uso da densidade espectral de potência (PSD) em eventos de durabilidade foi discutido por Morril et al. (1998). A densidade espectral é uma análise estatística do sinal medido e é utilizado para processamento do sinal.

r.

Morril discute também, como a PSD pode ser utilizado na análise de fadiga e análise de tensões, através do método dos elementos finitos entre outros tipos de aplicações.

A otimização de uma medição de um sinal que irá ser utilizado como carregamento de projeto e de testes em laboratórios foi discutido por Birchmeier & Smith (1982). Eles discutem todo o processo de aquisição de dados e as etapas para usar os dados de campo, até chegar ao teste otimizado conforme mostra a figura 4.6.





4.4 Exemplo de Desenvolvimento de Componente Automotivo

4.4.1 Definição do Problema de Engenharia

No presente item discute-se o procedimento de como desenvolver um componente de maneira numérica e experimental. Será abordado, como exemplo, uma proposta de redução de custo de um componente já em produção.

O componente a ser otimizado é a bandeja da bateria de um veículo comercial pequeno. É comum nas industrias automotivas a nacionalização de alguns componentes e as condições de operações diferentes do país de origem.

A bandeja da bateria atual foi instrumentada e os resultados obtidos dessa medição serão utilizados como entrada e validação dos modelos de elementos finitos (em medições leia-se acelerações e deformações).

Foram feitos quatro modelos de elementos finitos sendo um atual (em produção) e três modelos propostos. A proposta que apresentar o melhor comportamento estrutural irá ser submetido a durabilidade para validação da mesma.

No procedimento experimental serão mostrados os critérios de escolha das pistas à serem utilizadas no teste, bem como uma figura ilustrando as pistas especiais. Serão mostrados gráficos de aceleração vs tempo, deformação vs tempo e PSD vs freqüência.

٦
Esses gráficos serão utilizados para se extrair informações à serem utilizadas nos modelos de elementos finitos e para calculo de dano a ser discutido adiante no item 4.4.3 e 4.4.4.

4.4.2 Descrição do Modelo de Elementos Finitos

Introdução

A etapa inicial de um desenvolvimento de componente automotivo é a verificação da existência de informações de projeto atual ou semelhante ao que irá se desenvolver; em se tratando do método dos elementos finitos está-se tratando de informações como: tipo de elemento utilizado, condíções de contorno, carregamentos e quais análises feitas (análise, estática, modal, resposta de freqüência, etc.), bem como quais critérios de projeto foram utilizados.

Bathe (1982) é um dos principais pesquisadores na área do método dos elementos finitos e seus trabalhos ajudam muito aos engenheiros aproximarem o problema físico para o problema matemático.

Com essas informações disponíveis, passa-se à analisar os dados e o que eles podem contribuir para o novo componente que se deseja desenvolver. A etapa seguinte é a elaboração de uma estratégia das tarefas a serem feitas através de um cronograma de atividades. Caso o desenho do componente não esteja disponível em um sistema de "CAD" (Projeto Auxiliado pelo Computador) compatível, há a necessidade de traduzir o arquivo do desenho do componente para um formato de arquivo, compatível com o pré processador que irá gerar o modelo de elementos finitos.

Um tempo precisa ser dedicado no cronograma de atividades, para análise dos resultados e possíveis ajustes no modelo numérico, além daquele tempo necessário para preparação do relatório final, que contém todas as hipóteses utilizadas e assumidas na análise. O procedimento experimental utilizado no trabalho, bem como possíveis recomendações ao grupo que solicitou a análise estrutural sobre o componente analisado, são anexadas ao relatório final.

Descrição do Método dos Elementos Finitos

O método dos elementos finitos foi inicialmente desenvolvido para resolver problemas em estruturas mecânicas. Entretanto, foi reconhecido logo que o método poderia ser aplicado para outras classes de problemas.

Hoje em dia o conceito do método dos elementos finitos abrange um número muito grandes de aplicações, mesmo restringindo a análise estrutural em problemas de mecânica dos sólidos.

O método dos elementos finitos, normalmente, pode ser formulado pelo método variacional ou método matricial, chamado de método dos deslocamentos.

Praticamente todos os principais programas comerciais são feitos baseados no método dos deslocamentos; isso deve-se principalmente a evolução da informática que permitiu aos matemáticos e engenheiros desenvolverem condições para facilitar o engenheiro de estruturas.

O método variacional é mais utilizado por pesquisadores com intuito de desenvolver novas formulações para, posteriormente, serem implementadas nos programas comerciais em forma matricial.

O método dos elementos finitos, baseado em deslocamentos, pode ser entendido como uma extensão do método dos deslocamentos utilizados em estruturas de vigas e barras. As etapas básicas de uma análise em estruturas de viga e barras, usando o método dos deslocamentos, são :

 Idealizar a estrutura total como um conjunto de elementos de viga e barras que são interconectadas nas juntas estruturais.

2- Identificar os deslocamentos das juntas desconhecidos que definem completamente a resposta da estrutura idealizada

3 - Estabelecer o balanço das forças correspondendo aos deslocamentos das juntas desconhecidos e resolver essas equações

4 - Com os deslocamentos conhecidos das vigas e barras passa-se a calcular a distribuição interna de tensões.

 5 - Interpretação dos deslocamentos e tensões calculados para a estrutura idealizada, considerando as hipótese iniciais.

٠

Na prática, as etapas mais importantes de uma análise são etapa (1), de idealização da estrutura real em modelo de elementos finitos e a correta interpretação dos resultados (5). Dependendo da complexidade do sistema real a ser analisado, um conhecimento do sistema e do comportamento mecânico podem ser requeridos na modelagem por elementos finitos.

Equações de Equilíbrio

Considere as equações de equilíbrio e um corpo tri-dimensional, como mostrado na figura 4.7. As forças externas atuando sobre o corpo são forças de tração f^S, forças de corpo f^B e forças concentradas fⁱ. Essas forças inclui forças externas aplicadas, reações e tem as três componentes (X,Y e Z) atuando, correspondendo aos três eixos de coordenadas.

$$\mathbf{f}^{s} = [f_{x}^{B}, f_{y}^{B}, f_{z}^{B},]; \ \mathbf{f}^{B} = [f_{x}^{s}, f_{y}^{s}, f_{z}^{s},]; \ \mathbf{f}^{i} = [f_{x}^{i}, f_{y}^{i}, f_{z}^{i},] \quad (4.1)$$

O deslocamento pode ser representado por U onde:

$$U^{t} = \{ U V W \}$$

$$(4.2)$$

As correspondentes deformações para U são :

$$\boldsymbol{\varepsilon}^{\perp} = \left[\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{X}\mathbf{X}} \, \boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{y}\mathbf{y}} \, \boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{z}\mathbf{z}} \, \boldsymbol{\gamma}_{\mathbf{x}\mathbf{y}} \, \boldsymbol{\gamma}_{\mathbf{y}\mathbf{z}} \, \boldsymbol{\gamma}_{\mathbf{z}\mathbf{X}} \right] \tag{4.3.}$$



Fig. 4.7 Corpo Geral Tri-Dimensional (Bathe (1982))

as tensões correspondentes são :

$$\sigma^{T} = [\sigma_{xx} \sigma_{yy} \sigma_{zz} \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{zx}]$$
(4.4)

Assume-se que, externamente, as forças aplicadas são fornecidas e o que se deseja é a solução para o cálculo dos deslocamentos, deformações e tensões conforme as equações (4.2) a (4.4).

Para calcular a resposta do corpo, precisa-se estabelecer as equações diferenciais de equilíbrio, para resolver as condições de contorno e compatibilidade.

Uma aproximação, para expressar o equilíbrio do corpo, é o uso dos princípios de trabalhos virtuais. O principio baseia-se que o equilíbrio do corpo requer compatibilidade

e que pequenos deslocamentos virtuais satisfaçam as condições essenciais. O trabalho total virtual interno é igual ao trabalho total externo e pode ser escrito da seguinte maneira :

$$\int_{\Gamma} \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathsf{T}} \boldsymbol{\sigma} \, \mathrm{d} \mathbf{V} = \int_{\Gamma} \mathbf{U}^{\mathsf{T}} \, \mathbf{f}^{\mathsf{B}} \, \mathrm{d} \mathbf{V} + \int_{\Gamma} \mathbf{U}^{\mathsf{T}} \, \mathbf{f}^{\mathsf{S}} \, \mathrm{d} \mathbf{V} + \sum_{i} U^{i\mathsf{T}} \mathbf{F}^{i} \qquad (4.5)$$

O trabalho virtual interno é dado pela parcela esquerda da equação (4.5) e é igual a tensão real σ por intermédio da deformação virtual ε^{T} que corresponde aos deslocamentos virtuais impostos, assim :

$$\boldsymbol{\varepsilon}^{1} = \left[\boldsymbol{\varepsilon}_{xx} \boldsymbol{\varepsilon}_{yy} \boldsymbol{\varepsilon}_{zz} \boldsymbol{\gamma}_{xy} \boldsymbol{\gamma}_{yz} \boldsymbol{\gamma}_{zx} \right]$$
(4.6)

O trabalho externo é dado pelo lado direito da equação (4.5) e é igual as forças reais f^B , f^S e f^i , por intermédio do trabalho virtual U^i onde:

$$U^{Ti} = [U^{i} V^{i} W^{i}]$$
 (4.7)

As deformações virtuais, usadas em (4.6), são correspondentes aos deslocamentos impostos na superfície do corpo e esses deslocamentos devem ser compatíveis com o grupo de deslocamentos que satisfaça as condições geométricas de contorno. A equação (4.5) é uma equação de equilíbrio e, para diferentes deslocamentos virtuais, diferentes equações de equilíbrio correspondentes são obtidas.

Entretanto, a equação (4.5) é uma expressão que também contém os requisitos de compatibilidade que satisfazem as condições de contorno e podem ser usadas para calculo de tensões, deformações com suas relações constitutivas. Discutir-se-a a aplicação de alguns elementos utilizados no método dos elementos finitos:

a) elementos vigas e barras : Estes elementos são largamente usados em engenharia de estruturas para se modelar, por exemplo, prédios e pontes. A figura 4.8.a ilustra a representação desses elementos; esses elementos também são utilizados para se estimar o comportamento de estruturas complexas como aviões e carros, em forma geral para se ter um comportamento direcional da estrutura em uma determinada aplicação como, por exemplo, carros e análise estática da carroçaria (torsional).



Fig. 4.8 a Elemento Tipo Viga (Bathe (1982))

b) elementos do estado plano de tensão e deformação : elementos muito utilizados para modelagem de carroçaria e estruturas de chapas finas. Um exemplo de elemento de estado plano de tensão é mostrado na figura 4.8b.

O elemento trabalha somente no plano. Assim, para os casos bi-dimensionais as tensões σ_{zz} , $\sigma_{yz} e \sigma_{zx}$ são iguais a zero. Os elementos do estado plano de deformação são usados para representar um corte na estrutura onde as componentes ε_{zz} , $\gamma_{yz} e \gamma_{zx}$ são zero.



Fig. 4.8.b Elemento Plano de Tensão (Bathe (1982))

c) elemento casca e placa : as preposições básicas em análises, utilizando o elemento placa e casca, são baseadas no seguintes pontos (vide figura 4.9):

1) As tensões através da espessura da placa e casca são zero

2) Pela teoria de Kirchhof (Bathe (1982)), as deformações de cisalhamento são desprezadas

3) Pela teoria de Mindlin (Bathe (1982)), as deformações de cisalhamento são incluídas, entretanto, a linha originalmente normal a superfície média, permanece perpendicular a superfície média durante as deformações.



£.,

Elemento Placa



Elemento Casca



Convergência de Resultados

Em geral, o método dos elementos finitos requer uma idealização do problema físico em uma descrição mecânica e, em seguida, a aplicação da solução dos método dos elementos finitos na estrutura modelada. A figura 4.10 mostra um sumário do processo de utilização dos métodos dos elementos finitos.



Fig.4.10 Processo de Elementos Finitos (Bathe (1982))

Quanto mais o modelo se aproximar da estrutura real, maior será a chance do resultado numérico se aproximar do valor exato.

É claro que, quanto mais refinado o modelo, maior será o custo do processamento. Além do que, dependendo do problema de engenharia a ser analisado, é necessário se fazer uma análise muito próxima do real como, por exemplo, análises não-lineares, onde estratégias de iteração precisam ser muito bem estudadas, com intuito de se ter o melhor compromisso na relação custo x benefício.

Na presente dissertação, o modelo da bandeja atual foi gerado com elementos casca triangular e quadrilátero no programa Ideas versão 4.1 (SDRC (1995)); nas figuras 4.11 a 4.13 mostram-se os componentes: suporte e bandeja da bateria e a montagem do conjunto, respectivamente. No modelo atual foram utilizadas as seguintes condições de contorno :

a) na união do suporte de bateria com a estrutura dianteira da carroçaria do veículo foram restringidos todos os graus de liberdade, conforme mostrado na figura 4.13.

b) a restrição da bandeja da bateria com o coxim do motor foi simulada, deixando os graus de liberdade de rotação, livres, restringindo os deslocamentos em todas as direções, como mostrado na figura 4.13.

Os dados de carregamentos foram utilizados de dados experimentais da medição, feita na bandeja de bateria atual, mostrado na figura 4.14. As freqüências a serem utilizadas para comparação com o modelo numérico também foram obtidas na pista de prova.

1

Os dados de carregamentos utilizados e as freqüências são :

carregamentos : $20 \text{ m/s}^2(-x)$; $20 \text{ m/s}^2(y) e 40 \text{ m/s}^2(-z)$ **freqüências :** 12 Hz; 15 Hz; 24 Hz

Os dados obtidos acima são da bandeja da bateria atual e foram utilizados nos modelos de elementos finitos das propostas de bandeja de bateria para se verificar o comportamento estrutural; esses carregamentos mostraram-se mais severos do que os carregamentos obtidos na bandeja proposta 1. As propostas de modelo de bandeja da bateria avaliadas estão mostradas nas figuras 4.15 a 4.17.



Fig. 4.11 Suporte de Bateria (SDRC (1995))



:

Fig. 4.12 Bandeja Bateria Atual (SDRC (1995))



Fig. 4.13 Conjunto Suporte e Bandeja da Bateria Atual (SDRC (1995))



Fig. 4.14 Carregamentos da Bandeja Atual ((Spectra, (1997))



Fig. 4.15 Proposta Bandeja 1 (SDRC (1995))



ı

Fig. 4.16 Proposta Bandeja 2 (SDRC (1995))



ı

e

Fig. 4.17 Bandeja Proposta 3 (SDRC (1995))

4.4.3 Descrição do Procedimento Experimental

No presente item discutir-se-á como foi utilizado o procedimento experimental, para obter os dados de carregamentos, utilizados no modelo de elementos finitos atual e nas propostas da bandeja de bateria.

Os componentes automotivos, como já foi visto anteriormente, precisam ser certificados em testes de durabilidade acelerada, durabilidade em pista com duração longa ou quilometragem equivalente que o consumidor padrão atinge em 10 anos e em banco de provas com atuadores servo-hidráulicos.

Para o desenvolvimento de componentes em laboratórios, é necessário atuadores servo-hidraulicos para reproduzir as condições de serviço do componente. Aranha et al. (1989) apresenta um exemplo de teste de cabine de um caminhão em atuadores servo-hidraulicos, onde é simulado o veiculo em movimento, conforme mostrado na figura 4.18, à uma velocidade de 40 Km/h durante 250 h; isso equivale a 10.000 km da vida útil do veiculo.

•

Sherratt (1994) fornece a descrição dos métodos usados em laboratórios, para representar as condições de contorno do componente em serviço, etapas do tratamento de sinal medido em pista de prova e a elaboração do programa de teste do componente em laboratório.



Fig. 4.18 Cabine de Caminhão Testada em Laboratório (Aranha et al.(1989))

No presente trabalho, foram consideradas as medições feitas na pista de durabilidade que foram utilizadas para fornecer dados de entrada, para o modelo de elementos finitos e comparação com os resultados das tensões, medidas indiretamente, através dos "straingages" com as tensões calculadas através do método dos elementos finitos. As freqüências medidas foram comparadas com as freqüências numéricas, obtidas através da análise modal.

Para a obtenção dos dados experimentais foi utilizado o programa AQUISI Spectra (1997), onde foram obtidos os gráficos: aceleração vs. tempo, deformação vs. tempo e PSD vs. freqüência, onde PSD é definido como densidade espectral de potência. Através dos sinais de deformação vs tempo (figuras 4.25 e 4.26), foi obtido o "rainflow" que será utilizado para a cálculo do dano na estrutura e conseqüente estimativa de vida da mesma.

A pista utilizada que foi considerada a mais relevante, tendo o nome de "mataburro"; tem como característica, ser de terra, com uma extensão de cinco metros e, em determinado trecho, existem trilhos, colocados transversalmente na pista e em toda a sua extensão, equidistantes de 0,15 m, como mostrado na figura 4.19.



Fig. 4.19 Ilustração da Pista " Mata-Burro "

As pistas mostradas na figura 4.20 são utilizadas no desenvolvimento do componente e fazem parte do critério de durabilidade escolhido para o trabalho. Essas pistas são chamadas de *"pistas especiais"* e cada uma tem um percentual de utilização do teste total de durabilidade acelerado estrutural. Vale ressaltar que as pistas 1 e 2 "belgian blocks" e as pistas 3 e 4 "coblestones" da figuras 4.20 têm uma extensão maior que as demais pistas pois tem um percentual maior de utilização do que as demais no critério de durabilidade. O critério de durabilidade será discutido no item 4.4.4, onde são abordados os critérios de projeto.

A figura 4.21 ilustra o posicionamento dos acelerômetros colocados na bandeja em produção e a figura 4.22 mostra o posicionamento dos "strain-gages" colocados na bandeja proposta 1, lembrando que os posicionamentos dos acelerômetros na bandeja proposta 1 são nos mesmos pontos da bandeja em produção.

A velocidade do veículo, durante a passagem na pista, deve ser de 10 Km/h (2,8 m/s) em velocidade constante. O sinal é gravado juntamente com as demais pistas. A velocidade de passagem depende do tipo de cada pista, de forma que o sinal final para tratamento, contém todos os tipos de pistas.



Fig 4.20 Pistas Especiais



Fig. 4.21 Posicionamento dos Acelerômetros



Fig. 4.22 Posicionamento dos Strain-Gages

As figuras seguintes 4.23 a 4.26 mostram os sinais gravados na pista, lembrando que os sensores utilizados são acelerômetros e strain-gages. Os "rainflow", mostrados nas figuras 4.27 a 4.32, foram obtidos através dos gráficos aceleração vs tempo das figuras 4.23 e 4.24 e são mostrado aqui, a titulo de exemplo, já que não foram utilizados no cálculo de dano da estrutura.

Uma observação a se fazer é referente aos gráficos a serem mostrados, a seguir, obtidos no programa AQUISI (Spectra (1997)). Antes de se iniciar a aquisição dos dados, o engenheiro de teste tem que especificar o nome do arquivo em que será armazenado as informações dos acelerômetros e "strain-gages". É explanado o gráfico da figura 4.23 onde:

MATBUR~2.RSP - nome do arquivo

Canal 1 de 11 - estão sendo coletados dados no canal n.o 1 de 11 canais disponíveis

VERT.COXIM(g) – indica que a medição será feita utilizando acelerômetro; o "g" indica aceleração da gravidade, grandeza física muito utilizada no setor automotivo e o termo "VERT.COXIM" está se referindo ao posicionamento do acelerômetro na união entre a bandeja da bateria e o coxim do motor e será medido a aceleração no sentido vertical.

Os canais 1 a 3 medem as acelerações na bandeja da bateria da proposta 1 nas três direções. Os canais 4 a 6 medem as acelerações no suporte da bateria, também nas três direções, sendo o procedimento de identificação dos canais com a direção de medição da aceleração, o mesmo mencionado acima, para o canal 1.

As deformações estão gravadas nos canais 7 a 11, sendo os canais 7 a 9 para a bandeja de bateria da proposta 1 e os canais 8 a 11 para o suporte de bateria, tendo como diferença de identificação, no cabeçalho, a grandeza (μ s) que é a deformação medida no canal em microstrain.

Não foram instrumentadas as propostas 2 e 3 uma vez que, conforme mostrado nos resultados da análise estrutural nas tabelas 4.1 e 4.2, todas as propostas mostraram um comportamento estrutural satisfatório.



Fig. 4.23 Aceleração na bandeja da bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.24 Aceleração no suporte da bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.25 Sinal deformação vs tempo na bandeja da bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.26 Sinal deformação vs tempo no suporte da bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.27 Rainflow canal 1 vertical da bandeja (Spectra (1997))



Fig. 4.28 Rainflow canal 2 transversal da bandeja (Spectra (1997))



Fig. 4.29 Rainflow canal 3 longitudinal da bandeja (Spectra (1997))



Fig. 4.30 Rainflow canal 4 longitudinal do suporte (Spectra (1997))



Fig. 4.31 Rainflow canal 5 vertical suporte (Spectra (1997))



Fig. 4.32 Rainflow canal 6 transversal suporte bateria (Spectra (1997))

4.4.4 Critérios de Projeto Utilizados

Discutir-se-á aqui os critérios de projeto utilizados no desenvolvimento do componente automotivo, bandeja da bateria. Também será abordado a importância de se fazer uma análise modal em termos de critérios de projeto. Será feita uma explanação da curva PSD vs. freqüência (figuras 4.33 e 4.34) explicando sua relação com a fadiga.

Uma análise modal é uma técnica que envolve a determinação dos modos e forma de vibrar da estrutura, calculando também as respectivas freqüências em cada modo. Existem duas maneiras de fazer uma análise modal: experimental e numérica.

No presente trabalho foi considerado a numérica, e ela será utilizada para comparar os resultados dos três modelos propostos e o atual. Esses tópicos são abordados com mais detalhes por Flanigan (1973), Borowski et al. (1973) e Visintainer & Aslani (1994).

Os gráficos utilizados em análise dinâmica foram PSD vs freqüência (figuras 4.33 e 4.34). Esse tipo de gráfico estatístico relaciona a amplitude da aceleração e freqüência, fornecendo uma idéia qualitativa das freqüências naturais e suas amplitudes.

São obtidas desses gráficos as freqüências naturais, que serão comparadas com as freqüências calculadas pelo método dos elementos finitos. Morril et al. (1998) apresentam a possibilidade de utilização de análises espectrais em análises de fadiga.



Fig. 4.33 Autoespectro bandeja da bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.34 Autoespectro bandeja e suporte bateria (Spectra (1997))

O gráfico PSD vs freqüência mostrado na figura 4.33 é obtido dos sinais de acelerações vs tempo mostrado na figura 4.23 ou seja dos canais 1 a 3, tendo o arquivo da medição do canal 1 o nome de "VERT.COXIM", que está na união da bandeja com o coxim do motor. O mesmo procedimento vale para o acelerômetro no suporte da bateria.

Os critérios de fadiga utilizados são. de iniciação de trinca e o de durabilidade estrutural. Ricardo (1996), Ricardo & Andrade (1998) e Kuo & Kelkar (1995) apresentam os critérios de durabilidade normalmente utilizados nas empresas automobilísticas que, em geral, são baseados em testes de 12.000 km em várias rotas ou equivalente a um total de 160,000 Km que o usuário utilizaria na vida útil do veículo. Richards (1974) apresenta um algoritmo para o cálculo do dano.

O cálculo do dano do presente trabalho foi feito no modulo de fadiga "FAT2" do programa AQUISI (Spectra (1997)), utilizando o sinal deformação vs. tempo, obtido na medição feita no suporte e bandeja da bateria proposta 1, obtendo o histograma de deformação através da técnica de contagem de ciclos "rainflow".

Em termos simples, a estimativa de vida por fadiga de componentes, geralmente, envolve aplicação de "strain-gages" nas regiões mais sensíveis do componente analisado, coletando informações na forma de um sinal deformação vs tempo.

Esse sinal é convertido em um histograma de "rainflow", onde é aplicado a teoria de Miner para o cálculo de dano na estrutura e a estimativa de vida da mesma.
A predição de vida pela teoria de dano, em estruturas submetidas a carregamentos com amplitude variável, é útil, porém há necessidade de se verificar quais as freqüências de trabalho do componente, pois, embora os critérios de fadiga tenham sido aplicados da melhor forma possível, uma análise modal se faz necessário devido à excitação de algumas das freqüências naturais pelo carregamento dinâmico que pode levar a estrutura a ficar instável, podendo provocar falha antes do estimado pela análise de dano.

Os testes de durabilidade são divididos em testes de durabilidade estrutural, durabilidade de longa duração, além de outros relacionados com corrosão e ruído. Cada um dos testes mencionados tem uma característica própria e cada um tem um grupo de sub-testes com percentual da quilometragem total, que varia de teste para teste.

A falha ocorrendo em um dos sub-testes significa que o teste inteiro é reprovado; a engenharia do produto é comunicada da falha e providencia a melhoria do projeto, até que o mesmo em condições de ser submetido ao ciclo de testes novamente.

No critério de iniciação de trinca, a tensão encontrada no modelo numérico, utilizando o critério de Von-Mises, não pode ser maior do que 0,70 da tensão de escoamento do material que, para um aço SAE 1010 é de $\sigma_y = 240$ MPa (Fuchs & Stepenhs (1980)) Esse fator 0,70 é um valor prático que já considera todos os fatores possíveis (geometria, superfície, acabamento, etc.) e é usado com sucesso principalmente em estruturas como carroçaria, possuindo um valor de $\sigma_i = 170$ MPa obtido da multiplicação de $\sigma_y = 240$ MPa e 0,70; como valor de iniciação de trinca, valor esse que será comparado com os resultados dos modelos de elementos finitos.

4.4.5 Resultados

Serão apresentados os resultados do modelo atual e das propostas de bandeja de bateria, tanto da análise estática, mostrado na tabela 4.1, como da análise modal numérica mostrado na tabela 4.2, obtidos através do métodos dos elementos finitos, usando o programa Ideas versão 4.0 (SDRC (1995)).

O pós-processamento das proposta 1,2 e 3 submetidas a análise estática, é apresentado nas figuras 4.36 a 4.40.

Discutir-se-á os resultados da medição na bandeja da proposta 1, além de apresentar os gráficos dos danos ocorridos nessa mesma proposta. Um teste de durabilidade acelerado estrutural da bandeja proposta 1, foi feito durante a geração dos modelos de elementos finitos.

Como já apresentado, a análise estática, usando o método dos elementos finitos, é parte integrante do processo de desenvolvimento do produto.

Na industria automotiva, a análise estática é feita, aproximando um problema dinâmico para um problema estático. Entretanto, é sabido que o veículo, por principio de projeto, apresenta condições dinâmicas de trabalho. Quando se faz a aproximação mencionada (dinâmica-estática) está se fazendo uma *"análise pseudo-dinâmica"*. É esse o nome da abordagem que simplifica um fenômeno dinâmico em estático.

O analista estrutural precisa saber até onde pode utilizar essa aproximação, e qual a margem de segurança que essa aproximação tem, tanto em termos numéricos, como experimentais, como no caso de validações de propostas apresentadas pelo método dos elementos finitos.

Existem, na literatura, uma quantidade muito grande de trabalhos que utilizam essa aproximação "*dinâmico-estático*". Os primeiros trabalhos publicados pela SAE (Sociedade dos Engenheiros Automotivos) adotando essa aproximação são da década de 60.

Isso facilitou bastante o trabalho dos engenheiros ao simular o componente em serviço, pelo método dos elementos finitos, sem ter que fazer o protótipo primeiro.

Na dissertação escolheu-se referências atuais que estão relacionadas não somente com a análise estática, como também, com análise modal, cálculo de dano e estimativa de vida. No que tange a análise estática, Heys et al. (1995) descrevem, além da abordagem já mencionada de *"análise pseudo-dinâmica"*, implícita no trabalho, como correlacionar resultados obtidos pelo método dos elementos finitos, com eventos de durabilidade de .

A correlação entre o trabalho apresentado por Heys et al. (1995) e a dissertação, consiste na metodologia de análise estática do componente em estudo; embora o componente analisado na dissertação e no trabalho sejam diferentes, a metodologia de obtenção dos carregamentos de serviço, que será utilizado nos modelos elementos finitos, é a mesma.

Heys et al. (1995) não apresentam resultados de análise modal do componente analisado, e sim, abordam a estimativa de vida pelo método E x N utilizando o programa MSC/Fatigue.

Nowack & Schulz (1996) ilustram a importância da análise estrutural, no desenvolvimento de componentes automotivos, discutindo as análises estáticas e dinâmicas, além do uso da análise estrutural como ferramenta de apoio para análises de fadiga.

Kamal & Wolf (1982) descrevem procedimentos para desenvolver componentes automotivos utilizando o método dos elementos finitos. Essa referência é importante para o presente trabalho pois ilustra o procedimento de modelagem do ponto de solda entre duas chapas conforme ilustrado na figura 4.35



Fig. 4.35 Modelagem do Ponto de Solda (Kamal & Wolf (1982))

A modelagem é feita unindo-se as duas superficies a serem ponteadas por um elemento finito rígido, que tem como característica, não ter nenhum grau de liberdade e ter um rigidez axial "infinita".

É obrigatório que o elemento rígido seja modelado perpendicular às duas superfícies (1) e (2). Isso é feito para não gerar momentos de torção nas extremidades dos pontos de solda, e evitar concentrações de tensões inexistentes no componente real.

Observando os resultados apresentados pelos pós-processamentos da modelagem da união dos reforços das propostas de bandeja de bateria 2 e 3, figuras 4.38 e 4.40, com suas respectivas bandeja figuras 4.37 e 4.39, não fica evidenciado problema de modelagem em termos de concentração de tensões nos pontos de solda.

Com isso, os resultados de tensões nos pontos de solda, não contribuirão para um possível aumento ou diminuição de tensão em alguma região critica do componente. As três propostas de bandeja de bateria tiveram um comportamento satisfatório, conforme mostrado na tabela 4.1 e nos pós-processamentos das figuras 4.36 a 4.40.

Modelo	Componente	Espessura (1.0 E-3) (m)	Resultado MEF
atual	Suporte bateria	1,50	140,0
	bandeja da bateria	1,00	100,0
proposta 1 sem reforço	Suporte bateria	1,25	90,0
	Bandeja da bateria	1,25	60,0
proposta 2 reforço tipo I	Suporte bateria	1,25	110,0
	Bandeja da bateria	1,25	35,0
proposta 3 reforço tipo II	Suporte bateria	1,25	85,0
	Bandeja da bateria	1,25	35,0

Tabela 4.1 Resultados da Análise Estática (SDRC (1995))

obs : Limite de fadiga : 170,0 MPa



Fig. 4.36 Pós-Processamento Proposta Bandeja 1 (SDRC (1995))



Fig. 4.37 Pós-Processamento Proposta Bandeja 2 (SDRC (1995))



Fig. 4.38 Pós-Processamento Reforço Proposta Bandeja 2 (SDRC (1995))



Fig. 4.39 Pós-Processamento Proposta Bandeja 3 (SDRC (1995))



Fig. 4.40 Pós-Processamento Reforço Proposta Bandeja 3 (SDRC (1995))

A análise modal também faz parte do processo de desenvolvimento do produto. A importância de se fazer uma análise modal numérica é verificar se as freqüências naturais obtidas estão próximas ou não das freqüências de trabalho.

As freqüências de trabalho são obtidas através de gráficos de densidade espectral de potência (PSD) como já discutido anteriormente.

Flanigan (1973) e Borowski et al. (1973) apresentam como são extraídos parâmetros modais do quadro chassis de um caminhão, como amortecimento critico, por exemplo. Na dissertação não foram extraídos tais parâmetros.

Na verdade, essa referência ilustra um procedimento que pode ou não, ser critico no desenvolvimento do componente. A relevância de executar análise de resposta de freqüência e extração desses parâmetros é em função das muitas variáveis envolvidas, permitindo ao analista estrutural um melhor julgamento.

Para exemplificar, componentes de motor normalmente precisam tanto de uma análise de fadiga, como uma análise dinâmica (modal e reposta de freqüência). A mesma recomendação vale para estruturas tipo carroçaria de automóvel e cabines de caminhão; pode ser acrescentado ainda, uma análise acústica no desenvolvimento numérico. Visintainer (1994) ilustra como é feito um procedimento de correlação de métodos numéricos e experimentais, embora não tenha sido desenvolvido na dissertação essa correlação.

Os resultados da análise modal apresentados na tabela 4.2 mostram que, as freqüências calculadas estão fora das faixas de freqüências de trabalho, concluindo-se que esse item (análise modal) também está aprovado em termos numéricos.

Tabela 4	4.2 Resultado	da Análise Modal (SDRC ((1995))
----------	---------------	--------------------	--------	--------	---

į

Componente	<u>Modo</u>	<u>Freqüência (Hz)</u>
	1	35,54
	2	37,88
Atual	3	53,77
	4	66,35
	5	86,30
	6	109,0
	1	28,38
Proposta 1	2	62,20
sem Reforço	3	79,06
	4	107,53
	1	30,85
Proposta 2	2	64,11
Reforço Tipo I	3	69,38
•	4	88,48
	1	27,65
Proposta 3	2	67,30
Reforço Tipo II	3	77,24
	4	90.30

O terceiro item a ser discutido é o desenvolvimento do componente no que tange a cálculo de dano e estimativa de vida. O critério de durabilidade utilizado na dissertação teve origem no trabalho de Kuo & Kelkar (1995), onde os critérios e procedimentos de estimativa de vida para uma carroçaria são apresentados.

O critério relaciona a distância percorrida durante um teste acelerado de durabilidade com a distância equivalente percorrido pelo consumidor num período de dez anos. Esse critério foi utilizado por Ricardo em (1996) e por Ricardo & Andrade (1998).

O cálculo de dano na presente dissertação foi feito baseando-se no método de Miner do módulo de fadiga do Aquisi (Spectra (1997)) chamado FAT2. Richards et al. (1974) apresentam um algoritmo, onde a "linha mestra" do procedimento para cálculo do dano é apresentado.

Hoje em dia com os avanços da informática e engenharia, o procedimento citado é simples porém de relevância para o entendimento da técnica utilizado no FAT2.

O primeiro protótipo da proposta 1 falhou durante o teste com 10 % da vida esperada de 12000 Km. O motivo do primeiro protótipo ter falhado foi que o processo de fabricação do protótipo não seguiu o processo convencional do componente atual.

Esse componente foi feito manualmente, o que fez introduzir nas várias regiões de dobra, concentrações de tensões devido ao "canto vivo", sem raio de arredondamento nessas regiões. Esse fato fez com que a vida esperada do componente fosse reduzida drasticamente.

A medição das deformações no segundo protótipo da proposta 1, apresentou problemas devido a movimentação dos "strain-gages" nos canais 8 e 9. A bandeja proposta 1 apresentou escoamento do material em alguns canais de medição de deformação. Essa conclusão é baseada no valor de deformação atingido na medição, conforme mostrado nas figuras 4.25 e 4.26, nos canais 7 e 11 na bandeja, e canal 10 no suporte da bateria.

Os gráficos dos canais 8 e 9 (figura 4.25) mostram que o sinal perdeu a referência; esse fato indica uma movimentação do "strain- gage", durante a medição, devido a perda de torque dos parafusos de fixação da bandeja no suporte da bateria; mesmo sem a ocorrência de movimentação dos "strain-gages", ocorreu uma deformação plástica permanente no canal 10.

A seguir é mostrado o cálculo do dano bem como a estimativa de vida da estrutura, supondo que o veiculo utilize somente a rota do tipo "mata-burro"; as figuras 4.41 a 4.45 mostram o dano ocorrido na bandeja e suporte da bateria.

Da equação (3.27) tem-se :

$$\mathbf{D} = \sum_{i=1}^{N} n_{i} / N_{fi}$$
(4.8)

O procedimento utilizado para a figura 4.41 vale também para as demais figuras

Dados (figura 4.41)

Número de ciclos	Tamanho da Pista	Dano	
(n)	(L)	(D)	
1	5,0 E-3 Km	0,001255 %	

• Cálculo do número de ciclos para a estrutura falhar (x) :

 $\frac{D}{100} = \frac{100}{x} \implies \frac{0.001255}{1} = \frac{1}{x}$

:. x = 79700 ciclos

• Cálculo da distância equivalente percorrida no teste acelerado (y)

$$\frac{1}{L} = \frac{x}{y} \implies \frac{1}{5,0E-3} = \frac{79700}{y}$$

∴ y = 399 Km



Fig. 4.41 Cálculo dano canal 7 bandeja bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.42 Cálculo de dano canal 8 bandeja bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.43 Cálculo do dano canal 9 bandeja bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.44 Cálculo de dano do canal 10 suporte de bateria (Spectra (1997))



Fig. 4.45 Cálculo do dano canal 11 suporte bateria (Spectra (1997))

Assume-se o critério de projeto de 1 % dos 12.000 Km, ou seja 120 Km em pista "mata burro" para aprovação nessa pista. Esse percentual equivale a 1.600 Km da vida útil do veículo (160.000 Km), com o usuário padrão em terrenos ou pistas semelhantes aos que foram testadas, lembrando que o componente em desenvolvimento é para um veiculo comercial pequeno de uso urbano (Kuo & Kelkar (1995)).

115

No canal 7 medido, tem-se 395 Km, assim, o teste estaria aprovado. Para os demais canais a estrutura não apresentou problemas em termos de dano, conforme mostrado na tabela 4.3.

7

5

Canal Medido	Dano em Percentual	Ciclos para Falhar	Distancia Equivalente (Km)	Critério de durabilidade (120 Km)
7	0,001255	7,97 E+4	399	OK
8	0,000003	3,33 E+7	1,66E+5	ОК
9	0,000183	5,46 E+5	2732	OK
10	0,000152	6,58 E+5	3300	ОК
11	0,000001	1,0E+ 8	5,0E+5	ОК

Tabela 4.3 - Resultado de Análise de Dano Bandeja Proposta 1 (Spectra (1997))

Nota-se que o escoamento localizado nos canais 7 e 9 não será suficiente para a estrutura falhar durante a vida útil do veículo, caso esse escoamento viesse acontecer com o consumidor.

Esse escoamento localizado, mencionado acima, é baseado nas informações que a chapa é feita de material SAE 1010 ((Tucker et al. (1974)), com modulo de elasticidade E= 207,0 GPa e $\sigma_y = 240,0$ MPa. Utilizando a lei de Hooke já que foram utilizados strain-gages uniaxiais, tem-se $\varepsilon = 1000 \mu$ como critério de projeto para escoamento, que de fato ocorreu conforme mostra as figuras 4.25 e 4.26.

5.0 Conclusões

O presente apresenta um procedimento para estimar vida de componentes mecânicos sob fadiga. Os principais conceitos de fadiga e sua aplicação no setor automotivo foram discutidos.

O trabalho mostrou a dificuldade de se trabalhar com fadiga de amplitude variável. Os procedimentos apresentados aqui, em linhas gerais, são os mesmos utilizados em toda a industria automotiva.

É sabido que o desenvolvimento de um veículo envolve várias áreas. Neste trabalho foram discutidos somente os critérios de iniciação de trinca, de durabilidade e de analise modal numérica

A proposta 2 da bandeja de bateria terminou o teste de durabilidade acelerado sem trincas. A proposta 3 não foi e nem será testada, pois a duração de um teste de durabilidade estrutural é muito longo, podendo durar alguns meses, dependendo da prioridade do componente a ser testado. Além do que, isso envolve uma disponibilidade de veículo para montar o componente protótipo.

O trabalho também apresentou alguns imprevistos de medições, característicos na área experimental, como no caso do escoamento do material da bandeja proposta 1, ou a falha do protótipo que seria a validação da proposta 1.

Há necessidade de se desenvolver ferramentas que relacionem, pista de prova, simulação numérica e dados experimentais a um custo baixo, tanto para componentes, como para estruturas mais complexas, como carroçarias e que possam ser utilizadas pelos diversos programas comerciais, através de um tradutor compatível.

7

Anexo I - Descrição do Programa AQUISI Para Processamentos de Sinais

`+

O *AQUISI* é um programa de aquisição e processamento de sinais, utilizado em praticamente todas empresas automobilísticas no departamento experimental e, no caso da Ford Brasil, é também utilizado no grupo de análise estrutural.

O programa é dividido em cinco aplicações básicas que são : aquisição, "display", análise, edição e utilitários; existe também outro modulo chamado FAT2 que é um modulo de fadiga, o qual foi utilizado para o cálculo do dano da estrutura e estimativa de vida.

A rotina de "aquisição" está relacionada, como o próprio nome diz, à aquisição dos sinais; essa aplicação trabalha com o gravador de sinais, ou seja, nessa janela são feitos todos os ajustes como, tipo de sensor a ser utilizado ("strain-gage" ou acelerômetro), bem como quais os canais do gravador que serão utilizados.

A rotina "display" mostra os sinais temporais medidos, tanto de aceleração como de deformação, sendo possível visualizar canal por canal medido; não há uma limitação de canais tanto de aquisição como de visualização.

O limite está no "hardware" para aquisição dos dados e do número de canais disponíveis que o gravador tem. Na visualização, o limite é o tamanho do monitor, normalmente oito canais é o limite visual, porém quatro é um número utilizado na prática. Na rotina "análise" é possível fazer análises estatísticas, autoespectro (PSD: Densidade Espectral de Potência) e "rainflow". No presente trabalho foi utilizado autoespectro e "rainflow". O autoespectro é calculado com base no sinal temporal da aceleração, formando uma matriz quadrada com dimensão igual à quantidade de canais do arquivo.

2

Para executar o "rainflow" é escolhido o sinal temporal (aceleração vs tempo ou deformação vs tempo) a ser executado e ao nome do arquivo que receberá a extensão .RNF, pode-se escolher a forma de visualização se em 3D ou em "range pair".

Na rotina "edição" como o próprio nome diz é a edição do sinal ou possível retrabalho no sinal em termos de filtragem (tipo de filtro a ser utilizado), retirar picos, médias, etc.

Na rotina "utilitários" são apresentados as opções do programa em termos de cores de gráficos, tradutor para outros programas como MSC/NASTRAN, MTS componente, etc. O modulo de fadiga "FAT2" é o responsável pelo cálculo do dano baseado no "rainflow" anteriormente.

É necessário entrar no modulo com todas as informações do material e escolher a opção *deformação* para o calculo do dano. A opção curva S-N irá plotar a curva S-N para o método de deformação. A plotagem do dano é feita baseado no canal selecionado e é representado em 3D.

Anexo II – Descrição do Programa Ideas 4.0 Para Geração dos Modelos de Elementos Finitos

O programa Ideas 4.0 é um aplicativo de engenharia muito utilizado no meio automotivo. É composto por dois módulos sendo um gerador de geometria onde é possível receber arquivos via IGES (tradutor de formato de desenhos) ou ainda pode receber arquivos no formato original dos aplicativos de desenho CATIA, Pro-Engineer, CADDS5, etc.

O outro módulo é o modulo de geração de modelos de elementos finitos além de possuir também um "solver" (aplicativo que executa os cálculos) e um pós- processador de imagens para visualização dos resultados das análises.

É possível realizar os principais tipos de análises de engenharia com esse aplicativo como análise estática, modal, resposta de freqüência além de análise térmica e também síntese modal que consiste de uma técnica unificando os modos de vibrar da estrutura.

Os modos individuais dos componentes são unificados de forma que através da técnica de síntese modal o conjunto da estrutura vibre de modo uniforme.

6.0 Referências

k

Aranha, S.B.A; Andreatini, S.M. & Barreiro, J. A.; "Aplicação de Métodos de Análise Experimental para o Desenvolvimento das novas Cabines dos Caminhões Mercedes-Benz", V Simea, São Paulo, Brasil, 1989

Batte, K. J., Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, New Jersey, USA, 1982

Bauschinger, J. "On the Change of the Position of the Elastic Limit of Iron and Steel under Cyclic Variations of Stress", Mitt. Mech.-Tech. Laboratory, Munich, Vol. 13, N.o 1, Alemanha, 1886

Bernstein, M.L. & Zaimovsky, V.A. Mechanical Properties of Metals, Mir Publishers, Russia, 1983

Bignonnet, A., "Fatigue Design in Automotive Industry". In: Nowack, H.; Lutjering, G.
(Eds.). Fatigue '96, Berlim, Elsevier Science Ltd, Alemanha, 1996, Vol. III: Cases
Studies Automotive, p. 1825 – 1836.

Bignonnet, A., " An Overview on Fatigue Problems in the Car Industry", ". In : Miller, K.J.; Brown, M.W. & Rios, E.R. (Eds.). ECF12 Fracture from Defects, Emas Publishing, Sheffield, UK, 1998, Vol. I : Fatigue, p. 17-22.

Birchmeier, J.E. & Smith, K. V. " Otimization of a Light Truck Rough Road Durability Procedure Using Fatigue Analysis Methodology", SAE Paper 820693, USA, 1982

Borowski, V.J.; Steury, R. L. & Lubkin, J.L. "Finite Element Dynamic Analysis of an Automotive Frame", SAE Paper 730506, USA, 1973

Branco, C. M.; Fernandes, A. A., & Castro, P. M. S. T., Fadiga de Estruturas Soldadas, Fundação Galouste Gulbenkian, Portugal, 1983.

Buch, A., Fatigue Strength Calculations, Trans Tech Publications, USA, 1988

Coffin Junior, L. F.; ASM, Met. Eng. Q. vol. 3, USA, 1963, p. 22.

>

Dang-Vang. K. " Sur la Résistance à la fatigue des Métaux", Sciences et Techniques de L'Armenet, 3éme fascicule, França, 1973, pp. 647-722.

Dieter, G.E., Metalugia Mecânica, Ed. Guanabara Dois, RJ. Brasil, 1981

Donaldson, K.H. "Field Data Classification and Analysis Techniques ", SAE Paper 820685, USA, 1982

Fatigue Design Handbook, Society Automotive Engineer, AE-10, 2 ed. Warrendale, USA, 1988

Flanigan, D. L. "Testing of na Automotive Frame to Determine Dynamic Properties", SAE Paper 73505, USA, 1973

Forsyth, P.J.E. "Extudation of Material from Slip Bands at The Surface of Fatigued Cr Stals of an Aluminion –Cooper Alloy", Nature, Londres, Vol. 171, Janeiro, Inglaterra, 1953, p. 172–173.

Fuchs, H. O.; Stephens, R. I., Metal Fatigue in Engineering, New York, John Wiley, USA, 1980

Gerber, W. "Bestimmung der Zulossigen Spannungen in Eisen Constructionen", Z. Bayer Arch. Ing. Ver., Vol.6, Alemanha, 1874

Goodman, J. Mechanics Applied to Engineering, Longmans, Green & Co., Londres, Inglaterra, 1899

2

12

Grubisic, V. "Determination of Load Spectra for Design and Testing", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, N°1/2, UK, 1994

Hertzberg, R. W., Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, John Wiley, USA, 1989

Heys, P.; Dakin, J. & John, C. " The Assestment and Use of Linear Static Analysis FE Stress Analysis for Durability Calculations ", SAE Paper 951101, USA, 1995.

Horger, O., Metals Engineering Design, ASME Handbook, McGraw-Hill, USA, 1965

Kamal, M. M. & Wolf, J. A., Modern Automotive Structural Analysis, Von Nostrand, USA, 1982

Koconda, S., Fatigue Failure of Metals, Sitjthoff & Noordfhoff International Publishers, Poland, 1978.

Kuo, E. Y. & Kelkar, S. G. "Vehicle Body Structure Durability Analysis", SAE Paper 951096, USA, 1995.

Juvinall, R. C., Fundamentals of Mechine Component Design, John Wiley, USA, 1983

Matsuichi, M. & Endo, T. "Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress" Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, March, Japan, 1968

Meyers, M.C., & Chawla, K.K. Principio da Metalurgia Mecânica, Ed. Edgar Blucher, S. Paulo, Brasil, 1982 Miner, M. A. " Cumulative Damage in Fatigue", J. of Applied Mechanics, ASME, Vol. 12, , USA, 1945 p. A159-A164.

Э

ς.

-3

Mitchell, M.R. "Fundamentals of Modern Fatigue Analysis for Design", In : ASM (Eds.). Fatigue and Microstructure, Ohio, USA, 1978, p. 385 – 437.

Morril, J H.; Achatz, T. & Khosrovaneh, A. " An Application for Fatigue Damage Analysis Using Power Spectral Density from Road Durability Events", SAE Paper 980689, USA, 1998

Morrow, J.D.; Wetzel, R. M & Topper, T. H "Laboratory Simulation Fatigue Bahavior", ASTM 462, USA ,1970, p. 74–91.

Neuber, H. " Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatic Bodies With Arbitrary Nonlinear Stress – Strain Law ", J. App. Mech. 28 (4), , December, USA, 1961, p. 544 – 560.

Nigam, N. C. Introduction to Random Vibration, MIT, Massachusetts, 1983

Nowack, H. & Schulz, U. "Significance of Fatigue Elements Method in Fatigue Analysis", In : Nowack, H.; Lutjering, G. (Eds.). Fatigue '96, Berlim, Elsevier Science Ltd, Alemanha, 1996, Vol. II : Significance of FEM in Fatigue Analysis. p. 1057-1068.

Pastoukhov, V. A & Voorwald, H. J. C., Introdução á Mecânica da Integridade Estrutural, UNESP, São Paulo, Brasil, 1995

Ricardo, L.C.H; "Crack Propagation Analysis by Finite Element Method in a Joint Passenger Car". In : Nowack, H.; Lutjering, G. (Eds.). Fatigue '96, Berlim, Elsevier Science Ltd, Alemanha, 1996, Vol. II : Significance of FEM in Fatigue Analysis, p. 1141-1146.

Ricardo, L. C. H & Andrade, A. H. P., " *The use of Fatigue to Design Structures Under Variable Loading*". In : Miller, K.J.; Brown, M.W. & Rios, E.R. (Eds.). ECF12 Fracture from Defects, EMAS Publishing, Sheffield, UK, 1998, Vol. I : Fatigue. p. 289-296.

Richards, F. D.; Lapoint, N.R. & Wetzel, R. M. "A Cycle Counting Algorithm for Fatigue Analysis", SAE Paper 740278, USA, 1974

Schijve, J " Predictions on Fatigue Life and Crack Growth as an Engineering Problem. A State of Art Survey". In : Nowack H.; Lutjering, G. (Eds.). Fatigue '96, Berlim, Elsevier Science Ltd, Alemanha, 1996, Vol II : Fatigue and Failure of Components, p. 1149-1164.

SDRC, Ideas Versão 4.0, USA, 1995

Sherratt, F. " Simulation Methods for Laboratory Durability Testing ", Automotive Engineer, Vol. 19, N° 3, USA, 1994, p. 42-45.

Shin, Y. S. & Wang, M.K. A., Random Fatigue Life Prediction, ASTM PVP-72, USA, 1983

Sobczk, K., Ramdon Fatigue from Data to Theory, Academic Press, California, USA, 1992

Socie, D. & Downing, S. "Statistical Strain-Life Fatigue Analysis", SAE Paper 960566, USA, 1996

Socie, D. & Parks, K. "Analytical Descriptions of Service Loading Suitable for Fatigue Analysis", SAE Paper 971535, USA, 1997

Spectra, Aquisi Versão 2.35, São Paulo, 1997

Tucker, L. E. "Cumulative Damage Analysis", SAE Paper 820686, USA, 1982

127

Tucker, L. E.; Landgraf; R. W. & Brose, W.R. "Proposed Technical Report on Fatigue Properties for the SAE Handbook", SAE Paper 740279, USA, 1974

ž

-

1

Visintainer, R. H. & Aslani, F. " Shake Test Simulations Using MSC/Nastran", MSC/World Users, USA, 1994.