



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO**  
**ESCOLA POLITÉCNICA**  
**Curso de Engenharia Civil**  
**Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas**

**ANÁLISE DE FADIGA DE ESTRUTURAS METÁLICAS COM ÊNFASE EM  
OFFSHORE**

**IKARO DOS REIS RIVA**

Projeto de Fim de Curso apresentado ao corpo docente do Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como requisito para obtenção do título de Engenheiro Civil.

Aprovado por:

---

Gilberto Bruno Ellwanger  
Prof. Adjunto, D.Sc., DME, EP-UFRJ, COPPE-UFRJ (Orientador)

---

Roberto Fernandes de Oliveira  
Prof. Adjunto, D.Sc., DME, EP-UFRJ, COPPE-UFRJ

---

José Renato Mendes de Sousa  
Pesquisador, M.Sc., COPPE/UFRJ

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL  
DEZEMBRO DE 2004



A

DEUS, sempre presente;

Aos meus Pais, Ivo Riva e Norma Suely dos  
Reis Riva, com muito carinho;

Resumo do Projeto de Fim de Curso apresentado ao corpo docente do Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Civil.

## ANÁLISE DE FADIGA DE ESTRUTURAS METÁLICAS COM ÊNFASE EM OFFSHORE

Ikaro dos Reis Riva

Dezembro/2004

Orientador: Gilberto Bruno Ellwanger

Departamento: Mecânica Aplicada e Estruturas

No presente trabalho, será apresentado o procedimento de análise de fadiga em elementos esbeltos tipo risers, tendões e linhas de ancoragem de estruturas offshore flutuantes sujeitas a carregamentos de ondas, vento e corrente.

Será apresentado um histórico com a evolução dos estudos de fadiga. A conceituação do processo de fadiga juntamente com os principais fatores que influenciam no seu processo.

Reuniu-se em um capítulo alguns acidentes que ocorreram por fadiga que serviu de motivação para o prosseguimento do trabalho.

Por fim, será explicado a metodologia de contagem de número de ciclos e em seguida é feito um aplicação em três casos diferentes, cada um com um objetivo que está explicado no respectivo capítulo.

Palavra-Chave: Fadiga

## Lista de Figuras

- Fig. 1.1 – Elementos submetidos a carregamentos repetidos
- Fig. 1.2 – Fases do processo de fadiga
- Fig. 2.1 – Semi-submersível triangular de perfuração “Sedco 135”
- Fig. 2.2 – “Jack-up” de perfuração “Ranger I”
- Fig. 2.3 – Jaqueta “West Sole”
- Fig. 2.4 – Acidente com um Navio Liberty
- Fig. 3.1 – Quadro Resumo do Acidente
- Fig. 3.2 – Alexander L. Kielland
- Fig. 3.3 – Planta de situação esquemática do ESEI
- Fig. 3.4 – Propagação da fratura e colapso típico nos apoios
- Fig. 3.5 – Esquema estrutural básico e detalhes do apoio
- Fig. 3.6 – Momento do acidente
- Fig. 3.7 – Resumo do Acidente de Ayrton Senna
- Fig. 3.8 – O Volante
- Fig. 3.9 – Barra de direção (A)
- Fig. 3.10 – Barra de direção (B e C)
- Fig. 4.1 – Representação esquemática da distribuição de tensões na seção AA mostrando o efeito do entalhe, [2]
- Fig. 4.2 – Concentração de tensão em uma chapa com um furo circular, carregada axialmente, [5]
- Fig. 4.3 – Concentração de tensão em uma chapa carregada axialmente com uma mudança abrupta na seção transversal, [5]
- Fig. 4.4 – Análise com elementos finitos da concentração de tensão, devido a um furo em uma barra plana carregada axialmente, [5]
- Fig. 4.5 – Fator de concentração de tensões K para uma chapa com um furo centralizado (sob tração), [5]
- Fig. 4.6 – Fator de concentração de tensão K para uma chapa com adoçamento (sob tração), [5]
- Fig. 4.7 – Fator de concentração de tensões em torção K para um eixo com seção variável com adoçamento, [5]
- Fig. 4.8 – Fatores de concentração de tensão em flexão pura de chapas com adoçamento, [5]
- Fig. 4.9 – Fatores de concentração de tensão em flexão pura de chapas com entalhes em forma de U, [5]
- Fig. 4.10 – a) Estriação; b) Coalescência ou microcavidades; c) Microclivagem, [2]
- Fig. 4.11 – Superfície de fratura de fadiga de uma ponta de eixo de um automóvel, [2]
- Fig. 4.12 – Ruptura de fadiga de um parafuso de coluna com rosca quadrada, [2]
- Fig. 4.13 – Exemplo de carregamento com amplitude constante, [1]
- Fig. 4.14 – Comparação de relações de R para vários carregamentos, [1]
- Fig. 4.15 – Carregamentos típicos com ciclos de amplitude variável. A) carregamento único superposto de alta ciclagem. B) carregamento múltiplo superposto de alta ciclagem. C) carregamento múltiplo variável altamente superposto, [1]

- Fig. 4.16 – Representação esquemática de carregamento de fadiga de amplitude variável e carregamento simplificado para análise, a) real, b) simplificada, [1]**
- Fig. 4.17 – Gráficos de Curvas S-N**
- Fig. 4.18 – Comparação das curvas S-N de projeto para juntas tubulares de seção circular apresentadas na tabela 4.2, [3]**
- Fig. 4.19 – Organograma dos parâmetros mais importantes da ruptura por fadiga por corrosão (segundo Branco [3])**
- Fig. 4.20 - Influência do acabamento superficial no limite de fadiga do material, [2]**
- Fig. 4.21 – Esquematização mostrando vários valores de R e faixas de tensão com carregamento de amplitude variável, [1]**
- Fig. 4.22 – Dispersão da duração à fadiga para diferentes níveis de tensão, [3]**
- Fig. 4.23 – Exemplo de onda com forma irregular, [15]**
- Fig. 4.24 – Termos relacionados a histórico de um processo estocástico, [15]**
- Fig. 4.25 – Espectro de Energia  $S(\omega)$  de um Processo Estocástico  $x(t)$ , [15]**
- Fig. 4.26 – Densidade de Probabilidade para processos de banda larga e estreita, [15]**
- Fig. 4.27 – Espectro de Pierson-Moskowitz**
- Fig. 4.28 – Espectro de Jonswap**
- Fig. 4.29 – Espectro de Ochi-Hubble**
- Fig. 4.30 – Comparação Espectro de Pierson-Moskowitz e Jonswap com  $H_s=4,0m$  e  $T_p$**
- Fig. 4.31 - Comparação Espectro de Pierson-Moskowitz e Jonswap com  $H_s=4,0m$  e  $T_z$**
- Fig. 4.32 – Representação esquemática do comportamento à fadiga de um corpo de prova com entalhe, 0**
- Fig. 5.1 – Modos de ruptura por fadiga mais importantes nas juntas topo a topo: a) Transversais; b) Longitudinais contínuas; c) Longitudinais descontínuas; d) Transversais com cobre-junta. [3]**
- Fig. 5.2 – Falta de penetração no interior do cordão e na raiz, [3]**
- Fig. 6.1 – Ilustração do Método Rainflow, [15]**
- Fig. 7.1 – Elemento estrutural a ser analisado**
- Fig. 7.2 – Orifício**
- Fig. 7.3 - SCF  $\times r / c$  para o orifício**
- Fig. 7.4 - Ombro**
- Fig. 7.5 - SCF  $\times r$  para o ombro**
- Fig. 7.6 - Topo do Riser e Receptáculo – Vista Lateral**
- Fig. 7.7 - Receptáculo do Riser – Vista Superior**
- Fig. 7.8 - Sinal Temporal Normalizado**
- Fig. 7.9 - Espectro gerado a partir do sinal temporal normalizado, com a frequência dada em rad / s**
- Fig. 7.10 - Variação dos ciclos**
- Fig. 7.11 – Sinais de Alta e Baixa Frequência gerados**
- Fig. 7.12 - Vista superior do modelo retirada do Pré-Anf**
- Fig. 7.13 - Vista lateral do modelo juntamente com a situação de *near* e *far* com 10% da Lâmina d'água**
- Fig. 7.14 - Elemento 1**
- Fig. 7.15 - Elemento 2**
- Fig. 7.16 - Elemento 3**

**Fig. 7.17 - Elemento 4**

**Fig. 7.18 - Elemento 5**

**Fig. 7.19 - Elemento 6**

**Fig. 7.20 - Ilustração dos pontos para cálculo de fadiga**

# Índice

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>11</b>
1.1.	O PROBLEMA	12
1.2.	OBJETIVOS E LIMITAÇÕES DO TRABALHO	14
1.3.	QUESTÕES A INVESTIGAR	14
1.4.	RELEVÂNCIA DO PROBLEMA	15
1.5.	METODOLOGIA	16
<b>2.</b>	<b>HISTÓRICO</b>	<b>17</b>
<b>3.</b>	<b>MAIS ACIDENTES CAUSADOS POR FADIGA DOS MATERIAIS E POR FRAGILIZAÇÃO</b>	<b>23</b>
3.1.	ACIDENTES COM OS NAVIOS LIBERTY	23
3.2.	ACIDENTES NA INDÚSTRIA AERONÁUTICA	23
3.3.	ACIDENTES COM AS AERONAVES COMET	25
3.4.	ALEXANDER L. KIELLAND (1980)	26
3.5.	COLAPSO NOS APOIOS METÁLICOS DA TUBULAÇÃO DO EMISSÁRIO SUBMARINO DE IPANEMA (RIO DE JANEIRO - 1991)	28
3.5.1.	DESCRIÇÃO DA ESTRUTURA	28
3.5.2.	OCORRÊNCIA E PREVISÃO DOS DANOS	30
3.5.3.	ANÁLISE DO COLAPSO REALIZADA PELA EQUIPE TÉCNICA DA COPPETEC	33
3.5.4.	SOLUÇÕES SUGERIDAS	33
3.6.	ACIDENTE DE AYRTON SENNA (1º DE MAIO DE 1994)	34
3.6.1.	DESCRIÇÃO DO ACIDENTE	34
3.6.2.	APÓS O ACIDENTE	36
3.6.3.	PERÍCIA	37
3.6.4.	CONCLUSÃO	39
<b>4.</b>	<b>TEORIA</b>	<b>41</b>
4.1.	INFORMAÇÕES BÁSICAS	41
4.1.1.	CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES	44
4.2.	CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE FADIGA	51
4.3.	MORFOLOGIA DAS SUPERFÍCIES DE FRATURA	52
4.4.	CARREGAMENTOS DE FADIGA	55
4.4.1.	AMPLITUDE CONSTANTE	55
4.4.2.	AMPLITUDE VARIÁVEL (AO ACASO)	57
4.5.	ENSAIOS DE FADIGA	60
4.6.	CURVA S-N	61
4.6.1.	NORMAS DE FADIGA	64
4.6.2.	COMPARAÇÃO DA FORMA DE APRESENTAÇÃO DAS CURVAS S-N	67
4.7.	FATORES QUE AFETAM O INÍCIO DO COMPORTAMENTO DE FADIGA	69



<b>4.8.</b>	<b>PARÂMETROS DO COMPORTAMENTO À FADIGA</b>	<b>70</b>
4.8.1.	ACABAMENTO SUPERFICIAL	70
4.8.2.	TAMANHO DA PEÇA	71
4.8.3.	CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES	71
4.8.4.	TENSÃO MÉDIA	72
4.8.5.	MEIO AMBIENTE (FADIGA COM CORROSÃO)	72
4.8.6.	TEMPERATURA	75
4.8.7.	VARIÁVEIS METALÚRGICAS	75
4.8.8.	FADIGA POR FRETAGEM	75
<b>4.9.</b>	<b>FADIGA À AMPLITUDE DE CARGA CONSTANTE</b>	<b>76</b>
<b>4.10.</b>	<b>FADIGA À AMPLITUDE DE CARGA VARIÁVEL</b>	<b>79</b>
4.10.1.	DANOS CUMULATIVOS	82
4.10.2.	MÉTODO ESPECTRAL DE CÁLCULO DO CARREGAMENTO À FADIGA	84
4.10.3.	COMPARAÇÃO ENTRE OS ESPECTROS DE PIERSON-MOSKOWITZ E JONSWAP	91
<b>4.11.</b>	<b>MECÂNICA DA FRATURA LINEAR ELÁSTICA NA PROPAGAÇÃO DE TRINCAS DE FADIGA</b>	<b>95</b>
4.11.1.	CONDIÇÕES DE INICIAÇÃO E PROPAGAÇÃO DE TRINCAS DE FADIGA	96
4.11.2.	CURVA DE PROPAGAÇÃO DE UMA TRINCA	96
4.11.3.	PARÂMETROS QUE INFLUENCIAM A VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO DA TRINCA	98
<b>4.12.</b>	<b>INDÚSTRIA AERONÁUTICA</b>	<b>98</b>
<b>4.13.</b>	<b>FADIGA MULTIAXIAL</b>	<b>99</b>
4.13.1.	UMA APROXIMAÇÃO À FADIGA MULTIAXIAL	100
<b>5.</b>	<b>COMPORTAMENTO À FADIGA DE JUNTAS SOLDADAS DE AÇO</b>	<b>102</b>
5.1.	JUNTAS TOPO A TOPO	103
5.2.	FADIGA COM CORROSÃO EM JUNTAS SOLDADAS	104
5.3.	ESTRUTURAS TUBULARES	105
5.3.1.	NOMENCLATURA DAS JUNTAS TUBULARES SOLDADAS	106
5.3.2.	TENSÕES UTILIZADAS NOS MODELOS DE CÁLCULOS	106
5.4.	A INFLUÊNCIA DOS DEFEITOS DE SOLDA	108
5.4.1.	CLASSIFICAÇÃO DOS DEFEITOS DE SOLDA	109
5.5.	A INFLUÊNCIA DAS TENSÕES RESIDUAIS	111
5.6.	UMA METODOLOGIA A SER UTILIZADA	111
5.7.	TÉCNICAS DE MELHORIA DA RESISTÊNCIA À FADIGA	112
<b>6.</b>	<b>MÉTODOS DE ANÁLISE DE FADIGA</b>	<b>114</b>
6.1.	MÉTODO RAINFLOW	115
6.2.	PROCESSO DE DISTRIBUIÇÃO DE RAYLEIGH	116
6.3.	MÉTODO DE WIRSCHING	117
6.4.	MÉTODO DO SOMATÓRIO SIMPLES	118
6.5.	MÉTODO DO ESPECTRO COMBINADO	118
6.6.	MÉTODO DE DIRLIK	119
6.7.	MÉTODO DE CHAUDHURY	120
6.8.	MÉTODO DE JIAO E MOAN	120

<b>7.</b>	<b>APLICAÇÕES</b>	<b>122</b>
<b>7.1.</b>	<b>RESOLUÇÃO DE UM EXEMPLO ACADÊMICO DE ANÁLISE DE FADIGA</b>	<b>122</b>
<b>7.1.1.</b>	<b>DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE CICLOS (N) PARA CADA CARREGAMENTO</b>	<b>124</b>
<b>7.1.2.</b>	<b>DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES (SCF – STRESS CONCENTRATION FACTOR)</b>	<b>125</b>
7.1.2.1.	Orifício	125
7.1.2.2.	Ombro	126
<b>7.1.3.</b>	<b>DETERMINAÇÃO DA VIDA ÚTIL PARA CADA SEÇÃO CRÍTICA DA BARRA (CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES)</b>	<b>128</b>
7.1.3.1.	Orifício	129
7.1.3.2.	Ombro	131
<b>7.2.</b>	<b>RECEPTÁCULO</b>	<b>132</b>
<b>7.2.1.</b>	<b>MÉTODO DE RAINFLOW</b>	<b>138</b>
<b>7.2.2.</b>	<b>MÉTODO DE DIRLIK</b>	<b>139</b>
<b>7.2.3.</b>	<b>MÉTODO DE CHAUDURY</b>	<b>140</b>
<b>7.2.4.</b>	<b>MÉTODO DO SOMATÓRIO SIMPLES E DO ESPECTRO COMBINADO</b>	<b>140</b>
<b>7.2.5.</b>	<b>MÉTODO DE JIAO E MOAN</b>	<b>141</b>
<b>7.2.6.</b>	<b>MÉTODO DE RAYLEIGHT E FATOR DE CORREÇÃO DE WIRSCHING</b>	<b>141</b>
<b>7.2.7.</b>	<b>RESUMO DOS RESULTADOS</b>	<b>142</b>
<b>7.3.</b>	<b>SCR – STEEL CATENARY RISER</b>	<b>142</b>
<b>7.3.1.</b>	<b>DADOS DO PROBLEMA</b>	<b>143</b>
<b>7.3.2.</b>	<b>CONSTRUÇÃO DO MODELO</b>	<b>144</b>
<b>7.3.3.</b>	<b>ANÁLISE ESTÁTICA</b>	<b>149</b>
<b>7.3.4.</b>	<b>ANÁLISE DINÂMICA</b>	<b>150</b>
<b>7.3.5.</b>	<b>ANÁLISE DE FADIGA</b>	<b>152</b>
<b>8.</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>155</b>
<b>9.</b>	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>157</b>

## 1. Introdução

Com a revolução industrial, a utilização de máquinas passou a fazer parte da realidade da população humana no mundo.

O consumo energético passou do manual para diversas outras fontes como o uso do carvão, da eletricidade e do petróleo.

Para o dimensionamento das estruturas existentes, diversos carregamentos devem ser considerados. A Teoria de Resistência dos Materiais dá uma ênfase inicial sobre o carregamento de um ciclo ou carregamento estático. Porém, a grande maioria dos elementos mecânicos ou estruturais está submetida a carregamentos repetidos por muitos ciclos.

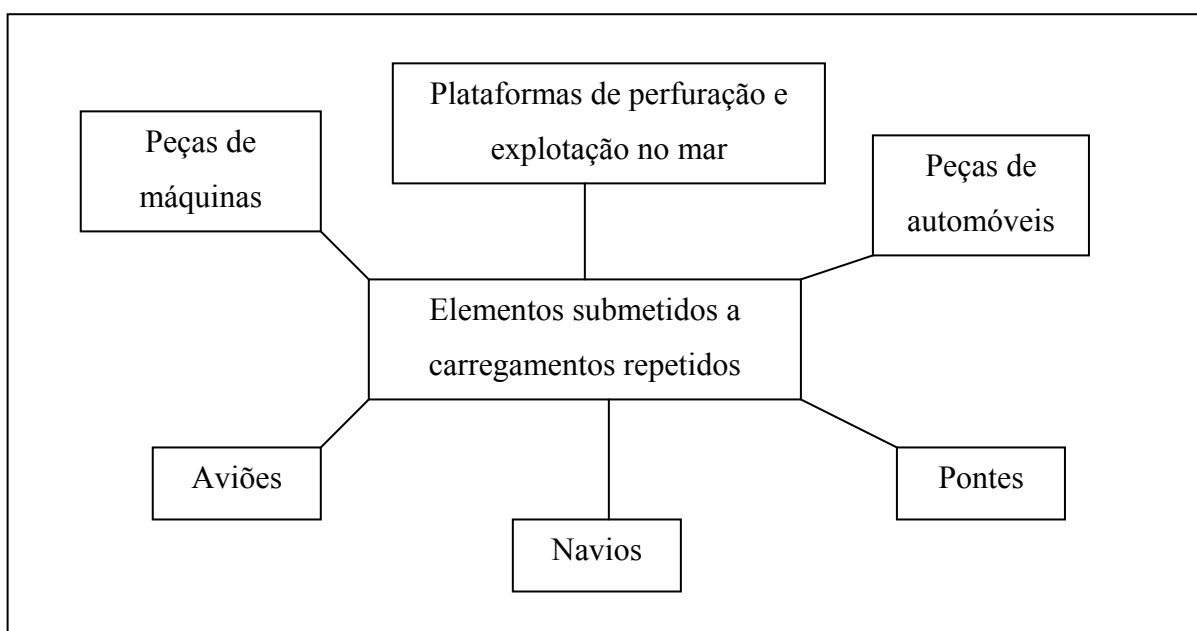


Fig. 1.1 – Elementos submetidos a carregamentos repetidos

## **1.1. O Problema**

As solicitações dinâmicas aplicadas numa peça podem provocar um tipo de ruptura conhecido como *fadiga* que, segundo Willems [1], Moura Branco [2] e Moura Branco [3], é a causa de 80 a 90% de todas as ruínas nas peças ou estruturas metálicas submetidas a esforços mecânicos, e que trabalham a temperatura ambiente.

Muitas vezes uma estrutura rompe com um carregamento relativamente grande, porém, menor que o carregamento extremo para o qual a estrutura foi dimensionada e deveria resistir. Nestes casos, a estrutura não possui mais a seção transversal de cálculo inicial e para a qual ela foi dimensionada, porque, devido à fratura de fadiga, a seção transversal efetiva é menor que a seção de cálculo, levando a estrutura ao colapso quando estiver solicitada por uma carga que, a princípio, ela deveria resistir.

Os carregamentos mais importantes considerados na prática, quando estamos lidando com sistemas flutuantes (Estruturas Offshore) são:

- **Corrente:**

- Puramente estático (atuando sozinho);
- Apresentando uma componente dinâmica de baixa frequência quanto atua com a onda;
- Dinâmica de alta frequência devido ao VIV (Vibrações induzidas por vórtices – a descrição do seu fenômeno não faz parte do escopo deste trabalho, sendo sua citação apenas para conhecimento da existência do fenômeno);

- **Vento:**

- Estático;
- Dinâmico de baixa frequência (para sistemas flutuantes);
- Dinâmica de alta frequência (para estruturas tipo torres de perfuração, queimadores (*flares*) e guindastes);

- **Onda:**

- Estática média;
- Dinâmica de alta frequência;
- Dinâmica de baixa frequência;

Na verdade, a fadiga costumeiramente é, em muitos casos, um critério de projeto mais crítico do que qualquer outro para a *segurança* da estrutura e *confiabilidade* do maquinário ou componentes estruturais.

Define-se fadiga de um metal como “fenômeno de enfraquecimento progressivo quando este está submetido a cargas dinâmicas ou repetidas, num nível de tensões abaixo da tensão de escoamento”.

O processo de fadiga pode ser considerado dividido em quatro fases indicadas a seguir, na Fig. 1.2:

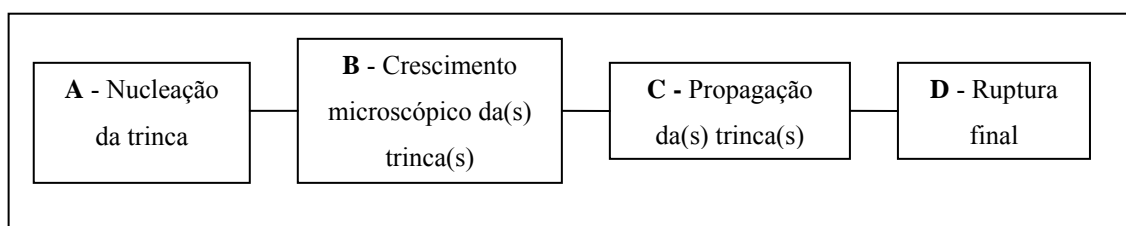


Fig. 1.2 – Fases do processo de fadiga

As duas primeiras fases constituem o período de iniciação da trinca.

Quando estamos lidando com material base, cerca de 90 % do tempo de vida útil da peça está relacionado com as fases A e B. Porém, para estruturas soldadas, desconsideramos as fases A e B, ficando estas com 0 % do tempo de vida útil da estrutura.

É importante ressaltar que uma ruptura por fadiga é muitas vezes súbita e ocorre sem dar sinal porque a trinca não é visível ou está inacessível.

## **1.2. Objetivos e Limitações do Trabalho**

O objetivo, ao realizar este trabalho, é aprimorar os procedimentos de análise de fadiga utilizando as curvas S-N em estruturas offshore.

Não faz parte do objetivo desenvolver novos métodos de análise de fadiga, mas, expandir o conhecimento adquirido nas matérias cursadas no curso de graduação em Engenharia Civil da UFRJ, citando e explicando métodos não estudados e que são consagrados no meio técnico científico mundial e utilizados nos diversos programas de computador existentes no mercado voltadas para este tipo de análise.

Muitas vezes, engenheiros formados não conhecem bem o fenômeno de fadiga e utilizam programas comerciais que se dizem capazes de fazer tal análise, mas não sabem exatamente o que o programa está fazendo e muitas vezes esses engenheiros não são nem capazes de julgar o resultado que saiu do programa e não sabem como podem fazer uma verificação rápida “na mão”, ou em programas de análise simbólica como o MathCad para verificar se os resultados encontrados estão próximos dos esperados.

Devido ao fato de não estudarmos detalhadamente a análise de fadiga durante o período de graduação, e, para evitar casos como o citado anteriormente, faz parte do objetivo do trabalho desenvolver um texto em linguagem acessível que possa servir de fonte de consulta para os alunos e engenheiros interessados em ter um conhecimento um maior que o adquirido na graduação, mostrando a importância de levarmos em consideração os cálculos de fadiga quando se dimensiona uma estrutura submetida a carregamentos dinâmicos e apresentando alguns métodos consagrados atualmente.

## **1.3. Questões a Investigar**

No decorrer do trabalho, será apresentado:

- O que é o fenômeno de “Fadiga dos Materiais”;
- Histórico e principais acidentes;
- Fadiga em estruturas em geral;
- Fadiga em estruturas soldadas;
- Carregamentos que podem gerar fadiga;

- Parâmetros do comportamento de fadiga;
- Curvas S-N;
- Concentração de tensões;
- Métodos de dimensionamento à fadiga;

#### **1.4. Relevância do Problema**

Nas últimas décadas, houve um rápido desenvolvimento tecnológico e principalmente a utilização de equipamentos que consomem derivados do petróleo.

Com isso, a demanda por petróleo vem crescendo muito rapidamente. Para se ter uma idéia desse quantitativo, em 1999 quando o preço do barril de petróleo estava em torno dos US\$ 12,00, estimava-se que em 5 anos o valor deveria estar variando entre US\$ 16,00 (mais provável) e US\$ 16,50 (mais otimistas). Porém, como se pode verificar, hoje, em 2004, 5 anos depois, o preço do barril do petróleo já se aproxima dos US\$ 50,00, superando em muito as expectativas.

Como os recursos naturais em terra encontram-se limitados, já há algumas décadas passou-se a explorar petróleo no mar, que começou com águas rasas e com o passar do tempo passou para águas profundas. O conceito de águas rasas e profundas tem variado com o tempo e tem sido motivo de discussão no meio acadêmico. O fato é que, no início, águas profundas eram 200 m ou 300 m, sendo que hoje a realidade é outra, onde águas profundas são em torno de 1000 m e águas ultra-profundas é para maior de 1500 m.

As restrições quanto à profundidade a ser alcançada dependem de diversos fatores, como tecnológico e econômico. Porém, com aumento do preço do barril de petróleo, a possibilidade de ir cada vez a maiores profundidades torna-se possível e um grande investimento no ramo de tecnologia do petróleo têm sido feitos. Graças a isso, hoje já se fala em águas ultraprofundas, com pesquisas para viabilizar a produção de petróleo em lâminas d'água de 3.000 m.

O fato é que, com essa busca por exploração em lâminas d'água cada vez maior, aumenta a severidade dos carregamentos ambientais assim como os custos de fabricação e instalação das estruturas necessárias.

Passou-se a construir estruturas cada vez mais *complacentes*, que se converteram em alternativas viáveis para sistemas estruturais voltadas às atividades de exploração e produção em grandes profundidades.

Uma estrutura complacente é caracterizada por:

- Apresentar grandes deslocamentos sob a ação do carregamento ambiental;
- Contar com a contribuição dos efeitos de inércia em sua estabilidade.

Na análise de tais estruturas, portanto, é essencial considerar os efeitos não-lineares e dinâmicos pertinentes.

Nesse tipo de estrutura, é fundamental que se faça tanto uma análise de extremos, onde a estrutura é dimensionada para resistir, por exemplo, a ondas centenárias (que ocorrem 1 vez, em média, a cada 100 anos), como também uma análise de fadiga, onde os carregamentos envolvidos podem ser muito menores que a carga última da estrutura.

## **1.5. Metodologia**

Para atingir o objetivo será feita uma apresentação teórica sobre o fenômeno de fadiga, descrevendo os seus pontos mais importantes.

Atenção especial foi dada à fadiga em estruturas soldadas, devido a sua grande importância nas estruturas offshore, dedicando um capítulo para o assunto.

Será também dedicado um capítulo aos diversos acidentes causados por fadiga, com o objetivo de ressaltar a importância e a seriedade com que o assunto deve ser tratado.

Por fim, serão utilizadas técnicas de contagem do número de ciclos por meio de sistemas de computação simbólica tipo MathCad [24] e a linguagem de computação clássica FORTRAN [25].



## **2. Histórico**

Na evolução da engenharia, aprende-se mais com as falhas do que com o sucesso. As primeiras rupturas por fadiga começaram a ser estudadas em meados do século XIX. Logicamente, antes desta época, já se haviam verificado muitas rupturas por fadiga, porém, os primeiros estudos conhecidos sobre fadiga são de autoria do engenheiro alemão Wohler [13] e foram realizados em **eixos de locomotiva de estradas de ferro**, cujas rupturas eram muito freqüentes na indústria ferroviária alemã por volta de 1840. Antes desse período, o problema de fadiga não teve grande importância porque as máquinas eram de funcionamento rudimentar, essencialmente manual, com solicitações predominantemente estáticas.

Registros mostram que 200 pessoas morreram na Grã-Bretanha entre 1860 e 1889 devido a falhas em eixos de locomotivas e vagões ferroviários. Porém, falhas em eixos são problemas até hoje, visto que, em 1980 ocorreu uma falha no eixo de uma roda de trem de pouso de um L-1011 na Arábia Saudita.

Somente com as construções das primeiras máquinas, que se iniciou no período da revolução industrial, o efeito de fadiga tornou-se significativo, impondo grandes desafios tecnológicos aos engenheiros da época, pois estes nada sabiam sobre o comportamento mecânico dos materiais sujeitos a solicitações dinâmicas. A partir da metade do século XIX, então, o número de rupturas por fadiga começou a aparecer com uma freqüência cada vez maior.

Kipling foi presumivelmente o primeiro a explorar as diversas possibilidades da fadiga, descrevendo em 1895 como o Grotkau perdeu a hélice devido à fratura por fadiga na haste do seu cabo. Depois disso, os estudos sobre fadiga despertaram atenção de Nevil Shute's que em 1948 publicou um livro sobre o desastre do avião Comet, que havia ocorrido 3 anos antes e foi iniciado por uma fratura de fadiga.

Os objetivos principais que se perseguem ainda hoje podem ser encarados segundo duas perspectivas:

- Desenvolvimento de materiais econômicos possuindo a máxima resistência à fadiga (que tem sido do âmbito dos metalurgistas e dos físicos dos metais);
- Desenvolvimento de métodos de concepção e cálculo de estruturas sujeitas à fadiga (que tem sido âmbito dos engenheiros de projeto).

A consideração da fadiga tem sido cada vez mais necessária, visto a necessidade de produzir peças e estruturas em condições cada vez mais eficientes e econômicas, o que obriga a utilizar tensões admissíveis mais elevadas (certas indústrias impõem dimensões mais reduzidas nas peças à custa de maiores tensões de serviço, o que, em termos de fadiga, significa geralmente menores durações).

Algumas rupturas têm causado danos materiais e humanos consideráveis de que se conhecem muitos exemplos em aviões, comboios (série de vagões puxados por uma locomotiva), pontes, automóveis, etc., sendo alguns mostrados no decorrer deste trabalho.

Logo que a exploração de óleo da indústria Offshore começou no Mar do Norte, rapidamente percebeu-se que o desenvolvimento de estruturas neste local não era muito satisfatório. As tempestades durante o inverno logo levaram a fratura por fadiga. Com isto, começou-se a prestar atenção ao fenômeno de fadiga na indústria Offshore. Grandes pesquisas nesse ramo foram acontecendo.

Um exemplo de acidente de fadiga ocorreu inicialmente em “Sedco 135” (Fig. 2.1), com uma semi-submersível triangular de perfuração, que começou a trabalhar em 1965 no Golfo do México e que, em 1967 sofreu falha por fadiga na direção de popa no seu suporte (“*brace*”) horizontal. Ocorreram também falhas por fadiga em equipamentos similares, no Mar do Norte, no Mar do Sul da China, no Canadá (Oceano Pacífico) e na Austrália. O acidente do Mar do Norte é particularmente ilustrativo porque a falha em membros horizontais submetidos a tensões axiais haviam sido registrada meses antes do colapso ocorrer. Análises de fadiga realizadas utilizando curvas S-N e a teoria dos Danos concluíram que a performance deveria ter sido realmente a que ocorreu, mas esse tipo de análise não era comum na época.

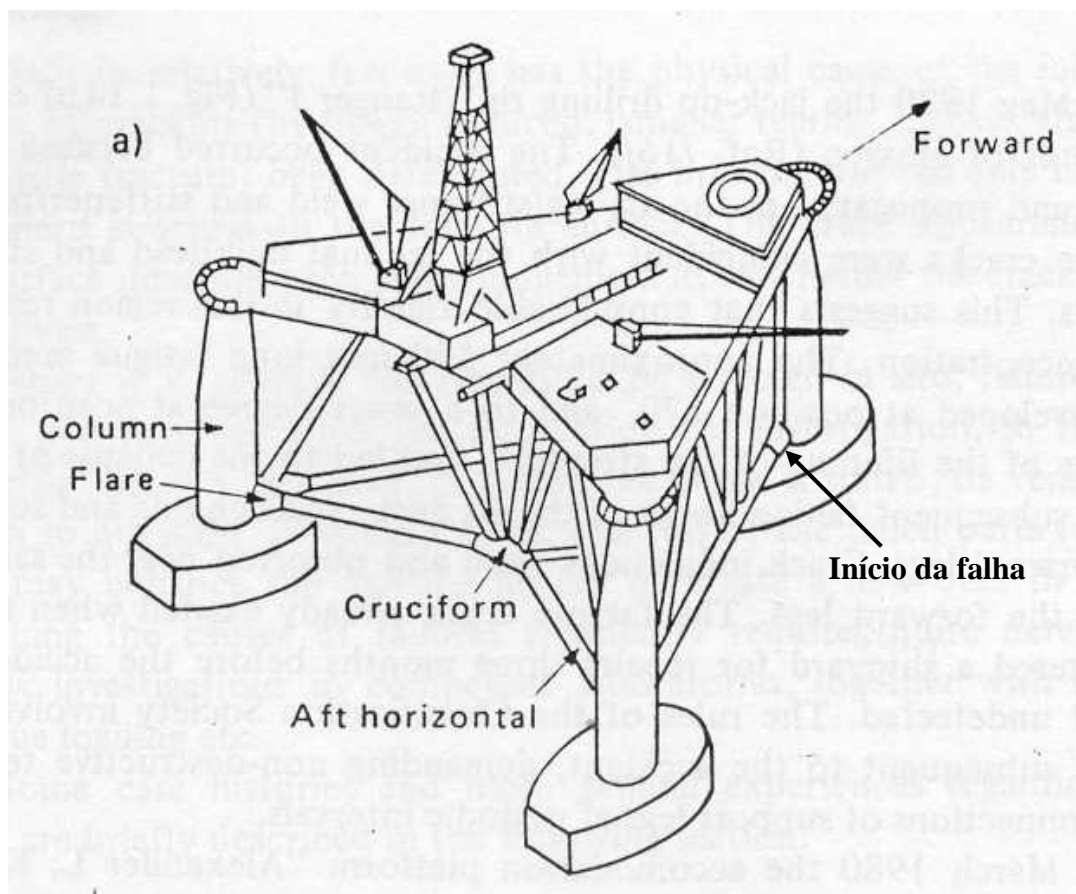


Fig. 2.1 – Semi-submersível triangular de perfuração “Sedco 135”

Em maio de 1979, a “jack-up” de perfuração “Ranger I” (Fig. 2.2) sofreu colapso no Golfo do México. O acidente ocorreu devido a uma fissura de fadiga iniciada e propagada, nas pernas da *popa* (na estrutura da sacada) (*popa*: parte anterior do navio; *proa*: parte posterior do navio). Uma fissura de fadiga de aproximadamente 500 mm de comprimento aparentemente desenvolveu-se a 270° para uma posição de 90° reduzindo a vida útil da estrutura e levando suas pernas ao colapso, com a subsequente falha do “deck” da *popa*, dobrando e separando as pernas dianteiras. A indicação de falha também foi encontrada na mesma posição, nas pernas dianteiras. A ruptura por fadiga já existia quando a plataforma entrou no estaleiro para reparos 3 meses antes do acidente, mas não havia sido encontrada. As regras estabelecidas pela sociedade técnica envolvida, que melhoraram após o acidente, obrigavam a realização de testes não destrutivos nas conexões críticas de suporte para as pernas da “Jack-up” em intervalos periódicos.

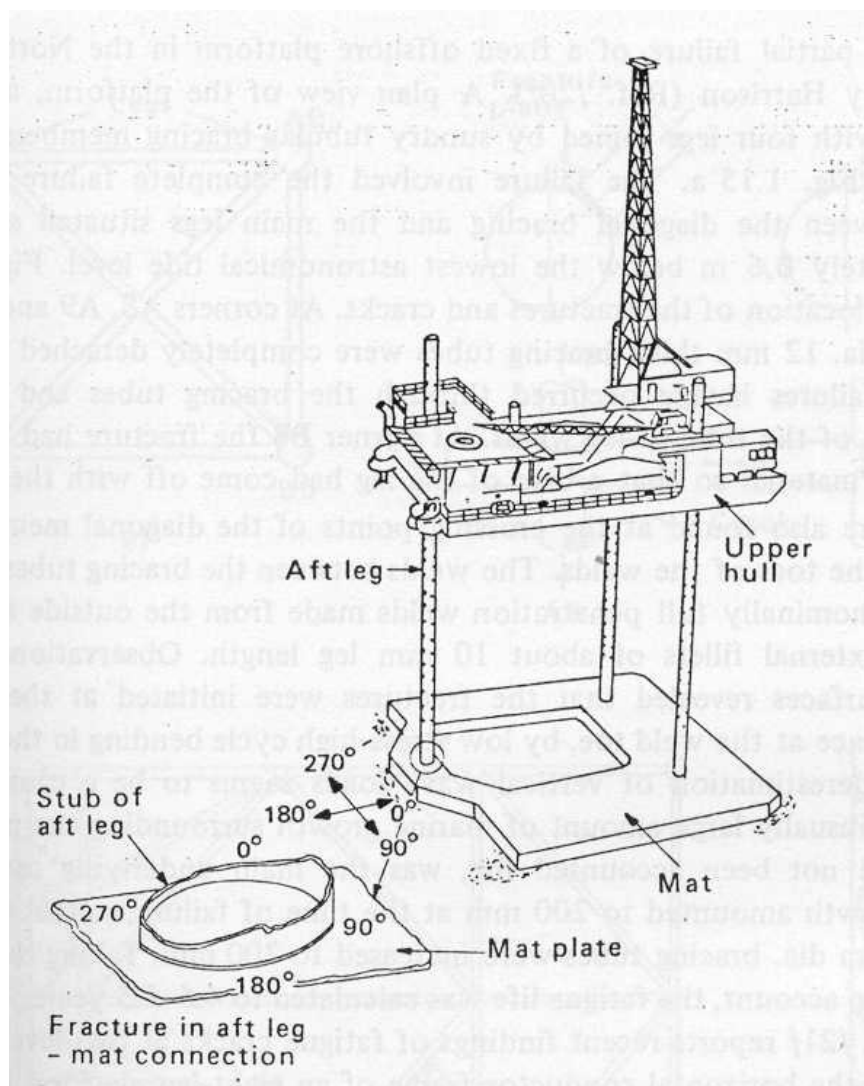


Fig. 2.2 – “Jack-up” de perfuração “Ranger I”

Tem-se também como exemplo o acidente trágico da semi-submersível Alexander L. Kielland, que emborcou em 1980 também por fadiga e está descrita no item 3.4 deste trabalho, onde 123 pessoas perderam a vida.

Além dos casos citados anteriormente, onde membros efetivamente partiram, várias outras rachaduras foram detectadas em semi-submersíveis e plataformas “Jack-up”, muitas das quais foram reparadas sem divulgação das informações, mesmo sabendo que alguns casos deveriam ter sido reportados e investigados, mas não o foram.

Nas Jaquetas temos um caso particular de falha parcial de uma plataforma offshore fixa no Mar do Norte, a Jaqueta “West Sole” que foi reportada pro Harrison [14]. Numa visão plana, a plataforma constitui-se de uma estrutura tubular com quatro pernas unidas aos outros membros por diversos “braces” (que são os elementos de ligação entres as pernas para dar estabilidade a estrutura) tubulares (ver Fig. 2.3). O acidente gerou o mal funcionamento de

três juntas entre os “braces” diagonais e as pernas principais situadas no nível de aproximadamente 0,6 m abaixo do menor nível “astronômico” da maré. Na figura abaixo, parte ‘a’, pode-se ver a localização das fraturas e das rachaduras. Nos cantos A8, A9 e B9, os tubos dos “braces” com 300mm de diâmetro e 12mm de espessura foram completamente destacados das pernas. A falha ocorreu através dos tubos dos “braces”, tendo iniciado na solda entre os tubos. No canto B8, a fratura ocorreu no material da perna, se propagando radialmente até os “braces”. Foram também encontradas rachaduras iniciadas nas soldas dos pontos de cruzamento dos membros das diagonais. As soldas entre os tubos de ligação (“braces”) e as pernas são nominalmente de penetração completa feitas pelo lado externo e com filetes externos de aproximadamente 10mm. Observações da superfície da fratura revelaram que elas foram iniciadas pela circunferência externa da solda pelas curvas de tensões de baixo ciclo no plano vertical. A causa da falha foi a sub-estimação do carregamento de onda.

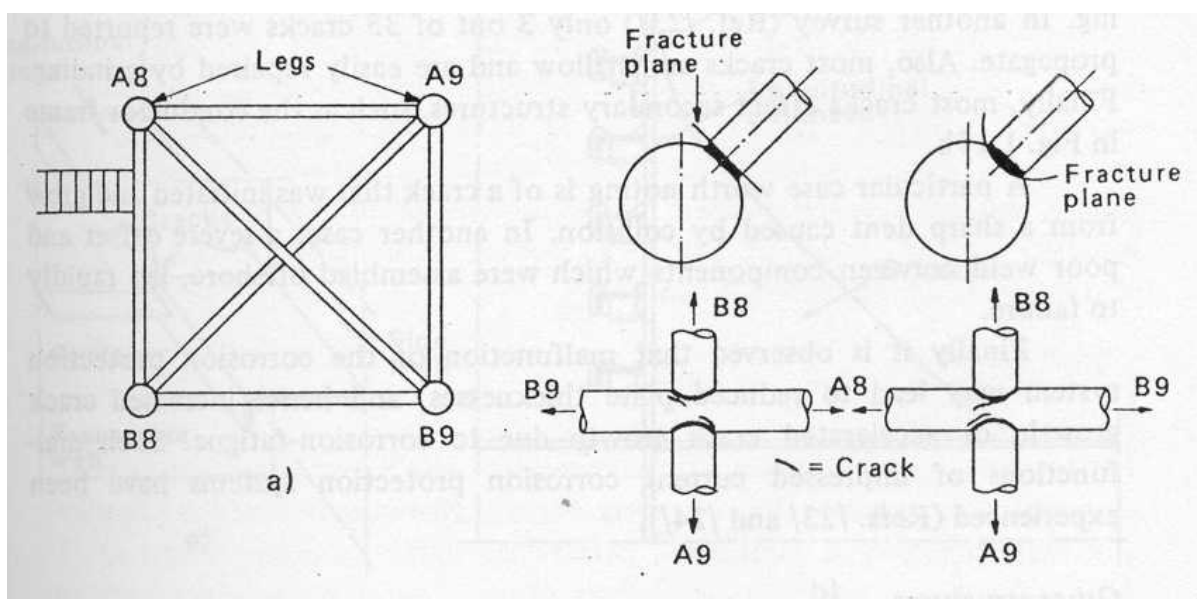


Fig. 2.3 – Jaqueta “West Sole”

Os arquivos da “Norwegian Petroleum Directorate” revelaram que 163 rachaduras, falhas uniformemente distribuídas, foram encontradas em 27 jaquetas no Mar do Norte entre o período de 1980-3.

No caso de navios, por exemplo, devido ao fato de ser uma estrutura muito mais hiperestática que uma plataforma offshore, as conseqüências de uma falha por fadiga tornam-se, a princípio, menos desastrosas. No entanto, se os reparos não forem feitos a tempo no

navio, ele pode vir a ruir, como ocorreu com o Navio Liberty mostrado na Fig. 2.4 e descrito no item 3.1.



Fig. 2.4 – Acidente com um Navio Liberty

### **3. Mais Acidentes Causados por Fadiga dos Materiais e por Fragilização**

#### **3.1. Acidentes com os Navios Liberty**

Segundo Salgado [17], no início dos anos 40, durante a segunda guerra mundial, 4694 navios do tipo Liberty foram construídos nos Estados Unidos.

**Técnica Construtiva:** Seções do casco pré-fabricadas unidas umas às outras exclusivamente por meio de solda.

Dentre os navios construídos, 1289 navios (25% da frota) foram vítimas de fraturas no casco, sendo que 233 foram catastróficas, resultando na perda da embarcação.

Alguns navios quebraram em dois em questão de segundos, sem aviso prévio (fratura frágil ao longo das juntas soldadas), como pode ser visto na Fig. 2.4.

As principais causas dos acidentes foram:

- Projeto estrutural deficiente;
- Caminho estrutural contínuo devido à técnica de construção utilizada;
- Temperaturas baixas das águas do atlântico norte;
- Uso de materiais inadequados;
- Solda de má qualidade.

#### **3.2. Acidentes na Indústria Aeronáutica**

Diversos acidentes ocorreram na Indústria Aeronáutica, dentre eles, temos:

- O primeiro vôo dos irmãos Wright teve que ser adiado por problemas de fadiga em um componente do sistema de propulsão;
- 1519 vítimas fatais em 216 acidentes de aviões;
- 284 vítimas fatais em 90 acidentes de helicópteros.

Até meados da década de 70, o projeto de aeronaves civis e militares, em relação aos requisitos de sua vida em fadiga, era baseado na filosofia “*Safe Life*” (vida segura). Esta filosofia consiste em definir o tempo total de operação de uma aeronave tendo por base os resultados de um ensaio de fadiga de um protótipo estrutural completo, submetido às cargas de vôo. Os tempos até a falha em laboratório são então divididos por fatores de segurança consideráveis, da ordem de quatro ou cinco, para levar em conta a dispersão intrínseca dos resultados de ensaios deste tipo.

Mesmo com uma metodologia considerada, até então, bastante conservativa, acidentes relacionados com falhas estruturais devidas à fadiga continuavam acontecendo. Um marco histórico decisivo foi o acidente com um **caça F-111 em 1969**, que perdeu a asa em vôo após apenas cerca de cem horas de operação. A partir deste acidente, a USAF (Força Aérea dos Estados Unidos) criou um grupo de estudo para desenvolver uma nova metodologia para garantir a integridade estrutural de suas aeronaves. Este trabalho culminou com a edição da norma MIL-ST-83444, em 1974, que define a filosofia DTA (“*Damage Tolerance Analysis*” - Análise de Tolerância ao Dano) e detalha os procedimentos para sua adoção a partir de então.

<b>Acidente:</b>	Caça F-111
<b>Data:</b>	1969
<b>Descrição:</b>	perdeu a asa em vôo após apenas cerca de cem horas de operação

Fig. 3.1 – Quadro Resumo do Acidente

Um dado que atesta o enorme sucesso da aplicação da filosofia DTA na USAF é o fato de só ter havido, entre 1974 e 1996, um único acidente fatal devido à fadiga em mais de 14 milhões de horas de vôo, em contraste com os números muito maiores, anteriores à adoção dos requisitos DTA. Deve-se registrar que a implantação de um programa deste tipo a uma aeronave originalmente projetada segundo a filosofia *safe life* envolve, na maioria dos casos, um aumento dos custos de manutenção, como aconteceu no caso de aeronaves F-16.



### **3.3. Acidentes com as Aeronaves Comet**

Em 10 de janeiro de 1954, uma aeronave tipo Comet I, conhecida como Yoke Peter (que foi a primeira aeronave a jato a entrar em serviço regular de transporte de passageiros) desintegrou-se no ar a 30 mil pés de altitude no mar Mediterrâneo perto de Elba. No momento do acidente, a aeronave tinha efetuado 1286 vôos pressurizados, num total de 3680 horas de voo. Em 11 de janeiro toda a frota de Comet foi removida de serviço. Alguns itens do projeto que são supostamente considerados responsáveis pelos acidentes são retificados e a frota volta a operar normalmente em 23 de março.

Em 8 de abril, apenas 16 dias após o reinício dos serviços, outra aeronave Comet conhecida como Yoke Yoke desintegra-se no ar a 35 mil pés de altitude perto de Nápoles.

No momento do acidente, a aeronave tinha efetuado 903 vôos pressurizados, num total de 2703 horas.

Logo após o acidente, toda a frota é removida de serviço. Decidiu-se efetuar um teste de pressurização repetida da fuselagem.

O teste foi na fuselagem da aeronave conhecida como Yoke Uncle que havia acumulado 1230 vôos pressurizados antes do teste.

Após mais 1830 ciclos de pressurização perfazendo um total de 3060, ocorreu falha na fuselagem.

A falha iniciou-se em furos de rebites localizados próximo ao canto de uma janela de passageiros.

Evidências indicando ocorrência de fadiga estrutural foram encontradas.

Investigações adicionais na fuselagem de Yoke Peter, recuperada sob o mar próximo a Elba, confirmaram que a principal causa do acidente foi devida à fadiga estrutural.

A causa dos acidentes foi fadiga estrutural devido aos altos esforços concentrados nos cantos das janelas de passageiros.

Esta investigação resultou em um aumento considerável da atenção dada a detalhes de projeto e no reconhecimento da necessidade de efetuar testes de fadiga em escala real.

Os acidentes da Comet introduziram o assunto fadiga de estruturas metálicas no dia a dia dos engenheiros aeronáuticos.

### 3.4. Alexander L. Kielland (1980)

A semi-submersível Alexander Kielland emborcou em 1980. Havia 212 homens a bordo, sendo que 123 morreram no acidente. Este acidente foi causado pela combinação de um defeito de solda e o rompimento do “*brace*” que dava suporte e fixava a estrutura (ver Fig. 3.2). Uma fratura de fadiga iniciou-se no “*hydrophone support*”, cresceu rapidamente se propagando para o “*brace*” e, quando finalmente o filete de solda entre o “*brace*” e o “*hydrophone support*” rachou, desestabilizando a estrutura, uma das principais colunas de flutuação não demorou muito para sair do lugar. O resultado foi a total emborcação da estrutura.

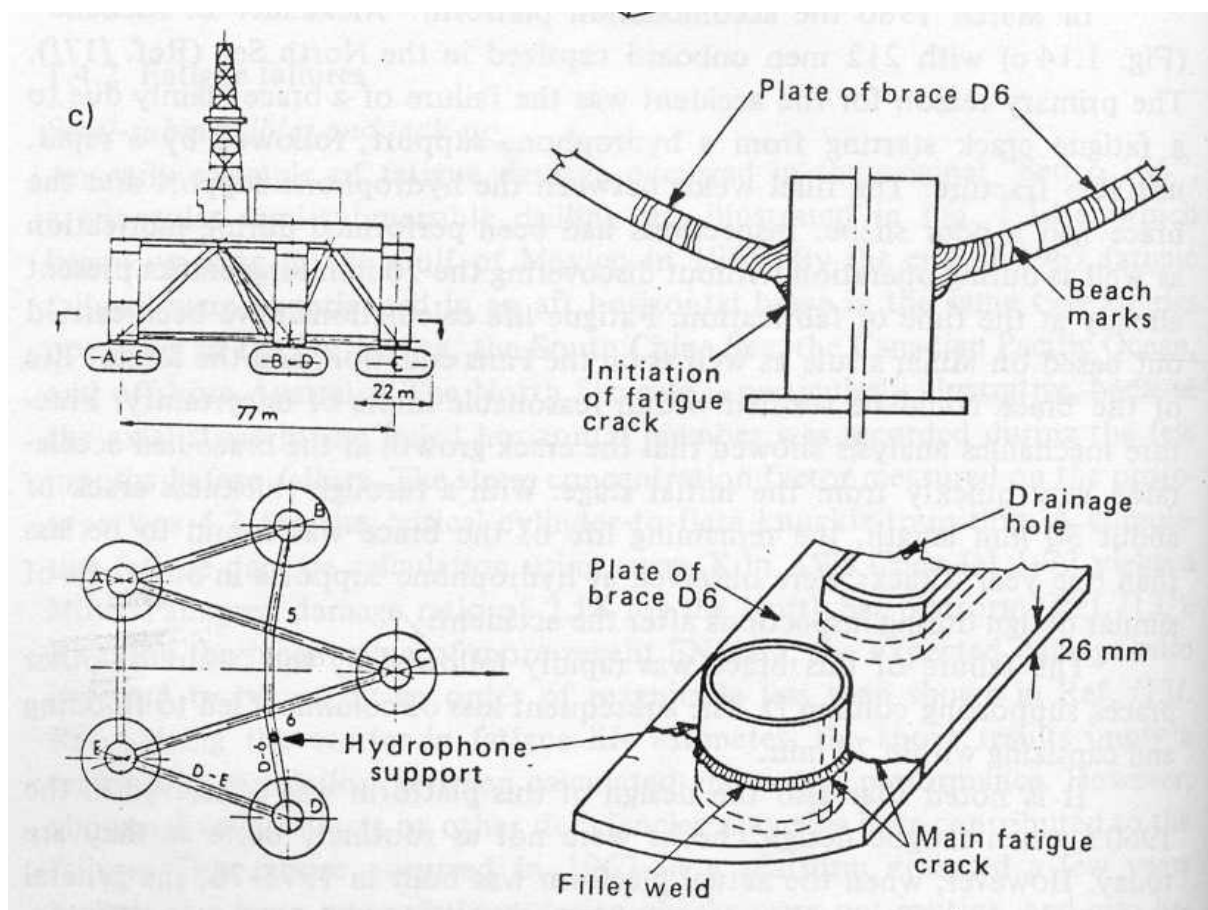


Fig. 3.2 – Alexander L. Kielland

Inspeções foram executadas tanto durante o processo de fabricação como durante a operação sem se detectar que já havia uma grande fissura, de 70mm, desde o processo de fabricação. Neste caso, devido às características do aço utilizado (dureza), a ruptura ocorreu depois de um elevado crescimento da fissura por fadiga antes de romper.

- Infelizmente a fissura ocorreu em um membro regularmente submerso, não dando nenhum aviso sobre a falha eminente;
- A estrutura em particular não era redundante (pouco hiperestático), isto é, não havia como a carga se distribuir para ser sustentada por outros membros, fazendo com que a falha fosse catastrófica.

Depois do acidente, foram realizados cálculos da vida à fadiga utilizando a Regra de Miner, a equação de Paris, e pode-se verificar que a vida à fadiga do “*brace*”, dentro de um determinado limite de incerteza, confirmava que ela deveria realmente ter acontecido no período em que ocorreu.

Análises pela Mecânica da Fratura mostraram que a propagação da trinca no “*brace*” sofreu uma aceleração muito grande devido ao estágio inicial em que a trinca se encontrava.

O projeto desta plataforma foi concebido em 1960, quando as verificações quanto à fadiga nos projetos não eram feitas normalmente. Porém, quando a plataforma foi construída (1975 / 76), a prática geral na Indústria Offshore relativa ao projeto de fadiga já era utilizada, mesmo assim, não foram feitas verificações em relação à fadiga na “Alexander L. Kielland”.

Com a perda da Alexander Kielland, várias outras Estruturas Offshore semelhantes foram modificadas para melhorar sua segurança, fazendo com que todos os “*braces*” ficassem sobre a água e fossem instalados detectores de vazamento. Desta forma, poder-se-ia contar com um sistema de alerta, além de poderem começar a fazer inspeções internas.

Os “*braces*” tornaram-se objeto de inspeção. Caso houvesse concentração de tensões, na coluna do “*brace*” e nos elementos de aço, seria exigido um melhoramento no projeto e no processo de fabricação da peça.

Na Alexander L. Kielland, de todos os “*braces*” projetados, apenas dois eram não redundantes. Era possível acrescentar “*braces*” adicionais tornando estes “*braces*” mais hiperestáticos. A razão pela qual esses “*braces*” adicionais não foram acrescentados originalmente foi porque eles ficariam muito próximos de onde acontecia o abastecimento dos navios e os projetistas sentiram que, nessa posição, poderia aumentar o risco de impacto no abastecimento, ocasionando dano à estrutura. Porém, após o acidente, estes “*braces*” adicionais foram acrescentados às plataformas semelhantes.

O trágico acidente da Alexander Kielland demonstrou que:

- Era preciso melhor qualidade na construção;
- Deveria ser dada importância especial até mesmo aos menores elementos que viessem a ser soldados;
- A necessidade de tornar as estruturas mais hiperestáticas;
- A necessidade de permitir que as peças pudessem ser inspecionadas e que essas inspeções acontecessem regularmente.

<b>Acidente:</b>	Alexander L. Kielland
<b>Data:</b>	1980
<b>Descrição:</b>	Causado pela combinação de um defeito de solda e o rompimento do "brace" que dava suporte e fixava a estrutura
<b>Número de Mortes no Acidente:</b>	123

Tabela 3.1 – Quadro Resumo do Acidente

### **3.5. Colapso nos Apoios Metálicos da Tubulação do Emissário Submarino de Ipanema (Rio de Janeiro - 1991)**

O Emissário Submarino de Ipanema (ESEI) foi projetado e construído por uma empresa francesa nos anos de 1973/74 e posto em serviço pleno no final de 1974 pela CEDAE – RJ – Companhia Estadual de Águas e Esgotos do Rio de Janeiro, rompendo sua primeira estaca em agosto de 1991, com cerca de 17 anos em serviço, segundo Batista [4].

#### **3.5.1. Descrição da Estrutura**

O emissário possui 4.350m de comprimento, dividido em 6 zonas. A tubulação principal é constituída por 94 tubos de concreto armado (CA) e protendido (CP), com comprimentos e situações de assentamentos distintos. Os 71 tubos que constituem o trecho submarino do emissário se apóiam sobre estacas tubulares metálicas de grande diâmetro, cravadas no solo marinho. As estacas são em tubos de aço fabricadas com chapas de aço Corten B. A planta de situação pode ser vista na Fig. 3.3:

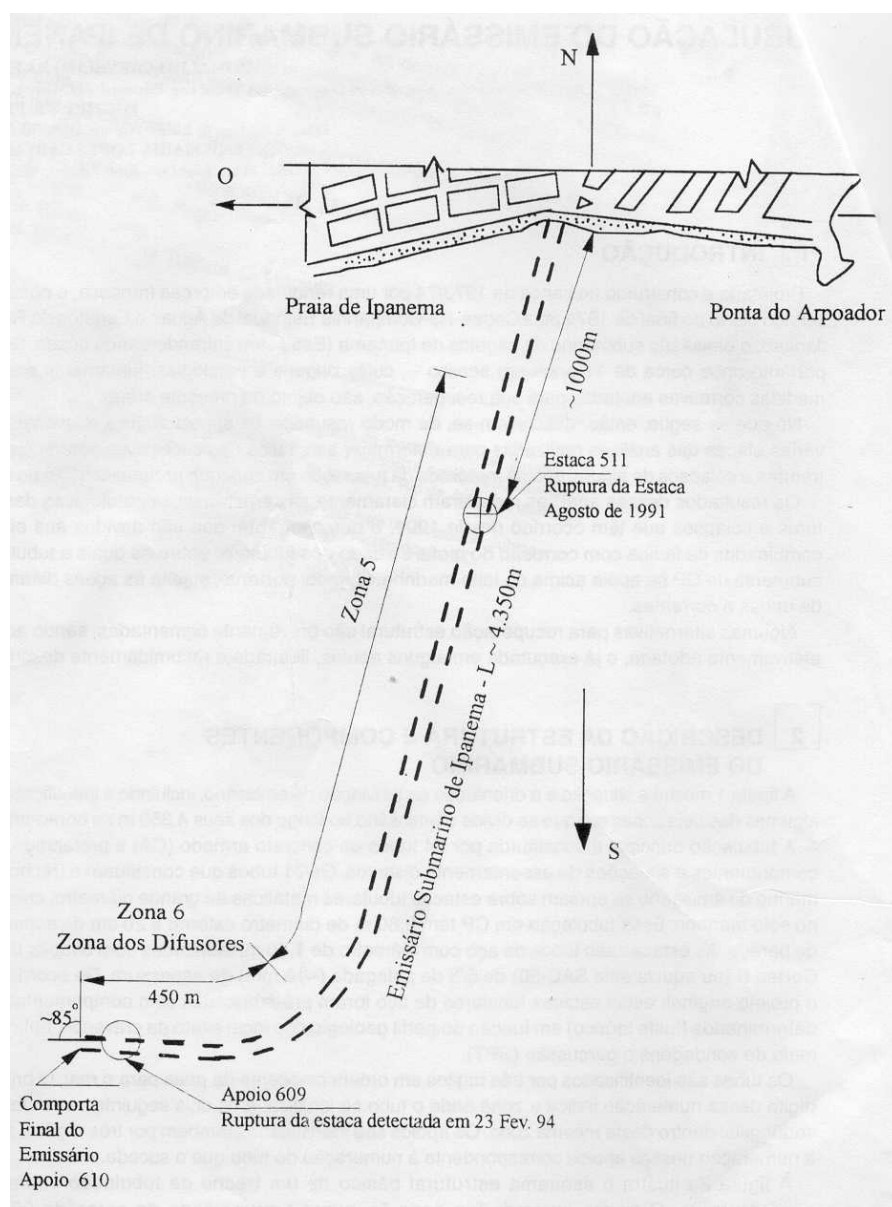


Fig. 3.3 – Planta de situação esquemática do ESEI

A estrutura submersa do emissário é constituída de uma série de tramos tubulares, com aproximadamente 50 m de comprimento, alinhados, articulados elasticamente entre si e apoiados, nesses pontos de articulação, sobre suportes verticalmente “rígidos” e transversalmente “elásticos” (ou “viscoelásticos”), estes últimos conferido respectivamente pelo substrato arenoso e pelas espessas camadas dos “bolsões” de argila orgânica mole e lodo existente no terreno marinho.

### 3.5.2. Ocorrência e Previsão dos Danos

Em 01/08/1991 foi detectada uma grande fratura na chapa de aço da estaca de apoio 511, que já se encontrava bastante inclinada (ver Fig. 3.4). Seu colapso foi constatado em 6/08/1991.

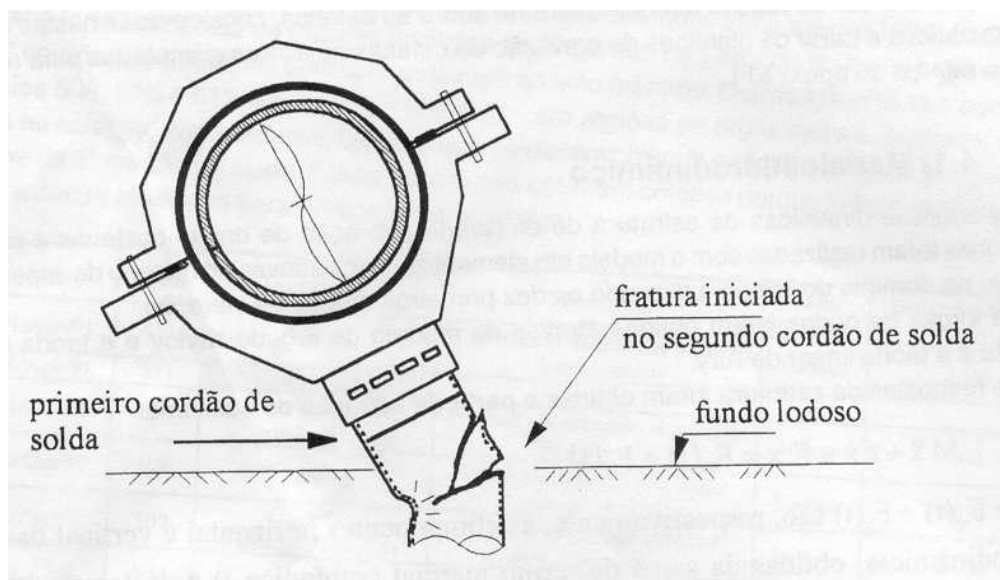


Fig. 3.4 – Propagação da fratura e colapso típico nos apoios

A fratura propagou-se ao longo do 2º cordão circunferencial de solda (ver os cordões de solda antes da fissura na Fig. 3.5) e, no colapso, a estaca tubular foi seccionada pela propagação da fratura no metal base, para cima, na forma de U invertido. Observou-se que junto ao 2º cordão circunferencial da solda havia uma chapa de formato retangular soldada na parede interna do apoio tubular.

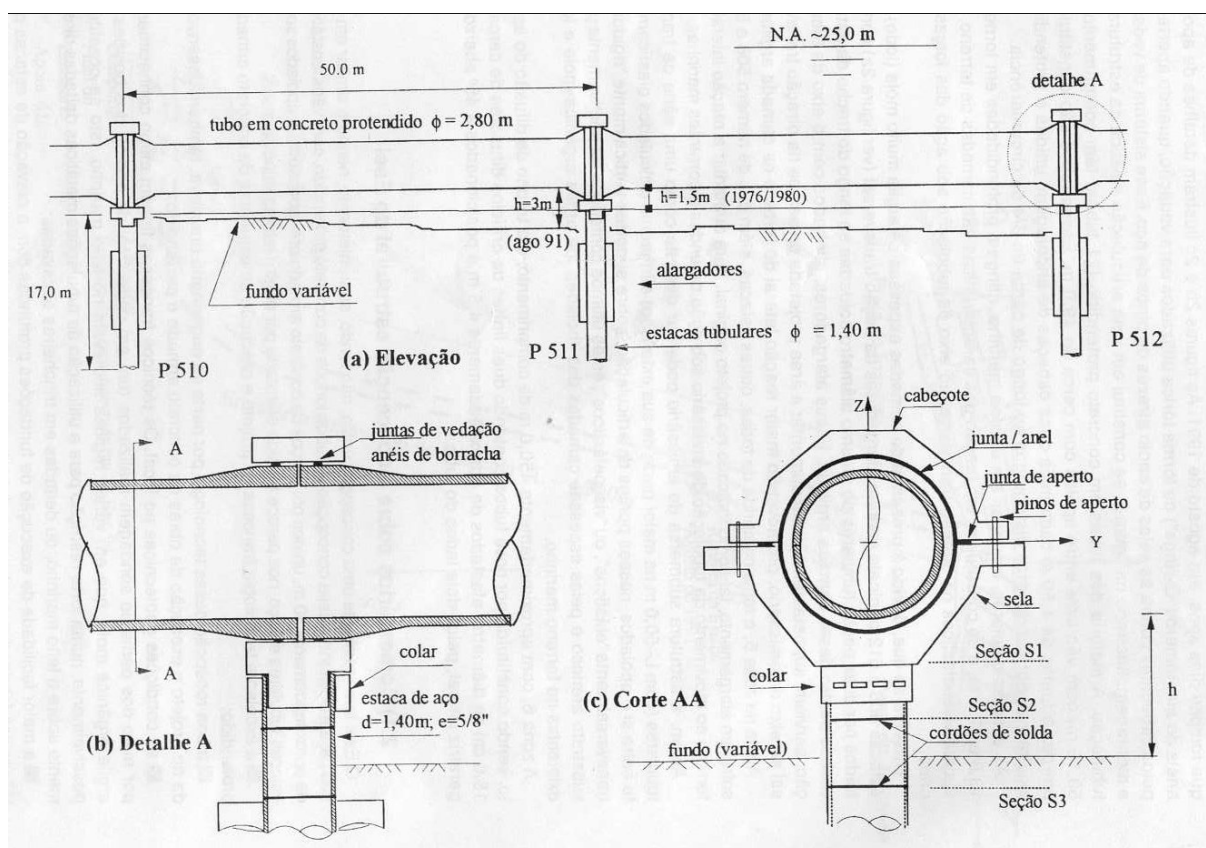


Fig. 3.5 – Esquema estrutural básico e detalhes do apoio

As análises feitas pelos técnicos da Fundação COPPETEC da UFRJ levaram às seguintes conclusões:

- A fratura foi causada por um processo de fadiga com corrosão;
- A fratura foi iniciada num ponto de concentração de tensões, no pé do 2º cordão de solda circunferencial e uma outra na solda interna com a chapa adicional;
- Não havia nenhuma evidência de incompatibilidade entre o material de solda (ou do eletrodo usado) e o metal base;
- A corrosão não provocara nenhuma perda considerável de espessura de parede e era predominantemente alveolar.

A região mais sujeita à corrosão é aquela na faixa de variação do eixo marinho, principalmente em locais onde se encontram camadas superficiais de argila orgânica mole, que são responsáveis pelo diferencial de aeração causador de corrosão acentuada. Nessa região, as seções soldadas são mais susceptíveis ao processo de fadiga sob corrosão e, conseqüentemente, à ruptura.

Com os resultados das análises (numéricas, ensaios experimentais e ensaios metalográficos de amostras do material base e das soldas na região da fratura), foi dado o seguinte parecer:

- As estacas de aço do ESEI, em locais com camadas superficiais de argila orgânica mole, estavam findando a vida útil em serviço devido ao processo de fadiga sob corrosão;
- Outras estacas similares seriam levadas ao colapso, pelo mesmo processo de fadiga, mesmo que não cravadas em locais com camada de argila mole;
- A progressão do processo de corrosão levaria a uma perda acentuada da espessura de parede e concentração de tensões em regiões próximas ao leito marinho, provocando flambagem local e fraturas.

Abaixo temos um quadro resumo com o histórico dos danos até 1994:

Data	Apoio	Tipo de Dano	Localização	Leito Marinho	Distância da Praia (m)
1/8/1991	511	Fratura	2ª Solda circunferencial próximo ao leito marinho	Lodoso	1300
6/8/1991	511	Colapso	-	-	-
11/10/1991	407	Fratura, Corrosão Alveolar	2ª Solda circunferencial próximo ao leito marinho	Arenoso	600
20/12/1991	508	Fratura	Metal base entre 1ª e 2ª solda circunferencial	Lodoso	1050
1/8/1992	509	Corrosão, Perda de Espessura	1ª/2ª Solda circunferencial próximo ao leito marinho	Lodoso	1100
?/02/1994	609	Fratura	Metal base entre 1ª e 2ª solda circunferencial	Lodoso	4300
23/2/1994	609	Colapso	-	-	-
15/11/1994	502	Corrosão, Perda de Espessura	Região com flambagem localizada próximo ao leito marinho	Lodoso	850
5/5/1995	502	Fratura	Região com corrosão e flambagem	Lodoso	850

Tabela 3.2 - Quadro Resumo com Histórico dos Danos do Emissário até 1994



### **3.5.3. Análise do Colapso Realizada pela Equipe Técnica da COPPETEC**

Na análise de estabilidade estrutural das estacas típicas no trecho do emissário compreendido entre as estacas 509 e 513, verificou-se que a seção de momento máximo da estaca 511 resistiria com segurança aos esforços máximos de flexão e compressão axial combinados e ao esforço cortante máximo, provocado pelas cargas estáticas permanentes e pelas cargas estáticas equivalentes às ondas excepcionais de projeto.

Mas o efeito de fadiga se dá sob solicitações dinâmicas das estacas, as quais, para um trecho típico do emissário, foram analisadas através dos resultados dos cálculos de danos acumulados ao longo do tempo de vida útil.

### **3.5.4. Soluções Sugeridas**

- Novos apoios metálicos;
- Recuperação com reforço das estacas existentes;
- Substituição de cada estaca existente;
- Transformação das estacas existentes em camisas para pilares em concreto armado;
- Outras concepções alternativas.

<b>Acidente:</b>	Colapso nos Apoios Metálicos da Tubulação do Emissário Submarino de Ipanema
<b>Data:</b>	1991
<b>Descrição:</b>	Grande fratura na chapa de aço da estaca, causada por um processo de fadiga com corrosão

Tabela 3.3 - Quadro Resumo do Acidente

### **3.6. Acidente de Ayrton Senna (1º de maio de 1994)**

#### **3.6.1. Descrição do Acidente**

Senna chega à curva Tamburello a 307km/h (segundo dados da telemetria) que ao ser iniciada faz o medidor de força G subir a casa de 2,6x. No meio do traçado dessa curva de altíssima velocidade, repentinamente, Senna parece "tirar o pé do acelerador", o indicador de força G zera totalmente...

Inexplicavelmente o carro alinha as rodas e ruma numa trajetória em linha reta, porém totalmente sem controle.

Ainda segundo a telemetria, Senna tenta um golpe rude no volante para a esquerda, tira o pé do acelerador e pisa com força nos freios, produzindo uma desaceleração de 4,4 G, reduzindo a velocidade do carro para 231 km/h.

Neste momento, ele sai da pista e ingressa no acostamento, uma faixa de cimento lisa separada do asfalto por cerca de 4 metros de grama e 14 metros de área de escape. O acostamento era um pouco mais baixo do que o asfalto de forma que o Williams entra voando por ele, quicando no chão. As rodas travadas deixam marcas alternadas de borracha e reduzem a velocidade do carro nos metros seguintes para 216 km/h. Teoricamente, o carro de Senna deveria ter conseguido frear e chegar a 150 km/h antes de entrar no muro, mas este desnível fez com que a Williams fosse transportada pelo ar no tempo em que ela deveria estar diminuindo sua velocidade.

Na Fig. 3.6 temos uma imagem do momento em que o carro de Senna se chocou contra o muro.



Fig. 3.6 – Momento do acidente

É a esta velocidade (216 km/h) que Senna atinge o muro a um ângulo de  $22^\circ$ , segundo precisam os peritos. A roda dianteira direita é arrancada do chassi junto com uma das barras de suspensão, que conecta a manga de eixo, na roda, ao conjunto mola-amortecedor, localizado sobre a porção frontal do monocoque. Essa barra, conhecida na Fórmula 1 como "push rod", voltou-se na direção do capacete quando a roda subiu. A ponta da barra perfurou a viseira, empurrou para baixo a borracha que envolve o recorte do capacete e pressionou a cabeça de Senna contra a proteção traseira do cockpit. A ação foi tão violenta que o piloto teve fratura da base craniana com perda de massa encefálica, que fica colada às roupas e rostos dos médicos e enfermeiros que o atendem na pista. Foram essas lesões neurológicas que causaram a morte de Senna. Não há nenhum indício de que o choque teria sido fatal não fosse a barra o ter atingido.

Na Fig. 3.7 podemos ver um resumo ilustrativo de como ocorre o acidente que levou o piloto Ayrton Senna a morte.



Fig. 3.7 – Resumo do Acidente de Ayrton Senna

### 3.6.2. Após o Acidente

Uma comissão de cientistas e engenheiros foi nomeada para periciar a pista de Imola, atestando ou não se ela estava conforme a homologação e se as medidas de segurança eram adequadas. A resposta para ambas às perguntas foi sim.

Outra pergunta a ser respondida pelos peritos dizia respeito às condições do carro e se houvera defeito mecânico. E aqui os peritos apontaram o dedo para a Williams, concluindo pela ruptura por fadiga de uma emenda aplicada à coluna de direção do carro.

A emenda foi uma resposta dos engenheiros da equipe às críticas de Senna a posição de dirigir do carro. A forma de atendê-lo – seria impossível redesenhar o carro naquela altura – foi trazer o volante mais para frente e raspar a carenagem por dentro, aumentando o espaço para as mãos de Senna.

Os mecânicos serraram a barra original em três pedaços, eliminaram o segmento central e, no lugar desse, soldaram um segmento mais fino, feito de uma liga metálica aeronáutica denominada En14. Os peritos apuraram que este fiapo de metal já havia sido usado antes, apresentava sinais extensos de fadiga e não era adequado aos esforços a que seria submetido. Além disso, todo metalúrgico sabe que não se faz emendas deste tipo em materiais que serão submetidos à torção. A ruptura torna-se apenas uma questão de tempo.

### **3.6.3. Perícia**

A coluna da direção foi feita, em sua maior parte, por um tubo de aço de 22,2 mm de diâmetro, mas foi modificada a pedido do piloto, para que ficasse mais longa. Um outro tubo de 18 mm de diâmetro (com 5 cm de comprimento) foi soldado em ambos os lados e adicionado à coluna principal. Ficando 30 cm com o diâmetro inicial, 5 cm com a emenda (uma espécie de luva) e sua seqüência com o diâmetro inicial. Na Fig. 3.8 pode ser visto como ficou uma parte do volante depois da emenda.



Fig. 3.8 – O Volante

Quando a equipe de socorro chegou na Williams FW16 estacionada na área de escape da curva Tamburello, depois do acidente, o volante estava solto. Havia um ponto de ruptura exatamente na solda do pedaço extra do cano com a porção maior da coluna, aquela que seguia para a caixa de direção, mais para dentro do monocoque.

A equipe de resgate tirou o volante com o pedaço da coluna, ainda de mais ou menos 35 cm, e o colocou no chão, ao lado do carro. Esse detalhe acabou sendo o ponto de partida para a pesquisa das possíveis causas do acidente que causou a morte de Senna.

Como o carro de Senna tinha a direção monitorada, era possível medir a força de torção que o brasileiro estava aplicando sobre a direção.

Autoridades italianas apreenderam o carro e apontaram o magistrado Maurizio Passarini para investigar o caso. Ele designou um comitê composto de oito especialistas para examinar o carro, o circuito e a trajetória do carro.

O relatório de 70 páginas do comitê conclui que Senna saiu da pista porque a coluna da direção quebrou no ponto de uma modificação feita recentemente, conclusão baseada no fato de ela estar partida em dois no momento em que o carro parou.

O relatório indica que, devido à fadiga de material na parte que havia sido modificada, Senna sentiu que a direção estava muito mole, saiu da trajetória e depois foi meramente um passageiro.

Para confirmar que a coluna de direção tinha quebrado antes do choque com o muro, o testemunho dos peritos foi decisivo. Eles explicaram que, quando um metal se rompe repentinamente, como no caso de um choque violento contra o muro, ele apresenta deformações em ângulos e formas característicos, facilmente verificáveis, através de microscópios. Mas a ruptura da haste poderia ter sido provocada pelo processo de "fadiga do material". Se o rompimento é causado pela fadiga, há outros tipos de sinais característicos, as estrias. Essas marcas surgem a cada ciclo de solitação, isto é, a cada vez que o metal é submetido a um tipo de esforço, como torção ou flexão. No caso da coluna de direção do carro de Senna, esses dois esforços ocorriam. A torção se dava quando ele virava o volante para manobrar o carro e a flexão era produzida pela trepidação e vibração da Williams.

Os engenheiros fizeram ainda outro cálculo, o dos fatores de intensificação de esforço e concluíram que Senna não poderia terminar a prova.

A fadiga poderia ter sido detectada com antecedência, visto que toda vez que um carro de Fórmula 1 termina uma competição é submetido a testes destinados a detectar fadiga de material. Um dos exames é o de *magnetoscopia*, que se aplica, sobretudo, a partes como componentes da suspensão, mas ninguém costuma fazer passar por ele a coluna de direção. A outra possibilidade seria examinar o veículo inteiro com equipamento de *ultrassom*, o mesmo utilizado em aviões quando há suspeita de fadiga de material.

#### **3.6.4. Conclusão**

A combinação de indícios e exames permitiu aos peritos chegar ao veredicto: as estrias de fadiga na coluna de direção (exames de laboratório), a mão de Senna que vai para a esquerda enquanto as rodas permanecem retas (imagens da câmara em seu carro), as marcas de frenagem (exame da pista na curva Tamburello) e a violenta desaceleração (registrada pela telemetria) mostram que o piloto sentiu que não controlava mais o carro.

Nas figuras Fig. 3.9, e Fig. 3.10 pode ser observado a barra de direção e o local onde ocorreu a ruptura.

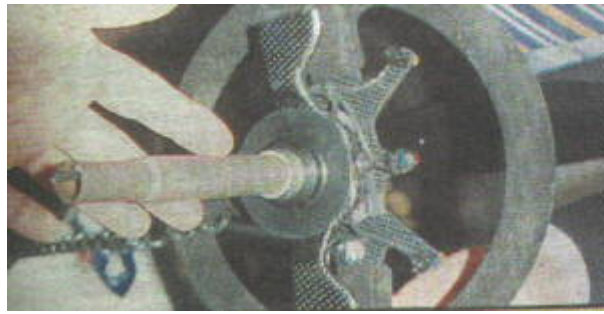


Fig. 3.9 – Barra de direção (A)

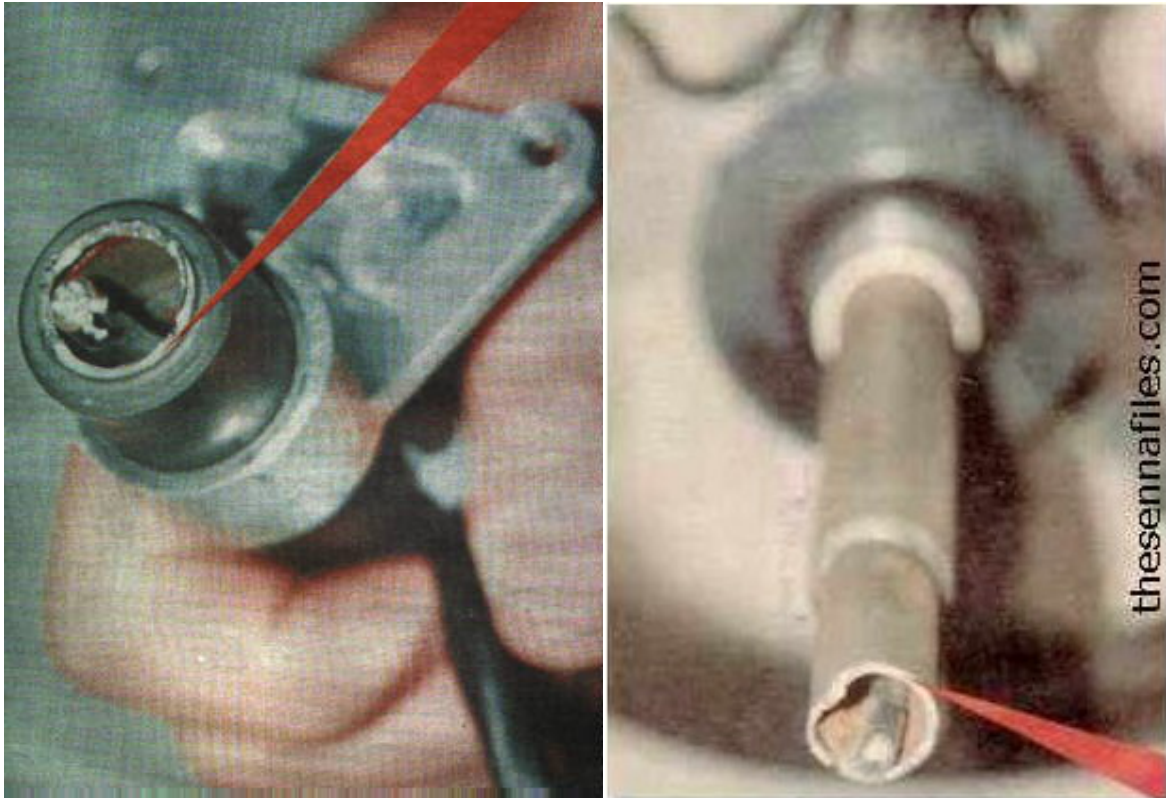


Fig. 3.10 – Barra de direção (B e C)

<b>Acidente:</b>	Ayrton Senna
<b>Data:</b>	1º de maio de 1994
<b>Descrição:</b>	fadiga na coluna de direção

Tabela 3.4 – Quadro Resumo



## 4. Teoria

### 4.1. Informações Básicas

No curso de graduação de Engenharia Civil, a grande maioria dos cálculos feitos envolve carregamentos de um único ciclo, o chamado carregamento estático. Quando lidamos com carregamentos dinâmicos, como o vento, por exemplo, fazemos simplificações para transformá-lo em uma carga estática. Porém, na realidade, no dia a dia, a grande maioria das estruturas é submetida a carregamentos repetidos por muitos ciclos, como nos casos das pontes, peças de máquinas e plataformas de perfuração e produção no mar, bem como seus elementos.

Diversos autores definem o estudo da fadiga como o estudo completo do comportamento dos elementos ou das estruturas submetidas a carregamentos repetidos. A esses carregamentos repetidos, que podem gerar fadiga, denominam-se carregamentos de fadiga, notação esta que será encontrada também no decorrer deste trabalho.

Segundo a ASTM, temos a seguinte definição para fadiga:

“Fadiga é um processo de alteração estrutural permanente, *progressivo* e *localizado*, que ocorre num material sujeito a condições que produzem tensões ou extensões dinâmicas num ponto ou em vários pontos, e que podem culminar em *trincas* ou numa *fratura* completa após um número suficiente de variações de carga”.

Onde,

- *Progressivo*: indica que o processo de fadiga se verifica durante um certo período de tempo ou uso;
- *Localizado*: significa que o processo de fadiga se dá em pequenas áreas em vez de ser em toda a peça ou estrutura;
- *Trinca e fratura*: significam que numa zona crítica do material uma trinca cresce até um ponto em que o material restante na seção transversal não é capaz de suportar as tensões aplicadas, dando-se a fratura súbita.

Um carregamento de fadiga consiste na aplicação e remoção contínua de uma carga ou alternância de sinal. Este carregamento é classificado de duas formas:

- **Baixo ciclo:** com um número de carregamentos relativamente pequeno, menos de  $10^4$  ou  $10^3$  ciclos, dependendo do caso;
- **Alto ciclo:** com um número de carregamentos relativamente grande, mais de  $10^4$  ciclos, em alguns casos podendo chegar na ordem de  $10^6$  a  $10^9$  ciclos;

Quando uma estrutura está submetida a um carregamento cíclico, uma trinca pode se desenvolver num ponto de tensão máxima.

Quando temos concentração de tensões (que será explicado mais adiante) num ponto com um orifício, chanfro ou mesmo uma descontinuidade, e este ponto estiver localizado numa região de tensão máxima de tração, uma trinca por fadiga poderá se propagar rapidamente. Logo, quanto maior a concentração de tensões, menor o tempo para se iniciar uma rachadura por fadiga.

A iniciação de uma trinca se verifica normalmente na superfície do corpo, visto que aí a concentração de tensões é máxima ou que neste ponto os cristais apresentam menos apoios entre si facilitando a ocorrência de deformações plásticas. Também são considerados críticos os locais onde se verifica uma possível ação detrimental do meio ambiente.

Chamamos de  $N_i$  ao número de ciclos necessários para se iniciar uma trinca por fadiga (incluindo o período de nucleação, ver Fig. 1.2) e de  $N_p$  ao número de ciclos a partir da iniciação até o tamanho crítico da rachadura. Somando os dois, temos a vida total da estrutura ( $N_t$ ):

$$N_t = N_i + N_p$$

Obs: O valor de  $N_i$  pode ser nulo caso haja uma rachadura previamente existente em um elemento podendo ser, por exemplo, uma rachadura de fabricação ou de solda.

É importante salientar que o início de uma rachadura por fadiga é relativo e não se pode estabelecer um valor fixo; por exemplo, para um engenheiro metalúrgico a rachadura pode ter 0,001 polegadas já para um engenheiro civil pode ter 0,1 polegadas.

Além disso, para uma peça isenta de defeitos (superfície polida) a percentagem da duração total à fadiga gasta simultaneamente no período de nucleação de uma trinca e na fase

de micro-trinca é geralmente da ordem de 90%. Contudo, se já houver um defeito inicial (dimensão superior a 2mm), o número de ciclos de propagação é muito superior ao de nucleação + iniciação.

Com relação à propagação de uma trinca podemos ter:

- Crescimento a 45° relativamente à direção de sollicitação (elevado efeito cisalhante ou plano de escorregamento cristalográfico);
- Propagação perpendicular à sollicitação externa (tensões principais).

A direção de propagação de uma trinca depende do estado de tensões a que a estrutura está submetida. Para baixas tensões aplicadas ou trincas de pequeno comprimento, com formação na extremidade de material plastificado de pequena dimensão em relação à espessura da peça, a superfície da fratura é plana e a 90 graus em relação à superfície da chapa ou corpo de prova. Quando, pelo contrário, o fator de intensidade de tensões aumenta e aumenta também a zona de material plastificado, verifica-se uma transição do crescimento que passa de uma superfície plana de 90 graus para um plano inclinado a 45 graus. Quando prevalecem condições de estado plano de tensões, a trinca de fadiga propaga-se num plano de 45°.

É extremamente importante que se faça uma análise de fadiga, pois os níveis de tensão aplicados para a iniciação e propagação da fadiga podem estar abaixo dos níveis de tensões considerados quando se dimensiona para a tensão de projeto no Estado Limite Último (ELU) com um carregamento estático. Logo, se os elementos estiverem submetidos a carregamento de fadiga, a ruína deve ocorrer mesmo que o elemento pareça ter sido adequadamente projetado, com base na análise de carregamento de um só ciclo.

Há um conjunto de variáveis imprescindíveis para que se dê a ruptura por fadiga, entre as quais destacam-se:

1. Dependendo do critério adotado, a tensão principal máxima suficientemente elevada (na maioria dos casos, esta tensão é inferior à tensão de escoamento);
2. Variação ou flutuação da tensão aplicada suficientemente grande;
3. Número de ciclos de tensão aplicada suficientemente grande;

#### **4.1.1. Concentração de Tensões**

No caso de materiais dúcteis, o efeito de concentração de tensões é muito atenuado quando a carga é puramente estática (pois permitem a plastificação localizada na vizinhança do entalhe, que gera uma acomodação das tensões). No caso das solicitações de fadiga, porém, o fenômeno da diminuição de resistência devido à concentração de tensões tem grande importância, como por exemplo, em estruturas dotadas de imperfeições geométricas variadas:

- Variações bruscas de seções;
- Orifícios;
- Ranhuras;
- Estrias;
- Sulcos;
- Rebaixos;
- Entalhes;
- etc.

verifica-se que, em pontos na vizinhança destes acidentes geométricos, o gradiente de tensões é geralmente significativo e as tensões são muito mais elevadas do que em pontos afastados. Esse fenômeno é designado de **concentrações de tensões**. Temos ainda, zonas de concentração de tensões na vizinhança dos pontos de aplicação da carga. Porém, o princípio de Saint-Venant estabelece que, distante do ponto de aplicação da carga ou do acidente geométrico, a distribuição de tensões é a mesma que existiria se não houvesse o acidente geométrico. Podemos, então, caracterizar a concentração de tensões como um fenômeno normalmente localizado.

É importante considerar no dimensionamento de uma determinada peça o fenômeno de concentração de tensões, uma vez que a tensão admissível ou de serviço que vier a ser estabelecida deverá ser superior à tensão máxima calculada ou medida na região onde existir uma concentração de tensões.

A concentração de tensões quantifica-se geralmente através de um fator de concentração de tensões  $K_t$ , dado pela relação:

$$K_t = \frac{\text{Tensão máxima na fronteira da descontinuidade}}{\text{Tensão média ou nominal nessa seção transversal}}$$

A Fig. 4.1 serve para ilustrar a definição do fator  $K_t$ , representando uma peça com um entalhe em V na seção AA, onde a sollicitação é um momento fletor  $M$ . Admite-se que a curva cheia seja a distribuição real de tensões na seção. Nos pontos junto à fronteira da descontinuidade as tensões são mais elevadas do que a tensão nominal na seção, cuja distribuição é dada pela linha reta que corresponde à equação das tensões de flexão:

$$\sigma = \frac{M}{I} z$$

onde,

- $M$  é o momento atuante;
- $z$  é a metade da altura “efetiva” (correspondente a seção reduzida), calculada como sendo  $z = h / 2$ ;
- $I$  é o momento de inércia da seção “efetiva”.

Para pontos afastados da descontinuidade a distribuição real de tensões aproxima-se bastante da reta das tensões nominais. Neste caso, o fator de concentração de tensões pela definição será o quociente entre a tensão máxima indicada na Fig. 4.1 e a tensão nominal no mesmo ponto.

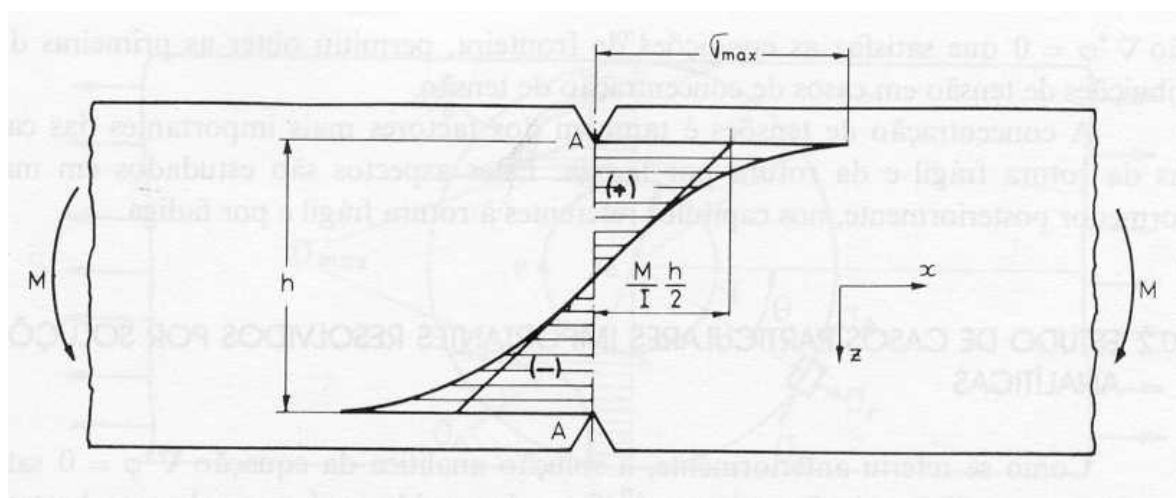


Fig. 4.1 – Representação esquemática da distribuição de tensões na seção AA mostrando o efeito do entalhe, [2]

A distribuição de tensões apresentada na Fig. 4.1 não está muito clara, pois o momento atuante deve atender a equação:

$$M = \int (\sigma \times dA) \times y$$

para o caso da tensão nominal e real. As Fig. 4.2 e Fig. 4.3 representam melhor a relação entre as distribuições de tensões nominais e reais.

Há vários métodos que permitem obter a distribuição de tensões na vizinhança de uma descontinuidade, sendo que os mais utilizados são:

1. Solução analítica da equação geral da elasticidade  $\nabla^4\phi = 0$ , satisfazendo as condições de contorno particulares do problema;
2. Solução numérica da equação  $\nabla^4\phi = 0$ , satisfazendo também as condições de fronteira;
3. Método de análise experimental de tensões (fotoelasticidade e extensometria elétrica – [7]);
4. Método das diferenças finitas;
5. Métodos dos elementos finitos.

OBS: Não é objetivo deste trabalho detalhar os métodos citados anteriormente.

A compilação dos resultados de trabalhos para determinação de fatores de concentração de tensões extensivamente estudadas por muitos investigadores, principalmente nos anos 40 e 50, foi realizada por Peterson [12] sob a forma de um manual onde se apresentam fatores de concentração de tensões para a maior parte das descontinuidades geométricas de interesse prático que surgem em máquinas.

As equações básicas:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \tau = \frac{T \cdot \rho}{I_P} \quad \sigma = -\frac{M \cdot y}{I}$$

permitem o cálculo da tensão normal devida a um carregamento axial, da tensão cisalhante devida à torção e da tensão normal devida à flexão, respectivamente. Estas equações podem ser usadas apenas enquanto a seção transversal do elemento for relativamente uniforme, ou seja, não existirem mudanças abruptas na seção transversal.

A Fig. 4.2-b, mostra a concentração de tensão devida a um *furo circular centralizado* em uma placa sob tensão de tração. A tensão normal máxima ocorre na borda do furo na seção transversal a – a, que passa através do centro do furo.

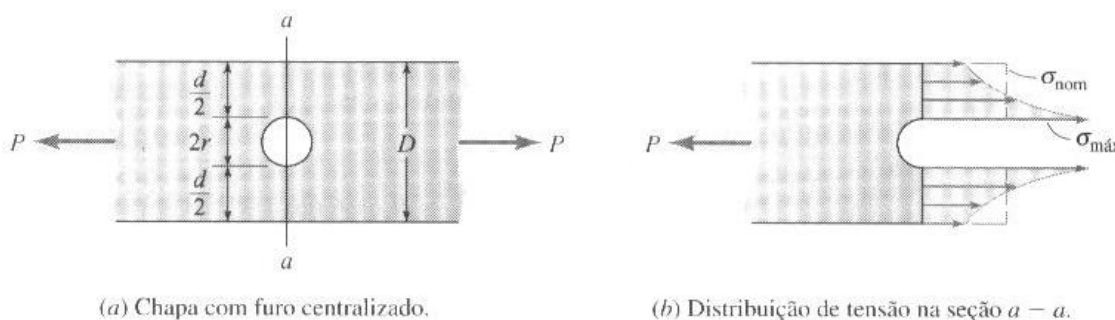


Fig. 4.2 – Concentração de tensão em uma chapa com um furo circular, carregada axialmente, [5]

Na Fig. 4.3, um *adoçamento* com raio  $r$  é usado na transição entre a seção mais larga e a mais estreita da barra. Neste caso, a tensão normal máxima ocorre na seção b – b, onde o adocamento se une à seção mais estreita da barra.

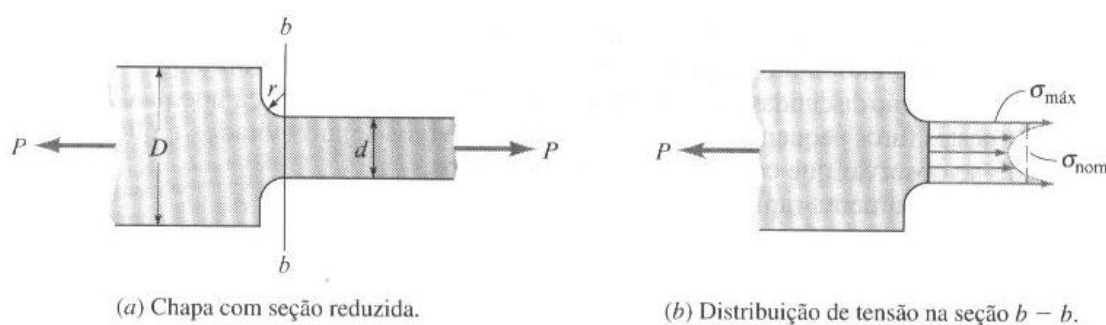


Fig. 4.3 – Concentração de tensão em uma chapa carregada axialmente com uma mudança abrupta na seção transversal, [5]

Obs: No caso da Fig. 4.2 existe uma solução analítica somente quando  $\frac{D}{r}$  for muito grande.

A Fig. 4.4 mostra os efeitos da concentração de tensão devida a um furo circular localizado no centro de uma placa carregada axialmente; esta análise foi realizada empregando-se o método dos elementos finitos.

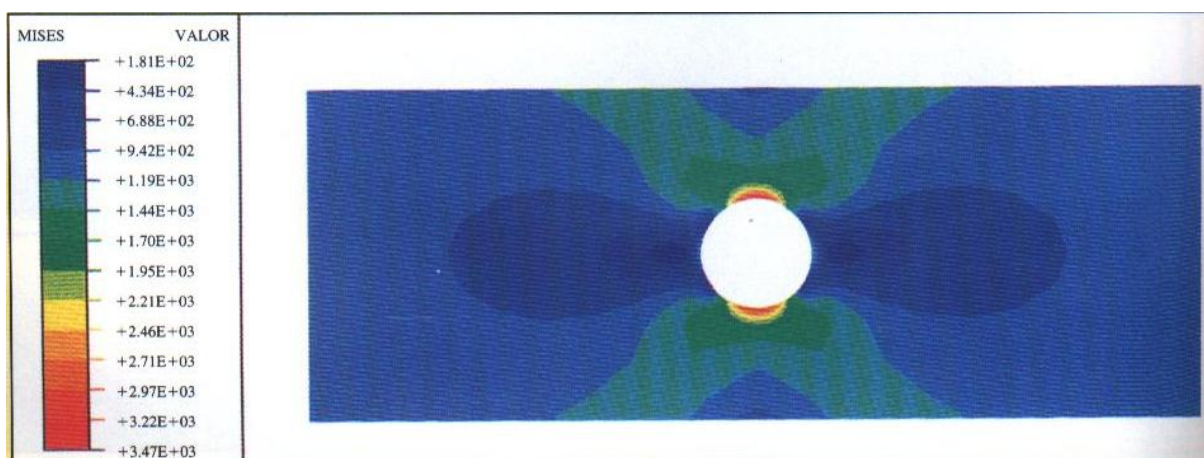


Fig. 4.4 – Análise com elementos finitos da concentração de tensão, devido a um furo em uma barra plana carregada axialmente, [5]

A exata distribuição de tensões não é de grande importância, mas o valor máximo da tensão o é. Esta tensão máxima está relacionada com a tensão média através do fator de concentração de tensão  $K$ , que já foi mencionado anteriormente.

Para materiais com comportamento linear elástico, o fator de concentração de tensões é função da geometria do elemento e do tipo de carga aplicada (axial, de torção ou de flexão).

As Fig. 4.5, Fig. 4.6, Fig. 4.7, Fig. 4.8 e Fig. 4.9 mostram o efeito do diâmetro de um furo e de um adocamento no fator de concentração de tensões em uma chapa com um furo circular centralizado e com variação brusca da seção, respectivamente. Pode-se observar que, conforme o raio se aproxima de 0, o fator de concentração de tensões se aproxima do máximo.



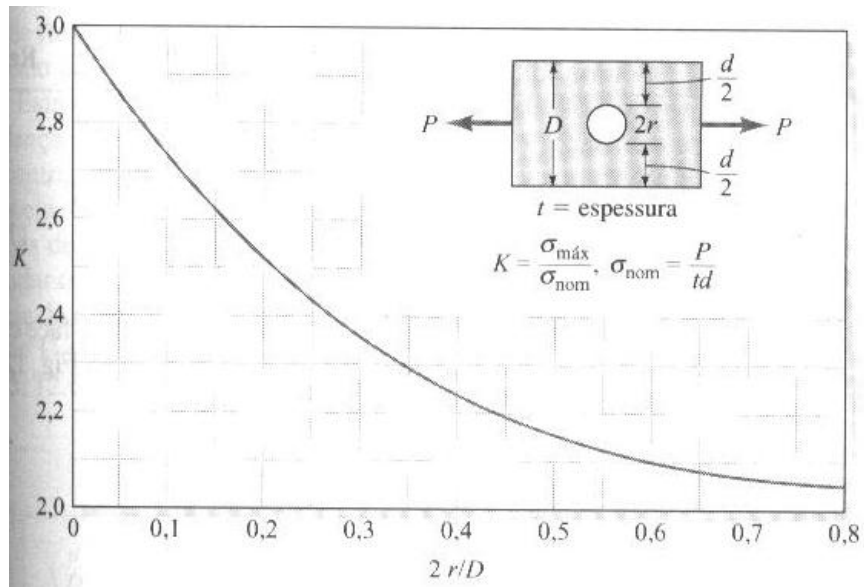


Fig. 4.5 – Fator de concentração de tensões K para uma chapa com um furo centralizado (sob tração), [5]

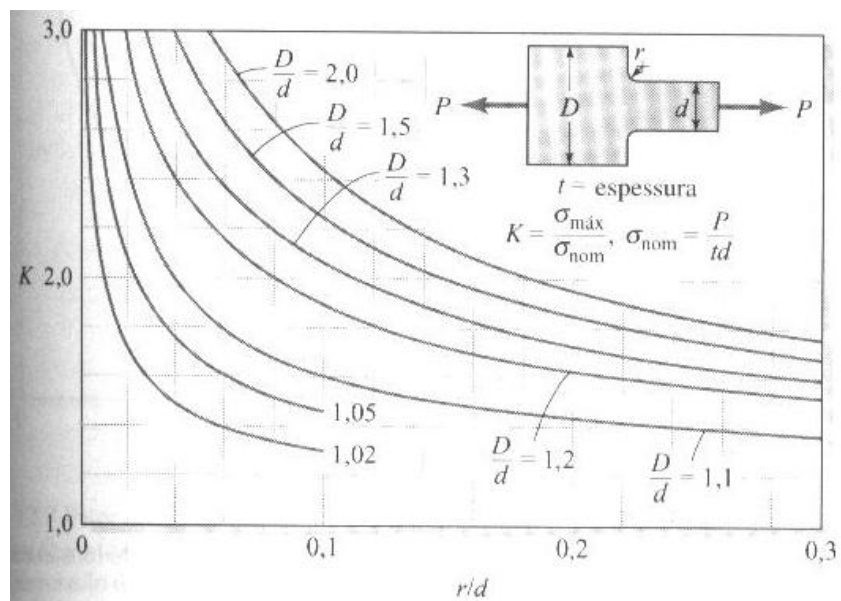


Fig. 4.6 – Fator de concentração de tensão K para uma chapa com adocamento (sob tração), [5]

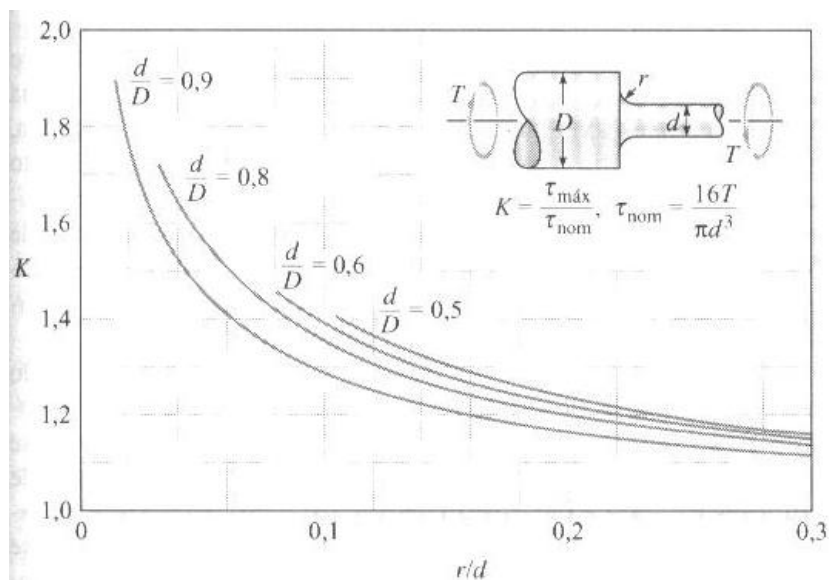


Fig. 4.7 – Fator de concentração de tensões em torção  $K$  para um eixo com seção variável com adoçamento, [5]

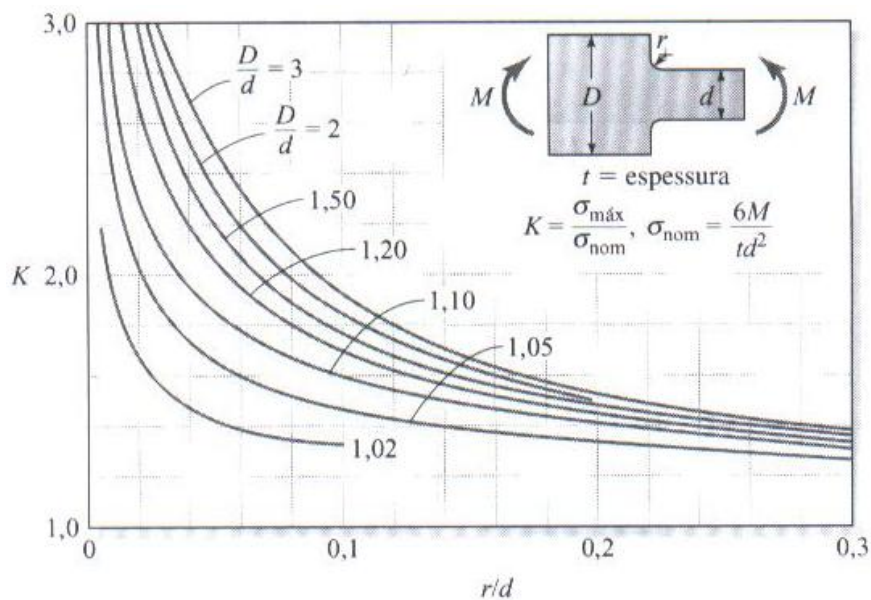


Fig. 4.8 – Fatores de concentração de tensão em flexão pura de chapas com adoçamento, [5]

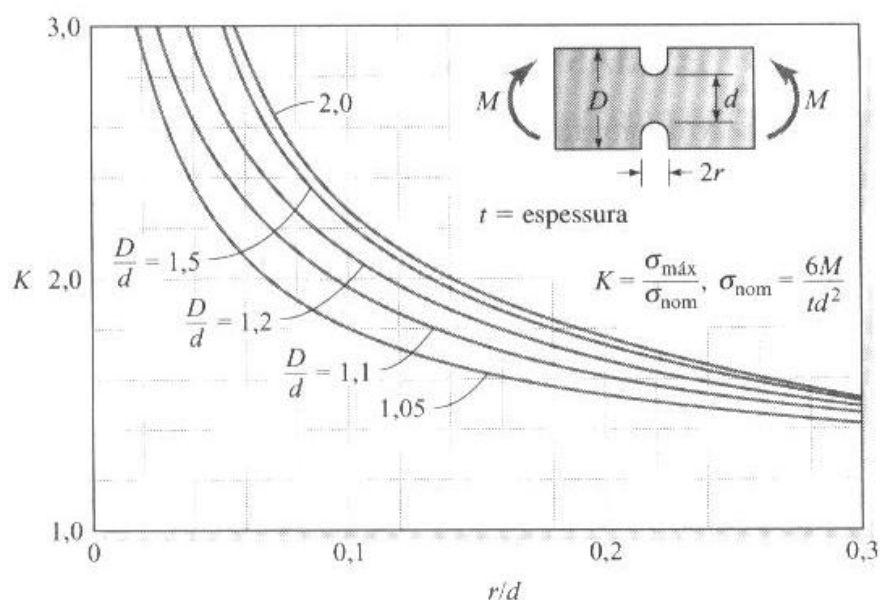


Fig. 4.9 – Fatores de concentração de tensão em flexão pura de chapas com entalhes em forma de U, [5]

Os valores dos fatores de concentração de tensões dados nas Fig. 4.5, Fig. 4.6, Fig. 4.7, Fig. 4.8 e Fig. 4.9 são baseados no comportamento linear elástico e são válidos apenas enquanto o valor calculado de  $\sigma_{\text{máx}}$  não ultrapassar o limite de proporcionalidade do material.

## 4.2. Caracterização do Processo de Fadiga

Numa peça desprovida de defeitos internos, a trinca de fadiga inicia-se sempre na superfície da peça e na zona em que a tensão seja máxima, porque a deformação plástica nestes grãos é mais fácil (que no interior), encontrando a superfície livre da peça para se deformarem sem opor resistência.

Os três principais modos de propagação da trinca são:

1. Estriação dúctil ou frágil;
2. coalescência de microcavidades;
3. microclivagem.

Estes modos de propagação podem ser vistos, sucessivamente, na Fig. 4.10:

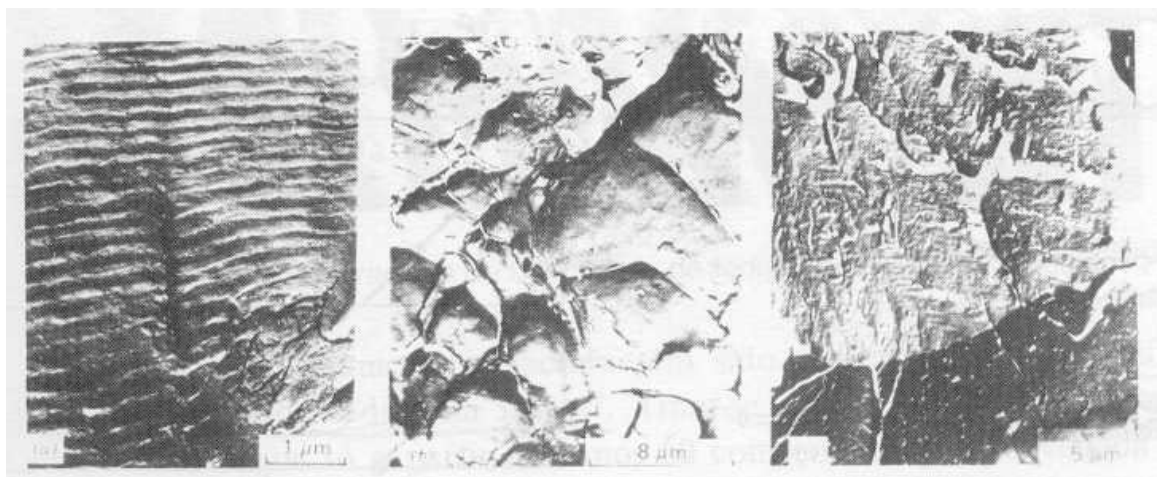


Fig. 4.10 – a) Estriação; b) Coalescência ou microcavidades; c) Microclivagem, [2]

Os materiais dúcteis apresentam fundamentalmente estriação e coalescência de microcavidades, já a microclivagem surge com frequência em materiais de alta resistência ou frágeis.

### **4.3. Morfologia das Superfícies de Fratura**

A morfologia das superfícies de fratura de uma peça que rompeu por fadiga depende do nível das tensões aplicadas e do modo de solitação (tração, torção, flexão, etc.). No entanto, todas as superfícies de fratura apresentam algumas características comuns que são independentes dos parâmetros citados. Assim, uma ruptura por fadiga ocorre sem aviso prévio ou por vezes sem suspeita para o observador, pois em muitos casos a trinca não é visível à vista desarmada durante grande parte da vida da peça. As superfícies de fratura têm um aspecto do tipo “frágil” sem sinais de deformação plástica a nível macroscópico porque, na grande maioria dos casos, a ruptura dá-se para tensões aplicadas inferiores à tensão de ruptura do material. Apesar de não haver deformação plástica macroscópica, ela existe a nível microscópico nos cristais, constituindo um processo irreversível de deformação.

A superfície de peças fraturadas por fadiga pode ser:

- Uma região lisa com aspecto sedoso e brilhante, causado pela ação de roçamento das superfícies da trinca durante a sua propagação, como pode ser visto na Fig. 4.11, que representa uma superfície de fratura de fadiga de uma ponta de eixo de um veículo automóvel solicitada em flexão composta com torção. Essas pequenas trincas cresceram

no sentido radial, e numa direção sensivelmente a 45° com o eixo longitudinal da peça, dando origem a uma trinca principal cuja estriação é visível na zona 1 e que concede a essa zona o aspecto liso e brilhante;

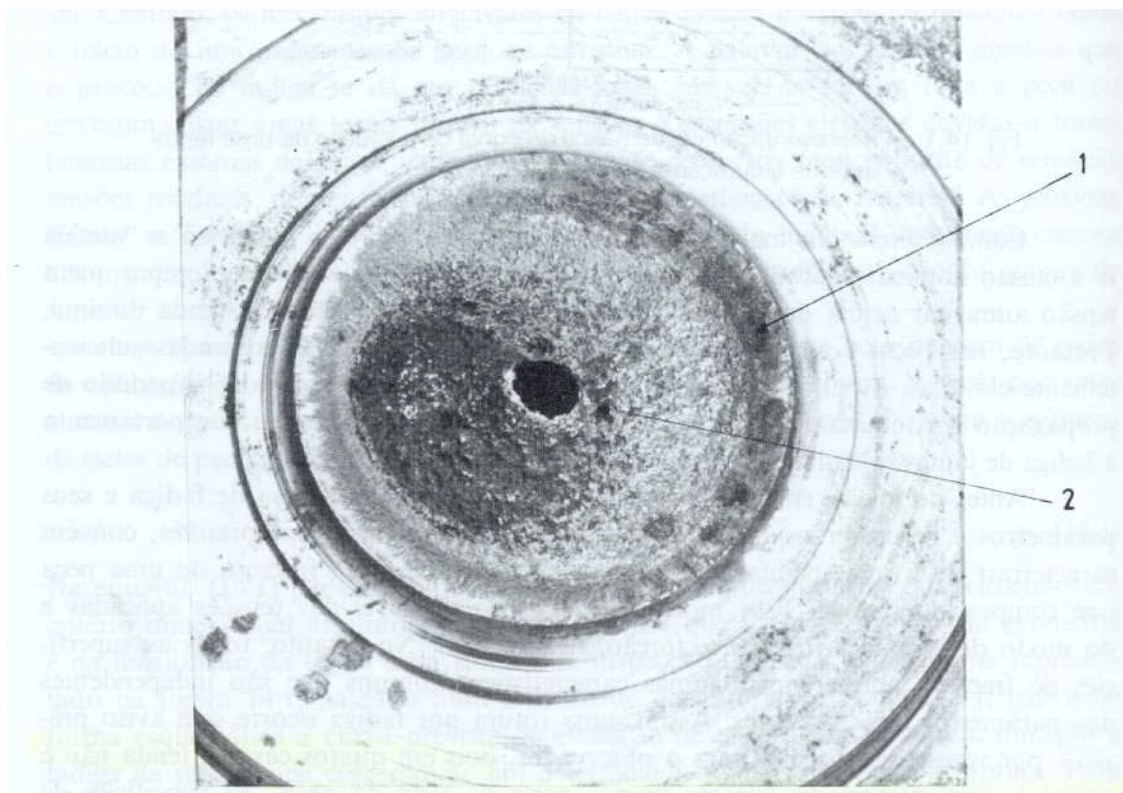


Fig. 4.11 – Superfície de fratura de fadiga de uma ponta de eixo de um automóvel, [2]

- Formada por uma série de anéis ou estrias que partem do ponto de iniciação da ruptura. Na figura Fig. 4.12, que representa uma ruptura de fadiga de um parafuso de coluna com rosca quadrada, as trincas iniciaram-se a partir de porosidades existentes à superfície da peça cuja dimensão média era de 0,3mm.

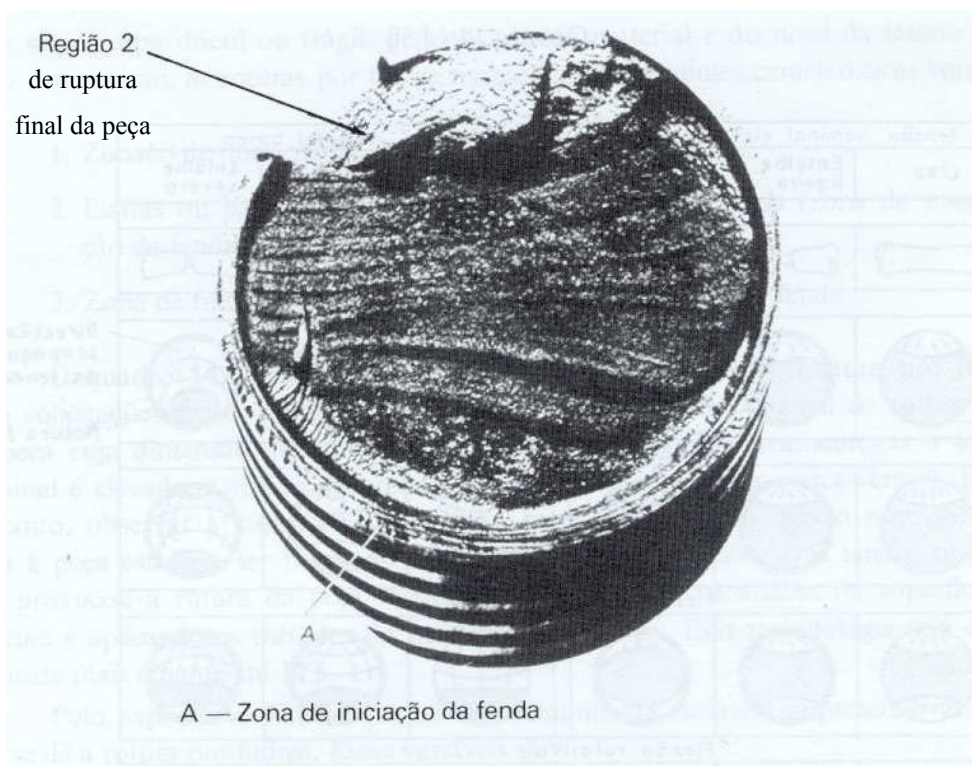


Fig. 4.12 – Ruptura de fadiga de um parafuso de coluna com rosca quadrada, [2]

- Em outros casos, a zona de propagação da trinca aparece também com um aspecto regular e liso, mas com bandas claras e escuras parecendo as linhas de areia que se formam nas praias devido às ondas do mar. A figura Fig. 4.12 é um exemplo de uma superfície de fratura que apresenta estas bandas, causadas também pelo roçamento das superfícies da trinca, mas em que as diferentes tonalidades são devidas a vários fatores, tais como diferentes velocidade de propagação, pontos de paragem de trinca e reação com o ambiente corrosivo que pode provocar oxidação. Podemos notar que, na Fig. 4.11, o ciclo de tensões é predominantemente de amplitude de tensão constante, enquanto que na Fig. 4.12 o ciclo de tensões é de amplitude variável com uma propagação descontínua.
- A região 2 de ambas as figuras tem um aspecto grosseiro irregular e brilhante, e corresponde à região de ruptura final da peça quando a seção transversal restante já não é capaz de suportar a tensão aplicada. A ruptura final dá-se instantaneamente e pode ser do tipo dúctil ou frágil, dependendo do tipo de material e do nível da tensão aplicada.

Em resumo, as rupturas por fadiga apresentam as seguintes características comuns:

1. Zona(s) de iniciação da trinca;

2. Estrias ou bandas indicadoras da propagação da trinca;
3. Zona de fratura final a seguir à zona de propagação da trinca.

É importante ressaltar que, se a tensão nominal é elevada, a região de propagação da trinca é pequena e vice-versa.

#### 4.4. Carregamentos de Fadiga

Um ciclo de tensão de fadiga traduz a variação da tensão aplicada com o tempo ou com o número de ciclos da aplicação da carga.

Os dois tipos mais comuns de carregamento são o de *amplitude constante* e o de *amplitude variável*.

##### 4.4.1. Amplitude Constante

Como o próprio nome indica, sua faixa de variação de tensão é constante durante todo o carregamento (a amplitude de tensão não varia com o tempo). Na prática, isto se verifica em mecanismos que funcionam a velocidade constante: tirantes, rolamentos, engrenagens, polias, etc.

A seguir tem-se a Fig. 4.13 que ilustra este tipo de carregamento.

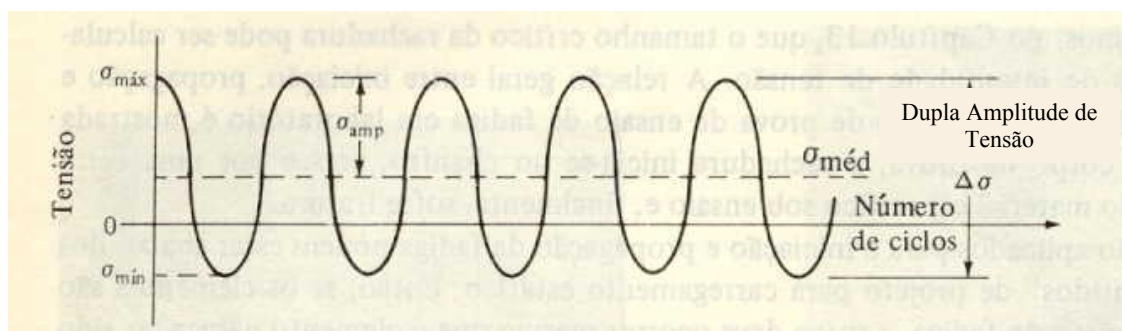


Fig. 4.13 – Exemplo de carregamento com amplitude constante, [1]

A carga varia de  $\sigma_{\max}$  a  $\sigma_{\min}$ , resultando numa faixa de tensões  $\Delta\sigma$  igual à diferença algébrica entre os dois valores:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

ou

$$\Delta\sigma = 2 \cdot \sigma_{\text{amp}}$$

$$\sigma_{\text{amp}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

e

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

sendo,

$\sigma_{\text{amp}}$ : amplitude de tensão;

$\sigma_{\text{med}}$ : tensão média.

Neste tipo de gráfico tem-se, no eixo das ordenadas a tensão aplicada e no eixo das abscissas ciclos ou tempo.

Uma importante consideração no estudo de fadiga é o valor relativo entre a tensão de compressão e a tensão de tração:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

O caso em que  $R = -1$  é usualmente estudado em laboratório para diversos tipos de elementos estruturais, apesar de geralmente ocorrer em peças de máquinas.

Na Fig. 4.14, tem-se três casos diferentes para valores de  $R$ . No primeiro caso, temos  $R = -1$ , no segundo temos  $R = 0$  e no último temos  $R$  entre 0 e 1.



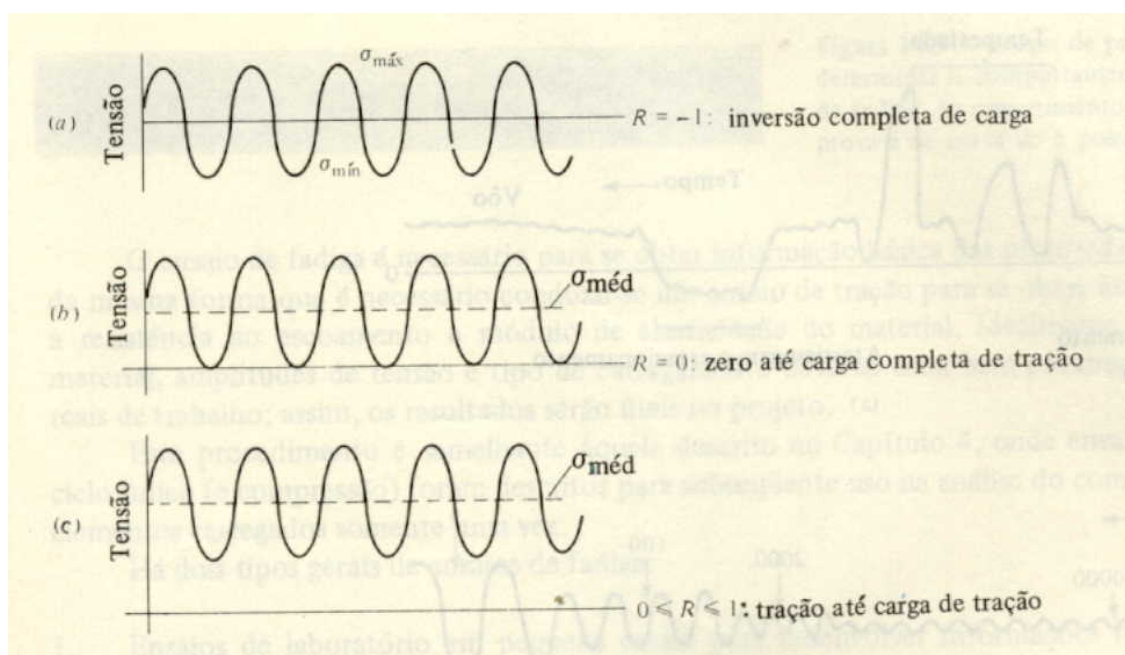


Fig. 4.14 – Comparação de relações de R para vários carregamentos, [1]

Outro parâmetro que é considerado é:

$$A = \frac{\sigma_{amp}}{\sigma_{med}}$$

O caso particular em que a “ $\sigma_{min} = 0$ ” chamamos o ciclo de *pulsante*. Quando temos a tensão máxima de tração e a tensão mínima de compressão chamamos o ciclo de *alternado*, porém, quando ambas as tensões são de tração ou de compressão, chamamos o ciclo de *repetido*.

#### 4.4.2. Amplitude Variável (ao Acaso)

Como o próprio nome já diz, é quando a amplitude é variável e não constante (como no item anterior). Este tipo de ciclo não apresenta uma lei definida entre as tensões e o tempo. Em geral, é o tipo mais freqüente de ciclos de tensões que provoca fadiga e, também, o mais difícil de analisar. A Fig. 4.15 ilustra este tipo de carregamento.

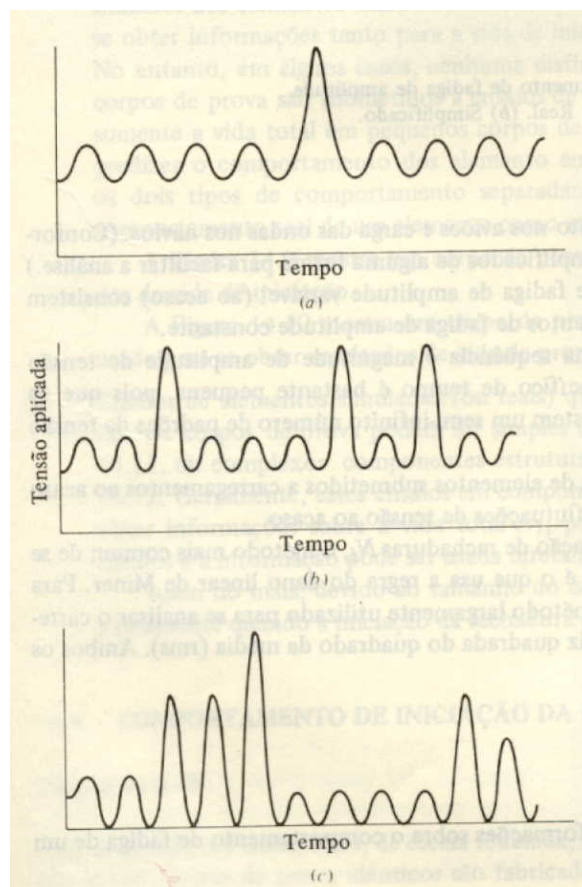


Fig. 4.15 – Carregamentos típicos com ciclos de amplitude variável. A) carregamento único superposto de alta ciclagem. B) carregamento múltiplo superposto de alta ciclagem. C) carregamento múltiplo variável altamente superposto, [1]

Como exemplo de carregamento com amplitude variável tem-se:

- Tráfego de caminhões em pontes;
- Carga de vento nos aviões;
- Carga de onda em Estruturas Offshore.

Carregamentos variáveis podem ser impostos durante todas as fases da vida da estrutura e podem, a princípio, ser causados por: onda, vento, corrente, pressão hidrostática variável, máquinas, forças de restauração dos sistemas de amarração, dentre outras. As forças de onda são geralmente as fontes principais de falha por fadiga em estruturas offshore.

Na prática, os carregamentos de fadiga reais são simplificados em muitas combinações diferentes de carregamentos de fadiga de amplitude constante (com certa margem de segurança), formando ciclos em blocos, onde se tem uma sucessão bem definida de ciclos de

tensão em que se pode considerar vários blocos com amplitude de tensão constante em cada bloco, como mostra a Fig. 4.16:

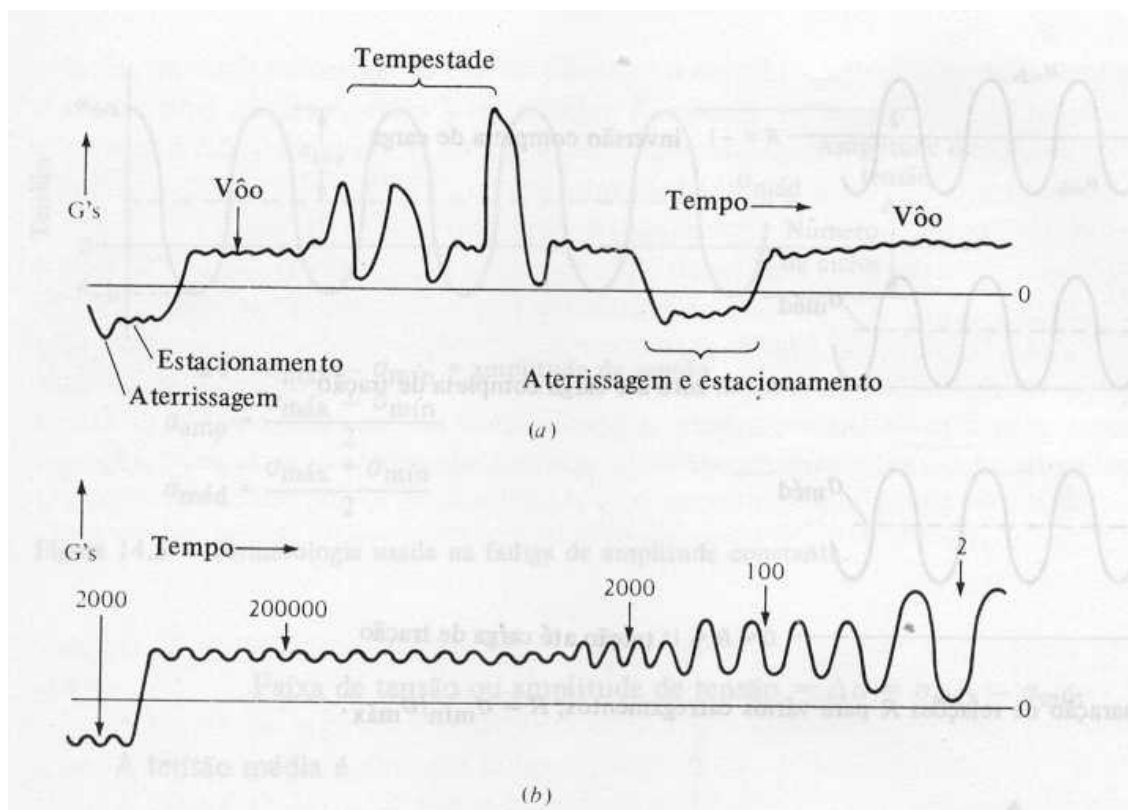


Fig. 4.16 – Representação esquemática de carregamento de fadiga de amplitude variável e carregamento simplificado para análise, a) real, b) simplificada, [1]

Chama-se este tipo de ciclo de *ciclo por blocos*.

A relação entre o tempo e o número de ciclos é dada pela equação:

$$f = \frac{N}{t}$$

onde,

f é a *freqüência* de aplicação da carga em ciclos / tempo;

N é o número de ciclos e t o tempo correspondente a esse número de ciclos.

A função que descreve o ciclo de tensões pode assumir várias formas (senoidal, linear ou triangular, trapezoidal, exponencial, parabólica, etc.). A mais freqüente na prática é a onda senoidal, cuja expressão é dada por  $\sigma = \sigma_{\text{máx}} \text{sen}(2.\pi.t.f)$ .

#### **4.5. Ensaio de Fadiga**

O comportamento dos materiais, componentes e estruturas, em termos de resistência à fadiga, é avaliado com os resultados obtidos nos ensaios de fadiga.

Há dois tipos diferentes:

- **Ensaio de laboratório em pequena escala**, onde podemos obter informações tanto para  $N_i$  (número de ciclos para início da trinca) quanto para  $N_p$  (número de ciclos para propagação da trinca). Em alguns casos pode-se determinar diretamente  $N_t$  ( $N_i + N_p$ ), porém, nestes casos torna-se difícil utilizar os resultados para se prever o comportamento dos elementos em tamanho real;
- **Ensaio de elementos simulados (ou reais)**, onde, geralmente, os ensaios são utilizados para se obter informações sobre a vida total ( $N_t$ ), e, neste caso, a informação pode ser usada diretamente no projeto.

Os corpos de prova utilizados nos ensaios para a determinação das curvas S-N (item seguinte) básicas do material têm uma geometria tal que, na região do ensaio, o fator de concentração de tensões é praticamente igual a 1. O acabamento superficial dos corpos de prova deve ser do tipo polido espelho, com rugosidade superficial menor que 2,5  $\mu\text{m}$ . Desta forma, garante-se que os resultados dos ensaios sofram influência significativa desses fatores sem a influência de variáveis externas.

As dispersões dos resultados obtidos nos ensaios de fadiga são devidas a vários fatores, entre os quais se incluem:

- Variações nas dimensões e acabamento superficial dos corpos de prova;
- Falta de homogeneidade do material e nível de precisão da máquina de ensaios;

É importante observar que para reduzir a dispersão, é necessário controlar cuidadosamente esses fatores. Devido a essas dispersões, faz-se necessária a utilização de métodos estatísticos para traçar a melhor curva que passa pelos pontos experimentais.

#### **4.6. Curva S-N**

As curvas S-N são curvas empíricas que relaciona uma dada variação de tensão ao número de ciclos que leva ruptura um dado material.

Para ensaios de laboratório em escala reduzida, usado para se obter resultados da vida de iniciação, vários corpos de prova são fabricados. Estes corpos de prova são então testados em várias amplitudes de tensão (à amplitude constante) até que uma rachadura devida à fadiga é iniciada. Como seria esperado, o corpo de prova submetido a ensaios em faixas baixas de tensões durará mais do que corpos de prova submetidos a ensaios em faixas altas de tensões.

Para valores do número de ciclos de ruptura superiores a  $10^4$  ou  $10^5$ , a representação gráfica da tensão alternada em função do número de ciclos de ruptura fornece, geralmente, uma curva, geralmente apresentadas em um gráfico *bilogarítmico* conhecido como ‘**curvas S-N**’. Essas curvas são utilizadas para se estimar a vida em qualquer faixa de tensão.

Para os valores acima de  $10^4$  ou  $10^5$ , verifica-se que a tensão nominal é elástica, podendo ser bastante reduzida se existir uma concentração de tensões na peça.

A região inferior a  $10^4$  ou  $10^5$  é denominada zona de *fadiga a baixo número de ciclos* ou *fadiga oligocíclica*, onde as tensões e extensões na peça são predominantemente plásticas. Nestes casos, os ensaios são feitos com extensão plástica controlada em vez de carga ou tensão controlada. São observadas em reservatórios sob pressão, turbinas a vapor e reatores nucleares, além disso, tem-se também fadiga oligocíclica quando as tensões repetidas são de origem térmica.

Para alguns materiais, existe uma faixa de tensão abaixo da qual a rachadura não se inicia (como aço e titânio) definindo o limite de fadiga do material. Nestes casos, para variações de tensões abaixo desse limite, a fadiga *não é considerada* nem para um número de ciclos infinito. Este comportamento não pode ser generalizado porque em muitos metais ferrosos (como alumínio, magnésio e ligas de cobre), a inclinação da curva S-N decresce gradualmente não tendo um limite de fadiga verdadeiro (visto que a curva nunca se torna horizontal); para esses materiais, é comum definir o limite de fadiga como sendo da ordem de  $10^8$  ciclos.

A equação da curva S-N pode ser apresentada da seguinte forma:

$$N = \frac{A}{(S)^k}$$

ou

$$\log(N) = \text{Log}(A) - k \cdot \text{Log}(S)$$

onde,

$S \equiv \sigma_a$  = amplitude de tensão na estrutura;

$N \equiv N_r$  = número de ciclos de tensões;

A e k = são constantes do material e das condições do ensaio.

Na tabela 4.1, encontram-se valores para algumas das curvas S-N existentes nas normas que tratam do assunto. Como exemplo, temos: API, DnV e Welding Institute. Nesta mesma tabela, é apresentado os valores de  $\Delta\sigma_{ref}$ , que será definido mais adiante.

	<b>Curva S-N</b>	<b>k</b>	<b>A</b>	<b>LOG(A)</b>	<b><math>\Delta\sigma_{ref}</math></b>
<b>1</b>	Curva X da API	4.38	1.151E+15	15.061	100
<b>2</b>	Curva X' da API	3.74	2.512E+13	13.400	79,09
<b>3</b>	Curva B da DnV	4	1.023E+15	15.010	150,4
<b>4</b>	Curva E da DnV	3	1.023E+12	12.010	79,98
<b>5</b>	Curva WE da DnV	3	1.585E+11	11.200	42,95
<b>6</b>	Curva B da Welding Institute - 196	4	2.343E+15	15.370	185
<b>7</b>	Curva C da Welding Institute	3.5	1.082E+14	14.034	161,99
<b>8</b>	Curva D da Welding Institute	3	3.987E+12	12.601	125,86
<b>9</b>	Curva E da Welding Institute	3	3.288E+12	12.517	118,02
<b>10</b>	Curva F da Welding Institute	3	1.726E+12	12.237	95,2
<b>11</b>	Curva F2 da Welding Institute	3	1.230E+12	12.090	85,05
<b>12</b>	Curva G da Welding Institute	3	5.656E+11	11.753	65,64
<b>13</b>	Curva W da Welding Institute	3	3.683E+11	11.566	56,89

tabela 4.1 – Curvas S-N (unidades em N e mm)

O formato das curvas S-N apresentadas na tabela 4.1 pode ser visto na Fig. 4.17, onde temos comparação das 7 primeiras curvas.

No caso das curvas X e X' da API, elas podem ser apresentadas também em função de um  $\Delta\sigma_{ref}$ . A dedução desse  $\Delta\sigma_{ref}$  está apresentada no item 4.6.2 e o seu valor, para um ciclo básico de 2.000.000 está apresentado na tabela 4.1.

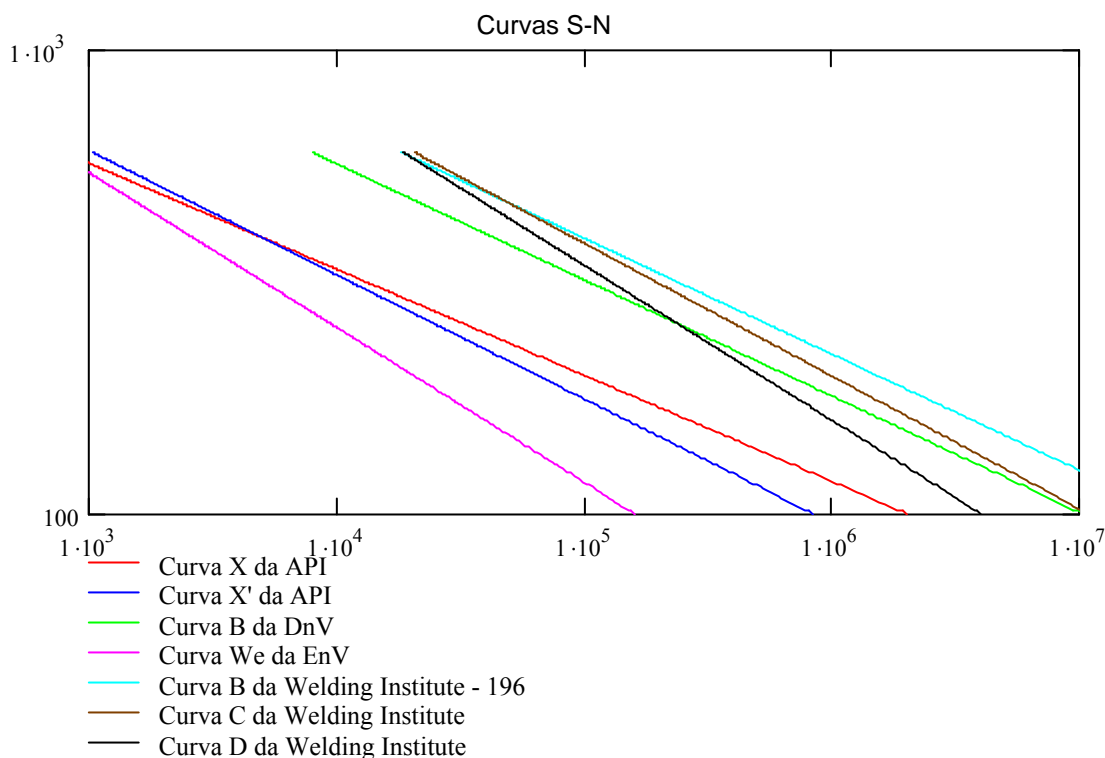


Fig. 4.17 – Gráficos de Curvas S-N

As curvas S-N foram construídas baseadas, basicamente, em tensões nominais, isto é, sem entrar com concentrações de tensão, tensões residuais ou térmicas. Na hora do projeto deve-se levar em consideração os fatores de concentração de tensão, principalmente quando se tratar de material base. No caso de soldas deve-se verificar a origem da curva S-N para saber quais fatores já foram envolvidos. Nas solicitações uniaxiais de tração (tração uniforme), a tensão nominal é constante ao longo da espessura e não varia de seção para seção. Nas solicitações de flexão e torção, em que existe um gradiente de tensões nas seções, considera-se que a tensão nominal é a tensão de flexão ou torção máxima na seção transversal onde se propaga a trinca, e numa direção perpendicular à propagação da trinca.

As curvas S-N dependem do valor de  $\sigma_m$  (tensão média) ou R e quando  $\sigma_m = 0$  ou R = -1 (ciclo de tensões alternados), a curva S-N denomina-se curva básica ou intrínseca de fadiga do material.

As curvas S-N são apresentadas para determinadas configurações geométricas ou conexões estruturais padronizadas. A aplicação dessas curvas em situações mais complexas

requer frequentemente experiência, e se necessário, o assessoramento de um especialista em metalurgia.

As curvas S-N estão divididas em classes que dependem de:

- A geometria do detalhe da conexão.
- A direção das tensões relativas ao detalhe.
- O método de fabricação e inspeção do detalhe.

Numa estrutura mais complexa, torna-se necessário que fatores de concentração de tensões, provenientes de efeitos localizados, sejam utilizados para modificar a faixa de tensões nominais.

#### **4.6.1. Normas de Fadiga**

O comportamento à fadiga de perfis de seção circular soldados é bastante estudado na indústria Offshore. Resultados de estudos que acontecem desde os anos 60 estabeleceram as normas e curvas de projeto à fadiga, que podem ser encontrados nas normas americanas API e AWS, inglesa BS 6235 e norueguesas DNV.

A escassez das reservas mundiais de petróleo e as complexas situações políticas e financeiras no Oriente Médio, que se intensificaram nos anos 70, impulsionaram a exploração marítima de petróleo e gás natural, chegando hoje à realidade das águas profundas, onde os 3000m de profundidade não são mais uma utopia, mas sim, algo que será realidade nos anos seguintes.

As elevadas solicitações a que estas estruturas estão sujeitas, por ação de ondas elevadas e ventos fortes, obriga a recorrer a estruturas de grandes dimensões. O problema da fadiga, em particular nos nós tubulares soldados, tornou-se, então, bastante importante, e a escassez de resultados referentes ao comportamento de fadiga de juntas tubulares circulares de grandes dimensões, motivou o lançamento de programas de ensaio e investigação, com vista à obtenção de resultados que pudessem ser utilizados pelos projetistas destas estruturas.

Os ensaios de fadiga nestes tipos de perfis tubulares são bastante dispendiosos, porque são realizados em corpos de prova de grandes dimensões, que exigem forças muito elevadas.

Na tabela 4.2 estão apresentadas algumas equações das curvas S-N das normas de estruturas offshore, com a indicação das respectivas faixas de validade. Como pode ser



observado graficamente na Fig. 4.18 algumas curvas S-N possuem 2 trechos, diferente do que foi apresentado anteriormente. Em alguns casos, a partir de uma determinada variação de tensão essa curva passa a ser constante, como no caso da Curva X da API RP 2A, apresentada na tabela 4.2, para a variação de tensão abaixo de  $\Delta\sigma = 35$  MPa. Nesses casos, para valores de variação de tensões abaixo deste valor limite, considera-se que não ocorra fadiga, independente do número de ciclos que se esteja atuando.

Código	Equação e região de validade [MPa]
API RP2A Curva X	$N_r = 2 \times 10^6 (\Delta\sigma/100)^{-4,38}$ para $5 \times 10^3 \leq N_r \leq 2 \times 10^8$ $\Delta\sigma = 35$ MPa para $2 \times 10^8 \leq N_r \leq 4 \times 10^8$
API RP2A Curva X'	$N_r = 2 \times 10^6 (\Delta\sigma/79)^{-3,74}$ para $5 \times 10^3 \leq N_r \leq 2 \times 10^8$ $\Delta\sigma = 23$ MPa para $2 \times 10^8 \leq N_r \leq 4 \times 10^8$
BS 6235 Curva Básica T (22mm < Espessura < 32mm)	$N_r = 1,41 \times 10^{12} (\Delta\sigma)^{-3,0}$ para $10^4 \leq N_r \leq 10^7$ $N_r = 3,8 \times 10^5 (\Delta\sigma)^{-5,0}$ para $10^7 \leq N_r \leq 10^8$
BS 6235 Curva para B > 80 mm	$N_r = 5,49 \times 10^{11} (\Delta\sigma)^{-3,0}$ para $10^4 \leq N_r \leq 10^7$ $N_r = 7,92 \times 10^{14} (\Delta\sigma)^{-5,0}$ para $10^7 \leq N_r \leq 10^8$
DNV Curva X	$N_r = 3,72 \times 10^{14} (\Delta\sigma)^{-4,1}$ para $3,2 \times 10^3 \leq N_r \leq 2 \times 10^8$ $\Delta\sigma = 34$ MPa para $2 \times 10^8 \leq N_r \leq 1 \times 10^9$
ANSI/AWS D 1.1 Curva X <sub>1</sub>	$N_r = 8,44 \times 10^{14} (\Delta\sigma)^{-4,3}$ para $2,5 \times 10^4 \leq N_r \leq 1,15 \times 10^7$ $\Delta\sigma = 67$ MPa para $1,15 \times 10^7 \leq N_r \leq 1 \times 10^8$
ANSI/AWS D 1.1 Curva X <sub>2</sub>	$N_r = 1,93 \times 10^{13} (\Delta\sigma)^{-3,74}$ para $2,5 \times 10^4 \leq N_r \leq 2 \times 10^7$ $\Delta\sigma = 40$ MPa para $2 \times 10^7 \leq N_r \leq 1 \times 10^8$

tabela 4.2 – Outras curvas S-N

Na Fig. 4.18 podemos comparar as curvas apresentadas na tabela 4.2:

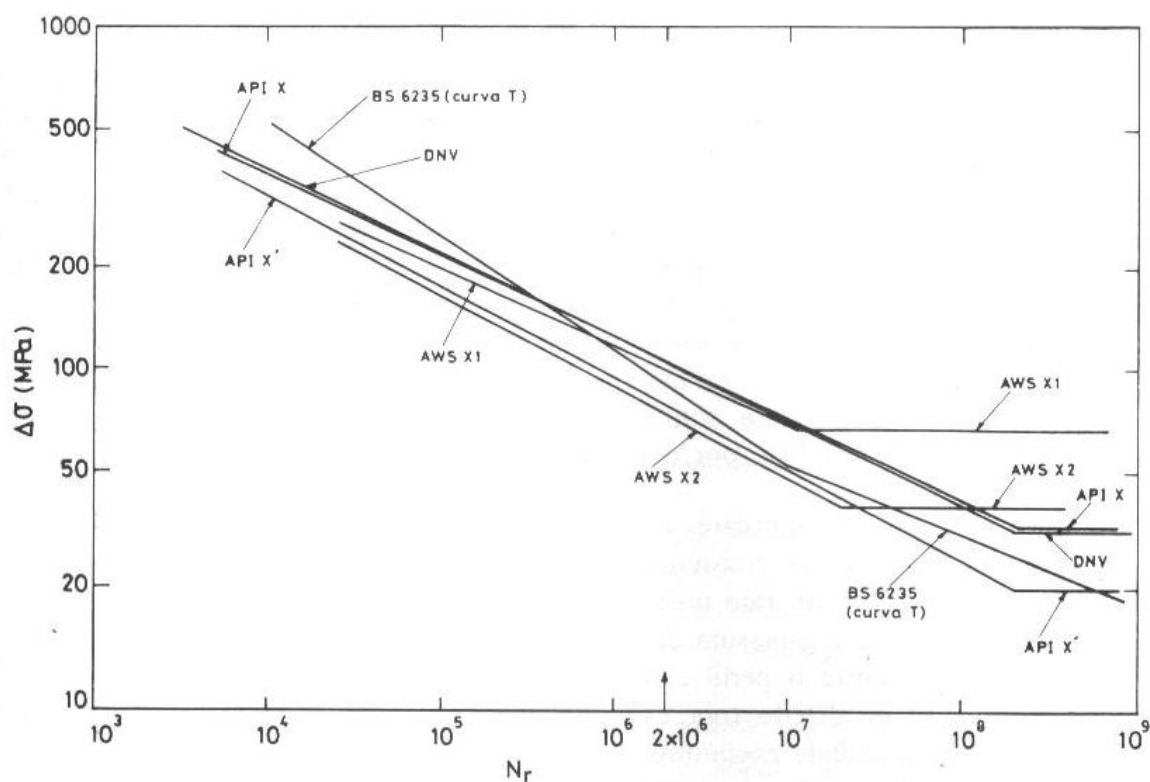


Fig. 4.18 – Comparação das curvas S-N de projeto para juntas tubulares de seção circular apresentadas na tabela 4.2, [3]

A curva básica T, representada na Fig. 4.18, é válida para espessuras de 22 a 32mm; para espessuras mais elevadas a resistência à fadiga é menor. Na figura está também representada a curva T para o intervalo de espessuras de 80 a 100mm, que apresenta uma mudança de inclinação a partir de  $10^7$  ciclos. Se o contorno exterior do cordão for arredondado por afagamento (uma técnica de melhoria da resistência à fadiga), o código inglês permite um aumento da duração de duas vezes em água do mar, desde que na estrutura exista um sistema eficiente de proteção anticorrosiva. Nas estruturas sem proteção catódica, a duração dada pela curva S-N correspondente deve ser reduzida para a metade e desaparece a alteração na inclinação da curva.

As regras da DNV têm curvas S-N e categorias semelhantes às da BS 6235. Ambas as normas permitem o uso da Mecânica da Fratura para previsão da duração em cordões com e sem defeitos.

A AWS apresenta duas curvas de projeto, designadas por  $X_1$  e  $X_2$ .  $X_1$  é aplicável a cordões com perfil controlado, em que o perfil do contorno do cordão foi melhorado por afagamento.  $X_2$  é a curva normal para cordões de solda sem controle do perfil.

Para reduzir ao máximo o efeito do entalhe, as normas americanas recomendam que a concordância entre o cordão de solda e o metal base seja o mais gradual possível. Os cordões com melhor contorno geométrico permitem maiores valores de resistência à fadiga, por redução do fator de concentração de tensões no pé do cordão.

Para estruturas tubulares, as curvas X do código API e X<sub>1</sub> do código AWS são as de maior resistência à fadiga e correspondem a cordões com perfil côncavo, que devem ter um raio próximo do raio de um disco, cujo diâmetro não pode ser inferior a 16mm ou à espessura da placa principal, se este valor for maior que 16mm. A folga entre o perfil e o disco não pode ultrapassar 1mm e a dimensão máxima admissível de defeito não pode exceder 0,25mm.

Nas juntas tubulares verificou-se que a proteção catódica pode, em certos casos, acelerar o crescimento da trinca. Não se pode garantir, portanto, que neste tipo de estrutura a proteção catódica conduza a um nível de resistência à fadiga semelhante ao obtido no ar.

#### **4.6.2. Comparação da Forma de Apresentação das Curvas S-N**

Como se pode notar, na primeira linha tanto da tabela 4.1 quanto da tabela 4.2, tem-se valores da curva X da API. Porém, elas estão apresentadas de formas diferentes, apesar de terem o mesmo significado.

No primeiro caso (tabela 4.1), os valores estão apresentados em função de k e A, para entrar nas equações:

$$N = \frac{A}{(S)^k} \quad \text{ou} \quad \log(N) = \text{Log}(A) - k \cdot \text{Log}(S)$$

Já no segundo caso (tabela 4.2), os valores estão apresentados em função de um determinado número de ciclos (2.000.000 para a curva X da API) e de um  $\Delta\sigma_{\text{ref}}$  (100 para a curva X da API). Neste caso, pode ser apresentada pela equação genérica abaixo:

$$N = 2 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{\text{ref}}} \right)^{-m}$$

Como já foi dito, ambas as fórmulas tem o mesmo significado e, depois de uma manipulação algébrica, pode-se provar que correspondem a mesma equação. Esta dedução está mostrada na sequência.

Aplicando Logaritmo dos dois lados:

$$\begin{aligned} \text{Log}(N) &= \log(2 \cdot 10^6) + \log\left[\left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{\text{ref}}}\right)^{-m}\right] \\ \text{Log}(N) &= \log(2 \cdot 10^6) - m \cdot \log\left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{\text{ref}}}\right) \\ \text{Log}(N) &= \log(2 \cdot 10^6) - m \cdot (\log(\Delta\sigma) - \log(\Delta\sigma_{\text{ref}})) \\ \text{Log}(N) &= \log(2 \cdot 10^6) + m \cdot \log(\Delta\sigma_{\text{ref}}) - m \cdot \log(\Delta\sigma) \\ \text{Log}(N) &= \left(\log(2 \cdot 10^6) + m \cdot \log(\Delta\sigma_{\text{ref}})\right) - m \cdot \log(\Delta\sigma) \end{aligned}$$

Comparando os dois:

$$\begin{aligned} \text{Log}(N) &= \text{Log}(A) - k \cdot \text{Log}(S) \\ \text{Log}(N) &= \left(\log(2 \cdot 10^6) + m \cdot \log(\Delta\sigma_{\text{ref}})\right) - m \cdot \log(\Delta\sigma) \end{aligned}$$

Fica-se com:

$$\begin{aligned} k &= m \\ S &= \Delta\sigma \\ \log(A) &= \log(2 \cdot 10^6) + m \cdot \log(\Delta\sigma_{\text{ref}}) \end{aligned}$$

Calculando o valor de  $\Delta\sigma_{\text{ref}}$ :

$$\begin{aligned} \log(\Delta\sigma_{\text{ref}}) &= \frac{\log(A) - \log(2 \cdot 10^6)}{k} \\ \Delta\sigma_{\text{ref}} &= 10^{\frac{\log(A) - \log(2 \cdot 10^6)}{k}} \end{aligned}$$

Para o caso da curva X da API, encontra-se o valor de  $\Delta\sigma_{\text{ref}} = 100$ . O mesmo procedimento pode ser feito para encontrar os outros valores de  $\Delta\sigma_{\text{ref}}$  para as outras curvas S-N.

#### **4.7. Fatores que Afetam o Início do Comportamento de Fadiga**

A existência de chanfros, orifícios ou qualquer outro elemento que aumenta a tensão na vizinhança, causando concentrações de tensões afetará o comportamento da iniciação de fadiga em um material.

Geralmente, chanfros superficiais são mais graves, pois:

- Neles ocorre a maioria dos defeitos, imperfeições, rachaduras etc;
- A maioria das cargas não é perfeitamente concêntrica, portanto, tensões de flexão estão presentes e são máximas na superfície.

Para baixo número de ciclos de aplicação da carga e tensões elevadas, a fase de iniciação será praticamente nula, enquanto que, para elevado número de ciclos e baixa tensão, a fase de iniciação poderá ser elevada, dependendo da severidade do entalhe introduzido pela descontinuidade presente, em particular pela junta soldada.

Pode-se aumentar a resistência à fadiga global em uma estrutura soldada se diminuir a probabilidade de iniciação de uma trinca de fadiga, ou, em termos práticos, se aumentar a fase de iniciação da trinca. Consegue-se isso aumentando a resistência mecânica do aço, que conduz a um aumento da fase de iniciação de uma trinca. Porém, sabe-se que a fase de propagação da trinca independe das propriedades mecânicas do material para uma larga faixa de tensão de ruptura (até  $800 \text{ N/mm}^2$ ). Além disso, sabe-se, também, que nos casos onde se tem ambiente corrosivo, as propriedades mecânicas também não têm influência significativa, visto que o fenômeno de fadiga é praticamente constituído pela fase de propagação da trinca.

## **4.8. Parâmetros do Comportamento à Fadiga**

O comportamento dos materiais à fadiga, descrito pelas curvas S-N, é afetado por uma série de parâmetros e os mais importantes estão listados abaixo:

- Acabamento superficial, revestimento e tensões residuais à superfície da peça;
- Geometria e tamanho da peça;
- Concentração de tensões;
- Estado de tensões;
- Meio ambiente;
- Temperatura;
- Material e tratamento térmico.

### **4.8.1. Acabamento Superficial**

Na ausência de defeitos internos significativos, as rupturas de peças sujeitas à fadiga começam na superfície da peça, onde se irá nuclear a trinca. Isto pode ser afetado por:

- Rugosidade da superfície;
- Variações na resistência a fadiga de qualquer material existente à superfície;
- Variações na distribuição de tensões residuais à superfície.

Além disso, a superfície está geralmente sujeita à oxidação e à corrosão. As peças com melhor acabamento superficial têm menos riscos, asperezas, poros e outros defeitos superficiais susceptíveis a provocar concentração de tensões, dificultando a iniciação da trinca.

Os tratamentos térmicos de superfície que conduzam à formação de superfícies com dureza elevada aumentam a resistência à fadiga porque dificultam a iniciação de trincas.

Uma atenção importante deve ser dada no tratamento utilizado, pois um polimento severo pode criar tensões superficiais de tração reduzindo a resistência à fadiga da peça ao invés de aumentar.

### **4.8.2. Tamanho da Peça**

A curva S-N obtida não se aplicam caso o tamanho da peça venha a ser diferente do corpo de prova. Os resultados experimentais indicam que, para peças semelhantes, a resistência à fadiga diminui quando o tamanho da peça aumenta, verificando que o fator mais importante é a área da seção transversal.

Uma explicação para esse fato é que, com o aumento do volume de material e da área superficial de uma peça, aumenta a probabilidade de existência de defeitos resultando numa menor resistência à fadiga.

Os resultados experimentais, porém, têm sido contraditórios. Em corpos de prova submetidos a gradientes de tensão, a resistência à fadiga diminui com aumento do diâmetro. Não existe, contudo, efeito de tamanho nos resultados de ensaios de fadiga em corpos de prova submetidos à tração em que não há gradiente de tensões.

### **4.8.3. Concentração de Tensões**

Na grande maioria dos casos, a resistência à fadiga é seriamente reduzida quando existe um acidente geométrico que provoque concentração de tensões. Ela é avaliada ensaiando corpos de prova em que se cria a descontinuidade geométrica para ser estudada.

Para corpos de prova como, por exemplo, um entalhe, define-se um fator dinâmico de concentração de tensões ou fator de redução de resistência à fadiga  $K_f$ . Por questões de segurança, quando não se conhece o valor de  $K_f$ , deve-se utilizar o valor de  $K_t$  correspondente.

Quantifica-se a *sensibilidade ao entalhe* em fadiga pelo *fator de sensibilidade ao entalhe*  $q$ , dado pela equação:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

Se  $q = 0$ , então  $K_f = 1$  e o material diz-se insensível ao entalhe e a presença do entalhe não afeta a resistência à fadiga. O parâmetro  $q$  não é uma constante do material, pois varia com o material, tipo de entalhe, tamanho do corpo de prova e carga.

#### **4.8.4. Tensão Média**

As curvas S-N do material alteram-se quando a tensão média do ciclo de carga deixa de ser nula.

Passando para um ciclo de tensões com tensão média mais elevada, provoca-se uma redução na amplitude de tensão limite de fadiga, até o caso limite em que essa tensão é nula, isto é, quando a tensão média igualar a resistência à tração do material. As investigações sobre o assunto foram feitas, inicialmente, por Goodman [Goodman, J. “Mechanics Applied to Engineering”, Edição de Longmans, Green Ltd., Londres, 1899].

#### **4.8.5. Meio Ambiente (Fadiga com Corrosão)**

Denomina-se *fadiga com corrosão* a ação simultânea de tensões dinâmicas e ataque químico numa peça. Para isso, é necessário que o meio ambiente que rodeia a peça reaja quimicamente com o metal (teoricamente, isto só não acontece no vácuo).

Em ar seco, com percentagens de umidade relativa inferiores a 50%, a influência do meio ambiente não é significativa na resistência à fadiga. Porém, em ar úmido, altamente saturado de vapor de água com percentagens de umidade relativa superiores a 90% a resistência à fadiga diminui. Além disso, diminui ainda mais na presença de água, soluções de sais, atmosferas industriais, etc.

A corrosão pode provocar a abertura de “picagens” na superfície do material atacado, funcionando como pequenos entalhes, reduzindo a resistência à fadiga. Além disso, o ambiente corrosivo altera a forma e a posição das curvas S-N em relação às obtidas em ambiente não corrosivo.

Sob o processo de corrosão, a estrutura granular interna do aço fica mais susceptível ao processo de fadiga e, portanto, uma fratura inicia-se de maneira precoce sob essas condições e é ainda mais acentuada em qualquer ponto de concentração de tensões: pé de cordão de solda ou ponto de falha de soldagem, ou em cordões de solda muito ondulados, como é o caso das soldas circunferenciais (em bisel (corte de aresta, formando dois ângulos obtusos) por um único lado – externo).

Os parâmetros que condicionam a ruptura por fadiga com corrosão estão agrupados em quatro grupos, cada um com uma variável considerada predominante. As variáveis escolhidas foram: tensão, relação tensão-tempo, intensidade da corrosão e material. No organograma



apresentado em seguida temos uma lista dos parâmetros pertencentes a cada um desses grupos.

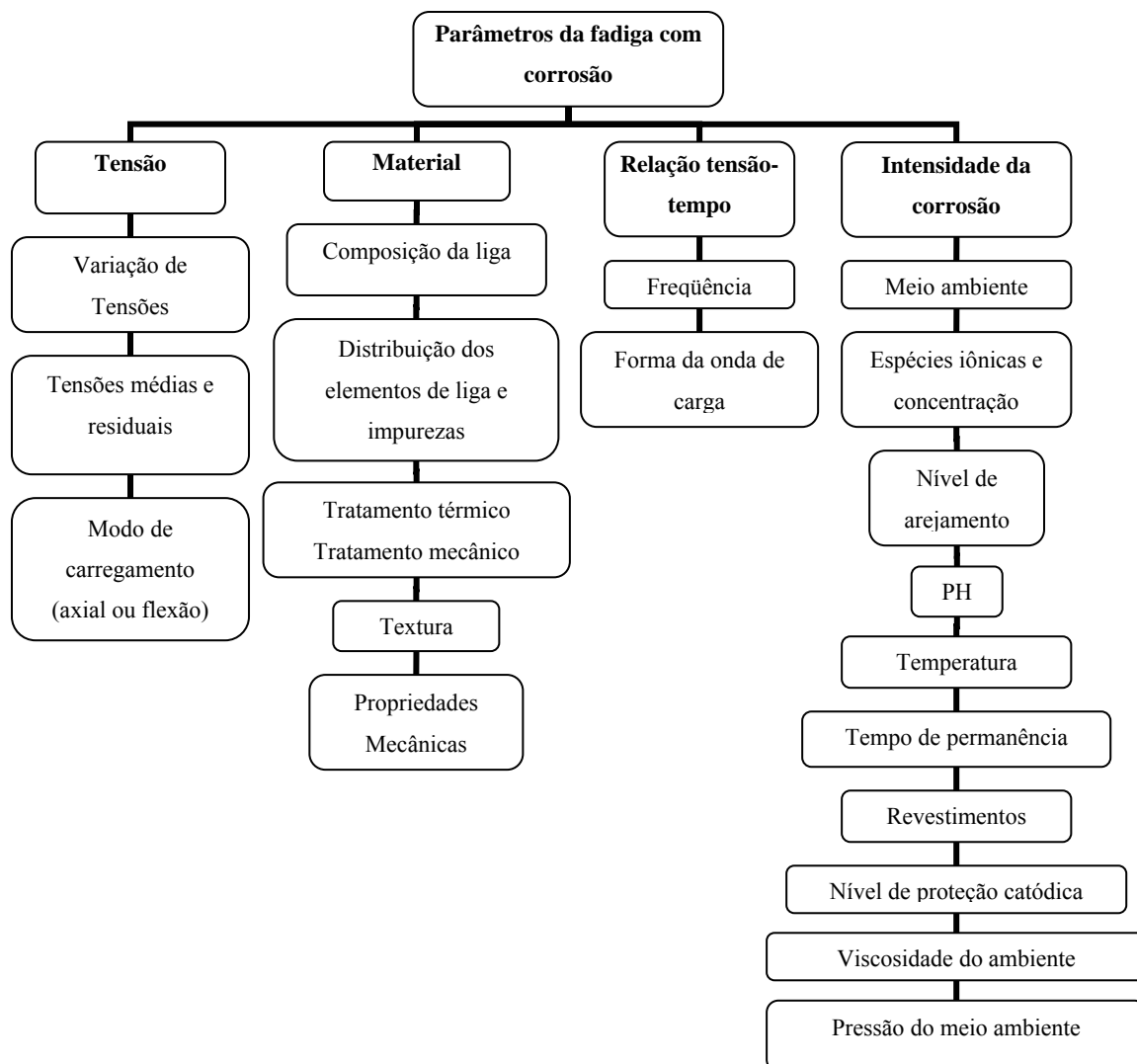


Fig. 4.19 – Organograma dos parâmetros mais importantes da ruptura por fadiga por corrosão (segundo Branco [3])

As condições desses parâmetros para a resistência mínima à fadiga, isto é, o que deve ser evitado para que numa estrutura de aço não se dê a ruptura por fadiga com corrosão são, segundo Branco [3]:

### **1. Nível de tensões:**

- Região de tensões elevada;
- Tensões médias de tração;
- Cargas axiais.

### **2. Relações tensão-tempo:**

- Frequência baixa;

### **3. Intensidade da corrosão:**

- Água do mar;
- Elevada concentração de tensões;
- Arejamento por bolhas;
- PH baixo;
- Temperatura elevada;
- Imersão total ou spray contínuo;
- Sem revestimento;
- Sem proteção catódica.

Vale enfatizar que um mau funcionamento da proteção contra corrosão pode reduzir a vida útil da estrutura, acelerando a iniciação e propagação da fissura.

O efeito da corrosão produz uma redução da resistência à fadiga, mas é importante referir que, quando a fadiga e a corrosão ocorrem simultaneamente, a redução da resistência à fadiga é maior que a soma dos efeitos individuais da fadiga e da corrosão atuando separadamente.

Sabe-se que a resistência à fadiga no ar aumenta com a resistência à tração do material. Na fadiga com corrosão dos aços, porém, a análise dos muitos resultados experimentais existentes na literatura prova que o limite de fadiga para  $10^7$  ciclos não depende da resistência à tração do aço, na região de valores de resistência à tração entre 300 e 1100 MPa. Este resultado é importante, pois indica que não se consegue uma maior resistência à corrosão, pelo fato de se utilizar um aço de maior resistência.

A resistência à fadiga com corrosão depende do modo de aplicação do meio corrosivo, bem como dos períodos de molhamento e secagem e as condições de oxigenação do meio. Além disso, a duração à fadiga é mínima quando a exposição ao meio ambiente é contínua (sem interrupção ou período de secagem).

O meio ambiente que rodeia a peça pode ser caracterizado não só pelo modo e condições de aplicação, mas também pela temperatura, concentração de sais e PH.

#### **4.8.6. Temperatura**

Ensaio de fadiga realizados a temperaturas abaixo da temperatura ambiente, houve aumento na resistência à fadiga com a redução da temperatura. Geralmente, os materiais utilizados a alta temperatura apresentam interação entre fadiga e fluência. Por exemplo, nos aços de liga resistentes ao calor, até 700°C, a fadiga é a causa principal de ruptura, enquanto que para temperaturas mais elevadas a fluência é a causa predominante de ruptura.

A fadiga pode ocorrer devida à variação de tensões causadas por variações de temperatura, denominando-se *fadiga térmica*, normalmente verificada em fornos, pás de turbina, reatores e componentes de motores de combustão interna.

#### **4.8.7. Variáveis Metalúrgicas**

A resistência dos materiais à fadiga depende bastante da sua estrutura, porém, como existem poucos processos metalúrgicos para melhorar a resistência à fadiga, as grandes melhorias são obtidas por redução da concentração de tensões na peça, acabamento superficial melhorado e aplicação de tensões residuais de compressão.

#### **4.8.8. Fadiga por Fretagem**

Ocorre quando duas peças estão em contato.

Denomina-se fretagem o processo de danificação superficial causado por duas superfícies em contato com movimento relativo e periódico, podendo verificar picagem superficial e deteriorização, acompanhada pela formação de depósito de óxido.

A fretagem é causada por uma combinação de efeitos mecânicos e químicos. O material é retirado da superfície por ação de retificação ou por uma ação alternada de soldadura e rasgamento dos pontos mais altos da superfície. As partículas removidas tornam-se oxidadas e formam um pó abrasivo que continua o processo destrutivo. Verifica-se oxidação da superfície metálica e a película de óxido é destruída pelo movimento relativo das superfícies. Embora a oxidação não seja essencial para a fretagem, verificando a sua existência o processo é muito mais severo.

Reduzir o coeficiente de atrito é benéfico, utilizando-se para isso lubrificantes sólidos; o problema é manter a película de lubrificante por um longo período de tempo.

#### **4.9. Fadiga à Amplitude de Carga Constante**

O dimensionamento à fadiga, segundo a filosofia tradicional de projeto de máquinas não baseada na mecânica da fratura, faz-se de modo semelhante ao das solicitações estáticas estabelecendo uma tensão admissível para uma determinada vida ou duração. A tensão admissível será a resistência à fadiga calculada ou determinada para a peça ou estrutura a dividir por um coeficiente de segurança apropriado, coeficiente este que deve tornar a ruptura por fadiga altamente improvável. Esta **filosofia de projeto** é tradicionalmente chamada de vida garantida.

É importante observar que no caso offshore esta filosofia não é aplicada, pois utiliza-se o conceito de vida útil, estipulando uma determinada vida que a estrutura deve resistir e aplicando um coeficiente de segurança nesta vida útil e fazendo seu cálculo pela metodologia do cálculo do dano cumulativo pela Regra de Miner. No caso offshore, ficaria muito dispendioso aplicar a filosofia de projeto de vida garantida.

Como a curva S-N é feita para condições ótimas, calcula-se a resistência à fadiga, para um determinado número de ciclos, considerando vários fatores de redução que levam em consideração os principais parâmetros do processo de fadiga. Portanto, a amplitude de tensão admissível de fadiga para uma duração infinita num ciclo de tensões alternado (tensão média nula,  $R = 1$ ), a amplitude de tensão constante, será dada pela equação:

$$\sigma_f = (k_s k_t k_f k_T) \times \frac{1}{K_f} \times \frac{1}{n} \times \sigma_{f0}$$

Em que,

$\sigma_{f0}$  – amplitude da tensão limite de fadiga ou resistência a fadiga para  $10^8$  ciclos dada pela curva S-N básica;

$k_s$  – coeficiente de acabamento superficial;

$k_t$  – coeficiente de tamanho;

$k_f$  – coeficiente de confiabilidade;

$k_T$  – coeficiente de temperatura;

$K_f$  – fator dinâmico de concentração de tensões ou fator de redução da resistência à fadiga;

$n$  – coeficiente de segurança dinâmico.

Todos os fatores da equação indicados dentro do parêntese serão menores ou iguais a 1.

O coeficiente  $k_s$ , para os aços e ferros fundidos é o fator  $C_s$  da figura Fig. 4.20. Nos metais não ferrosos ele pode ser considerado igual a 1 porque geralmente os limites de fadiga destes materiais já incluem o acabamento superficial.

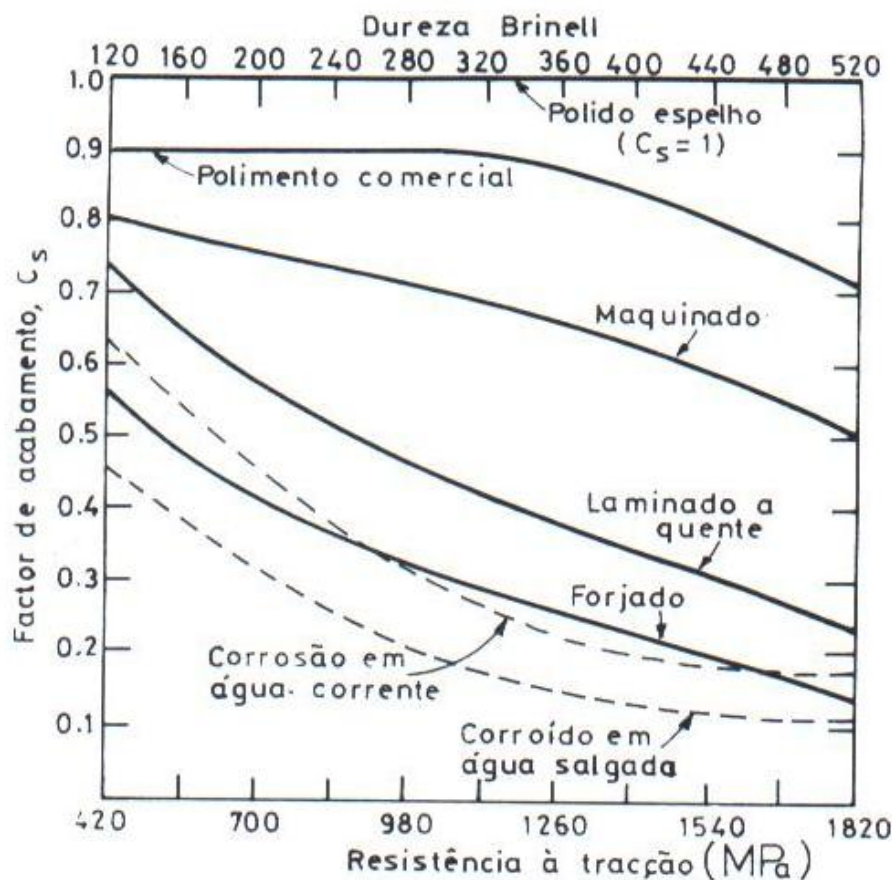


Fig. 4.20 - Influência do acabamento superficial no limite de fadiga do material, [2]

$$\text{O coeficiente } k_t \text{ pode ter os seguintes valores: } \begin{cases} 1 & \text{para } d \leq 7.5\text{mm} \\ 0.85 & \text{para } 7.5 \leq d \leq 50\text{mm} \\ 0.75 & \text{para } d > 50\text{mm} \end{cases}$$

em que  $d$  é o diâmetro da seção nas solicitações de flexão e torção, considerando-se igual à altura da seção para as seções não circulares submetidas à flexão. Para solicitações de tração, considera-se  $d$  como sendo a menor dimensão da seção.

O coeficiente  $k_f$  torna-se necessário devido à dispersão dos resultados dos ensaios de fadiga. Conforme o fator  $k_f$  aumenta, a probabilidade de ruptura diminui. Por exemplo, para uma confiabilidade de 50% temos  $k_f = 1,00$ . Por não ser um fator simples de determinar, não será detalhado nesse trabalho, para maiores informações, consultar Branco [2].

Para o valor  $k_T$ , podemos utilizar as equações abaixo:

$$k_T = 1 \quad \text{para } T < 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k_T = \frac{3100}{2460 + 9T} \quad \text{para } T > 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

Porém, não é aconselhado utilizar estes valores para o caso em que os resultados experimentais provocarem variação significativa na resistência à tração do material. Além disso, para temperaturas muito elevadas, devemos ainda analisar uma possível ruptura por fluência.

O fator  $K_t$  pode ser determinado experimentalmente realizando ensaios de fadiga.

Finalmente, o coeficiente de segurança deve atender aos parâmetros restantes que não foram considerados.

A peça deve ser dimensionada sempre em função da duração pretendida, e não para uma duração infinita, pois assim a peça será superdimensionada.

#### 4.10. Fadiga à Amplitude de Carga Variável

Nas condições reais de campo, elementos ou estruturas são usualmente submetidos a um número de diferentes níveis de tensão, tensões médias, etc. Está apresentado na Fig. 4.21 um gráfico que representa esse tipo de carregamento.

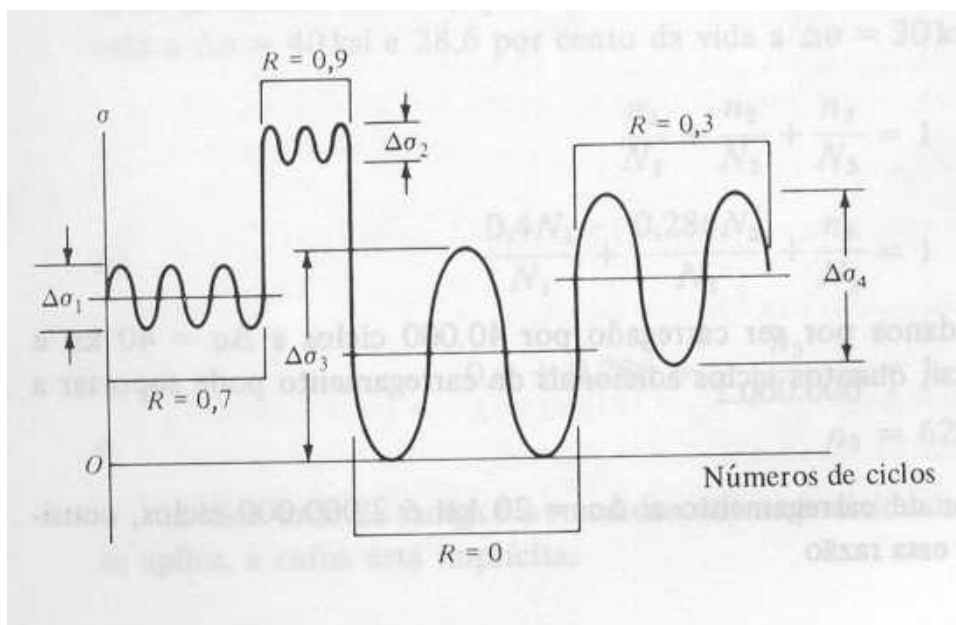


Fig. 4.21 – Esquematização mostrando vários valores de R e faixas de tensão com carregamento de amplitude variável, [1]

Sabe-se que a ocorrência de danos por fadiga é considerada um estado limite, por isso, para garantir um grau de “confiabilidade” elevado em serviço é necessário ter em conta a possibilidade de iniciação e posterior propagação de trincas de fadiga quando as cargas aplicadas variam de intensidade com o tempo (como mostrado na Fig. 4.21). Assim, podem ser usadas curvas de projeto correspondentes a diferentes probabilidades de colapsos.

A dedução dessas curvas de projeto é feita analisando estatisticamente os resultados experimentais (duração ou vida) para vários níveis de tensão de amplitude constante. Para cada um desses níveis de tensão pode-se definir uma função de densidade de probabilidade da duração à fadiga, como ilustrado na Fig. 4.22.

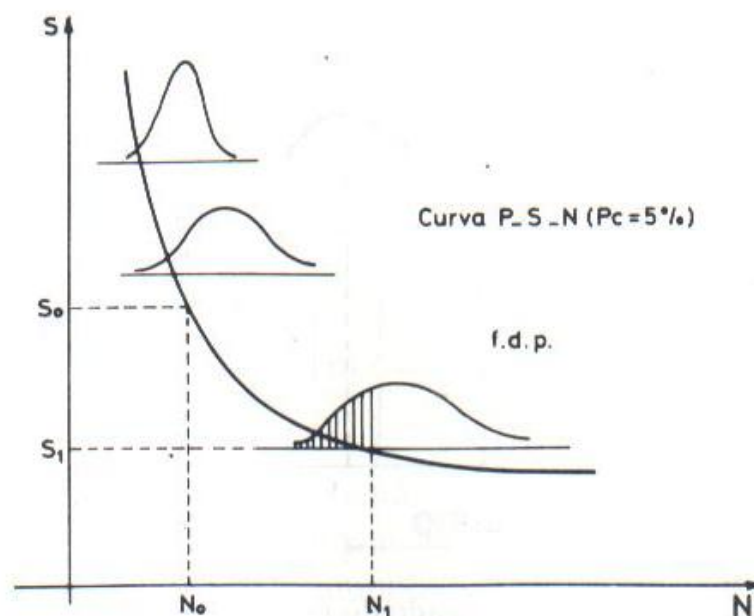


Fig. 4.22 – Dispersão da duração à fadiga para diferentes níveis de tensão, [3]

A curva de projeto é obtida unindo os pontos correspondentes a uma determinada probabilidade de colapso. Os modelos matemáticos ou funções de densidade de probabilidade que tem sido propostos para descrever a dispersão da duração à fadiga são diversos (distribuição normal, log-normal, Weibull, etc.).

Com base nessa metodologia, é possível determinar a tensão admissível para uma determinada duração prevista, assumindo uma determinada probabilidade de colapso, podendo esta tensão ser ou não afetada por um coeficiente de segurança.

A consideração do caráter aleatório da amplitude de tensão aplicada torna mais difícil a análise com base em critérios probabilísticos, pois, além do caráter aleatório da resistência à fadiga, é necessário ter também em conta o caráter aleatório da grandeza da tensão aplicada.

A elevação da superfície do mar geralmente não possui características regulares, e sim uma forma irregular tal como exemplificado na Fig. 4.23. Os períodos de onda ( $T_i$ ) para esse estado de mar são definidos como sendo o tempo entre sucessivos cruzamentos da superfície do mar ao nível médio, e suas alturas ( $H_i$ ) definidas como a diferença entre os valores máximo e mínimo dentro de um período de onda.



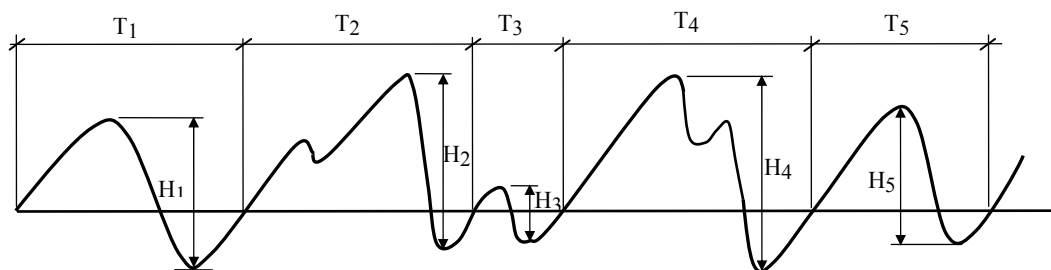


Fig. 4.23 – Exemplo de onda com forma irregular, [15]

Num pequeno intervalo de tempo (3 horas), as propriedades estatísticas do estado de mar podem ser consideradas constantes e o mar pode ser denominado estacionário. São feitas medições que duram 20 minutos para representar um estado de mar. Os seguintes termos são usados para descrever um estado de mar estacionário:

- Período de cruzamento zero ( $T_z$ ) é a média dos valores dos períodos da onda ( $T_i$ ), exemplificados na Fig. 4.23.
- Altura de onda significativa ( $H_s$ ) é a média do terço mais alto das alturas de onda.

O cálculo dos carregamentos hidrodinâmicos para uma análise de fadiga pode ser feito através do método determinístico ou do método probabilístico.

No método determinístico de cálculo do carregamento hidrodinâmico, a estrutura é carregada com uma onda regular, representada por sua altura  $H$ , pelo período  $T$ , usando-se uma teoria de onda adequada. Uma corrente de projeto pode ser incluída. A direção da corrente é geralmente considerada igual à direção da incidência da onda e a velocidade de onda e corrente será adicionada vetorialmente.

A análise de fadiga espectral envolve os seguintes passos:

- Seleção das principais direções de incidência de onda (o número total de ondas é distribuído entre essas direções principais). Direções principais de propagação de onda devem ser incluídas, como também as direções que causam tensões elevadas nos principais elementos da estrutura.
- Para cada direção, seleciona-se um número de estados de mar que descrevem adequadamente a distribuição de longo prazo das ondas. Associa-se a duração a cada estado de mar.

- Estabelecimento de uma função de transferência para cada variável de interesse.
- Cálculo do espectro de resposta para cada estado de mar, combinando o espectro de onda e as funções de transferência.
- Cálculo das faixas de tensões para cada estado de mar.
- Combinação dos resultados para todos os estados de mar para encontrar a distribuição de longo prazo dos valores de resposta.
- Cálculo da vida à fadiga, geralmente utilizando-se a regra de Miner, descrita no item seguinte.

A seguir é apresentada uma breve descrição da teoria envolvida no método espectral de cálculo do carregamento à fadiga.

#### **4.10.1. Danos Cumulativos**

Uma abordagem freqüente consiste em se usar resultados de ensaios de amplitude constante em conjunto com a *lei de danos cumulativos de Miner* para prever o comportamento dos elementos submetidos a condições variáveis de carregamento.

A hipótese básica da regra de Miner é a de que o dano sobre a estrutura por ciclo de carregamento é constante numa dada faixa de tensões, sendo igual a:

$$D = \frac{1}{N}$$

onde  $N = f(\sigma)$  extraído da curva S-N.

Nesse caso, o ciclo de amplitude de tensão variável é assimilado a um conjunto de  $n$  blocos, em que cada bloco tem uma amplitude de tensão constante  $\sigma_i$  e dura  $n_i$  ciclos. A *Lei de Miner* estabelece que os danos (isto é, perda de vida de fadiga) se acumulam de modo linear e é dada por:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = 1$$

onde,

- $k$  = número de diferentes níveis de tensão em uma específica seqüência de carregamento;
- $i$  =  $i$ -ésimo nível de tensão naquela seqüência de carregamento
- $n_i$  = número de ciclos de carregamento a um nível de tensão  $\sigma_i$ ;
- $N_i$  = vida de fadiga a um nível de tensão de  $\sigma_i$  (número total de ciclos de carregamento a um nível de tensão  $\sigma_i$  que a estrutura resiste).

Esta análise inclui a consideração de que não existe efeito de seqüência da aplicação da carga, isto é:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_i}{N_i} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_1}{N_1}$$

Na verdade, existe um efeito, particularmente para corpos de prova com chanfro, onde  $n_1/N_1$  pode variar entre cerca de 0,7 e 1,3, mas, como uma primeira aproximação à análise dos efeitos dos danos cumulativos, a lei de Miner é largamente usada e razoavelmente precisa considerando-se igual a 1,0.

Além disso, é praticamente impossível prever-se para uma estrutura real qual será a seqüência de cargas que ela estará submetida durante a sua vida útil.

A lei de Miner não toma em consideração aspectos que experimentalmente já se verificou terem bastante influência na duração à fadiga:

1. Considerar que as tensões inferiores à tensão limite de fadiga não provocam alteração do material;
2. Considerar a resistência à fadiga independente da história de carga.

*A vida à fadiga é dada por:*

$$L = \frac{L_0}{D}$$

onde,

$L_0$  = tempo relativo ao número total de ciclos de tensão  $n_0 = \sum n_i$ , que, normalmente, se utiliza 1 ano;

D = somatório total do dano.

Apesar das imprecisões, a lei de Miner continua a ser largamente utilizada na prática devido à sua simplicidade matemática e ao fato de fornecer resultados com uma certa margem de segurança.

#### 4.10.2. Método Espectral de Cálculo do Carregamento à Fadiga

O sinal aleatório é diferente de um determinístico, possuindo frequência variável e podendo apresentar-se muito mais complexo. Neste item, tem-se o objetivo de apresentar uma metodologia para lidar com esse tipo de carregamento utilizando o método espectral.

Quando se lida com um tipo de carregamento que não é constante e não pode ser determinado precisamente por uma função, ou seja, não se pode prever com 100% de certeza o que irá ocorrer num determinado instante, diz-se que esse carregamento é *estocástico*.

A Fig. 4.24 identifica alguns termos relacionados a um histórico de carregamento estocástico.

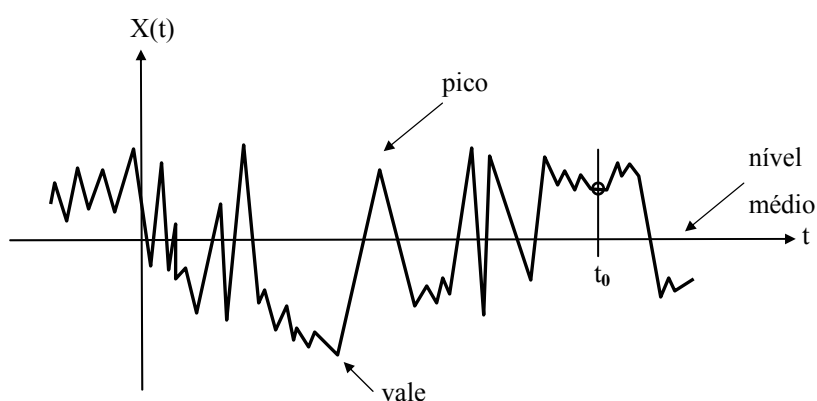


Fig. 4.24 – Termos relacionados a histórico de um processo estocástico, [15]

Denomina-se pico à ocorrência onde a primeira derivada do histórico de carregamento no tempo muda seu sinal de positivo para negativo.

Denomina-se vale à ocorrência onde a primeira derivada do histórico de carregamento no tempo muda seu sinal de negativo para positivo.

Cruzamento zero é a ocorrência onde o histórico de carregamento cruza o nível de carregamento médio.

A natureza básica de um processo estocástico pode ser entendida considerando o histórico no tempo de tal processo, como mostrado na Fig. 4.24. O valor do processo num tempo  $t$  é denotado por  $x(t)$ . O valor de  $x$  em um determinado tempo  $t=t_0$  não pode ser identificado precisamente. Pode-se, entretanto, calcular a probabilidade que  $x_0$  terá dentro de certos limites.

Uma vez que não se pode descrever o processo precisamente como uma função do tempo (como se pode fazer num processo determinístico), este será descrito por suas propriedades estatísticas, tais como média, desvio padrão, etc.

Um processo é dito estacionário se as propriedades estatísticas não variam com o tempo. Muitos processos podem ser considerados estacionários se o intervalo de tempo em que são analisados for suficientemente curto. A elevação da superfície do mar, por exemplo, é normalmente considerada estacionária dentro de intervalos de três a seis horas. Em processos considerados estacionários, considera-se que:

A função densidade de probabilidade de  $x$ ,  $p(x)$  é dada por:

$$p(x) \cdot dx = \text{prob} (x \leq x(t) \leq (x + dx))$$

A função cumulativa de probabilidades é dada por:

$$P(x) = \int_{-\infty}^x p(x) \cdot dx$$

O valor esperado de  $x$ , que é o valor médio do processo, é dado por:

$$E(x) = \int_{-\infty}^{\infty} x \cdot p(x) \cdot dx$$

A função de autocorrelação é definida como:

$$R_x(\tau) = E [x(t) \cdot x(t+\tau)]$$

onde  $\tau$  é um intervalo de tempo escolhido.

Quando o valor médio é igual a zero, a função de auto correlação para  $\tau = 0$  é igual à variância do processo:

$$R_x(0) = E [ ( x(t) )^2 ] = \sigma_x^2$$

onde  $\sigma_x^2$  é a variância do processo.

A densidade espectral ou espectro de energia pode ser escrito como:

$$S_x(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) \cdot e^{-i\omega\tau} \cdot d\tau$$

onde  $\omega$  é a frequência angular.

Um processo estocástico estacionário pode ser considerado como sendo composto de infinitos componentes harmônicos, com diferentes frequências. A energia de uma onda harmônica é proporcional ao quadrado de sua amplitude. O espectro de energia da Fig. 4.25 mostra como essa energia é distribuída sobre as várias bandas de frequência.

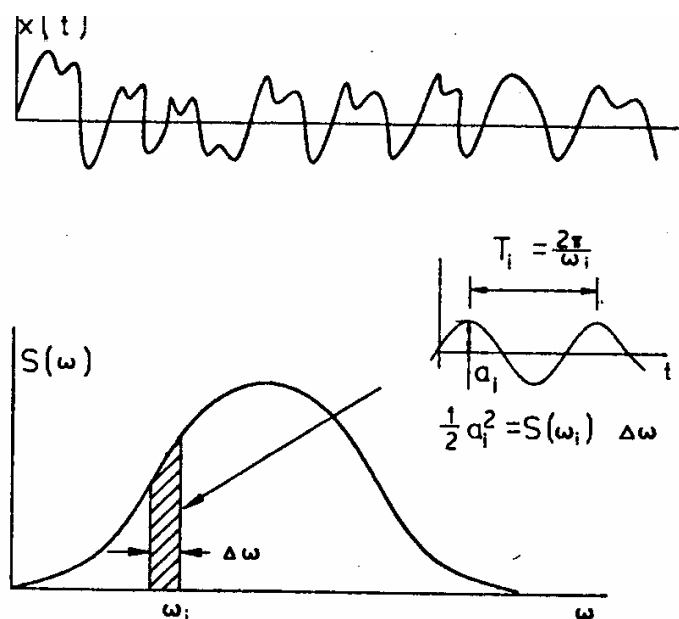


Fig. 4.25 – Espectro de Energia  $S(\omega)$  de um Processo Estocástico  $x(t)$ , [15]

Os momentos do espectro de energia são definidos como:

$$m_n = \int_0^\infty \omega^n \cdot S_x(\omega) d\omega$$

O momento de ordem zero fornece a área sob a curva espectral. Isso representa a energia total do processo. O momento de ordem zero é também igual à variância do processo:

$$m_0 = \sigma_x^2$$

O parâmetro de largura espectral (largura de banda) é definido por:

$$\varepsilon = \sqrt{\left(1 - \frac{m_2^2}{m_0 \times m_4}\right)}$$

O valor de  $\varepsilon$  pode variar entre zero e um. Quando está próximo de zero, o espectro é estreito e um histórico do tempo do processo é relativamente suave e regular, Fig. 4.26. Quando o valor  $\varepsilon$  está próximo da unidade, o espectro é largo e um histórico do tempo é mais irregular na forma.

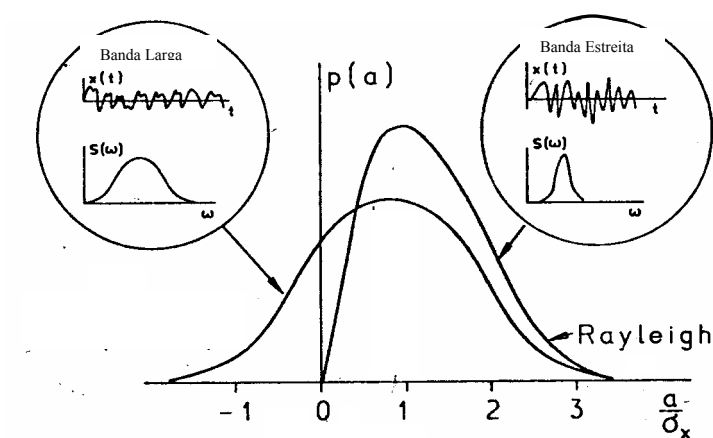


Fig. 4.26 – Densidade de Probabilidade para processos de banda larga e estreita, [15]

Se o espectro de onda é considerado de banda estreita, as alturas de onda no estado de mar seguem a distribuição de Rayleigh, e a altura significativa de onda pode ser aproximada por:

$$H_s = 4 \cdot \sqrt{m_0}$$

*Para o período de cruzamento zero tem-se:*

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{m_0}{m_2}}$$

Um gráfico que mostre a resposta máxima de deslocamento, velocidade, aceleração ou qualquer outra grandeza, função do período natural ou frequência natural, considerando uma determinada excitação é chamado de *Espectro de Resposta*.

O espectro de onda pode ser obtido não só através de análises de históricos de onda no tempo, mas também podem ser usados modelos de espectro obtidos por expressões analíticas. Esses espectros são descritos por parâmetros estatísticos como  $H_s$  e  $T_z$ . Os mais comuns são:

O espectro de Pierson-Moskowitz de 2 parâmetros (ISSC), definido por:

$$S(\omega) = H_s^2 \cdot T_z \cdot \frac{1}{8\pi^2} \cdot \frac{(\omega \cdot T_z)^{-5}}{2\pi} \cdot \exp\left[-\frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{\omega \cdot T_z}{2\pi}\right)^4\right]$$

cuja forma é apresentada na Fig. 4.27:



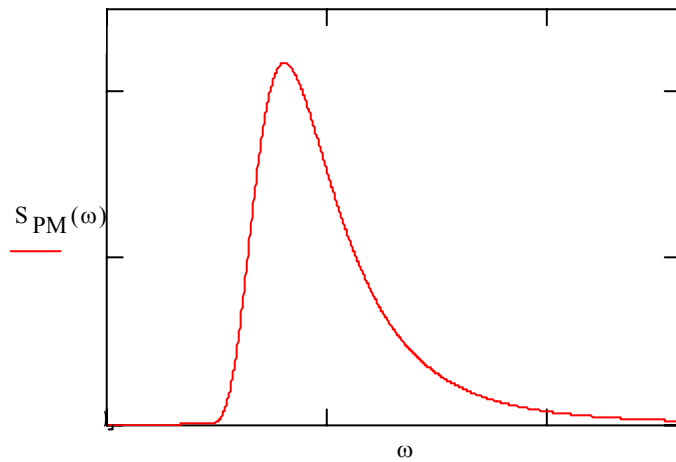


Fig. 4.27 – Espectro de Pierson-Moskowitz

O espectro de Jonswap, definido por:

$$S(\omega) = a \cdot g^2 \cdot \omega^{-5} \cdot \exp[-5 \cdot (\omega)^{-4}] \cdot \gamma^{\exp[-(\omega/\omega_p - 1)^2 / 2\omega^2]}$$

cuja forma é apresentada na Fig. 4.28:

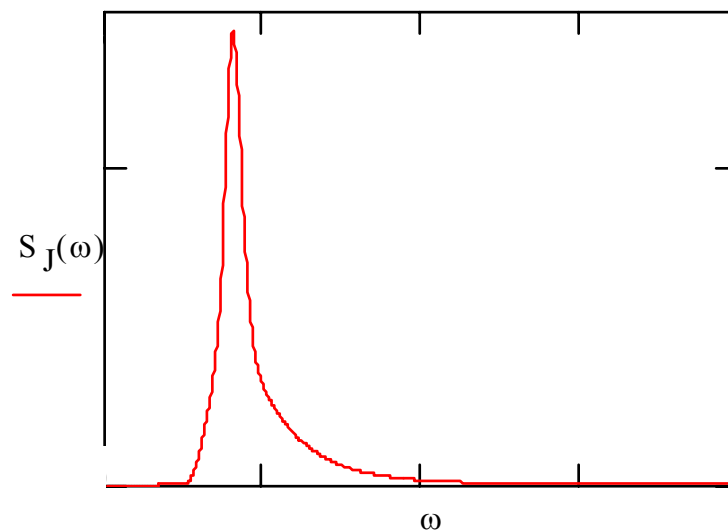


Fig. 4.28 – Espectro de Jonswap

Os parâmetros  $a$ ,  $\omega_p$  e  $\gamma$  são tabelados em função de  $H_s$  e  $T_z$ . A frequência angular de pico  $\omega_p$  corresponde a frequência no valor máximo de  $S(\omega)$ .

Philips (1958) desenvolveu a região de equilíbrio do espectro de um mar completamente desenvolvido. Sua fórmula representa o espectro de energia que independe da velocidade do vento. Apesar de não ser usada na prática, a fórmula desenvolvida por Philips serve de base para outros modelos.

Além dos modelos citados, tem-se ainda o Espectro de Neuman, Bretschneider, ISSC, ITTC, Scott, Liu, Mitsuyasu e Ochi-Hubble (mostrado na Fig. 4.29).

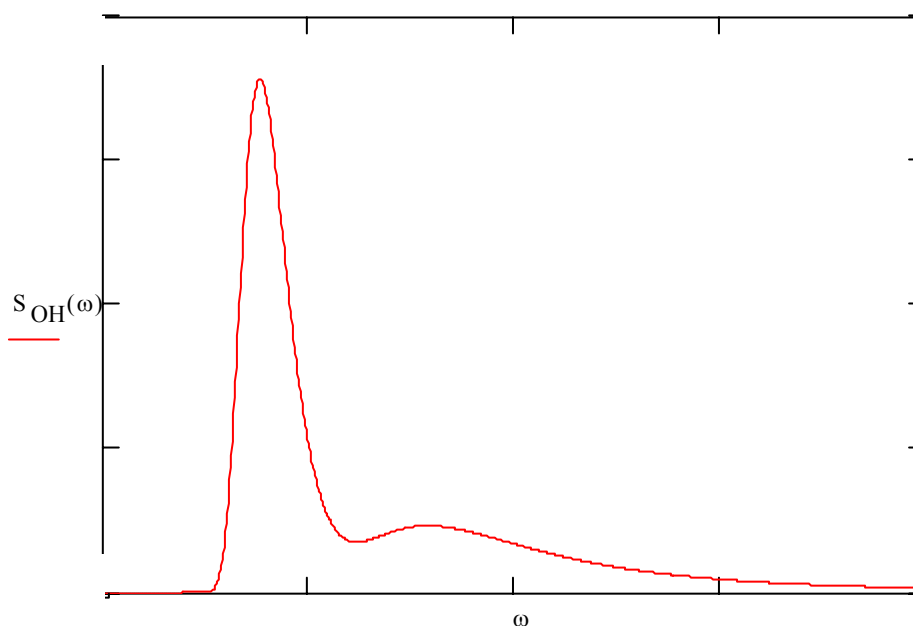


Fig. 4.29 – Espectro de Ochi-Hubble

Assim, para um determinado estado de mar, o espectro de uma resposta variável é encontrado combinando-se o espectro da onda com a função de transferência, relacionando a amplitude da onda com a amplitude da resposta. A variância da resposta e os momentos espectrais podem ser calculados numericamente. Uma vez estabelecidas as propriedades do espectro de resposta das tensões, a distribuição estatística das amplitudes de tensão dentro do estado de mar pode ser encontrada, possibilitando, assim o cálculo do dano à fadiga.

### **4.10.3. Comparação entre os Espectros de Pierson-Moskowitz e Jonswap**

Segundo a *ISO/DIS* [18] os Espectros de Pierson-Moskowitz e de Jonswap podem ser escritos em função de três formas diferentes, dependendo dos parâmetros:

- $T_p$ : é o modal ou período de pico espectral;
- $T_z$ : período de cruzamento zero definido pelo momento zero e pelo momento espectral de segunda ordem;
- $T_1$ : período médio definido pelo momento 0 ou de primeira ordem.

- A primeira forma é apresentada em função de  $T_p$ :

$$S_{PM} = 5 \cdot \pi^4 \cdot \frac{H_s^2}{T_p^4} \cdot \frac{1}{\omega^5} \cdot e^{\left( \frac{-20 \cdot \pi^4}{T_p^4} \cdot \frac{1}{\omega^4} \right)}$$

- A segunda forma é apresentada em função de  $T_z$ :

$$S_{PM} = 4 \cdot \pi^3 \cdot \frac{H_s^2}{T_z^4} \cdot \frac{1}{\omega^5} \cdot e^{\left( \frac{-16 \cdot \pi^3}{T_z^4} \cdot \frac{1}{\omega^4} \right)}$$

- A terceira forma é apresentada em função de  $T_1$ :

$$S_{PM} = 1.774 \pi^4 \cdot \frac{H_s^2}{T_1^4} \cdot \frac{1}{\omega^5} \cdot e^{\left( \frac{-7.096 \cdot \pi^4}{T_1^4} \cdot \frac{1}{\omega^4} \right)}$$

Para que as três formas estejam relacionadas, deve-se ter:

$$T_1 = 1.086 T_z = 0.772 T_p$$

$$0.920 T_1 = T_z = 0.710 T_p$$

$$1.296 T_1 = 1.408 T_z = T_p$$

Para o Espectro de Jonswap, tem-se:

$$S_{JS} = F_n \cdot S_{PM} \left[ \gamma \exp \left[ \frac{-1}{2} \cdot \left[ \frac{(\omega - \omega_m)}{\sigma \cdot \omega_m} \right]^2 \right] \right]$$

onde,

- $F_n = \left[ 5 \cdot (0.065 \cdot \gamma^{0.803} + 0.135) \right]^{-1}$ , para valores de  $\gamma$  entre 1 e 10;
- $\omega_m$ , depende de qual parâmetro é utilizado no espectro de Pierson-Moskowitz ( $T_p$ ,  $T_z$  ou  $T_1$ ):
  - $\omega_m = \frac{2 \cdot \pi}{T_p}$ , em função de  $T_p$ ;
  - $\omega_m = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{T_z}{0.777}}$ , em função de  $T_z$ ;
  - $\omega_m = \frac{2 \cdot \pi}{1.199 T_1}$ , em função de  $T_1$ ;
- $\sigma = \sigma_a$ , se  $\omega < \omega_n$ ;       $\sigma = \sigma_b$ , se  $\omega > \omega_n$ .

Caso tenha-se  $\gamma = 3,3$ ,  $\sigma_a = 0,07$  e  $\sigma_b = 0,09$ , a relação entre  $T_p$ ,  $T_z$  e  $T_1$  fica:

$$T_1 = 1.073 T_z = 0.834 T_p$$

$$0.933 T_1 = T_z = 0.777 T_p$$

$$1.199 T_1 = 1.287 T_z = T_p$$

As Fig. 4.30 e Fig. 4.31 mostram a comparação entre as formulações dos Espectros de Pierson-Moskowitz e Jonswap, para três diferentes estados de mar cada um.

Os espectros de Jonswap são baseados nos dados de projeto comuns, com  $\gamma = 3,3$ ,  $\sigma_a = 0,07$  e  $\sigma_b = 0,09$ ;  $F_n = 0,66$ . A altura significativa para todos os estados de mar é  $H_s = 4,0\text{m}$ .

Na Fig. 4.30, os períodos de pico ( $T_p$ ) do espectro para ambas as formulações são os mesmos ( $T_p = 6\text{ s}$ ,  $8\text{ s}$  e  $10\text{ s}$  respectivamente). Na Fig. 4.31, os períodos de cruzamento zero em ambas as formulações também são os mesmos ( $T_p = 6\text{ s}$ ,  $8\text{ s}$  e  $10\text{ s}$  respectivamente). A relação entre o período de cruzamento zero e o período de pico para o espectro de Jonswap é  $T_p = 1,287 T_z$ , de acordo com as relações já apresentadas.

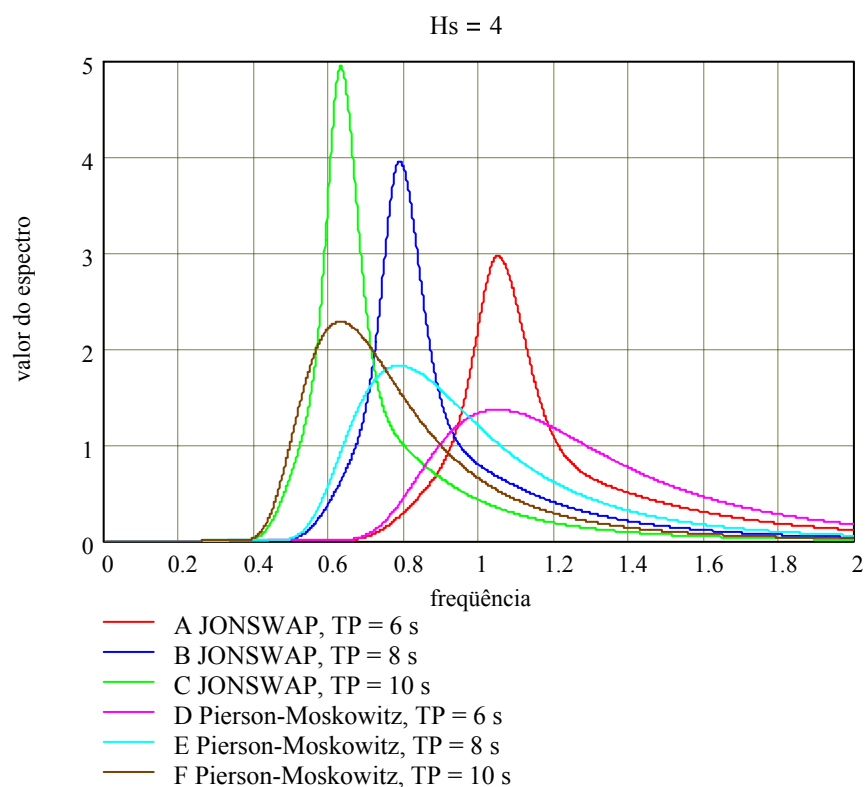


Fig. 4.30 – Comparação Espectro de Pierson-Moskowitz e Jonswap com  $H_s=4,0\text{m}$  e  $T_p$

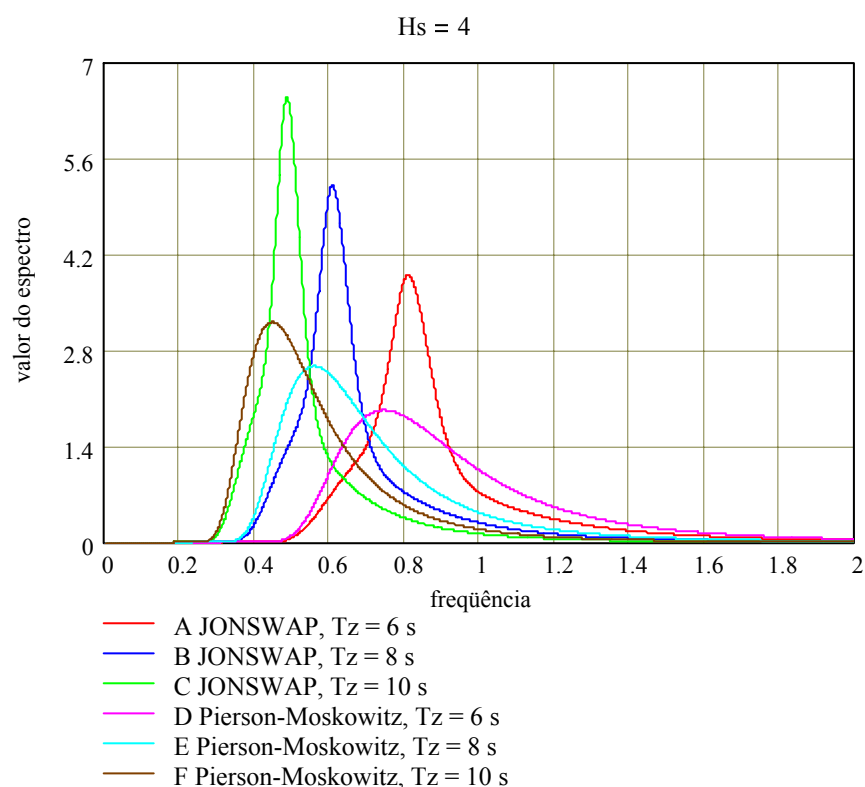


Fig. 4.31 - Comparação Espectro de Pierson-Moskowitz e Jonswap com Hs=4,0m e Tz

Pela análise dos gráficos pode-se verificar a diferente distribuição de energia da onda em relação à frequência para os correspondentes espectros de Pierson-Moskowitz e Jonswap.

O espectro de Jonswap apresenta maiores picos, representando uma maior concentração de energia em torno dessa frequência de pico. Já o espectro de Pierson-Moskowitz apresenta picos menores, com uma maior distribuição de energia em torno do pico.

Quando se escolhe entre utilizar o espectro de Pierson-Moskowitz ou Jonswap numa análise real, deve-se levar em conta essas conseqüências, pois para frequências próximas dos picos, pode-se obter em resultados bem diferentes, principalmente em estruturas ressonantes. Normalmente a escolha do espectro é ditada pelo grupo de oceanografia.

#### **4.11. Mecânica da Fratura Linear Elástica na Propagação de Trincas de Fadiga**

Esta metodologia será citada no trabalho para conhecimento do fenômeno, mas não será utilizada nos exemplos propostos.

No cálculo da fadiga pela metodologia tradicional das curvas S-N, verifica-se que nem sequer se admite a iniciação da trinca, porque se aplica um determinado coeficiente de segurança à curva S-N tornando a ruptura por fadiga altamente improvável (“safe life” – vida garantida).

Como uma alternativa a esse método, com a aplicação da mecânica da fratura, pode-se empregar outra filosofia de projeto, mais funcional, e que se designa, de um modo geral, por *aptidão para o fim em vista*. Segundo esta filosofia, a estrutura é projetada procurando estabelecer uma relação adequada, entre nível de tensões, duração e dimensões de defeitos. A tensão admissível, em vez de ser estabelecida por imposição de um coeficiente de segurança arbitrário, que não necessariamente traduz o comportamento real, passa a ser definida em função das dimensões de defeitos com dimensão conhecida ou previsível.

As indústrias aeronáutica e aeroespacial (que foram quem inicialmente desenvolveram o conceito de *aptidão para o fim em vista*) projetam suas estruturas segundo o *método da ruptura controlada*, que é uma aplicação da filosofia *aptidão para o fim em vista*. No método da ruptura controlada admite-se na estrutura a existência de certos componentes ou elementos com uma duração finita, inferior à duração útil da estrutura. Esses componentes são periodicamente substituídos, quando a dimensão da trinca de fadiga atinge uma determinada dimensão crítica, previamente definida.

A estrutura tem de ser concebida de modo que seja fácil proceder à inspeção dos locais aonde a trinca vai se propagar. Além disso, a estrutura deve ser projetada de modo que a fissuração desses elementos não prejudique seu desempenho.

Outro método, que estabelece que a duração da estrutura é definida pelo número de ciclos de propagação de um dado defeito, desde uma dimensão inicial  $a_i$  até uma dimensão crítica  $a_c$ , é chamado de *avaliação crítica de um defeito*. Este método consiste em definir curvas S-N de projeto em que as tensões admissíveis estão relacionadas com dimensões de defeitos. A duração útil fixada para a estrutura será inferior a duração de propagação da trinca, desde  $a_i$  até  $a_c$ , para a tensão e localização apropriadas. À razão entre estas durações dá o coeficiente de segurança em relação à duração.

#### **4.11.1. Condições de Iniciação e Propagação de Trincas de Fadiga**

A mecânica da fratura linear elástica (MFLE) constitui a metodologia mais adequada para descrever quantitativamente a fase II de propagação da trinca de fadiga. Este método é muito importante em todos os casos em que a fase de propagação da trinca ocupa uma percentagem significativa da duração útil da peça.

A trinca pode propagar-se a partir de um defeito pré-existente no material ou a partir de uma zona de concentração de tensões.

No caso de entalhes, estudos mostraram que para uma trinca se iniciar e propagar, com um determinado fator de concentração de tensões, é necessário que se verifique a relação:

$$\sigma_a^m a > C_2$$

onde:

- $\sigma_a$  é a amplitude da tensão;
- “a” é o comprimento do entalhe ou entalhe + trinca;
- $C_2$  e  $m$  são constantes dependentes do material, tensão média e condições de solicitações.

#### **4.11.2. Curva de Propagação de uma Trinca**

É a função que descreve o crescimento de uma trinca com o número de ciclos de aplicação da carga. A propagação pode verificar-se nas zonas descritas no diagrama da Fig. 4.32:



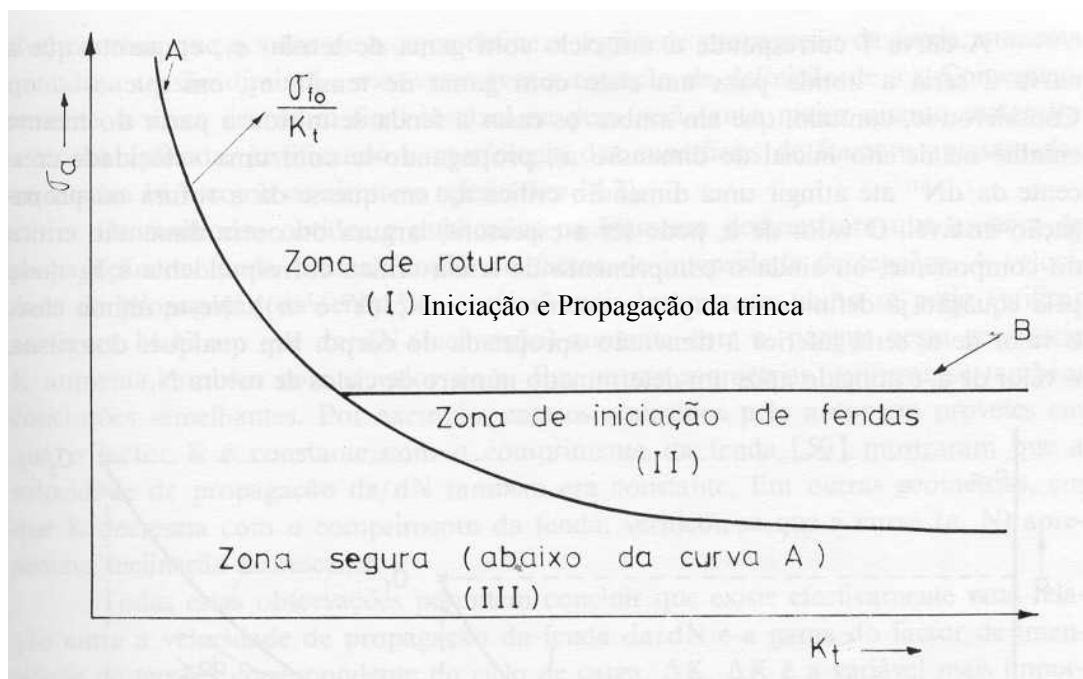


Fig. 4.32 – Representação esquemática do comportamento à fadiga de um corpo de prova com entalhe, 0

A Fig. 4.32 representa uma tensão alternada em função de  $K_t$ , definindo esquematicamente as três hipóteses de comportamento numa zona de concentração de tensões. A curva designada por A é a tensão teórica que iniciaria a trinca na raiz do entalhe cujo valor nominal será a tensão limite de fadiga dividida por  $K_t$ . A linha horizontal B faz a separação da zona do diagrama em que se dá iniciação e propagação da trinca (zona I) da zona em que se dá apenas iniciação sem propagação (zona II). Na zona III, não há ruptura possível porque nem sequer se inicia uma trinca.

O estudo da propagação de trincas de fadiga faz-se, geralmente, analisando o diagrama  $da/dN$ ,  $\Delta K$  do material. Este diagrama relaciona a velocidade de propagação da trinca de fadiga ( $da/dN$ ) com a variação do fator de intensidade de tensões no ciclo de carga ( $\Delta K$ ).

A primeira relação obtida entre  $da/dN$  e  $\Delta K$  foi a *Lei de Paris* (determinada experimentalmente), e é a relação empírica escrita abaixo:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m$$

em que C e m são constantes do material variando com a tensão média, frequência, temperatura e meio ambiente.

### **4.11.3. Parâmetros que Influenciam a Velocidade de propagação da Trinca**

Muitos são os parâmetros que influenciam na velocidade de propagação de uma trinca, sendo apresentados apenas os mais importantes:

- Material e tratamento térmico;
- Meio ambiente (corrosão);
- Tensão média;
- Frequência;
- Espessura;
- História da carga.

## **4.12. Indústria Aeronáutica**

Ao longo de quase um século de desenvolvimento no campo da engenharia aeronáutica, diversas áreas do conhecimento evoluíram motivadas não só pelas crescentes exigências de desempenho, mas também pela ocorrência de falhas e acidentes catastróficos como, por exemplo, relacionados aos procedimentos de projeto estrutural quanto à fadiga. Após vários anos de avanços, a metodologia mais adotada atualmente é baseada na filosofia DTA (“*Damage Tolerance Analysis*” - Análise de Tolerância ao Dano).

A filosofia DTA engloba um conjunto de procedimentos para o projeto e manutenção estrutural de aeronaves que se baseiam em conceitos de Mecânica da Fratura, envolvendo análises de propagação de trincas e resistência residual de componentes estruturais. Este enfoque é, desde meados da década de 1970, mandatório para todas as aeronaves operadas pela USAF (Força Aérea dos Estados Unidos). É também requisito atual para a certificação, pela FAA (*Federal Aviation Administration*), do projeto quanto à fadiga de todas as aeronaves civis modernas.

Além de orientar os novos projetos, uma análise DTA também pode ser aplicada como ferramenta para reavaliação da vida operacional de aeronaves que se aproximam de sua desativação. Nestes casos, os procedimentos e intervalos de inspeção e manutenção das aeronaves são redefinidos, com base em análises estruturais e de mecânica da fratura, com o

objetivo de garantir a segurança de voo durante a vida econômica da aeronave e permitir eventuais extensões da vida em fadiga definida no projeto original.

Um programa típico de análise de tolerância ao dano envolve diversas atividades que podem ser agrupadas em quatro grandes áreas: coleta de dados operacionais; análises de mecânica da fratura; ensaios não destrutivos; e ensaios em voo.

#### **4.13. Fadiga Multiaxial**

Nos componentes de engenharia, carregamentos que causam complexos estados de tensão são comuns. Alguns exemplos são tensões biaxiais devidas à pressão cíclica em tubos, flexão combinada com torção em barras e flexão em placas com carga em mais de uma direção. Carregamentos constantes aplicados, que causam tensão média, podem também se combinarem com carregamentos cíclicos.

Uma complexidade adicional é que diferentes fontes de carregamentos cíclicos podem apresentar fase ou frequência diferentes ou ambos. Por exemplo, se uma tensão de flexão constante é aplicada em um tubo de parede fina sob pressão cíclica, existem diferentes amplitudes e médias de tensões em duas direções. A direção axial e a transversal são as direções principais de tensão e permanecem como pressões oscilantes.

Se ao invés disso, uma torção constante é aplicada, temos uma situação ainda mais complexa. Quando a pressão passa por zero, a direção das tensões principais é controlada pela tensão cisalhante e orientada a 45° do eixo axial do tubo. No entanto, para valores não nulos de pressão, essas direções giram para se alinhar o mais próximo da direção axial e da transversal, mas nunca alcançando-as, excluindo o caso limite onde as tensões  $\sigma_x$  e  $\sigma_y$  devidas à pressão são muito grandes comparadas à tensão  $\tau_{xy}$  causada pela torção.

Complexidades ainda maiores podem ocorrer. Por exemplo, caso o momento que causou a tensão de flexão da primeira situação e o que gerou a tensão de torção na segunda situação passem agora a ser carregamentos cíclicos, e suas frequências de flexão e de torção possam ser diferentes da frequência da pressão.

#### 4.13.1. Uma Aproximação à Fadiga Multiaxial

Considere uma situação simples onde todos os carregamentos cíclicos são completamente reversíveis e possuem a mesma frequência, e, além disso, todos eles estão em fase ou 180° fora de fase. E que não há carregamentos estáticos presentes.

Para metais dúcteis usados na engenharia, é razoável, neste caso, assumir que a vida à fadiga é controlada pela amplitude das tensões cíclicas cisalhantes em um octaedro. As amplitudes das tensões principais  $\sigma_{1a}$ ,  $\sigma_{2a}$  e  $\sigma_{3a}$  podem ser usadas para calcular a *amplitude de tensão efetiva* usando a relação seguinte:

$$\bar{\sigma}_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2}$$

considerando que, quando estão em fase possuem valor positivo e quando estão fora de fase possuem valor negativo.

Nesse caso, a vida útil da estrutura pode ser estimada usando a tensão  $\bar{\sigma}_a$  para entrar numa curva S-N para tensões axiais completamente reversíveis, já que as curvas S-N mais comuns são para cargas de flexão ou axiais, que envolvem estado de tensões uniaxial.

Caso tenhamos carregamentos estáticos presentes, eles alteram a amplitude da tensão efetiva  $\bar{\sigma}_a$ . Uma aproximação é assumir que a média da tensão variável é o valor da tensão hidrostática. Baseado nisso, a *média da tensão efetiva* pode ser calculada como a média das tensões nas três direções principais:

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_{1m} + \sigma_{2m} + \sigma_{3m}$$

Usando o conceito de invariante, essa tensão principal média pode também ser calculada com a tensão média das componentes de tensão em um eixo de coordenadas de referência conveniente:

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}$$

E a amplitude de tensão efetiva fica:

$$\bar{\sigma}_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)}$$

Os valores  $\bar{\sigma}_a$  e  $\bar{\sigma}_m$  podem ser combinados em uma *tensão uniaxial equivalente completamente reversível*:

$$\sigma_{ar} = \frac{\bar{\sigma}_a}{1 - \frac{\bar{\sigma}_m}{\sigma'_f}}$$

onde,

$\sigma'_f$  = tensão de escoamento do material.

Os valores de  $\sigma_{ar}$  podem ser usados para determinar a vida útil entrando em uma curva S-N completamente reversa para tensões uniaxiais.

## **5. Comportamento à Fadiga de Juntas Soldadas de Aço**

Após a apresentação dos conceitos básicos de fadiga, podemos caracterizar os principais aspectos da fadiga em juntas soldadas.

O comportamento à fadiga das juntas soldadas pode ser afetado por muitos parâmetros. Os de maior importância são:

- Geometria da junta (junta topo a topo, de canto e tubulares, sendo a segunda quando as peças se sobrepõem ou os respectivos eixos se interceptam);
- Distribuição das tensões;
- Material e estado metalúrgico;
- Nível de tensões do ciclo;
- Tensão média do ciclo de tensões;
- Espectro de carga ou de tensões;
- Meio ambiente (fadiga com corrosão);
- Tensões residuais;
- Defeitos de soldagem.

Além destes citados acima, temos ainda os parâmetros ou variáveis exclusivas do processo de solda. São eles:

- Tipo e método de preparação da junta e do material base;
- Processo de soldagem e tipo de eletrodo;
- Posição da solda;
- Tratamentos mecânicos após a solda;
- Tratamentos térmicos após a solda.

O processo clássico de analisar o comportamento à fadiga de juntas soldadas também é feito através das curvas S-N (que utilizam a tensão nominal na ordenada).

A melhor resistência à fadiga obtém-se sempre quando se tem o melhor perfil de solda (mais regular e contínuo). Esse fator depende do processo de soldagem, mas depende principalmente das condições operatórias, que podem provocar grandes variações de perfil, independente do processo de soldagem.

## 5.1. Juntas Topo a Topo

Uma junta soldada é de topo ou topo a topo quando os eixos de duas peças a ligar são paralelos ou coincidentes, podendo ligar peças de mesma espessura ou espessuras diferentes, considerada pela maioria dos autores como sendo o processo mais eficiente de união de duas peças metálicas. A junta topo a topo transversal tem o cordão de solda disposto ou alinhado perpendicularmente à direção de aplicação da carga, enquanto que na junta longitudinal o cordão de solda será orientado segundo a direção de aplicação da carga.

No caso de uma solicitação estática, e se a ruptura for dúctil, verifica-se que (geralmente) uma junta topo a topo transversal isenta de defeitos tem uma eficiência de 100%, isto é, a ruptura dá-se no metal base, longe da solda, e a resistência à tração do corpo de prova é igual a da placa do metal de base com a mesma geometria. No entanto, se a solicitação for de fadiga, as tensões estão geralmente no domínio elástico do material, e o efeito da concentração de tensões na solda pode reduzir a resistência à fadiga da junta com relação ao metal base.

Os modos de ruptura mais importantes neste tipo de junta estão associados ao efeito de concentração de tensões da solda, e encontram-se apresentados na Fig. 5.1. Deste modo, nas juntas *transversais* (Fig. 5.1-a), a trinca de fadiga inicia-se no pé do cordão de solda e propaga-se na direção da espessura da peça, enquanto que nas juntas *longitudinais contínuas* (Fig. 5.1-b) a ruptura inicia-se numa posição de paragem-arranque do eletrodo ou numa zona em que a ondulação da superfície do cordão de solda seja mais pronunciada. Nas juntas *longitudinais descontínuas* (Fig. 5.1-c) a trinca de fadiga inicia-se na extremidade do cordão de solda.

As juntas topo a topo com *cobre-junta* (Fig. 5.1-d) são usadas quando o acesso a um dos lados é difícil ou impossível, e nestas condições a chapa de cobre-junta garante uma boa penetração do cordão até à raiz. Este tipo de solução também é aconselhável quando a montagem não garante um bom alinhamento ou ajuste entre as peças. Os modos de ruptura das juntas com cobre-juntas são indicados na Fig. 5.1-d, podendo a trinca de fadiga iniciar-se no pé do cordão de solda (como já mostrado na Fig. 5.1-a), na raiz do cordão, ou ainda na junção do metal depositado com a cobre-junta. Estes modos de ruptura são os mais frequentes, podendo ainda haver um terceiro modo de ruptura se a cobre-junta for soldada numa das extremidades com um cordão de canto à placa principal (Fig. 5.1-d).

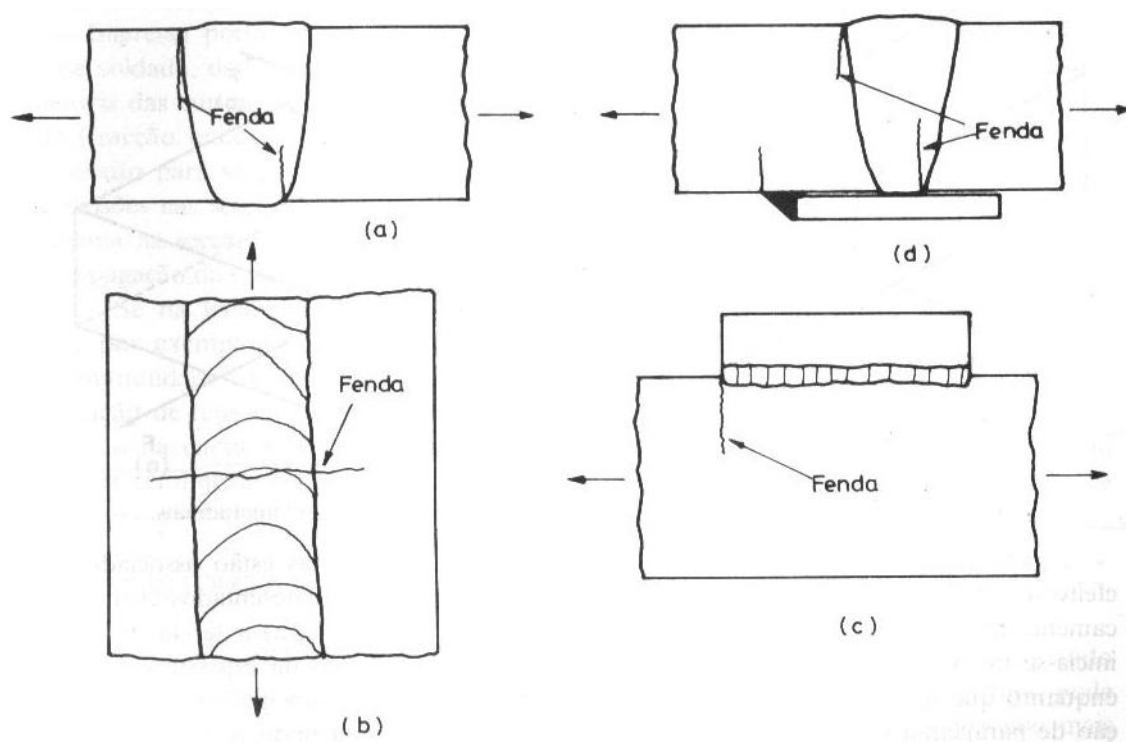


Fig. 5.1 – Modos de ruptura por fadiga mais importantes nas juntas topo a topo: a) Transversais; b) Longitudinais contínuas; c) Longitudinais descontínuas; d) Transversais com cobre-junta. [3]

Uma combinação de tensões residuais elevadas com ambiente corrosivo (água do mar, por exemplo) pode acontecer nas plataformas marítimas de exploração petrolífera e em outras estruturas marítimas. Nestas condições é importante avaliar a resistência à fadiga das juntas soldadas considerando o efeito das tensões residuais.

## 5.2. Fadiga com Corrosão em Juntas Soldadas

A influência do meio ambiente é importante em estruturas soldadas que trabalham em ambientes corrosivos, como é o caso das plataformas marítimas offshore, estruturas de navios e até equipamentos de movimentação portuária.

Em muitos casos, as rupturas por fadiga são devidas à fadiga com corrosão e poderiam ter sido evitadas se a influência do meio ambiente tivesse sido consideradas. Efetivamente, no sentido rigoroso do termo, só pode haver fadiga sem corrosão se o meio ambiente for totalmente inerte, o que só acontece em vácuo. É fato conhecido que a resistência à fadiga duma peça exposta ao ar (mesmo em ar seco) é significativamente mais baixa que a resistência à fadiga em vácuo.



Uma observação importante é em relação ao fato que, quando a frequência de carga é reduzida, a resistência à fadiga com corrosão diminui devido ao aumento do tempo de contato do metal com o meio ambiente corrosivo. Por exemplo, uma redução de frequência de 10/1 pode reduzir a cerca de 60% o número de ciclos de ruptura, mas faz aumentar o tempo de ruptura. No aço macio, ensaiado em soluções de sais, os resultados indicam que nas frequências abaixo de 100 ciclos/minuto o número de ciclos de ruptura tende a decrescer quando a frequência abaixa. Se a redução de frequência for suficiente, o número de ciclos de ruptura aproxima-se de um valor constante independente da frequência. De um modo geral, nos materiais de base utilizados em juntas soldadas, uma redução na frequência reduz o número de ciclos de ruptura, mas aumenta o tempo de ruptura.

A junta soldada tem parâmetros geométricos e metalúrgicos específicos que condicionam a resistência à fadiga com corrosão. O processo de danificação nas juntas soldadas é análogo ao que se verifica em corpos de prova lisos, com a diferença de que as *picadas* se formam preferencialmente no pé do cordão de solda aumentando ainda mais a concentração de tensões nessa zona. A fase de iniciação da trinca é mínima, mesmo nas durações elevadas, e a resistência à fadiga com corrosão passa a ser ditada quase que exclusivamente pela propagação da trinca. Como a velocidade de propagação da trinca é geralmente mais elevada nos meios corrosivos, a duração da junta é sensivelmente menor que a da mesma junta ensaiada em ar.

### **5.3. Estruturas Tubulares**

As estruturas tubulares soldadas permitem uma distribuição eficiente de material, em virtude dos elevados módulos de resistência à flexão e torção que apresentam. Consegue-se obter nesse tipo de estruturas uma resistência elevada com peso baixo, ou seja, com baixo consumo de material. Além dessas vantagens, as estruturas tubulares são esteticamente mais agradáveis em alguns tipos de construção, e reduzem a área superficial sujeita a poeiras, corrosão ou outros agentes agressivos. Com tubos de seção circular obtêm-se, também, forças menores no caso de ventos e (ou) ondas de mar.

As colunas tubulares são largamente utilizadas em edifícios de um piso, de grande pé-direito, como é o caso de edifícios industriais e armazéns. Nestes elementos, como se sabe, o raio de giração é mais importante que a área da seção transversal. A construção tubular é também bastante utilizada em estruturas de grande vão, tais como passagens superiores para

peões, placas em auto-estradas, lanças de guindastes, estruturas de aparelhos de elevação, estruturas para antenas de telecomunicação, etc.

A partir de 1947 as estruturas tubulares soldadas passaram a ser utilizadas como elemento estrutural das plataformas oceânicas de exploração de petróleo (plataformas offshore).

Nestas estruturas em que se utilizam estruturas tubulares, os principais problemas de fadiga surgem nos veículos de transporte, aparelhos de elevação e plataformas de exploração petrolífera, porque as solicitações são essencialmente dinâmicas.

### **5.3.1. Nomenclatura das Juntas Tubulares Soldadas**

As estruturas tubulares são constituídas por perfis ocos de seção circular ou retangular, convenientemente soldados. As juntas, nas estruturas tubulares, designam-se por *nós*, que são formados pela ligação soldada de um ou vários tubos, designados por *pilares*, *travessas* ou *diagonais*, a um tubo contínuo designado por *longarina*. O nó pode ser reforçado por placas, ou anéis, embora a solução mais habitual seja a de aumentar a espessura das paredes dos tubos.

As juntas tubulares planas podem ter as mais variadas configurações que, na forma mais simples, podem ser identificadas pelas letras do alfabeto, a que se assemelham. Deste modo, surgem as juntas em T, X, K, Y.

### **5.3.2. Tensões Utilizadas nos Modelos de Cálculos**

Nas juntas tubulares as tensões são de três tipos, normalmente designadas por:

1. **Tensões nominais:** são as calculadas como se os tubos fossem vigas ou colunas, sem considerar efeitos localizados de ordem geométrica ou de concentração de tensões devida às ligações; deste modo, elas existem a uma distancia suficientemente afastadas das ligações;
2. **Tensões geométricas:** devido à necessidade de manter compatibilidade geométrica entre tubos contínuos sob a ação de cargas aplicadas. É o caso das tensões locais de flexão, geradas nas paredes dos tubos devido a diferenças significativas de rigidez,

eventualmente existentes em travessas, diagonais e longarinas. Nestas condições, como um dos membros se deforma bastante mais que o outro, aparecem essas tensões de flexão para manter o contato, através do cordão de solda, entre as travessas e a longarina;

3. **Tensões de entalhe:** devido ao efeito geométrico de concentração de tensões do cordão de solda. Estas tensões provocam um pequeno aumento na rigidez à flexão dos tubos na vizinhança da ligação, que é particularmente dependente do tamanho do cordão.

Em estruturas tubulares, não se recomenda a utilização da tensão normal nos cálculos de fadiga, devido a grande variação da concentração de tensões nos cordões de canto. Precisariamos de um número muito grande de curvas S-N, cada uma com um determinado fator de concentração de tensões incorporado, e ainda assim não teríamos todas as possibilidades possíveis.

Uma tensão que é relativamente fácil de calcular e em algumas situações é muito útil é a tensão de corte na periferia da junta, entre a longarina e a diagonal, denominada de *tensão de corte de arrombamento* ( $V_a$ ), dada pela equação:

$$V_a = \tau (\sigma_a \text{ sen } \theta / K_a + \sigma_f / K_b)$$

$$\tau = \frac{\text{Espessura da parede no cilindro da diagonal}}{\text{Espessura da parede no cilindro da longarina}}$$

onde,

$\sigma_a$  e  $\sigma_f$ : tensões nominais, axial e de flexão, respectivamente, na diagonal;

$K_a$  e  $K_b$ : são as relações entre os perímetro verdadeiro e módulo de seção da longarina e diagonal, respectivamente. Seus valores estão incluídos sob forma gráfica no código da API de projeto de plataformas de exploração petrolífera.

#### **5.4. A Influência dos Defeitos de Solda**

Numa construção soldada podem surgir defeitos, ou durante a execução das soldas ou iniciados por fadiga ou corrosão.

A avaliação da gravidade do defeito depende de diversos fatores, sendo os principais:

- Posição e orientação na solda ou na zona afetada pelo calor;
- Espessura e propriedades dos materiais que constituem a junta;
- A geometria da junta;
- O nível de tensões aplicadas e tensões residuais;
- Tipo de serviço na construção.

Além das dificuldades para a detecção e caracterização dos defeitos, surge uma outra dificuldade: determinar se o defeito é ou não aceitável. Um defeito que é aceitável em algumas situações pode não ser em outras, dependendo do custo e nível de segurança exigido para a construção.

Podemos caracterizar que as normas existentes para estruturas soldadas são extremamente rigorosas com relação aos critérios de aceitação de defeitos.

Normalmente, os defeitos de solda criados durante a construção são ligados a uma das causas abaixo:

- Ligados ao próprio processo de soldagem adotado;
- Ligados à execução do processo de soldagem;
- Ligados a fatores estruturais de natureza metalúrgica, característica da composição química do metal;
- Ligados à forma da solda.

### 5.4.1. Classificação dos Defeitos de Solda

A classificação mais utilizada internacionalmente, classificando os defeitos em função da forma, dimensão e natureza, é:

- Defeitos não planares: que tem forma volumétrica (3D), com dimensões características no plano que contém o defeito, e com uma dimensão desprezível na direção perpendicular a esse plano. São eles, porosidade e inclusões sólidas;
- Defeitos planares: trincas, defeitos de forma, defeitos diversos.

Vários critérios tem sido propostos para definir o número de ciclos de iniciação da trinca em juntas soldadas, dentre eles, temos:

- Instante em que se deu a primeira variação de sinal nos sistemas de medição de trincas por queda de potencial, emissão acústica ou ultra-sons;
- Instante em que a tensão nominal medida com um extensômetro colocado numa localização muito próxima do cordão de solda sofreu uma redução de 10%;
- Aparecimento das primeiras bolhas de ar num líquido de tensão superficial baixa que é colocado na região em que se vai iniciar a trinca.

Todos esses critérios podem dar valores de  $N_i$  largamente superiores aos verdadeiros porque as técnicas experimentais têm as suas limitações de sensibilidade para detectar micro-trincas.

Temos então, os seguintes problemas na determinação de  $N_i$ :

- A avaliação correta do valor de  $N_i$ , que só pode ser determinado em boas condições por fotografia ou filmagem da zona onde a trinca se vai nuclear;
- O desconhecimento da distribuição de tensões na zona plastificada situada nas extremidades do cordão de solda.

Vale, porém, ressaltar que os estudos de iniciação de trincas de fadiga em juntas soldadas têm pouco interesse prático porque ao prever a duração à fadiga numa junta soldada

considerando apenas o período de propagação obtém-se uma margem de segurança, visto que as durações reais (que incluem o período de iniciação) serão sempre inferiores a estas.

A falta de penetração no interior de uma junta topo a topo é considerada como um defeito tipo trinca de comprimento “ $2a$ ”, situado numa placa de largura  $2B$  (ver Fig. 5.2), enquanto que “ $a$ ” falta de penetração na raiz é considerada um defeito tipo trinca lateral, de comprimento  $a$  situado numa placa de largura  $B$ . Neste caso, para o mesmo comprimento da trinca, o fator de intensidade de tensões é maior na trinca superficial do que na trinca interior, o que justifica a menor resistência à fadiga quando existe uma falta de penetração da raiz.

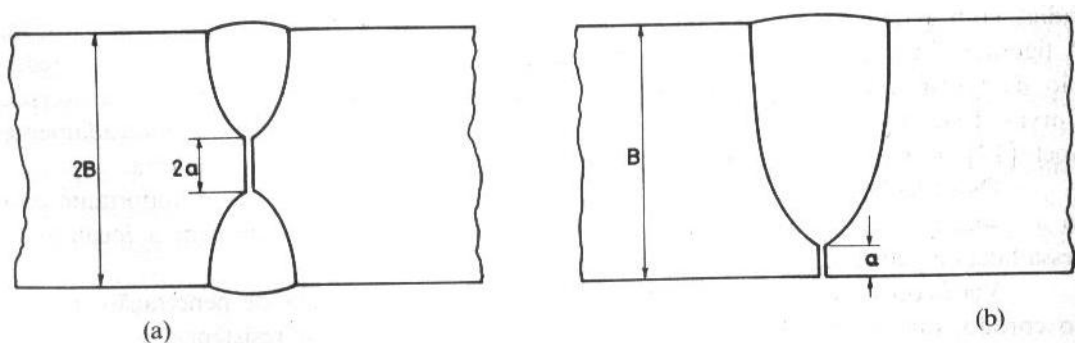


Fig. 5.2 – Falta de penetração no interior do cordão e na raiz, [3]

Para os dois tipos de trinca apresentados na Fig. 5.2 as equações do fator de concentração de tensões são, respectivamente,

$$K = \sigma \sqrt{\pi a} \left( \frac{2B}{\pi a} \tan \left( \frac{\pi a}{2B} \right) \right)^{1/2}$$

e

$$K = \sigma \sqrt{\pi a} [1,122 - 0,561\alpha - 0,205\alpha^2 + 0,471\alpha^3 - 0,19\alpha^4]$$

onde  $\alpha = a/B$

Se houver defeitos no cordão de solda (pequenas pontos de descontinuidades, por exemplo) existe uma certa distância entre estes defeitos que ocorre uma interação entre eles, fazendo com que tenhamos que tratá-los como sendo um único defeito. A partir de uma certa distância, os defeitos passam a agir independentemente.

## **5.5. A Influência das Tensões Residuais**

As tensões residuais podem ser definidas como tensões que existem num dado componente ou corpo na ausência de qualquer solicitação exterior, sendo resultado de deformações de origem térmica ou mecânica acompanhadas de deformação plástica do metal. Elas podem ter causas diversas, como:

- Operações de laminagem e forjamento;
- Operações de conformação e corte;
- Operações de soldagem;
- Tratamentos térmicos.

No caso de juntas soldadas, as tensões residuais são devidas à deformações inelásticas não uniformes geradas por efeito do ciclo térmico da soldagem. Uma operação de soldagem por fusão utiliza uma fonte de calor altamente localizada que, produzindo temperaturas muito elevadas, dá lugar à ocorrência de gradientes térmicos importantes na zona da junta soldada.

Quando um componente soldado em que estão presentes tensões residuais é solicitado, verifica-se uma interação entre as tensões residuais presentes nas juntas soldadas e as tensões resultantes das cargas aplicadas. Como resultado dessa interação, verifica-se uma alteração na razão  $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ , efetivamente presente na junta soldada, principalmente na zona da junta onde ocorrem tensões de tração, onde se considera que só ocorrerá propagação da trinca se esta se mantiver aberta, o que implica que são as tensões de tração com uma determinada grandeza que contribuirão para o avanço da trinca, sendo as de compressão responsáveis por tentar “fechar” a trinca.

## **5.6. Uma Metodologia a ser Utilizada**

Uma metodologia a ser utilizada, embora não tão simples de se aplicar, é baseada nas normas em vigor, em que as curvas de projeto representam, com uma margem de segurança (algumas vezes elevada), um limite inferior dos resultados experimentais obtidos para um ou vários tipos de junta. O projetista pode então, utilizar uma única curva S-N de projeto.

## **5.7. Técnicas de Melhoria da Resistência à Fadiga**

Sabe-se que a resistência à fadiga das juntas soldadas é geralmente baixa, em comparação com a resistência à fadiga do metal de base.

Para amenizar esse fato, cabe ao projetista escolher o tipo mais adequado de junta (com maior resistência à fadiga) e colocá-la em zonas da estrutura em que as tensões nominais sejam baixas. Porém, nem sempre isso é possível, visto que em muitas estruturas é impossível eliminar as juntas de canto.

As técnicas de melhoria de resistência à fadiga classificam-se em três grupos:

1. Modificação da forma do entalhe do cordão de solda para reduzir a concentração de tensões;
2. Modificação da distribuição de tensões residuais, de modo a produzir tensões residuais de compressão no entalhe do cordão;
3. Proteção do cordão de solda da ação da atmosfera ou de meios corrosivos.

De um modo geral, esses três princípios aplicam-se no tratamento de concentrações de tensões superficiais.

A resistência à fadiga nas juntas pode ser significativamente aumentada se o perfil do cordão for alterado, de maneira a criar uma transição suave entre o cordão e a placa, e ainda se os defeitos de soldagem existentes no pé do cordão forem removidos. Os benefícios dessa solução são: a redução do fator de concentração de tensões e, principalmente, o aumento significativo do período de iniciação da trinca, devido à remoção dos defeitos de soldagem.

As técnicas para conseguir a melhoria do cordão são:

- Afagamento do pé com disco abrasivo;
- Afagamento à mó (disco abrasivo) ou com linhas;
- Acabamento ou passagem suplementar no cordão com os processos TIG ou plasma;
- Eletrodos especiais.

Para que o tratamento possa ser aplicado é preciso que haja acesso fácil das ferramentas e do operador ao cordão, o que nem sempre é possível.



O acabamento superficial deixa de ter importância na fadiga com corrosão assim que se formarem as picadas na superfície da peça.

Outra técnica é a introdução de tensões residuais de compressão. No caso de entalhes, esta técnica poderá impedir a iniciação da trinca em locais onde provavelmente ela se iniciaria. Qualquer processo de deformação plástica de tração cria tensões residuais de compressão na vizinhança da região deformada plasticamente, porque o material deformado, ao expandir-se lateralmente, sofre o constrangimento do restante do material, elasticamente deformado, que comprime a região deformada. Essa deformação plástica pode ser conseguida por:

- Trabalho a frio na superfície do metal (martelagem e granalhagem);
- Por pré-esforço de tração (sobrecargas);
- Compressão localizada;
- Aquecimento localizado.

Outra técnica é a proteção da superfície do meio ambiente, sendo exemplos dessa técnica o *revestimento* e a *proteção catódica*. Pode-se também utilizar filmes oleofóbicos (revestimento constituído de álcoois e aminas), que constituem uma barreira à entrada de moléculas de água e oxigênio, que deste modo não conseguem reagir com a superfície metálica. Tem-se também o óleo de parafina que protege a superfície tanto em meio corrosivo quando no ar.

Pode-se também utilizar um material com um módulo de elasticidade menor como revestimento do pé do cordão de solda.

## 6. Métodos de Análise de Fadiga

Existem diversos métodos para realizar a análise de fadiga, dentre eles, o método *Rainflow* de contagem de ciclos é geralmente considerado o método mais apurado de avaliação do carregamento de fadiga, através da contagem do número de ciclos e faixas de tensão necessários para a regra dos danos acumulados de Miner.

Esse método, baseado no processamento de sinais no domínio do tempo está, entretanto, limitado em seu uso na prática. Ele requer, como dados de entrada, longos históricos de tensão no tempo (*time histories*) provenientes de demoradas simulações dinâmicas ou dispendiosos testes em modelos. Além disso, o número de casos de carregamento e de suas combinações na análise de uma Estrutura Offshore é grande. O método *Rainflow* não é, portanto, um procedimento muito eficiente para aplicação em projeto.

Expressões analíticas do dano, baseadas em análise espectral, parecem dar aproximações mais eficientes sob o ponto de vista computacional. Por exemplo, uma formulação muito simples é dada pelo processo de tensões distribuídas de Rayleigh. O problema é que estruturas flutuantes ancoradas, uma vez que elas estão submetidas à frequência de onda e movimentos de *slow-drift*, geralmente têm uma resposta bi-modal ao ambiente, e os picos de tensão não seguem uma distribuição de Rayleigh.

Como alternativas, podem-se citar dois métodos baseados em análise espectral, mais simples de usar do que o método *Rainflow*, mas levando também em conta a largura de banda da tensão. O primeiro é o *método do Somatório Simples*. Esse método pode subestimar o dano de fadiga em casos onde os valores de tensão de baixa frequência típicos são maiores que os valores de tensão de frequência de onda típicos.

O segundo é o chamado *método do Espectro Combinado*, o qual, ao contrário do anterior, é conservativo demais, o que prejudica o projeto sob o ponto de vista do custo. Conseqüentemente, esses métodos, embora mais práticos não são realmente muito precisos. Como melhor aproximação do método *Rainflow*, dentre os métodos mais utilizados citam-se os desenvolvidos por: Wirsching, Dirlik, Chaudhury e Jiao & Moan.

Nos sub itens a seguir são mostrados a formulação básica de cada um dos métodos citados.

## 6.1. Método Rainflow

O método Rainflow é um método de contagem de ciclos, baseado no processamento de tensões no domínio do tempo, e é aplicável a qualquer tipo de histórico no tempo (*time-history*). Ele geralmente é reconhecido como sendo o método mais preciso de cálculo do dano. O algoritmo deste método conta diretamente o número de ciclos a que uma estrutura está submetida, associada às correspondentes faixas de tensão, a partir dos quais o dano é computado, pela regra dos danos acumulados de Miner. Para usar o método Rainflow, um processo de tensão  $X(t)$ , tal como apresentado na Fig. 6.1, é convertido a um processo de picos e vales e é orientado verticalmente com o sentido positivo do eixo do tempo para baixo.

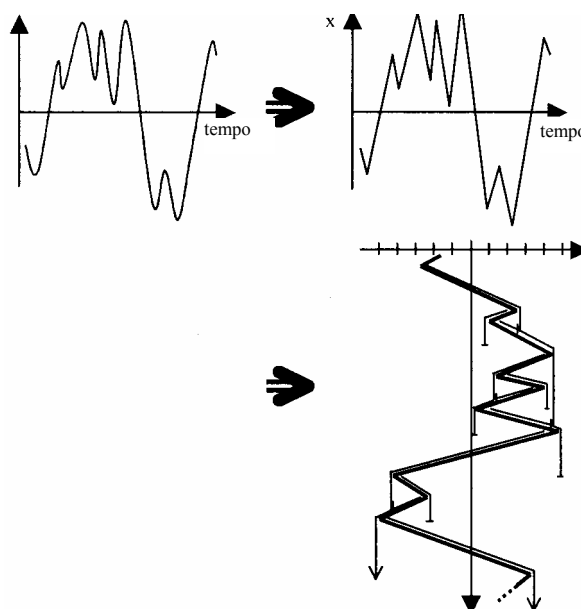


Fig. 6.1 – Ilustração do Método Rainflow, [15]

O processo é então considerado como uma seqüência de telhados de pagode (templo oriental) com chuva caindo sobre eles. O método Rainflow é definido de acordo com as seguintes regras:

- Um fluxo de chuva se inicia a cada pico e a cada vale.
- Quando um fluxo de chuva começa num vale, ele vai para a ponta do telhado. O fluxo pára se algum vale a seguir for mais negativo que aquele que gerou o fluxo. Se um fluxo começa num pico, ele é interrompido pelo fluxo gerado em algum outro pico mais positivo que este.

- Um fluxo é interrompido quando é interceptado por outro que caia de um telhado superior.

O número de ciclos está, então, relacionado ao número de fluxos obtidos e as faixas de tensão são as distâncias projetadas sobre o eixo das tensões.

Assim sendo, o método *Rainflow* é considerado o método mais apurado para se calcular o dano e prever a vida útil à fadiga. De fato, esse método é capaz de identificar eventos numa seqüência de tensões complexa, sem restrições, e de contar grandes ciclos de tensões e faixas associadas com componentes de baixa frequência do sinal. Entretanto, tem seu uso limitado, uma vez que requer um histórico de tensões no tempo, o que geralmente é difícil de se obter na prática. Esse é o motivo pelo qual alguns métodos mais práticos, baseados em análise espectral tem sido proposto.

## 6.2. Processo de Distribuição de Rayleigh

Para um processo de tensões de banda estreita, os picos seguem a distribuição de Rayleigh e a expressão de seu dano pode ser deduzida analiticamente.

A expressão do dano para um processo de banda estreita é dada por:

$$D_{NB} = \frac{f_z T}{K} (2\sqrt{2} \sigma)^m \cdot \Gamma \left( \frac{m}{2} + 1 \right)$$

onde,

$\sigma$  = desvio padrão da tensão

$f_z$  = frequência de cruzamento zero

$T$  = duração do processo

$m, K$  = parâmetros da curva S-N

Esta equação é válida somente quando o processo é de banda estreita, fornecendo resultados muito conservativos em caso contrário. Infelizmente, processos de banda larga são

freqüentes quando se está analisando estruturas flutuantes. Algumas alternativas têm, portanto, que ser empregadas para se calcular o dano de uma forma mais precisa.

### 6.3. Método de Wirsching

O método de Wirsching visa considerar a presença de vários modos através de um fator de correção, assumindo-se a hipótese de um espectro de banda estreita.

O dano então é calculado por:

$$D_{WB} = \rho \cdot D_{NB}$$

onde,

$$\rho(\varepsilon, m) = a(m) + (1 - a(m))(1 - \varepsilon)^{b(m)}$$

$$a(m) = 0,926 - 0,033m$$

$$b(m) = 1,587m - 2,323$$

$m$  = parâmetro da curva S-N

$\varepsilon$  é o parâmetro da largura de banda da tensão, dado por:

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \left( \frac{\lambda_2^2}{\lambda_0 \lambda_4} \right)}$$

$\lambda_i$  = momentos espectrais

A API RP 2SK [21] recomenda, além do método Rainflow, descrito anteriormente, outros dois métodos para se computar os danos: o método do *Somatório Simples* (SS) e o método do *Espectro Combinado* (CS). Esses dois métodos baseados na análise espectral usam as mesmas hipóteses: a tensão de banda larga é considerada como a soma dos componentes de frequência baixa e frequência de onda, ambos considerados de banda estreita.

#### 6.4. Método do Somatório Simples

Com relação a este método uma consideração a mais é feita: é que o dano total é a soma dos danos devidos a cada componente, calculado separadamente através da equação dada pelo método de Rayleigh ( $D_{NB}$ ), ou seja:

$$D_{WB,SS} = D_{LF,NB} + D_{HF,NB}$$

$$D_{WB,SS} = T \cdot \frac{(2\sqrt{2})^k}{A} \cdot \Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right) \cdot \left(f_{z\_LF} \cdot \sigma_{Lf}^k + f_{z\_HF} \cdot \sigma_{Hf}^k\right)$$

onde,

- $D_{WB,SS}$  é o dano esperado para um processo de banda larga pelo método do Somatório Simples;
- $D_{LF,NB}$  e  $D_{HF,NB}$  são respectivamente os danos causados por tensões de baixa e alta frequências com a hipótese de banda estreita;
- $f_{z\_LF}$  e  $f_{z\_HF}$  são as frequências de cruzamento zero das tensões de baixa e alta frequências;
- $\sigma_{LF}^k$  e  $\sigma_{HF}^k$  são os desvios padrões das tensões de baixa e alta frequência.

#### 6.5. Método do Espectro Combinado

No método do Espectro Combinado, o dano de fadiga é novamente estimado utilizando-se a equação dada pelo método de Rayleigh ( $D_{NB}$ ), porém aqui é empregado com o desvio padrão e a frequência de cruzamento zero trazidas do espectro combinado dos modos de baixa e alta frequência. Tem-se então:

$$D_{WB,SS} = D_{NB}(\sigma_{CS}, f_{z,CS})$$

onde,

$$\sigma_{CS} = \sqrt{\sigma_{LF}^2 + \sigma_{HF}^2}$$

$$f_{z,CS} = \sqrt{(f_{z,LF}^2 \sigma_{LF}^2 + f_{z,HF}^2 \sigma_{HF}^2) / \sigma_{CS}^2}$$

Então o dano esperado para um processo de banda larga calculado pelo método do Espectro Combinado é dado por:

$$D_{WB\_cs} = T \cdot \frac{(2\sqrt{2})^k}{A} \cdot \Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right) \cdot \sqrt{(\sigma_{HF}^2 + \sigma_{Lf}^2)^{k-1} \cdot (f_{z,LF}^2 \cdot \sigma_{Lf}^2 + f_{z,HF}^2 \cdot \sigma_{HF}^2)}$$

## 6.6. Método de Dirlik

O método de Dirlik é baseado em considerações empíricas e calcula o dano através da seguinte fórmula:

$$D = \frac{n}{2 A \sigma} [A' + B + C]$$

onde,

$$\beta = \frac{T_p}{T_z} = \sqrt{\frac{\lambda_2^2}{\lambda_0 \lambda_4}}$$

$$xm = \frac{\lambda_1}{\lambda_0} \sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_4}}$$

$$T_p := 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

$$n := \frac{T}{T_p}$$

$$R := \frac{\beta - xm - (D1)^2}{1 - \beta - D1 + (D1)^2}$$

$$Q := \frac{1.25(\beta - D3 - D2 \cdot R)}{D1}$$

$$D1 := \frac{2 \cdot (xm - \beta^2)}{1 + \beta^2}$$

$$D2 := \frac{1 - \beta - D1 + D1^2}{1 - R}$$

$$D3 := 1 - D1 - D2$$

$$A' = \frac{D1 \cdot \Gamma(k+1)}{Q \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \sigma \cdot Q}\right)^{k+1}}$$

$$B = \frac{D2 \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)}{4 \cdot R^2 \cdot \sigma \cdot \left(\frac{1}{8 \cdot \sigma^2 \cdot R^2}\right)^{\frac{k+2}{2}}}$$

$$C = \frac{D3 \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right)}{4 \cdot \sigma \cdot \left(\frac{1}{8 \cdot \sigma^2}\right)^{\frac{k+2}{2}}}$$

onde,

- T é o período de tempo em um ano considerado na análise;
- A e k são os parâmetros da curva S-N.

## 6.7. Método de Chaudhury

Nesse método o autor considera uma distribuição de probabilidade especial dos picos de tensão e deduz a seguinte expressão para o dano:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{m_0 \cdot m_4 - (m_2)^2}{m_0 \cdot m_4}} \quad T_p = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{(m_2)^2}{m_0 \cdot m_4}} \quad n = \frac{\text{PeríodoTempoConsiderado}}{T_p}$$

$$\text{Dano\_Chaudhury} = n \cdot \frac{(2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sigma)^k}{A} \cdot \left( \frac{\varepsilon^{k+2}}{2 \cdot \sqrt{\pi}} \cdot \Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right) + 0.75 \cdot \beta \cdot \Gamma\left(\frac{k+2}{2}\right) \right)$$

## 6.8. Método de Jiao e Moan

A base deste método é considerar, como ocorre no método do Somatório Simples, que o processo de tensões  $X(t)$  é a soma de dois processos de banda estreita independentes, e assumir o dano de fadiga proveniente de duas contribuições individuais: uma da envoltória de  $X(t)$ , aqui denominada  $P(t)$ , a qual inclui todos os ciclos de grande tensão e, em particular, as maiores faixas de tensão contadas pelo método *Rainflow*; a outra vem da componente de alta frequência, a qual inclui as menores mudanças de tensão. O dano total é considerado como sendo a soma daqueles produzidos pelas duas contribuições.

Com isso tem-se:

$$D_{X,WB} = D_P + D_{X,HF} = \rho \cdot D_{X,NB}$$



O fator de correção  $\rho$  calculado por esse método é:

$$\rho = \frac{f_{Z,P}}{f_{Z,X}} \cdot \left\{ \left[ \lambda_{LF} \right]^{\frac{m+2}{2}} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{\lambda_{HF}}{\lambda_{LF}}} \right) + \sqrt{\pi \lambda_{LF} \lambda_{HF}} \cdot \frac{m}{\Gamma\left(\frac{m+1}{2}\right)} \right\} + \frac{f_{Z,HF}}{f_{Z,X}} (\lambda_{HF})^{m/2}$$

$f_{Z,P}$  é a frequência de cruzamento zero de  $P(t)$ :

$$f_{ZP} = \lambda_{LF} f_{Z,LF} \sqrt{1 + \frac{\delta_{HF}^2 \cdot f_{Z,HF}^2 \lambda_{HF}}{f_{Z,LF}^2 \lambda_{LF}}}$$

As expressões  $\lambda_{LF}$  e  $\lambda_{HF}$  são as variâncias normalizadas das componentes de baixa e alta frequência de  $X(t)$ :

$$\lambda_{LF} = \frac{\lambda_{0,LF}}{\lambda_{0,LF} + \lambda_{0,HF}}$$

$$\lambda_{HF} = \frac{\lambda_{0,HF}}{\lambda_{0,LF} + \lambda_{0,HF}}$$

O parâmetro de largura de banda de Vanmarcke,  $\delta_{HF}$ , é dado por:

$$\delta_{HF} = \sqrt{1 - \frac{\lambda_{1,HF}^2}{\lambda_{0,HF} \times \lambda_{2,HF}}}$$

## **7. Aplicações**

Apesar de ser muito importante que se conheça a teoria sobre um assunto, é muito comum que as pessoas não saibam aplicar o conhecimento que possuem. Pensando nisso, esse capítulo se destina a apresentar o procedimento de cálculo de fadiga para três situações diferentes.

A primeira aplicação apresenta uma situação simples, com carregamento determinístico onde será utilizado o conceito de concentração de tensões, determinação do número de ciclos, cálculo da dupla amplitude de tensões, utilização da curva S-N, cálculo do dano e determinação da vida útil.

A segunda aplicação apresenta um exemplo caracterizado como intermediário, tratando-se de um receptáculo (suporte para risers). Nessa aplicação o objetivo não é dimensionar o receptáculo. O objetivo é, partindo de um sinal de tensões aleatório, mostrar como é feito o processo de contagem do número de ciclos do sinal pelos diversos métodos apresentados no presente trabalho e comparar o dano encontrado.

A terceira aplicação apresenta um exemplo mais elaborado que os dois primeiros. Nesse exemplo, o objetivo é mostrar o procedimento de cálculo de fadiga de um riser (não é objetivo dimensionar o riser) que estará sujeito a carregamento de onda (aleatório), corrente e movimento prescrito. Será também apresentada a influência da escolha de uma determinada curva S-N, apresentando a vida útil para um determinado elemento na região do TDP (onde o riser toca o solo), que, para o exemplo que será mostrado, foi a região da estrutura que se apresentou como a mais crítica.

### **7.1. Resolução de um Exemplo Acadêmico de Análise de Fadiga**

Como primeiro exemplo será realizada uma aplicação acadêmica onde os principais aspectos de uma análise de fadiga serão enfocados:

- Concentração de tensões;
- Cálculo do número de ciclos;
- Cálculo da dupla amplitude de tensão;
- Curvas S-N;

- Cálculo do dano utilizando a regra de Miner;
- Determinação da vida útil.

Nesse exemplo acadêmico será feita uma análise de fadiga que consiste na determinação da vida útil, em anos, de um elemento estrutural submetido a dois tipos de carregamentos cíclicos anuais, de amplitude constante (que é o tipo mais comum de carregamento estudado em peças de máquinas em laboratório).

O elemento estrutural que será analisado é representado na Fig. 7.1:

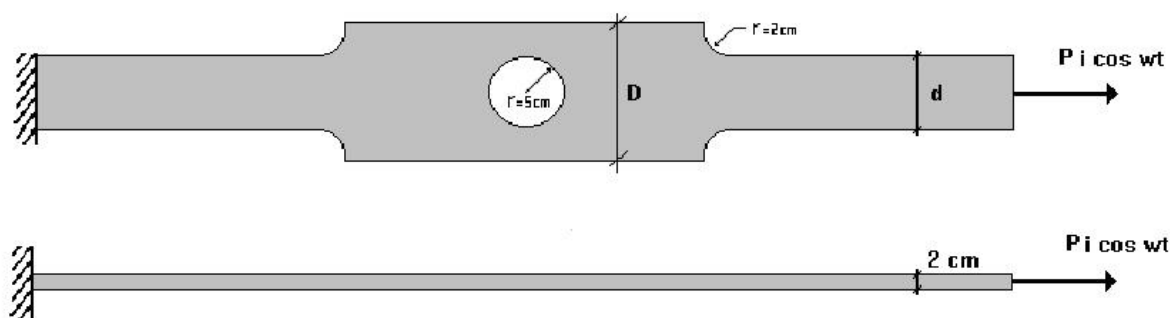


Fig. 7.1 – Elemento estrutural a ser analisado

O cálculo das tensões será feito utilizando simplesmente a relação  $\frac{P}{A_{\text{útil}}}$ , isto é, não será considerado amplificação dinâmica no cálculo da tensão.

Para esse exemplo, a menor largura da chapa é  $d = 10 \text{ cm}$  e a maior largura é  $D = 20 \text{ cm}$ .

Na Tabela 7.1 está apresentado o carregamento utilizado no exemplo

Carregamento (i)	Pi (kN)	Nº de dias	Nº de horas	Período (T) (s)
1	20	250	18	3
2	30	115	20	2

Tabela 7.1 – Carregamento aplicado

Uma observação importante é que a máxima relação  $\frac{P/A_{\text{útil}}}{\sigma_y} = 0,004 \leq 1$  (Aço API 5L X 52,  $\sigma_y = 359$  MPa), isto é, o processo de fadiga ocorre para baixas tensões e no regime elástico.

O primeiro passo para determinarmos a vida útil da estrutura é determinar o número de ciclos ( $n$ ) para cada tipo de carregamento.

### **7.1.1. Determinação do Número de Ciclos (n) Para Cada Carregamento**

Para a determinação do número de ciclos ( $n$ ) para cada tipo de carregamento deve-se calcular o tempo de atuação da carga em segundos e dividir o resultado obtido pelo período do carregamento (também em segundos).

$$n = \frac{n^{\circ} \text{dias} \cdot n^{\circ} \text{horas} \cdot 3600s}{\text{período}}$$

Com isso, calculamos o número de ciclos para o carregamento 1 ( $n_1$ ) e para o carregamento 2 ( $n_2$ ), que são:

$$n_1 = 5.400.000$$

$$n_2 = 4.140.000$$

O número de ciclos  $n_1$  e  $n_2$  encontra-se na ordem de  $10^6$ , caracterizando o processo de fadiga como sendo de alto ciclo.

Como já foi mencionado no decorrer do trabalho, quando um elemento é submetido a um carregamento de fadiga, uma trinca superficial pode se desenvolver do ponto de máxima tensão (ou deformação). A pré-existência de uma concentração de tensão (como um orifício, chanfro ou descontinuidade) na região de máxima tensão de tração iniciará a rachadura por fadiga mais rápida.

Como se pode esperar, quanto maior a concentração de tensão, menor será o tempo para se iniciar uma rachadura por fadiga. Geralmente chanfros superficiais são mais graves porque

neles ocorre a maioria dos defeitos, imperfeições, rachaduras e, além disso, a maioria das cargas não é perfeitamente concêntrica, portanto, tensões de flexão estão presentes e são máximas na superfície. Além do mais, deve-se enfatizar que não existe nenhum método teórico confiável para se prever quando terá início uma rachadura por fadiga. Então, resultados de ensaios experimentais devem ser usados para se obter a informação.

Depois de determinado o número de ciclos ( $n$ ) para cada carregamento, deve-se determinar os fatores de concentração de tensões (SCF).

### **7.1.2. Determinação dos Fatores de Concentração de Tensões (SCF – Stress Concentration Factor)**

Os fatores de concentração de tensões (SCF) serão calculados segundo as curvas obtidas na tabela 37 (*Factors of stress concentration for elastic stress*) segundo Roark [11], que representam interpolações dos gráficos apresentados em Peterson [12].

A maioria dos gráficos de SCF apresentados por Peterson [12] foi obtida pelo processo de fotoelasticidade [7].

#### **7.1.2.1. Orifício**

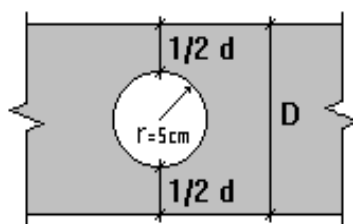


Fig. 7.2 – Orifício

Para o orifício mostrado na Fig. 7.2, onde o furo é centrado na peça, a função para o cálculo do SCF é:

$$SCF_0 = 3.00 - 3.13 \cdot \frac{r}{c} + 3.66 \cdot \left(\frac{r}{c}\right)^2 - 1.53 \cdot \left(\frac{r}{c}\right)^3$$

onde:  $c = D / 2$

Duas observações importantes devem ser feitas sobre este exemplo:

- O fator de concentração de tensões não depende da espessura da peça, mas depende da relação  $r / D$ ;
- Para a situação onde  $D \gg r$ , tem-se a solução analítica fechada (uma das poucas encontradas na literatura).

Essa função depende somente da razão de  $(r / c)$ . Pode-se, então, traçar um gráfico para avaliarmos como o valor do SCF varia a razão  $(r / c)$ . Este gráfico está apresentado na Fig. 7.3:

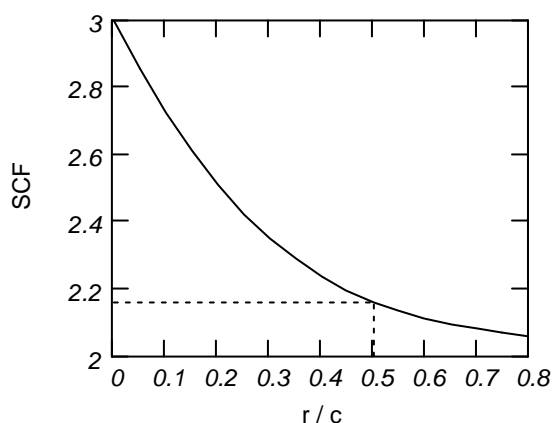


Fig. 7.3 - SCF x  $r / c$  para o orifício

Podemos observar que, quanto menor o orifício, maior o fator de concentração de tensões.

Para o raio do exemplo em questão ( $r = 5 \text{ cm}$ ), tem-se que  $\text{SCF} = 2,16$ .

### 7.1.2.2. Ombro

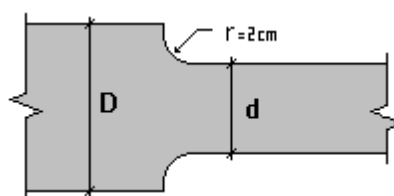


Fig. 7.4 - Ombro

No caso do ombro mostrado na Fig. 7.4 a expressão para o cálculo do valor de SCF é mais elaborada, dependendo de uma família de curvas (ver Fig. 4.6) função de 3 parâmetros ( $r$ ,  $d$  e  $D$ ), dependendo da altura do ombro  $\left(h = \frac{D-d}{2}\right)$  (que é constante e igual a  $h = 5$  cm), do valor de  $D$  e do raio:

$$SCF = K1 + K2 \cdot \left(2 \cdot \frac{h}{D}\right) + K3 \cdot \left(2 \cdot \frac{h}{D}\right)^2 + K4 \cdot \left(2 \cdot \frac{h}{D}\right)^3$$

onde os valores de  $K1$ ,  $K2$ ,  $K3$  e  $K4$  dependem de duas condições:

- Quando  $0,1 \leq h / r \leq 2,0$ , tem-se:

$$K1 = 1.007 + 1.000 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} - 0.031 \cdot \frac{h}{r}$$

$$K2 = -0.114 - 0.585 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} + 0.314 \cdot \frac{h}{r}$$

$$K3 = 0.241 - 0.992 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} - 0.271 \cdot \frac{h}{r}$$

$$K4 = -0.134 + 0.577 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} - 0.012 \cdot \frac{h}{r}$$

- Quando  $2,0 \leq h / r \leq 20,0$ , tem-se:

$$K1 = 1.042 + 0.982 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} - 0.036 \cdot \frac{h}{r}$$

$$K2 = -0.074 - 0.156 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} - 0.010 \cdot \frac{h}{r}$$

$$K3 = -3.418 + 1.220 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} - 0.005 \cdot \frac{h}{r}$$

$$K4 = 3.450 - 2.046 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}} + 0.051 \cdot \frac{h}{r}$$

Assim como foi apresentado para o orifício, pode-se traçar um gráfico para verificar como o valor de SCF varia com o raio. Este gráfico está apresentado na Fig. 7.5. Neste caso, foram fixadas as duas outras variáveis do problema (d e D).

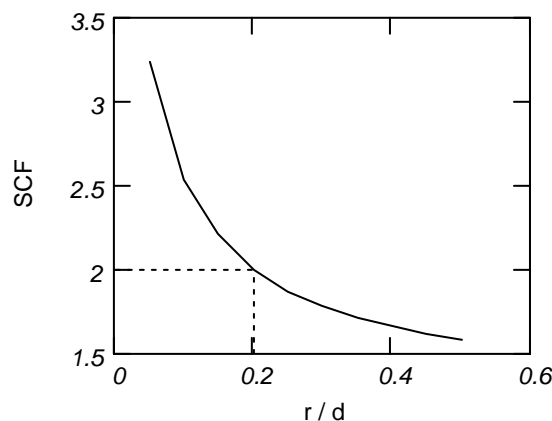


Fig. 7.5 - SCF x r para o ombro

Assim como aconteceu para o caso do orifício, no caso do ombro pode-se notar que quando menor o valor do raio, maior o fator de concentração de tensões.

Para o raio de  $r = 2$  cm, temos que  $SCF = 1,999$ .

### **7.1.3. Determinação da Vida Útil para Cada Seção Crítica da Barra (Concentração de Tensões)**

Tendo determinado os valores de SCF podemos agora calcular a vida útil da estrutura.



### 7.1.3.1. Orifício

Foi adotada a curva B da DnV.

As constantes empíricas da curva S-N adotada (na seção do orifício), utilizando como unidades  $N$  e  $mm^2$ , podem ser encontradas na tabela 4.1, e são:

$$k := 4.0 \quad A := 10^{15.01} \quad \log(A) = 15.01$$

Interessa ao projetista a tensão máxima ( $\sigma_{\text{máx}}$ ) e mínima ( $\sigma_{\text{mín}}$ ) em uma determinada seção, sendo a distribuição real nessa seção um dado secundário. Por este motivo o coeficiente de concentração de tensões é definido como a relação entre a tensão máxima e a média, calculadas na seção crítica de descontinuidade, que é a seção mais estreita. Este procedimento só é válido para valores de tensões abaixo do limite de proporcionalidade do material, pois os valores de SCF foram obtidos adotando-se uma relação linear entre tensões e deformações específicas.

Deve-se ainda ressaltar que, para fadiga, nem sempre a tensão máxima, por exemplo, pode ocorrer no metal base, onde as curvas S-N são menos conservativas que na região soldada, que pode ter uma tensão menor que a máxima da estrutura.

A partir dos carregamentos atuantes, que são especificados na Tabela 7.1:

$$T1 = 20 \cdot kN \quad T2 = 30 \cdot kN$$

podem ser calculados os valores das amplitudes de tensão, para uma espessura  $t = 2$  cm:

$$\begin{aligned} \Delta S1 &= \frac{2 \cdot T1}{(D - 2 \cdot r) \cdot t} \cdot SCFo & \Delta S1 &= 43.175 \frac{N}{mm^2} \\ \Delta S2 &= \frac{2 \cdot T2}{(D - 2 \cdot r) \cdot t} \cdot SCFo & \Delta S2 &= 64.763 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

Equação da curva S-N B da DnV, considerando as unidades  $N$  e  $mm^2$ , dada no capítulo 4.6, é:

$$N_i = \frac{A}{\Delta S_i^k}$$

Podemos, então, determinar o número de ciclos que a estrutura resiste para cada variação de tensão:

$$N_1 = 2.945 \times 10^8 \quad N_2 = 5.817 \times 10^7$$

Deve-se observar que em condições reais de campo, os elementos ou estruturas são usualmente submetidos a um grande número de diferentes faixas de tensão, tensões médias e etc. A melhor maneira de se determinar o comportamento de fadiga dos elementos sujeitos a carregamentos de amplitude variável seria ensaiá-los com o mesmo padrão de carregamento, o que, para algumas situações críticas, é feito na realidade.

No entanto, uma abordagem mais freqüente consiste em adotarem-se resultados de ensaios de amplitude constante em conjunto com a teoria de danos cumulativos para se prever o comportamento dos elementos submetidos a carregamentos de amplitudes variáveis. Uma das abordagens mais largamente utilizadas é a lei dos danos cumulativos de Miner, que já foi explicada no decorrer do trabalho, a qual inclui a consideração de que a seqüência de aplicação da carga não altera o cálculo do dano final.

O dano é, então, calculado:

$$Df = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \quad Df = 0.0895$$

Logo, a vida útil da barra na região do furo, em anos, é:

$$NT = \frac{1}{Df}$$

$$NT = 11 \text{ anos}$$

Obs: esse valor é considerado baixo.

### 7.1.3.2. Ombro

Para a região do ombro, também será adotado a curva B da DnV.

A variação da tensão é, então, calculada:

$$\Delta S1 = \frac{2 \cdot T1}{d \cdot t} \cdot SCFs \quad \Delta S1 = 39.986 \frac{N}{mm^2}$$

$$\Delta S2 = \frac{2 \cdot T2}{d \cdot t} \cdot SCFs \quad \Delta S2 = 59.978 \frac{N}{mm^2}$$

Aplicando a equação da curva S-N, ou entrando no gráfico, chegamos ao seguinte valor para o número de ciclos:

$$N1 = 4,003 \times 10^8$$

$$N2 = 7,907 \times 10^7$$

Tem-se, assim como foi feito para o orifício, o valor do dano e da vida útil, sucessivamente:

$$Df = 0,0658$$

$$NT = 15 \text{ anos}$$

Pode-se concluir que a vida útil da barra é dada pela vida útil na região do orifício, pois esta é menor do que a obtida na região do ombro.

Assim, determinamos a vida útil da barra como sendo de 11 anos, o que é muito pequena.

Algumas atitudes são necessárias para aumentar a vida útil da estrutura:

- Aumentar a espessura da chapa para diminuir a tensão máxima atuante;
- Aumentar a relação  $r/D$  para diminuir o fator de concentração de tensão;

- Verificar se a curva S-N é a indicada para este caso, a qual pode ser muito conservativa.

## 7.2. Receptáculo

A segunda aplicação apresenta um exemplo caracterizado como intermediário, que é constituído de um receptáculo.

Nessa aplicação o objetivo não é dimensionar o receptáculo. Esse exemplo foi incluído neste trabalho com o objetivo de, partindo de um sinal de tensões aleatório, mostrar como é feito o processo de contagem do número de ciclos do sinal pelos diversos métodos apresentado no presente trabalho e comparar o dano encontrado para diversos métodos de contagem de ciclos.

A estrutura de suporte de riser é composta de um receptáculo, que é uma peça cilíndrica em metal fundido onde o riser está apoiado, e um conjunto de placas (superior, inferior, laterais e de fechamento) formando um elemento estrutural que pode ser chamado de suporte do receptáculo. Estas peças podem estar ligadas a uma viga caixão existente no convés.

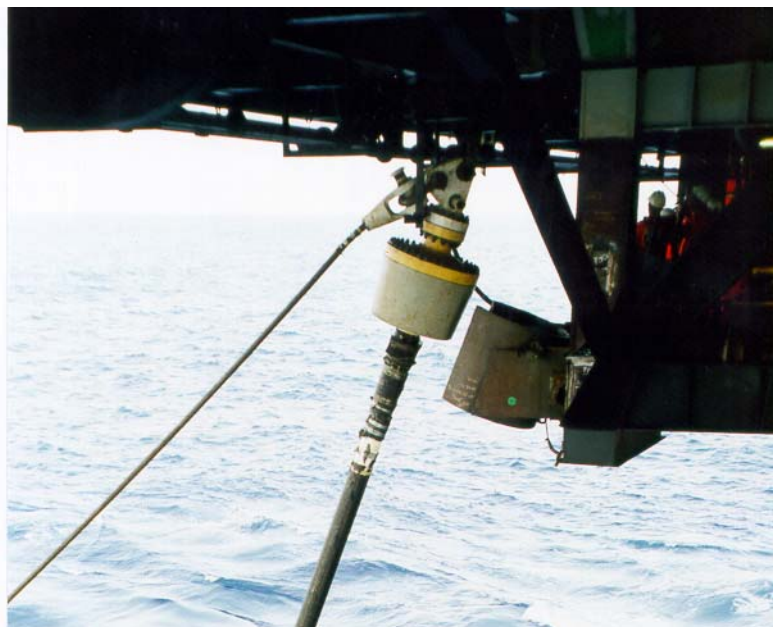


Fig. 7.6 - Topo do Riser e Receptáculo – Vista Lateral



Fig. 7.7 - Receptáculo do Riser – Vista Superior

Os receptáculos para linhas flexíveis têm como função absorver o esforço axial oriundo dessas linhas, bem como os esforços cisalhantes e momentos fletores transmitidos pelo resistor de curvatura ou *bending stiffner*.

A avaliação do comportamento desse tipo de estrutura é feita através de modelos baseados no Método dos Elementos Finitos (MEF).

A sequência de análise neste caso é constituída dos seguintes passos:

- Modelagem através de elementos finitos dos suportes;
- Análise estática não-linear de tensões considerando-se tanto cargas extremas (tormenta) quanto cargas de fadiga. O peso próprio da estrutura de suporte é pequeno quando comparado com a carga de tormenta;
- Verificação das tensões resultantes em cada uma das estruturas analisadas seguindo critérios de escoamento, flambagem e fadiga.

Nesse tipo de estrutura, o cálculo à fadiga não é tão simples como o realizado na aplicação anterior (7.1) e tem-se que lidar com os seguintes problemas:

- Problema de múltiplos estados de tensões;
- Análise aleatória das cargas ambientais;
- Transmissão das cargas do riser para o receptáculo.

Adotou-se a curva X da API RP 2A-WSD [20] (1993) considerando a vida útil mínima de 50 anos para considerar o dimensionamento aceitável.

Nesse tipo de estrutura, as solicitações são:

- Esforços de tração;
- Esforços transversais;
- Esforços devidos a momentos fletores.

Por isso, o cálculo de fadiga é feito segundo apresentado em 4.13.

Um programa de Elementos Finitos como o Ansys calcula, a partir dos valores dos esforços máximos e mínimos e do número de ciclos para cada classe de carregamento, os esforços, o dano e a vida útil da estrutura.

Não faz parte do objetivo do trabalho dimensionar uma estrutura como essa, porém ela está sendo apresentada como um exemplo prático onde deve ser aplicado o cálculo de fadiga. Nesse tipo de estrutura os esforços não são calculados diretamente como na aplicação anterior.

O objetivo aqui é, a partir de uma resposta de tensão em um ponto crítico no tempo fazer o cálculo da fadiga utilizando os diversos métodos de contagem de ciclos que foram apresentados no presente trabalho.

A resposta analisada é associada a um sinal de tensões num ponto crítico a apenas um estado de mar atuando durante 3 horas.

A Fig. 7.8 apresenta o sinal normalizado (valor instantâneo subtraído da média do sinal) em relação a sua média que será analisado e a Tabela 7.2 apresenta as características do sinal.

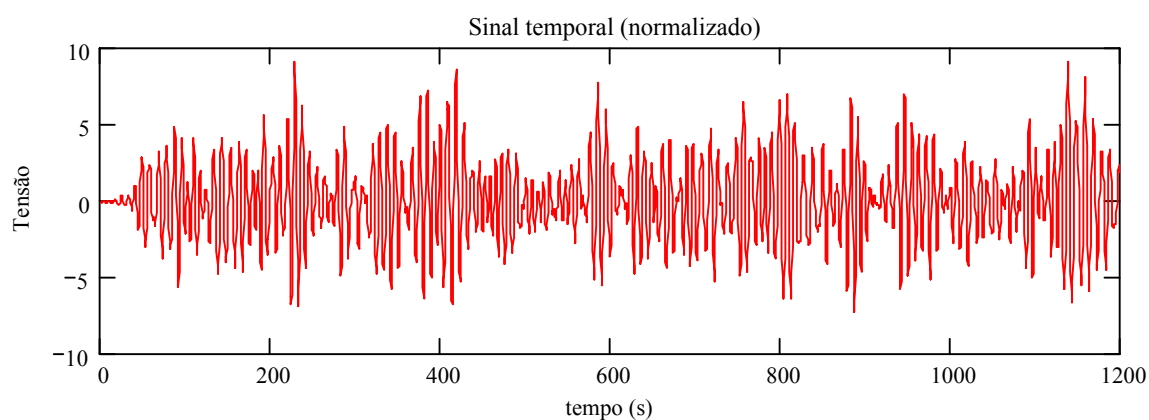


Fig. 7.8 - Sinal Temporal Normalizado

Características do Sinal (Mpa)					
Tensão Máxima	Tensão Mínima	Média	Variância	Dupla Amplitude	Tensão de Escoamento
300,6	284,2	291,5	2,861	16,4	344,85

Tabela 7.2 – Características do sinal analisado

Depois de calcular as características do sinal, normaliza-se o sinal pela média e faz-se uma análise espectral do sinal.

Essa análise consiste em:

- Determinar o número de pontos para fazer uma FFT (Transformada Rápida de Fourier): O sinal original possui 2400 pontos, espaçados a cada 0,5 segundo, resultando num total de 1200 segundos de sinal temporal. Para usarmos na FFT, o número de pontos deve estar em potência de 2, ou seja,  $2^n$ . Para o sinal inicial (com 2400 pontos), esse valor é:

$$2^{11} = 2048;$$

- Determinar o tempo total: sendo o intervalo de tempo entre dois pontos no sinal de 0,5 segundos, o tempo total para o número de pontos da FFT será:

$$2048 \times 0,5 = 1024 \text{ segundos};$$

- Gerar um vetor com os pontos da FFT do sinal considerado, que agora possui uma parcela real e uma parcela imaginária;
- Calcular a raiz quadrada da metade do somatório do quadrado da parte real somada a parte imaginária do vetor gerado pela FFT, que é a metade da variância do vetor gerado pela FFT;

$$\sqrt{\sum_{i=1}^{n_{coef}-1} \frac{\text{Re}(\text{vetor})^2 + \text{Im}(\text{vetor})^2}{2}}$$

- Calcular o número de freqüências que, para esse exemplo, é igual à metade do número de pontos do sinal: 1024;
- Calcular os valores  $A_n$  e  $B_n$  para o espectro definido somente na parte positiva do eixo das freqüências:  $A_n$  é calculado como sendo duas vezes o valor real de cada ponto da FFT e  $B_n$  como duas vezes o valor imaginário:

$$A_n = 2 \operatorname{Re}(\text{de cada ponto})$$

$$B_n = 2 \operatorname{Im}(\text{de cada ponto})$$

- Calcular a variação da freqüência:

$$\Delta w = \frac{2 \cdot \pi}{\text{TempoTotal}} = \frac{2 \cdot \pi}{1024}$$

$$\Delta w = 0,006$$

- Calcular as freqüências que compõem o espectro: como temos 1024 pontos e a freqüência varia a cada 0,006, o valor da maior freqüência será:  $0,006 \times 1024 = 6,283$ ;
- Determinar o espectro propriamente dito: cada ponto do espectro é calculado como sendo:

$$\text{Esp} = \frac{A_n^2 + B_n^2}{2 \cdot \Delta w}$$

- Na Fig. 7.9 tem-se o espectro gerado apenas para freqüências menores que 1,8 rad/s para melhorar a visualização de como ela varia entre 0,4 e 1,2 rad/s. Para valores maiores que 1,8 rad/s o valor do espectro permanece próximo a 0.
- Somando todos os pontos do espectro, multiplicando pela variação da freqüência e tirando a raiz quadrada chegaremos à variância do sinal da FFT;

$$\sqrt{\left( \sum_{i=1}^{n\text{pontos}} \text{Esp} \right) \cdot \Delta w} = 2,648$$



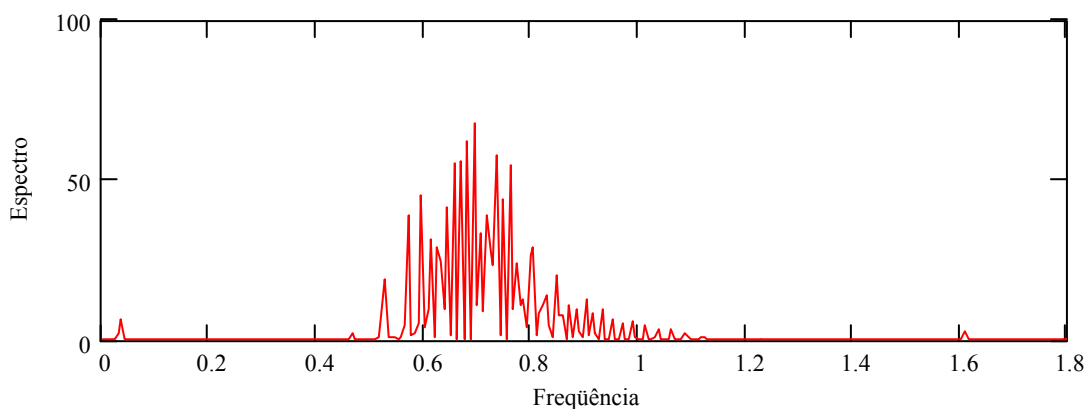


Fig. 7.9 - Espectro gerado a partir do sinal temporal normalizado, com a frequência dada em rad / s

- Na Tabela 7.3 os valores calculados durante a geração do espectro;

Análise Espectral do Sinal	
Número de pontos do sinal original	2400
Número de pontos considerados na FFT	2048
Tempo total (s)	1024
Variância do sinal considerado	2,648
Metade da Variância do sinal considerado	1,324

Tabela 7.3 – Parâmetros para geração do espectro

- Calcular os parâmetros espectrais, que estão resumidos na Tabela 7.4:
  - Momentos espectrais (0, 1, 2, 3, 4):

$$m_i = \sum_{n=1}^{N_{\text{pontos}}} (\text{Esp}_n \cdot \Delta w) \cdot (\text{freq}_n)^i$$

- Largura da banda ( $\epsilon$ ):

$$\epsilon = \sqrt{\frac{m_0 \cdot m_4 - (m_2)^2}{m_0 \cdot m_4}}$$

- Período de cruzamento e período de pico:

$$T_z = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m_0}{m_2}} \quad T_p = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

o  $\beta$  e  $\sigma_1$ :

$$\beta = \sqrt{\frac{(m_2)^2}{m_0 \cdot m_4}} \quad \sigma_1 = \sqrt{m_0}$$

Parâmetros Espectrais						
Momentos		Largura da Banda	Período de cruzamento (Tz)	Período de Pico (Tp)	Beta	sigma1
0	7,0135	0,543	8,544	7,177	0,84	2,648
1	5,0436					
2	3,7925					
3	3,0516					
4	2,9065					

Tabela 7.4 - Parâmetros Espectrais

Feito isso, pode-se fazer a contagem de ciclos pelos diversos métodos.

### 7.2.1. Método de Rainflow

- Calcula-se o número total de picos e de anti-picos. Um pico é definido como sendo um ponto no sinal cuja sua vizinhança (o ponto anterior e o posterior) é menor que ele. Já um anti-pico é definido como sendo um ponto do sinal cuja vizinhança é maior que ele:
  - o Numero de picos do sinal analisado = 165;
  - o Número de anti-picos do sinal analisado = 165.
- Separa os picos e anti-picos dos pontos restantes do sinal;

- Gera um vetor com os valores dos picos e dos anti-picos: Cria um vetor com tantas linhas quanto são o número de picos para colocar o valor do pico e outro vetor para os valores dos anti-picos;
- Calcula a Amplitude de cada ciclo como sendo a diferença entre o valor do pico e o valor do anti-pico, o vetor que vai possuir esta amplitude deve ter o número de linhas iguais a menor quantidade entre picos e anti-picos, como ambas são 165, é esse o valor do vetor com as amplitudes:

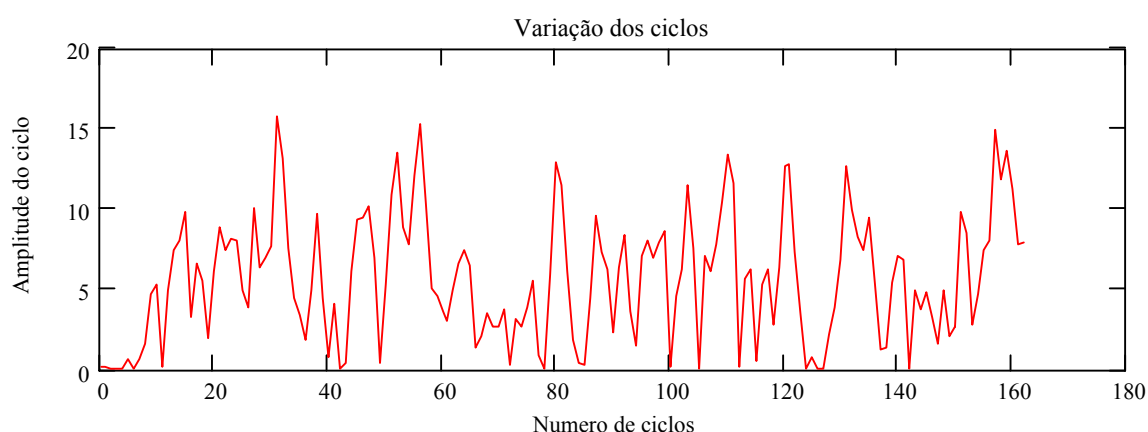


Fig. 7.10 - Variação dos ciclos

- Determina o valor máximo (15,75902) e o mínimo (0,01151) do sinal;
- Divide o sinal em intervalos, que foi escolhido como sendo igual a 100 pontos, e calcula a variação dos valores do sinal:

$$\text{Variação\_Valores} = \frac{\text{Tensao}_{\max} - \text{Tensao}_{\min}}{\text{Intervalo}}$$

- Conta quantos pontos do sinal caiu dentro de cada faixa do intervalo;
- Calcula o dano =  $40,82 \times 10^{-6}$ ;

### 7.2.2. Método de Dirlik

Para o método de Dirlik basta aplicar a seqüência de fórmulas do item 6.6 para encontrar os seguintes valores para o dano e a vida útil:

$$\text{Dano} = 50,97 \times 10^{-6}$$

### 7.2.3. Método de Chaudury

Para o método de Chaudury basta aplicar a fórmula do item 6.7 para encontrar os seguintes valores para o dano e a vida útil:

$$\text{Dano} = 39,31 \times 10^{-6}$$

### 7.2.4. Método do Somatório Simples e do Espectro Combinado

Para esse método, segue-se a seqüência abaixo:

- Gera-se um sinal de baixa freqüência;
- Gera-se um sinal de alta freqüência:

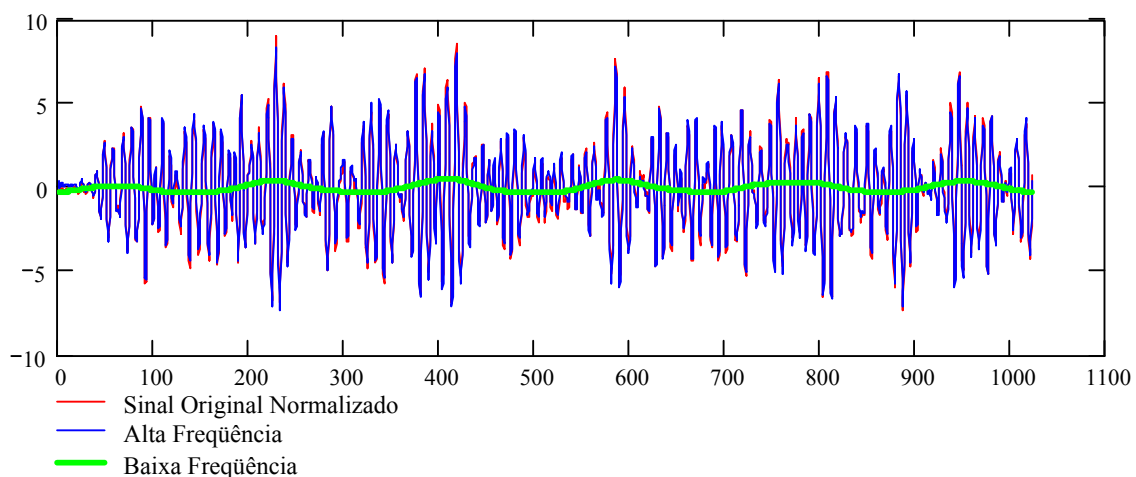


Fig. 7.11 – Sinais de Alta e Baixa Frequência gerados

- Calcula os momentos espectrais de baixa freqüência e de alta freqüência;
- Calcula o desvio padrão em baixa freqüência e de alta freqüência;
- Calcula a freqüência de cruzamento em baixa freqüência e de alta freqüência;

- Aplicas as fórmulas dos itens 6.4 e 6.5 para chegarmos aos danos pelo Método do Somatório Simples (MSS) e Método do Espectro Combinado (MEC):

$$D_{MSS} = 50,61 \times 10^{-6} \quad D_{MEC} = 51,37 \times 10^{-6}$$

### **7.2.5. Método de Jiao e Moan**

Basta seguir a seqüência de cálculo apresentada em 6.8:

- Calcular o parâmetro de largura de banda de Vanmarcke;
- Calcular as variâncias normalizadas das componentes de baixa e alta frequência;
- Calcular a frequência de cruzamento do processo;
- Calcular o fator de correção;
- Calcular o dano:

$$\text{Dano} = 51,23 \times 10^{-6}$$

### **7.2.6. Método de Rayleigh e Fator de Correção de Wirsching**

Basta seguir a seqüência de cálculo apresentada em 6.3:

- Calcular  $a(m)$ ,  $b(m)$ ,  $\varepsilon$ ,  $\rho$ ;
- Calcular o Dano e a Vida útil assumindo banda estreita ( $\varepsilon = 0$ ):

$$\text{Dano} = 52,11 \times 10^{-6}$$

- Calcular o Dano e a Vida útil assumindo banda larga ( $\varepsilon = 1$ ):

$$\text{Dano} = 41,03 \times 10^{-6}$$

### 7.2.7. Resumo dos Resultados

Na tabela Tabela 7.5 apresenta-se os resultados resumidos dos métodos analisados anteriormente.

Método	Dano
Rainflow	40.82E-6
Dirlik	50.97E-6
Rayleigh Fator de Wirsching - BE	52.11E-6
Rayleigh Fator de Wirsching - BL	41.03E-6
Chaudhury	39.31E-6
Somatório Simples	50.61E-6
Espectro Combinado	51.37E-6
Moan & Jiao	51.23E-6

Tabela 7.5 – Quadro de resultados

Todos os cálculos realizados no item 7.2 foram feitos com em uma planilha utilizando o software MathCad. Esta planilha não será apresentada nesse trabalho, mas pode ser solicitada diretamente através do autor desta monografia.

### 7.3. SCR – Steel Catenary Riser

Como terceiro e último exemplo realizado nesse trabalho é apresentado o procedimento de dimensionamento à fadiga em uma estrutura mais elaborada. Será utilizado um riser rígido em forma de catenária, estrutura de extrema importância na indústria do petróleo para exploração em águas profundas e ultra-profundas onde os risers flexíveis não apresentam mais viabilidade técnica e/ou econômica.

O objetivo desse exemplo é, além de apresentar o procedimento de cálculo para esse tipo de estrutura, comparar a vida útil obtida para as diversas curvas S-N existentes, mostrando a sensibilidade dessa escolha e os erros que estaríamos cometendo ao escolher a curva errada. Será também apresentada a curva utilizada na prática para esse tipo de estrutura e verificado se a vida útil encontrada é aceitável.

Para essa análise será utilizado o programa Anflex 5.9 [26], com o qual faremos inicialmente uma análise estática, em seguida uma análise dinâmica. Feito isso, passaremos a utilizar o programa Posfal [27], para fazer os cálculos de fadiga e determinar a vida útil.

Não é intenção dimensionar um riser real. Utilizaremos dados de entrada próximos de uma estrutura indicada para operar na Bacia de Campos obtidos da publicação [16].

- Problema de terminação (contato do riser com a plataforma);
- Simulação do contato do riser com o fundo mar (região do TDP – *Touch Down Point*);

### 7.3.1. Dados do Problema

A estrutura idealizada é um riser com as seguintes características:

Riser rígido de aço:

- $S_y = 413 \text{ MPa}$  (Tensão de Escoamento)
- $E = 2,078E+08 \text{ kN/m}^2$  (Módulo de Elasticidade)
- $\gamma = 77,0 \text{ kN/m}^3$  (Peso específico do aço)
- C.S. = 0,8 (Coeficiente de Segurança adotado)

Fluído interno (água):

- $\gamma = 10,0553 \text{ kN/m}^3$

Coeficientes Hidrodinâmicos:

- $CD = 1,2$
- $CM = 2,0$

Lâmina d'água: 500 m

Dados da linha:

- Azimute = Sul
- $D_e = 10''$  (Diâmetro Externo do riser)
- $esp = 1/2''$  (Espessura do riser)
- ângulo de topo:  $20^\circ$

Navio FPSO:

- Calado: 10 m
- Coordenadas do ponto de Conexão:  $X_N = 100\text{m}$ ;  $Y_N = 30\text{m}$ ;  $Z_N = 5\text{m}$
- Aproamento:  $190^\circ$

### 7.3.2. Construção do Modelo

A geometria do riser foi gerada pela interface do programa Anflex (Pré-Anf - [28]). O riser apresenta-se em forma de catenária e pode ser visto na Fig. 7.12 e Fig. 7.13:

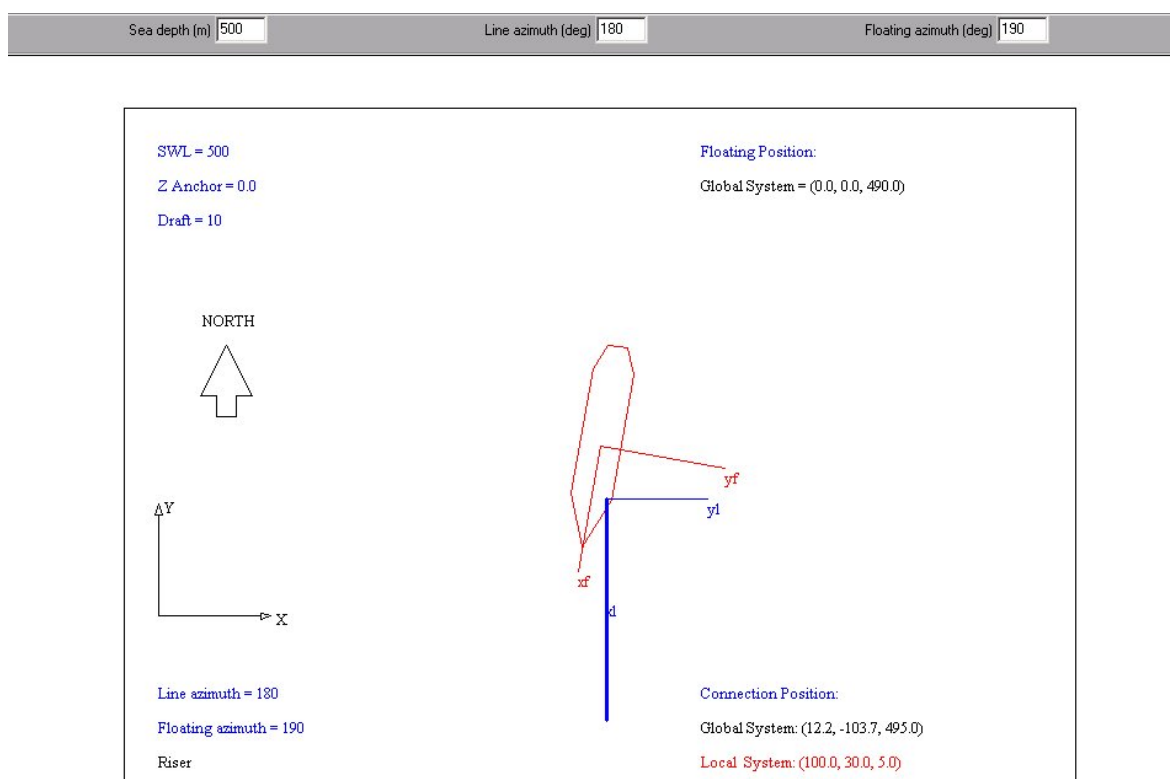


Fig. 7.12 - Vista superior do modelo retirada do Pré-Anf



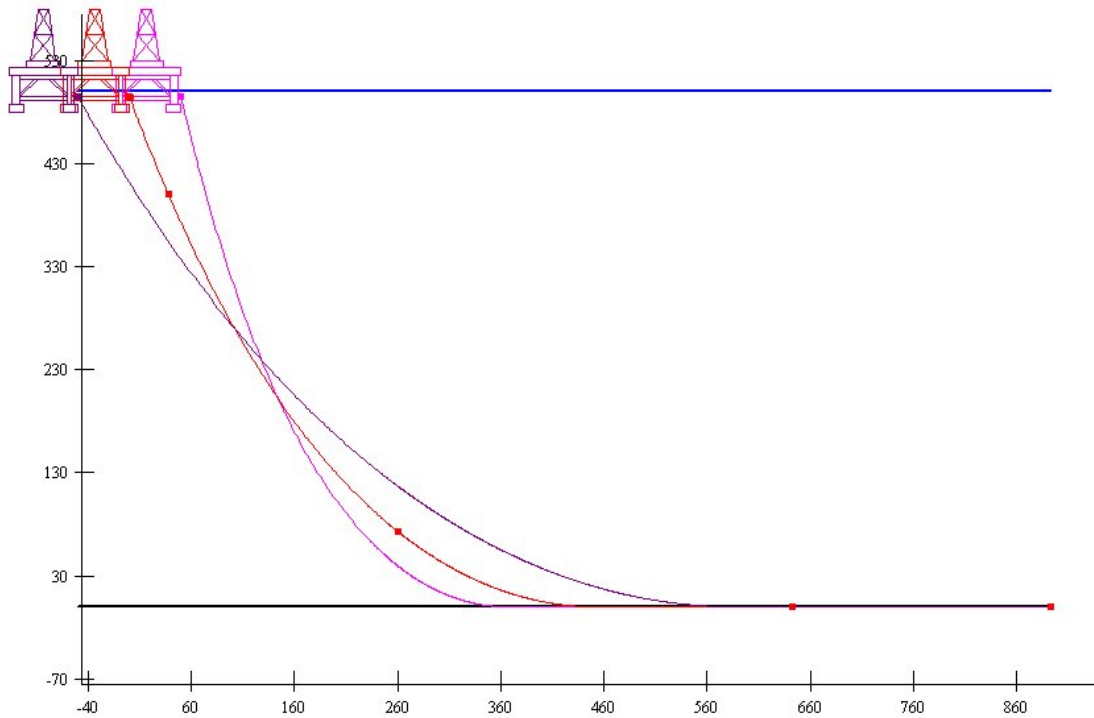


Fig. 7.13 - Vista lateral do modelo juntamente com a situação de *near* e *far* com 10% da Lâmina d'água

Para construir o modelo, o riser foi dividido em 6 segmentos, sendo 5 (4 RIGIDTUBE e 1 STRESSJOINT) elementos de viga e 1 elemento escalar (FLEXJOINT), mostrados na Fig. 7.14 Fig. 7.15 Fig. 7.16 Fig. 7.17 Fig. 7.18 Fig. 7.19 em seguida:

**Segment data**

Current segment: 1    <=    =>

Initial weight:  WET     DRY

Element type:  BEAM     TRUSS     CABLE     SCALAR

Segment type:  FLEXLINE     STIFFENER     CONNECTOR     RIGIDTUBE     RIGIDJOINT     STRESSJOINT     FLEXJOINT

Segment length (m)	250
First element length (m)	4.994
Last element length (m)	0.500
Riser fluid specific weight (kN/m <sup>3</sup> )	10.0553
Specific weight (kN/m <sup>3</sup> )	77
External diameter (m)	0.254
Internal diameter (m)	0.2286
Floater buoyancy force (kN/m)	0.0
Floater weight in air (kN/m)	0.0
Additional mass (kg/m)	0.0

Elastic modulus (E, kN/m <sup>2</sup> )	2.078e8
Morison inertia coefficient (CM)	2.0
Morison drag coefficient (CD)	1.2
Hidrodynamic diameter (m)	0.254
Additional weight (kN)	0.0

Ok    Cancel

Fig. 7.14 - Elemento 1

**Segment data**

Current segment: 2    <=    =>

Initial weight:  WET     DRY

Element type:  BEAM     TRUSS     CABLE     SCALAR

Segment type:  FLEXLINE     STIFFENER     CONNECTOR     RIGIDTUBE     RIGIDJOINT     STRESSJOINT     FLEXJOINT

Segment length (m)	400
First element length (m)	0.491
Last element length (m)	0.500
Riser fluid specific weight (kN/m <sup>3</sup> )	10.0553
Specific weight (kN/m <sup>3</sup> )	77
External diameter (m)	0.254
Internal diameter (m)	0.2286
Floater buoyancy force (kN/m)	0.0
Floater weight in air (kN/m)	0.0
Additional mass (kg/m)	0.0

Elastic modulus (E, kN/m <sup>2</sup> )	2.078e8
Morison inertia coefficient (CM)	2.0
Morison drag coefficient (CD)	1.2
Hidrodynamic diameter (m)	0.254
Additional weight (kN)	0.0

Ok    Cancel

Fig. 7.15 - Elemento 2

**Segment data**

Current segment: 3    <=    =>

Initial weight:  WET     DRY

Element type:  BEAM     TRUSS     CABLE     SCALAR

Segment type:  FLEXLINE     STIFFENER     CONNECTOR     RIGIDTUBE     RIGIDJOINT     STRESSJOINT     FLEXJOINT

Segment length (m)	400
First element length (m)	0.502
Last element length (m)	5.015
Riser fluid specific weight (kN/m3)	10.0553
Specific weight (kN/m3)	77
External diameter (m)	0.254
Internal diameter (m)	0.2286
Floater buoyancy force (kN/m)	0.0
Floater weight in air (kN/m)	0.0
Additional mass (kg/m)	0.0

Elastic modulus (E, kN/m2)	2.078e8
Morison inertia coefficient (CM)	2.0
Morison drag coefficient (CD)	1.2
Hidrodynamic diameter (m)	0.254
Additional weight (kN)	0.0

Ok    Cancel

Fig. 7.16 - Elemento 3

**Segment data**

Current segment: 4    <=    =>

Initial weight:  WET     DRY

Element type:  BEAM     TRUSS     CABLE     SCALAR

Segment type:  FLEXLINE     STIFFENER     CONNECTOR     RIGIDTUBE     RIGIDJOINT     STRESSJOINT     FLEXJOINT

Segment length (m)	100
First element length (m)	4.965
Last element length (m)	0.298
Riser fluid specific weight (kN/m3)	10.0553
Specific weight (kN/m3)	77
External diameter (m)	0.254
Internal diameter (m)	0.2286
Floater buoyancy force (kN/m)	0.0
Floater weight in air (kN/m)	0.0
Additional mass (kg/m)	0.0

Elastic modulus (E, kN/m2)	2.078e8
Morison inertia coefficient (CM)	2.0
Morison drag coefficient (CD)	1.2
Hidrodynamic diameter (m)	0.254
Additional weight (kN)	0.0

Ok    Cancel

Fig. 7.17 - Elemento 4

**Segment data**

Current segment: 5 [ <= ] [ => ]

Initial weight:  WET  DRY

Element type:  BEAM  TRUSS  CABLE  SCALAR

Segment type:  FLEXLINE  STIFFENER  CONNECTOR  RIGIDTUBE  RIGIDJOINT  STRESSJOINT  FLEXJOINT

Segment length (m)	1.5
Number of divisions	5
Riser fluid specific weight (kN/m <sup>3</sup> )	10.0553
Specific weight (kN/m <sup>3</sup> )	77
Initial outer diameter (m)	0.27305
Central outer diameter (m)	0.394
Final outer diameter (m)	0.425
Internal diameter (m)	0.2286
Floater buoyancy force (kN/m)	0.11747
Floater weight in air (kN/m)	0.17322

Elastic modulus (E, kN/m <sup>2</sup> )	2.078e8
Morison inertia coefficient (CM)	2.0
Morison drag coefficient (CD)	1.2
Beginnig flange weight (kN)	0.0
Final flange weight (kN)	0.0

Ok Cancel

Fig. 7.18 - Elemento 5

**Segment data**

Current segment: 6 [ <= ] [ => ]

Initial weight:  WET  DRY

Element type:  BEAM  TRUSS  CABLE  SCALAR

Segment type:  FLEXLINE  STIFFENER  CONNECTOR  RIGIDTUBE  RIGIDJOINT  STRESSJOINT  FLEXJOINT

X stiffness (local, kN/m)	3.804e5
Y stiffness (local, kN/m)	3.804e5
Z stiffness (local, kN/m)	3.804e5
RX stiffness (local, kN.m/deg)	6.441
RY stiffness (local, kN.m/deg)	10.28
RZ stiffness (local, kN.m/deg)	10.28
RX stiffening Factor	1.0
RY stiffening Factor	1.0
RZ stiffening Factor	1.0

Initial FX (local, kN)	0.0
Initial FY (local, kN)	0.0
Initial FZ (local, kN)	0.0
Initial MX (local, kN.m)	0.0
Initial MY (local, kN.m)	0.0
Initial MZ (local, kN.m)	0.0

Ok Cancel

Fig. 7.19 - Elemento 6

### 7.3.3. Análise Estática

Numa análise real, temos diversas direções de incidência de onda, corrente e movimento prescrito. Para esse exemplo didático, utilizaremos apenas 1 direção, representando a situação de *far* (afastamento) que para esse caso é consequência de carregamentos para a direção Norte (N). Como o objetivo dessa aplicação é apresentar o procedimento para o cálculo de fadiga de uma estrutura real mais elaborado não serão utilizadas todas as direções de carregamento e nem será combinado suas respectivas probabilidades de ocorrência.

A análise de uma estrutura desse tipo (*riser*) é extremamente complexa, pois não se trata de uma única análise. Deve-se utilizar o programa Anflex tantas vezes quantos forem os números de carregamentos existentes. Numa análise real são combinados os carregamentos de onda, corrente e movimento prescrito para diversas direções de incidência com sua respectiva probabilidade de ocorrência.

Nessa aplicação, será feita uma única análise, com carregamento de onda, corrente e movimento prescrito numa mesma direção. Esse processo é o bastante para atingir o objetivo, bastando repetir esse processo tantas vezes quantas forem necessárias quando se tratar de um dimensionamento real.

O carregamento utilizado foi:

- Offset de 10% LDA (50 m) atuando na direção da onda;
- Corrente com perfil regular, variando de 0m/s no fundo a 1,5 m/s na superfície, na mesma direção da onda;

Na análise estática o carregamento de onda não é considerado visto que este não é um carregamento estático.

### 7.3.4. Análise Dinâmica

A análise dinâmica tem como condições iniciais os resultados da análise estática e tem além dos carregamentos já aplicados, a atuação da onda. O Anflex apresenta duas formas de se considerar a onda: determinística ou aleatória. Em ambos os casos a onda é caracterizada por um período e uma altura.

Para fazer a análise dinâmica, precisamos de um arquivo que contenha as respostas para os movimentos do navio que pode ser encontrado num arquivo de RAO (*Response Amplitude Operator*). Um arquivo de RAO contém dados do movimento de um flutuante específico, em relação ao seu centro de movimento, para uma onda unitária (altura unitária). Este arquivo contém as amplitudes e fases do movimento para cada grau de liberdade (6) onde as ondas (com períodos variando dentro de um dado intervalo) atuando em diversas direções em relação ao eixo x (popa-proa) do navio.

A onda determinística é caracterizada somente por um harmônico, ou seja, um período e uma altura. O período é utilizado como dado de entrada no RAO para se obter a resposta de movimento do flutuante; a altura atua como um fator multiplicador visto que o RAO foi calculado para uma onda unitária. Então, do RAO obtém-se uma amplitude e uma fase que são utilizadas numa expressão da seguinte forma:

$$D = A \cos(\omega t + \Phi)$$

A onda aleatória é composta por um conjunto de possíveis ondas, onde cada uma recebe um peso de acordo com o espectro associado (espectro de Jonswap, por exemplo), que é conjugado com o RAO obtendo-se uma resposta com a seguinte forma:

$$D = \sum A \cos(\omega t + \Phi)$$

Para exemplificar a forma com que os dados de uma determinada onda são fornecidos para se realizar uma análise dinâmica é apresentado a Tabela 7.6. Nesta tabela está fornecido valores para uma onda com um período de recorrência de 100 anos, cujos dados são utilizados para se realizar uma análise de extremos, cuja finalidade é calcular a tensão máxima atuante no riser e comparar com a tensão máxima resistente.

Direção	Período de recorrência de 100 anos	
<b>S</b>	$H_{m\acute{a}x}$ : máxima altura de onda (m)	13,00
	$TH_{m\acute{a}x}$ : período associado à $H_{m\acute{a}x}$	12,10
	$H_s$ : altura de onda significativa (m)	7,00
	$TP$ : período de pico associado à $H_s$ (s)	14,70
	$TZ$ : período de cruzamento no zero (s)	11,05
	Alpha: parâmetro de Jonswap	0,0046
	Gamma: parâmetro de Jonswap	1,62

Tabela 7.6 - Parâmetros do carregamento de onda

Os dados ambientais consideram a direção da onda como a direção de onde a onda vem e a direção da corrente como a direção para onde a corrente vai. Normalmente, nas análises de engenharia consideramos a direção para onde a onda vai, lembrando-se de fazer a devida correspondência na aquisição dos dados.

A onda na direção Sul dos dados ambientais caminha para Norte, portanto segundo a convenção ela será chamada de onda Norte.

Os dados fornecidos pela Tabela 7.6 são utilizados da seguinte forma:

- Os valores de  $H_{m\acute{a}x}$  e  $TH_{m\acute{a}x}$  são utilizados quando o objetivo é realizar uma análise dinâmica determinística;
- Os valores de  $H_s$ ,  $T_p$ , Alpha e Gamma são utilizados quando o objetivo é realizar uma análise dinâmica aleatória utilizando o espectro de Jonswap;
- Os valores  $H_s$  e  $T_z$  são utilizados quando objetivo é realizar uma análise dinâmica aleatória utilizando o espectro de Pierson-Moskowitz;

Para a análise dinâmica realizada nesta aplicação foi utilizado os seguintes parâmetros para a onda aleatória:

- $H_s = 5,10$  m;
- $T_p = 13,26$  s;
- Alpha = 0,0038;
- Gamma = 1,53;

Pode-se notar que os valores de  $H_s$  e  $T_p$  utilizados na análise de fadiga são menores que os valores propostos na Tabela 7.6 para uma onda centenária. Isto ocorre porque o cálculo de fadiga é feito para ondas que ocorrem com frequências anuais e não centenária.

Como já foi mencionado, um estado de mar é considerado constante para um período de 3 horas. Em 1 ano, ocorrem diversos estados de mares diferentes, todos associados a um determinado espectro caracterizado por uma altura e um período de onda. Cada estado de mar ocorre com uma determinada probabilidade. Para o exemplo em questão, utilizou-se apenas um estado de mar e calculou o dano. Para o cálculo da vida útil, deve-se associar a esse dano com sua respectiva probabilidade de ocorrência e então somar com os outros danos pela regra de Miner. Só depois disso é que pode determinar a vida útil da estrutura. Nesse exemplo, a vida útil foi calculada considerando que a probabilidade de ocorrência desse estado de mar é 1. Isto não ocorre na prática, mas o exemplo é de uma situação hipotética para apresentar o procedimento de cálculo.

### **7.3.5. Análise de Fadiga**

Para o cálculo de fadiga utilizamos o programa POSFAL, que usa como arquivo de entrada o arquivo .FAA e o .J21, que sai da análise dinâmica do Anflex. O arquivo .J21 contém apenas informações dos nós e suas propriedades geométricas.

O POSFAL calcula o número de ciclos para cada faixa de tensão, e com isso, pode calcular o DANO para então determinar a VIDA ÚTIL, para cada elemento, em 8 pontos da seção transversal, como indicado na Fig. 7.20:



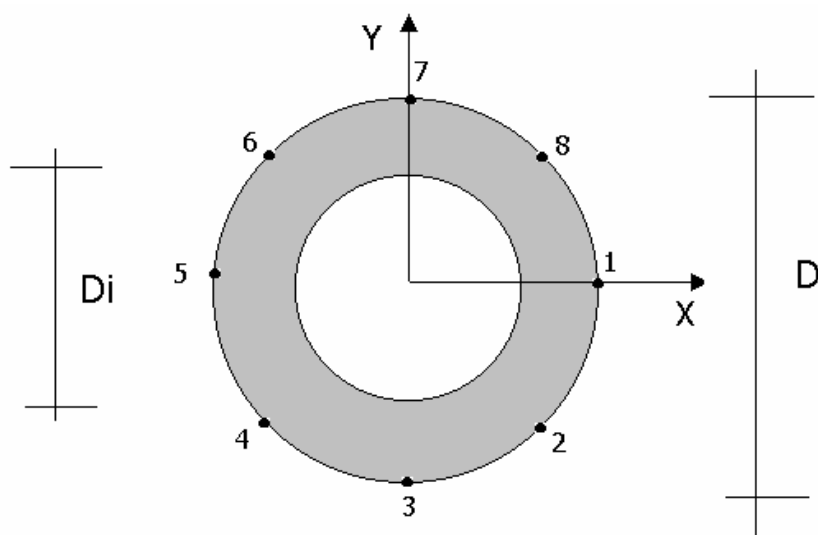


Fig. 7.20 - Ilustração dos pontos para cálculo de fadiga

Para a contagem dos ciclos, dentre os métodos citados neste trabalho, o POSFAL utiliza os seguintes métodos:

- *DAMAGE RESULTS BY RAYLEIGH WITH WIRSHING CORRECTION FACTOR*
- *DAMAGE RESULTS BY RAINFLOW METHOD FROM ORIGINAL TIME-HISTORY*
- *DAMAGE RESULTS BY DIRLIK METHOD*

Para a utilização do programa POSFAL foi feita uma primeira análise e verificado o ponto onde ocorreu o maior dano (conseqüentemente a menor vida útil). Este ponto (junta número 2085) localizou-se na região do TDP por ser uma região de grande variação de tensão. Outro ponto crítico da estrutura, onde poderia ter ocorrido a menor vida útil é no topo do riser na transição do Stress Joint, por ser um ponto de concentração de tensões (SCF alto).

O programa foi reutilizado outras 13 vezes, cada uma com uma curva S-N diferente, utilizando todas as 13 curvas apresentadas na tabela 4.1.

	Curva S-N	Vida Útil (anos)		
		Método de Rayleigh com fator de correção de Wirshing	Método do Rainflow	Método de Dirlik
1	Curva X da API	7	19	6
2	Curva X' da API	2	5	2
3	Curva B da DnV	32	80	28
4	Curva E da DnV	2	4	2
5	Curva WE da DnV	0,4	0,6	0,3
6	Curva B da Welding Institute - 196	73	182	63
7	Curva C da Welding Institute	29	60	25
8	Curva D da Welding Institute	9	15	8
9	Curva E da Welding Institute	8	13	7
10	Curva F da Welding Institute	4	7	3
11	Curva F2 da Welding Institute	3	5	2
12	Curva G da Welding Institute	1	2	1
13	Curva W da Welding Institute	0,8	1	0,7

Tabela 7.7 – Resumo dos resultados para as diversas curvas S-N

Como estamos com um exemplo prático ilustrativo, só temos um arquivo .FAA, que terá 100% de ocorrência. Quando estivermos dimensionando um riser real, temos diversos arquivos .FAA, cada um com sua respectiva probabilidade de ocorrência, que deve ser informado para o programa.

Na prática de projetos dentre os métodos existentes opta-se por utilizar o método de Rainflow, por ser um método mais preciso e, com isso, menos conservador, apresentando resultados mais próximos da realidade.

Avaliando os resultados encontrados podemos perceber a importância de se escolher a curva S-N correta. Caso tenha-se optado por utilizar a Curva B da Welding Institute seria obtida uma vida útil entre 182 anos, já para a curva W da Welding Institute a vida útil seria de apenas 1 ano. Uma diferença que não pode ser desprezada.

Depois de verificada a influência da escolha da curva S-N foi feita uma nova análise, agora com a curva E da DNV, porém para estruturas com proteção catódica e dentro do mar, que é a curva recomendada para esse tipo de estrutura e utilizada em projetos na prática. Essa curva apresenta  $k = 3.00$  e  $\log(A) = 11,610$ . A vida útil para esse caso, utilizando o método de Rainflow, calculada pelo POSFAL é de 2 anos.

Não apresentou diferença em relação a curva E da DNV da tabela 4.1 (que é para uma estrutura no ar) devida ao arredondamento, visto que a vida útil encontrada foi muito pequena.

Concluimos que a estrutura não passaria numa verificação à fadiga, mesmo que tenha passado numa análise de extremos (que não foi feita para esse caso), mostrando mais uma vez a importância de se fazer uma análise de fadiga.

## **8. Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros**

Durante o processo de desenvolvimento de um trabalho de fim de curso diversos fatores ocorrem na vida de quem o está desenvolvendo. Mudanças na linha de pesquisa podem ocorrer e uma prova disso é quando se começa o trabalho escolhendo um título. Define-se o título, o objetivo, escolhe-se a metodologia que vai seguir e inicia a pesquisa, mas depara-se com dificuldades tão variadas e pessoais que não é muito difícil descrevê-las. Quando o trabalho está pronto, ao reler o título é comum ele não se encaixar exatamente com o resultado e algumas modificações são feitas. Não me refiro a trocar de tema, mas a uma ou outra palavra que foi utilizada e que perdeu o sentido.

Chegando ao fim do trabalho, sente-se uma satisfação muito grande ao perceber que o tempo gasto no seu desenvolvimento resultou em algo proveitoso, não só para o autor, mas para outras pessoas que tenham acesso ao documento.

O objetivo ao se realizar um projeto final de curso é dar ao aluno a oportunidade de estudar um assunto que não é detalhado na graduação, e que esteja relacionado com sua formação profissional. Por isso foi escolhido este tema: “FADIGA”. Além desse tema não ser muito discutido na graduação, ainda é um assunto que tem muito a ser pesquisado.

Um dos objetivos desse trabalho foi desenvolver um texto sobre fadiga que pudesse ser utilizado por engenheiros sem o conhecimento do assunto ou com pouco conhecimento e que tivessem interessados em saber mais sobre o assunto. No início, este objetivo parecia muito difícil de cumprir, alguns chegaram a achar uma arrogância tê-lo propor, mas basta alguém se dispor a ler o trabalho que vai perceber que um grande esforço foi feito na intenção de atingir o objetivo.

Outro objetivo foi aprimorar os procedimentos de análise de fadiga utilizando as curvas S-N em estruturas offshore.

O trabalho iniciou-se com uma pesquisa objetivando reunir um grande número de acidentes causados por fadiga, mostrando que o assunto deve ser estudado para ser dominado. O tema é muito abrangente, envolvendo assuntos de diversas qualificações, como engenharias civil, naval e metalúrgica, por exemplo.

Os três exemplos de aplicação utilizados objetivaram abranger os diversos parâmetros que envolvem o processo de fadiga.

No primeiro exemplo foram utilizados conceitos de concentração de tensões, cálculo do número de ciclos para um carregamento determinístico, utilização de curvas S-N, cálculo do

dano e determinação da vida útil. Dominando este exemplo, pode-se fazer o cálculo da vida útil em diversas estruturas simples.

No segundo exemplo, utilizou-se uma situação prática para mostrar como pode ser feito a contagem dos ciclos de um sinal aleatório, determinando o dano por diversos métodos existentes. Neste exemplo, foram utilizados conceitos de análise aleatória, probabilidade, estatística, geração de espectros e determinação de seus parâmetros.

No terceiro e último exemplo, foi mostrado o procedimento para realizar uma análise de fadiga de um riser, a complexidade envolvida no processo e a grande quantidade de análises que deve ser feita para dimensionar um riser à fadiga. Este exemplo reuniu conceitos de análise estática e análise dinâmica. Além disso, foi mostrado a influência da escolha da curva S-N na determinação da vida útil da estrutura.

Chegando ao fim do trabalho pode-se dizer que os objetivos foram todos alcançados.

Não resta dúvida que sempre se pode melhorar um pouco e sempre vai haver um assunto que não foi bem abordado ou que poderia ter sido mais detalhado. Porém, o assunto é muito vasto e qualquer ponto que tenha ficado pendente pode servir de incentivo para se dar prosseguimento ao trabalho iniciado e ser foco de um outro desenvolvimento futuro.

Um assunto que foi citado no trabalho não que não foi detalhado, podendo servir de objetivo para trabalhos futuros é a parte da propagação de trincas, que é um ponto de especial interesse da indústria offshore pois está associado diretamente com a integridade do sistema.

## 9. Bibliografia

- [1] WILLEMS, EASLEY, ROLFE, Resistência dos Materiais, Editora Mc. Graw-Hill, capítulo 14, 1983
- [2] MOURA BRANCO, CARLOS AUGUSTO GOMES DE, Mecânica dos Materiais, 3ª edição, Serviço de Educação Fundação Calouste Gulbenkian/Lisboa, capítulos 10 e 14, novembro de 1998
- [3] MOURA BRANCO, CARLOS AUGUSTO GOMES DE; FERNANDES, ANTÓNIO AUGUSTO; CASTRO, PAULO MANUEL SALGADO TAVARES DE, Fadiga de Estruturas Soldadas, edição de Fundação Calouste Gulbenkian, agosto de 1986
- [4] BATISTA, RONALDO CARVALHO; PFEIL, MICHÈLE S.; CARVALHO, ELIANE MARIA LOPES – Acidentes Estruturais na Construção Civil – Capítulo 23 – Causas do colapso e recuperação estrutural dos apoios metálicos da tubulação do Emissário Submarino de Ipanema
- [5] JR., ROY R. CRAIG – Mecânica dos Materiais, Segunda Edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Capítulo 12, 2000
- [6] HIBBELER, R. C., Resistência dos Materiais, Terceira Edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1997
- [7] FROCHT, MAX MARK – *Photoelasticity, Volume I – New York, John Wiley & Sons, Inc; London: Chapman & Hall, limited*
- [8] CMPT, *Floating Structures: a guide for design and analysis, Volume two*, OPL, 1998, Edited by N.D.P. Barltrop
- [9] A. ALMAR-NAESS, *Fatigue Handbook – offshore steel structures*, Edited by A. Almar-Naess, published by Tapir, Norges tekniske høyskole, 1985

- [10] DOWLING, NORMAN E. – *Mechanical Behavior of Materials – Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue – Second Edition – Upper Saddle river, New Jersey 07458 – 1999*
- [11] ROARK, R. J., e YOUNG, W. C. – *Roark's Formulas for Stress and Strain, 6<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, Inc., New York, 1988*
- [12] PETERSON, R. E. – *Stress Concentration Factors*, Jonh Wiley & Sons, Inc., New York, 1974
- [13] Wohler, A., *Experiments on the strength os metals, Engineering*, Vol. 23, p. 160, 1967
- [14] Harrison, J.D. *Partial Failure of a Fixed Offshore Platform, Int. Inst. Of Welding, Doc. XIII-708-73, 1973*
- [15] MENDONÇA, SALETE MARTINHO de – COPPE/UFRJ, M.Sc., Engenharia Civil, Tese de Mestrado – Análise Da Estrutura De Suportação De Um Riser Rígido Em Catenária Em Uma Plataforma Semi-Submersível; [Rio de Janeiro] Junho de 2001
- [16] DANTAS, C. M. S., QUEIJA, MARCOS DE SIQUEIRA e ELLWANGER, GILBERTO BRUNO, TORRES, A. L. F. L., Análise Dinâmica no Domínio da Frequência com Ênfase Na Verificação da Fadiga de Risers Rígidos. 25<sup>o</sup> Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, 2003, Recife - PE, Brasil
- [17] SALGADO, NELSON KRAHENBUHL – Apostila de Fadiga em Estruturas Metálicas, s/ ano
- [18] *DRAFT INTERNATIONAL STANDARD - ISO/DIS 19901-1 – Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures – Annex B – Discussion of wave frequency spectra, page 62 to 71*
- [19] DNV – *DET NORSKE VERITAS; Fatigue Strength Analysis of Offshore Steel Structures; Recommended Practice RP-C203; October 2001*

- [20] API – AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE; *Recommended Practice for Planning, Designing and Construction Fixed Offshore Platforms – Working Stress Design; API RP 2A-WSD; Twenty-First Edition, December 2000*
- [21] API - RP 2SK (1995) *Recommended Practice for Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures*
- [22] CHACRABARTI, SUBRATA K. – *Hydrodynamics of Offshore Structures – Computational Mechanics Publications Southampton Boston – Springer-Verlag Berlin heidelberg New York London Paris Tokyo, 1987 - Chapter 4*
- [23] SOUZA LIMA / SORIANO / HAMPSHIRE – Apostila (em desenvolvimento) do Curso de Análise Dinâmica de Estruturas, UFRJ – 10º período – 2004/2
- [24] MathSoft, Mathcad 11 – *User's Guide, Mathsoft Engineering & Education, Inc,* novembro de 2002
- [25] Compaq Visual Fortran Version 6.5 – *Programmer's Guide, 2000 Compaq Computer Corporation*
- [26] ANFLEX 5.9 – Manual do Anflex versão 5.9 – Petrobrás, 2004
- [27] POSFAL – Manual do Posfal – Petrobrás, 2003
- [28] PRÉ-ANF – Manual do Pré-Anf – Petrobrás, 2003
- [29] O ESTADO DE SÃO PAULO – Especial Ayrton Senna – 10 Anos sem Ele, 1º de maio de 2004
- [30] Referências da Internet sobre Acidentes da Indústria Aeronáutica:  
a) CARNEIRO, DEMÉTRIO, ALBERTO, GARCIA, ENG. – Divisão de Sistemas Aeronáuticos – ASA, Nova Filosofia para as Aeronaves da FAB (<http://www.iae.cta.br/asa/asa-pp/revistaabemdata20set2002.html>)

[31] Referências da Internet sobre o acidente de Ayrton Senna:

a) <http://www.gptotal.com.br>

Especial: 10 anos sem Senna

Imola, 1º de maio de 1994

Parte I, parte III, parte IV

b) <http://www.ayrtonseennadasilva.web1000.com>

1º de maio de 1994

Vídeos

c) JORNAL O ESTADÃO

<http://www.estadao.com.br/senna/indicepdf.htm>

<http://www.estadao.com.br/senna/mat3.htm>

d) REVISTA ISTOÉ

<http://www.zaz.com.br/istoe/capa/142931.htm>

e) REVISTA VEJA

<http://veja.abril.com.br/idade/exclusivo/050203/senna.html>