



TEORIAS DE FALHA POR FADIGA

A ciência é uma peça de mobília de primeira qualidade para o andar superior de um homem, se ele tiver bom senso no térreo.

OLIVER WENDELL HOLMES

6.0 INTRODUÇÃO

A maioria das falhas em máquinas acontece devido a cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais. Assim, a utilização única das teorias de falha estática do capítulo anterior pode levar a projetos sem segurança quando as solicitações são dinâmicas.

A Tabela 6-0 mostra as variáveis utilizadas neste capítulo e faz referência às equações, tabelas ou seções nas quais elas são usadas. No fim do capítulo, é fornecido um resumo que também reúne as equações mais significativas do capítulo para facilitar a consulta e identifica a seção do capítulo correspondente à discussão da equação desejada.

História da falha por fadiga

Esse fenômeno foi observado pela primeira vez por volta de 1800, quando os eixos de um vagão ferroviário começaram a falhar após um pequeno período em serviço. Apesar de serem feitos de aço dúctil, eles exibiam características de fraturas frágeis e repentinas. Rankine publicou um artigo em 1843, *As Causas da Ruptura Inesperada de Munhões de Eixos Ferroviários*, no qual dizia que o material havia “cristalizado” e se tornado frágil devido às tensões flutuantes. Os eixos haviam sido projetados com toda a perícia e engenharia disponíveis na época, as quais baseavam-se em experiências decorrentes de estudos com estruturas carregadas estaticamente. Cargas dinâmicas eram, portanto, um fenômeno novo, resultante da introdução das máquinas movidas a vapor. Esses eixos estavam fixos às rodas e giravam em conjunto com elas. Desse modo, a tensão de flexão em qualquer ponto da superfície do eixo variava ciclicamente entre valores positivos e negativos, como mostra a Figura 6-1a. Esse carregamento é denominado alternado. Um engenheiro alemão, August Wöhler, realizou a primeira investigação científica (durante um período de 12 anos) sobre o que estava sendo chamado de *falha por fadiga*, testando, em laboratório, eixos até a falha sob carregamento alternado. Suas descobertas, publicadas em 1870, identificavam o número de ciclos de tensão variante no tempo como os causadores do colapso e a descoberta da

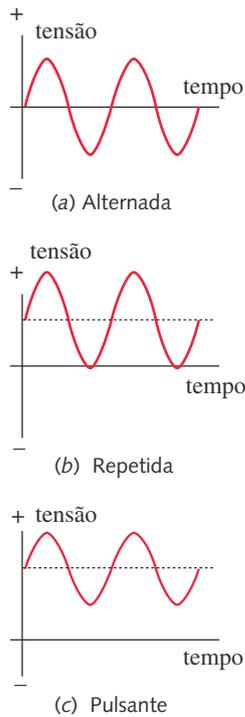


FIGURA 6-1

Tensões variantes no tempo.

Tabela 6-0 Variáveis usadas neste capítulo

Símbolo	Variável	Unid. ips	Unid. SI	Ver
A	amplitude relativa	nenhuma	nenhuma	Equação 6.1d
a	metade da largura da trinca	in	m	Equação 6.3
A_{95}	95% de área tensionada	in ²	m ²	Equação 6.7c
C_{carreg}	fator de carga	nenhuma	nenhuma	Equação 6.7a
C_{conf}	fator de confiabilidade	nenhuma	nenhuma	Tabela 6-4
$C_{tamanho}$	fator de tamanho	nenhuma	nenhuma	Equação 6.7b
C_{perf}	fator de superfície	nenhuma	nenhuma	Equação 6.7e
C_{temp}	fator de temperatura	nenhuma	nenhuma	Equação 6.7f
d_{equiv}	diâmetro equivalente do corpo de prova	in	m	Equação 6.7d
K	fator de intensidade de tensão	kpsi-in ^{0.5}	MPa-m ^{0.5}	Seção 6.1
K_c	tenacidade à fratura	kpsi-in ^{0.5}	MPa-m ^{0.5}	Seção 6.1
ΔK	variação do fator de intensidade de tensão	kpsi-in ^{0.5}	MPa-m ^{0.5}	Equação 6.3
ΔK_{th}	valor limite da variação do fator intensidade de tensão	kpsi-in ^{0.5}	MPa-m ^{0.5}	Seção 6.5
K_f	fator de concentração de tensão na fadiga	nenhuma	nenhuma	Equação 6.11
K_{fm}	fator de concentração de tensão na fadiga para a tensão média	nenhuma	nenhuma	Equação 6.17
N	número de ciclos	nenhuma	nenhuma	Figura 6-2, Seção 6.2
N_f	coeficiente de segurança na fadiga	nenhuma	nenhuma	Equação 6.14, 6.18
q	sensibilidade ao entalhe do material	nenhuma	nenhuma	Equação 6.13, Figura 6-36
R	razão de tensão	nenhuma	nenhuma	Equação 6.1d
S_e	limite de fadiga corrigido	psi	Pa	Equação 6.6
S_e'	limite de fadiga não corrigido	psi	Pa	Equação 6.5
S_f	resistência à fadiga corrigida	psi	Pa	Equação 6.6
S_f'	resistência à fadiga não corrigida	psi	Pa	Equação 6.5
S_m	resistência média em 10 ³ ciclos	psi	Pa	Equação 6.9
$S(N)$	resistência à fadiga em qualquer N	psi	Pa	Equação 6.10
S_{yc}	tensão de escoamento na compressão	psi	Pa	Figura 6-44, Equação 6.16a
β	fator geométrico de intensidade de tensão	nenhuma	nenhuma	Equação 6.3
σ	tensão normal	psi	Pa	
$\sigma_{1,2,3}$	tensões principais	psi	Pa	Seção 6.10
σ_a	tensão normal alternada	psi	MPa	Seção 6.4
σ_m	tensão média alternada	psi	MPa	Seção 6.4
σ'	tensão equivalente de von Mises	psi	Pa	Seção 6.10
σ'_a	tensão de von Mises alternada	psi	Pa	Seção 6.11
σ'_m	tensão de von Mises média	psi	Pa	Seção 6.11
σ_{max}	máxima tensão normal aplicada	psi	MPa	Seção 6.4
σ_{min}	mínima tensão normal aplicada	psi	MPa	Seção 6.4

A fotografia da página capitular ilustra a ruptura do navio Liberty *USS Schenectady*, cortesia do Comitê de Estruturas Navais – Governo dos Estados Unidos.

existência de uma tensão *limite de resistência à fadiga* para aços, isto é, um nível de tensão que toleraria milhões de ciclos de uma tensão alternada. O diagrama *S-N* ou Curva de Wöhler, mostrado na Figura 6-2, tornou-se a forma-padrão para caracterizar o comportamento dos materiais submetidos a solicitações alternadas

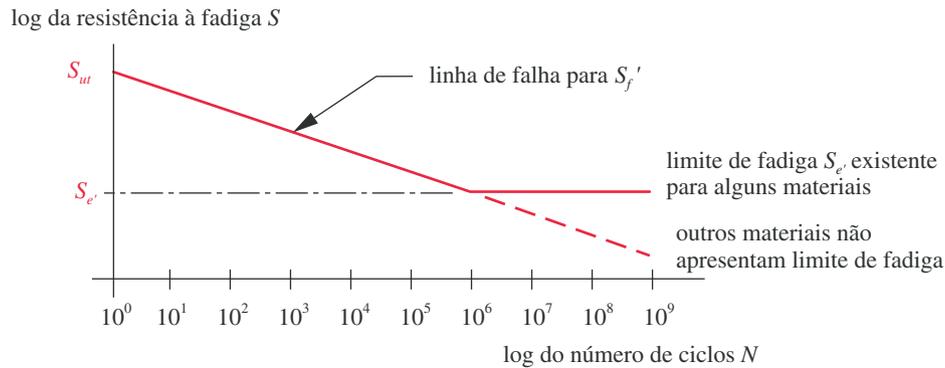


FIGURA 6-2

Diagrama $S-N$ ou Curva de Wöhler (resistência à fadiga versus vida esperada).

e ainda é utilizado atualmente, apesar de outras medidas sobre a resistência dos materiais, sob cargas dinâmicas, estarem disponíveis hoje em dia.

O termo “fadiga” foi aplicado à situação recém-descrita pela primeira vez por Poncelet em 1839. O mecanismo de falha ainda não compreendido e a aparência de uma fratura frágil na superfície de um material dúctil geraram especulações de que o material, de alguma maneira, apresentou “cansaço” e fragilizou-se devido às oscilações da carga aplicada. Wöhler, mais tarde, mostrou que cada metade dos eixos quebrados ainda continuava tão resistente e dúctil, em ensaios de tração, quanto o material original. De qualquer maneira, o termo *falha por fadiga* permaneceu e ainda é usado para descrever qualquer falha devido a cargas variantes no tempo.

As falhas por fadiga constituem um custo significativo para a economia. Dowling sugere, baseado em dados do relatório elaborado por Reed et al.,^[1] do Governo dos Estados Unidos, que:

O custo anual da fadiga de materiais para a economia dos EUA em 1982 está por volta de U\$100 bilhões, correspondendo a aproximadamente 3% do produto interno bruto (PIB). Esses custos são o resultado da ocorrência ou da prevenção da falha por fadiga em veículos terrestres, veículos ferroviários, aviões de todos os tipos, pontes, guindastes, equipamentos industriais, estruturas marítimas de poços de petróleo e uma ampla variedade de mecanismos e equipamentos incluindo itens de uso doméstico, brinquedos e equipamentos esportivos.^[2]

O custo pode envolver também vida humanas. O primeiro avião a jato comercial de passageiros, o inglês *Comet*, despedaçou-se duas vezes em 1954 devido a falhas por fadiga em sua fuselagem, consequências dos ciclos de pressurização/despressurização da cabine.* Mais recentemente (1988), um Boeing 737 de uma linha área do Haváí perdeu cerca de um terço da cobertura de sua cabine, enquanto voava a 25000 pés de altitude. Ele conseguiu pousar de maneira segura com mínima perda de vidas. Existem muitos outros casos recentes de falhas catastróficas devido à fadiga. Muito trabalho vem sendo feito nos últimos 150 anos para determinar o mecanismo físico da falha por fadiga. As solicitações exigidas dos materiais nas aplicações em naves espaciais e aviões, desde a Segunda Guerra Mundial, têm motivado um aumento nos investimentos relacionados à pesquisa científica nesse assunto, e, agora, compreende-se razoavelmente bem o fenômeno da fadiga, apesar de que os pesquisadores continuam procurando respostas para as questões relacionadas ao mecanismo físico da fadiga em si. A Tabela 6-1 mostra a cronologia dos eventos mais significativos na história das pesquisas da falha por fadiga.

* Acredita-se que essas falhas do *Comet* também custaram ao Reino Unido a perda da liderança no segmento da indústria comercial de aeronaves. O tempo perdido, reprojetoando seus aviões e estratégias, deu à indústria de aviões dos Estados Unidos a chance para tomar a liderança, que é mantida até hoje. A Grã-Bretanha apenas recentemente começa a conseguir alguma parte desse mercado, por causa do *Airbus* desenvolvido em parceria com outros países da Europa.

Tabela 6-1 Cronologia das principais realizações e eventos de pesquisa sobre falha por fadiga

Fonte: "Fracture Mechanics & Fatigue", Union College, 1992, com permissão.

Ano	Pesquisador	Evento ou realização
1829	Albert	Primeiro a documentar uma falha devido a cargas repetidas.
1839	Poncelet	Primeiro a utilizar o termo fadiga.
1837	Rankine	Discutiu a teoria da cristalização da fadiga.
1849	Stephenson	Discutiu a responsabilidade do produto associada às falhas por fadiga em eixos ferroviários.
1850	Braithwaite	Primeiro a utilizar o termo fadiga em publicação de língua inglesa e também discutiu a teoria da cristalização da fadiga.
1864	Fairbairn	Relatou os primeiros experimentos com cargas repetidas.
1871	Wöhler	Publicou os resultados de 20 anos de pesquisas sobre falhas em eixos, desenvolveu os ensaios de flexão rotativa e o diagrama S-N e definiu o limite de fadiga.
1871	Bauschinger	Desenvolveu um extensômetro com espelho com uma sensibilidade igual a 10^{-6} e estudou a tensão-deformação inelástica.
1886	Bauschinger	Propôs um "limite elástico natural" cíclico abaixo do qual nunca iria ocorrer fadiga.
1903	Ewing/Humfrey	Descobriram linhas de deslizamento, trincas de fadiga e o crescimento da trinca até a falha, mostrando os erros da teoria da cristalização da fadiga.
1910	Bairstow	Verificou a teoria do limite elástico natural de Bauschinger e o limite de fadiga de Wöhler.
1910	Basquin	Desenvolveu a lei exponencial para testes de fadiga (a equação de Basquin).
1915	Smith/Wedgewood	Separaram a componente cíclica de deformação plástica da deformação plástica total.
1921	Griffith	Desenvolveu um critério de falha e relacionou a fadiga ao crescimento da trinca.
1927	Moore/Kommers	Quantificaram os dados de fadiga de alto-ciclo para diversos materiais em "A Fadiga dos Metais".
1930	Goodman/Soderberg	Determinaram, de forma independente, a influência das tensões médias na fadiga.
1937	Neuber	Publicou a equação de Neuber sobre concentração de tensão em entalhes (tradução inglesa em 1946).
1953	Peterson	Publicou "Fatores da Concentração de Tensão para Projeto", fornecendo uma abordagem para considerar os entalhes.
1955	Coffin/Manson	Publicaram, de forma independente, a lei de fadiga de baixo-ciclo baseada na deformação específica (lei de Coffin-Manson).
1961	Paris	Publicou a lei da mecânica da fratura de Paris para o crescimento de trincas na fadiga.

6.1 MECANISMO DA FALHA POR FADIGA

As falhas por fadiga sempre têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde a sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões. Fischer e Yen^[3] mostraram que praticamente todas as partes de uma estrutura contêm descontinuidades, variando de microscópicas (< 0,010 in) até macroscópicas, introduzidas nos seus processos de fabricação ou de manufatura. As trincas de fadiga geralmente têm início em um entalhe ou em outro elemento de concentração de tensão. (Iremos utilizar o termo genérico *entalhe* para representar qualquer contorno geométrico que eleve a tensão localmente em um ponto.) As falhas de aspecto frágil ocorridas em navios-tanque da Segunda Guerra Mundial (ver Figura 5-15) foram rastreadas até trincas que começaram em um golpe de arco voltaico deixado por um soldador descuidado. As falhas no avião *Comet* tiveram início em trincas inferiores a 0,07 in de comprimento, próximas aos cantos de janelas de formato aproximadamente quadrangular, que geraram elevadas concentrações de tensão. **Assim, é fundamental que peças dinamicamente carregadas sejam projetadas para minimizar a concentração de tensões, como descrito na Seção 4.15.**

Existem três estágios na falha por fadiga: *início da trinca*, *propagação da trinca* e *ruptura repentina devido ao crescimento instável da trinca*. O primeiro estágio pode ter uma pequena duração; o segundo estágio envolve o maior tempo da vida da peça; e o terceiro e último estágio é instantâneo.

Estágio de início da trinca

Suponha que o material é um metal dúctil e, sendo manufaturado, não apresenta trincas, mas possui partículas, inclusões, etc., que são comuns em materiais de engenharia. Em uma escala microscópica, os metais não são homogêneos e isotrópicos.* Suponha, em seguida, que existam algumas regiões de concentração geométrica de tensão (entalhes) em locais com tensões variantes no tempo significativas que contenham uma componente positiva (tração), como mostra a Figura 6-1. Conforme as tensões no entalhe oscilam, pode ocorrer escoamento local devido à concentração de tensão, mesmo que a tensão nominal na seção esteja bem abaixo do valor da tensão de escoamento do material. A deformação plástica localizada causa distorções e cria bandas de deslizamento (regiões de intensa deformação devido a movimentos cisalhantes) ao longo dos contornos dos cristais do material. À medida que os ciclos de tensão ocorrem, bandas de deslizamento adicionais aparecem e agrupam-se em trincas microscópicas. Mesmo na ausência de um entalhe (como em corpos de prova planos) este mecanismo ainda ocorrerá, desde que se exceda o limite de escoamento em alguma região do material. Vazios ou inclusões preexistentes servirão como intensificadores de tensão para iniciar a trinca.

Materiais menos dúcteis não apresentam a mesma habilidade para escoar, comparados àqueles citados no parágrafo anterior, e tendem a desenvolver trincas mais rapidamente. Eles são mais *sensíveis a entalhes*. Materiais frágeis (especialmente os fundidos) que não escoam podem pular esse estágio inicial e proceder diretamente para a propagação da trinca em locais de existência de vazios ou inclusões, que atuam como trincas microscópicas.

Estágio de propagação da trinca

Uma vez que uma trinca microscópica se estabelece (ou está presente desde o início), os mecanismos da mecânica da fratura, como descritos na Seção 5.3, entram em funcionamento. A trinca mais severa (pontiaguda) cria concentração de tensões maiores que a proporcionada pelo entalhe original. Desenvolve-se, assim, uma zona plástica na ponta da trinca, cada vez que uma tensão de tração alonga-a, abrandando-se as tensões em suas pontas e reduzindo a concentração de tensão efetiva. A trinca cresce um pouco. Quando a tensão de fadiga (ciclo de tensão) passa para um regime de tensão de compressão ou para um valor nulo, para uma tensão de tração suficientemente baixa, como mostram as Figuras 6-1a até 6-1c, respectivamente, a trinca fecha, o escoamento momentaneamente cessa e a trinca torna-se novamente pontiaguda, agora com um comprimento maior. Esse processo continua enquanto a tensão local está variando de valores abaixo da tensão de escoamento para outros acima da tensão de escoamento, na ponta da trinca. Assim, **o crescimento da trinca se deve a tensões de tração** e a trinca propaga-se ao longo de planos normais aos de tensão máxima de tração. É por essa razão que as falhas por fadiga são consideradas falhas devido a tensões de tração, mesmo que tensões de cisalhamento iniciem o processo em materiais dúcteis, como descrito acima. Tensões cíclicas que são sempre de compressão não irão contribuir para o crescimento da trinca, visto que elas tendem a fechá-la.

A taxa de crescimento ou propagação da trinca é muito pequena, da ordem de 10^{-8} até 10^{-4} in por ciclo^[5], mas após um grande número de ciclos torna-se significativa. Se a superfície de ruptura for vista bastante ampliada, as *estrias*, devido a cada ciclo de tensão, podem ser vistas conforme ilustra a Figura 6-3, que mostra a superfície de falha de um corpo de prova de alumínio, com uma ampliação de 12000×, juntamente com a representação do modelo de tensão cíclica atuante na peça que falhou. Os ocasionais ciclos de elevada tensão mostram estrias maiores do que aquelas mais frequentes de pequena amplitude, indicando que amplitudes de tensão maiores causam um maior crescimento da trinca por ciclo.

* “Quando vistos em um tamanho de escala suficientemente pequeno, todos os materiais são anisotrópicos e não homogêneos. Os materiais de engenharia, por exemplo, são constituídos de um agregado de pequenos grãos cristalinos. Interiormente, o comportamento de cada grão não é isotrópico, devido aos planos cristalinos, e, além disso, ultrapassando-se o limite do grão, a orientação desses planos é alterada. As heterogeneidades existem não somente devido à estrutura do grão, mas também porque há presença de vazios minúsculos ou partículas com composição química diferente do restante do material, como inclusões de sílica ou alumina no aço.”^[3]

CORROSÃO Outro mecanismo para a propagação de trincas é a corrosão. **Se uma peça contendo uma trinca estiver em um meio corrosivo, a trinca irá crescer submetida a tensões estáticas.** A combinação de tensão e meio corrosivo possui um efeito sinérgico e o material corrói mais rapidamente do que se não estivesse submetido a alguma tensão. Essa condição combinada é chamada, às vezes, de **trincas por corrosão sob tensão ou trincamento auxiliado pelo ambiente.**

Se a peça é *solicitada ciclicamente em um meio corrosivo*, a trinca irá propagar-se mais rapidamente do que qualquer outro fator atuante sozinho. Isso também é chamado de **fadiga de corrosão**. Enquanto a frequência dos ciclos de tensão (ao contrário do número de ciclos) parece não ter efeito determinante no crescimento da trinca em um meio não corrosivo, em ambiente corrosivo ela tem. Frequências cíclicas baixas permitem que o ambiente tenha um maior tempo para atuar na ponta da trinca sob tensão enquanto ela se encontra aberta pela tensão de tração e, com isso, tem-se um aumento substancial na taxa de crescimento da trinca por ciclo.

Fratura

A trinca continuará a crescer enquanto tensões de tração cíclicas e/ou fatores de corrosão de severidade suficiente estiverem presentes. Em um certo ponto, o tamanho da trinca torna-se grande o bastante para aumentar o fator de intensidade de tensão K na extremidade da trinca (Equação 5.14), até o nível da tenacidade à fratura do material K_c , quando ocorre, de maneira instantânea, uma falha repentina (como descrito na Seção 5.3 sobre mecânica da fratura) no próximo ciclo de tensão de tração. Esse mecanismo de falha é o mesmo tanto se a condição de $K = K_c$ for alcançada pelo motivo de a trinca atingir um tamanho suficiente (aumento de a na Equação 5.14) quanto se a tensão nominal aumentar o suficiente (aumento de σ_{nom} na Equação 5.14). A primeira situação é geralmente o que acontece em um carregamento dinâmico, enquanto que a segunda situação citada é mais comum para carregamentos estáticos. O resultado é o mesmo: falha repentina e catastrófica sem nenhum aviso.

O exame a olho nu de peças que falharam devido à fadiga exibem um padrão típico, como pode ser visto na Figura 6-4. Existe uma região proveniente do local da microtrinca original de aparência polida e uma outra região que tem aparência áspera, semelhante a uma fratura frágil. A região de aparência polida em torno da trinca frequentemente exhibe *marcas de praia*, assim chamadas porque se assemelham às ondulações deixadas na areia pelo movimento cíclico das ondas na orla marítima. As marcas de praia (não confundir com as estrias vistas na Figura 6-3,

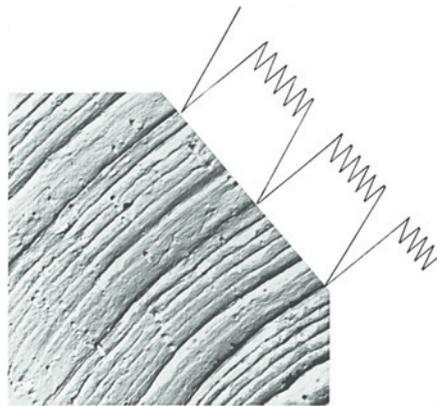


FIGURA 6-3

Estrias de fadiga na superfície da ruptura de uma liga de alumínio. O espaçamento entre as estrias corresponde ao modelo de carregamento cíclico. (Extraído da Fig. 1.5, pág. 10, de D. Broek, *The Practical Use of Fracture Mechanics*, Kluwer Publishers, Dordrecht, 1988.)

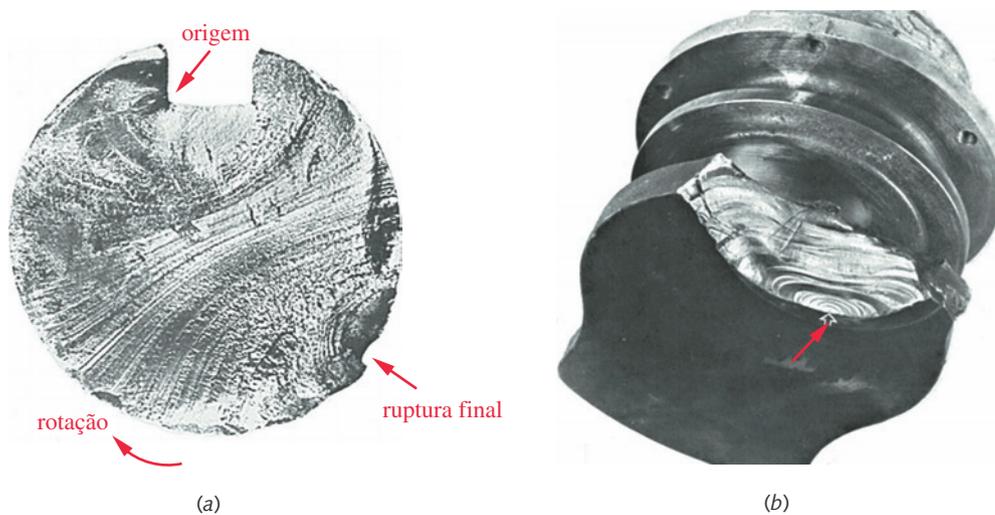


FIGURA 6-4

Duas peças que falharam sob fadiga. Observe as marcas de praia: (a) Eixo com rasgo de chaveta de aço 1040 que falhou sob flexão rotativa. A trinca teve início no rasgo de chaveta. (b) Eixo de manivela de um motor diesel que falhou sob torção e flexão combinadas. A trinca teve início no ponto indicado pela seta. (Fonte: D. J. Wulpi, *Understanding How Components Fail*, Am. Soc. for Metals: Metals Park, Ohio, 1990, Fig. 22, p. 149 e Fig. 25, p. 152.)

que são menores e não visíveis a olho nu) surgem devido aos ciclos de início e parada do crescimento da trinca e circundam a origem da trinca, geralmente em um entalhe ou em um outro intensificador de tensão interna. Às vezes, se ocorre muita fricção nas superfícies da trinca, as marcas de praia ficarão obscuras. A região de fratura frágil corresponde à porção que apresentou ruptura repentina quando a trinca atingiu o seu tamanho limite. A Figura 6-5 mostra desenhos representativos das superfícies de falha de uma variedade de peças (diversas geometrias), carregadas de diversas maneiras e em diferentes níveis de tensão. As marcas de praia podem ser vistas nas zonas de fratura. A zona de fratura frágil pode estar representada por uma pequena área que restou da seção transversal original da peça.

6.2 MODELOS DE FALHA POR FADIGA

Existem três modelos de falha por fadiga em uso, atualmente, e cada um possui uma área de aplicação e um propósito. As abordagens são: o modelo *tensão-número de ciclos* ($S-N$), o modelo *deformação-número de ciclos* ($\epsilon-N$) e o modelo da *mecânica da fratura linear-elástica* (MFLE). Primeiro, discutiremos suas aplicações, suas vantagens e desvantagens, comparando-as de forma geral, e então analisaremos algumas delas mais detalhadamente.

Regimes de fadiga

Com base no número de ciclos de tensão ou deformação, ao qual se espera que a peça seja submetida durante a sua vida em operação, pode-se definir um regime de **fadiga de baixo-ciclo (FBC)** ou um regime de **fadiga de alto-ciclo (FAC)**. Não existe uma linha divisória bem definida entre os dois regimes e vários estudiosos sugerem uma ligeira distinção entre eles. Dowling^[6] define a fadiga de alto-ciclo como a fadiga que tem início por volta de 10^2 até 10^4 ciclos de tensão/deformação, com esse número variando de acordo com o tipo de material. Juvinall^[7] e Shigley^[8] sugerem um valor igual a 10^3 ciclos e Madayag^[9] define de 10^3 até 10^4 ciclos como o ponto de interrupção. No presente texto, assume-se que $N = 10^3$ ciclos é uma aproximação razoável para diferenciar o regime de baixo-ciclo em relação ao de alto-ciclo.

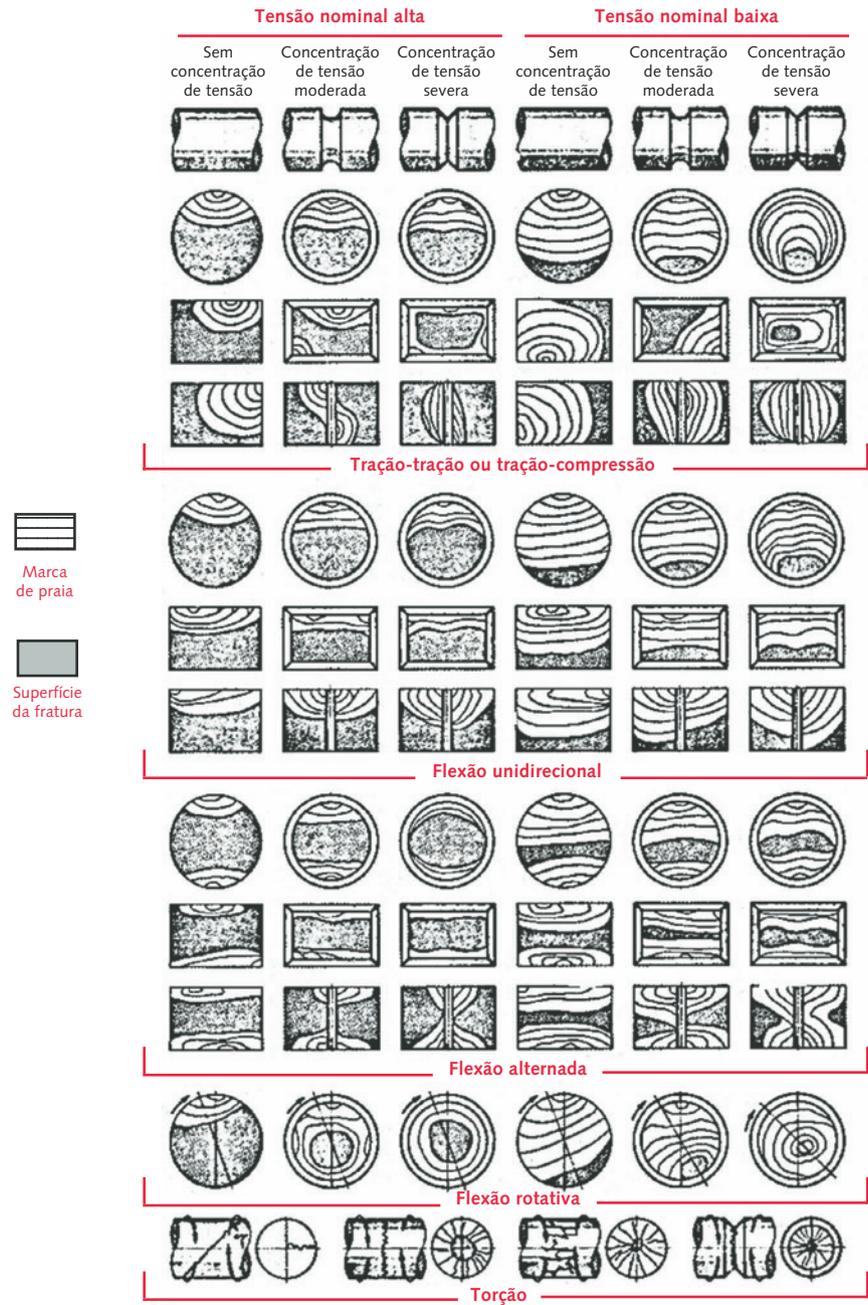


FIGURA 6-5

Representações esquemáticas das superfícies de fratura de fadiga de diversas seções transversais com e sem entalhes submetidas a diversas condições de carregamento e níveis de tensão. (Extraído com permissão do *Metals Handbook*, Am. Soc. for Metals, Metals Park, Ohio, Vol. 10, 8th ed., 1975, p. 102.)

A abordagem tensão-número de ciclos

Este é o mais antigo dos três modelos citados e ainda é o mais frequentemente utilizado nas aplicações que envolvem fadiga de alto-ciclo (FAC), nas quais espera-se que o conjunto mecânico opere por mais de 10^3 ciclos de tensão aproximadamente. Esta abordagem proporciona melhores resultados quando as amplitudes das solicitações são conhecidas e consistentes ao longo da vida da peça. Trata-se

de um **modelo baseado na tensão**, que busca determinar a **resistência à fadiga** e/ou o **limite de fadiga** para o material, de modo que as tensões cíclicas possam ser mantidas abaixo deste nível e, com isso, evita-se a falha para o número de ciclos requerido. A peça é, posteriormente, projetada com base na resistência à fadiga do material (ou limite de fadiga) e em um coeficiente de segurança. De fato, esta abordagem busca manter baixas as tensões locais nos entalhes e, assim, o estágio de iniciação da trinca *nunca começa*. A suposição é (e este é o objetivo do projeto) que as tensões e deformações permanecem no regime elástico e que não há ocorrência de escoamento local para a propagação de uma trinca qualquer.

Esta abordagem é razoavelmente fácil de ser implementada e uma elevada quantidade de dados relevantes de resistência encontram-se disponíveis devido à utilização deste modelo durante um longo período de tempo. Entretanto, este é o mais empírico e menos preciso dos três modelos apresentados em termos da definição dos estados verdadeiros de tensão/deformação locais na peça, especialmente para situações de vida finita na fadiga de baixo-ciclo (FBC), onde se espera que o número total de ciclos seja inferior a 10^3 e que as tensões apresentem um valor suficiente para causar escoamento local. Por outro lado, com certos materiais, a abordagem tensão-número de ciclos permite o projeto de peças e componentes, sob carregamento cíclico, para uma **vida infinita**.

A abordagem deformação-número de ciclos

Devido ao fato de a iniciação de uma trinca envolver escoamento, uma aproximação baseada na tensão é incapaz de modelar adequadamente esse estágio do processo de fadiga. Um **modelo baseado na deformação** fornece uma visão razoavelmente precisa do **estágio de iniciação da trinca**. Essa abordagem também pode esclarecer os danos cumulativos devido às variações na carga cíclica ao longo da vida da peça, como sobrecargas, que podem introduzir tensões residuais favoráveis ou desfavoráveis na região de falha. Combinações de cargas de fadiga e temperatura elevada são modeladas com maior segurança nesse caso, porque os efeitos de fluência podem ser incluídos na formulação matemática. Este método é aplicado com maior frequência em **regimes de fadiga de baixo-ciclo** e em **problemas de vida finita**, nos quais as tensões cíclicas são elevadas o suficiente para causarem escoamento local. É a aproximação mais complicada dos três modelos para ser utilizada e requer uma solução com o auxílio de computadores. Dados de teste de ciclos de deformação ainda estão sendo desenvolvidos para o comportamento de diversos materiais de engenharia.

A abordagem da MFLE

A teoria da mecânica da fratura fornece o melhor modelo para o **estágio de propagação da trinca** do processo de fadiga. Este método, bastante utilizado para prever o tempo de vida restante em peças trincadas durante serviço, é aplicado em **regimes de fadiga de baixo-ciclo** e em **problemas de vida finita** nos quais as tensões cíclicas são conhecidas por serem elevadas o suficiente para causarem a formação de trincas. Esta abordagem é frequentemente utilizada em conjunto com ensaios não destrutivos (END) em programas periódicos de inspeção de serviço, especialmente na indústria aeronáutica/aeroespacial. A aplicação do método é razoavelmente direta, mas depende da precisão (exatidão) da expressão para o fator geométrico de intensidade de tensão, β (Equação 5.14b), e, também, na estimativa do tamanho da trinca inicial a requerida para o processamento computacional. Na ausência de uma trinca, uma aproximação consiste em assumir a existência de uma trinca, menor do que a mínima trinca detectável pelos instrumentos adequados, para o início dos cálculos. Convém ressaltar que resultados mais precisos são obtidos quando é possível detectar e mensurar uma trinca na peça.

6.3 CONSIDERAÇÕES RELATIVAS AO PROJETO DE MÁQUINAS

A escolha do modelo de falha por fadiga para propósitos de projeto de máquinas depende do tipo de máquina que está sendo projetada e em qual aplicação ela será utilizada. A ampla classe de **máquinas rotativas** (estacionárias ou móveis) é bem servida pelo modelo tensão-número de ciclos ($S-N$), porque as vidas requeridas estão usualmente na escala do regime de alto-ciclo. Considere, por exemplo, o número de ciclos de carga (revoluções) requerido ao longo da vida útil de um eixo virabrequim de um motor de automóvel. Suponha que a vida desejada, para não ocorrer falha no eixo, é de 100000 mi. O raio médio do pneu de um carro é de, aproximadamente, 1 ft e a sua circunferência vale 6,28 ft. O eixo gira a $5280/6,28 = 841$ rev/mi ou $84E6$ rev/100000 mi. Uma relação de transmissão final típica para um veículo de passageiros é de 3:1, o que significa que o eixo de transmissão de saída gira a uma velocidade igual a $3\times$ a velocidade do eixo. Se pressupusermos que durante a maior parte da vida em serviço do carro ele funciona em marcha alta (1:1), a velocidade do motor também será $3\times$ a velocidade do eixo. Isso significa que o eixo de manivela e a maior parte dos componentes rotativos e oscilantes dentro do motor estarão submetidos a $2,5E8$ ciclos em 100.000 mi (o conjunto de válvulas estará submetido à metade desses ciclos). Trata-se, claramente, de um regime de fadiga de alto-ciclo e não inclui o tempo em que o motor funciona com o veículo parado. Além disso, as cargas cíclicas são razoavelmente consistentes e conhecidas, o que torna a abordagem *tensão-número de ciclos* apropriada neste caso.

Como outro exemplo, considere uma típica máquina de produção automatizada, utilizada na indústria dos Estados Unidos. Talvez ela produza baterias, fraldas ou realize o enchimento de latinhas de refrigerante. Pressupondo que a velocidade do eixo fundamental seja de 100 rpm (uma estimativa conservadora) e que ocorra somente um turno de operação da máquina (também bastante conservador, visto que muitas máquinas trabalham com 2 ou 3 turnos), qual é o número de ciclos (revoluções) esperado no eixo, engrenagens, camos, etc. para o período de um ano? Considerando-se 8 horas por dia, tem-se $100(60)(8) = 480000$ rev/dia. Durante um ano (com 260 dias de trabalho), tem-se $125E6$ rev/ano. Novamente, trata-se de um regime de alto-ciclo, e as cargas são razoavelmente consistentes e conhecidas em suas amplitudes.

Uma classe de máquinas que trabalha em regime de baixo-ciclo corresponde às máquinas de transporte (serviço). A estrutura de um avião, o casco de um navio e o chassi de veículos terrestres têm um histórico de carregamento que possui certas variações devido a tempestades, rajadas de vento/ondas, pousos/decolagens severas, etc. (para aviões/navios) e sobrecargas, buracos, etc. (para veículos terrestres). O número total de ciclos durante a vida em operação é, também, menos previsível devido a fatores aleatórios. Mesmo que o número de ciclos de tensão de baixa magnitude possa ser potencialmente grande (no regime de alto-ciclo) ao longo da vida em serviço, a chance de ocorrência de cargas maiores às previstas na fase de projeto e que causam escoamento localizado sempre está presente. Uma série de ciclos de tensão de elevada amplitude, mesmo quando em número inferior a 10^3 ciclos, pode causar um crescimento significativo de uma trinca devido ao escoamento local.

Fabricantes deste tipo de equipamento desenvolvem testes extensivos para a coleta de dados de carga ou deformação no tempo por meio da instrumentação de veículos enquanto estão em funcionamento em regime de serviço regular ou sob condições de teste controladas (a Figura 6-7 traz alguns exemplos). Simulações em computador também são desenvolvidas e refinadas comparando-as com os dados experimentais. Os históricos de carga no tempo, experimentais e simulados teoricamente, também são utilizados, normalmente em conjunto com um modelo deformação-número de ciclos ou MFLE (ou ambos), para prever a ocorrência de falhas de maneira mais precisa e, portanto, otimizar a qualidade do

projeto. Outro exemplo do uso dos modelos ϵ - N e MFLE está na análise e projeto das pás dos rotores de turbinas a gás, que operam sob elevadas tensões e em altas temperaturas e, também, sujeitam-se a ciclos térmicos de fadiga de baixo-ciclo quando entram em funcionamento e são desligados.

Neste texto, o estudo concentra-se no **modelo tensão-número de ciclos**, além de na discussão da aplicação do **modelo MFLE** em problemas de projeto de máquinas sob carregamento cíclico. O **modelo deformação-número de ciclos** é o melhor para descrição das condições de iniciação da trinca, além de fornecer o modelo teórico mais completo, mas é o menos adequado para o projeto de peças sob fadiga de alto-ciclo. Uma descrição completa do **modelo deformação-número de ciclos** requer um espaço muito maior do que o disponível no presente texto introdutório. O leitor é aconselhado a consultar as referências citadas na bibliografia deste capítulo, que contém discussões a respeito da abordagem deformação-número de ciclos (assim como das outras duas aproximações). A abordagem da mecânica da fratura permite a determinação da vida restante para peças trincadas (com falhas) em serviço. O modelo tensão-número de ciclos é a escolha mais apropriada para a maioria dos problemas de projeto de máquinas rotativas, devido à necessidade de se ter uma vida com elevado número de ciclos (ou infinita) na maioria dos casos.

6.4 CARGAS DE FADIGA

Qualquer carga que varie no tempo pode, potencialmente, provocar uma falha devido à fadiga. O comportamento desse tipo de carga varia substancialmente de uma aplicação para outra. Em máquinas rotativas, as cargas tendem a ser consistentes na amplitude ao longo do tempo e repetem-se com alguma frequência. Em equipamentos de serviço (veículos de todos os tipos), as cargas tendem a variar completamente a sua amplitude e frequência no transcorrer do tempo, podendo até mesmo assumir uma natureza aleatória. A forma da onda da carga em função do tempo parece não ter nenhum efeito significativo na falha por fadiga na ausência de corrosão. Assim, geralmente descreve-se a função, esquematicamente, como uma onda senoidal ou em forma de dente de serra. Além disso, a presença ou ausência de períodos de inatividade no histórico da carga não é tão significativa em um ambiente não corrosivo (a corrosão irá provocar um crescimento contínuo da trinca mesmo na ausência de quaisquer flutuações na carga). A forma da onda tensão-tempo ou deformação-tempo terá a mesma aparência geral e frequência que a onda carga-tempo. Os fatores significativos são a amplitude e o valor médio da onda de tensão-tempo (ou deformação-tempo) e o número total de ciclos de tensão/deformação a que a peça é submetida.

Carregamento em máquinas rotativas

As funções típicas de tensão-tempo, experimentadas por máquinas rotativas, podem ser modeladas conforme mostra a Figura 6-6, que as ilustra como ondas senoidais. A Figura 6-6a representa o caso da **tensão alternada**, na qual o valor médio é zero. A Figura 6-6b representa o caso da **tensão repetida**, na qual a forma da onda varia de zero a um máximo com um valor médio igual à componente alternada. Já a Figura 6-6c ilustra uma versão do caso mais geral (chamado de **tensão pulsante**) na qual todas as componentes têm valor diferente de zero. (Observe que qualquer parcela da onda poderia estar também no regime de tensão de compressão.) Qualquer um dos tipos de onda citados pode ser caracterizado por meio de dois parâmetros: componentes média e alternada, valores máximo e mínimo ou por meio da razão desses valores.

O **intervalo de tensões** $\Delta\sigma$ é definido como

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \tag{6.1a}$$

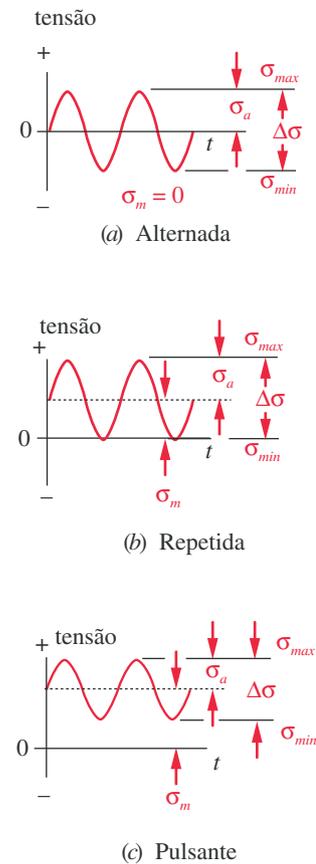


FIGURA 6-6

Valores das componentes alternada, média e o intervalo de variação de tensões para tensões cíclicas alternadas, repetidas e pulsantes.

A **amplitude da variação de tensão** σ_a (ou componente alternada) é obtida de

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (6.1b)$$

e a **tensão média** σ_m é

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6.1c)$$

Duas razões podem ser definidas:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (6.1d)$$

onde R é a **razão de tensão** e A é a **razão de amplitude**.

Quando a tensão é alternada (Figura 6-6a), $R = -1$ e $A = \infty$. Quando a tensão é repetida (Figura 6-6b), $R = 0$ e $A = 1$. Quando as tensões máxima e mínima têm o mesmo sinal, como na Figura 6-6c, tanto R quanto A são positivos e $0 \leq R \leq 1$. Esses padrões de variação da carga podem resultar da aplicação de tensões de flexão, de torção, normais ou de uma combinação desses tipos de sollicitação. Mais adiante, será visto que a presença de uma componente de tensão média pode ter um efeito significativo na vida em fadiga do componente em questão.

Carregamento em equipamentos de serviço

O comportamento da função de carga no tempo para equipamentos de serviço não é definido tão facilmente quanto para as máquinas rotativas. Os melhores dados provêm de medições reais realizadas nos equipamentos em serviço ou operados sob condições simuladas de serviço. A indústria automobilística submete protótipos de veículos a testes de dirigibilidade que simulam diversos tipos de curvas e superfícies de rodagem. Esses veículos de teste são extensivamente aparelhados com acelerômetros, transdutores de força, extensômetros de resistência elétrica (*strain gages*) e outros instrumentos que alimentam quantidades elevadas de dados para computadores instalados no interior dos carros ou os transmitem para computadores estacionários, onde são digitalizados e armazenados para análise posterior. A indústria aeronáutica também utiliza equipamentos especializados em aviões de teste para registrar (gravar) dados de força, aceleração e deformação durante uma simulação de voo. O mesmo procedimento é adotado com navios, plataformas marítimas de extração de petróleo, e outros.

Alguns exemplos de formas de ondas de tensão em serviço que variam ao longo do tempo são mostrados na Figura 6-7, que descreve o caso de um carregamento genérico simulado em (a), um teste-padrão típico para navios e plataformas marítimas em (b) e um teste-padrão típico aplicado em aviões comerciais em (c). Esses testes-padrão são de natureza semialeatória, já que os eventos não se repetem em algum período em particular. Dados como esses são usados em programas de simulação em computadores que calculam o dano de fadiga acumulado baseado em qualquer um dos modelos de deformação, da mecânica da fratura ou de uma combinação de ambos. O modelo tensão-número de ciclos não é capaz de tratar, de maneira tão efetiva, este tipo de variação de carregamento.

6.5 CRITÉRIOS DE MEDIÇÃO DA FALHA POR FADIGA

Atualmente, existem várias técnicas de ensaios experimentais diferentes com o propósito de realizar a medição do comportamento dos materiais com relação a tensões e deformações que variam ao longo do tempo. A abordagem mais antiga nesta área refere-se aos experimentos de Wöhler, que submeteu um eixo giratório em balanço a um carregamento de flexão para obter variações de tensão com o transcorrer do tempo. Mais tarde, R. R. Moore adaptou essa técnica para um eixo