



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**



**EM608 – Elementos de Máquinas  
ES690 – Sistemas Mecânicos**

## ***CAPÍTULO 2 – TEORIAS DE FALHA ESTÁTICA E DINÂMICA***

**Prof. Gregory Bregion Daniel [gbdaniel@fem.unicamp.br](mailto:gbdaniel@fem.unicamp.br)**

**Prof.<sup>a</sup> Katia Lucchesi Cavalca [katia@fem.unicamp.br](mailto:katia@fem.unicamp.br)**

**Campinas, 2º semestre 2020**



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Introdução*

Falhas por fadiga se iniciam a partir de uma trinca, que pode estar presente no material desde a fabricação do elemento, ou pode se desenvolver com o tempo, devido a deformações cíclicas em torno da região de concentração de tensão.

Existem três estágios básicos e fundamentais na falha por fadiga:

- A Nucleação da Trinca;
- A Propagação da Trinca;
- Fratura Súbita.



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

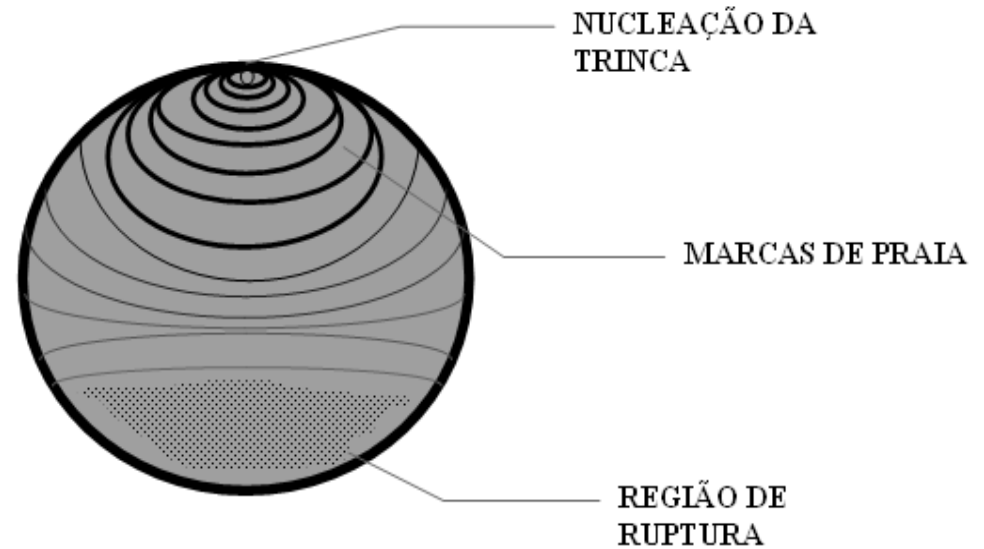


Figura 1 - Mecanismo de Falha por Fadiga em materiais dúcteis



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

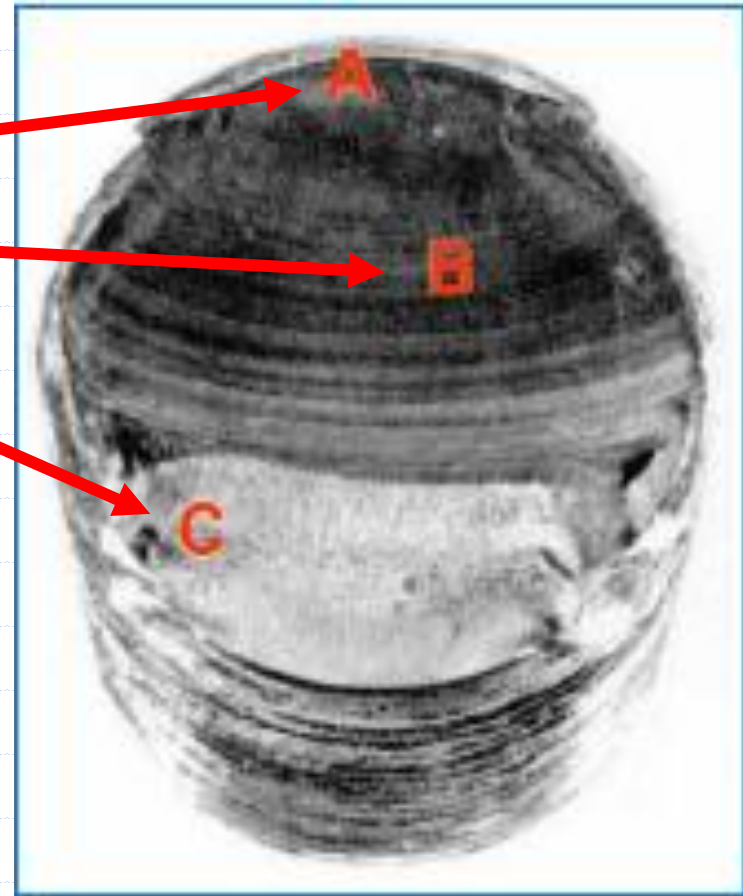
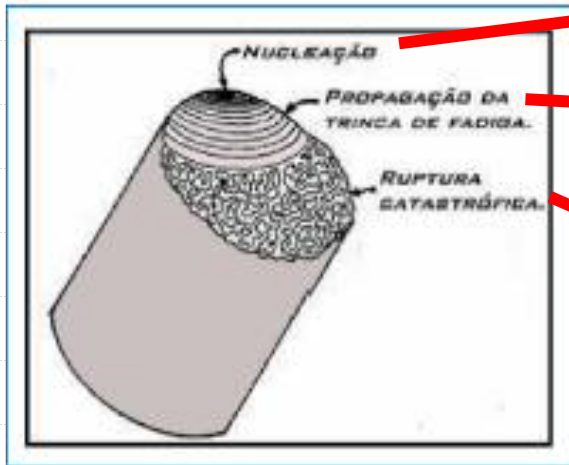
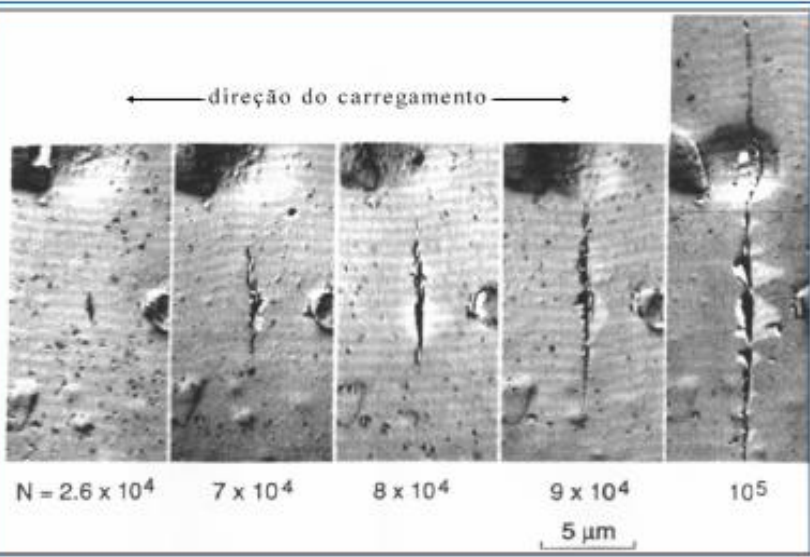


Figura 2. Peça com falha por fadiga.

Taxa de propagação da trinca  $10^{-8}$  a  $10^{-4}$  in/ciclo  
Ou ainda  $0,025 \times 10^{-8}$  a  $0,025 \times 10^{-4}$  m/ciclo



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

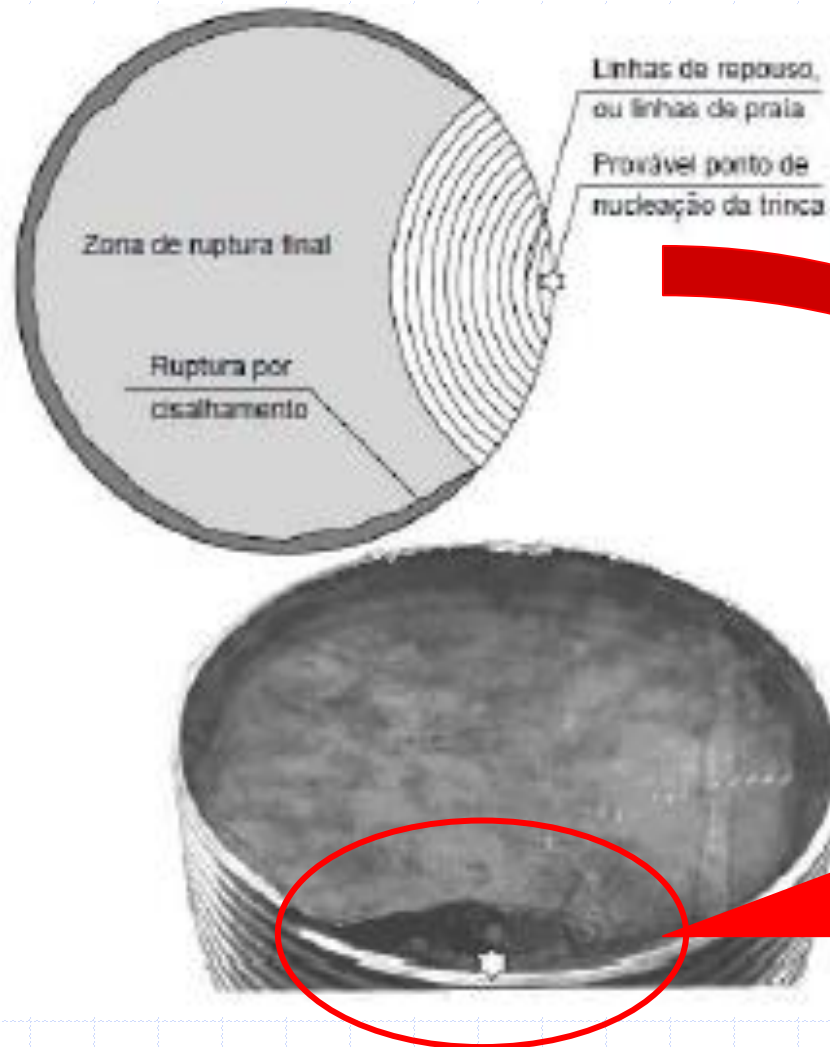


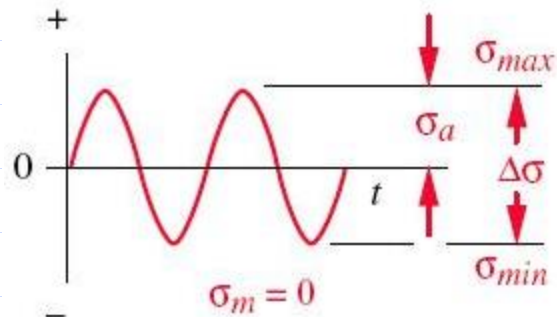
Figura 3. Peça com falha por fadiga por tensão normal e tensão de cisalhamento.



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

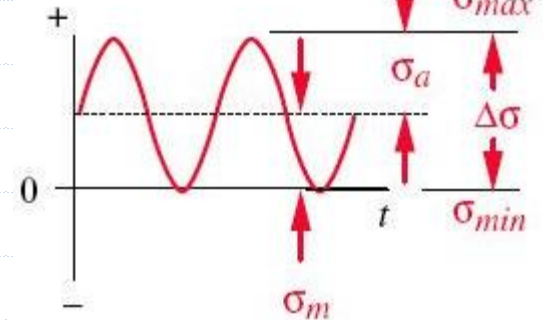
## *Cargas Alternadas em Fadiga*

tensão



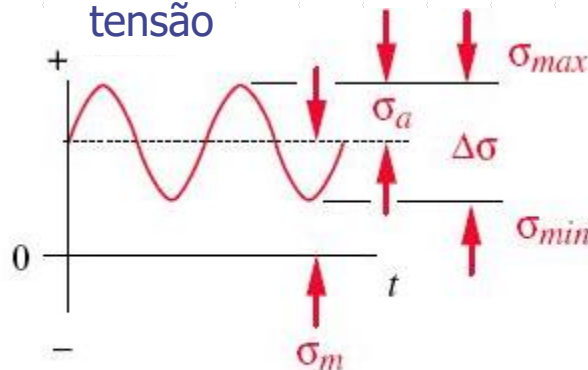
Alternada simétrica

tensão



Cíclica pulsante

tensão



Cíclica

Figura 4 - Tensões Variáveis no Tempo e as Principais Grandezas associadas



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

No qual a variação de tensão (pico a pico) é dada por:

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

A componente alternada e a componente média são:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

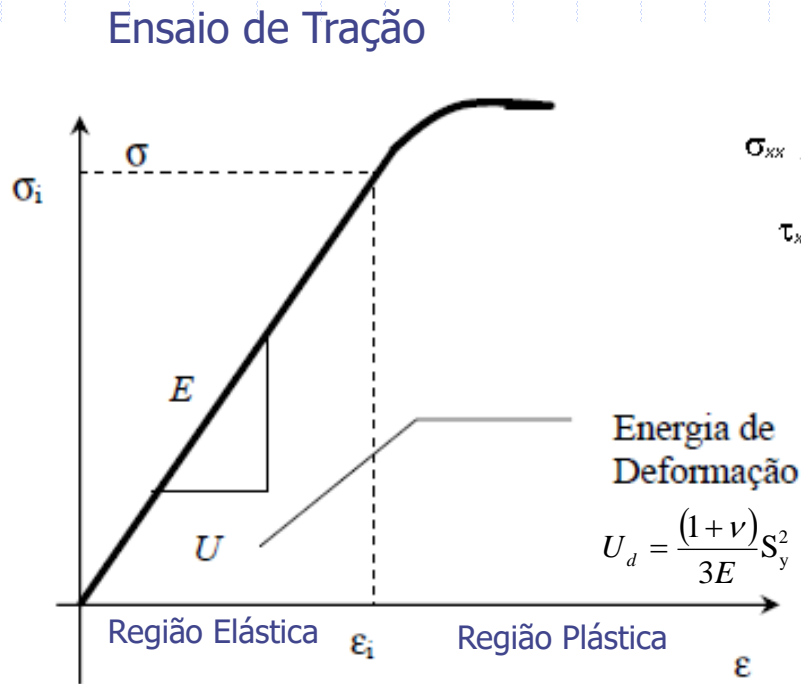


Figura 5 - Diagrama Tensão Deformação  
Estado uniaxial de tensão

$$\sigma_1 = S_y \text{ e } \sigma_2 = \sigma_3 = 0$$

$$U_d = \frac{(1+\nu)}{3E} S_y^2$$

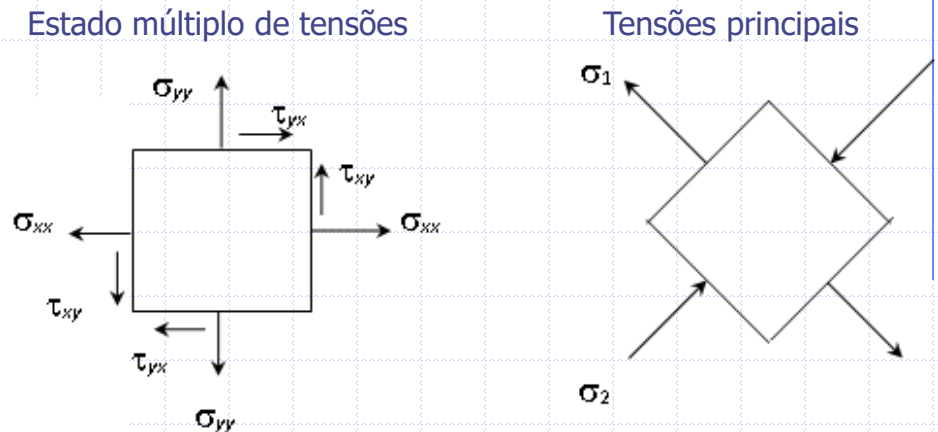
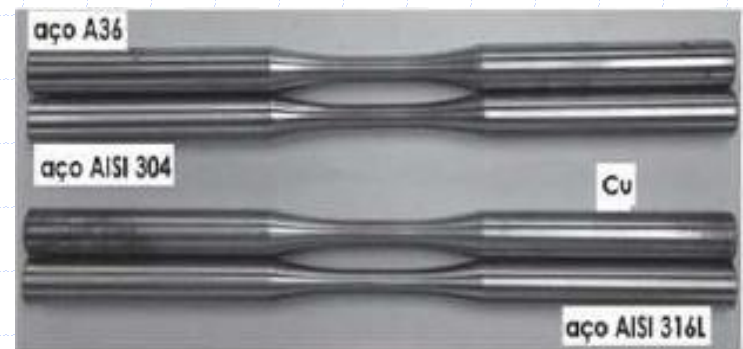


Figura 7 – Tensões principais

Figura 6 – Corpo de prova  
Ensaio de tração

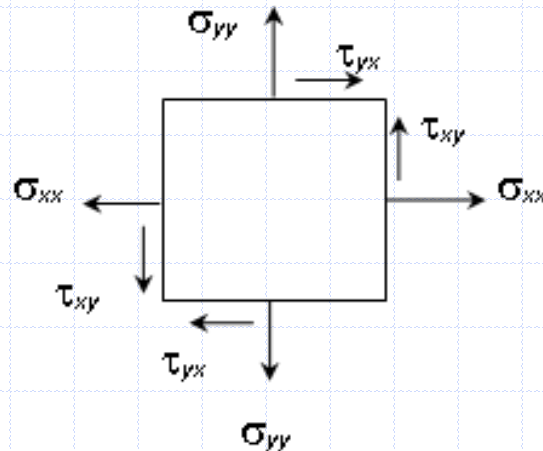


São estimados o limite de escoamento  $S_y$  e o limite de ruptura em tração  $S_{ut}$

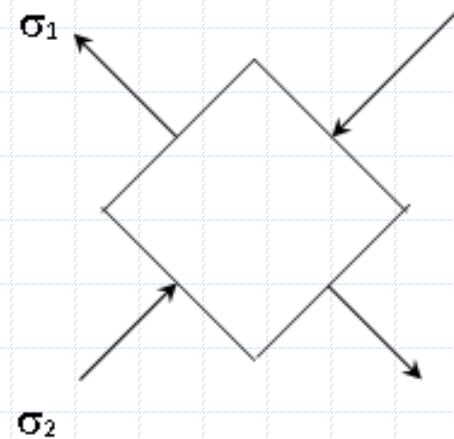


# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

Estado múltiplo de tensões



Tensões principais



Energia de Distorção

$$U_d = \frac{(1 + \nu)}{3E} \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \right]$$

Compara a energia de distorção no estado múltiplo de tensões com a energia de distorção presente num ensaio de tração, dentro da região elástica, ou seja, até o limite de escoamento.

$$U_d = \frac{(1 + \nu)}{3E} \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \right] \quad U_d = \frac{(1 + \nu)}{3E} S_y^2 \quad S_y^2 = \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \right]$$

# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

Para fadiga devido a momento torsor, os pontos de falha, para flexão e torção alternadas, são plotados num gráfico, cujos eixos relacionam  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ .

Elipse de falha  $S_y^2 = \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \right]$

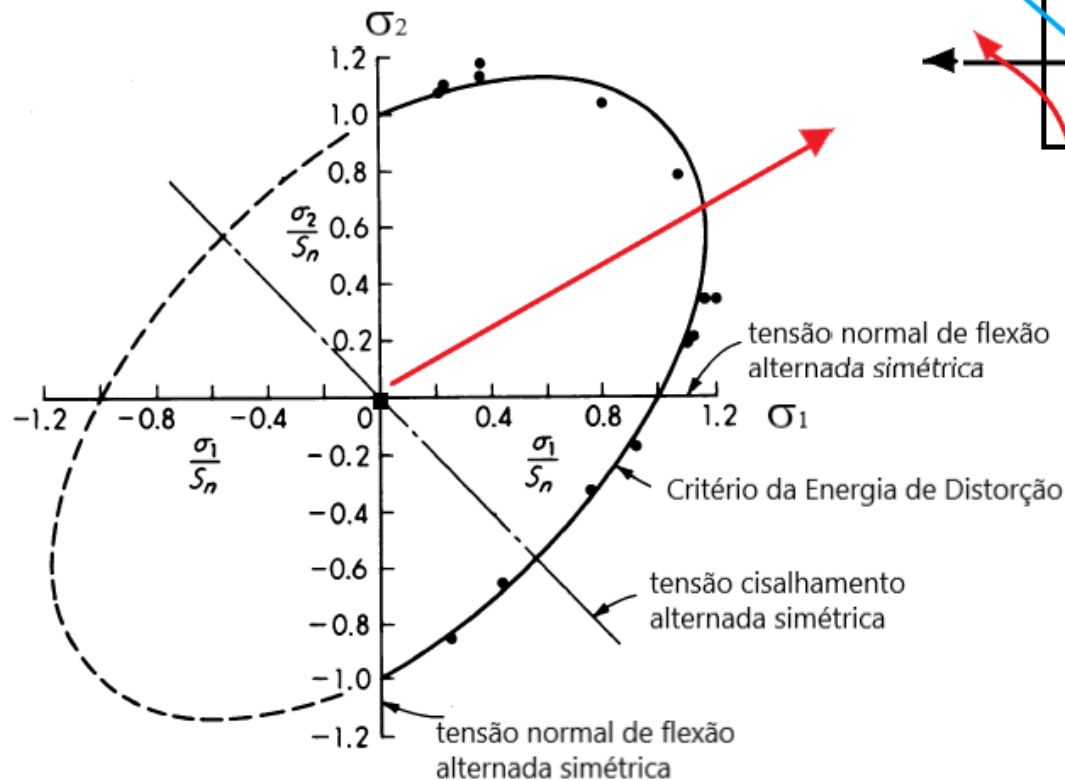
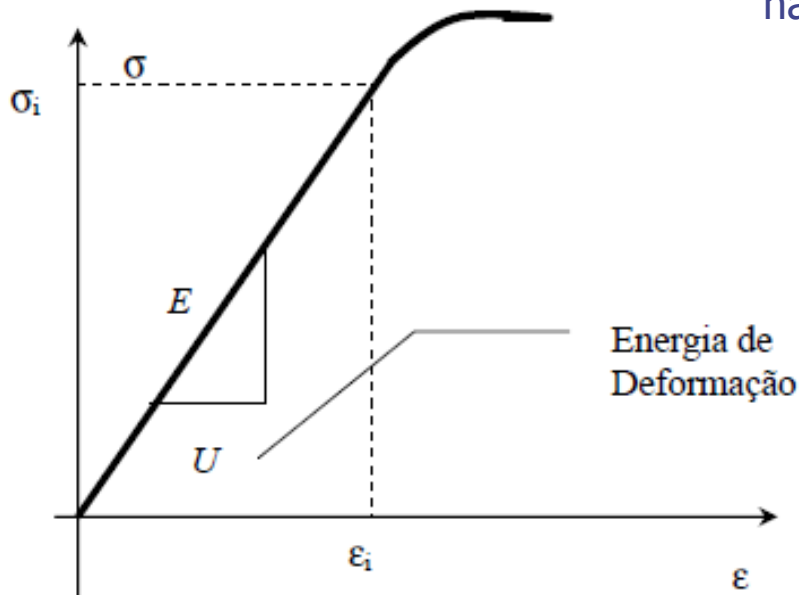


Figura 8 - Pontos de falha por fadiga sobre o critério da energia de distorção.



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA



Energia de deformação para qualquer tensão na região elástica do ensaio de tração

$$U_d = \frac{(1 + \nu)}{3E} \sigma_i^2$$

Energia de deformação num estado múltiplo de tensões

$$U_d = \frac{(1 + \nu)}{3E} \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \right]$$

Tensão equivalente de Von Mises

$$\tilde{\sigma}^2 = \left[ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \right]$$



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

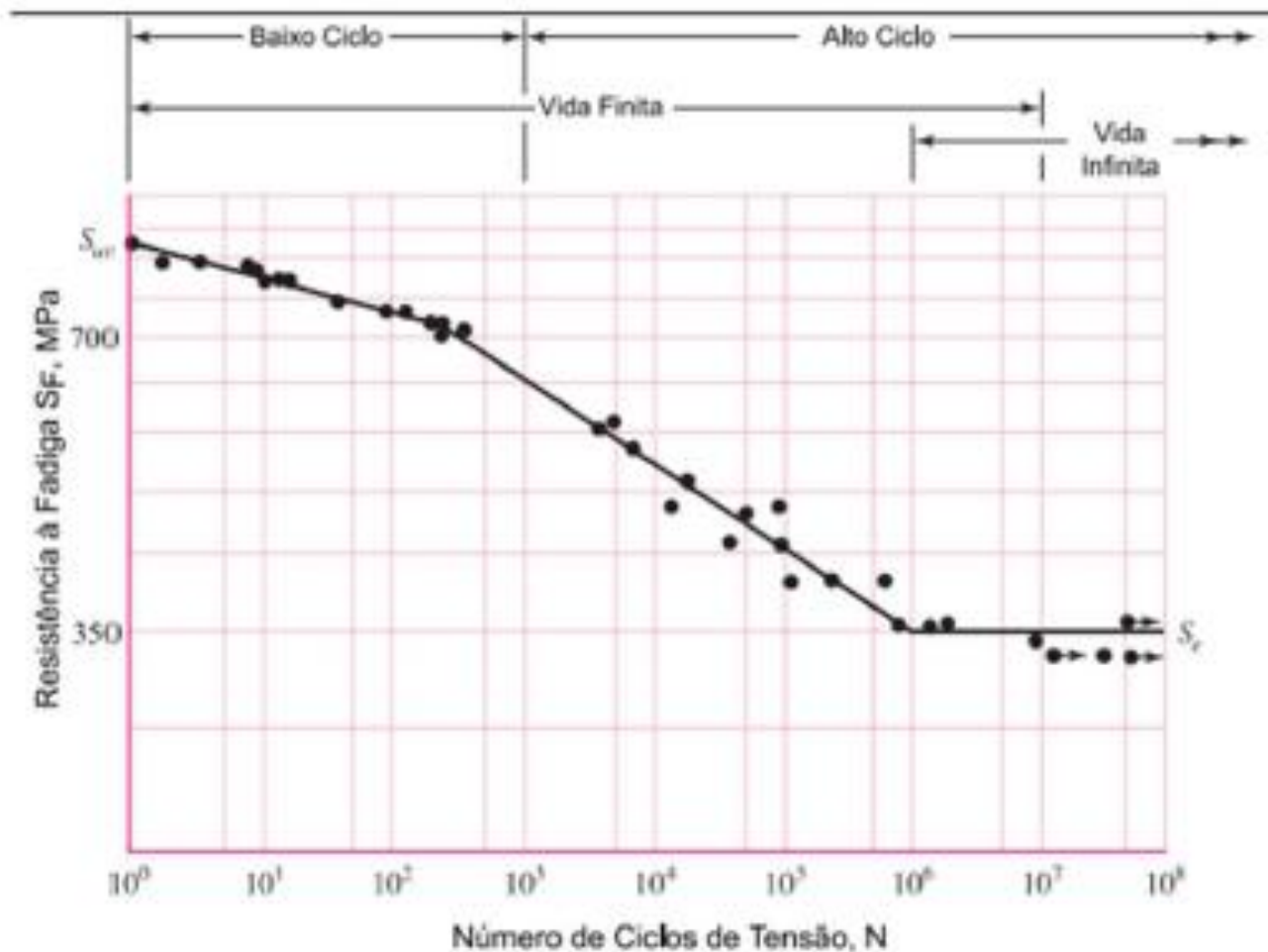
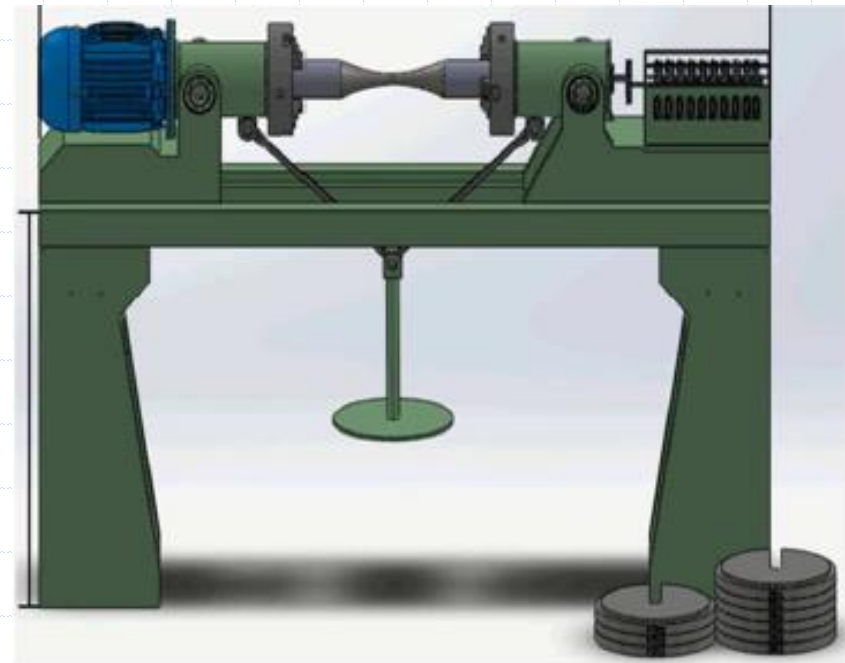
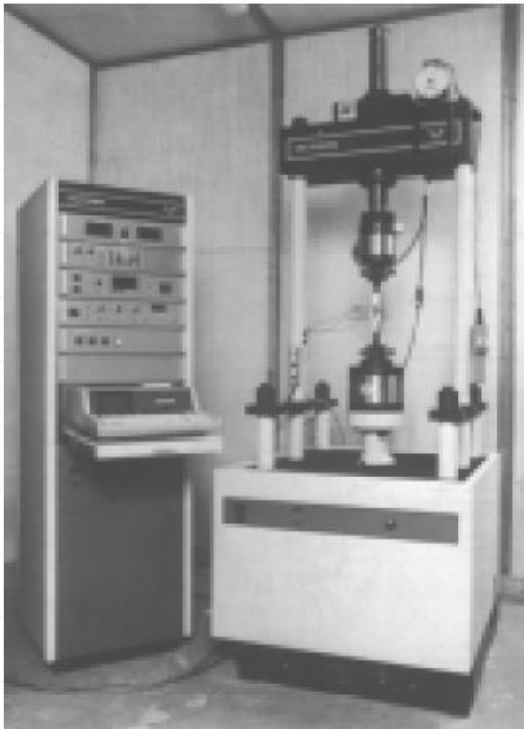


Figura 9 – Diagrama S-N

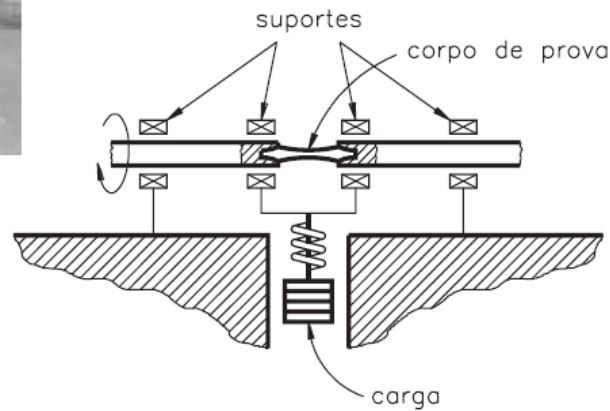


# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

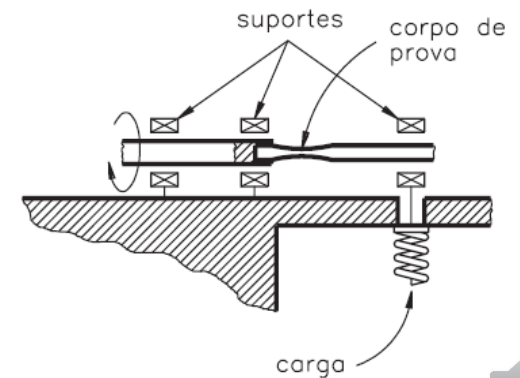
Figura 10. Ensaio de Fadiga



Torção  
Tração – Compressão  
Flexão  
Flexão rotativa



solicitação de flexão central



solicitação de flexão no extremo



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Principais Diagramas*

Um dos principais diagramas para análise de fadiga é a curva  $S-N$ , na qual relaciona o nível de tensão com o número de ciclos aplicado até a falha.

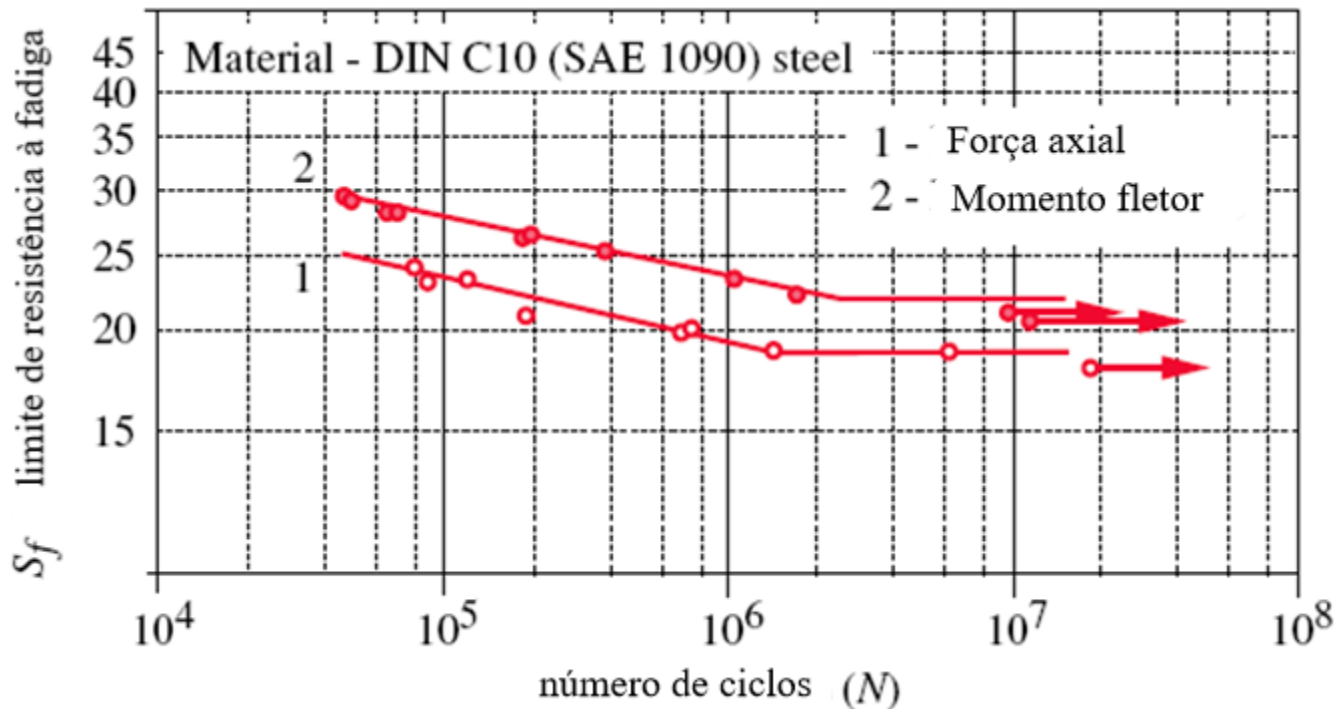


Figura 11 - Curva  $S-N$  para carga axial alternada e flexão alternada (eixos rotativos)



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Limite de Resistência Fadiga*

a.) Para Aço:

$$S_{e'} \cong 0,5 S_{ut} \quad \Rightarrow \quad S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400 MPa)}$$

$$S_{e'} \cong 100 \text{ ksi (700 MPa)} \Rightarrow S_{ut} \geq 200 \text{ ksi (1400 MPa)}$$

b.) Para Ferro Fundido:

$$S_{e'} \cong 0,4 S_{ut} \quad \Rightarrow \quad S_{ut} < 60 \text{ ksi (400 MPa)}$$

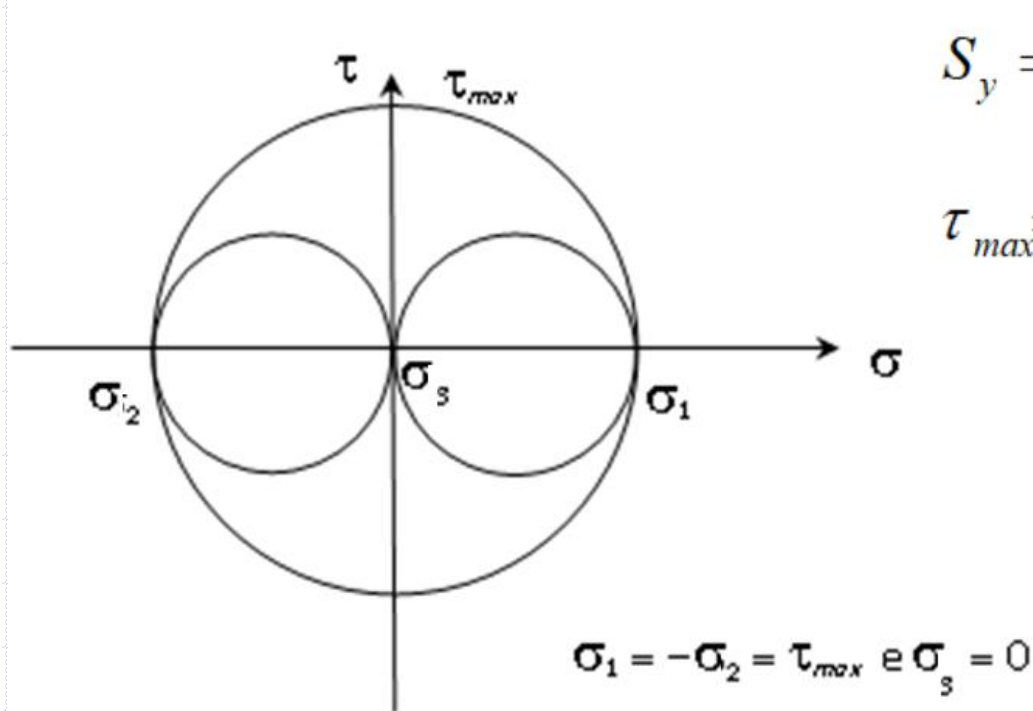
$$S_{e'} \cong 24 \text{ ksi (160 MPa)} \Rightarrow S_{ut} \geq 60 \text{ ksi (400 MPa)}$$



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Resistência à Fadiga Torcional*

A resistência à fadiga em torção (ou limite de fadiga em cisalhamento puro) para um material dúctil, é aproximadamente 58% da resistência à fadiga flexional (ou limite de fadiga flexional), de acordo com o critério da Energia de distorção.



$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = \sqrt{3\tau_{max}^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0,577 S_y = S_{ys}$$

$$S_{fs} = 0,577 S_f$$

Figura 12 – Círculo de Mohr





# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Efeito da Componente Média*

A presença da componente média da tensão variável no tempo tem um efeito significativo sobre falhas em fadiga. Quando a componente média de tração é adicionada à componente alternada da tensão, o material apresenta limite de resistência a fadiga inferior ao caso de solicitação por tensão alternada simétrica.

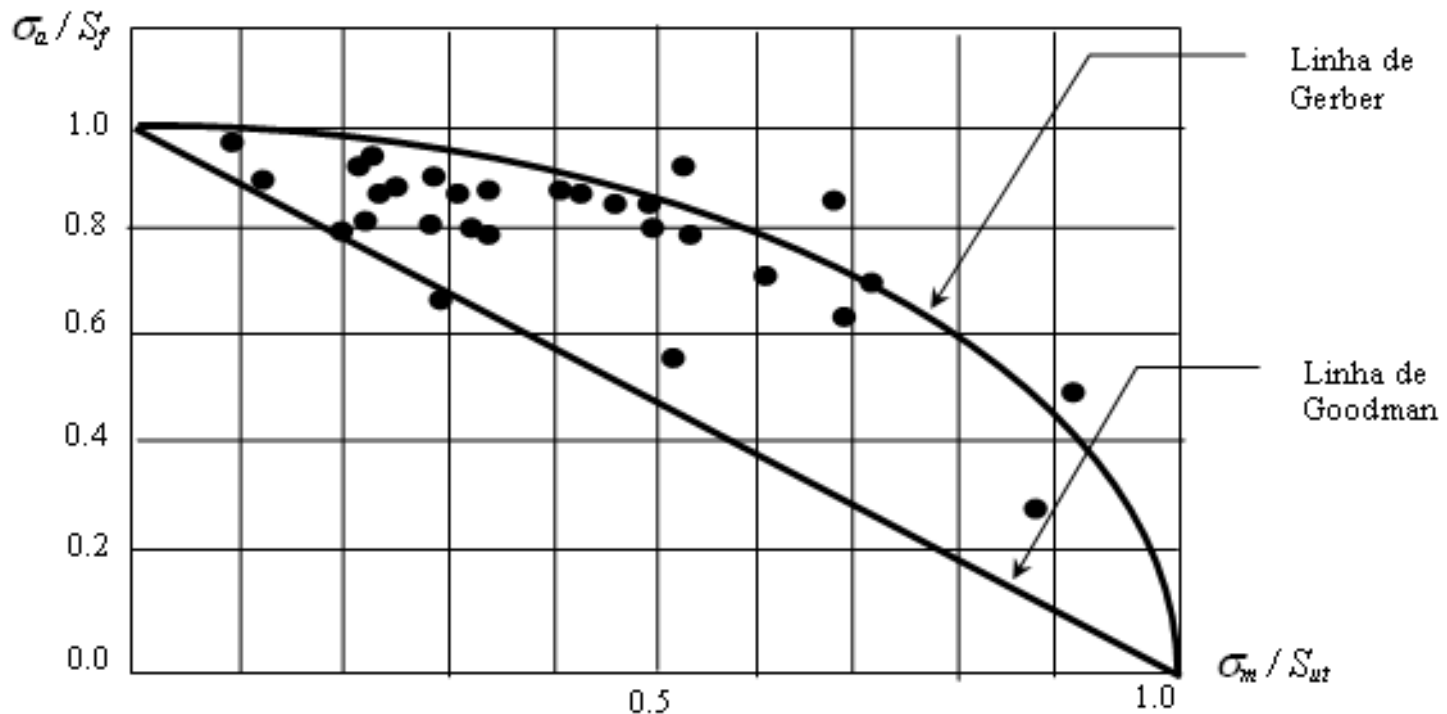


Figura 13 - Efeito da Tensão Média sobre a Resistência à Fadiga, para um elevado número de ciclos.



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

A parábola que ajusta os dados com precisão razoável, é denominada linha de Gerber, enquanto que, a linha reta que une os pontos extremos de resistência à fadiga e de máxima resistência à tração, chama-se linha de Goodman, e representa uma boa aproximação para o limite inferior dos dados de testes.

A linha de Gerber representa a medida do comportamento médio destes parâmetros para materiais dúcteis; enquanto que a linha de Goodman é o limite mínimo para este comportamento, em flexão alternada, sendo aplicada como critério de projeto, uma vez que está mais a favor da segurança



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

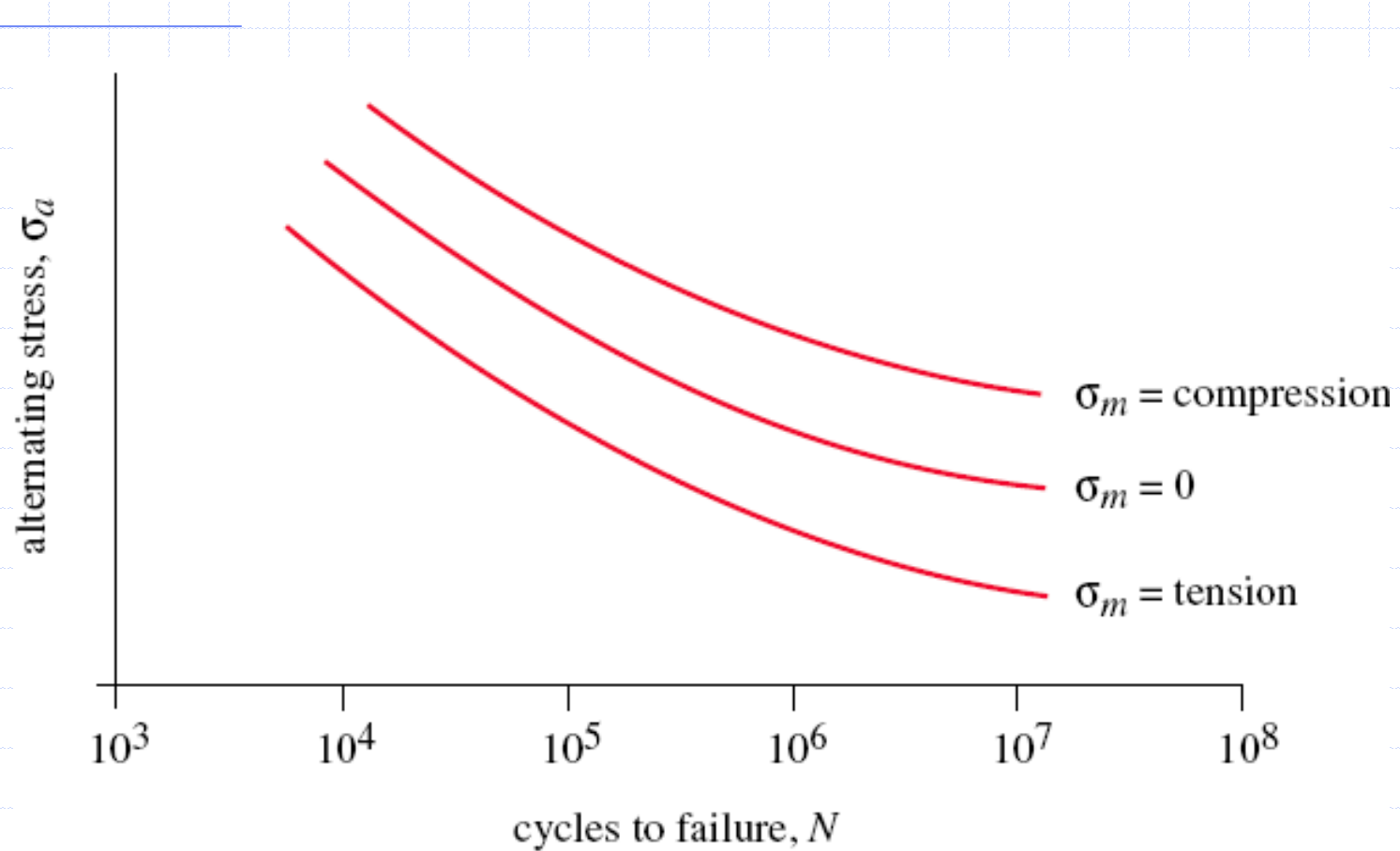


Figura 14 - Efeito da Componente Média de Tensão na Vida em Fadiga



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Fatores de Correção para a Resistência a Fadiga*

A resistência à fadiga, obtida através de testes de fadiga padronizados, deve ser adequada às diferenças físicas existentes entre o ambiente de teste e o elemento real a ser projetado. Os principais fatores a serem considerados para correção ou adequação deste parâmetro são:

- a.) carregamento aplicado
- b.) tamanho ou dimensões
- c.) acabamento superficial
- d.) temperatura ambiente
- e.) confiabilidade.

$$S_e = C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tam}} \cdot C_{\text{sup}} \cdot C_{\text{temp}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot S_{e'}$$

$$S_f = C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tam}} \cdot C_{\text{sup}} \cdot C_{\text{temp}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot S_{f'}$$



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Efeito do Carregamento*

Flexão Alternada:  $C_{\text{carga}} = 1,0$

Carga Axial:  $C_{\text{carga}} = 0,7$

## *Efeito do Tamanho*

### **Elementos Cilíndricos:**

$d \leq 0.3 \text{ in}$  ou  $8\text{mm}$

$$C_{\text{tam}} = 1,0$$

$0.3 \text{ in} \leq d \leq 10 \text{ in}$

$$C_{\text{tam}} = 0,869d^{-0.097}$$

$8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$

$$C_{\text{tam}} = 1,189d^{-0.097}$$



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

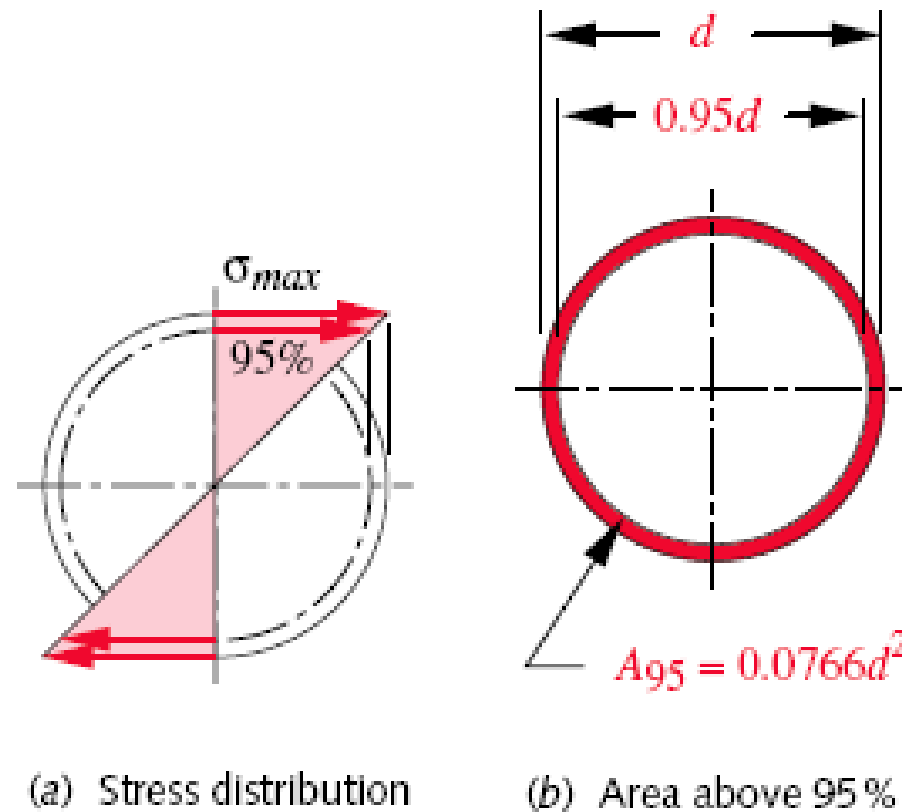


Figura 15 - Área Tencionada acima de 95% da Tensão Máxima



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

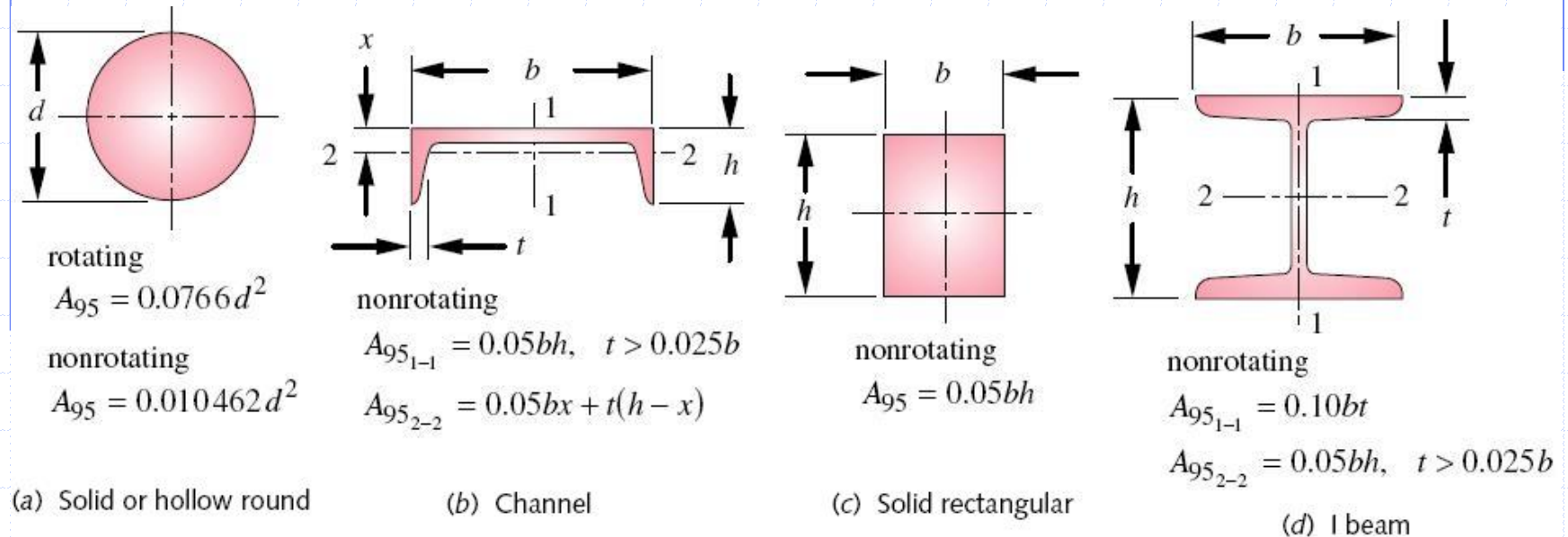


Figura 16 - Cálculo de  $A_{95}$  para algumas seções mais comuns.



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## Elementos com outras formas geométricas:

Como a distribuição de tensões é linear através do diâmetro da seção circular, para uma viga rotativa sujeita a flexão alternada, o diâmetro varia de  $0,95 d$  a  $1,0 d$  na seção sujeita a uma distribuição de tensões entre 95% a 100% de  $\sigma_{max}$ .

$$A_{95} = \pi \left[ \frac{d^2 - (0,95d)^2}{4} \right] = 0,0766d^2$$

O diâmetro equivalente, para um elemento de seção não circular, é dado por:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}}$$





# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Efeito do Acabamento Superficial*

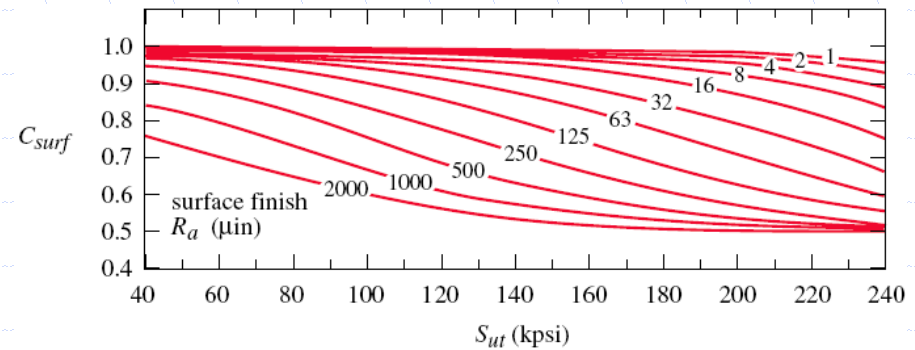
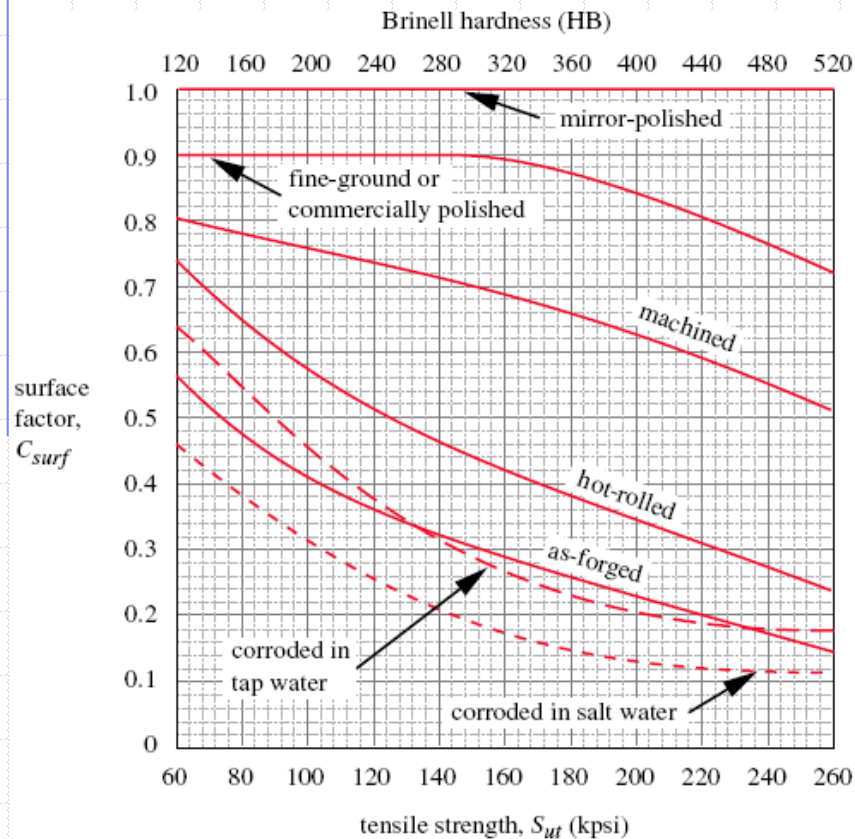


Figura 17 - Fator de Correção de Superfície para Aços (a) e em função da Rugosidade do Material (b).



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

Shigley e Mischke (1989) desenvolveram uma equação exponencial para representar o fator de superfície em função da máxima resistência a tração ( $S_{ut}$ ), em [kpsi] ou [MPa].

$$C_{sup} = A(S_{ut})^b$$

Se  $C_{sup} > 1,0$ , aplica-se então,  $C_{sup} = 1,0$

Tabela 1 - Coeficientes para a Equação de Fator de Correção de Superfície

Acabamento Superficial	MPa		kpsi	
	$A$	$b$	$A$	$b$
Polimento fino comercial	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou Estampado a frio	4,51	-0,265	2,70	-0,265
Rolado a quente	57,7	-0,718	14,40	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,90	-0,995



# 1. TEORIA DE FALHA POR FADIGA

## *Efeito da Temperatura*

$$\begin{aligned} C_{temp} &= 1,0 && \text{para } T \leq 450^{\circ}\text{C} (840^{\circ}\text{F}) \\ C_{temp} &= 1 - 0,0058(T - 450) && \text{para } 450 \leq T \leq 550^{\circ}\text{C} \\ C_{temp} &= 1 - 0,0032(T - 840) && \text{para } 840 \leq T \leq 1020\text{F} \end{aligned}$$

## *Efeito de Confiabilidade*

Tabela 2 - Fatores de Confiabilidade para desvio padrão de 8%.

CONFIABILIDADE	50 %	90 %	99 %	99.9 %	99.99 %	99.999 %
$C_{conf}$	1,0	0,897	0,814	0,753	0,702	0,659

