

AULA 5b

Cálculo à fadiga segundo Norton /Shigley/ Marin)

5- Tensão Admissível à Fadiga

Peça terá vida infinita (isto é $N > N_{crit}$) se :

$$S_{max} \leq S_{Fadm}$$

Modelo 1 :

$$S_{Fadm} = S_F \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

corpo de prova

Modelo 2 :

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

corpo de prova

Adotado por : Shigley, J. E. et al. *Mechanical Engineering Design*.
Norton R. L. *Projeto de máquinas*

FATORES DE CORREÇÃO

Equação de Marin (Shigley):

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

onde:

S_e = limite de resistência a fadiga para a peça

S'_e = limite de resistência do corpo de prova em ensaio rotativo ($k=\infty$)

k_a = fator de modificação de condição de superfície;

k_b = fator de modificação de tamanho;

k_c = fator de modificação de carga;

k_d = fator de modificação de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por efeitos variados

Formulação anterior:

$$S_{Fadm} = S_F \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

FATORES DE CORREÇÃO

Segundo Norton:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S'_e$$

onde:

S_e = limite de resistência a fadiga para a peça

S'_e = limite de resistência do corpo de prova em ensaio rotativo
($k=\infty$)

C_{superf} = fator de modificação de condição de superfície;

$C_{tamanho}$ = fator de modificação de tamanho;

C_{carreg} = fator de modificação de carga;

C_{temp} = fator de modificação de temperatura;

C_{conf} = fator de confiabilidade;

FATOR DE SUPERFÍCIE

k_a, C_{superf} :

Considera o fato de que os corpos de prova tem a superfície polida com um acabamento espelhado e as peças reais apresentam os mais diversos acabamentos.

Segundo Norton e Shigley:

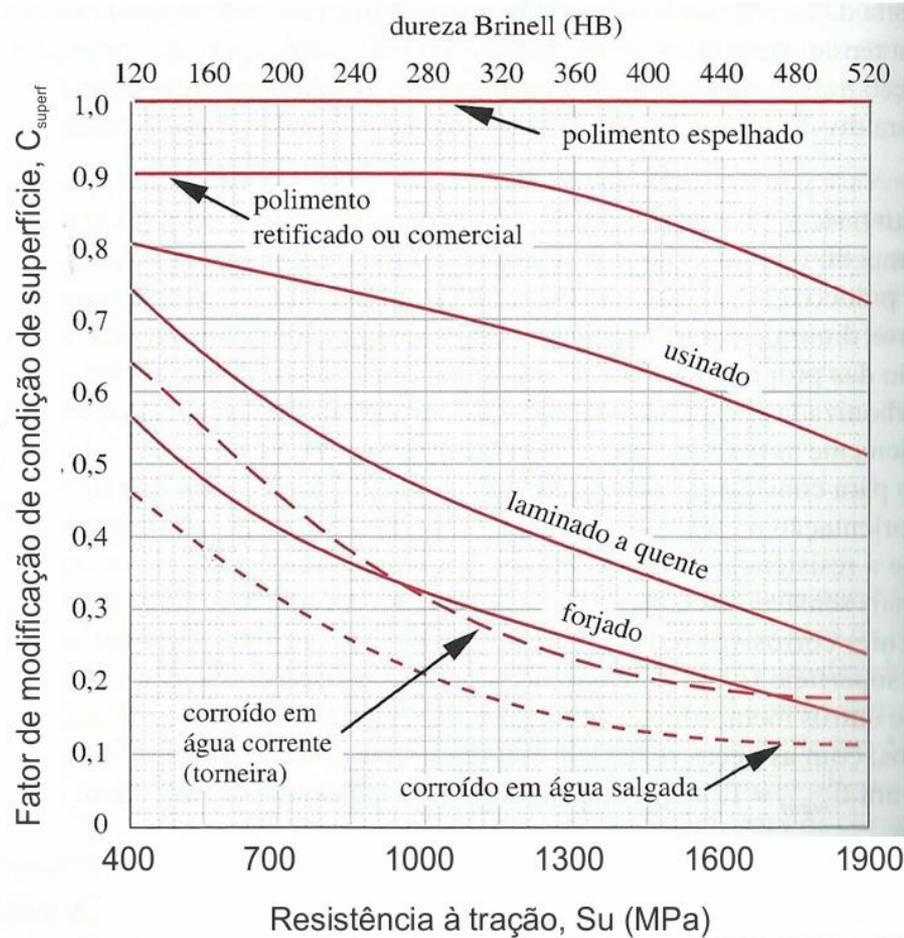
Acabamento superficial	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado à frio	4,51	-0,265
Laminado à quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

$$C_{\text{superf}} = A \cdot (S_{ut})^b$$

S_{ut} em MPa

FATOR DE SUPERFÍCIE

k_a, C_{superf} :



FATOR DE TAMANHO

C_{tamanho} :

Considera o fato de que as peças reais tem dimensões diferentes dos corpos de prova.

Quanto maior a peça, maior a probabilidade de defeitos.

Conforme Norton:

para $d \leq 8 \text{ mm}$:

$$C_{\text{tamanho}} = 1$$

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

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

para $d \geq 250$:

$$C_{\text{tamanho}} = 0,6$$

FATOR DE TAMANHO

k_b :

Conforme Shigley:

para $2,79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$:

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107}$$

para $51 \text{ mm} < d \leq 254 \text{ mm}$:

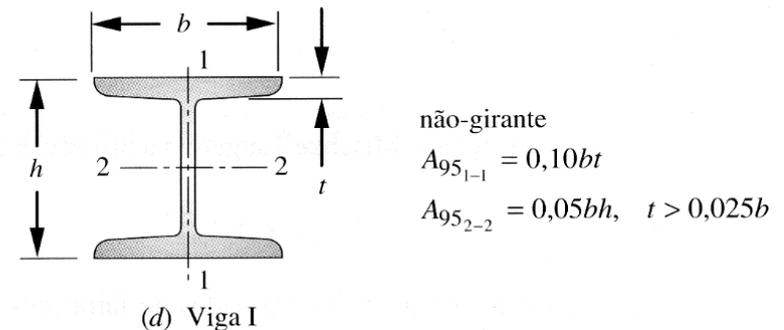
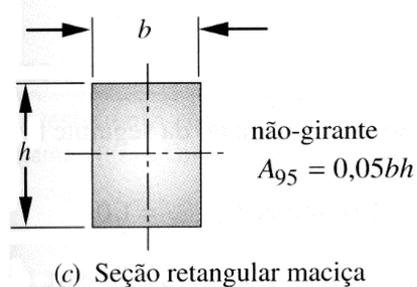
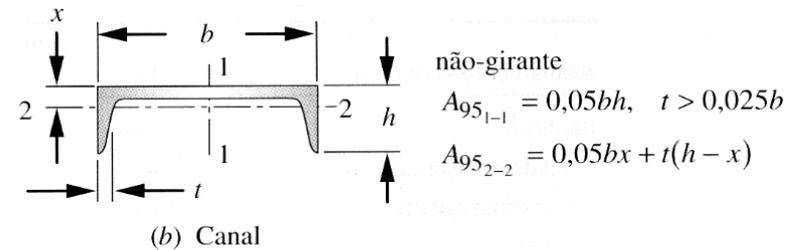
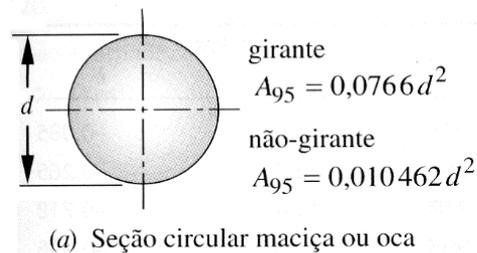
$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157}$$

FATOR DE TAMANHO

k_b, C_{tamanho} :

Para peças com seção transversal não circular, conforme Kuguel:

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



FATOR DE TAMANHO

k_b, C_{tamanho} :

Para efeito de comparação, fazendo $d = 65$ mm:

- Norton:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 65^{-0,097} = 0,7931$$

- Shigley:

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} = 1,51 \cdot 65^{-0,157} = 0,7841$$

FATOR DE SOLICITAÇÃO

C_{carreg} :

Considera o fato de que a maioria dos dados disponíveis sobre a resistência à fadiga se referem a ensaios de flexão rotativa.

Segundo Norton:

Flexão:	$C_{\text{carreg}} = 1$
Força normal:	$C_{\text{carreg}} = 0,7$
Torção pura:	$C_{\text{carreg}} = 1$

FATOR DE SOLICITAÇÃO

k_c :

Segundo Shigley:

Flexão	$k_c = 1$
Força Normal	$k_c = 0,85$
Torção pura	$k_c = 0,59$

FATOR DE TEMPERATURA

C_{temp} :

Considera o fato de que o limite de fadiga na curva $S \times N$ desaparece a altas temperaturas.

Conforme Norton:

$$\begin{array}{ll} \text{Para } T \leq 450^{\circ} \text{ C:} & C_{temp} = 1 \\ \text{Para } 450^{\circ} \text{ C} < T < 550^{\circ} \text{ C:} & C_{temp} = 1 - 0,0058 \cdot (T - 450) \end{array}$$

FATOR DE TEMPERATURA

k_d :

Conforme Shigley:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

$$70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$$

FATOR DE TEMPERATURA

C_{temp} , k_d :

Para efeito de comparação, para $T = 60^\circ\text{C} = 140^\circ\text{F}$:

- Norton:

$$C_{temp} = 1$$

- Shigley:

$$k_d = 1,0156$$

FATOR DE CONFIABILIDADE

k_e, C_{conf} :

Considera a dispersão existente nos ensaios realizados com o mesmo material sob condições semelhantes.

Conforme Norton e Shigley:

Confiabilidade (%):	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

FATOR POR EFEITOS VARIADOS

k_f :

Considera a influência de todos os outros fatores no limite de resistência da peça.

Alguns exemplos, conforme Shigley:

- Corrosão – *fretting* $0,24 < k_f < 0,90$
- Deposição eletrolítica $k_f \sim 0,50$
- *Metal spraying* $k_f \sim 0,86$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

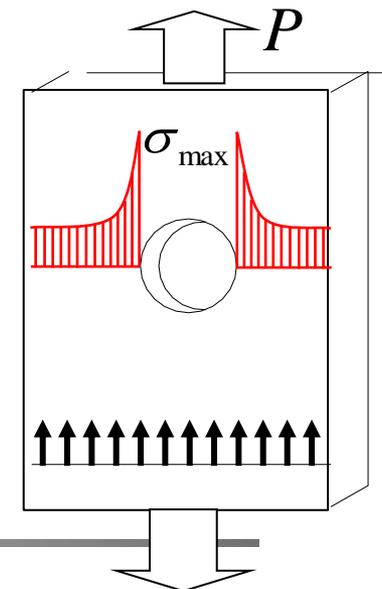
α_k na formulação anterior

Entalhe: qualquer contorno geométrico que interrompe o “fluxo de forças” pela peça.

Exemplos: furo, ranhura, chanfro, mudança abrupta na seção transversal.

K_t : medida da concentração de tensões

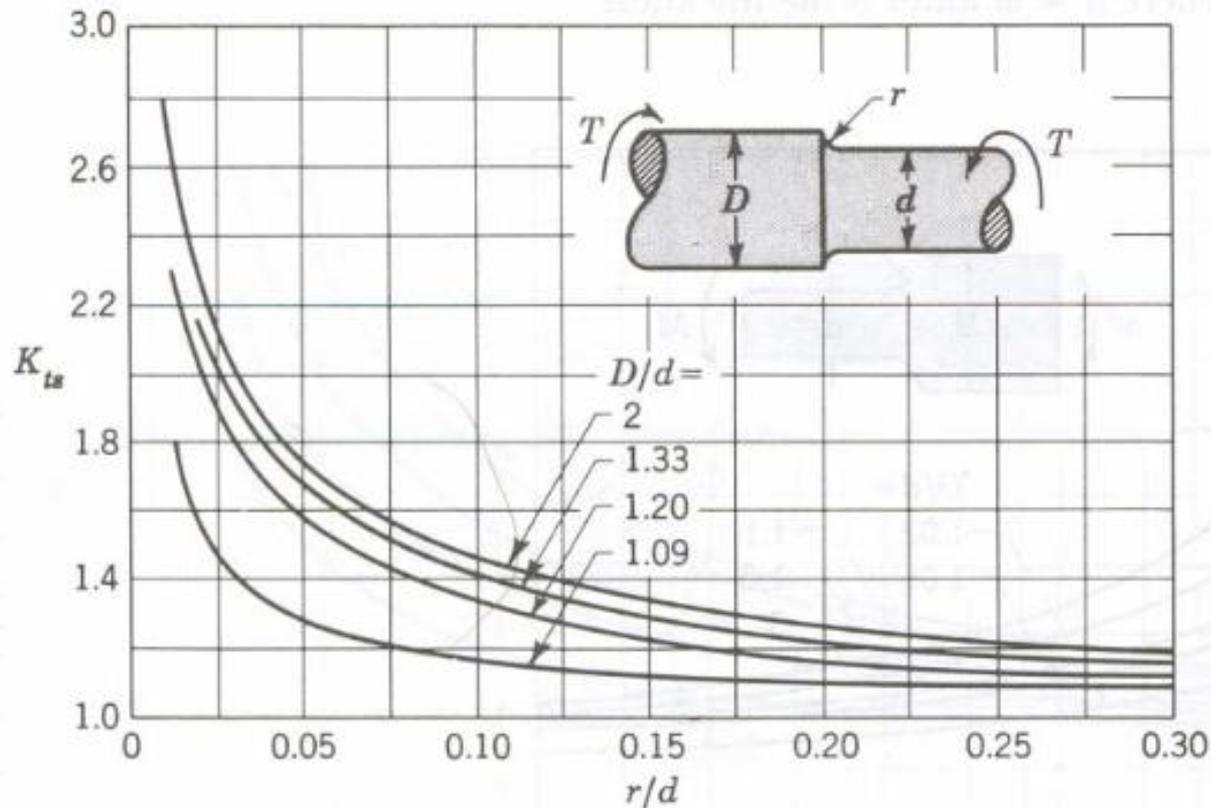
$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m}$$



FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

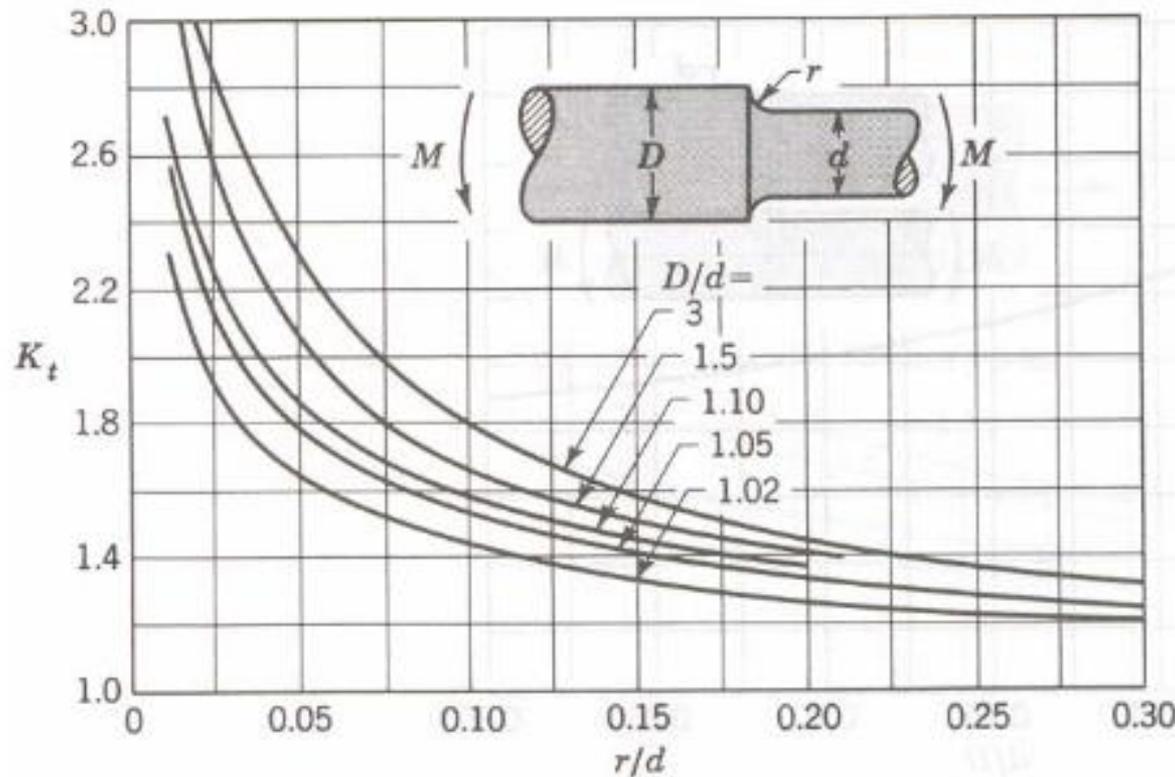
α_k na formulação anterior



FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

α_k na formulação anterior



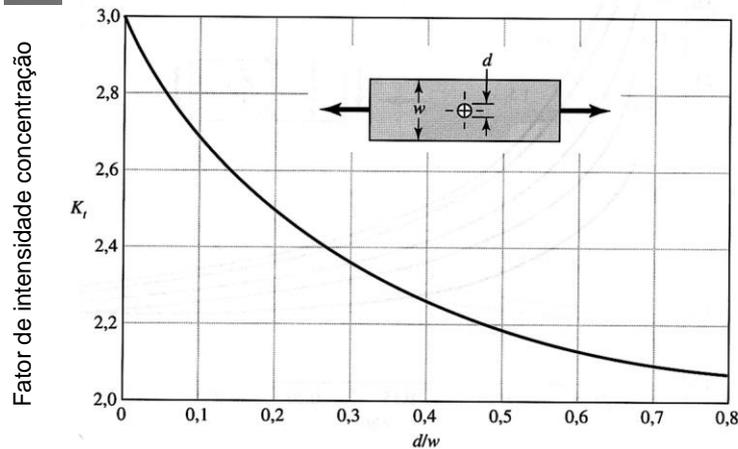


Figura 12 - Fator de concentração de tensão para uma barra retangular sujeita à tração ou compressão com um furo transversal

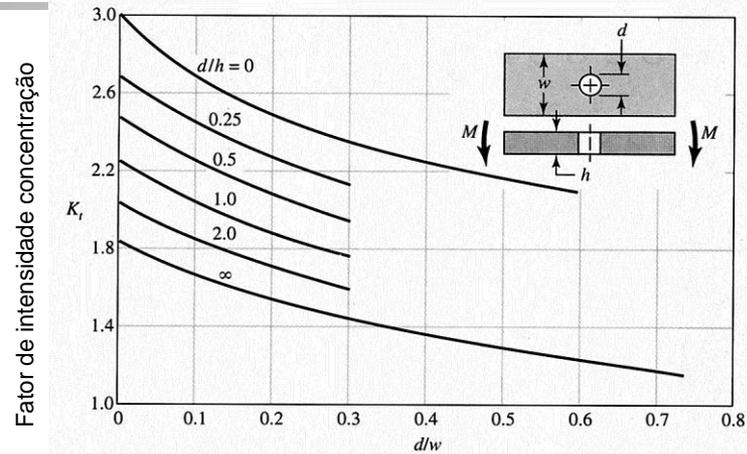


Figura 13 - Fator de concentração de tensão para uma barra retangular sujeita à flexão com um furo transversal

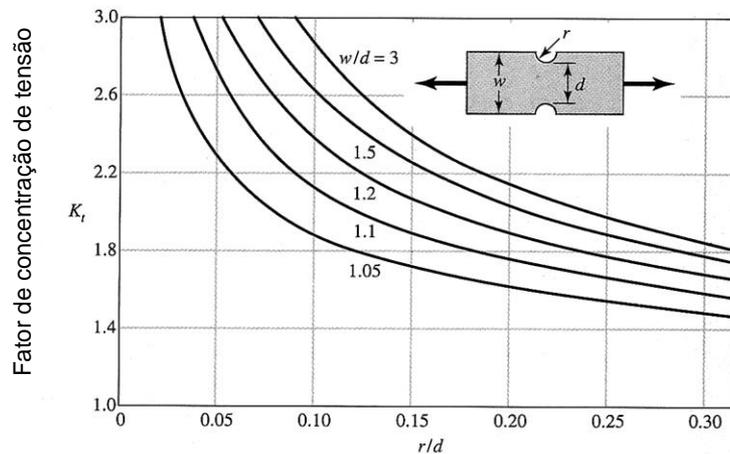


Figura 14 - Fator de concentração de tensão para uma barra com entalhes, sujeita a tração e compressão

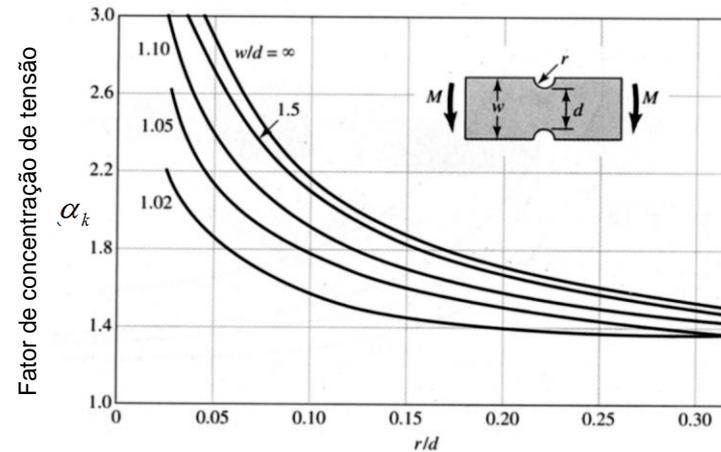


Figura 15 - Fator de concentração de tensão para uma barra retangular sujeita à flexão

Fonte: Shigley, J. E. et al. *Mechanical Engineering Design*. 7th ed. 2004 (appud Peterson, R.E. Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5 *Machine Design*, Feb-Jul. 1951.)

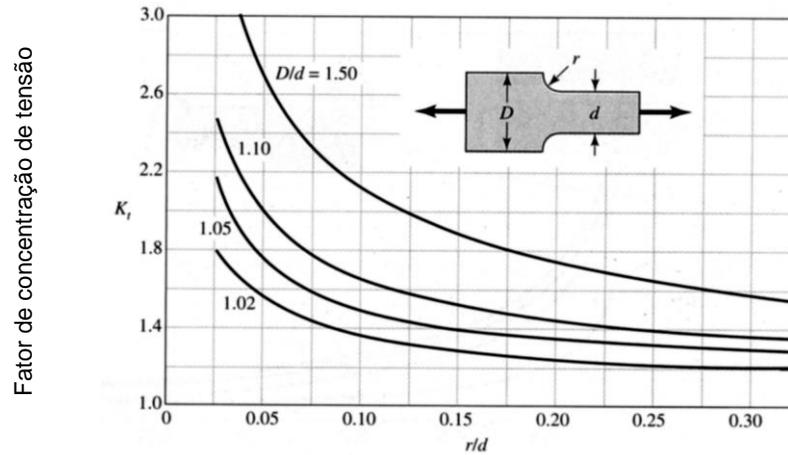


Figura 16 - Fator de concentração de tensão para uma barra com variação de secção sujeita a tração e compressão.

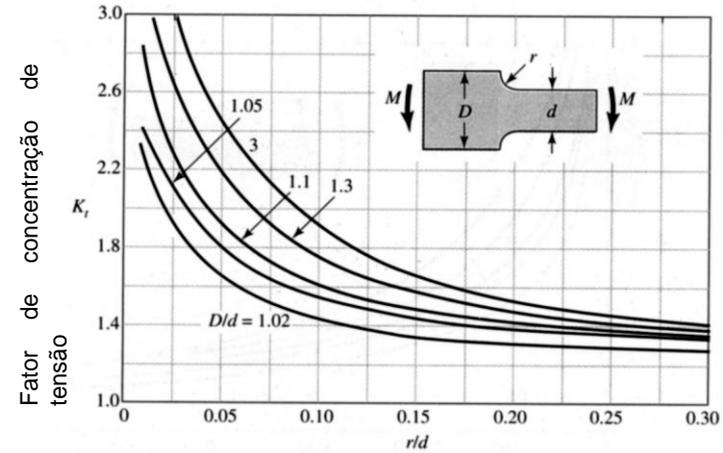


Figura 17 - Fator de concentração de tensão para uma barra com variação de secção sujeita a flexão.

Fonte: Shigley, J. E. et al. *Mechanical Engineering Design*. 7th ed. 2004 (appud Peterson, R.E. Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5 *Machine Design*, Feb-Jul. 1951.)

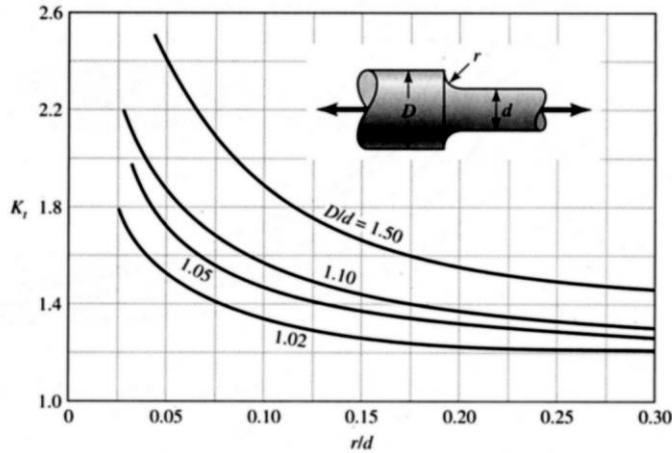


Figura 18 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular sujeito a tração

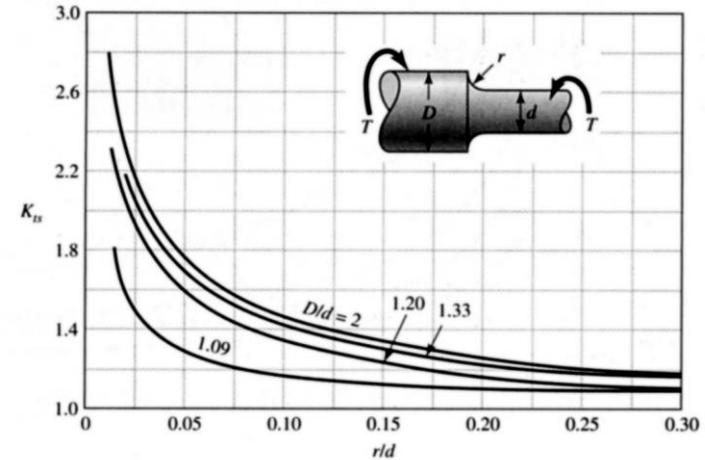


Figura 19 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular sujeito a torção

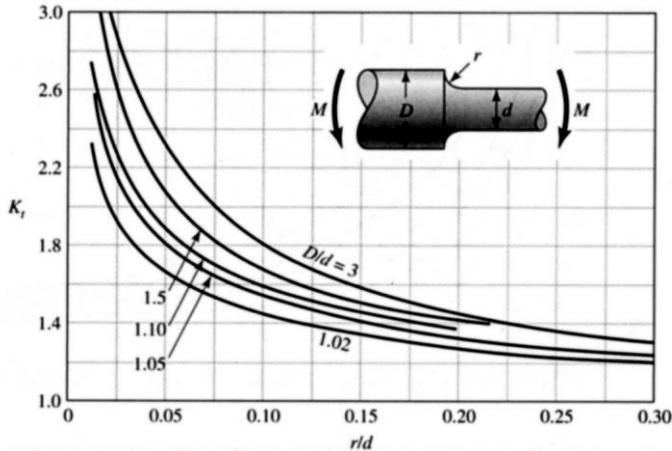


Figura 20 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular sujeito à flexão

Fonte: Shigley, J. E. et al. *Mechanical Engineering Design*. 7th ed. 2004 (appud Peterson, R.E. Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5 *Machine Design*, Feb-Jul. 1951.)

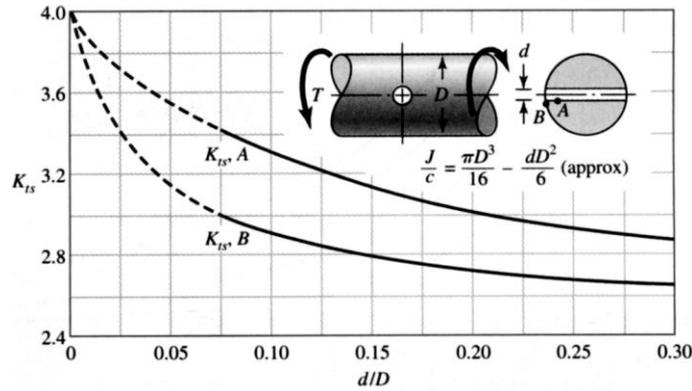


Figura 21 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com um furo, sujeito à flexão

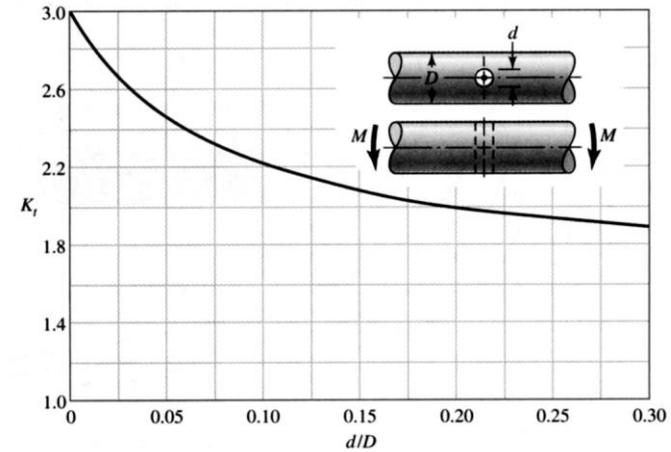


Figura 22 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com um furo, sujeito à torção

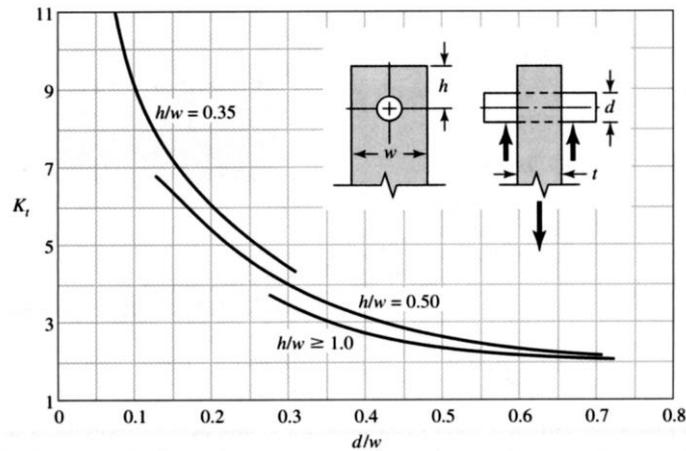


Figura 23 - Fator de concentração uma barra sujeita a tração através de um pino.

Fonte: Shigley, J. E. et al. *Mechanical Engineering Design*. 7th ed. 2004 (appud Peterson, R.E. Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5 *Machine Design*, Feb-Jul. 1951.)

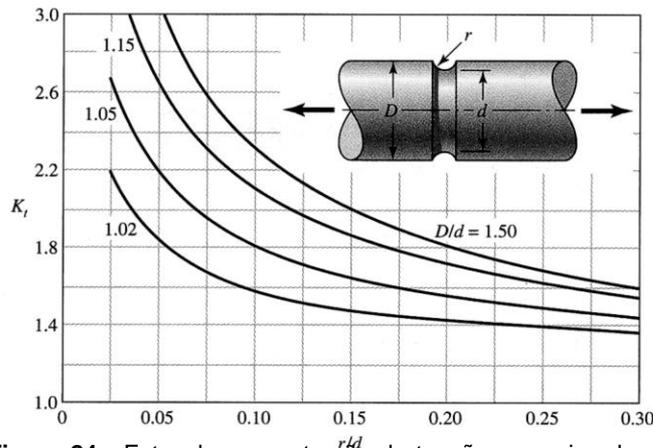


Figura 24 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com um rasgo arredondado, sujeito à tração.

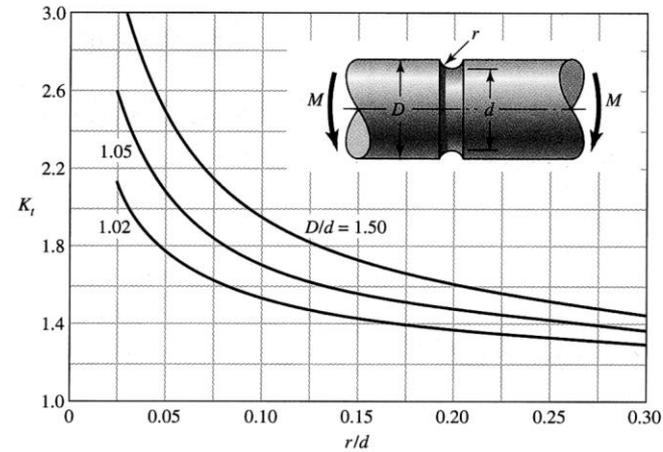


Figura 25 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com rasgo arredondado, sujeito à flexão.

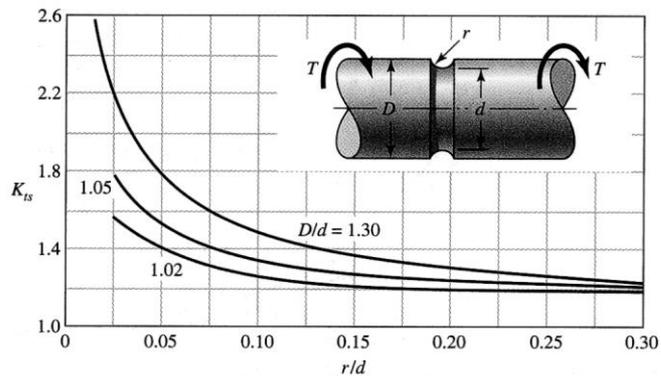


Figura 26 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com rasgo arredondado, sujeito à torção.

Fonte: Shigley, J. E. et al. *Mechanical Engineering Design*. 7th ed. 2004 (appud Peterson, R.E. Design Factors for Stress Concentration, Parts 1 to 5 *Machine Design*, Feb-Jul. 1951.)

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

$(K_{ff} \text{ ou } K_{ft})$

β_k na formulação anterior

Os dois fatores são relacionados através do fator de sensibilidade ao entalhe q :

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_{tf} - 1) \quad K_{ft} = 1 + q \cdot (K_{tt} - 1)$$

A tensão nominal dinâmica para qualquer situação é então multiplicada pelo fator K_f :

$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE

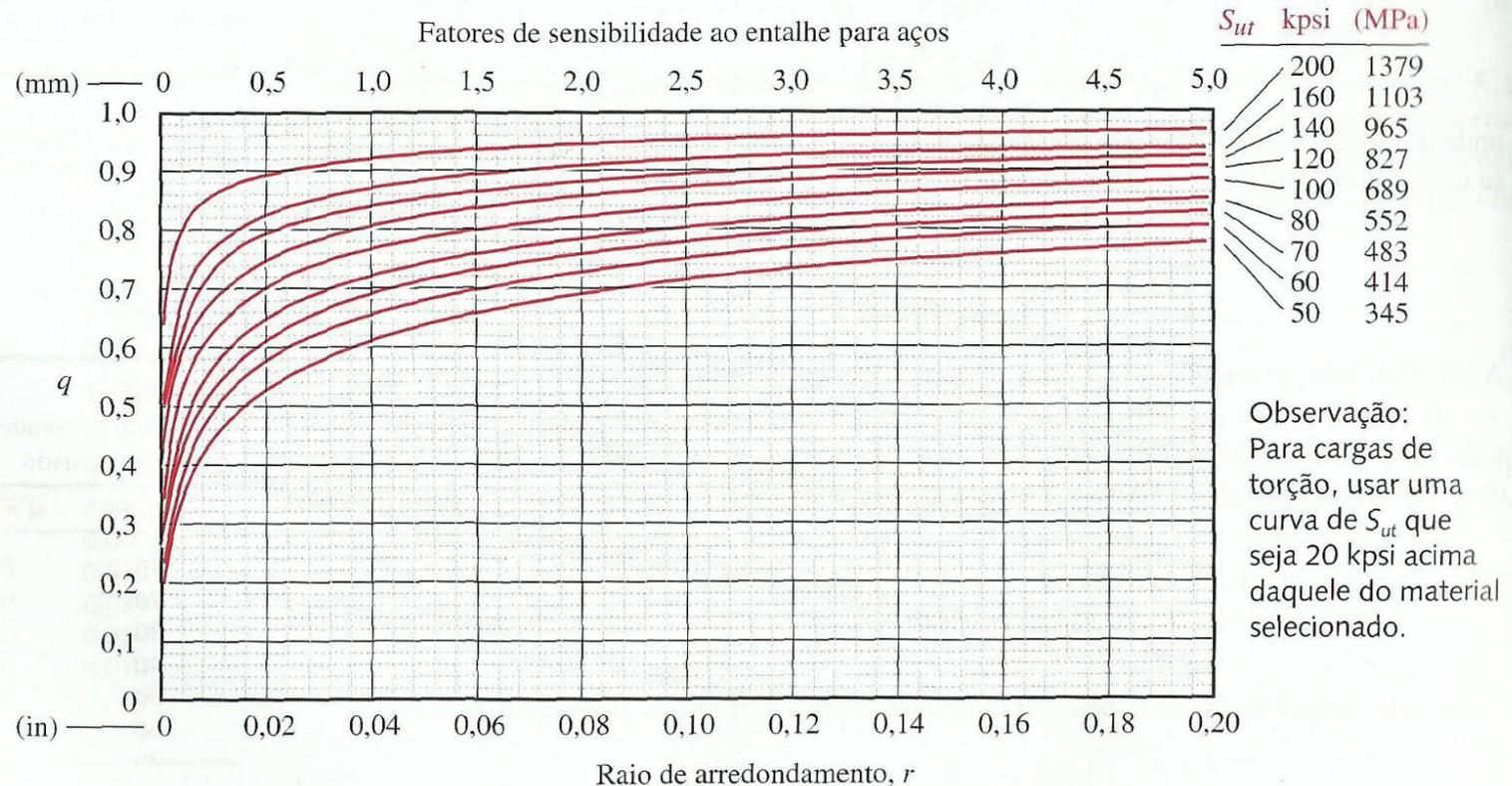


FIGURA 6-36 Parte 1

Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços calculadas a partir da equação 6.13 com os dados da Figura 6-35, como originalmente proposto por R. E. Peterson em "Notch Sensitivity", Capítulo 13 em *Metal Fatigue* by G. Sines and J. Waisman, McGraw-Hill, New York, 1959.

6.4.3 - Resumo geral (Norton/Shigley)

$$\sigma^* \leq \sigma_{adm}$$

σ^*	Solicitação Estática	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma = \sigma_{max}$ $\tau = \tau_{max}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{max}$ $\tau = K_{ft} \cdot \tau_{max}$
σ_{adm}	Solicitação Estática	$\sigma_{adm} = \sigma_Y = \frac{\text{tensão limite}}{S}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma_{adm} = S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$

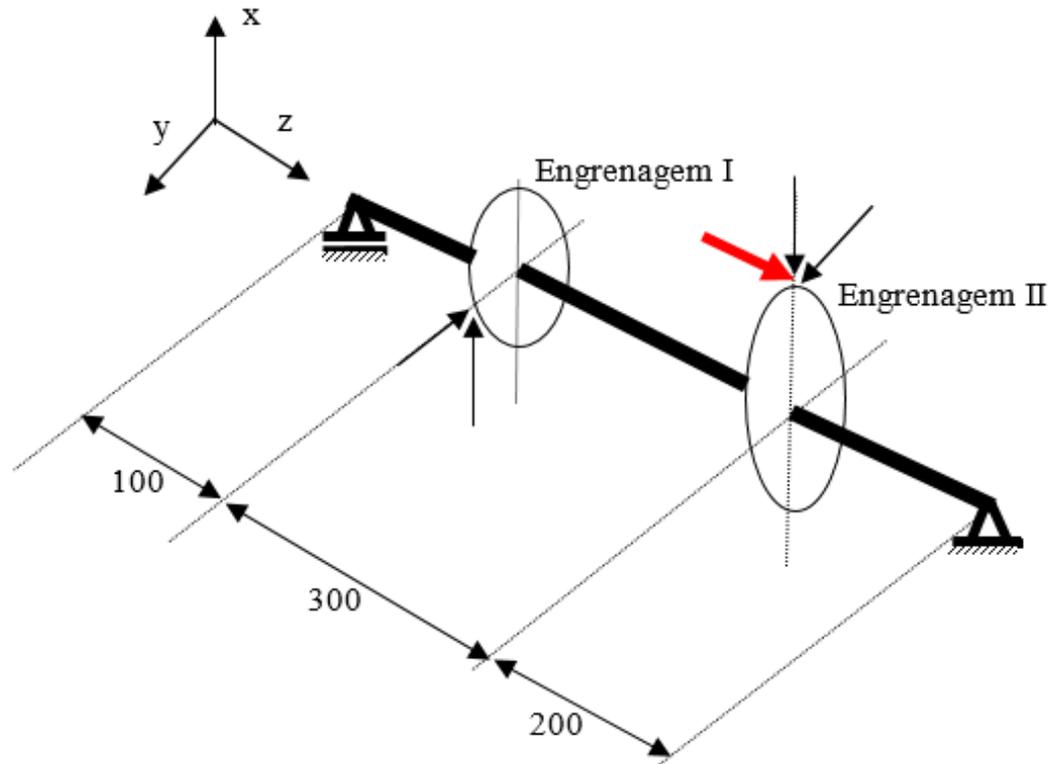
6.4.3 - Resumo geral (anterior)

$$\sigma^* \leq \sigma_{adm}$$

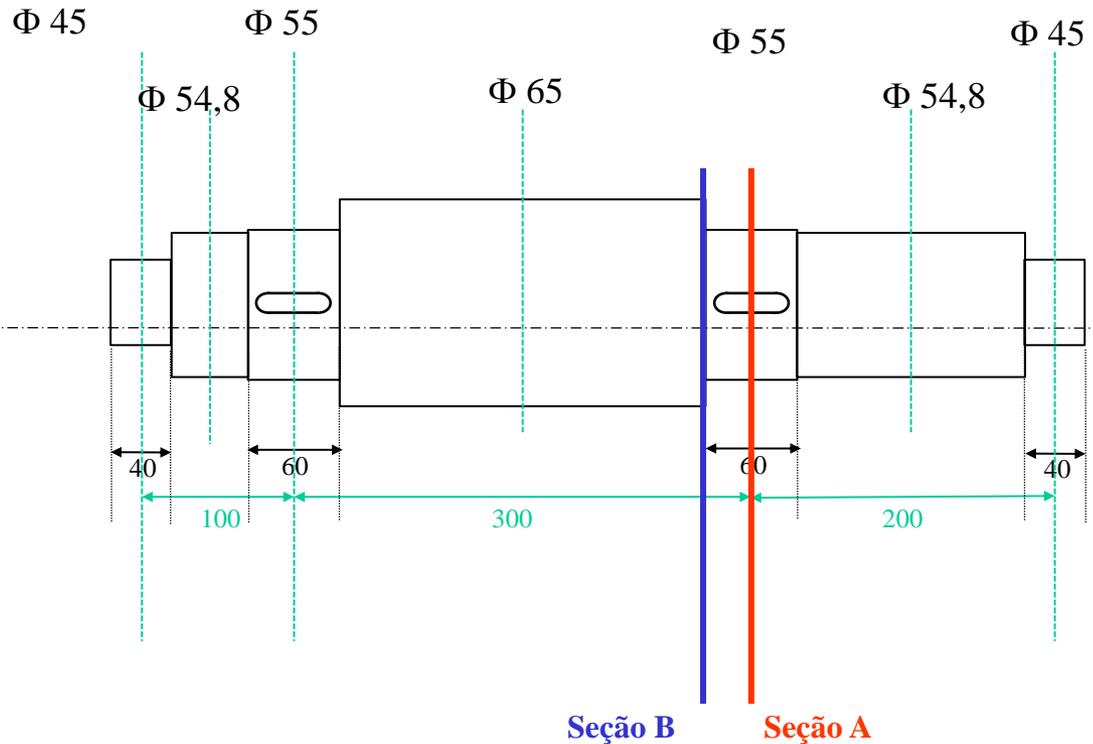
σ^*	Solicitação Estática	$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma = \sigma_{max}$ $\tau = \tau_{max}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma^* = \sqrt{(\sigma \cdot \beta_{kf})^2 + H^2 \cdot (\tau \cdot \beta_{kt})^2}$ $H = \frac{\sigma_{faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kf}}$
σ_{adm}	Solicitação Estática	$\sigma_{adm} = \frac{\text{tensão limite}}{s}$
	Solicitação Dinâmica	$\sigma_{adm} = S_{Fadm} = S_F \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$

Exemplo de cálculo – Dimensionamento de eixos

Verificar o eixo dimensionado anterior (Aula 07a) utilizando a formulação apresentada (Shigley/Norton/Marin)



Verificação da seção b



Seção A: maiores esforços atuantes, chaveta

Seção B: altos esforços atuantes, escalonamento

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura 6.17, Shigley)

K_a : acabamento médio (usinado)

K_b : fator de tamanho

K_c : solicitação (flexão)

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

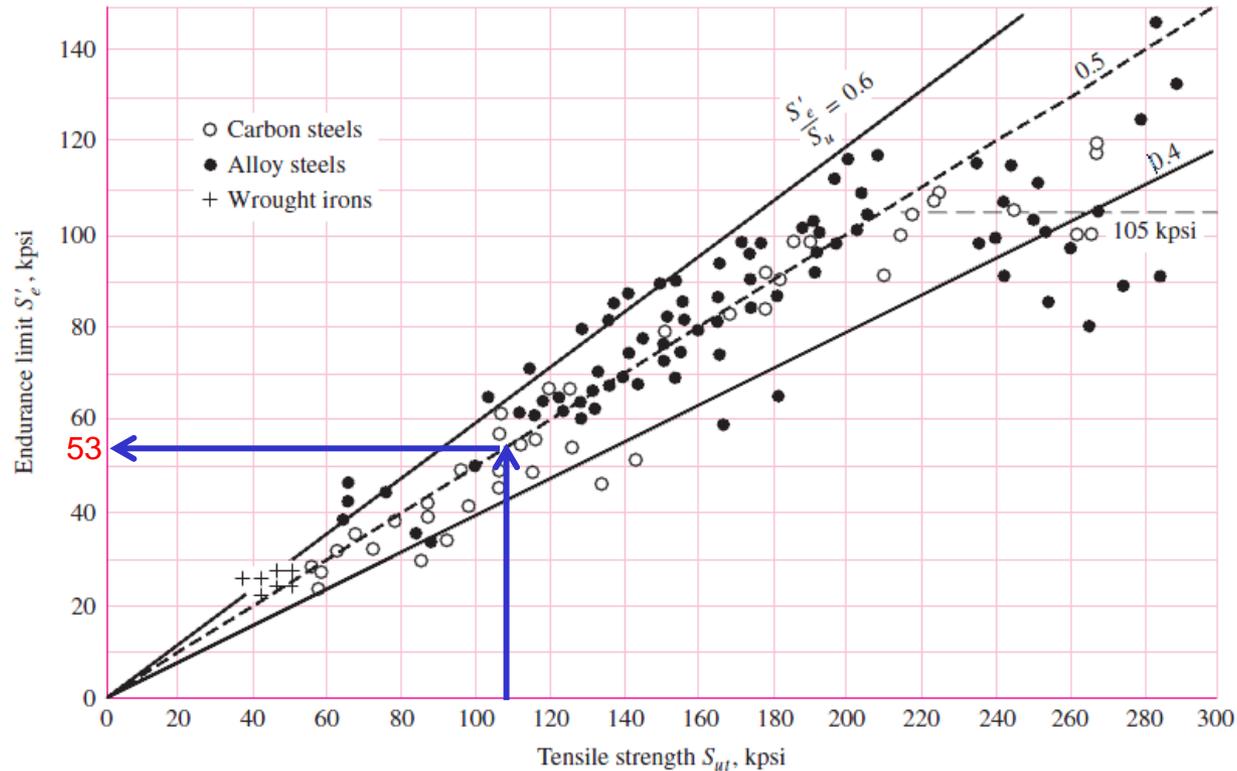


Figure 6–17 - Graph of endurance limits versus tensile strengths from actual test results for a large number of wrought irons and steels. Ratios of S_e' / S_{ut} of 0.60, 0.50, and 0.40 are shown by the solid and dashed lines. Note also the horizontal dashed line for $S_e' = 105$ kpsi. Points shown having a tensile strength greater than 210 kpsi have a mean endurance limit of $S_e' = 105$ kpsi and a standard deviation of 13.5 kpsi. (Collated from data compiled by H. J. Grover, S. A. Gordon, and L. R. Jackson in *Fatigue of Metals and Structures, Bureau of Naval Weapons Document NAVWEPS 00-25-534, 1960*; and from *Fatigue Design Handbook, SAE, 1968, p. 42.*)

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura 6.17, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado)

K_b : fator de tamanho

K_c : solicitação (flexão)

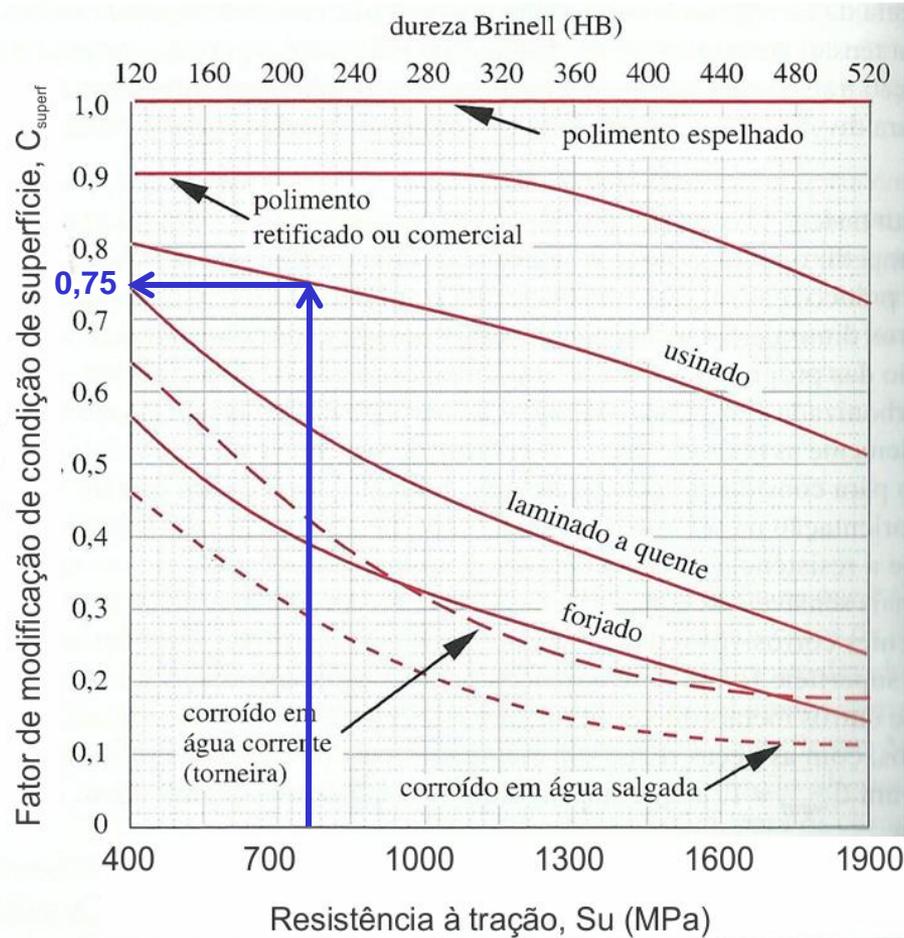
K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE SUPERFÍCIE

k_a , C_{superf} :



Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Shigley)

$S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$

$1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho

K_c : solicitação (flexão)

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE TAMANHO

k_b, C_{tamanho} :

Para efeito de comparação, fazendo $d = 55$ mm:

- Norton:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 55^{-0,097} = 0,8060$$

- Shigley:

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} = 1,51 \cdot 55^{-0,157} = 0,8048$$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Shigley)

$$S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solicitação (flexão)

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE SOLICITAÇÃO

C_{carreg} :

Considera o fato de que a maioria dos dados disponíveis sobre a resistência à fadiga se referem a ensaios de flexão rotativa.

Segundo Norton:

Flexão:	$C_{\text{carreg}} = 1$
Força normal:	$C_{\text{carreg}} = 0,7$
Torção pura:	$C_{\text{carreg}} = 1$

FATOR DE SOLICITAÇÃO

k_c :

Segundo Shigley:

Flexão	$k_c = 1$
Força Normal	$k_c = 0,85$
Torção pura	$k_c = 0,59$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solitação (flexão) = 1,00

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F)

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE TEMPERATURA

C_{temp} :

Considera o fato de que o limite de fadiga na curva S x N desaparece a altas temperaturas.

Conforme Norton:

$$\begin{array}{ll} \text{Para } T \leq 450^\circ \text{ C:} & C_{temp} = 1 \\ \text{Para } 450^\circ \text{ C} < T < 550^\circ \text{ C:} & C_{temp} = 1 - 0,0058 \cdot (T - 450) \end{array}$$

FATOR DE TEMPERATURA

k_d :

Conforme Shigley:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

$$70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$$

FATOR DE TEMPERATURA

C_{temp} , k_d :

Para $T = 60^\circ\text{C} = 140^\circ\text{F}$:

- Norton:

$$C_{temp} = 1$$

- Shigley:

$$k_d = 1,0156$$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solicitação (flexão) = 1,00

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F) = 1,01

K_e : confiabilidade

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR DE CONFIABILIDADE

k_e , C_{conf} :

Considera a dispersão existente nos ensaios realizados com o mesmo material sob condições semelhantes.

Conforme Norton e Shigley:

Confiabilidade (%):	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

K_c : solitação (flexão) = 1,00

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F) = 1,01

K_e : confiabilidade = 0,814

K_f : efeitos variados (nenhum)

FATOR POR EFEITOS VARIADOS

k_f :

Considera a influência de todos os outros fatores no limite de resistência da peça.

Alguns exemplos, conforme Shigley:

- Corrosão – *fretting* $0,24 < k_f < 0,90$
- Deposição eletrolítica $k_f \sim 0,50$
- *Metal spraying* $k_f \sim 0,86$

Verificação da seção b

Cálculo de σ_{adm}

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

S'_e : gráfico à fadiga (Figura xx, Shigley) $S'_e = 53 \text{ kpsi} = 365 \text{ MPa}$ $1 \text{ kpsi} = 6,895 \text{ MPa}$

K_a : acabamento médio (usinado) = 0,75

K_b : fator de tamanho = 0,8048

$$S_e = 0,75 \cdot 0,8048 \cdot 1,00 \cdot 1,01 \cdot 0,814 \cdot 1,00 \cdot 365$$

K_c : solicitação (flexão) = 1,00

$$S_e = 181,13 \text{ MPa}$$

K_d : temperatura (para 60° C, 140° F) = 1,01

K_e : confiabilidade = 0,814

Para $S'_e = 330 \text{ MPa}$ (resolução anterior)

K_f : efeitos variados (nenhum) = 1,00

$$S_e = 163,76 \text{ MPa}$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

(K_{ff} ou K_{ft})

β_k na formulação anterior

Os dois fatores são relacionados através do fator de sensibilidade ao entalhe q :

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_{tf} - 1) \quad K_{ft} = 1 + q \cdot (K_{tt} - 1)$$

A tensão nominal dinâmica para qualquer situação é então multiplicada pelo fator K_f :

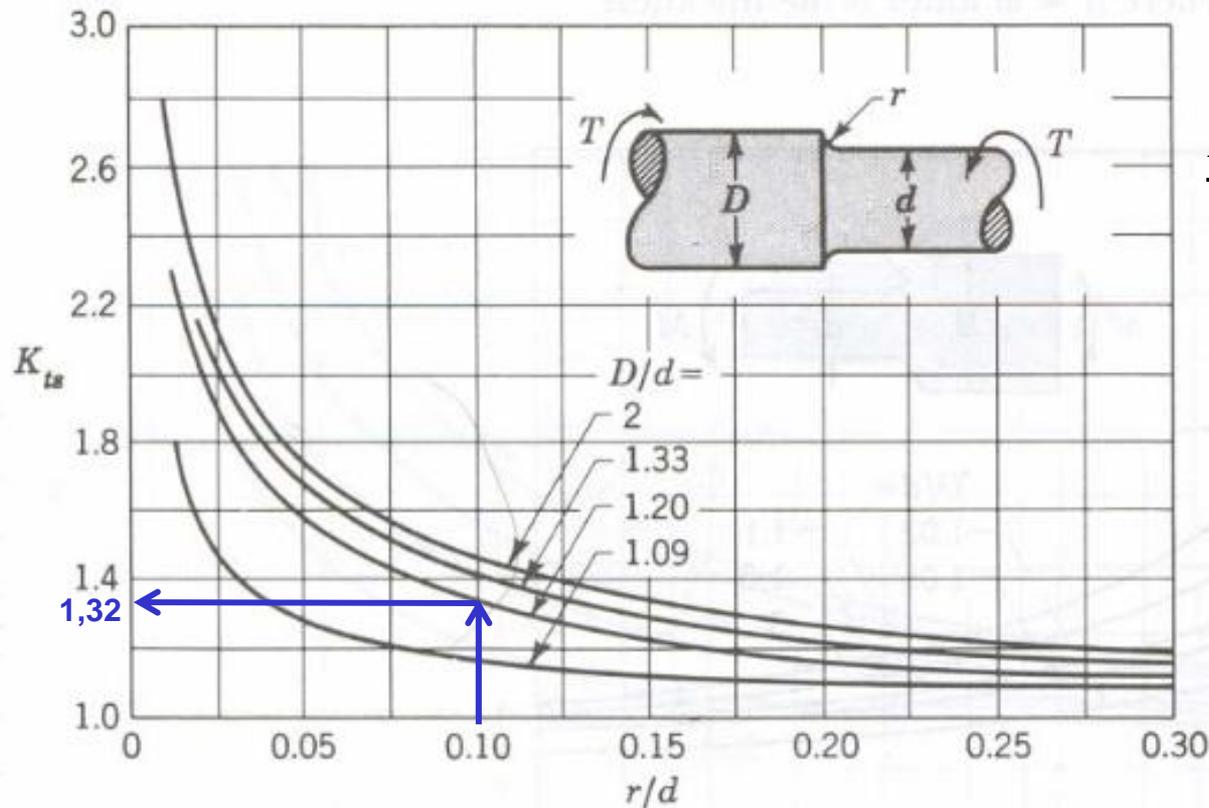
$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_{tt})

α_k na formulação anterior

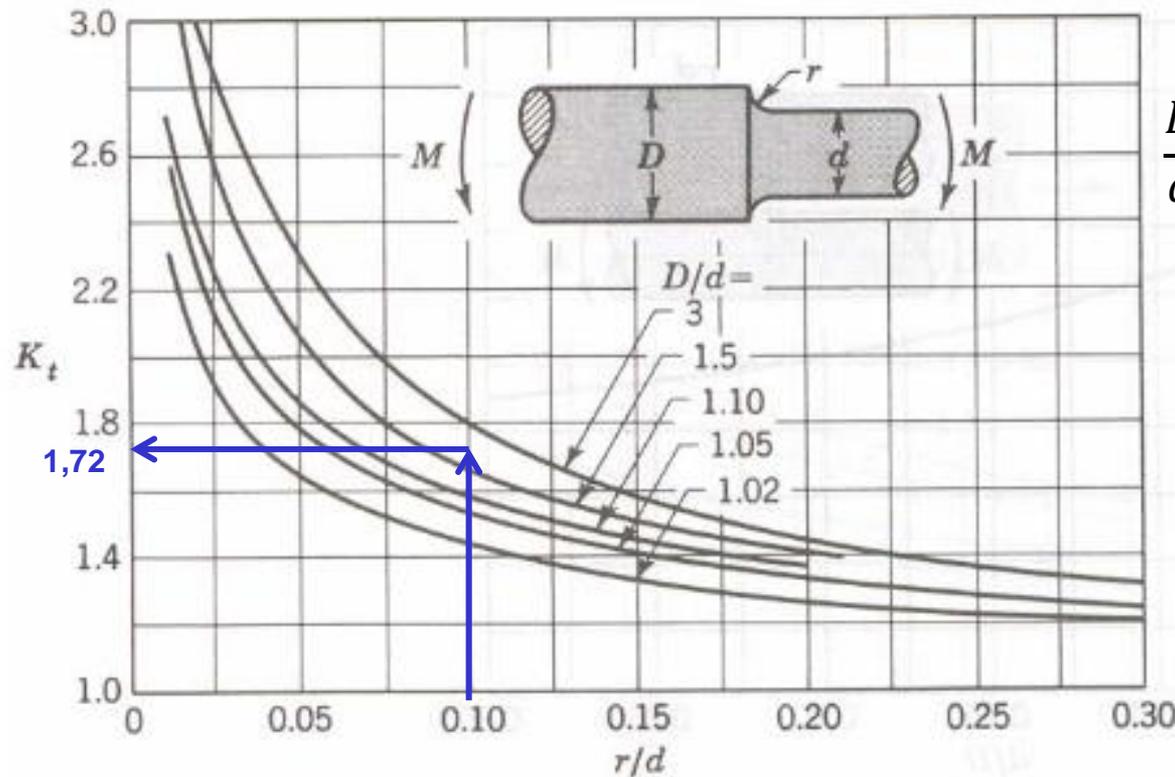


$$\frac{D}{d} = \frac{65}{55} = 1,1818$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_{tf})

α_k na formulação anterior



$$\frac{D}{d} = \frac{65}{55} = 1,1818$$

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

(K_{ff} ou K_{ft})

β_k na formulação anterior

Os dois fatores são relacionados através do fator de sensibilidade ao entalhe q :

$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_{tf} - 1) \quad K_{ft} = 1 + q \cdot (K_{tt} - 1)$$

A tensão nominal dinâmica para qualquer situação é então multiplicada pelo fator K_f :

$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE

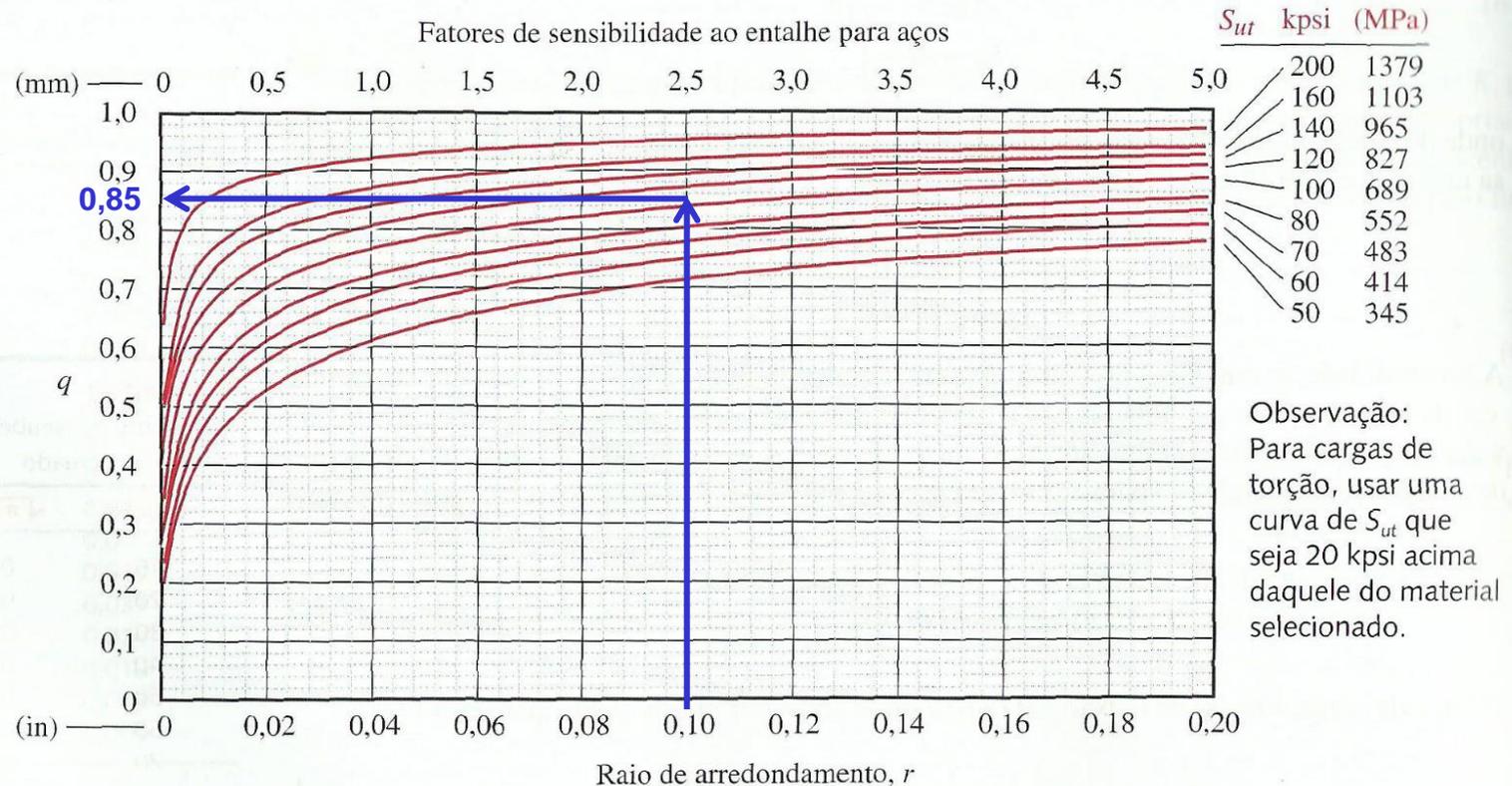


FIGURA 6-36 Parte 1

Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços calculadas a partir da equação 6.13 com os dados da Figura 6-35, como originalmente proposto por R. E. Peterson em "Notch Sensitivity", Capítulo 13 em *Metal Fatigue* by G. Sines and J. Waisman, McGraw-Hill, New York, 1959.

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM FADIGA (DINÂMICO)

$$K_{ff} = 1 + 0,85 \cdot (1,72 - 1) \quad K_{ft} = 1 + 0,85 \cdot (1,32 - 1)$$

$$K_{ff} = 1,612$$

$$K_{ft} = 1,272$$

Cálculos anteriores:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fR}}{W_f} = \frac{1140,18}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 69,95 \cdot 10^6 = 69,95 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{450}{3,26 \cdot 10^{-5}} = 20,84 \cdot 10^6 = 13,80 \text{ MPa}$$

$$\sigma = K_{ff} \cdot \sigma_{nom}$$

$$\sigma = 1,612 \cdot 69,95 = 112,76 \text{ MPa}$$

$$\tau = K_{ft} \cdot \tau_{nom}$$

$$\tau = 1,272 \cdot 13,80 = 17,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{112,76^2 + 3 \cdot 17,55^2} = \mathbf{116,78 MPa}$$

$$\sigma^* = \mathbf{116,78 MPa} < \sigma_{adm} = \mathbf{181,13 MPa} \quad \rightarrow \quad \mathbf{OK!}$$

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{181,13}{116,78} = 1,55$$

anterior: $\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{112,96}{72,21} = 1,56$

Para mesmo S_e anterior:

$$\text{coef. segurança} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*} = \frac{163,76}{116,78} = 1,40$$

Resultado final (pode ser otimizado !!)

