

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:

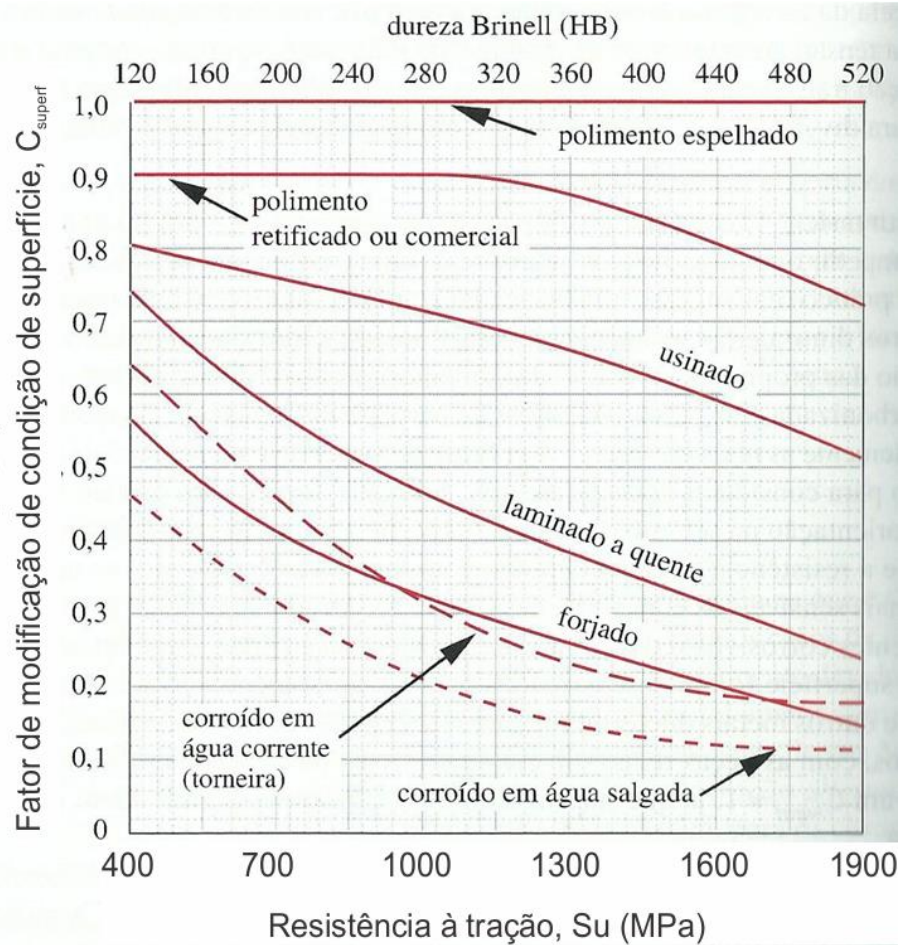
Acabamento superficial	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado à frio	4,51	-0,265
Laminado à quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

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

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

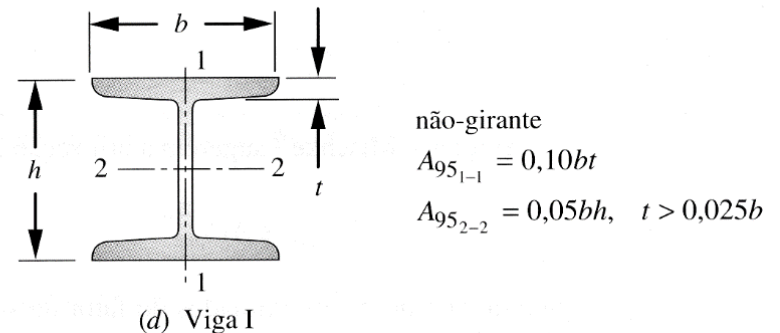
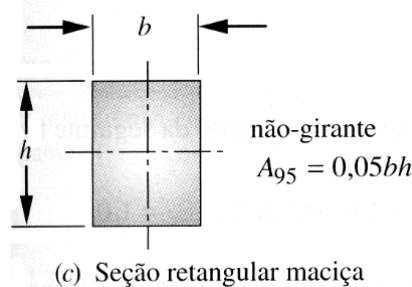
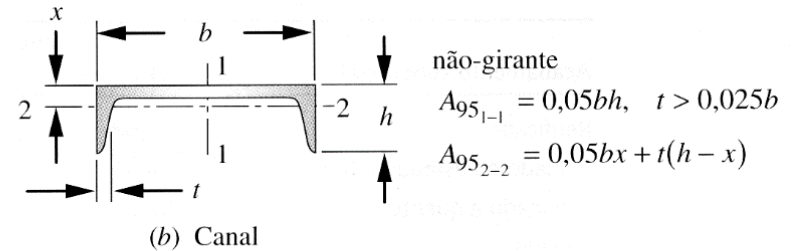
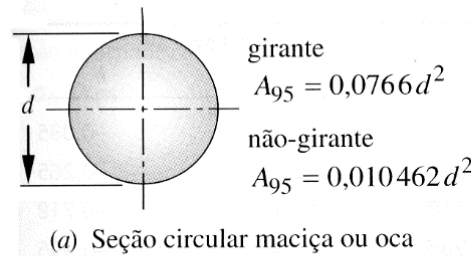
$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157}$$

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	$k_c = 0,59$ *

(*): use somente este valor para carregamentos à fadiga em torção.

Para carregamentos combinados, utilizar $K_c = 1$

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:

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

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)

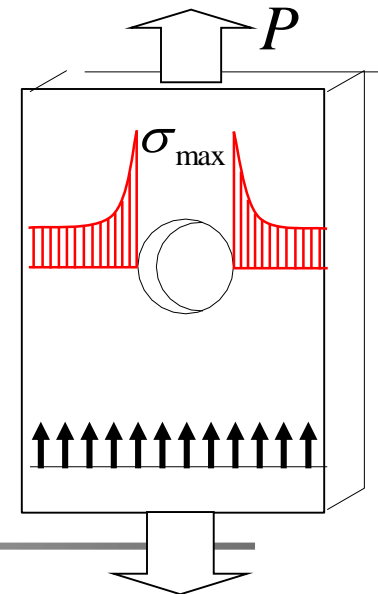
α_k na formulação anterior

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

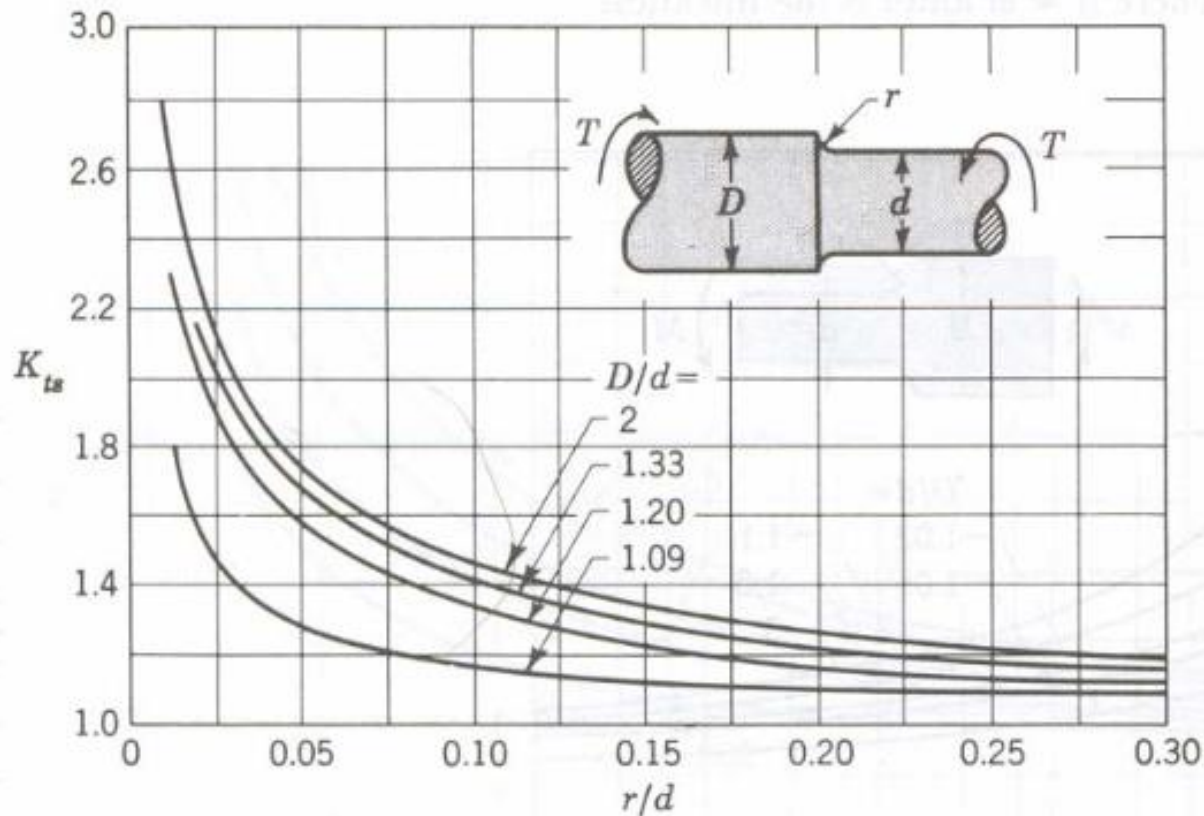
$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m}$$



FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

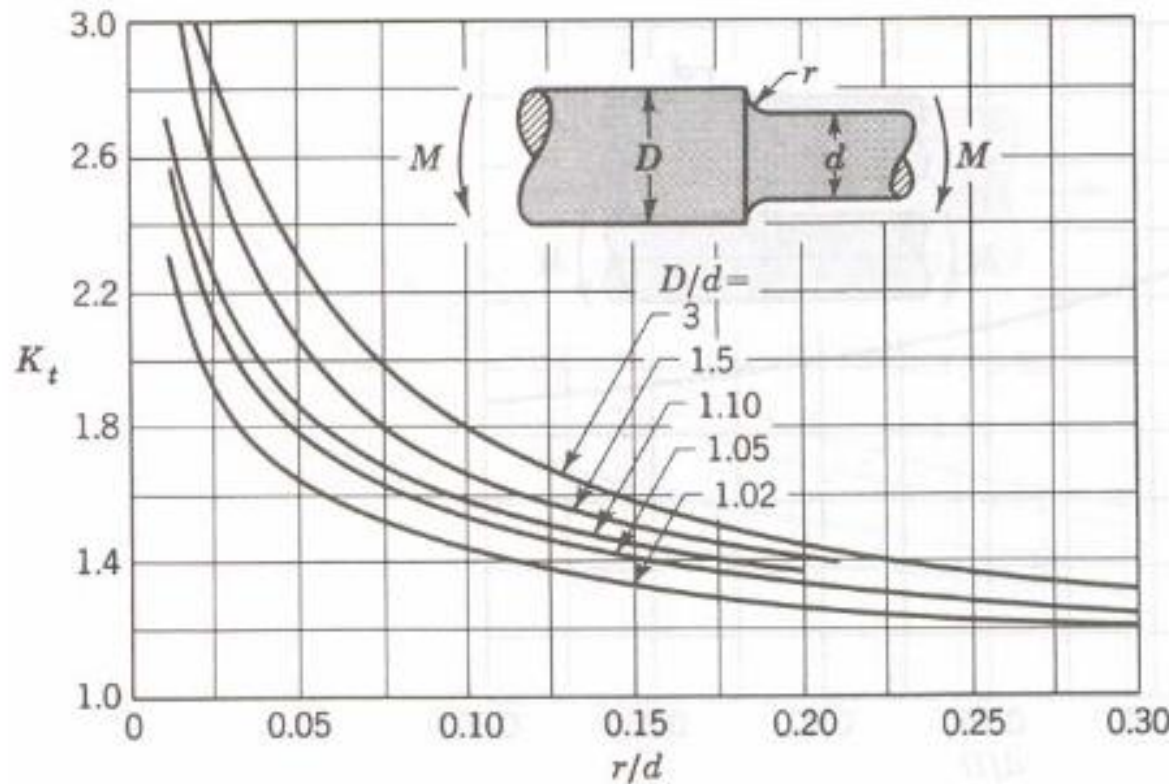
α_k na formulação anterior



FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO TEÓRICO (ESTÁTICO)

(K_t)

α_k na formulação anterior



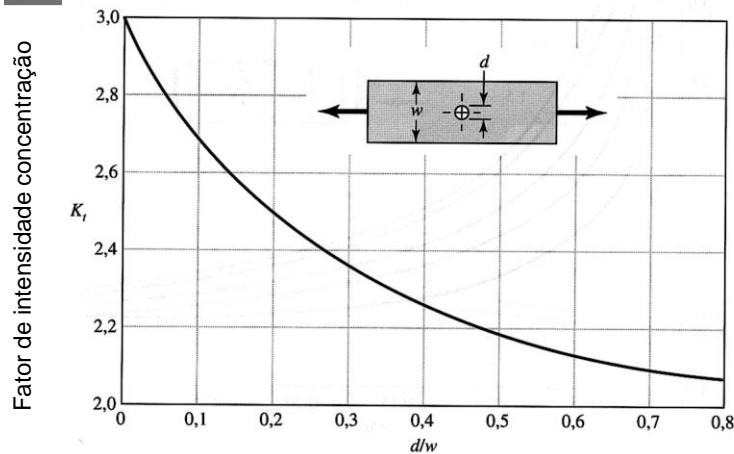


Figura 12 - Fator de concentração de tensão para uma barra retangular sujeita à tração ou compressão com um furo transversal

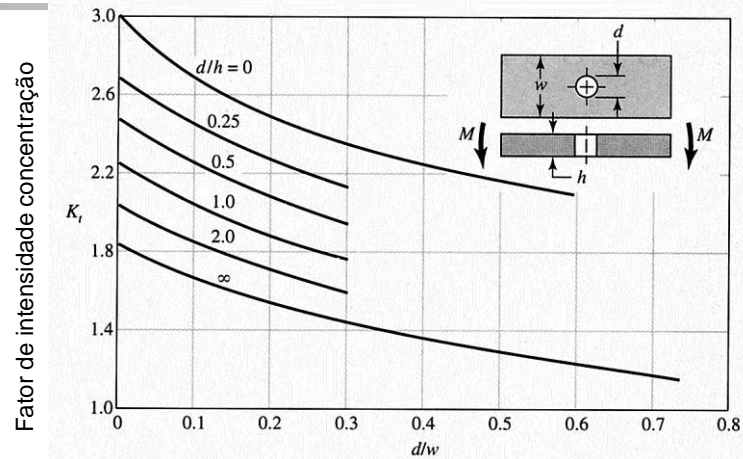


Figura 13 - Fator de concentração de tensão para uma barra retangular sujeita à flexão com um furo transversal

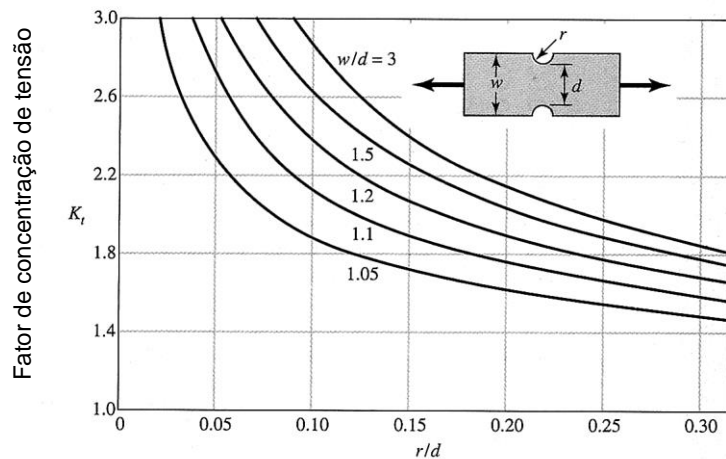


Figura 14 - Fator de concentração de tensão para uma barra com entalhes, sujeita a tração e compressão

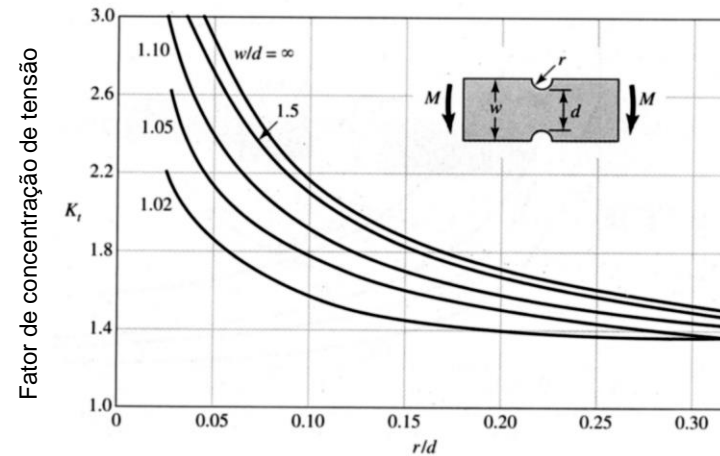


Figura 15 - Fator de concentração de tensão para uma barra retangular sujeita à flexão

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.)

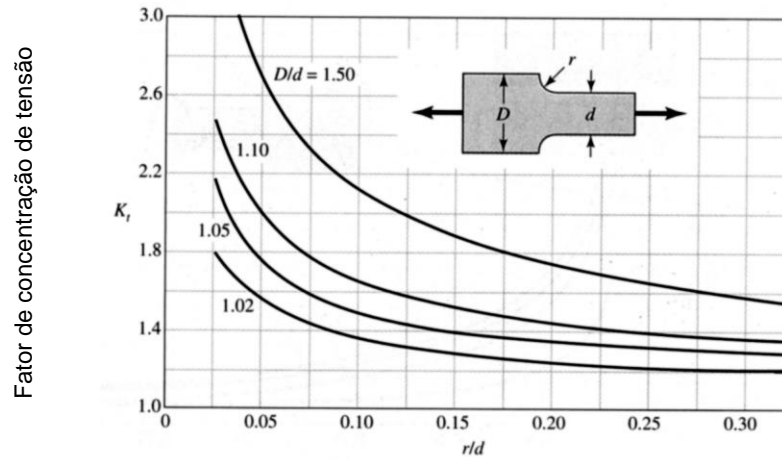


Figura 16 - Fator de concentração de tensão para uma barra com variação de secção sujeita a tração e compressão.

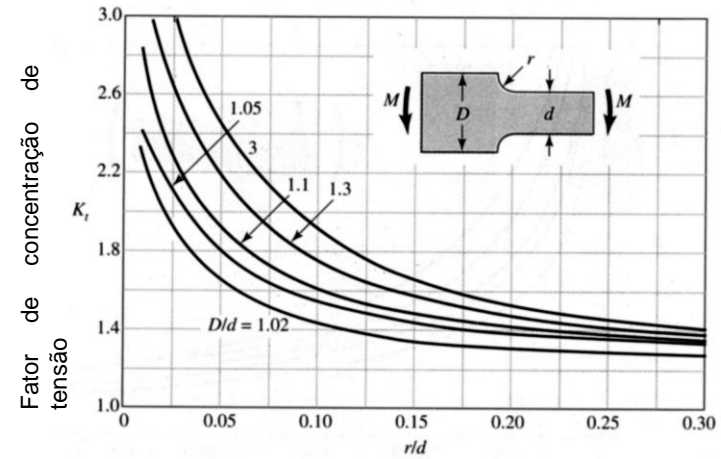


Figura 17 - Fator de concentração de tensão para uma barra com variação de secção sujeita a flexão.

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.)

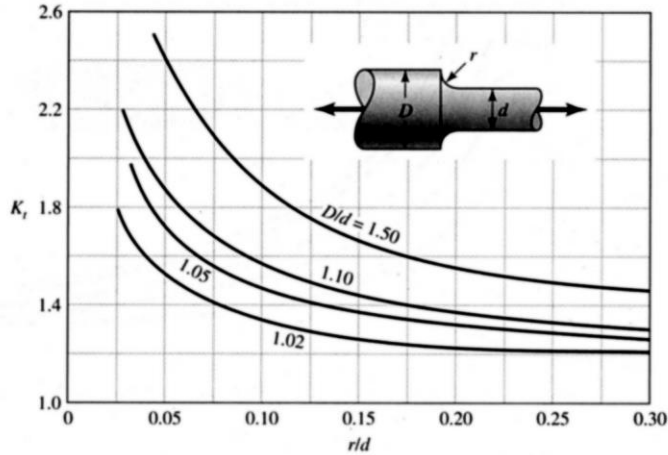


Figura 18 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular sujeito a tração

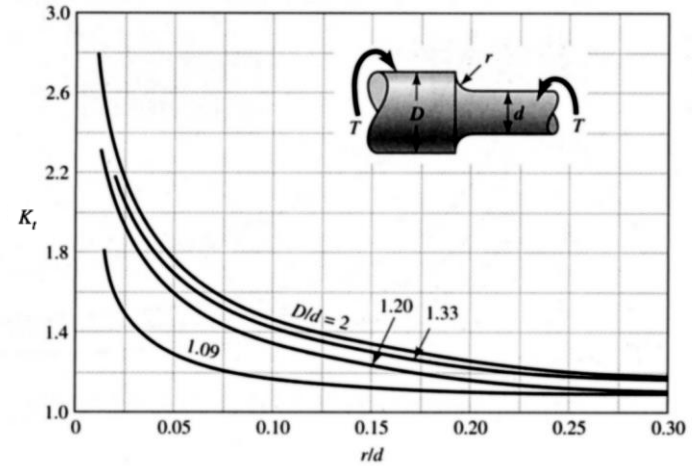


Figura 19 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular sujeito a torção

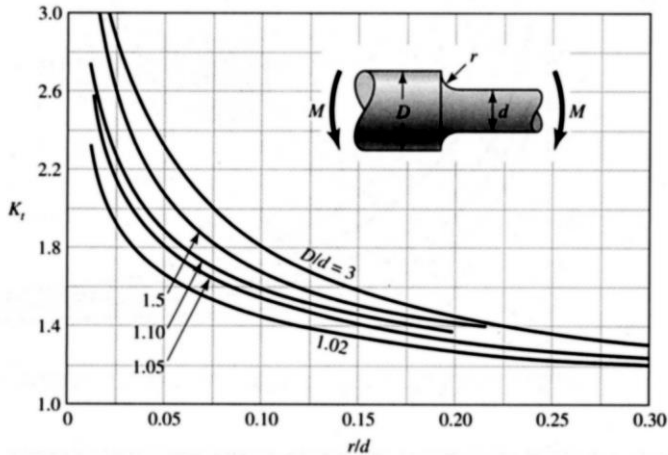


Figura 20 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular sujeito à flexão

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.)

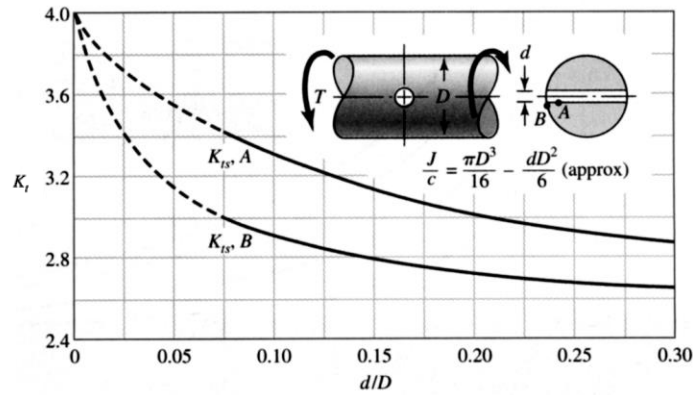


Figura 21 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com um furo, sujeito à flexão

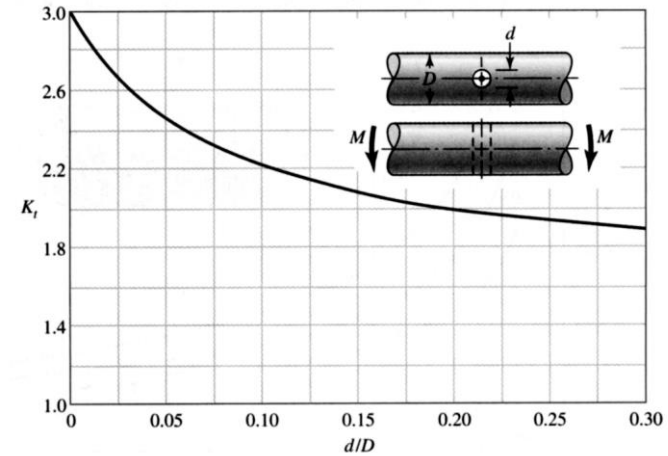


Figura 22 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com um furo, sujeito à torção

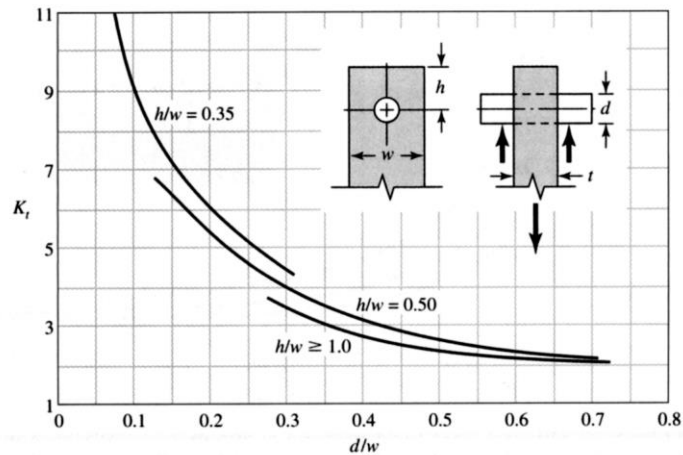


Figura 23 - Fator de concentração uma barra sujeita a tração através de um pino.

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.)

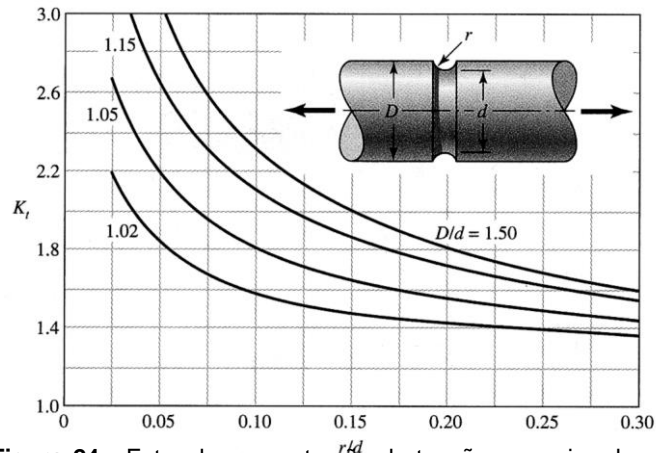


Figura 24 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com um rasgo arredondado, sujeito à tração.

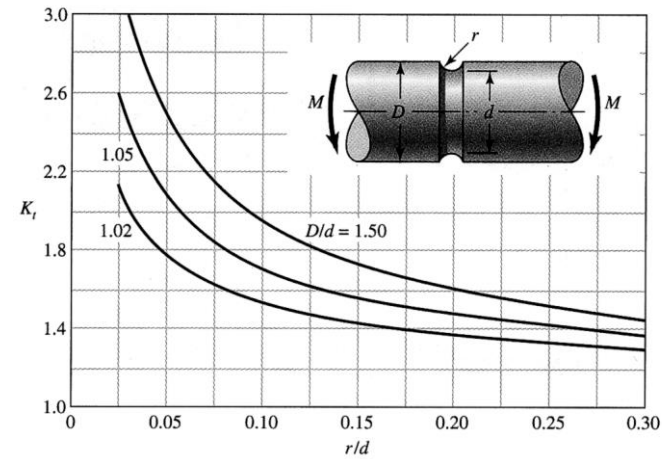


Figura 25 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com rasgo arredondado, sujeito à flexão.

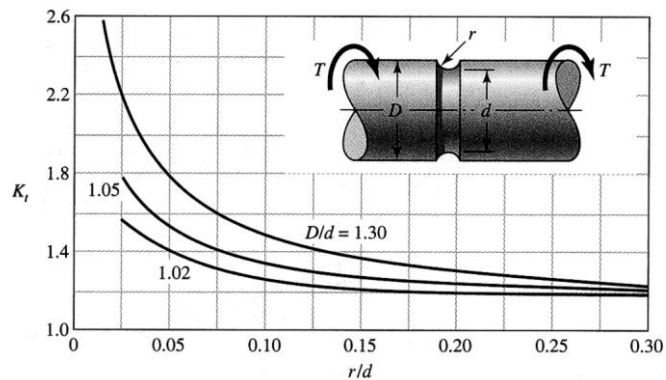


Figura 26 - Fator de concentração de tensão para eixo de seção circular, com rasgo arredondado, sujeito à torção.

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 :

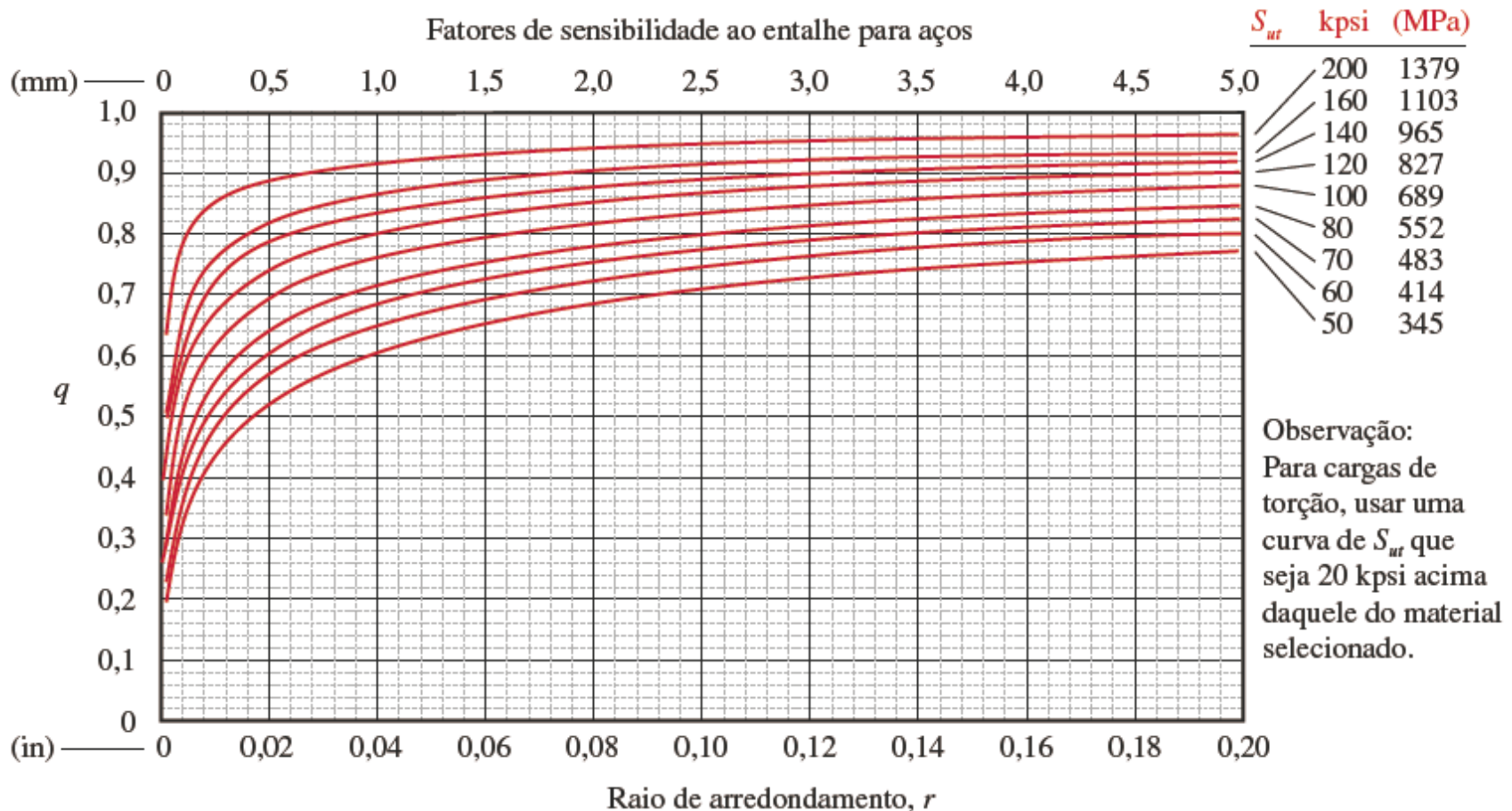
$$K_{ff} = 1 + q \cdot (K_t - 1) \qquad K_{ft} = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

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

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

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

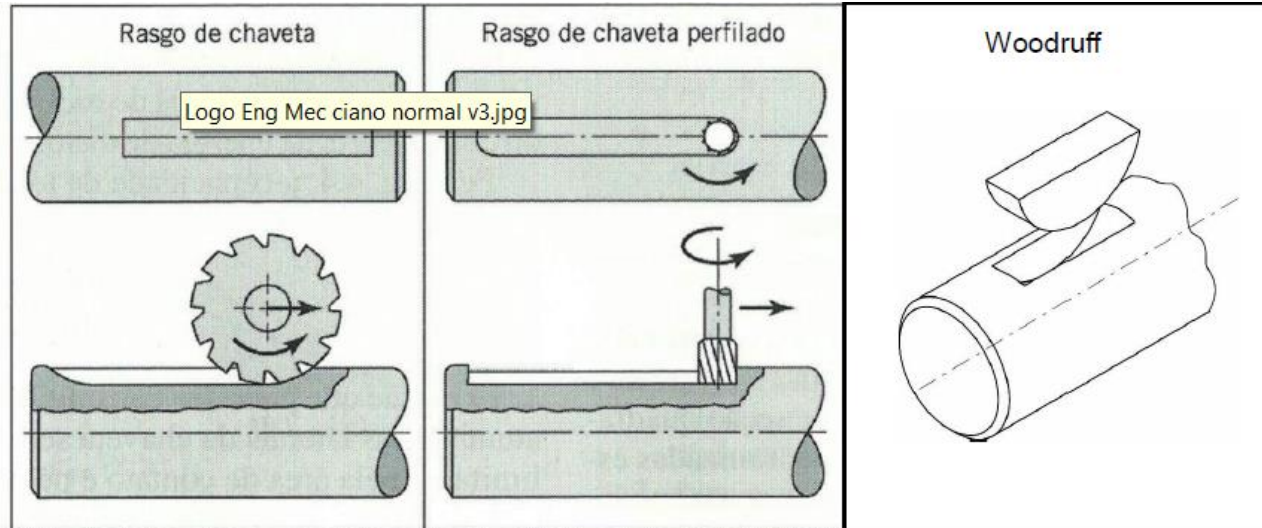
FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE



Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços calculadas, 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.

Fonte: NORTON, RL. “Projeto de Máquinas”, 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004. p.344.

Coeficiente de entalhe para solicitações dinâmicas para rasgos de chaveta:



Aço	Fator de concentração de tensão para fadiga, K_f				K_f	
	Flexão	Torção	Flexão	Torção	Flexão	Torção
Recozido (menos de 200 Bhn)	1,3	1,3	1,6	1,3	1,3	1,3
Resfriado rapidamente e estirado (acima de 200 Bhn)	1,6	1,6	2,0	1,6	1,6	1,6

Fonte: Adaptado de: Juvinal RC & Marshek KM. Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas. LTC. 4 ed. 2008. p 398

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