

ELEMENTOS DE MÁQUINAS (SEM 0241)

Notas de Aulas v.2018

Aula 05 – Tensão admissível à fadiga

Professor: Carlos Alberto Fortulan

5- Tensão Admissível à Fadiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f K_f^{-1} S_e' \quad *$$

ou

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S_e' \quad **$$

MARIN J. *Mechanical behaviour of engineering materials*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1962, p.224.

$$S_e = S_f$$

Adaptado de:

* Shigley, JE et al. *Mechanical Engineering Design*.

** Norton RL. *Projeto de máquinas*

onde:

S_e = limite de resistência a fadiga

K_a (C_{superf}) = fator de modificação de condição de superfície;

k_b (C_{tamanho}) = fator de modificação de tamanho;

k_c (C_{carreg}) = fator de modificação de carga;

k_d (C_{temp}) = fator de modificação de temperatura;

k_e (C_{conf}) = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por efeitos variados

K_f (C_{entalhe}) = fator de concentração de tensão para fadiga

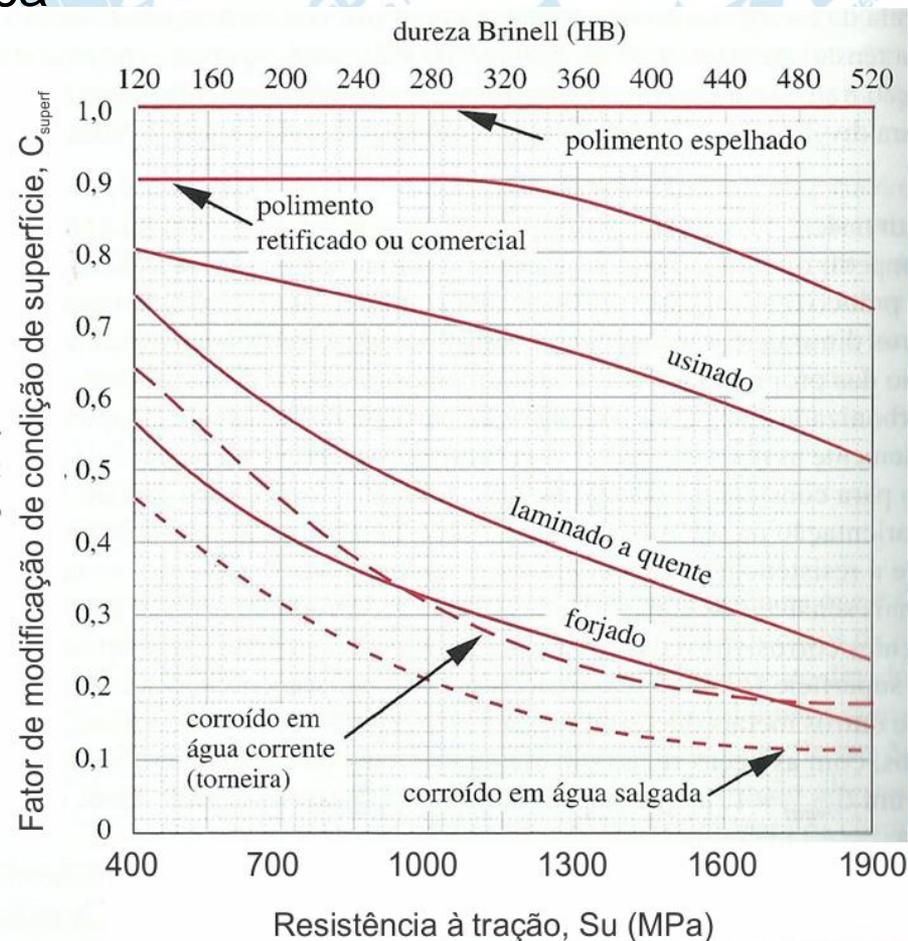
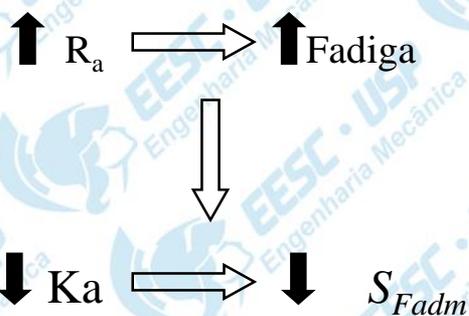
S_e' = limite de resistência do cp em ensaio rotativo ($k=\infty$)

Peça terá vida infinita se $S_{\text{max}} \leq S_e$ (isto é $N > N_{\text{crit}}$)

$k_a (C_{\text{superf}})$ = fator de modificação de condição de superfície;

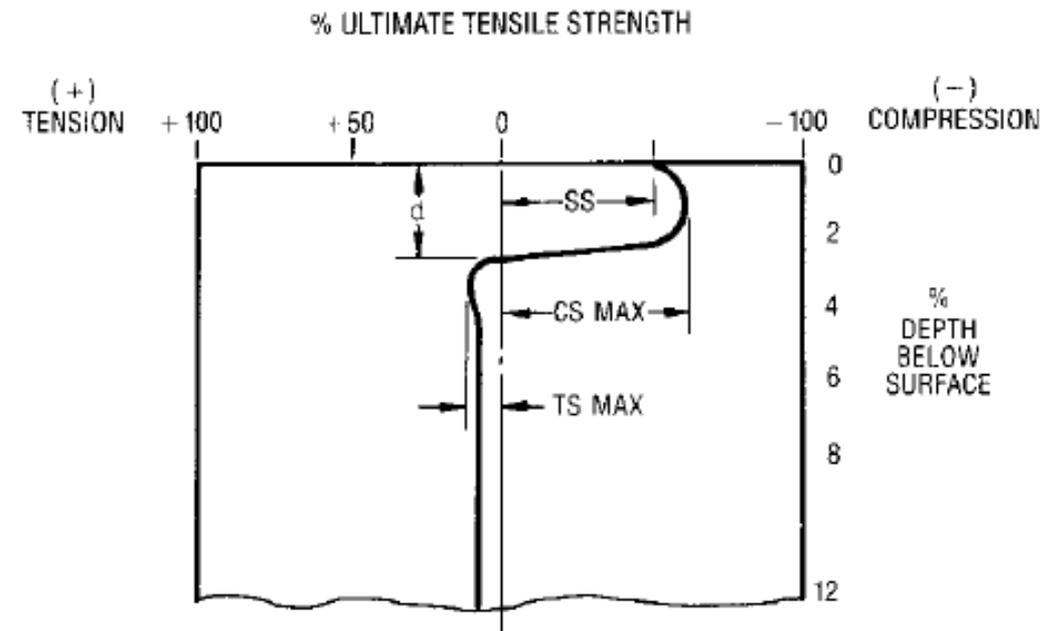
- Fadiga depende do acabamento
- R_a do corpo de prova \neq do R_a da peça

$$K_a = f(\sigma_{rt})$$



NORTON, RL. "Projeto de Máquinas", 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004. p.320

- A operação de **shot peening** (bombardeamento com granalha de aço) é usada para aliviar tensões superficiais residuais da conformação, submeter a superfície homogeneamente sob compressão e melhorando o comportamento à fadiga.



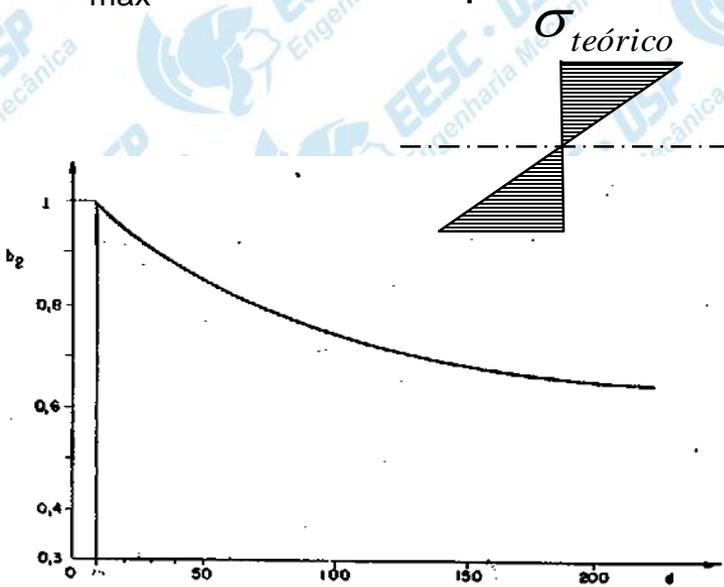
Example of Residual Stress Profile Created by Shot Peening

- 1) **SS** - Surface Stress,
- 2) **CS_{max}** - Maximum Compressive Stress,
- 3) **d** - Depth compressive stress
- 4) **Ts_{max}** - Maximum Tensile Stress,

k_b (C_{tamanho}) = fator de modificação de tamanho

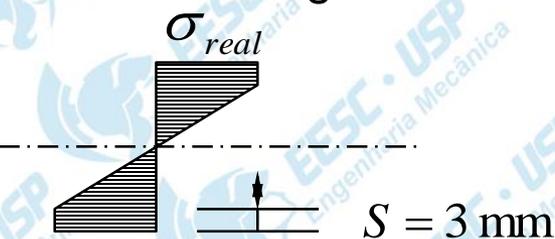
Fadiga depende da dimensão da peça. $\uparrow D \implies \downarrow S_e$

- Kugel : Diâmetro maior (maior volume de material) implica em maior probabilidade de falha por fadiga.
- Von Philip : Material perto da LN ($\sigma \cong 0$) "descarrega" trabalho das fibras externas $\implies \sigma_{\text{max}}$ real é menor que teórico. Para diâmetros grandes este efeito é pequeno.



Coeficiente dimensional

Fig. 21



$$d \cong 2S \implies \uparrow S_F$$

Obs:

- d em mm;
- $p/ d \leq 10 \text{ mm} \rightarrow b_2 = 1 \rightarrow$ dimensão da peça \approx corpo de prova;
- $S \approx 3,1 \text{ mm}$ para aço; $S \approx 1,0 \text{ mm}$ para o alumínio;
- para solicitação axial pura $K_b = 1$, ou seja, não existe variação do limite com o aumento do diâmetro.

Um equacionamento para calcular K_b é proposto por Shigley e Mitchel*

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

$$K_b = 1$$

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

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

para $d \geq 250$:

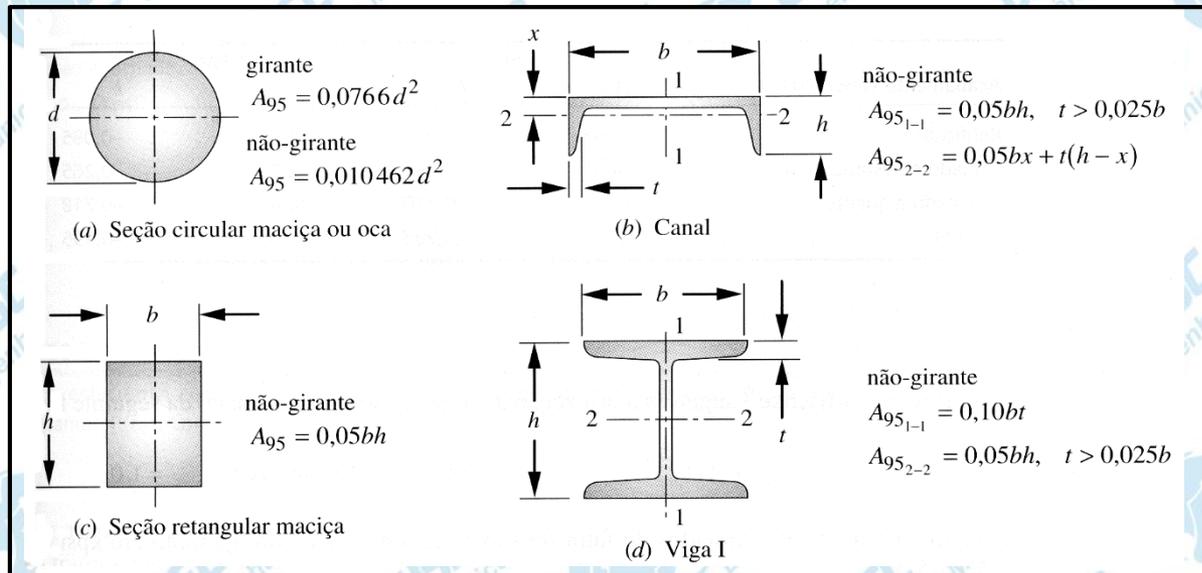
$$K_b = 0,6$$

*Shigley,JE; Mitchell, LD. Projeto de Engenharia Mecânica, 7th ed., Bookman, Porto Alegre 2005, p.293,1983.

Fonte: Adaptado de NORTON, RL. “ Projeto de Máquinas”, 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004. p.318

• Area $A_{0,95\sigma}$ de formatos comuns

O equacionamento para calcular b_2 proposto por Shigley e Mitchel é válido para seção transversal circular. Para peças com outros formatos Kuguel sugeriu equivalência da área da seção transversal com a área de um corpo de prova circular submetido à flexão rotativa. Um diâmetro equivalente é obtido quando a área da seção transversal da peça que estiver sujeita a uma tensão superior a 95% da tensão máxima da seção for igual a área correspondente de uma peça de seção circular.



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

$k_c (C_{\text{carreg}})$ = fator de modificação de carga

Correção devido a origem dos dados serem relativos a corpos de prova ensaiados em ensaio rotativo (alternado simétrico)

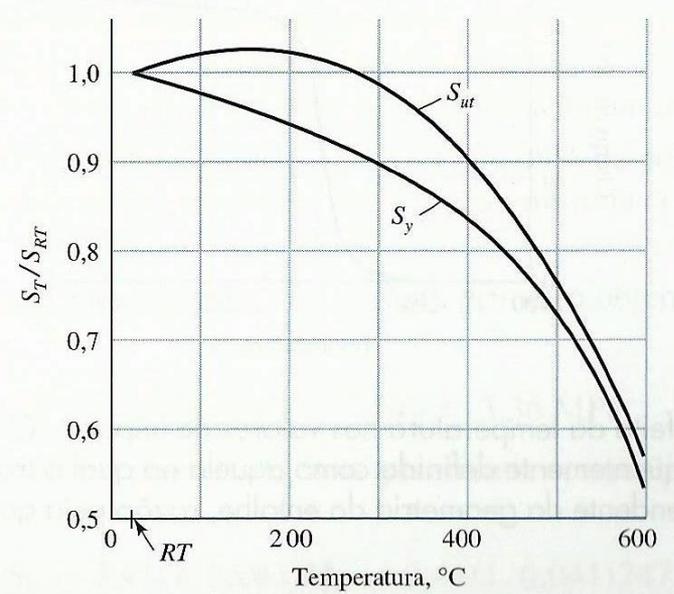
Flexão: $C_{\text{carreg}} = 1$

Força normal: $C_{\text{carreg}} = 0,7$

Torção pura: $C_{\text{carreg}} = 1$

$k_d (C_{temp}) =$ fator de modificação de temperatura

Corrige o efeito da temperatura do produto em serviço com relação ao C_p em T_{amb} . Em temperaturas muito baixas o comportamento do material tende a ser frágil; com temperaturas até $\sim 350^\circ\text{C}$ há um aumento da tenacidade à fratura. Em altas temperaturas a inflexão do limite de fadiga na curva S-N desaparece, ou seja não haverá vida infinita.



$T \leq 450^\circ\text{C}$	$C_{temp} = 1$
$450^\circ\text{C} < T < 550^\circ\text{C}$	$C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450)$

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

S_T = resistência à tração temp. de serviço

S_{RT} = resistência à tração temp. ambiente

T °C	S_T/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Shigley, JE; Mitchell, LD. Projeto de Engenharia Mecânica, 7th ed., Bookman, Porto Alegre 2005, p.96 e 325-326.

NORTON, RL. "Projeto de Máquinas", 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004. p.322

$K_e (C_{\text{conf}})$ = fator de confiabilidade

Leva em conta a dispersão existente nos ensaios realizados com o mesmo material sob condições semelhantes. É selecionada qual a confiabilidade que se deve ter para que a resistência do material seja maior ou igual ao teoricamente assumido.

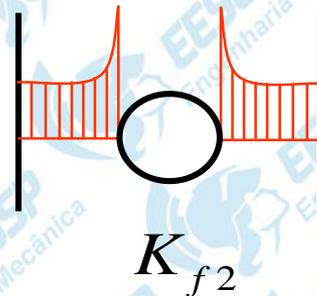
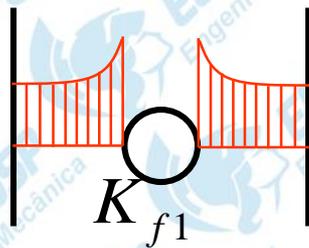
Confiabilidade (%)	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fonte: NORTON, RL. “ Projeto de Máquinas”, 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004. p.322

$K_f^{-1} (C_{entalhe} = 1/K_f) =$ fator de modificação por efeitos variados

K_f depende de :

- Material : $\uparrow \sigma_{rt}$, \downarrow ductilidade $\rightarrow \uparrow K_f$ (e portanto $\downarrow S_e$)
- Tipo de entalhe: \uparrow concentração de tensão $\rightarrow \uparrow K_f$
- Dimensão relativa entalhe/peça : \uparrow região de concentração de tensões $\rightarrow \uparrow K_f$

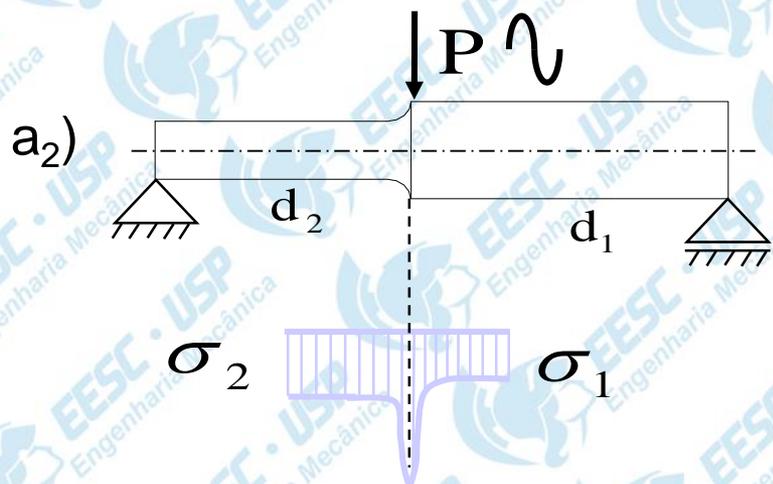
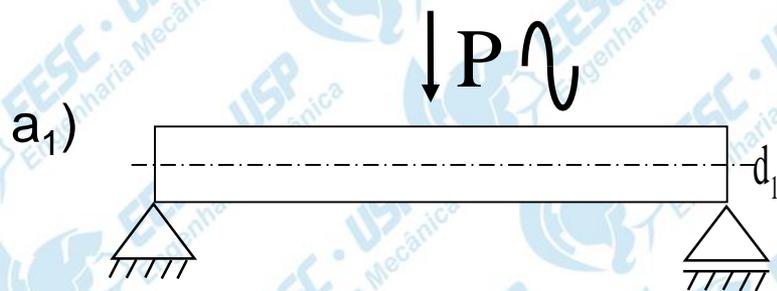


$$K_{t1} < K_{t2}$$

- Tipo de sollicitação (flexão, torção, ...)
- Variação da sollicitação : $\uparrow k \rightarrow \uparrow K_f$

Como obter K_f

a) por ensaios diretos



$$K_f = \frac{Se_{a1}}{Se_{a2}}$$

b) através de K_t

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{ou}$$

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

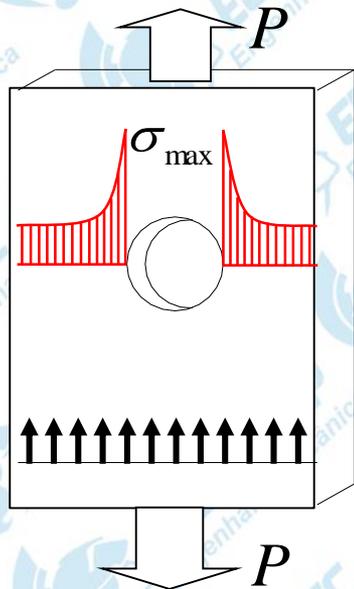
onde:

k_t = fator de concentração de tensão; (tabelado)

q = coeficiente de sensibilidade ao entalhe

- Fragilidade do aço $\uparrow \rightarrow \uparrow q$
- Tensão de ruptura $\uparrow \rightarrow \uparrow q$
- Severidade do entalhe (D/d por ex.) $\uparrow \rightarrow \uparrow q$
- Valor de k_t $\uparrow \rightarrow \uparrow q$

k_t : Coeficiente de entalhe para solicitações estáticas.



$$\sigma_m = \frac{P}{(b-d)h}$$

$$\sigma_n = \frac{P}{b.h}$$

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

$$K_t < K_f < 1$$

K_t : Medida da concentração de tensões

É mais fácil de ser obtido que diretamente K_f

- Gráficos e ábacos
- Casos simples: teoria da elasticidade
- Maioria dos casos:

Elementos finitos

Fotoelasticidade

Determinação experimental

q = coeficiente de sensibilidade ao entalhe - curvas

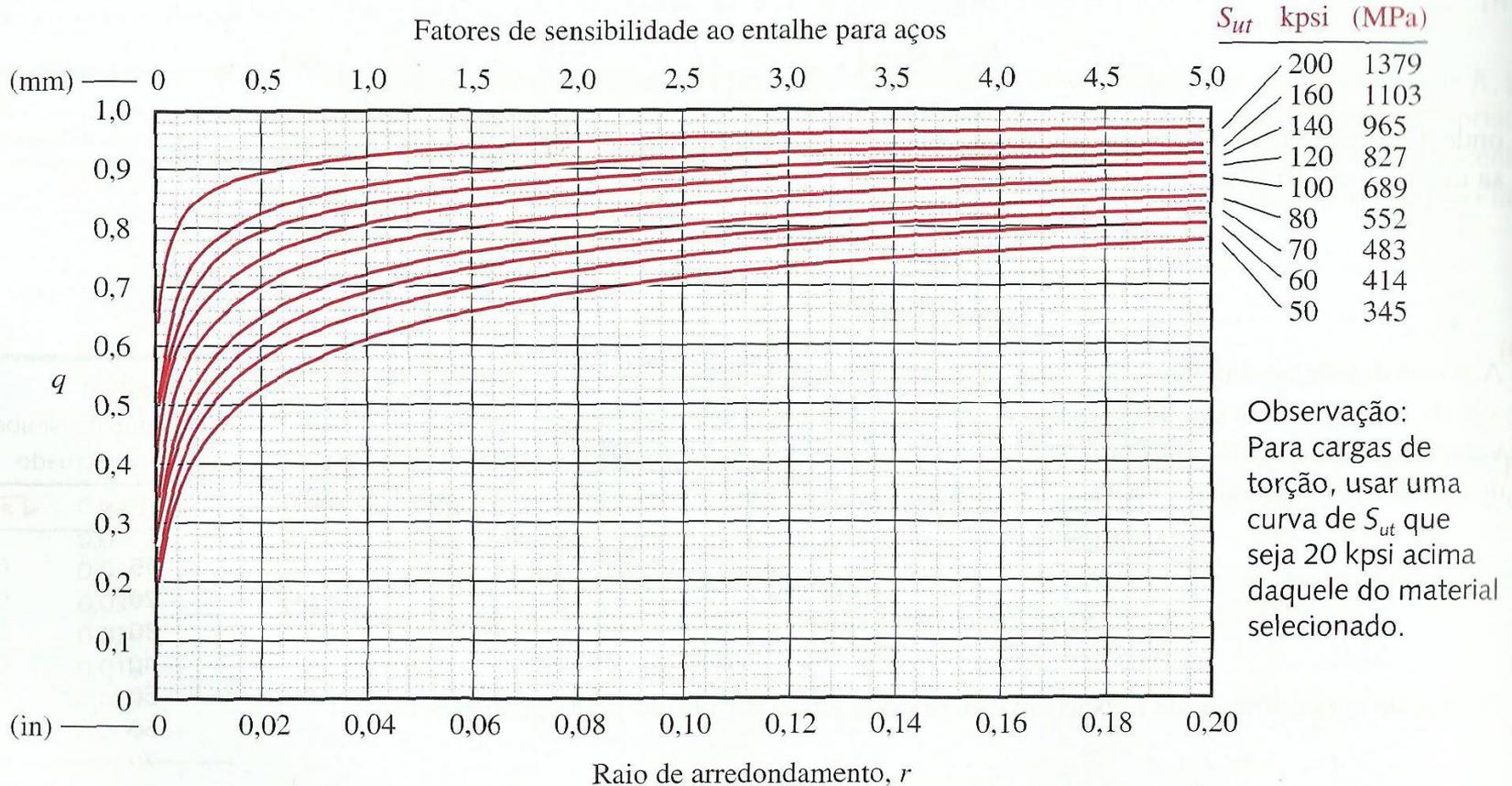
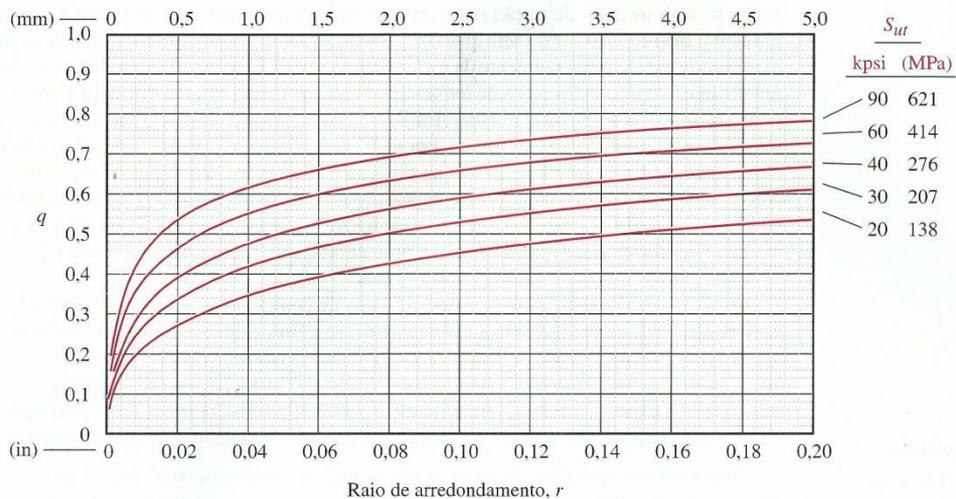


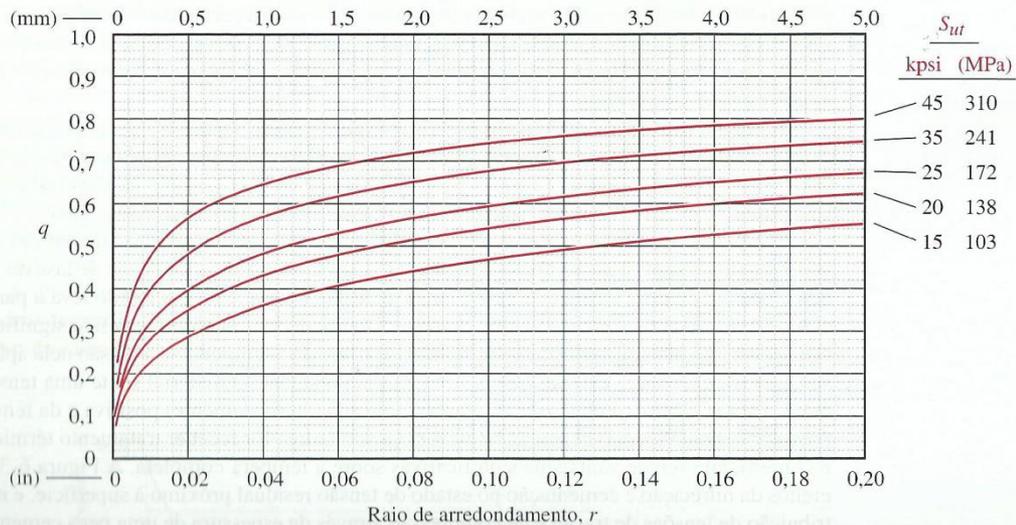
FIGURA 6-36 Parte 1

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.

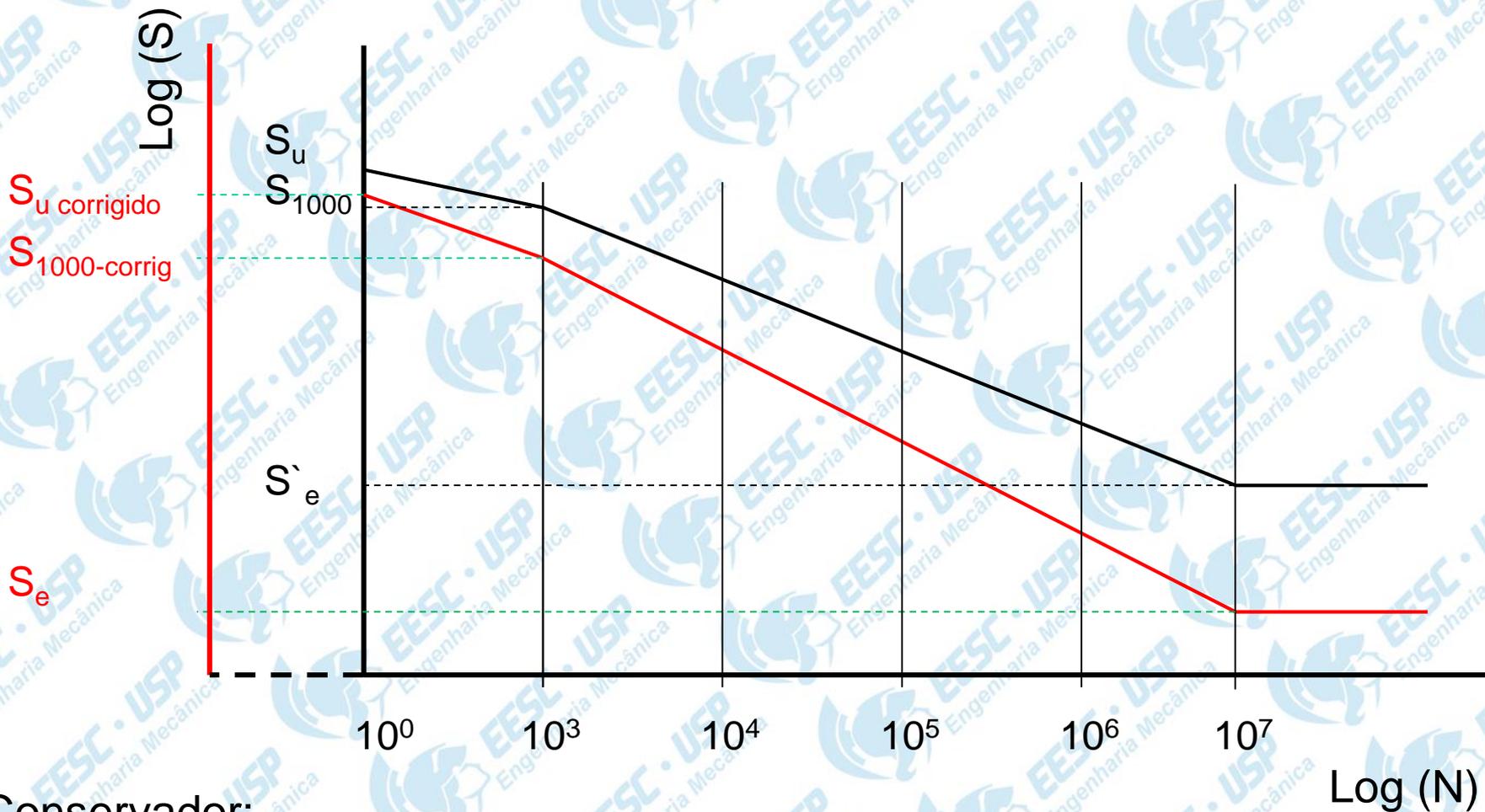
Fatores de sensibilidade ao entalhe para alumínio tratado termicamente (-T)



Fatores de sensibilidade ao entalhe para alumínio recozido e encruado (-O e -H)



NORTON, RL. "Projeto de Máquinas", 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004. p.333



Conservador:

$$\frac{S_e'}{S_e} = \frac{S_{1000}}{S_{1000\text{corrigido}}}$$

* S_{1000} corrigido pode não ter tão alto o efeito dos fatores de correção para alta ciclagem, neste caso seria proporcionalmente superior

Verificação quanto a resistência mecânica para metais

Solicitação Estática	$N = \frac{S_{adm}}{S^*} \Rightarrow S^* \leq \frac{S_Y}{N} \quad S_{adm} = \frac{S_Y}{N}$		
	$S^* = S_{max} \Rightarrow \sigma^* = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$		
Solicitação Dinâmica		Vida finita	Vida infinita
	Alternada Simétrica	$N = \frac{S_e}{S^*} \leq 1$	$N = \frac{S_e}{S^*} > 1$
	Média $\neq 0$ Critério de Res.à fadiga	$N = \frac{S_e}{S_N^*} \leq 1$	$N = \frac{S_e}{S_N^*} > 1$
	$S_e = C_{superf} C_{tamanho} C_{carreg} C_{temp} C_{conf} C_{entalhe} S_e'$		

Roteiro para dimensionamento à Fadiga

- a) - pré-dimensionamento pelo carregamento estático;
- b) - Determinação do limite de resistência à fadiga para ciclos alternados;
- c) - Equivalência do estado real de aplicação da carga com modelo de ciclagem alternada, (critério de resistência)*;
- d) - Verificar a segurança para: $N \leq 1$, vida finita;
 $N > 1$ vida infinita;
- e) - Se vida finita por SN calcular n^o de ciclos;
Se vida infinita verificar com que coeficiente de segurança.

* Se o aço tiver até 0,35%C, XX35 (considerado aço dúctil) utilizar critério Soderberg
Se o aço tiver acima de 0,4%C, XX40 (consid. aço frágil) utilizar critério de Goodman modificado

Valores orientação para de **N (didático)**¹

- Componentes mecânicos correntes: $N = 1,1$ a $1,5$ (eixos, alavancas);
- Suporte de elevadores* $N \geq 2$;
- Suporte de maquinas leve* $N \geq 1,2$;
- Suporte de maquinas de movimento alternado* $N \geq 1,5$;
- Vaso de pressão para líquidos não inflamáveis $N \geq 2$.

**

1,25 a 1,5 – materiais excepcionalmente confiáveis, condições ambientais controladas e sujeito à carga e tensões que possam ser utilizadas com alto grau de precisão – quando o baixo peso é relevante;

1,5 a 2 – materiais bem conhecidos, condições ambientais constantes com cargas e tensões facilmente determinadas;

2 a 2,5 – materiais com propriedades médias, em ambiente comum com cargas e tensões determinadas;

2,5 a 3 – materiais pouco testados ou frágeis condições ambientais, cargas e tensões médias;

3 a 4 – materiais não testados condições médias de ambientais, cargas e tensões.

¹ Para projetos específicos consultar normas

*Norton RL Projeto de Máquinas, 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004.

**Juvinal RC & Marshek KM. Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas. LTC. 4 (2008) p142

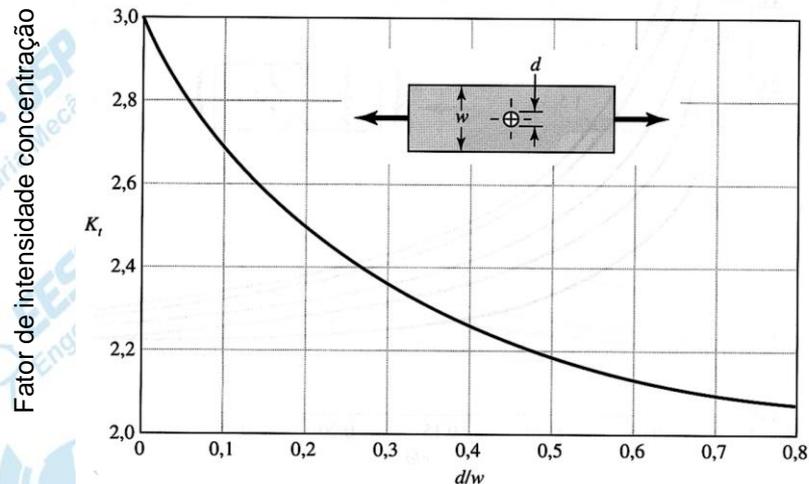


Figura 4- Fator de concentração de tensão (k_t) para uma barra retangular sujeita à tração ou compressão com um furo transversal

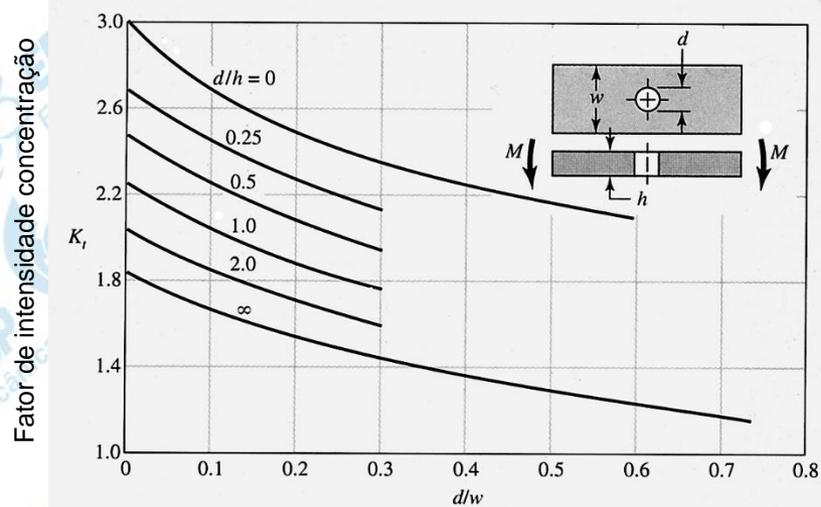


Figura 5- Fator de concentração de tensão (k_t) para uma barra retangular sujeita à flexão com um furo transversal

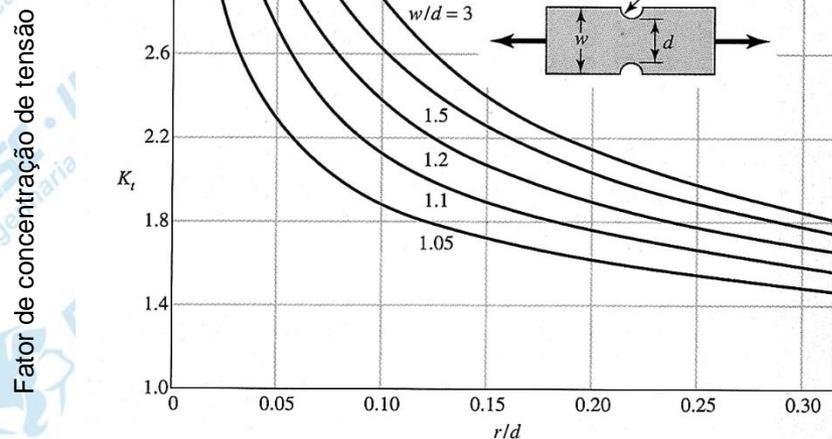


Figura 6- Fator de concentração de tensão (k_t) para uma barra com entalhes, sujeita a tração e compressão

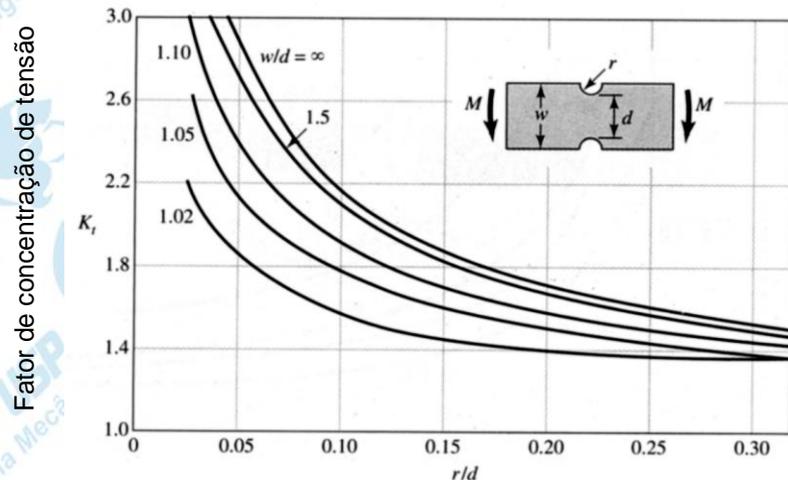


Figura 7- Fator de concentração de tensão (k_t) para uma barra retangular sujeita à flexão

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.)

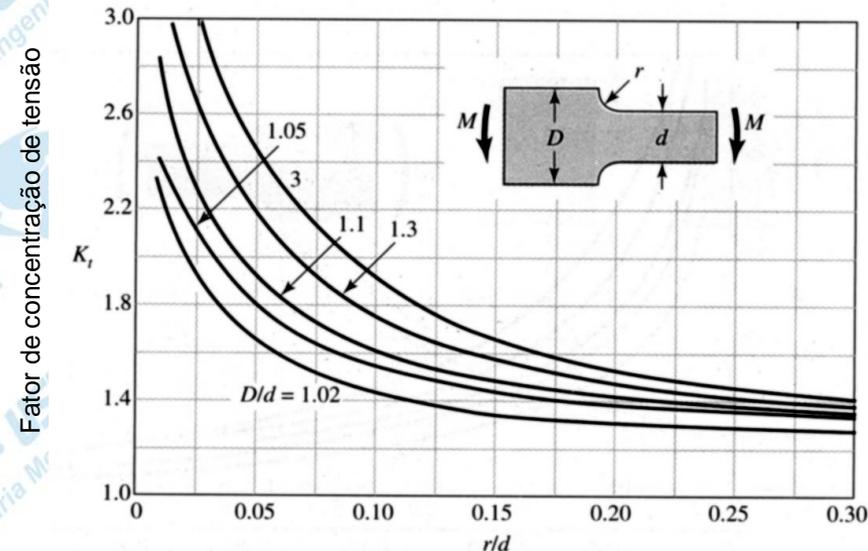
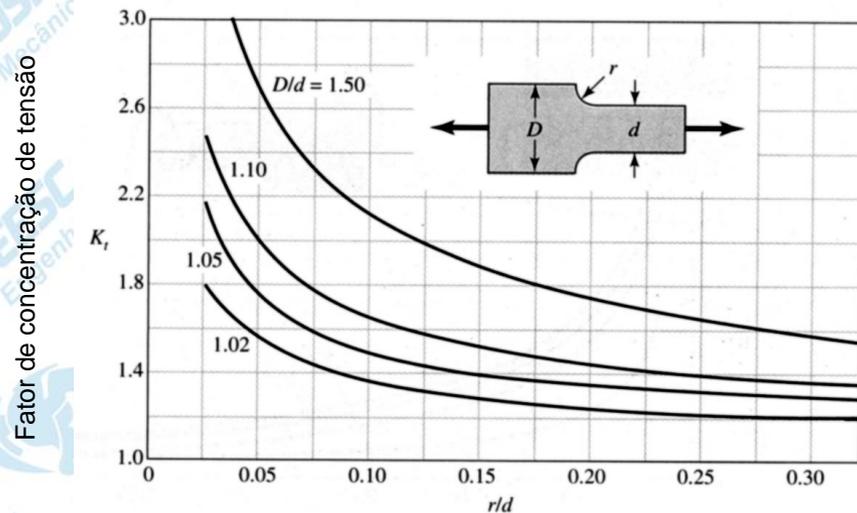


Figura 8- Fator de concentração de tensão (k_t) para uma barra com variação de secção sujeita a tração e compressão.

Figura 9- Fator de concentração de tensão (k_t) para uma barra com variação de secção sujeita a flexão.

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.)

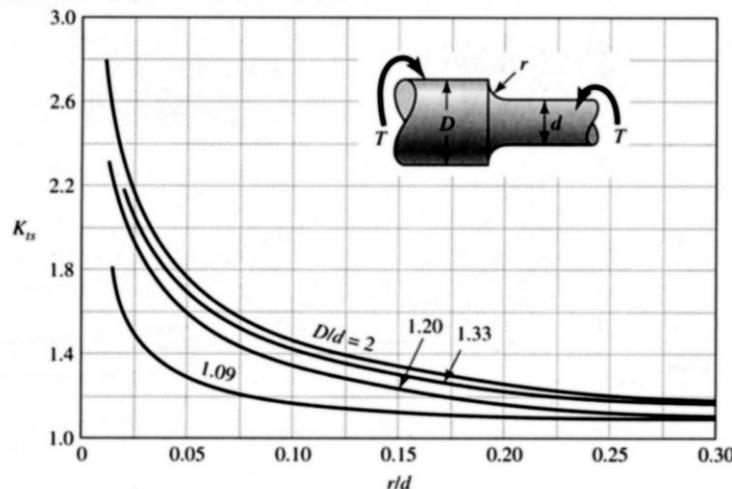
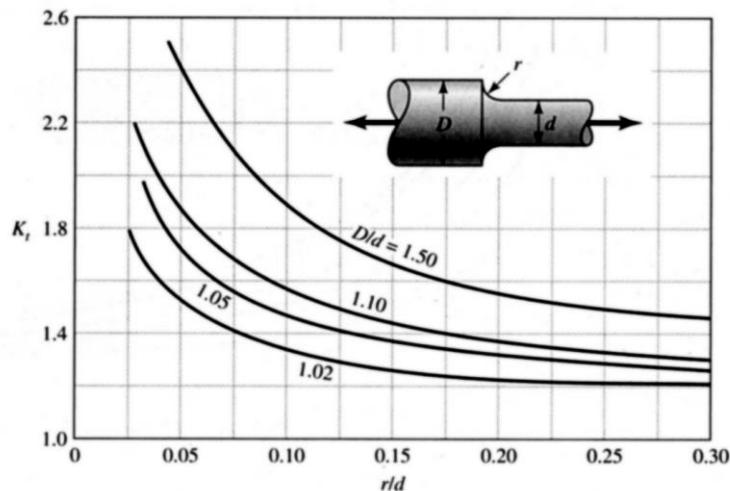


Figura 10- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de seção circular sujeito a tração

Figura 11- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de seção circular sujeito a torção

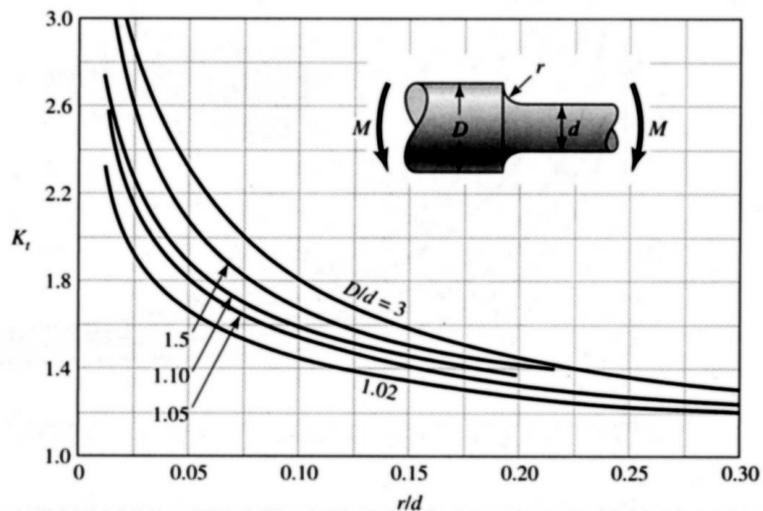


Figura 12- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de seção circular sujeito à flexão

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.)

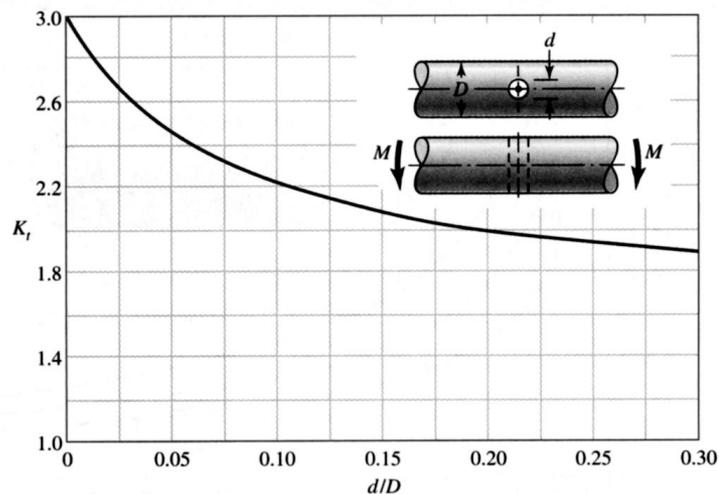
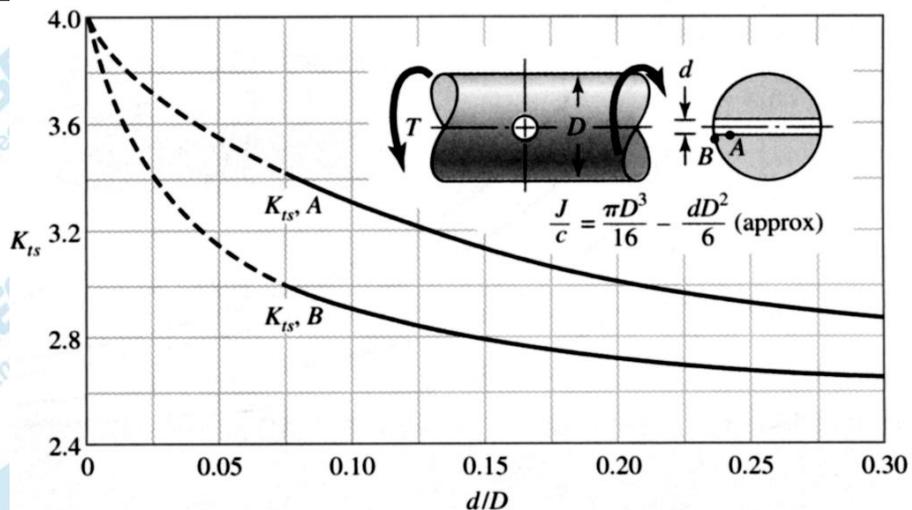


Figura 13- Fator de concentração de tensão (k_{ts}) para eixo de secção circular, com um furo, sujeito à flexão

Figura 14- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de secção circular, com um furo, sujeito à torção

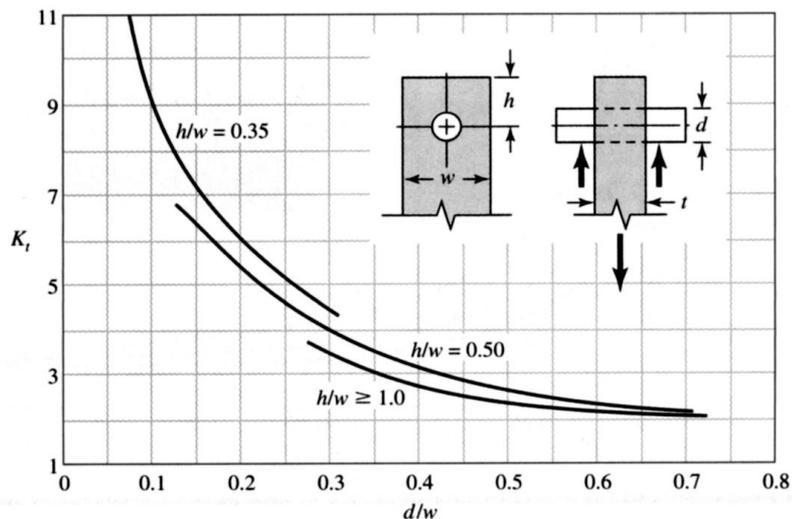


Figura 15- Fator de concentração de tensão (k_t) em uma barra sujeita a tração através de um pino.

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.)

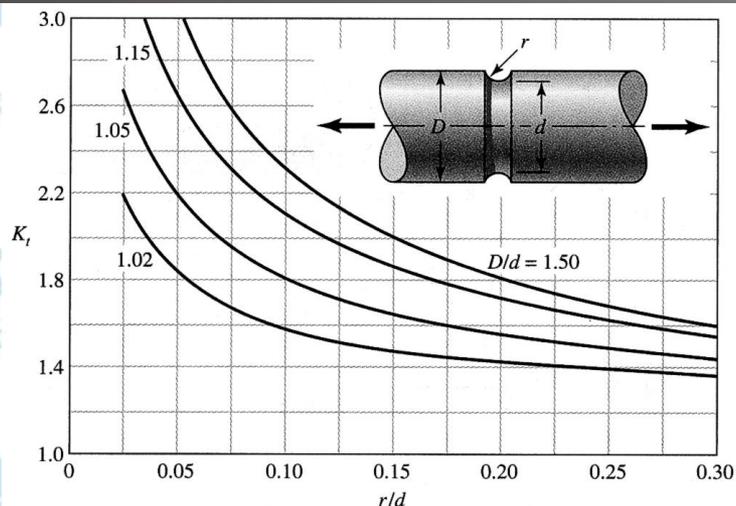


Figura 16- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de seção circular, com um rasgo arredondado, sujeito à tração.

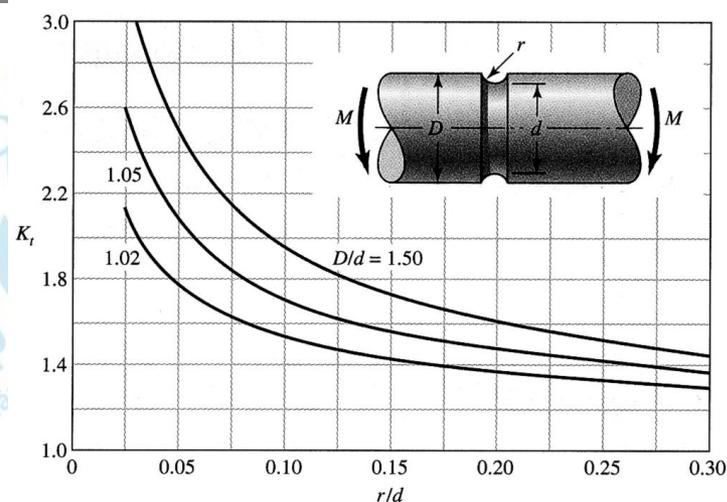


Figura 17- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de seção circular, com rasgo arredondado, sujeito à flexão.

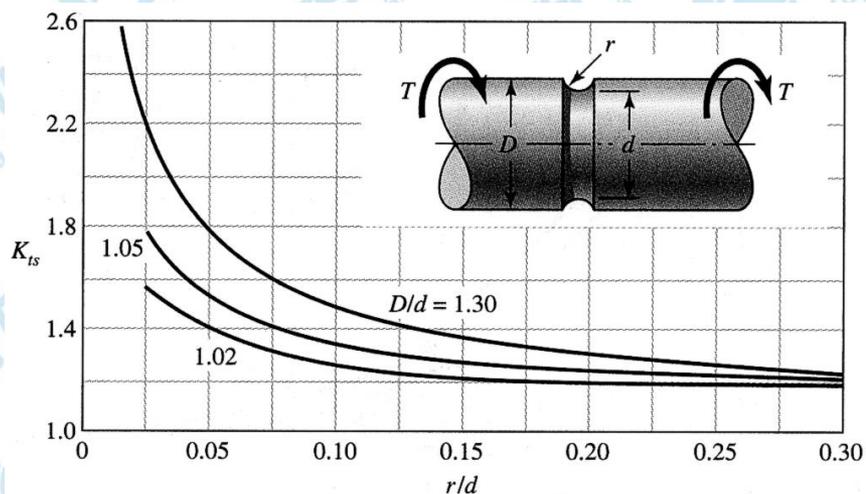


Figura 18- Fator de concentração de tensão (k_t) para eixo de seção circular, com rasgo arredondado, sujeito à torção.

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.)

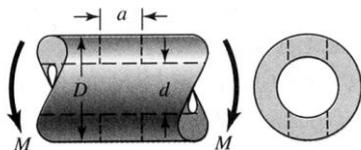


Figura 19- Fator de concentração de tensão (k_t) para tubo de seção circular, com furos redondo transverso sujeito a flexão.

A tensão nominal $\sigma_0 = M/Z_{net}$ é um valor reduzido no

$$Z_{net} = \frac{\pi A}{32D} (D^4 - d^4)$$

Valores de A são listados na tabela. Use $d=0$ para um eixo sólido.

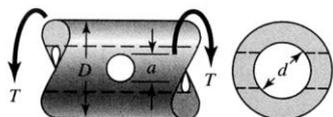


Figura 20- Fator de concentração de tensão (k_t) para tubo de seção circular, com furos redondo transverso sujeito a torção.

A máxima tensão ocorre no interior do furo logo abaixo da superfície. A tensão nominal de cisalhamento é $\tau_0 = TD/2J_{net}$ onde J_{net} é um valor reduzido do segundo momento polar da área e é definido por

$$J_{net} = \frac{\pi A (D^4 - d^4)}{32}$$

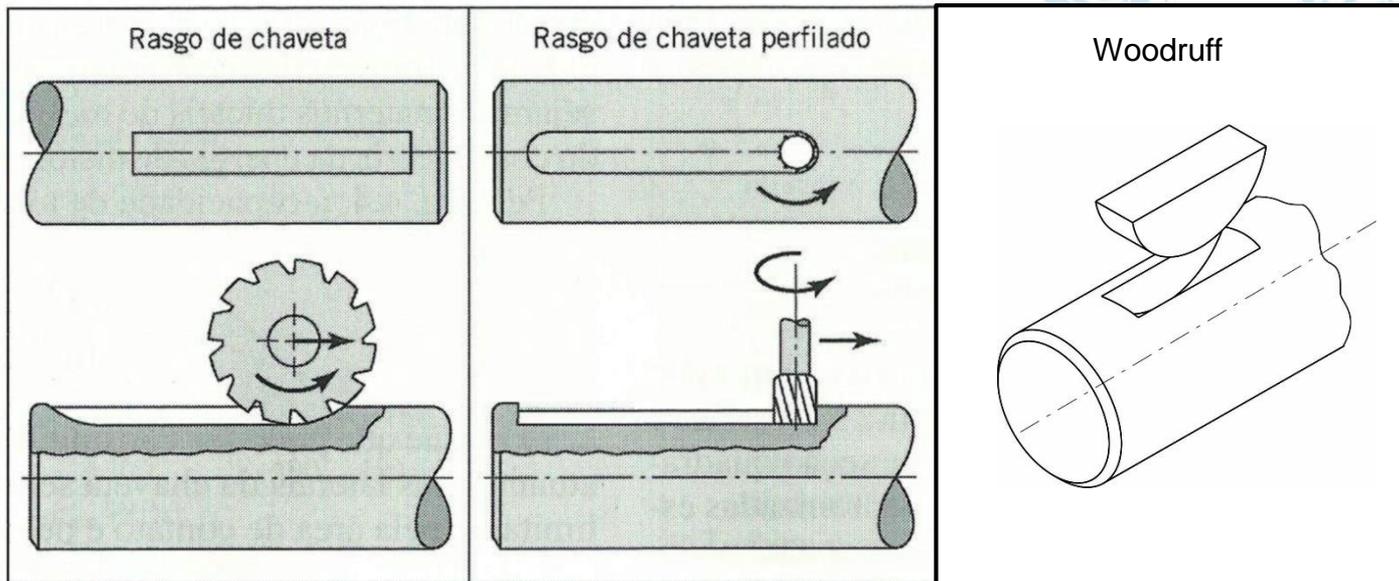
Valores de A são listados na tabela. Use $d=0$ para um eixo sólido.

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.)

a/D	d/D					
	0.9		0.6		0	
	A	K_t	A	K_t	A	K_t
0.050	0.92	2.63	0.91	2.55	0.88	2.42
0.075	0.89	2.55	0.88	2.43	0.86	2.35
0.10	0.86	2.49	0.85	2.36	0.83	2.27
0.125	0.82	2.41	0.82	2.32	0.80	2.20
0.15	0.79	2.39	0.79	2.29	0.76	2.15
0.175	0.76	2.38	0.75	2.26	0.72	2.10
0.20	0.73	2.39	0.72	2.23	0.68	2.07
0.225	0.69	2.40	0.68	2.21	0.65	2.04
0.25	0.67	2.42	0.64	2.18	0.61	2.00
0.275	0.66	2.48	0.61	2.16	0.58	1.97
0.30	0.64	2.52	0.58	2.14	0.54	1.94

a/D	d/D									
	0.9		0.8		0.6		0.4		0	
	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}
0.05	0.96	1.78							0.95	1.77
0.075	0.95	1.82							0.93	1.71
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70	0.92	1.68
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67	0.89	1.64
0.15	0.90	1.77	0.89	1.75	0.87	1.69	0.87	1.65	0.87	1.62
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64	0.85	1.60
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63	0.83	1.58
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63	0.79	1.54
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63	0.74	1.51
0.35	0.77	2.41	0.75	2.09	0.72	1.81	0.69	1.63	0.68	1.47
0.40	0.72	2.67	0.71	2.25	0.68	1.89	0.64	1.63	0.63	1.44

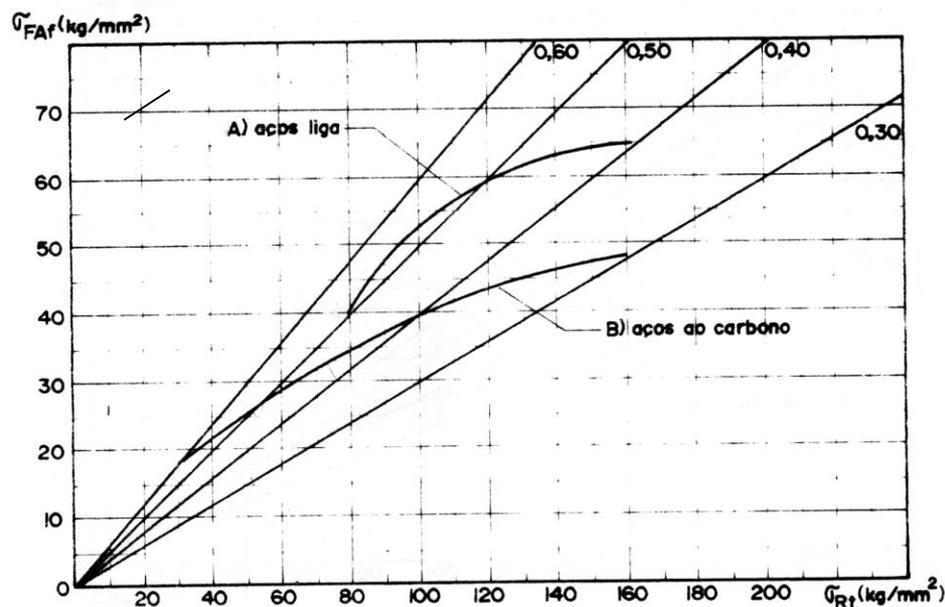
Coeficiente de entalhe para solicitações dinâmicas para rasgos de chaveta:



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

S'_e = limite de resistência do cp em ensaio rotativo com flexão alternada simétrica

Pela equação de Marim o S'_e se refere a valores em ensaio rotativo com flexão alternada simétrica (RR MOORE) onde o fator C_{carreg} propõe corrigir outros carregamentos, certamente não impede o uso de S'_e para carregamentos específicos estes casos: $C_{\text{carreg}} = 1$)



Na ausência de dados específicos

$$\text{Aços: } \{ S'_e \cong 0,5 S_u \Rightarrow S_u < 1400 \text{MPa}$$

$$\{ S'_e = 700 \text{MPa} \Rightarrow S_u \geq 1400 \text{MPa}$$

$$\text{Feros: } \{ S'_e \cong 0,4 S_u \Rightarrow S_u < 400 \text{MPa}$$

$$\{ S'_e = 160 \text{MPa} \Rightarrow S_u \geq 400 \text{MPa}$$

Figura 1- Curvas do limite de resistência à fadiga alternada de FLEXÃO para aços em função da tensão de ruptura a tração (para flexão pura e mista).

Norton RL. Projeto de máquinas, p315-316

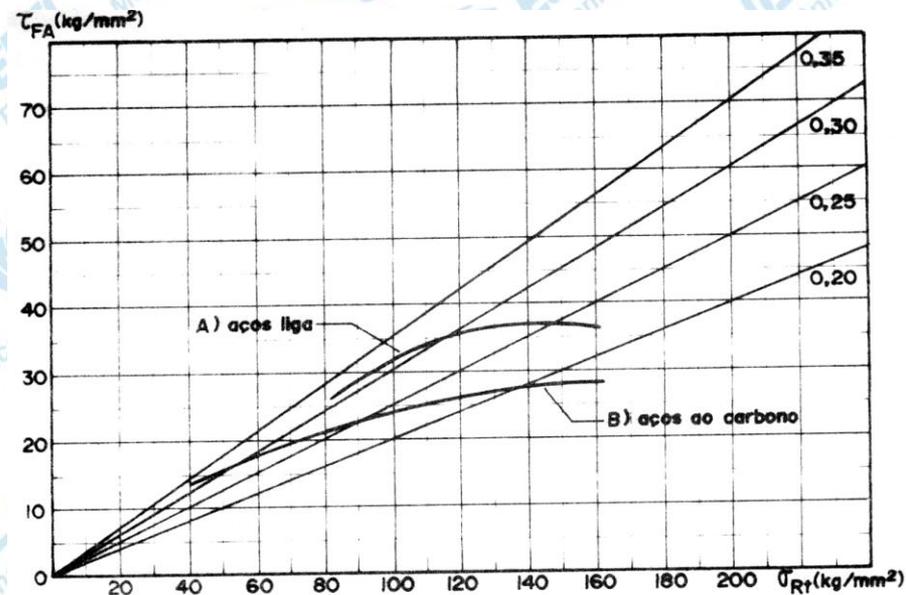
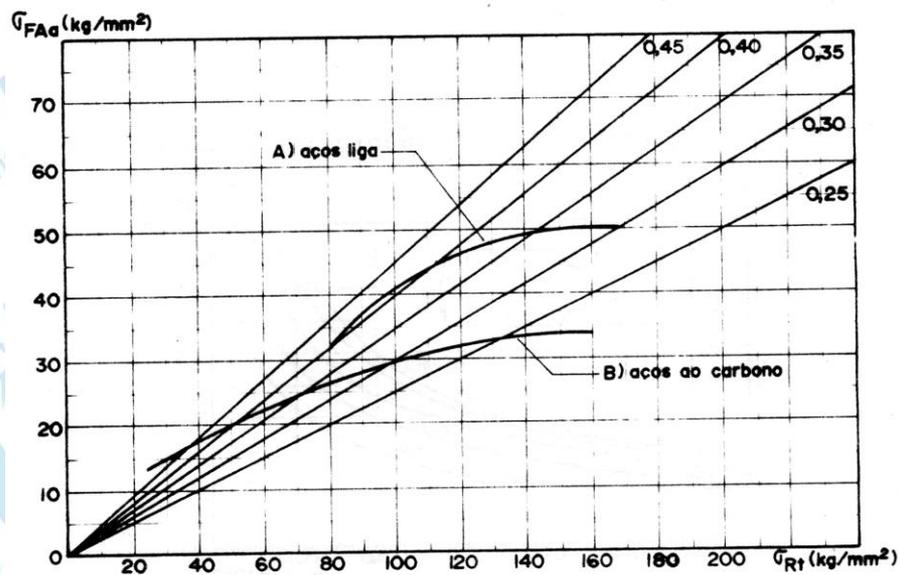


Figura 2- Curvas do limite de resistência à fadiga alternada AXIAL para aços em função da tensão de ruptura a Tração. (para axial pura)

Figura 3- Curva do limite de resistência à fadiga alternada de TORÇÃO para aços em função da tensão de ruptura a Tração. (para torção pura)

Observe que quando utilizados gráficos para carregamentos específicos o C_{carreg} (k_C) será igual a 1

Alumínios : $\{ S_f \cong 0,4S_u \Rightarrow S_u < 330MPa$
 $\{ S_f = 130MPa \Rightarrow S_u \geq 330MPa$

Ligas de cobre : $\{ S_f \cong 0,4S_u \Rightarrow S_u < 280MPa$
 $\{ S_f = 100MPa \Rightarrow S_u \geq 280MPa$

S_f se refere à resistência à fadiga, pois não há vida infinita

Norton RL. *Projeto de máquinas*, p316

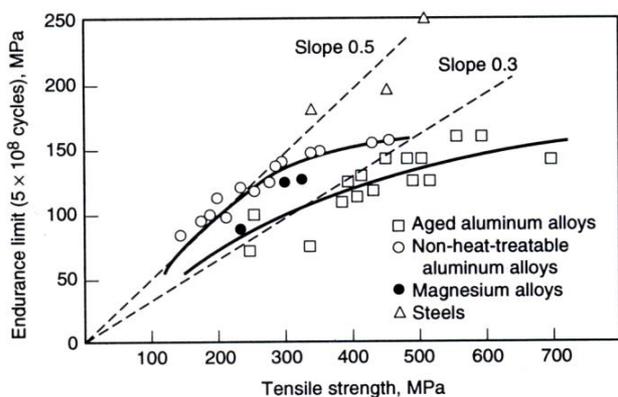


Fig. 4 Fatigue ratios (endurance limit/tensile strength) for aluminum alloys and other materials. Source: P.C. Varley, *The Technology of Aluminum and Its Alloys*, Newnes-Butterworths, London, 1970

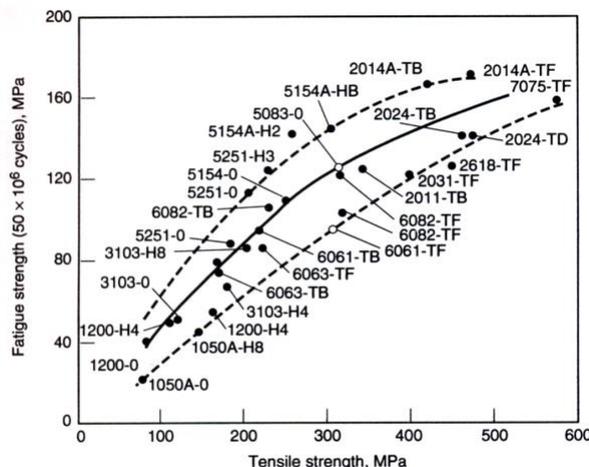


Fig. 5 Relationships between the fatigue strength and tensile strength of some wrought aluminum alloys

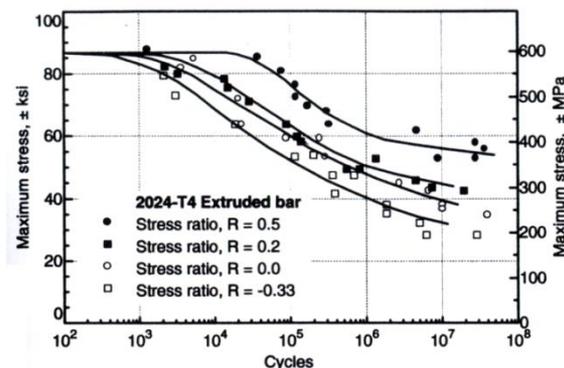


Fig. 15 2024-T4 unnotched axial fatigue (extruded bar). Unnotched axial specimens with 9-7/8 in. surface radius and 0.158 in. minimum diameter. Source: Alcoa, 1954

Fadigue Data Book: Light Structural Alloys. ASM International 1995 p.7

Fadigue Data Book: Light Structural Alloys. ASM International 1995 p.8

Fadigue Data Book: Light Structural Alloys. ASM International 1995 p.21

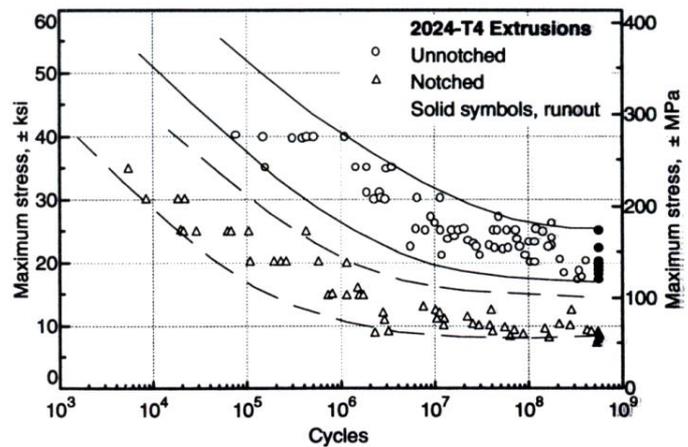
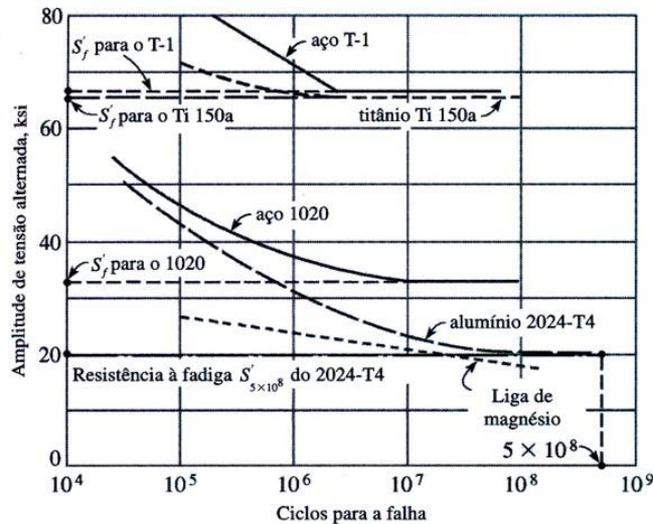
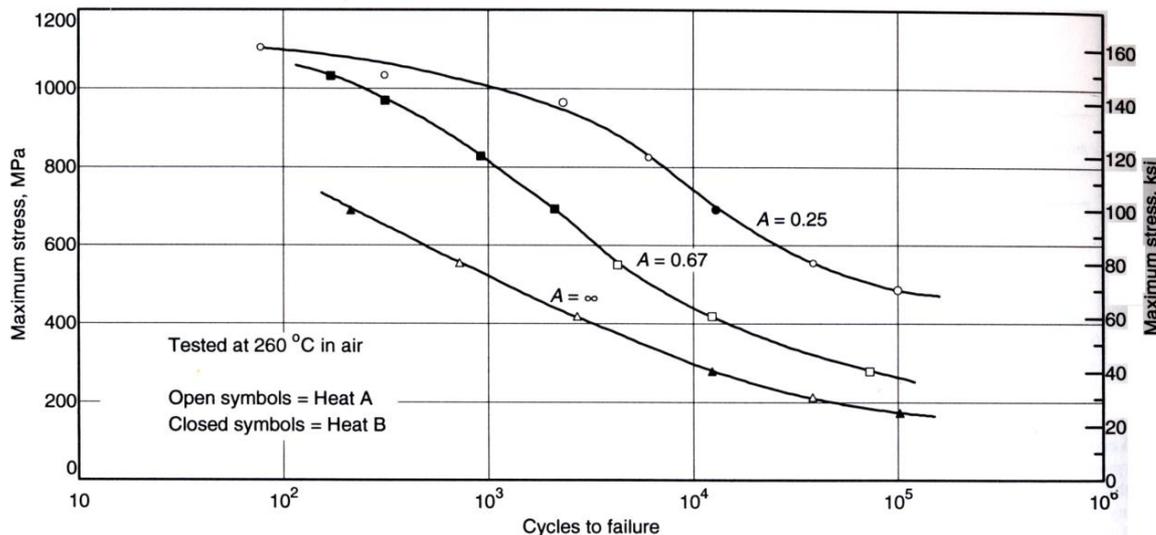


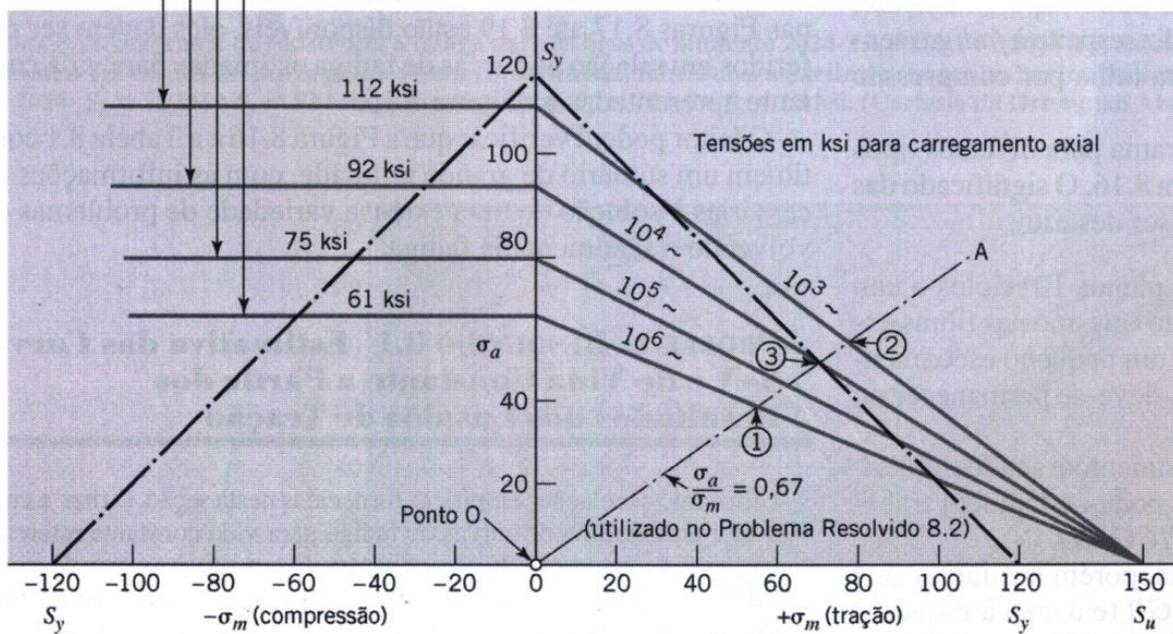
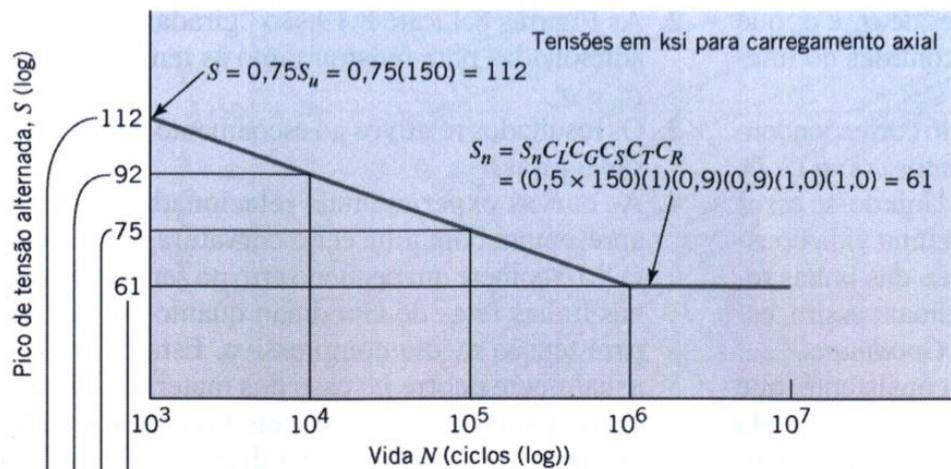
Fig. 16 2024-T4 rotating beam fatigue for unnotched and notched specimens from extrusions (radius at notch root <0.001 in.). R.R. Moore specimens with 9-7/8 in. surface radius and 0.300 in. minimum diameter for unnotched specimens. Notched specimens had a 0.330 in. diameter at the notch and a 0.480 in. diameter outside the 60° notch. Solid symbols indicate runout (no failure). Source: Alcoa, 1955

Fatigue Data Book: Light Structural Alloys.
ASM International
1995 p.21



Fatigue Data Book: Light Structural Alloys.
ASM International
1995 p.274

Ti-6Al-4V: Low-cycle axial fatigue for notched ($K_t = 3.5$) annealed castings (without HIP). Material/Test Parameters: Cast-to-size specimens were annealed at 700 °C (1300 °F) for 2 h, air cooled, then polished with wire and diamond paste, and finish machined. Test frequency was 300 cycles/min. Source: Data from R. Dalal, AVCO Corp., reported in *Aerospace Structural Metals Handbook*, Battelle, Code 3801, p 18



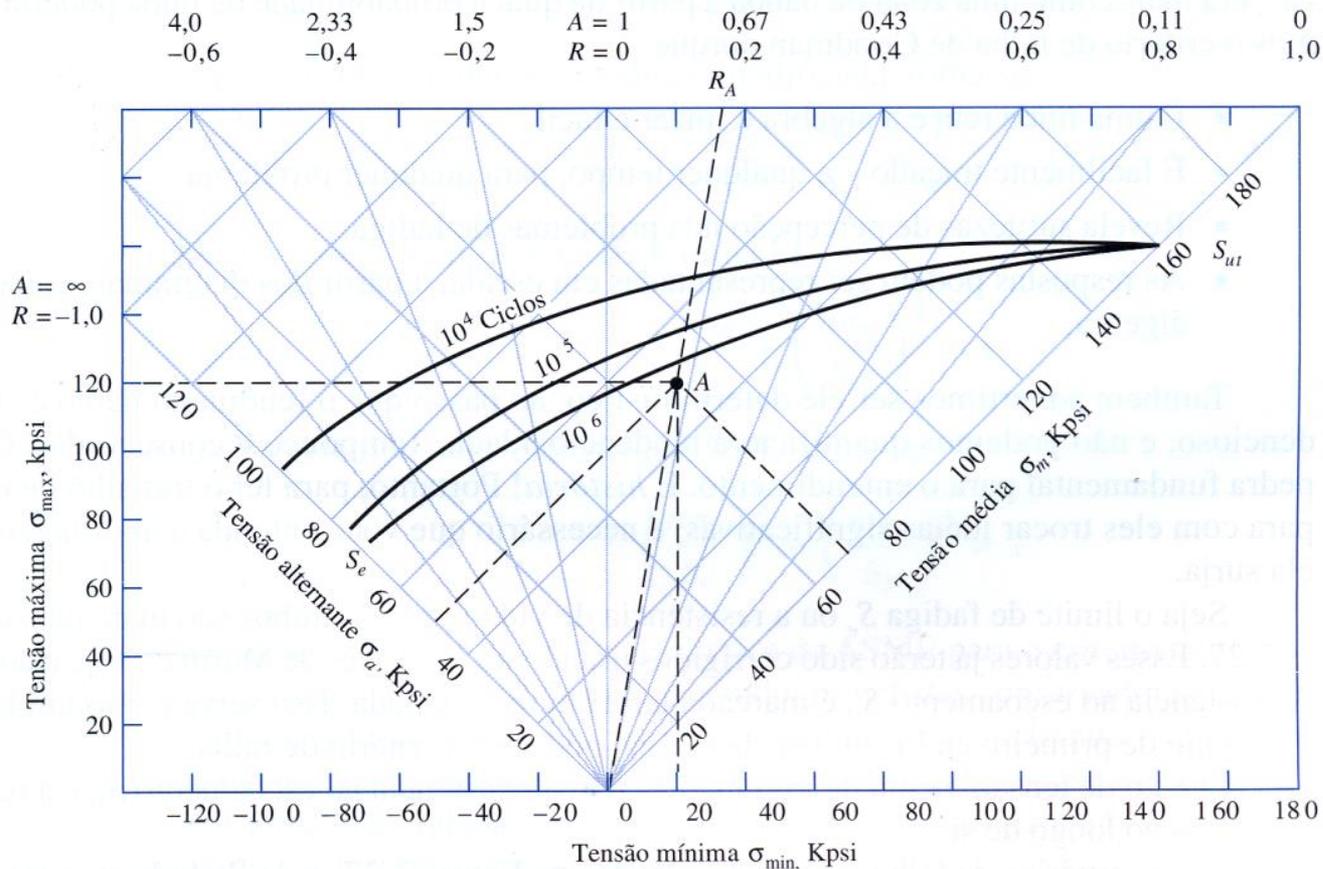


Diagrama-mestre de fadiga criado para o aço AISI 4340 tendo $S_{ut} = 158$ kpsi e $S_y = 147$ kpsi. As componentes de tensão em A são $\sigma_{min} = 20$, $\sigma_{max} = 120$, $\sigma_m = 70$ e $\sigma_a = 50$, todas em kpsi. (Fonte: H. J. Grover, Fatigue of Aircraft Structures, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C., 1966, p. 317, 322. Ver também J. A. Collins, Failure of Materials in Mechanical Design, Wiley, New York, 1981, p. 216.)

5.2. Referências

- Collins, J.A., Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas. LTC.
- Fatigue Data Book: Light Structural Alloys. ASM International 1995.
- Norton, RL. “ Projeto de Máquinas”, 2.ed. Bookman, Porto Alegre, 2004.
- Juvinal RC & Marshek KM. Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas. LTC. 4 (2008).
- Shigley, JE; Mitchell, LD. Projeto de Engenharia Mecânica, 7th ed., Bookman, Porto Alegre 2005