

ELEMENTOS DE MÁQUINAS (SEM 0241)

Notas de Aulas v.2023

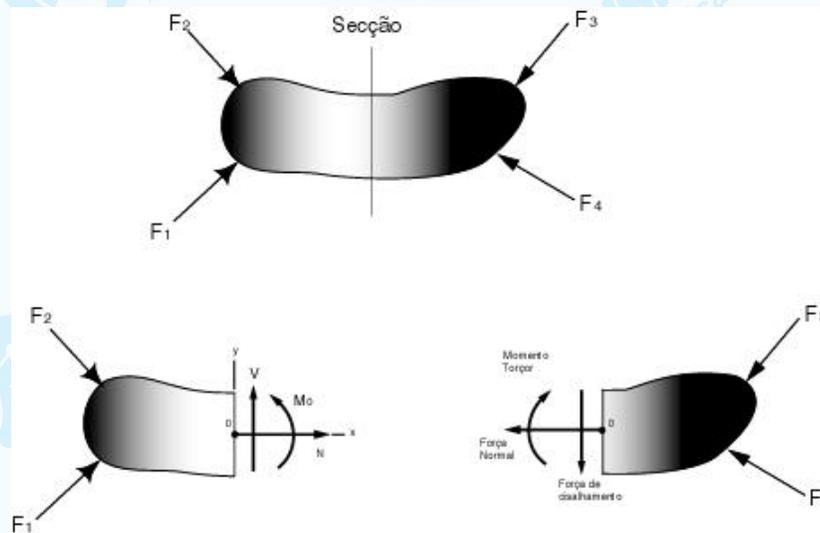
Aula 03 – Mecânica dos Sólidos aplicada à elementos de máquinas

Professores: Ernesto Massaroppi Junior
Jonas de Carvalho
Carlos Alberto Fortulan

Introdução

O projeto de um elemento de máquina se inicia com a especificação de sua função: recebem e transmitem esforços. Os principais são: eixos, fusos, mancais, chavetas, engrenagens, polias, molas, componentes estruturais e outros.

Em muitos casos um diagrama de corpo livre é construído para a determinação da atuação das forças e momentos.



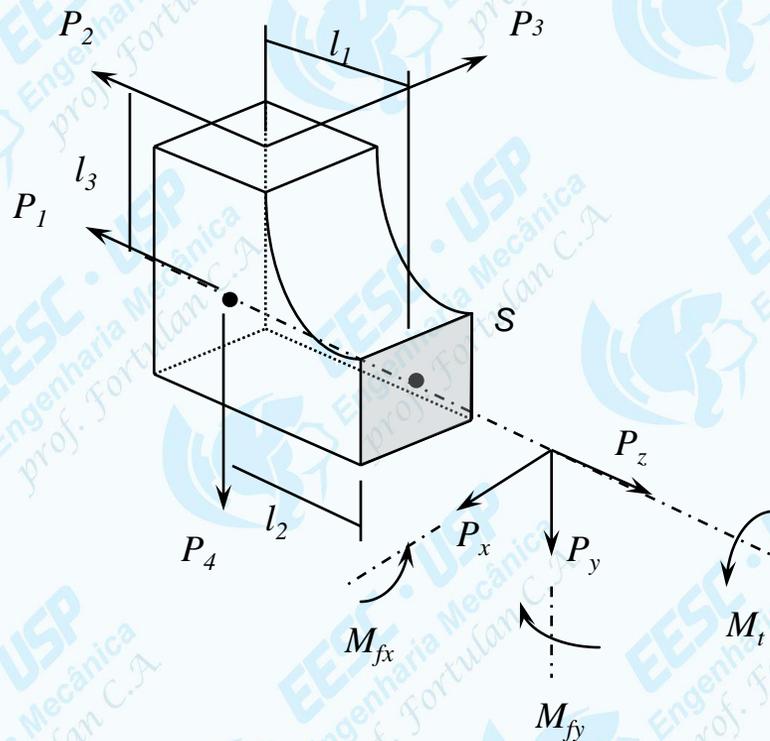
$$\Sigma F=0 \rightarrow \Sigma F_x=0; \Sigma F_y=0; \Sigma F_z=0$$

$$\Sigma M_0=0 \rightarrow \Sigma M_x=0; \Sigma M_y=0; \Sigma M_z=0$$

Forças externas e internas atuante nos elementos

- Força externa – devido a energia, potência ou torque transmitidos para parte da máquina, chamado de "*carga útil*";
- Força estática - devido ao peso das estruturas "*peso morto*";
- Força devido à resistência ao atrito;
- Força de inércia devido à mudança na velocidade linear ou angular;
- Força centrífuga devido à mudança na direção da velocidade;
- Força devido ao gradiente térmico ou variação de temperatura;
- Força devido à forma particular da peça, como a concentração de tensão devido à mudança abrupta na seção transversal.
- Outras forças...

3.1- Esforços solicitantes



P_z - Força normal

P_x, P_y - Forças cortantes

M_{fx}, M_{fy} - Momentos de flexão

M_t - Momento de torção

Condições de equilíbrio na seção S:

$$\begin{cases} P_x - P_3 = 0 \\ P_4 + P_y = 0 \\ P_z - P_1 - P_2 = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} M_{fx} + P_2 \cdot L_3 + P_4 \cdot L_2 = 0 \\ M_{fy} + P_3 \cdot L_1 = 0 \\ M_t - P_3 \cdot L_3 = 0 \end{cases}$$

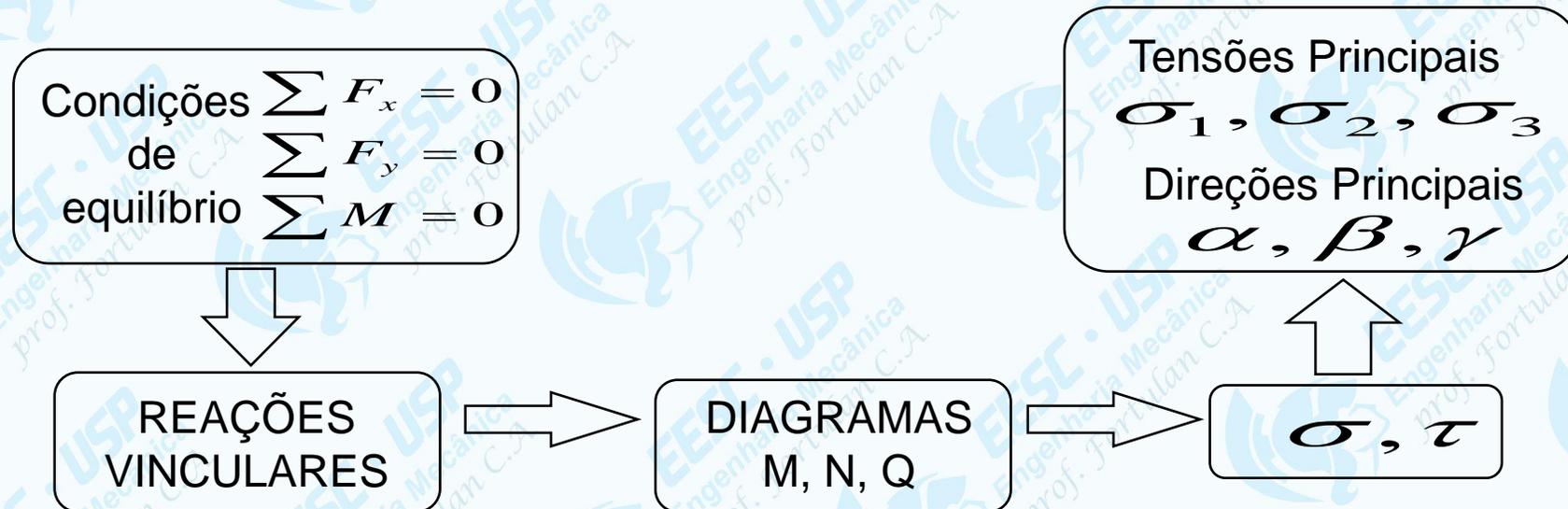
3.2 - Reações vinculares - Diagramas M, N, Q

Determinação estática

- Regime elástico

{ Indeterminado (móvel) , hipostático
Determinado , isostático
Superdeterminado , hiperestático

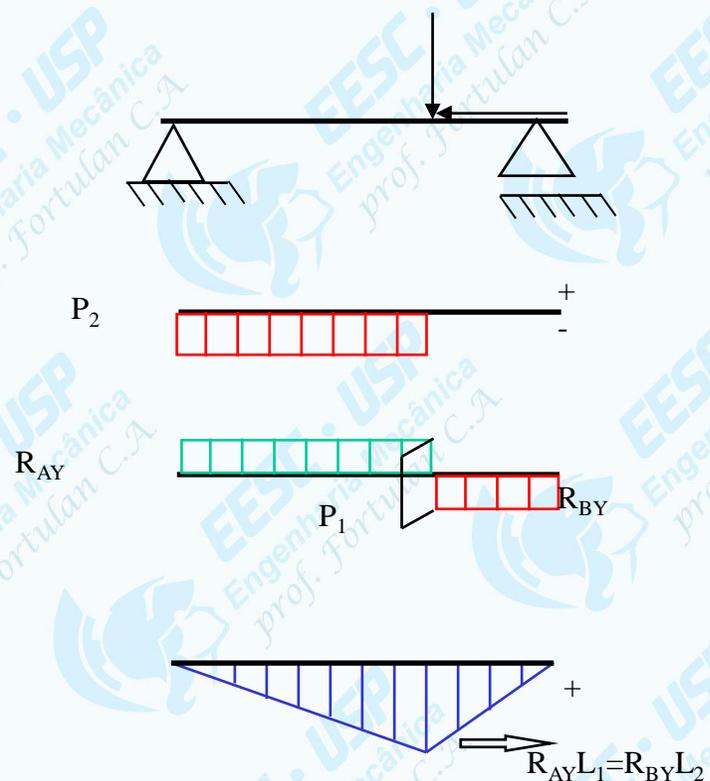
- ✓ Sistemas móveis: Não suportam carga (Exceções - corda pendurada);
- ✓ **Sistemas isostáticos: Normais.**
- ✓ Sistemas hiperestáticos : Cálculos mais difíceis (Elementos Finitos);



Modelagem (hipóteses simplificadoras)

As forças que atuam no elemento de máquina são assumidas como sendo concentradas em alguns pontos ou distribuídas em áreas específicas.

A experiência é essencial para fazer tais pressupostos na análise dos esforços.



Convenção de sinal:

(N) { + tração
- Compressão

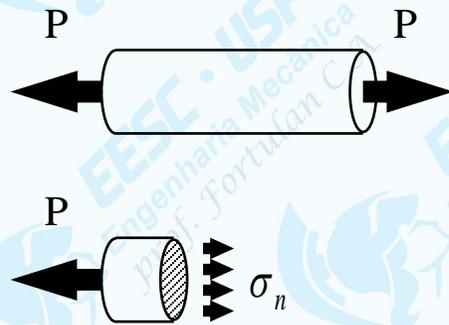
(Q) { + sentido horário
- sentido anti-horário

(M) { + tração no lado inferior (desenha-se diagrama do lado tracionado)

Mancal	Representação	Simb.	Tipo da Reação		Restrição de Liberdade		
			no plano	no Espaço			
Livre	Transversal			F_{Ay}	F_{Ay}, F_{Az}	1	2
	Articulado			F_{Ay}	F_{Az}	1	1
	Rolo			F_{Ay}	$(F_{Ay}), F_{Az}$	1	1 (2)
	Pendular ou corda			F_A	F_A	1	1
Bloqueado	Transversal e Longitudinal			F_{Ax}, F_{Ay}	F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	2	3
	Articulado			F_{Ax}, F_{Ay}	F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	2	3
	Engastado			F_{Ax}, F_{Ay}, M_E	M_{Lx}, M_{Ly}, M_{Lz} F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	3	6

3.3- Tensão normal

Tensões que atuam no sentido perpendicular a área da seção transversal (σ).



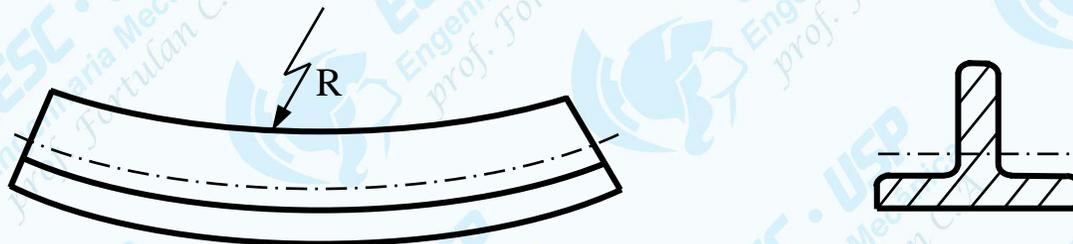
Estado uniaxial de tensão

$$\sigma_n = \frac{P}{S} \quad \begin{matrix} [\text{N/m}^2] \\ [\text{MPa}] \end{matrix}$$

Sistema de unidades:

- Cuidado!
- Dê preferência ao S.I. (MKS)
- É usual unidades de maior sensibilidade para engenharia (Kgf/mm^2).

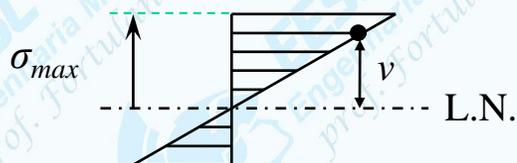
3.4 - Tensão normal devida ao momento fletor



Hipóteses:

- Flexão pura (só Momento fletor)
- Seções planas permanecem planas após flexão
- Raio de curvatura R para cada ponto

Segundo momento de área ou momento de inércia de área (J ou I)



$$\sigma = M \cdot \frac{v}{J}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_f}$$

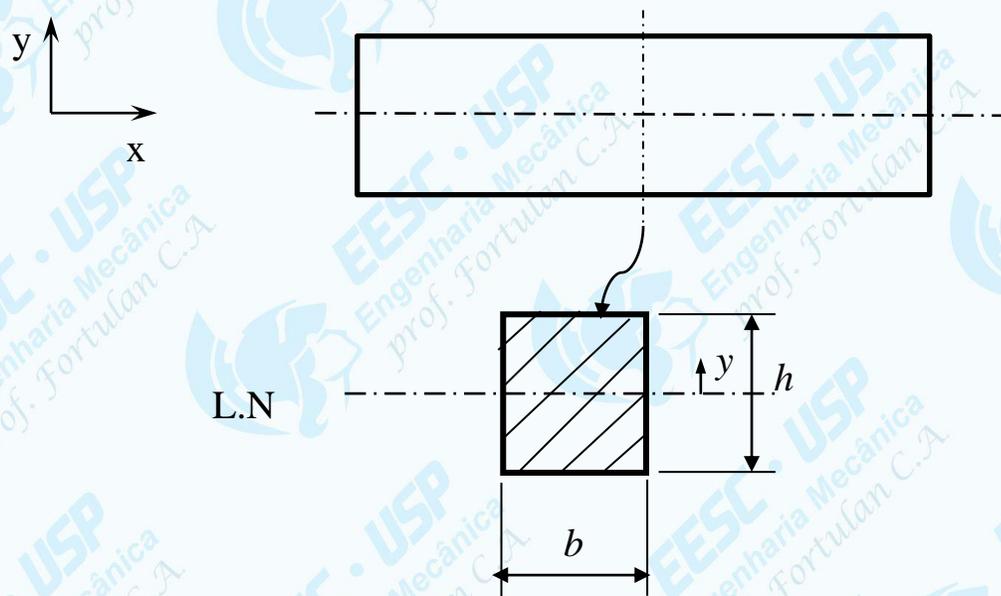
$$W_f = \frac{J}{v_{max}}$$

LN passa pelo CG na flexão simples

W_f = Módulo de resistência à flexão

Determinação de J de seções

a) Seções simples



$$J_x = \int_S y^2 \cdot dS = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} b \cdot y^2 \cdot dy = b \cdot \frac{y^3}{3} \Big|_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}}$$

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$J_y = \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

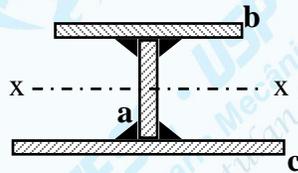
Seções simples



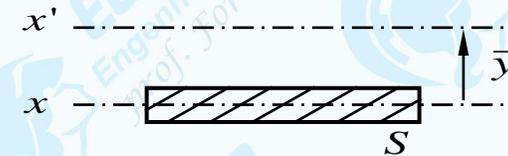
Tabelas de J 's

c) Seções compostas

c₁) Teorema dos eixos paralelos ou de Steiner



$$J_{x'} = J_x + \bar{y}^2 \cdot dS$$

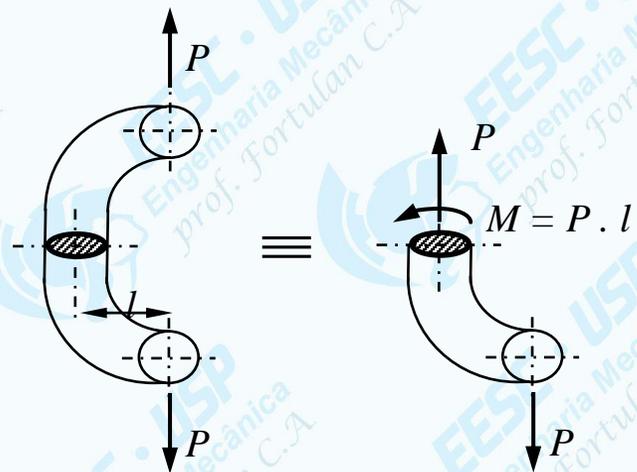


No exemplo acima:

$$J_{x-x} = b_a \cdot h_a^3 \cdot \frac{1}{12} + b_b \cdot h_b^3 \cdot \frac{1}{12} + \left(\frac{h_a}{2} + \frac{h_b}{2} \right)^2 \cdot b_b \cdot h_b + b_c \cdot h_c^3 \cdot \frac{1}{12} + \left(\frac{h_a}{2} + \frac{h_c}{2} \right)^2 \cdot b_c \cdot h_c$$

OBS: x-x da figura pode não ser L.N. !

3.6- Tensão normal resultante de força normal e momento fletor



Princípio da superposição:

- Efeito de carregamento complexo é a soma de efeitos de carregamentos simples.
- Válido para pequenas deformações em regime elástico

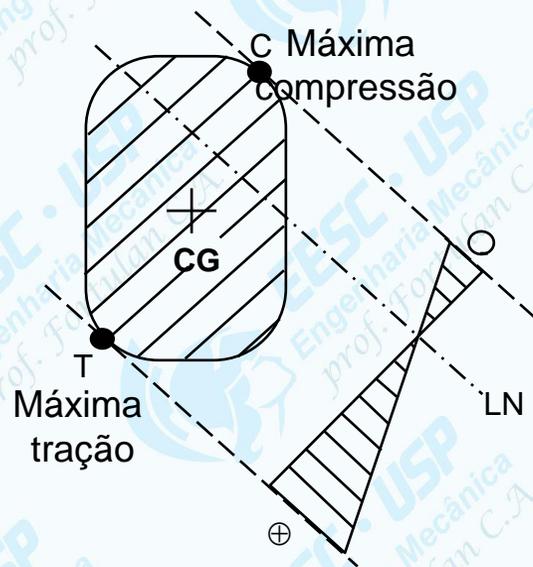
$$\sigma = \frac{P_x}{S} + \frac{M_{fx}}{J_x} \cdot y + \frac{M_{fy}}{J_y} \cdot x$$

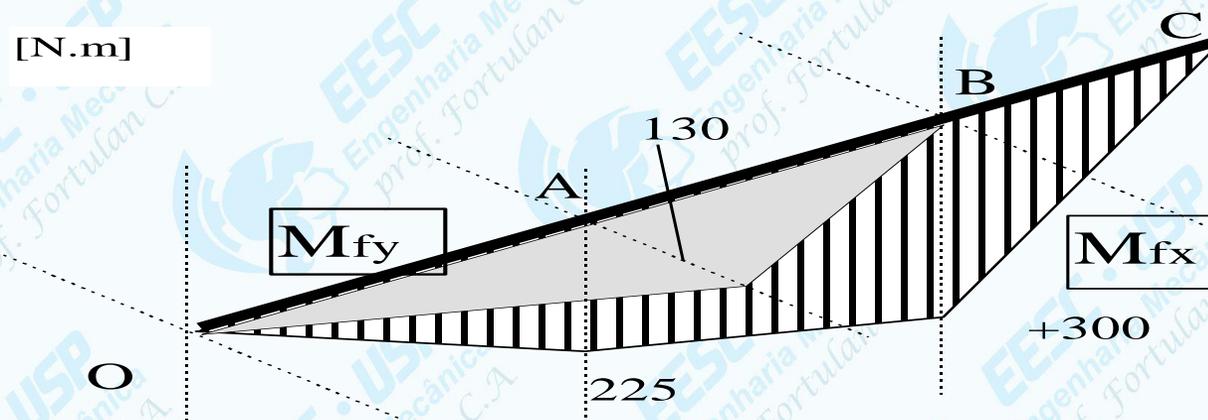
Impondo $\sigma = 0$:

$$A \cdot x + B \cdot y + C = 0 \quad \text{(Equação da LN)}$$

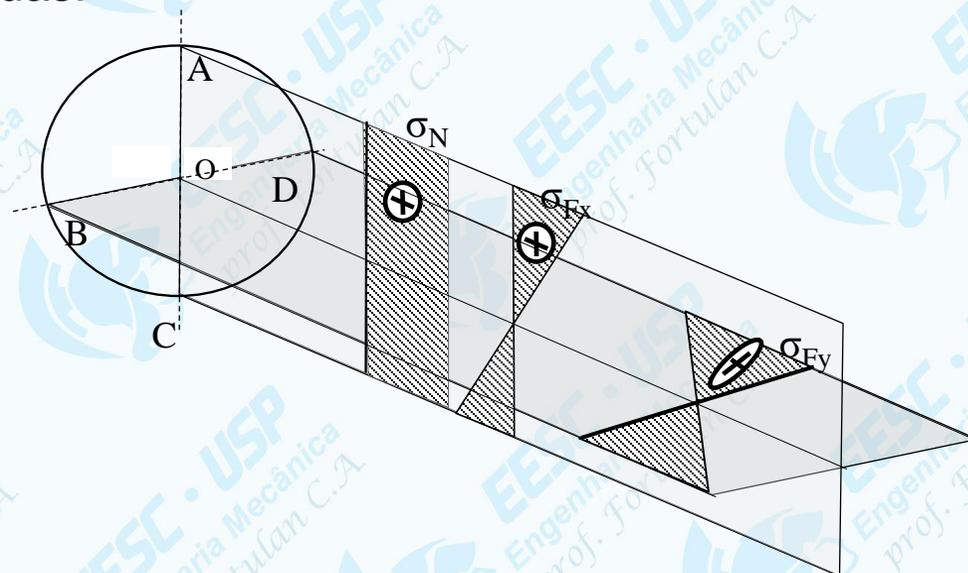
LN não passa pelo CG !

$$\sigma_{\text{max -tração}} = \sigma_T = \frac{P_z}{S} + \frac{M_{fx}}{J_x} \cdot y_T + \frac{M_{fy}}{J_y} \cdot x_T$$





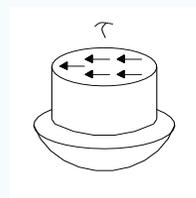
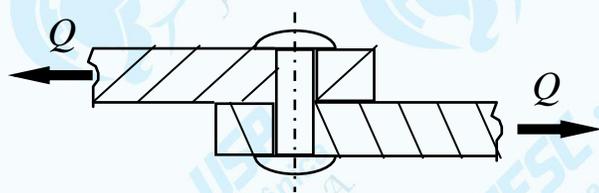
Notar que os momentos M_{fx} e M_{fy} (como na figura acima) e as tensões normais devidas a eles estão em planos diferentes, normais entre si (como na figura abaixo). As tensões normais entretanto tem a mesma direção e portanto podem ser somadas.



3.7- Tensão de cisalhamento

Tensões que atuam na direção tangencial a área de seção transversal (τ).

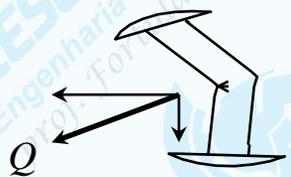
a) Cisalhamento puro (“corte”)



$$\tau_m = \frac{Q}{S}$$

Força tangencial (cortante)

Área da seção



- distribuição de τ não é uniforme sobre a seção transversal
- despreza-se flexão e normal

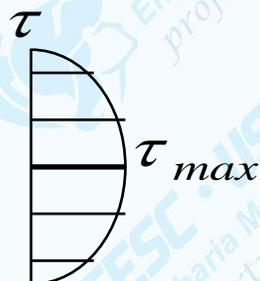
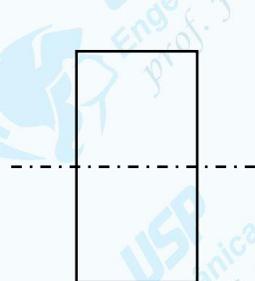
b) Cisalhamento em flexão (efeito Q)

A tensão de cisalhamento devido a cortante será máxima na linha neutra ($y=0$) e nula na fibra externa ($y=h/2$), o inverso do observado nas tensões normais devido a flexão, raramente um estado de tensão no interior (central) será mais crítico que o verificado nas fibras externas.

$$M_s = A \cdot B \cdot y^2$$

- Quadrática em y
- Depende da forma da seção

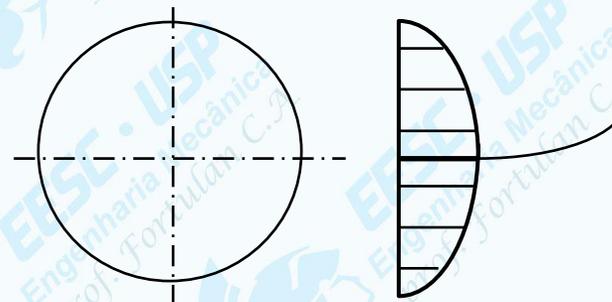
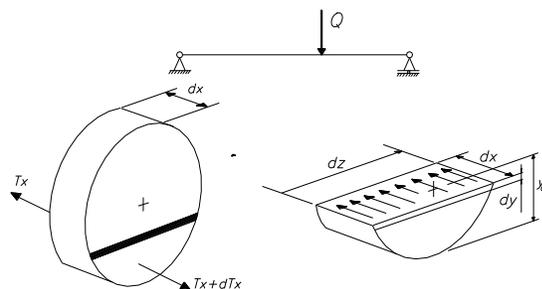
Seção retangular



$$\tau_{\text{retang}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{b \cdot h} \cdot \left[1 - \left(\frac{2 \cdot y}{h} \right)^2 \right]$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{b \cdot h} = \frac{3}{2} \cdot \tau_{\text{med}}$$

Seção circular



$$\tau_{\text{max}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot r^2}$$

Observações:

1. τ não é distribuído uniformemente e depende da forma da seção

2. Para $\frac{l}{h} > 5$, ($l =$ vão) τ_{\max} é 2% a 5% de $\sigma_{\text{flexão}}$

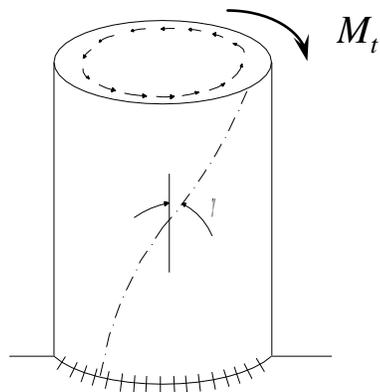
⇒ desprezível! Se $\frac{l}{h} < 3$ a teoria apresentada não vale!

3. Em alguns casos somente se preocupa com τ na flexão.

Ex: colagem, rebites

4. Se a seção não é simétrica em relação a P_y , Q não se aplica no C.G. mas no centro de torção T da seção.

3.8- Tensão de cisalhamento devido ao Momento Torçor



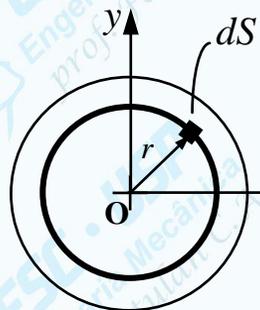
$$\tau = G \cdot \gamma$$

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} \quad ; \quad W_t = \frac{J_t}{y_{\max}}$$

- Distribuição de τ não é linear em geral
- empenamento (*warp*) em seções não-circulares

Momento de Inércia de Torção (Polar) : J_T ou J_Z



$$J_p = \int_s r^2 ds \quad \text{mas} \quad r^2 = x^2 + y^2 \quad \text{quando} \quad O \equiv CG$$

$$J_p = \int r^2 dS = \int x^2 \cdot dS + \int y^2 \cdot dS \quad \Rightarrow \quad \boxed{J_p = J_y + J_x}$$

No caso do círculo :

$$J_p = \int_s r^2 \cdot dS \quad \text{com} \quad dS = 2\pi \cdot r \cdot dr \quad J_p = 2\pi \cdot \int_s r^2 \cdot r \cdot dr = 2\pi \cdot \left. \frac{r^4}{4} \right|_0^{\frac{d}{2}} \quad \Rightarrow \quad \boxed{J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}}$$

Como

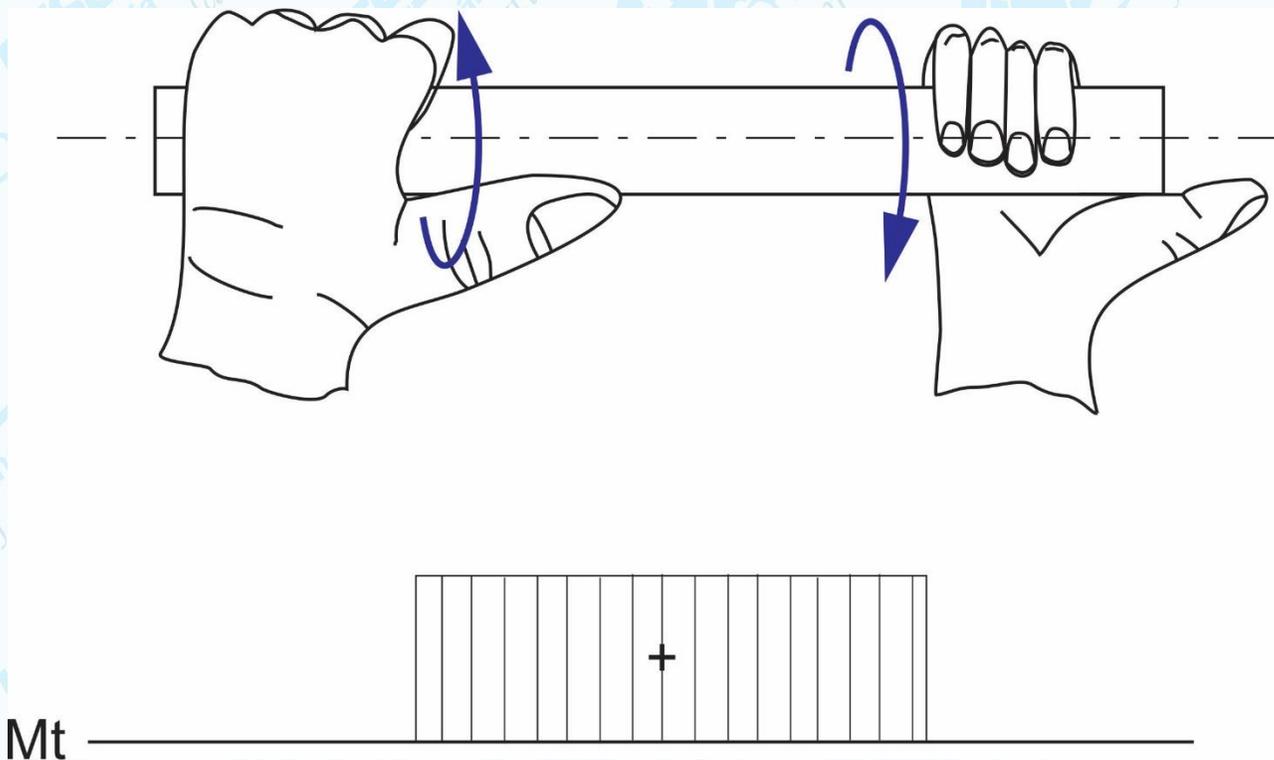
$$J_p = J_x + J_y \quad \text{e} \quad J_x = J_y \quad \Rightarrow$$

$$\boxed{J_{\text{círculo}} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}}$$

Convenção de Sinal



Tanto o plano de saída (direita) como o de entrada (esquerda) giram no sentido horário (olhando de frente para plano), portanto, momento torçor positivo.



Ângulo de torção

$$\theta = \frac{M_t \cdot l_0}{G \cdot J_t}$$

θ , ângulo de torção em radianos

J_t , segundo momento polar de área

G , módulo de rigidez

Potência (P) = Quantidade de energia (ou trabalho de uma força) x Unidade de tempo ($P = M_t \cdot \omega$; $P = F \cdot v$)

$$M_t = \frac{P \quad (W)}{\omega \quad (rad / s)}$$

$$1HP = 746,6 W$$

$$1rpm = \frac{2\pi \quad (rad)}{60 \quad (s)}$$



$$M_t = 7130 \frac{N}{n}$$

$$M_t = 9450 \frac{N}{n}, \text{ onde: } M_t = \text{momento torçor em N.m}$$

N = potência em KW

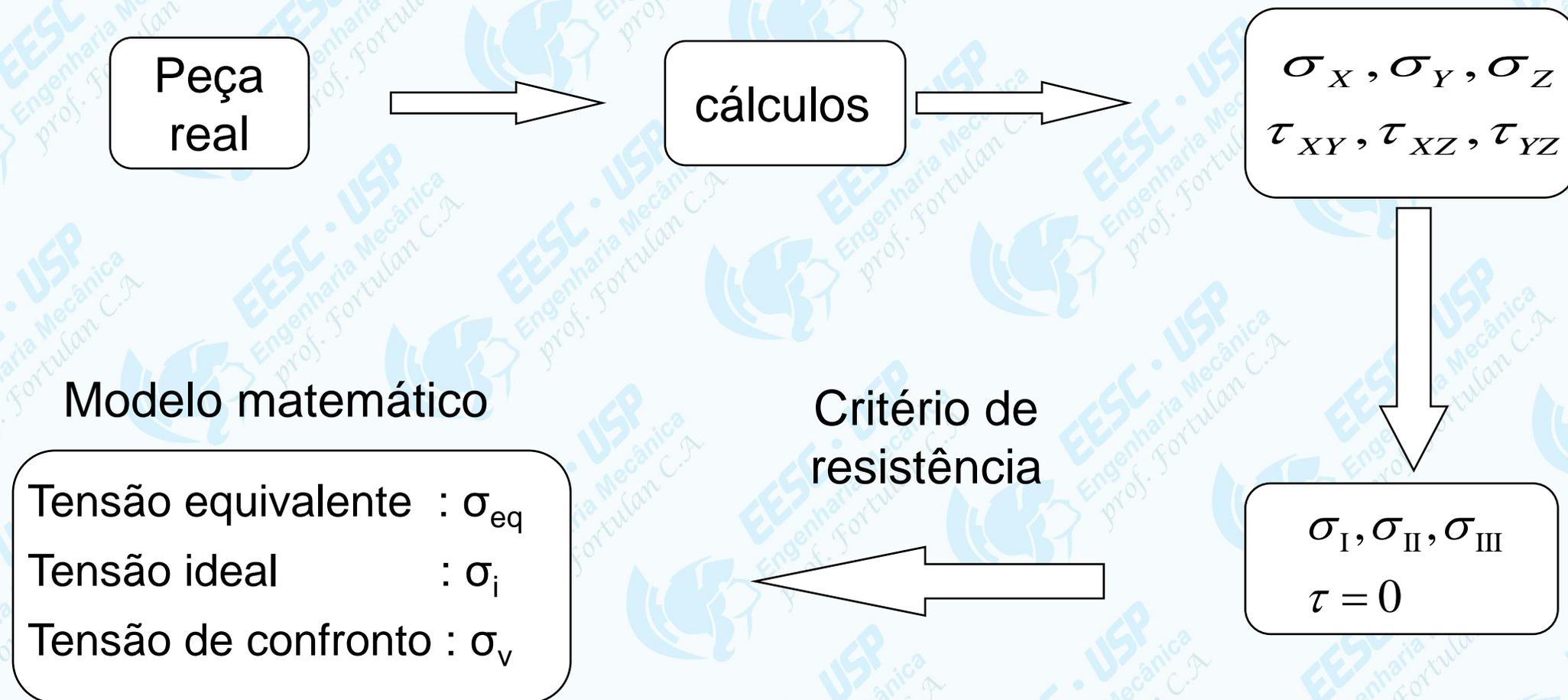
n = rotação em rpm

onde: M_t = momento torçor em N.m

N = potência em HP

n = rotação em rpm

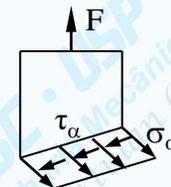
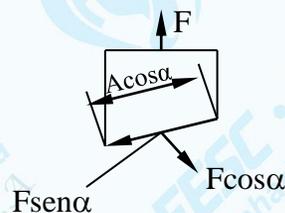
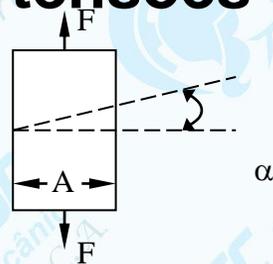
3.9- Tensão equivalente e tensão admissível



Se $\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm}$ a peça não romperá !

3.9.1- Estado de tensões

a) Estado simples de tensões

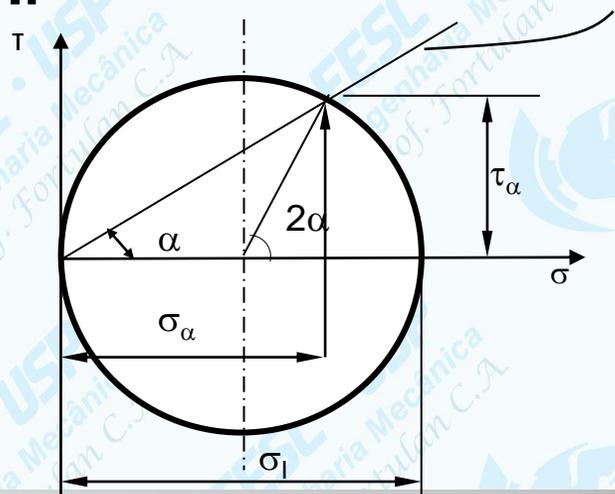


Tensão normal :
$$\sigma_{\alpha} = \frac{F}{A} \cdot \cos^2 \alpha = \frac{F}{2 \cdot A} \cdot (1 + \cos(2 \cdot \alpha))$$

Tensão tangencial :
$$\tau_{\alpha} = \frac{F}{A} \cdot \text{sen} \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{F}{2 \cdot A} \cdot \text{sen}(2 \cdot \alpha)$$

Equações paramétricas do círculo

Círculo de Mohr

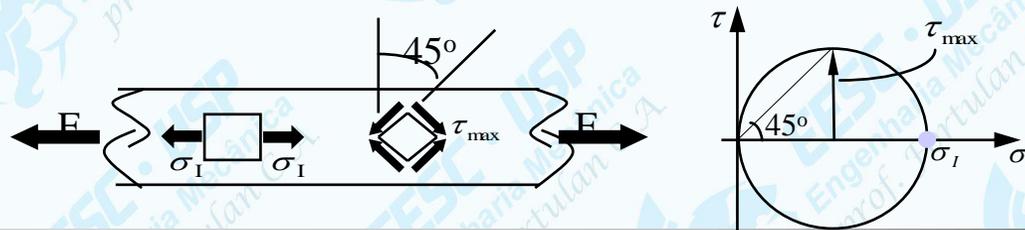
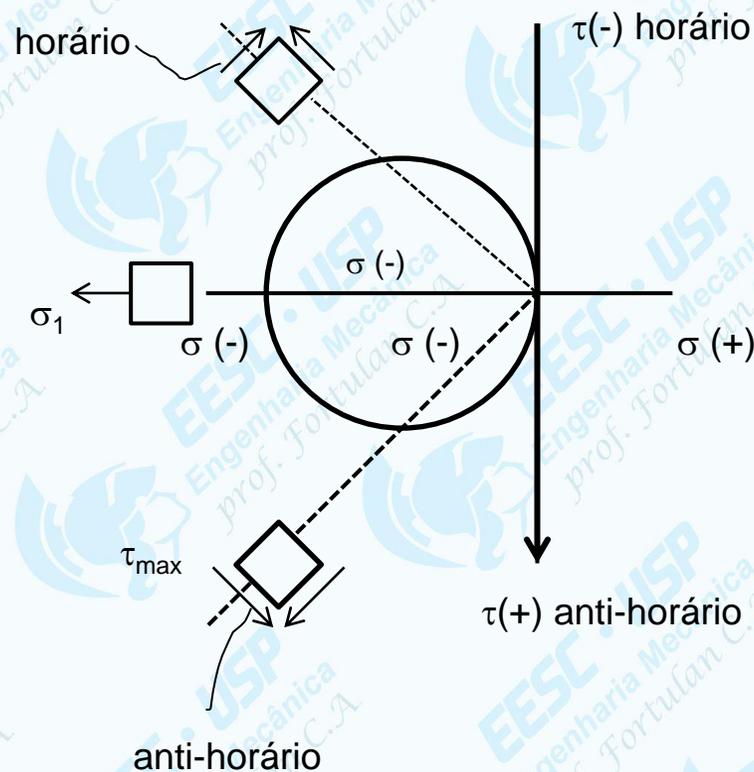
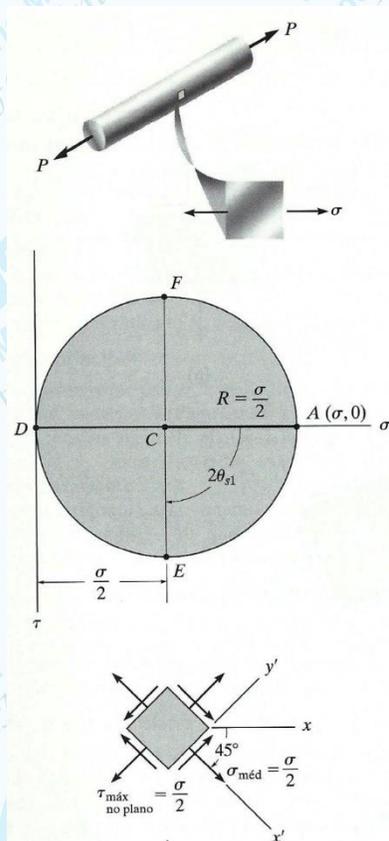


Direção do plano onde atuam σ_{α} e τ_{α}

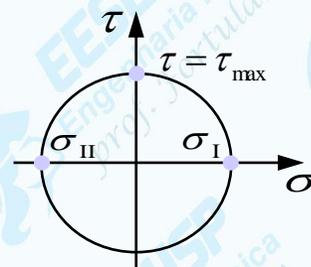
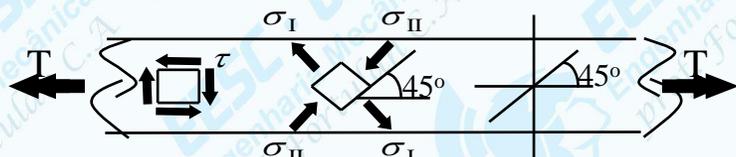
Em uma barra

Tracionada

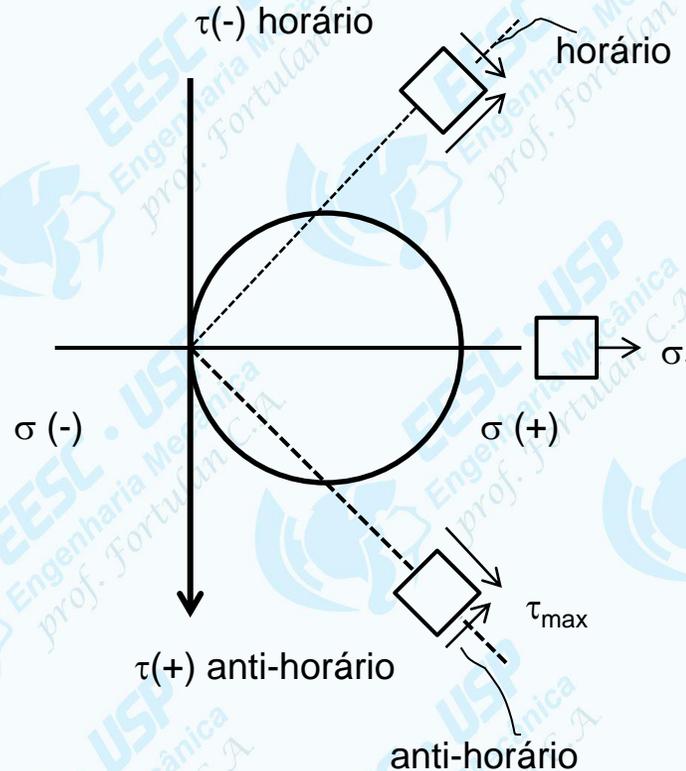
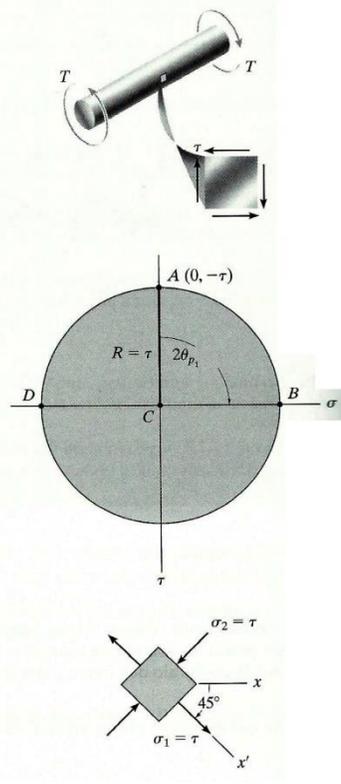
Comprimida



• Eixo sollicitado à torção



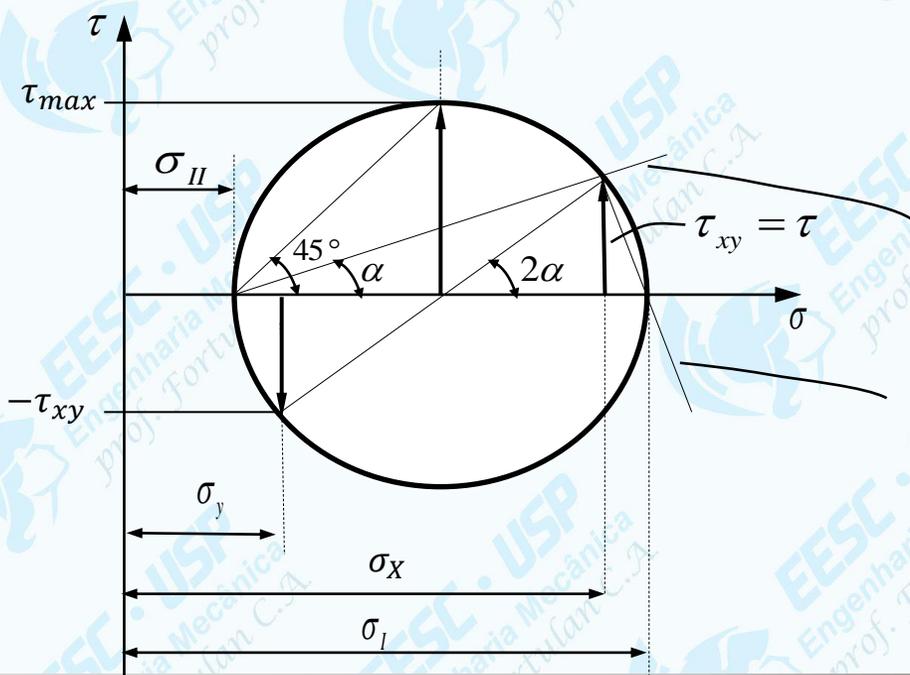
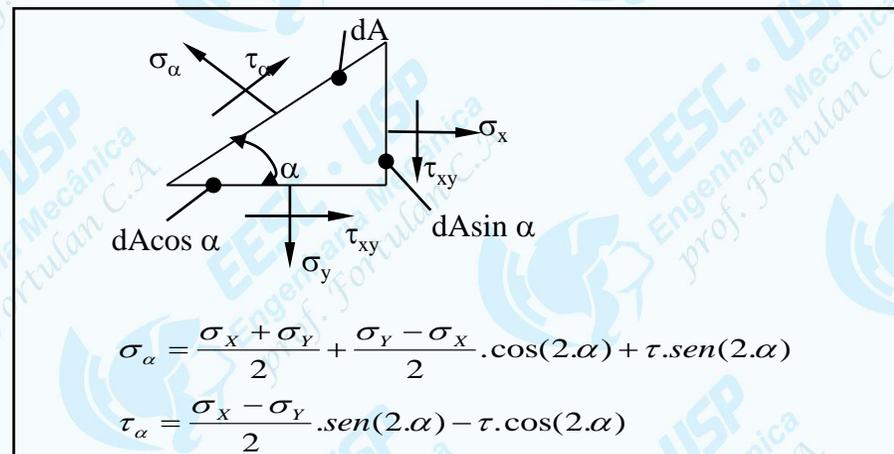
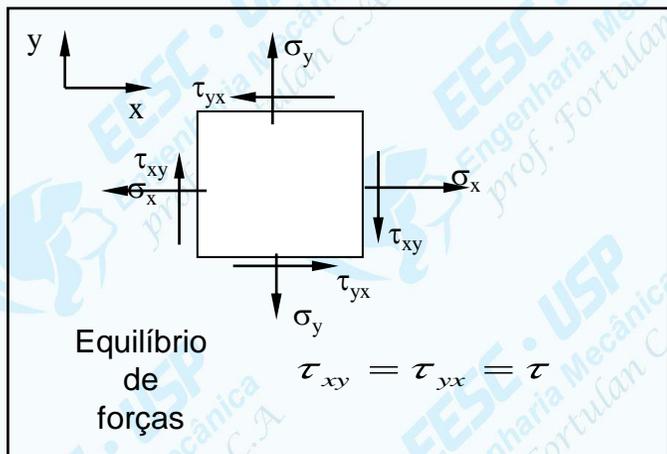
$$\sigma_{I,II} = \pm \tau = \pm \tau_{max}$$



Observe que os elementos, em ambos quadrantes, são idênticos se observado o sentido de giro em relação ao eixo x' .

Adaptado de HIBBELER RC. Resistência dos materiais. Pearson São Paulo 7ª ed. (2009) 334-345.

b) Estado duplo de tensões

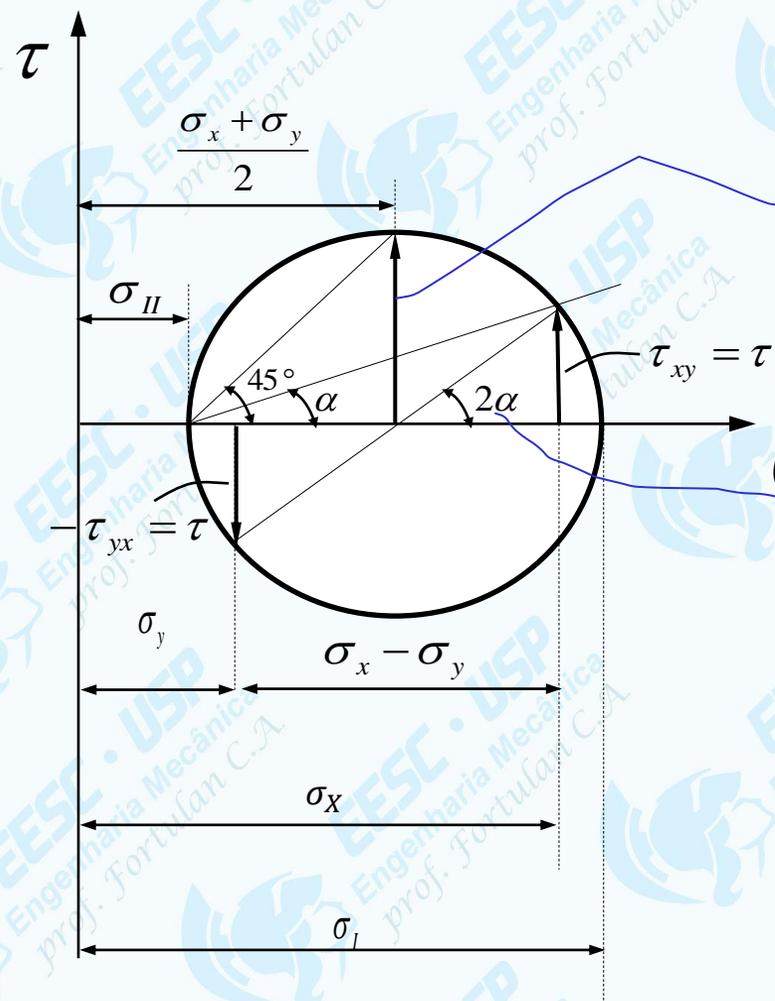


Direção do plano onde atua σ_x

Direção do plano onde atua σ_y

Círculo de Mohr

Círculo de Mohr



• Tensões principais

$$\sigma_{I,II} = \frac{\sigma_X + \sigma_Y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_X - \sigma_Y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

• Tensão tangencial máxima

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_X - \sigma_Y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

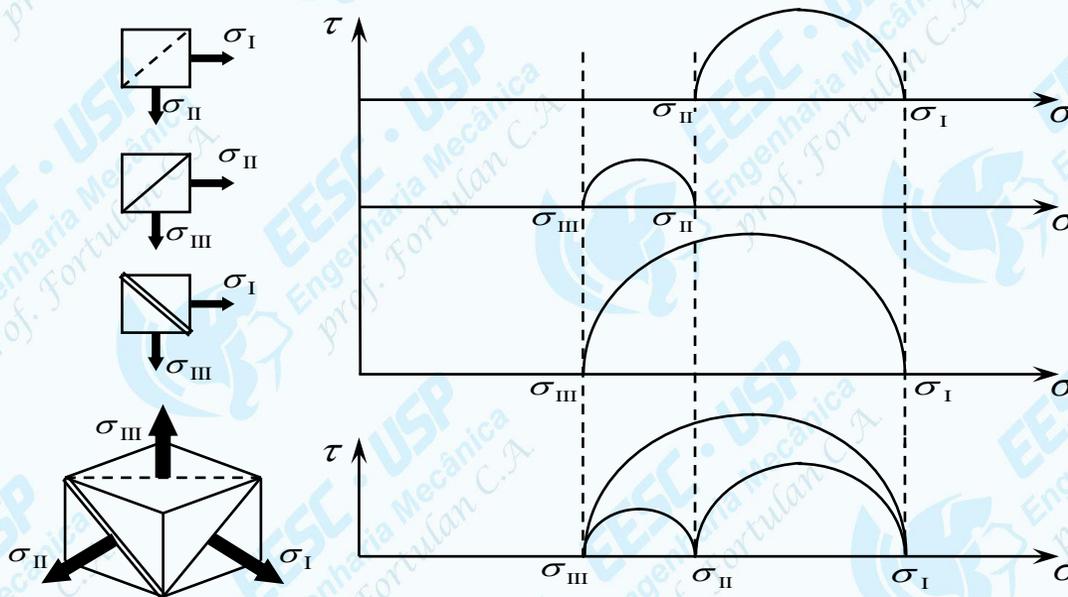
• Ângulo dos planos principais

$$\tan(2.\alpha) = \frac{2.\tau}{\sigma_X - \sigma_Y}$$

• Tensões em um ângulo qualquer

$$\begin{cases} \sigma_{X,Y} = \frac{\sigma_I + \sigma_{II}}{2} + \frac{\sigma_I - \sigma_{II}}{2} \cdot \cos(2.\alpha) \\ \tau = \frac{\sigma_I - \sigma_{II}}{2} \cdot \sen(2.\alpha) \end{cases}$$

c) Estado triplo de tensões



3.9.3. Critérios de resistência

Um componente mecânico, associado a outros componentes, tem seu comportamento não tão bem delimitado e pode apresentar falha, em seu dimensionamento são aplicados **Critérios de Resistências** em que se utilizam de conceitos de segurança.

Resistência de uma peça mecânica (projeto)

- ✓ material;
- ✓ tratamento térmico;
- ✓ processamento.

Utiliza-se de dados de corpos de prova
→ mesmas condições de carregamento, fabricação, acabamento.

Resistência da peça fabricada (Real)

- ✓ quantidade do lote;
- ✓ variações no processo;
- ✓ acabamento superficial;
- ✓ esforços na conformação;
- ✓ combinações com outras no conjunto.

Falha

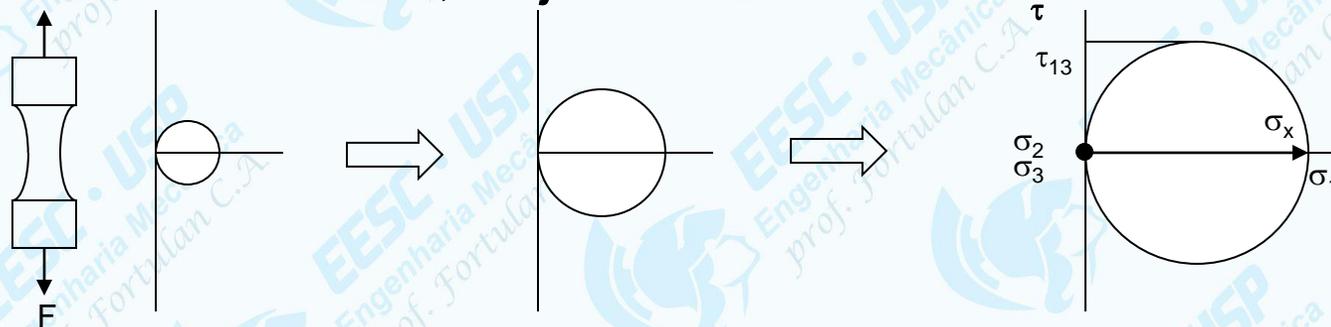
- ✓ quebra;
- ✓ deformação permanente;

A **falha** depende de:

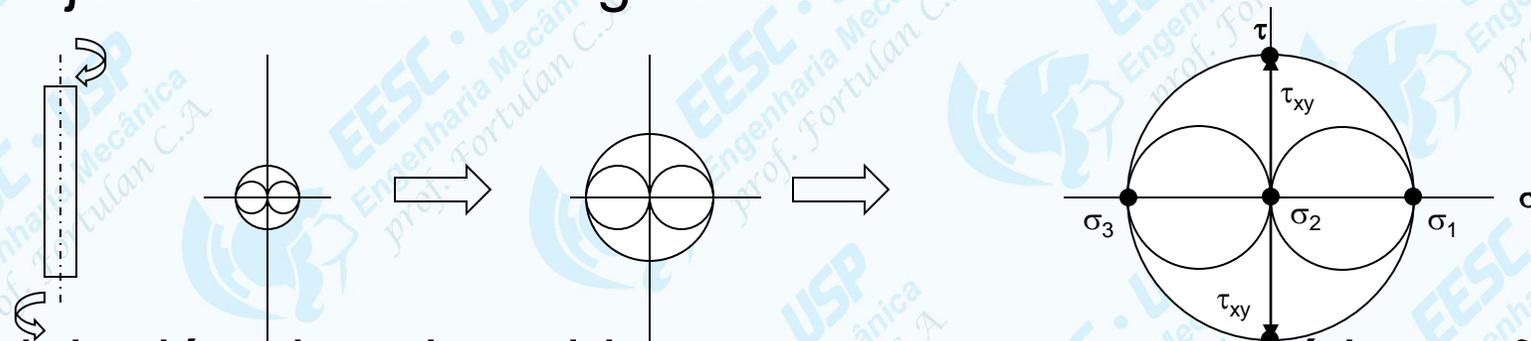
- ✓ tipo de tensão (tração, compressão, cisalhamento);
- ✓ tipo de carregamento (estático, dinâmico).

Qual tensão causou a falha??

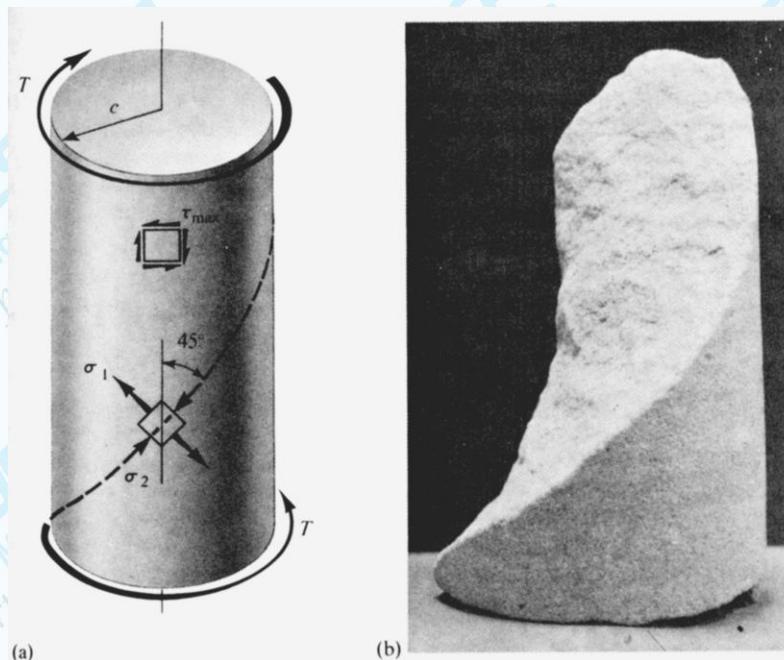
Pelo círculo de Mohr, para tração pura aplicada lentamente, também há a existência de uma tensão de cisalhamento, cujo valor máximo é a metade da tensão normal.



Pelo círculo de Mohr, para torção pura aplicada lentamente, também há a presença de tensão normal cujo valor máximo é igual a tensão de cisalhamento.



Em geral materiais dúcteis submetidos a carregamentos estáticos são limitados pelas suas tensões de cisalhamento, enquanto que os materiais frágeis pela tensão normal. *Lembre que $\tau_{adm} \sim 0,8 \sigma_{adm}$.*



Acima: Ferro fundido cinzento,
Abaixo: liga de alumínio 2024-T351

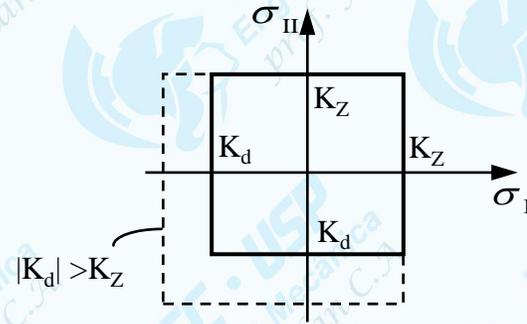
a) Descrição alternativa das tensões para um eixo em torção, b) amostra de pedra arenosa após ensaio de torção

b) Torção em materiais de baixa resistência ao cisalhamento, quebra perpendicular ao eixo.

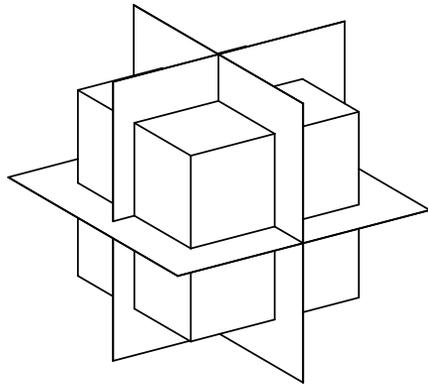
Fonte: POPOV EP. *Introdução à mecânica dos sólidos*. Trad. AMORELLI MOC. Ed. Edgard Blücher, 1978.

Fonte: Dowling NE. *Mechanical Behavior of Materials*. 3ª ed Ed. Pearson Prentice Hall.2007. p.156.

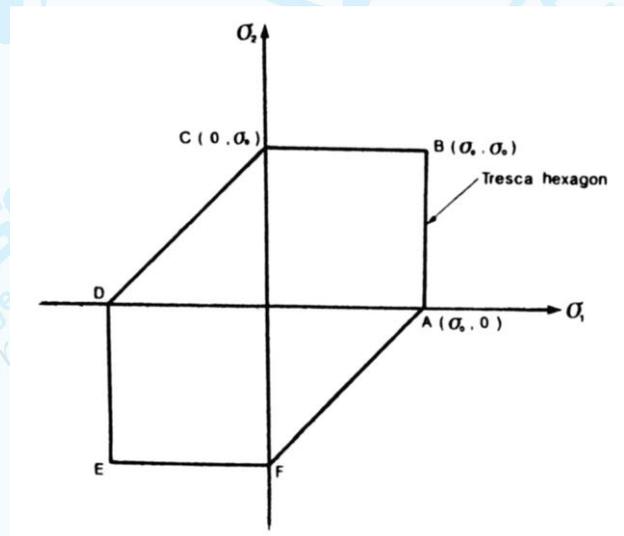
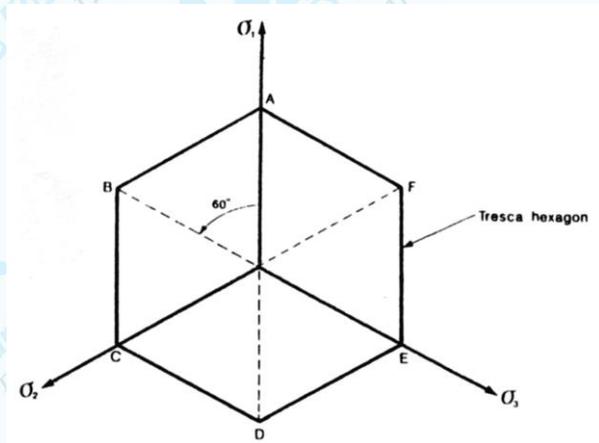
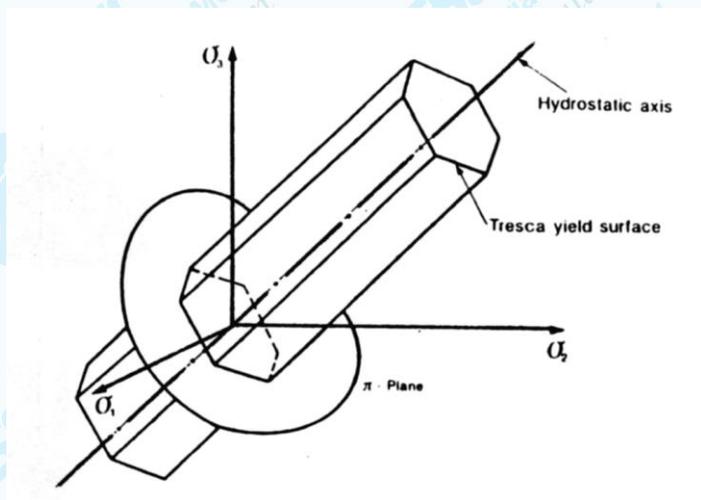
a) Máxima tensão normal



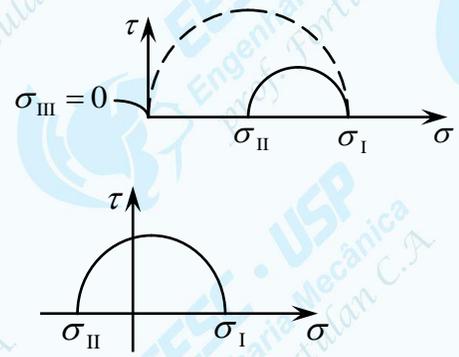
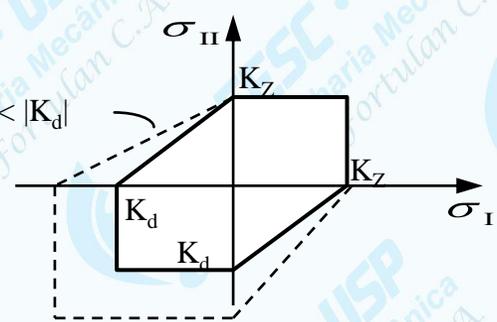
$$\sigma_V = \sigma_I \leq K_Z \text{ ou } D$$



b) Máxima tensão tangencial (Tresca)



Estado duplo de tensões

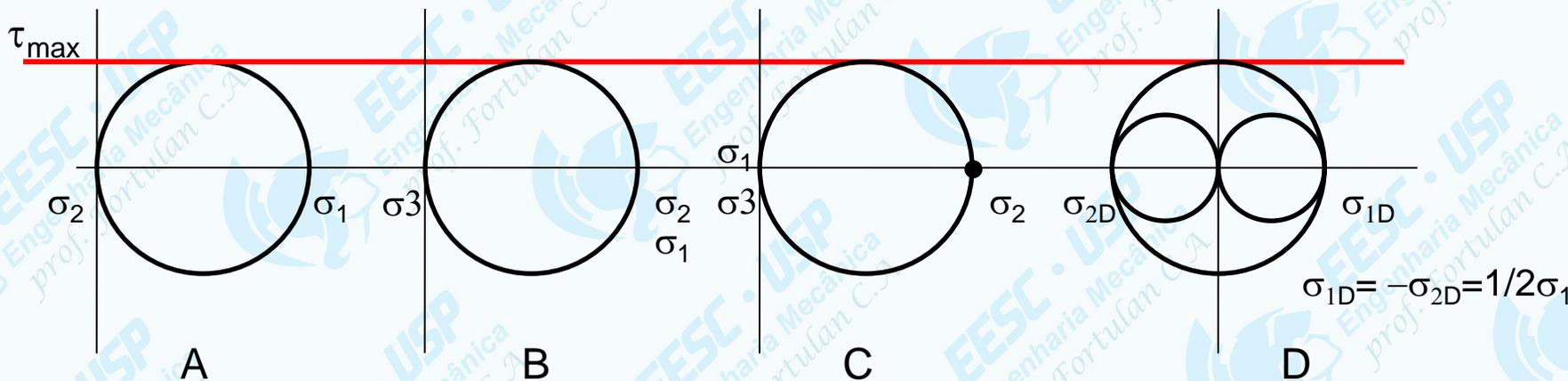
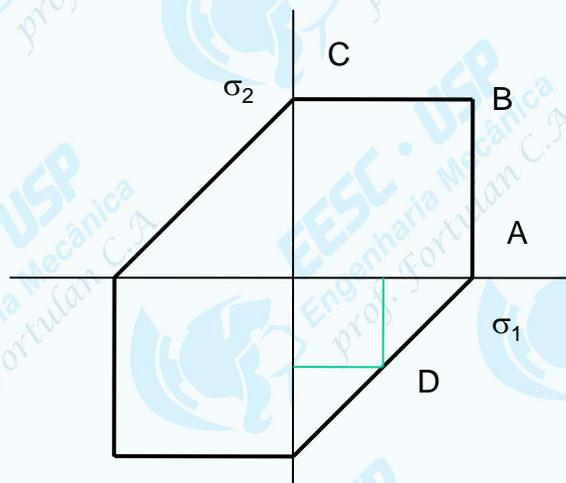


$$\sigma_V = \sigma_I \leq K_Z \text{ ou } D$$

$$\sigma_T^* = |\sigma_I + |\sigma_{II}|| \leq K$$

$$\sigma_T^* = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

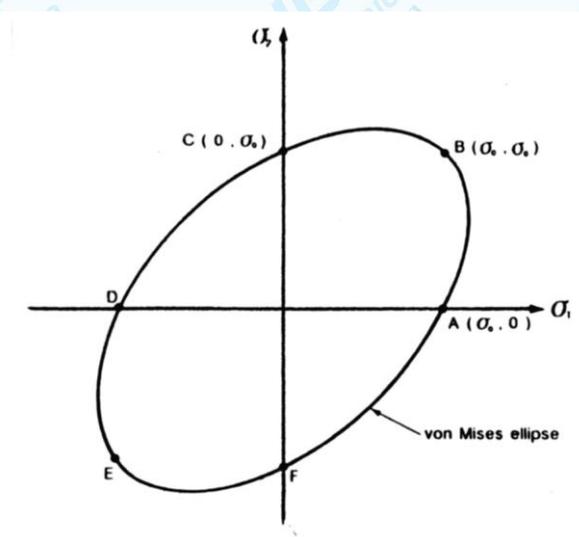
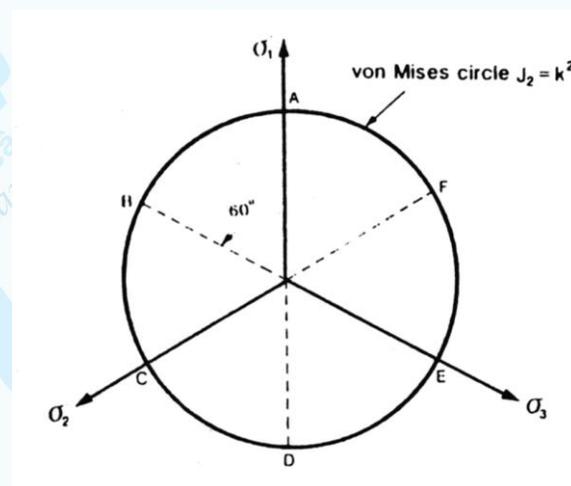
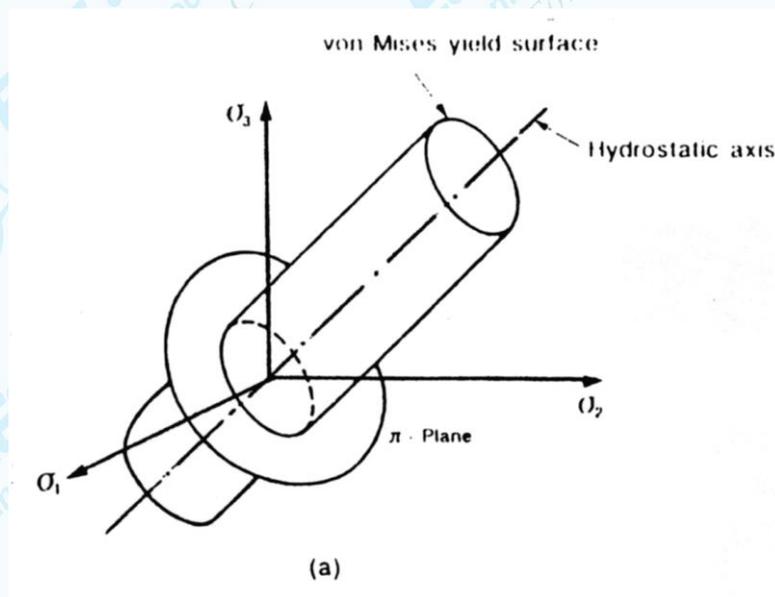
b) Máxima tensão tangencial (Tresca), explicada pelo círculo de Mohr.



c) Máxima energia de distorção (von Mises)

A energia total de deformação em uma peça carregada consiste em duas componentes: uma devido ao carregamento hidrostático que muda seu volume; e outra devido a distorção que muda sua forma.

A tensão de cisalhamento presente deve-se a parcela da energia de distorção.



Elipse inclinada à 45° com semi-eixos

Estado triplo de tensões

$$\sigma_V = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}$$

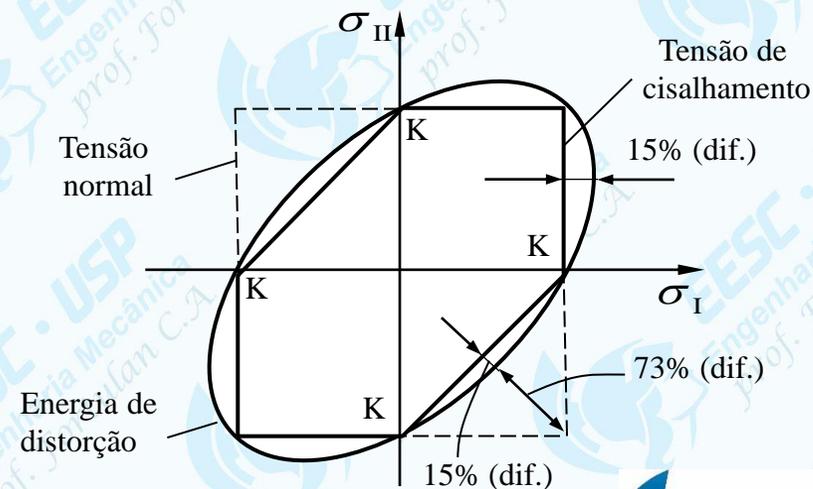
Estado duplo de tensões

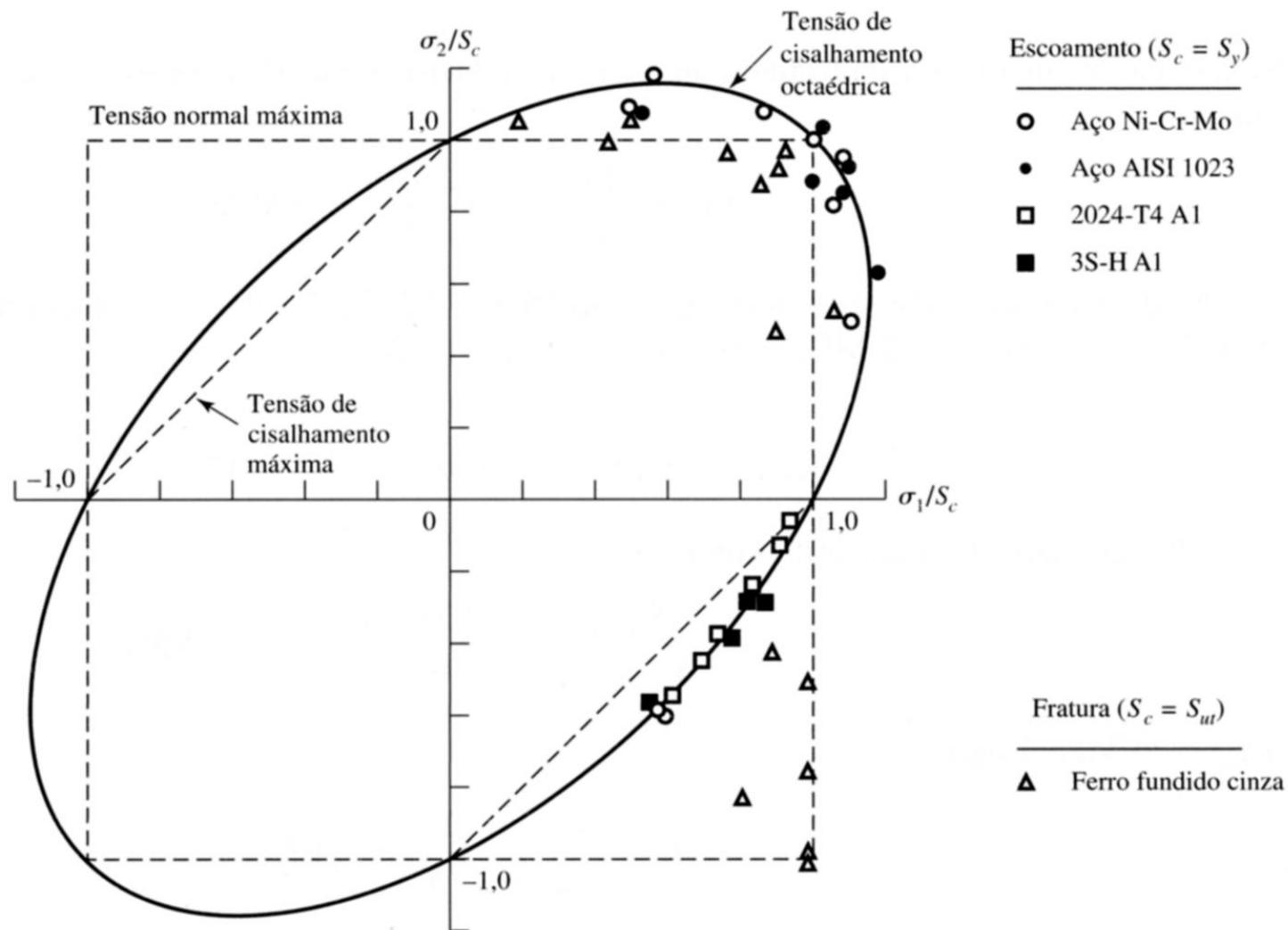
$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_I^2 - \sigma_I \cdot \sigma_{II} + \sigma_{II}^2}$$

ou

$$\sigma_v^* = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\begin{cases} K \cdot \sqrt{2} \\ K \cdot \sqrt{2} / 3 \end{cases}$$





Dados experimentais sobrepostos a teorias de falha. (Reproduzida da Figura 7.11, p. 257, Mechanical Behavior of Materials, 2nd ed., N. E. Dowling, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1999.)

3.9.4. Casos estáticos

Tensão equivalente : σ_{eq}

ou

Tensão ideal : σ_i

ou

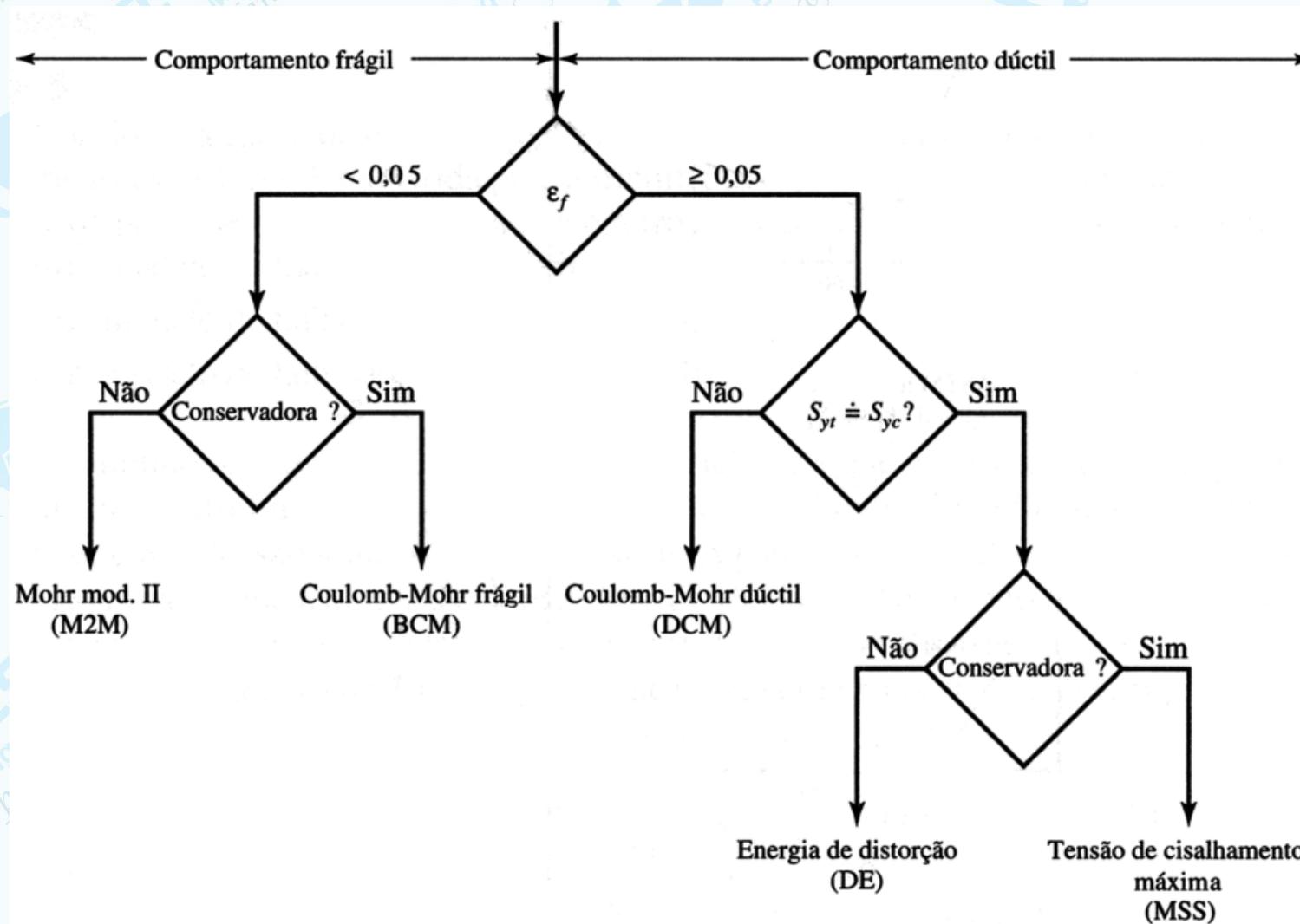
Tensão de confronto : σ^* , σ_v

Critérios de Resistência

Se $\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm}$ a peça não romperá ?, com que segurança se pode afirmar ?

$$N(\text{coef. de segurança}) = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma^*}$$

3.9.5- Seleção para o critério de resistência



Fonte: SHIGLEY JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, p278, 2005

3.9.6- Atribuição do coeficiente de segurança e tensão admissível

Valores orientação para de **N (didático)**¹, tendo com $\sigma_{adm} = \sigma_y$

•Aplicação

- Componentes mecânicos correntes: $N = 1,5$ a $2,5$, (alavancas, eixos);
- 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 $N \geq 2$.

•Materiais**

- 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.

$$N = \max(F1, F2, F3)$$

$F1 \rightarrow$ incertezas sobre propriedades dos materiais;

$F2 \rightarrow$ condições ambientais de uso;

$F3 \rightarrow$ modelos analíticos de forças e tensões.

Aula 01

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

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

¹ Para projetos específicos consultar normas

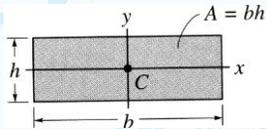
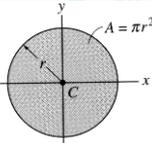
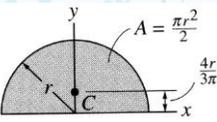
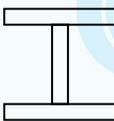
3.10. Referências

- Dowling NE. *Mechanical Behavior of Materials*. 3ª ed Ed. Pearson Prentice Hall.2007.
- Niemann G. *Elementos de Máquinas*, vol. I, Editora Edgard Blucher, 1991.
- Popov EP. *Introdução à mecânica dos sólidos*. Trad. Amorelli, M.O.C. Ed. Edgard Blücher, 1978.
- ShigleyJE, Mitchell LD. *Projeto de Engenharia Mecânica*, 7th ed., Bookman, Porto Alegre 2005.

Anexo I: Tensões

Tensão normal devido a força normal	$\sigma_N = \frac{P}{S}$		<p>σ = tensão; P = força S = área da seção</p>
Tensão normal devido ao momento Fletor	$\sigma_f = \frac{M_f \cdot v}{J}$	$W_f = \frac{J}{v_{max}} \Rightarrow \sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f}$	<p>M = momento fletor W_f = módulo de resistência a flexão v = distância em relação a linha neutra</p>
Tensão de cisalhamento devido ao momento Fletor	$\tau = \frac{Q \cdot Ms}{b \cdot J}$		Ms = momento estático da seção
Tensão de cisalhamento pura	$\tau_m = \frac{Q}{S}$		τ_m = tensão de cisalhamento média
Tensão de cisalhamento devido ao momento Torçor	$\tau = \frac{M_t \cdot v}{J_t}$	$W_t = \frac{J_t}{v_{max}} \Rightarrow \tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}$	<p>M_t = momento torçor W_t = módulo de resistência a torção J_t = momento polar de inércia v = distância em relação a linha neutra</p>

Anexo 2: Propriedades geométricas de área de seções

	Momento de Inércia (J ou I)	Módulo de resistência a flexão W_f	Momento de Inércia de torção (Polar) J_T ou J_z	Módulo de resistência a torção W_t	Momento estático da seção M_s	Tensão máxima de cisalhamento devido a flexão
	$I_x = \frac{1}{12}bh^3$ $I_y = \frac{1}{12}hb^3$	$W_{fx} = \frac{bh^2}{6}$	$J_T = \eta_3 \cdot b^3 \cdot h$	$W_T = \eta_2 \cdot b^2 \cdot h$	$M_s = \frac{bh^2}{8} \left 1 - \left(\frac{2 \cdot y}{h} \right)^2 \right $	$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2A}$
	$I_x = \frac{1}{4}\pi r^4$ $I_y = \frac{1}{4}\pi r^4$ $J_x = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$	$W_{fx} = \frac{\pi d^3}{32}$	$J_T = \frac{\pi d^4}{32}$	$W_T = \frac{\pi d^3}{16}$		$\tau_{\max} = \frac{4Q}{3A}$
	$J_x = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$	$W_{fx} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$	$J_T = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$	$W_T = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}$		$\tau_{\max} = \frac{2Q}{A}$
	$I_x = \frac{1}{8}\pi r^4$ $I_y = \frac{1}{8}\pi r^4$					
						$\tau_{\max} = \frac{2Q}{A_{(alma\ da\ viga)}}$
Viga I estrutural parede fina						

h/b	1	1,5	2	3	4
η_1	1,000	0,858	0,796	0,753	0,743
η_2	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282
η_3	0,140	0,196	0,229	0,263	0,281