

AULA 2

2.5 Resistência dos materiais

(i) Diagrama tensão – deformação (Ensaio de tração)

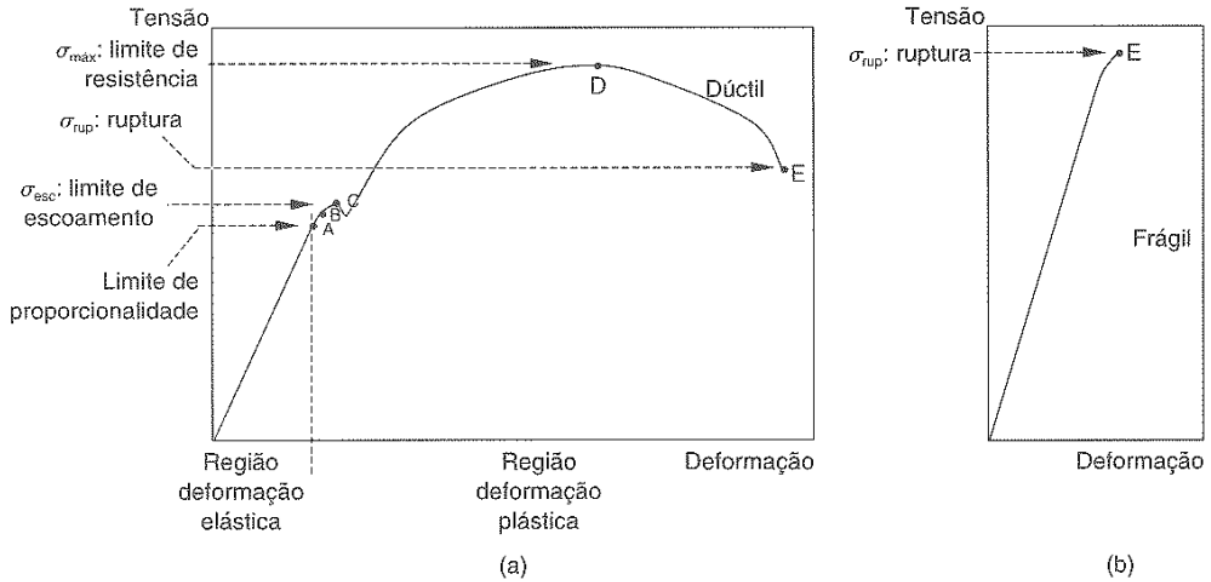


Figura 2-6 Diagrama tensão–deformação para materiais dúcteis (a) e frágeis (b).

(ii) Tensor de tensões e seus componentes e o circulo de Mohr

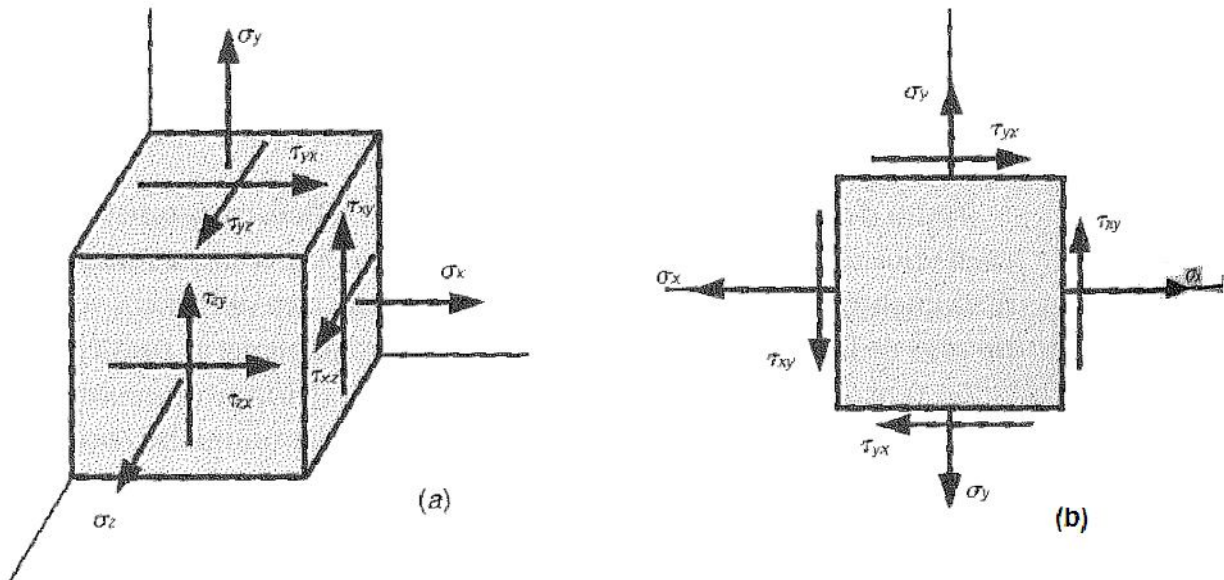


Figura 2-7 (a) Visualização do estado de tensões de um ponto de um corpo submetido a um campo tridimensional, e em (b), estado plano ou biaxial de tensões.

O tensor de tensões que é representado pela matriz de tensões:

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

descreve um estado de tensões em um ponto. As tensões principais e orientações principais são os autovalores e os autovetores correspondentes da matriz respectivamente.

(iii) **Círculo de Mohr**

Para o estado plano de tensões, o círculo de Mohr mostra as relações entre o estado de tensões, as tensões principais e a tensão de cisalhamento máxima. Neste caso

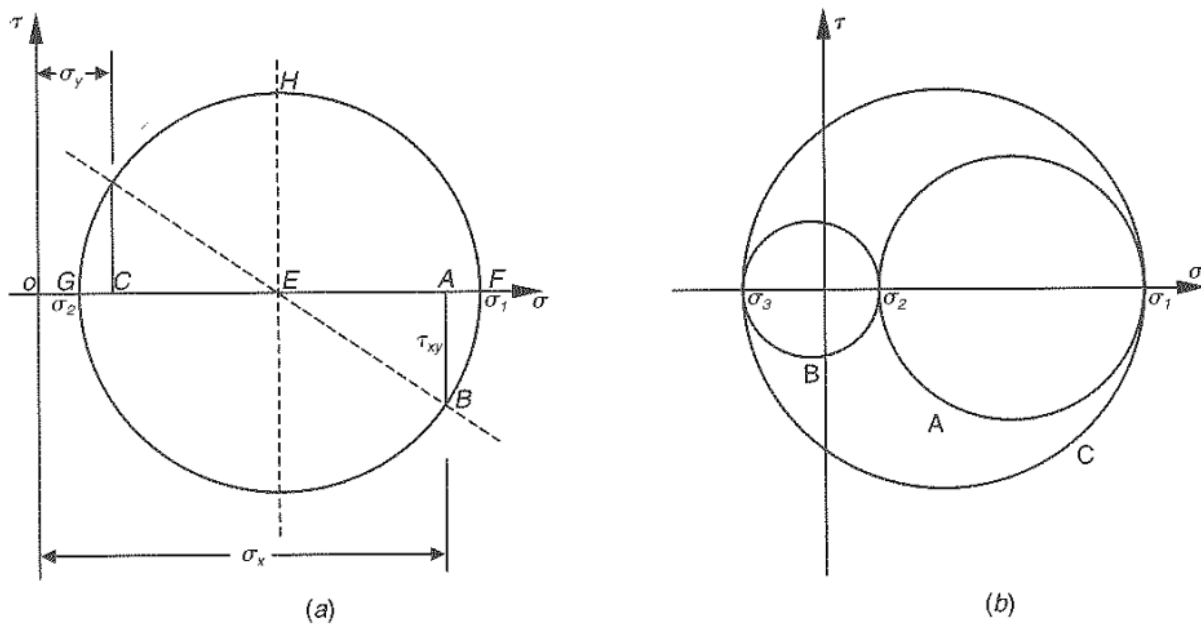


Figura 2-8 (a) Círculo de Mohr para o estado plano de tensões e (b) para tensões triaxiais.

podemos obter as tensões principais e a tensão de cisalhamento máxima através das formulas seguintes:

$$\sigma_1 = \sigma_{méd} + R = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{méd} - R = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Para o estado tridimensional, a tensão de cisalhamento máxima será calculada por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

(iv) **Tensão de Von Mises ou de equivalência**

Para materiais dúcteis, a **tensão de Von Mises** ou de equivalência é frequentemente utilizada, cujo valor é definido como

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

## 2.6 Propriedades do material da tubulação

(i) **Módulo de elasticidade (ou Young)**

(ii) **Razão de Poisson**

(iii) **Coefficiente de dilatação térmica linear**

O coeficiente de dilatação térmica linear ( $\alpha$ ) é função da temperatura. Tabelas no Anexo 7 trazem os valores para este coeficiente, relativos a diversos materiais comumente usados em tubulações, para várias temperaturas de operação, considerando como 21°C (70°F) & temperatura de montagem.

Para temperaturas de montagem diferentes de 21°C, entre -10 e 40°C, o coeficiente de dilatação linear para a temperatura de operação pode ser obtido com razoável aproximação de:

$$\alpha = \alpha_m + \alpha_{op}$$

em que:

$\alpha_m$  é o coeficiente de dilatação térmica linear na temperatura de montagem;

$\alpha_{op}$  é o coeficiente de dilatação térmica linear na temperatura de operação.

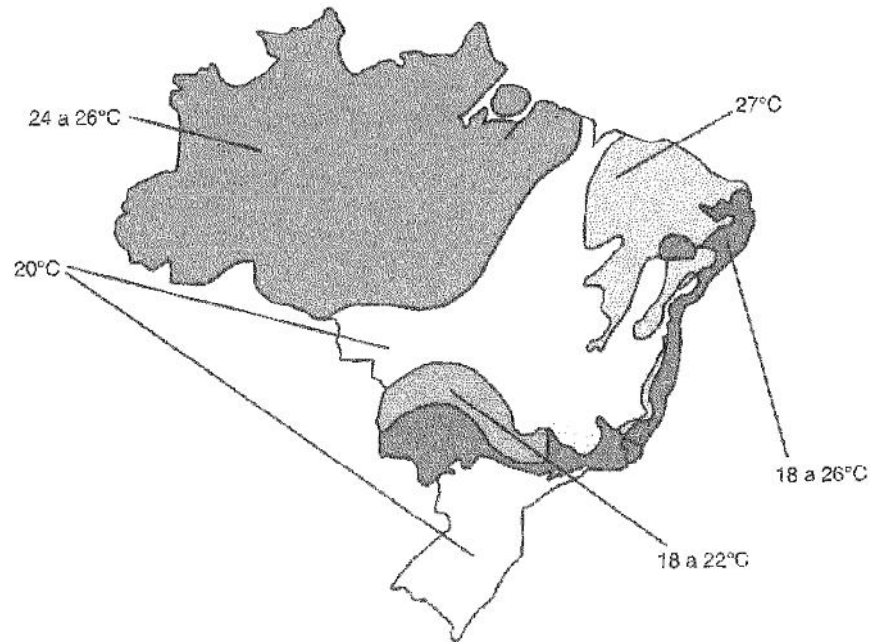


Figura 2-9 Distribuição da temperatura média anual no território brasileiro (valores aproximados).

## A7.1 MÓDULO DE EXPANSÃO TÉRMICA LINEAR [MM/M]

Abreviaturas empregadas:

1. Aço-carbono; aço-carbono molibdênio; aço baixo cromo (<3%Cr)
2. Aço-liga intermediário (5CrMo até 9CrMo)
3. Aço inoxidável austenítico
4. Aço inoxidável cromo (12 Cr, 17 Cr e 27 Cr)
5. 25Cr - 20Ni
6. Monel (67Ni - 30Cu)
7. Monel (66Ni - 29Cu - Al)
8. Alumínio
9. Ferro fundido cinzento
10. Bronze (Cu - Sn)
11. Latão (Cu - Zn)
12. Ferro forjado
13. Cobre - níquel (70 - 30)

Temp. [°C]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
-30	-0,58	-0,53	-0,83	-0,48	-0,66	-0,64	-0,64	-1,04		-0,86	-0,83	-0,62	-0,71
-20	-0,44	-0,43	-0,63	-0,38	-0,53	-0,52	-0,49	-0,83		-0,68	-0,69	-0,49	-0,58
-10	-0,37	-0,32	-0,50	-0,28	-0,40	-0,41	-0,41	-0,63		-0,54	-0,49	-0,35	-0,44
0	-0,24	-0,25	-0,35	-0,19	-0,26	-0,27	-0,27	-0,42		-0,35	-0,35	-0,25	-0,28
10	-0,13	-0,12	-0,17	-0,12	-0,13	-0,14	-0,14	-0,21		-0,21	-0,20	-0,11	-0,14
20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
30	0,10	0,06	0,16	0,07	0,10	0,12	0,12	0,21	0,10	0,15	0,14	0,15	0,15

Formulas de conversão entre diferentes unidades de temperatura:

$$\frac{^{\circ}C}{5} = \frac{^{\circ}R}{4} = \frac{^{\circ}F - 32}{9} = \frac{K - 273}{5}$$

onde ; C, Celsius centigrados; F, graus Fahrenheit; R, Rankine ou Réaumur; K, Kelvin.

## 2.7 Propriedades geométricas de tubulação

Para a análise de tensões em um sistema de tubulação, são imprescindíveis os dados relativos a geometria dos componentes, tais como momentos de inércia e peso linear. Tabelas com as principais características dos componentes comercialmente disponíveis são adquiridas com facilidade junto aos fabricantes, mas se necessário também podem ser calculadas. O Anexo 2 reproduz parcialmente tabelas desse tipo.

### (i) Diâmetro e espessura

Quando se observa o diâmetro de um tubo em um documento técnico, o que na verdade está sendo visto é o chamado **diâmetro nominal**. No Brasil se utilizam as normas americanas ANSI B.36.10-1950 para tubos de aço-carbono e aços-liga e ANSI B.36.19-1952 para os de aço inoxidável, que empregam o sistema de unidades inglesas em sua concepção. Por meio do valor do diâmetro nominal em polegadas, identifica-se o valor real do diâmetro externo do tubo, consultando-se os valores tabelados nas normas ANSI (veja **Anexo 2**). Observe que para cada diâmetro nominal encontram-se diversos tubos de mesmo diâmetro externo porém de diferentes espessuras de parede. Cada valor de espessura corresponde a um **Schedule Number**, ou série.

Por exemplo um tubo de diâmetro nominal de 2 polegadas, Schedule 40 ou Sch 40. Pela tabela, pode-se verificar que isto indica um tubo de diâmetro externo de 2,375 polegadas com espessura de 0,154 polegada (aproximadamente 60,3 e 3,9 mm, respectivamente). O Schedule 40, para os diâmetros de 1/8 até 12 polegadas inclusive, é chamado de **Schedule Standard**. Essa denominação é um resquício de antigas nomenclaturas não mais empregadas usualmente: Std (Standard), XS (Extra-Strong), XXS (Double Extra-Strong). Para diâmetros nominais maiores que 12 polegadas, O Schedule Standard apresenta valores menores que 40.

**Disciplina: CALCULO DE TENSÕES EM SISTEMAS DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS**

Diâmetro Nominal $D_{ub}$ [in]	Diâmetro Externo $D$ [in]	Diâmetro Externo $D$ [mm]	Schedule			Espessura de Parede $t$ [mm]	Diâmetro Interno $d$ [mm]	Área da Seção do Material $A$ [m <sup>2</sup> ]	Momento de Inércia da Seção $J$ [m <sup>4</sup> ]	Módulo de Resistência da Seção $W$ [m <sup>3</sup> ]	Peso Linear do Tubo Vazio $w_v$ [N/m]	Peso Linear do Fluido $w_f$ [N/m]	Peso Linear do Tubo Cheio $w_c$ [N/m]
			a	b	c								
1/8"	0,405	10,287	-	-	105	1,2446	7,7978	3,5356E-03	3,6821E-10	7,1587E-08	2,70	0,47	3,17
1/8"	0,405	10,287	40	Std.	405	1,7272	6,8326	4,6447E-03	4,4272E-10	8,6073E-08	3,55	0,36	3,91
1/8"	0,405	10,287	80	XS	805	2,413	5,461	5,9690E-03	5,0604E-10	9,8385E-08	4,57	0,23	4,80
2"	2,375	60,325	-	-	55	1,651	57,023	3,0433E-04	1,3107E-07	4,3453E-06	23,28	25,04	48,32
2"	2,375	60,325	-	-	105	2,7686	54,7878	5,0061E-04	2,0778E-07	6,8887E-06	38,29	23,12	61,41
2"	2,375	60,325	40	Std.	405	3,9116	52,5018	6,9324E-04	2,7710E-07	9,1871E-06	53,03	21,23	74,26
2"	2,375	60,325	80	XS	805	5,5372	49,2586	9,5307E-04	3,6126E-07	1,1977E-05	72,90	18,68	91,58
2"	2,375	60,325	160	-	-	8,7122	42,9006	1,4127E-03	4,8380E-07	1,6040E-05	108,06	14,18	122,23
2"	2,375	60,325	-	XXS	-	11,0744	38,1762	1,7135E-03	5,4580E-07	1,8095E-05	131,07	11,23	142,29

Observações:

1. Os números Schedule acompanhados da letra S obedecem a ASA B36.19 Stainless Steel Pipe Schedule Numbers (coluna Schedule c). As designações Std. (Standard), XS e XXS obedecem à ASA B36.10 Steel Pipe Nominal Wall Thickness Designations (coluna Schedule 17), enquanto os demais números seguem a ASA B36.10 Steel Pipe Schedule Numbers (coluna Schedule a).

2. Para o cálculo dos pesos lineares, foram adotados os seguintes valores:

densidade do aço-carbono: 7800 kg/m<sup>3</sup>;  
 densidade da água: 1000 kg/m<sup>3</sup>;  
 aceleração da gravidade: 9,8066 m/s<sup>2</sup>.

3. Para outros materiais que não o aço-carbono, o peso linear do tubo vazio pode ser determinado multiplicando-se os valores apresentados na coluna w, pelos seguintes fatores:

alumínio: 0,35  
 aço inoxidável (austenítico): 1,02  
 aço inoxidável (ferrítico): 0,95  
 cobre: 1,14  
 ferro forjado: 0,98  
 ferro fundido: 0,91  
 latão: 1,12

(ii) Momento de inércia da seção

O momento de inércia da seção é calculado por

$$J = \frac{\pi(r_o^4 - r_i^4)}{4} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

(iii) Módulo de resistência da seção

O módulo de resistência da seção é calculado por:

$$W = \frac{\pi(r_o^4 - r_i^4)}{4r_o} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$$

## Capítulo 3 Tensões admissíveis em tubulações

Elementos estruturais e componentes de máquinas devem ser dimensionados de modo a suportarem as cargas previstas para suas vidas operacionais, sem a ocorrência de falhas. Este capítulo apresenta resumidamente os critérios de projeto de algumas das principais normas utilizadas na tarefa de análise de tensões, assim como também discute maiores detalhes relativos ao fundamento teórico destas.

### 3.1 Critérios de falha de materiais dúcteis com cargas estáticas

Os critérios ou teorias de falhas mais importantes na história da engenharia são:

(i) a teoria da tensão principal máxima:

$$|\sigma|_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{esc}}{n} \text{ (material dúctil) ou } |\sigma|_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{rup}}{n} \text{ (material frágil)}$$

onde  $n$  é o fator de segurança,  $\sigma_{esc}$  é a tensão de escoamento e  $\sigma_{rup}$  a tensão de ruptura.

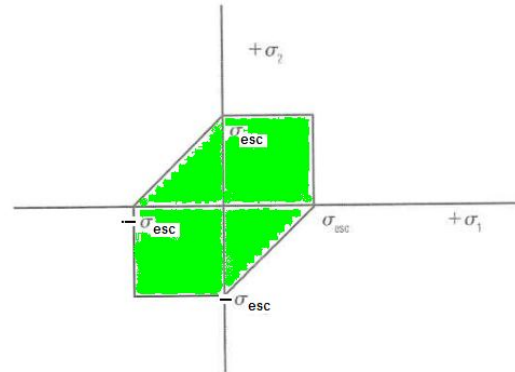
**Vantagem:** O critério é simples e apresenta resultados plenamente satisfatórios em se tratamento de tubulações.

**Desvantagem:** A limitação é que o critério levará à segurança somente se os sinais das duas tensões forem iguais, o que não ocorre no caso de torção pura, por exemplo.

(ii) a da deformação máxima;

(iii) a da tensão máxima de cisalhamento (Tensão de Tresca):

$$\tau_{máx} = \frac{\sigma_{esc}}{2n} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{\sigma_{esc}}{n}$$



Critério de Tresca

(iv) a de Mohr; (bom para o material que possui resistências diferentes em tração e compressão)

(v) a da máxima energia de deformação (ligada à Tensão de Von Mises).

### 3.2 Fadiga

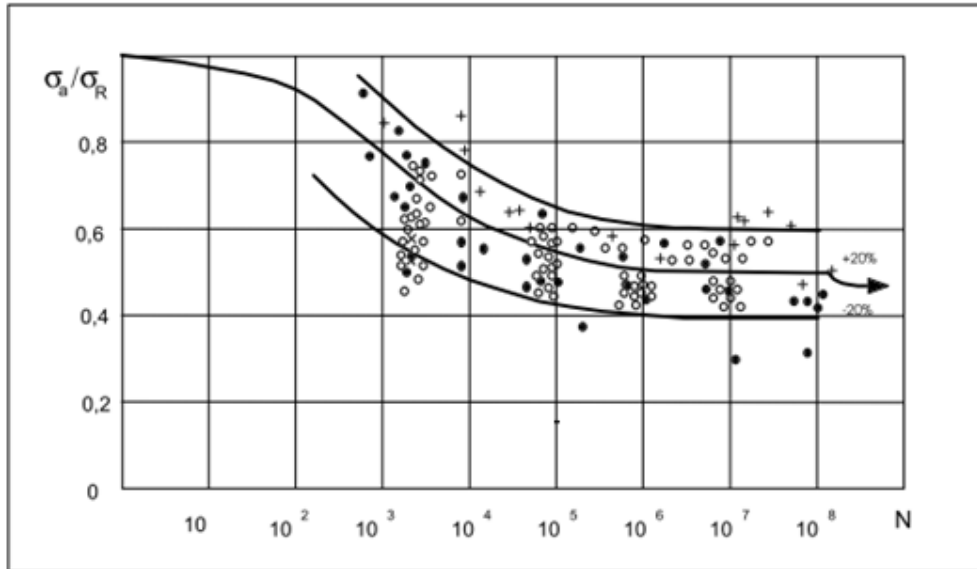
**Definição:** O fenômeno que a ruptura ocorre enquanto a tensão causada por uma repetida é bem baixo da tensão de ruptura (comumente abaixo da tensão de escoamento) se chama falha por fadiga.

*Falhas por fadiga são perigosas porque ocorrem sem que o sistema forneça um aviso claro da iminência de sua ocorrência, tal como um aquecimento ou deformação localizada. Além disto, são súbitas e totais. Agravando este quadro, as tensões repetitivas ou cíclicas responsáveis por este tipo de falha têm efeito cumulativo, ou seja, períodos de inatividade do sistema não removem as suas seqüelas iniciais.*

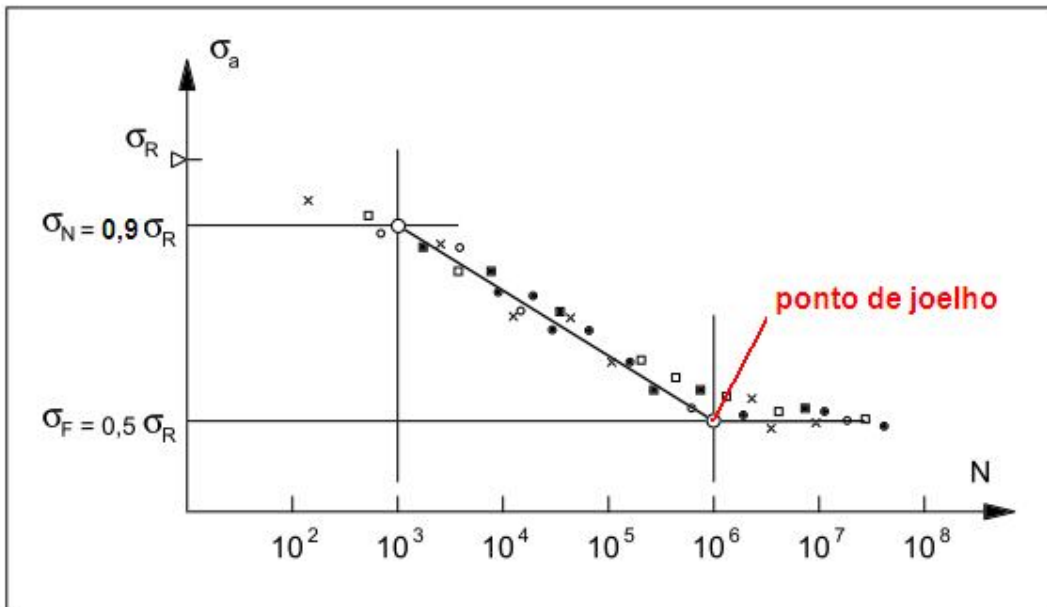
Em tubulações, é muito comum encontrar-se a falha por fadiga de ciclo de pequena duração (low-cycle fatigue), a qual é caracterizada por um pequeno número de aplicações de altas cargas, cerca de  $10^5$  aplicações ou menos.

Cada material tem seu comportamento próprio com relação de fadiga. Geralmente ele é determinado por ensaio de fadiga, elaborando o diagrama S (stress ou tensão) – N (numero cíclico repetido a vida).





**Figura** - Resultados experimentais obtidos com ensaios de tração-compressão alternante, em aço, adimensionais em relação à tensão limite de resistência.



**Figura** - Estimativa da curva  $\sigma - N$  para aços forjados, sob flexão rotativa. Pontos experimentais simulados.

Na figura acima, a tensão  $\sigma_f$  (correspondendo o ponto de joelho) se chama o **limite de resistência à fadiga**. *Abaixo dessa tensão, não ocorrerá a falha, não importando o número de ciclos.*

## Disciplina: CALCULO DE TENSÕES EM SISTEMAS DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

Uma teoria simples para falha de fadiga se chama **Índice de Palmgren-Miner**, dizendo que uma falha ocorre se:

$$\sum_{i=1} \frac{nc_i}{NC_i} = 1$$

Onde  $nc_i$  é o número de ciclos de tensão de nível  $\sigma_i$  a aplicada;  $NC_i$ , o número de ciclos correspondentes ao tempo de vida operacional esperado sob a ação da tensão  $\sigma_i$ .

### EXEMPLO 3-1

Seja um aço com seu limite de resistência à tração  $\sigma_{rup}$  de 600 MPa. Suponha que um tubo, confeccionado neste material, foi submetido a uma tensão de 450 MPa por 5000 ciclos, e será submetido a uma tensão 390 MPa no restante de sua vida operacional. Como estimar a vida residual deste tubo pelo método de Palmgren-Miner?

#### Solução:

(i) Considerando que o diagrama S-N do material não esteja disponível, precisa estimar a curva S-N:

Para  $NC=10^3$  ciclos, toma-se  $\sigma_N = 0,9\sigma_{rup} = 0,9 \times 600MPa = 540MPa$

Para  $NC=10^6$  ciclos, toma-se  $\sigma_F = 0,5\sigma_{rup} = 0,5 \times 600MPa = 300MPa$

A curva S-N é logaritmo linear, ou seja, ela tem a forma:

$$\sigma = C \cdot N^m \quad \text{ou} \quad \log \sigma = \log C + m \log N$$

onde C e m são dois constantes a ser determinados.

Pelos dois pontos conhecidos  $(\sigma_N, 10^3)$  e  $(\sigma_F, 10^6)$ , pode obter:

$$m = -\frac{1}{3} \log(\sigma_N / \sigma_F) = -\frac{1}{3} \log(540MPa / 300MPa) \approx -0,085$$

$$C = \sigma N^{-m} = \sigma_N (10^3)^{0,085} = 540MPa \times 1,799 \approx 971,4MPa$$

(ii) Obter-se as vidas  $NC_1$  e  $NC_2$  correspondendo as tensões aplicadas  $\sigma_1 = 450MPa$  e  $\sigma_2 = 390MPa$  respectivamente através a formula da curva S-N:

$$N = (\sigma / C)^{1/m}$$

então

$$NC_1 = (\sigma_1 / C)^{1/m} = (450MPa / 971,4MPa)^{-1/0,085} \approx 8543 \text{ ciclos}$$

$$NC_2 = (\sigma_2 / C)^{1/m} = (390MPa / 971,4MPa)^{-1/0,085} \approx 45999 \text{ ciclos}$$

(iii) Calcula-se a vida residual sob a ação  $\sigma_2 = 390MPa$  pelo Índice de Miner sobre dano acumulado:

$$\frac{nc_1}{NC_1} + \frac{nc_2}{NC_2} = 1$$

Então a vida residual sob a ação  $\sigma_2 = 390MPa$  será:

$$nc_2 = \left(1 - \frac{nc_1}{NC_1}\right) \times NC_2 = \left(1 - \frac{5000}{8543}\right) \times 45999 \approx 19077 \text{ (ciclos)}$$