

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO
TECNOLÓGICA DE SANTA CATARINA
GERÊNCIA EDUCACIONAL METAL MECÂNICA
CURSO TÉCNICO DE MECÂNICA

Projeto Integrador I

Fundamentos de resistência dos materiais

Profa. Daniela A. Bento

Florianópolis, março de 2003.

PARTE I

RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

1. Introdução

A resistência dos materiais é um assunto bastante antigo. Os cientistas da antiga Grécia já tinham o conhecimento do fundamento da estática, porém poucos sabiam do problema de deformações. O desenvolvimento da resistência dos materiais seguiu-se ao desenvolvimento das leis da estática. Galileu (1564-1642) foi o primeiro a tentar uma explicação para o comportamento de alguns membros submetidos a carregamentos e suas propriedades e aplicou este estudo, na época, para os materiais utilizados nas vigas dos cascos de navios para marinha italiana.

Podemos definir que a ESTATICA considera os **efeitos externos** das forças que atuam num corpo e a RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS, por sua vez, fornece uma explicação mais satisfatória, do comportamento dos sólidos submetidos à esforços externos, considerando o **efeito interno**.

Na construção mecânica, as peças componentes de uma determinada estrutura devem ter dimensões e proporções adequadas para suportarem esforços impostos sobre elas. Exemplos:

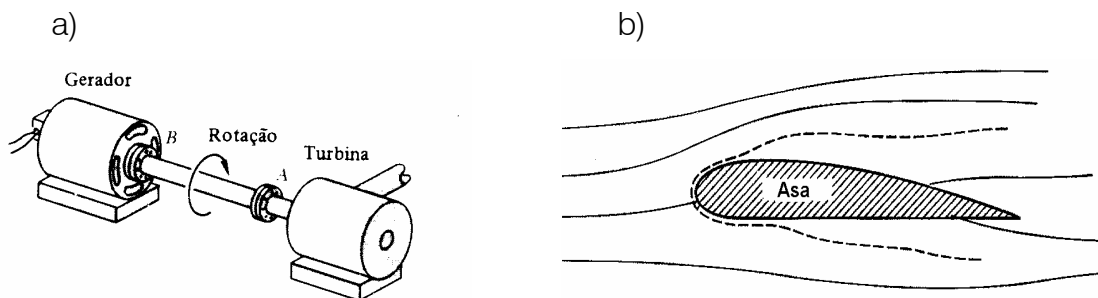


Figura 1.1 a) O eixo de transmissão de uma máquina deve ter dimensões adequadas para resistir ao torque a ser aplicado; b) A asa de um avião deve suportar às cargas aerodinâmicas que aparecem durante o voo.

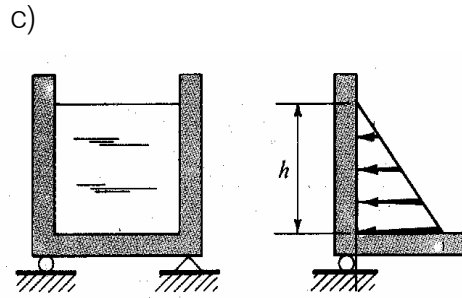


Figura 1.2 As paredes de um reservatório de pressão deve ter resistência apropriada para suportar a pressão interna, etc.

O comportamento de um membro submetido a **forças**, não depende somente destas, mas também das **características mecânicas dos materiais** de fabricação dos membros. Estas informações provêm do laboratório de materiais onde estes são sujeitos a ação de forças conhecidas e então observados fenômenos como ruptura, deformação, etc.

2. Classes de solicitações

Quando um sistema de forças atua sobre um corpo, o efeito produzido é diferente segundo a direção e sentido e ponto de aplicação destas forças. Os efeitos provocados neste corpo podem ser classificados em esforços normais ou axiais, que atuam no sentido do eixo de um corpo, e em esforços transversais, atuam na direção perpendicular ao eixo de um corpo. Entre os esforços axiais temos a **tração**, a **compressão** e a **flexão**, e entre os transversais, o **cisalhamento** e a **torção**.

Quando as forças agem para fora do corpo, tendendo a alongá-lo no sentido da sua linha de aplicação, a solicitação é chamada de **TRAÇÃO**; se as forças agem para dentro, tendendo a encurtá-lo no sentido da carga aplicada, a solicitação é chamada de **COMPRESSÃO**.

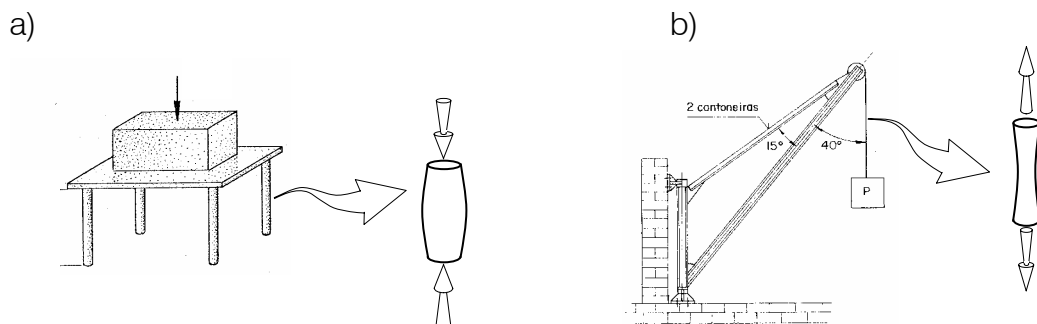


Figura 2.1 a) Pés da mesa estão submetidos à **compressão**; b) Cabo de sustentação submetido à **tração**.

A FLEXÃO é uma sollicitação transversal em que o corpo sofre uma deformação que tende a modificar seu eixo longitudinal.

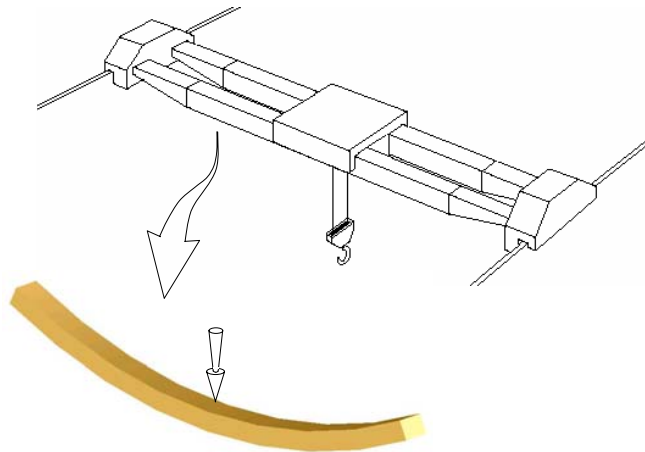


Figura 2.2 Viga submetida à flexão.

A sollicitação de CISALHAMENTO é aquela que ocorre quando um corpo tende a resistir a ação de duas forças agindo próxima e paralelamente, mas em sentidos contrários.

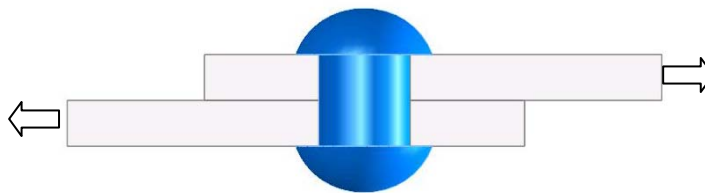


Figura 2.3 Rebite submetido ao cisalhamento.

A TORÇÃO é um tipo de sollicitação que tende a girar as seções de um corpo, uma em relação à outra.

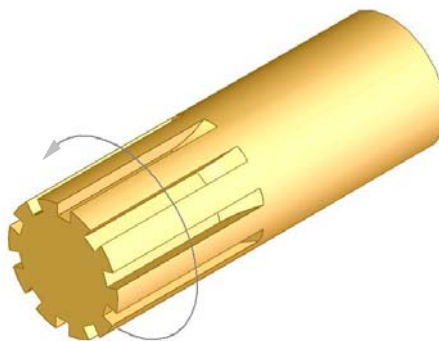


Figura 2.4 Ponta de eixo submetida à torção.

Um corpo é submetido a SOLICITAÇÕES COMPOSTAS quando atuam sobre eles duas ou mais solicitações simples.

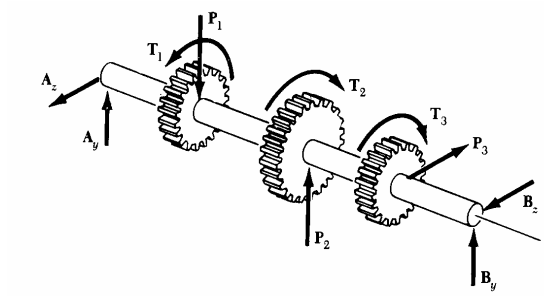


Figura 2.5 Árvore de transmissão: Flexo-torção.

3. Revisão de Estática

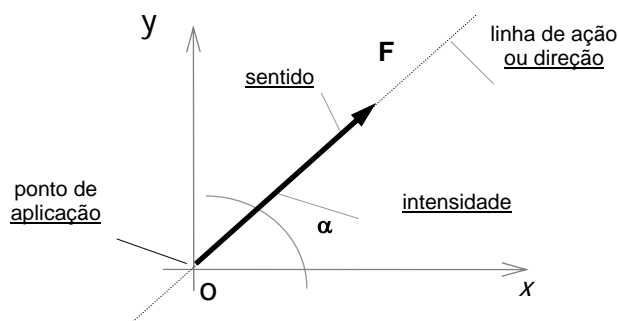
3.1. Forças

O conceito de força é introduzido na mecânica em geral. As forças mais conhecidas são os pesos, que tem sempre sentido vertical para baixo, como por exemplo, o peso próprio de uma viga, ou o peso de uma laje sobre esta mesma viga.

As forças podem ser classificadas em **concentradas** e **distribuídas**. Na realidade todas as forças encontradas são distribuídas, ou seja, forças que atuam ao longo de um trecho, como os exemplos citados anteriormente e ainda em barragens, comportas, tanques, hélices, etc. Quando um carregamento distribuído atua numa região de área desprezível, é chamado de força concentrada. A força concentrada, tratada como um vetor, é uma idealização, que em inúmeros casos nos traz resultados com precisão satisfatória. No estudo de tipos de carregamentos, mais a diante, retornaremos a este assunto.

No sistema internacional (SI) as forças concentradas são expressas em Newton¹ [N]. As forças distribuídas ao longo de um comprimento são expressas com as unidades de força pelo comprimento [N/m], [N/cm], [N/mm], etc.

A força é uma grandeza vetorial que necessita para sua definição, além da intensidade, da direção, do sentido e também da indicação do ponto de aplicação.



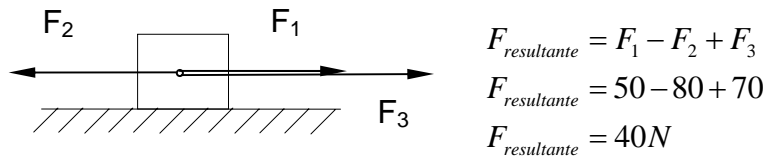
Duas ou mais forças constituem um sistema de forças, sendo que cada uma delas é chamada de componente. Todo sistema de forças pode ser substituído por uma única força chamada **resultante**, que produz o mesmo efeito das componentes.

Quando as forças agem numa mesma linha de ação são chamadas de coincidentes. A resultante destas forças terá a mesma linha de ação das componentes, com intensidade e sentido igual a soma algébrica das componentes.

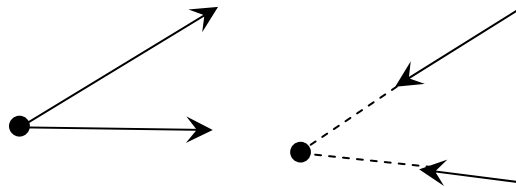
¹ A relação entre Força, Massa e Aceleração é conhecida como a 2ª. Lei do Movimento foi desenvolvida pelo cientista Inglês Isaac Newton nos anos 1665 e 1666 em que esteve afastado da Universidade de Cambridge devido a grande peste Londrina que grassava na cidade. Neste período, Newton, então com 23 anos, não só desenvolveu as Leis do Movimento que hoje servem de alicerce à chamada Física Clássica, como também criou um novo ramo da matemática conhecido como cálculo diferencial e integral e iniciou seu trabalho em óptica. Entretanto, somente 20 anos depois seus trabalhos foram publicados (1687) em sua obra intitulada "Principia", que é considerado o maior livro científico já escrito. .[Brody D. E., 1999].

EXEMPLO 3.1

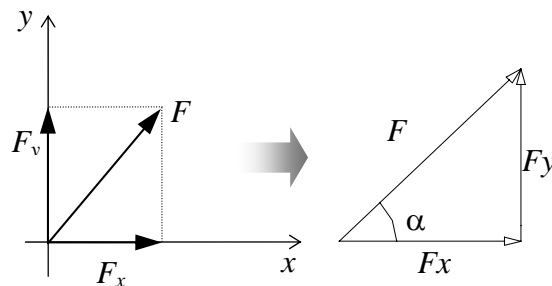
Calcular a resultante das forças $F_1 = 50\text{ N}$, $F_2 = 80\text{ N}$ e $F_3 = 70\text{ N}$ aplicadas no bloco da figura abaixo:



No caso em que as forças têm um mesmo ponto de aplicação, ou se encontram num mesmo ponto depois de prolongadas, recebem o nome de forças concorrentes. A resultante destas forças pode ser determinada gráfica ou analiticamente.



Sendo dada uma força F num plano “xy”, é possível decompô-la em duas outras forças F_x e F_y , como no exemplo abaixo:



Onde:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha$$

$$F_y = F \cdot \sin \alpha$$

Da trigonometria sabemos que:

$$\sin \alpha = \frac{\text{cat.op.}}{\text{hip.}} \quad \text{e} \quad \cos \alpha = \frac{\text{cat.adj.}}{\text{hip.}}$$

então, para o exemplo acima, temos:

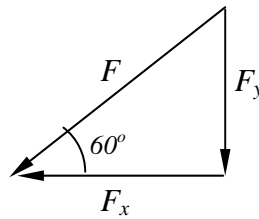
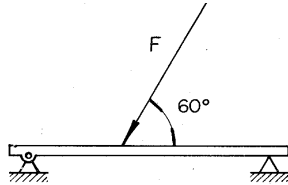
$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{F_y}{F} \quad \text{e} \quad \cos \alpha = \frac{F_x}{F}$$

portanto:

$$F_y = F \cdot \operatorname{sen} \alpha \quad \text{e} \quad F_x = F \cdot \cos \alpha$$

EXEMPLO 3.2

Calcular as componentes horizontal e vertical da força de 200N aplicada na viga conforme figura abaixo.



$$\operatorname{sen} 60^\circ = \frac{F_y}{F}$$

$$\operatorname{sen} 60^\circ = \frac{F_y}{200}$$

$$F_x = 200 \cdot \operatorname{sen} 60^\circ$$

$$F_x = 173,20 \text{ N}$$

$$\cos 60^\circ = \frac{F_x}{F}$$

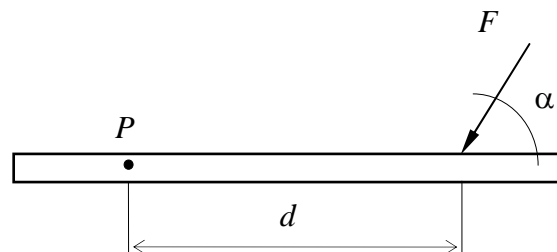
$$\cos 60^\circ = \frac{F_x}{200}$$

$$F_y = 200 \cdot \cos 60^\circ$$

$$F_y = 100 \text{ N}$$

3.2. Momento estático

Seja F uma força constante aplicada em um corpo, d a distância entre o ponto de aplicação desta força e um ponto qualquer P. Por definição, o momento “M” realizado pela força F em relação ao ponto P é dado pelo seguinte produto vetorial:



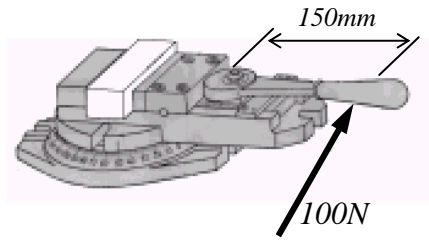
$$M = F \cdot d \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

quando $\alpha = 90^\circ$

$$\boxed{M = F \cdot d}$$

EXEMPLO 3.3

Calcular o momento provocado na alavanca da morsa, durante a fixação da peça conforme indicado na figura abaixo:



$$M = F \cdot d$$

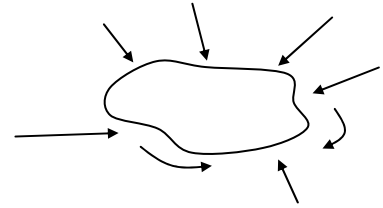
$$M = 100 \cdot 150$$

$$M = 15000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Condições de equilíbrio estático

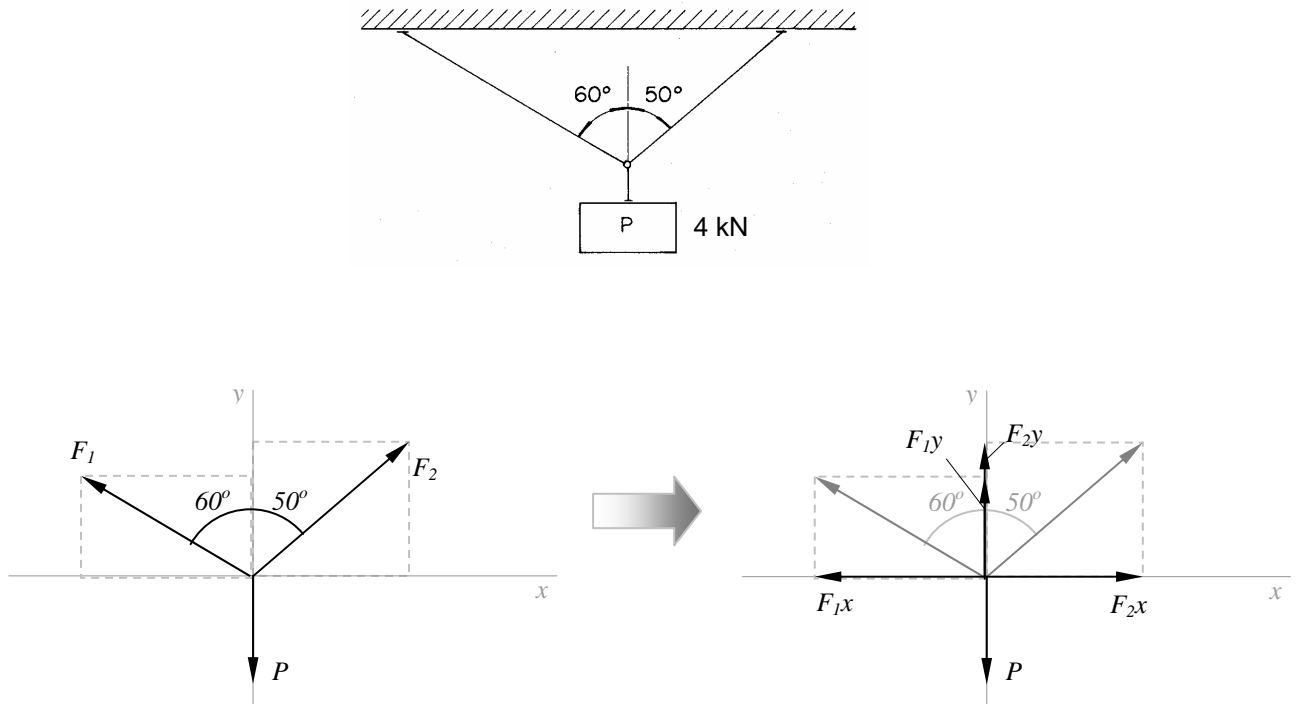
Para que um corpo esteja em equilíbrio é necessário que o somatório das forças atuantes e o somatório dos momentos em relação a um ponto qualquer sejam nulos.

	Convenções
$\Sigma F_x = 0$	$\rightarrow (+)$
$\Sigma F_y = 0$	$\uparrow (+)$
$\Sigma M_z = 0$	$\curvearrowright (+)$



EXEMPLO 3.4

Calcular a carga nos cabos que sustentam o peso de 4 kN, como indicado nas figuras:



$$\sum F_x = 0 (\rightarrow +)$$

$$-F_1 x + F_2 x = 0$$

$$-F_1 \sin 60^\circ + F_2 \sin 50^\circ = 0$$

$$F_2 = F_1 \frac{\sin 60^\circ}{\sin 50^\circ}$$

$$F_2 = F_1 \cdot 1,13$$

$$\sum F_y = 0 (\uparrow +)$$

$$F_1 y + F_2 y - P = 0$$

$$F_1 \cos 60^\circ + F_2 \cos 50^\circ - 4 = 0$$

$$F_1 \cdot 0,50 + F_2 \cdot 0,64 = 4$$

$$F_1 \cdot 0,50 + (F_1 \cdot 1,13) \cdot 0,64 = 4$$

$$F_1 \cdot 0,50 + F_1 \cdot 0,72 = 4$$

$$F_1 = \frac{4}{0,50 + 0,72}$$

$$F_1 = 3,27 \text{ kN}$$

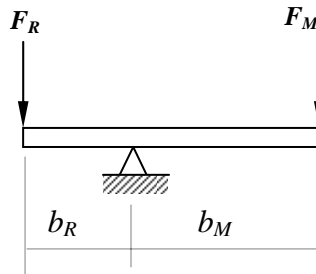
$$F_2 = F_1 \cdot 1,13$$

$$F_2 = 3,27 \cdot 1,13$$

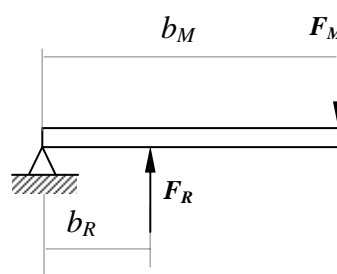
$$F_2 = 3,70 \text{ kN}$$

3.3. Alavancas

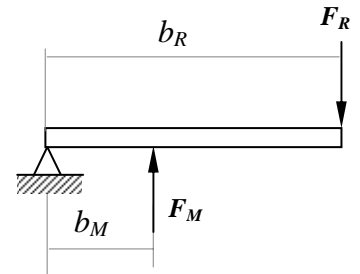
De acordo com a posição do apoio, aplicação da força motriz (F_M) e da força resistente (F_R), as alavancas podem ser classificadas como:



Interfixa;



Inter-resistente



Intermotriz

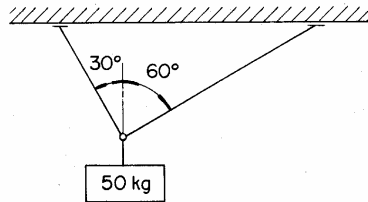
A relação entre estas forças e os braços (motriz e resistente) das alavancas apresentadas, de acordo com a terceira equação de equilíbrio apresentada no item 0, é:

$$F_M \cdot b_M = F_R \cdot b_R$$

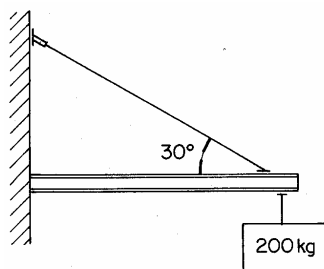
3.4. EXERCÍCIOS

1) Calcular a carga nos cabos que sustentam os indicados nas figuras abaixo:

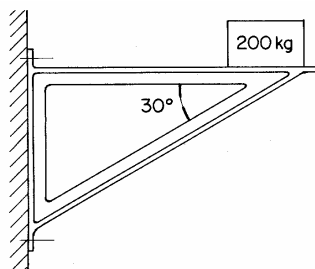
a)



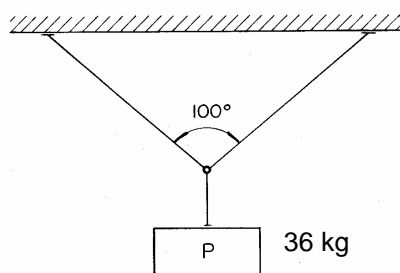
b)



c)

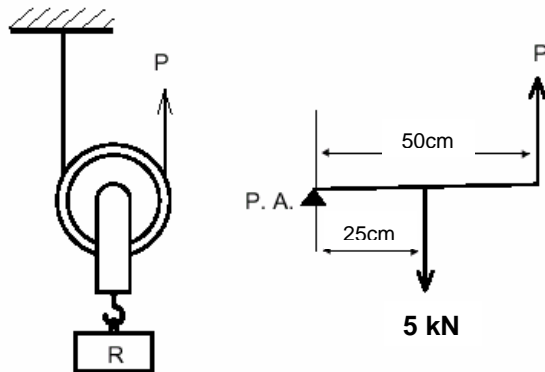


d)

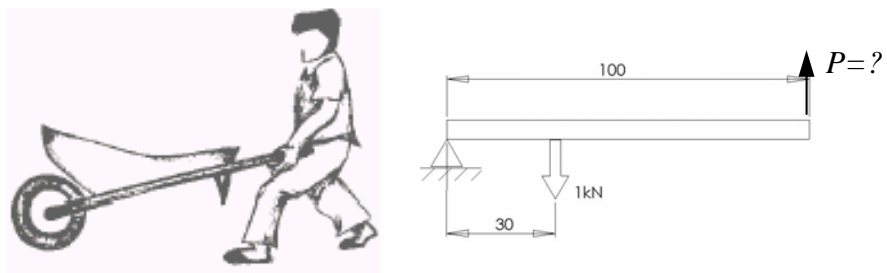


2) Classifique o tipo de alavanca e calcule a força necessária para mantê-las em equilíbrio:

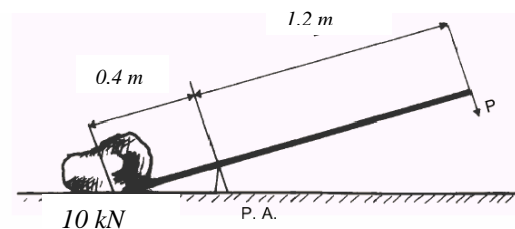
a)



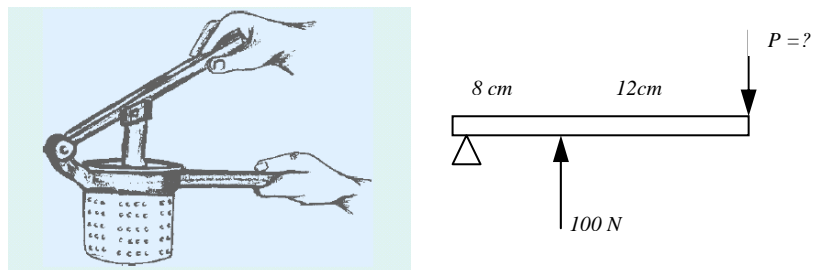
b)



c)



d)



4. Tensão

Tensão é ao resultado da ação de cargas externas sobre uma unidade de área da seção analisada na peça, componente mecânico ou estrutural submetido à solicitações mecânicas. A direção da tensão depende do tipo de solicitação, ou seja da direção das cargas atuantes. As tensões provocadas por tração compressão e flexão ocorrem na direção normal (perpendicular) à área de seção transversal e por isso são chamadas de tensões normais, representadas pela letra grega sigma (σ). As tensões provocadas por torção e cisalhamento atuam na direção tangencial a área de seção transversal, e assim chamadas de tensões tangenciais ou cisalhantes, e representadas pela letra grega tau (τ).

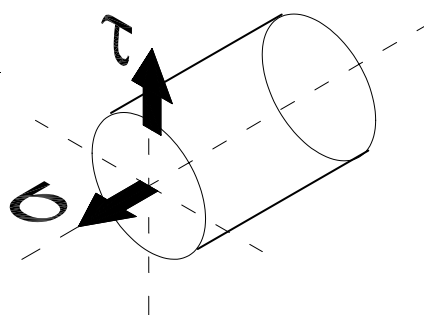


Figura 4.1 Representação das direções de atuação das tensões normais (σ) e tangenciais (τ). Observe que a tensão normal (σ) atua na direção do eixo longitudinal, ou seja, perpendicular à seção transversal, enquanto que a tensão de cisalhamento (τ) é tangencial à seção transversal da peça.

4.1. TENSÃO NORMAL “ σ ”

A carga normal F , que atua na peça, origina nesta, uma tensão normal “ σ ” (sigma), que é determinada através da relação entre a intensidade da carga aplicada “ F ”, e a área de seção transversal da peça “ A ”.



$$\sigma = \frac{F}{A}$$

onde:

σ - [N/mm^2 ; MPa; ...]

F - [N; kN; ...]

A - [m^2 ; mm^2 ; ...]

No Sistema Internacional, a força é expressa em Newtons (N), a área em metros quadrados (m^2). A tensão (σ) será expressa, então, em N/m^2 , unidade que é

denominada Pascal (Pa). Na prática, o Pascal torna-se uma medida muito pequena para tensão, então usa-se múltiplos desta unidade, que são o quilopascal (kPa), megapascal (MPa) e o gigapascal (GPa).

1 Pa	1 N/m ²
1 MPa	1 N/mm ²
1 GPa	1 kN/mm ²
1 GPa	10 ³ MPa

EXEMPLO 4.1

Uma barra de seção circular com 50 mm de diâmetro, é tracionada por uma carga normal de 36 kN. Determine a tensão normal atuante na barra.

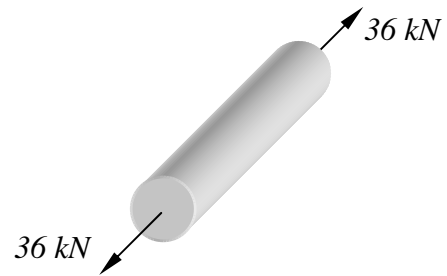
a) Força normal:

$$F = 36 \text{ kN} = 36000 \text{ N}$$

b) Área de seção circular:

c) Tensão normal:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{36000}{1963,5} = 18,33 \text{ MPa}$$



4.2. DIAGRAMA TENSÃO X DEFORMAÇÃO

Na disciplina de Resistência dos Materiais é necessário conhecer o comportamento dos materiais quando submetidos a carregamentos. Para obtermos estas informações, é feito um ensaio mecânico numa amostra do material chamada de corpo de prova. Neste ensaio, são medidas a área de seção transversal “A” do CP e a distância “ L_0 ” entre dois pontos marcados neste.

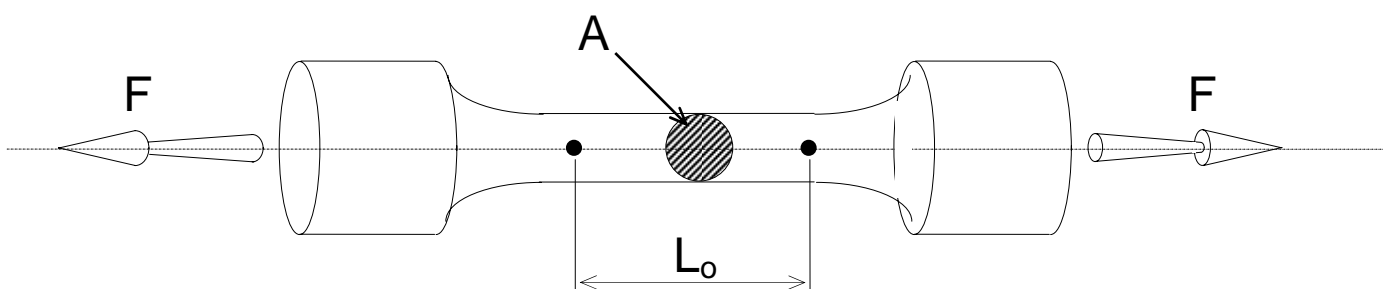


Figura 4.2 Corpo de prova para ensaio mecânico de tração.

No ensaio de tração, o CP é submetido a um carga normal “F”. A medida que este carregamento aumenta, pode ser observado um aumento na distância entre os pontos marcados e uma redução na área de seção transversal, até a ruptura do material. A partir da medição da variação destas grandezas, feita pela máquina de ensaio, é obtido o diagrama de *tensão x deformação*.

O diagrama tensão - deformação varia muito de material para material, e ainda, para uma mesmo material podem ocorrer resultados diferentes devido a variação de temperatura do corpo de prova e da velocidade da carga aplicada. Entre os diagramas $\sigma \times \epsilon$ de vários grupos de materiais é possível, no entanto, distinguir algumas características comuns; elas nos levam a dividir os materiais em duas importantes categorias, que são os materiais **dúteis** e os materiais **frágeis**.

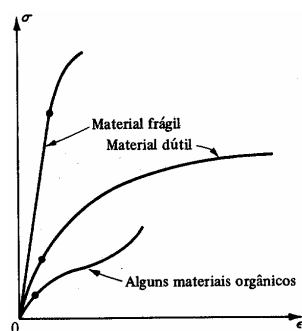


Figura 4.3 Comportamento mecânico de materiais dúteis e frágeis.

Os **materiais dúteis**, como o aço, cobre, alumínio e outros, são caracterizados por apresentarem **escoamento** a temperaturas normais. O corpo de prova é submetido a carregamento crescente, e com isso seu comprimento aumenta, de início lenta e proporcionalmente ao carregamento. Desse modo, a parte inicial do diagrama é uma linha reta com grande coeficiente angular. Entretanto, quando é atingido um valor crítico de tensão σ_E , o corpo de prova sofre uma grande deformação com pouco

aumento da carga aplicada. A deformação longitudinal de uma material é definida como:

$$\varepsilon = \frac{l_f - l_o}{l_o} \times 100 [\%]$$

onde:

ε - deformação [%]

l_o - comprimento inicial do CP [mm, cm, ...]

l_f - comprimento final do CP [mm, cm, ...]

Quando o carregamento atinge um certo valor máximo, o diâmetro do CP começa a diminuir, devido a perda de resistência local. A esse fenômeno é dado o nome de **estricção**.

$$\psi = \frac{A_o - A_f}{A_o} \times 100 [\%]$$

onde:

ψ - estricção [%]

A_o - área de secção transversal inicial [mm², cm², ...]

A_f - área da secção transversal final [mm², cm², ...]

Após ter começado a estricção, um carregamento mais baixo é o suficiente para a deformação do corpo de prova, até a sua ruptura. A tensão σ_E correspondente ao início do escoamento é chamada de **tensão de escoamento** do material; a tensão σ_R correspondente a carga máxima aplicada ao material é conhecida como **tensão limite de resistência** e a tensão σ_r correspondente ao ponto de ruptura é chamada **tensão de ruptura**.

Materiais frágeis, como ferro fundido, vidro e pedra, são caracterizados por uma ruptura que ocorre sem nenhuma mudança sensível no modo de deformação do material. Então para os materiais frágeis não existe diferença entre tensão de resistência e tensão de ruptura. Além disso, a deformação até a ruptura é muito pequena nos materiais frágeis em relação aos materiais dúteis. Não há estricção nos materiais frágeis e a ruptura se dá em uma superfície perpendicular ao carregamento.

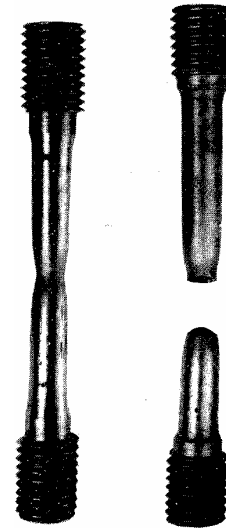
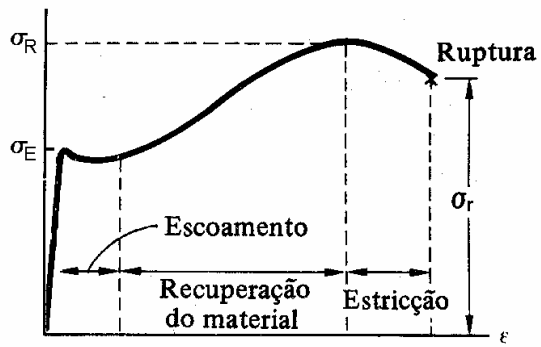


Figura 4.4 a) Diagrama $\sigma \times \epsilon$ de um aço de baixo teor de carbono; b) Estricção e ruptura dútil.

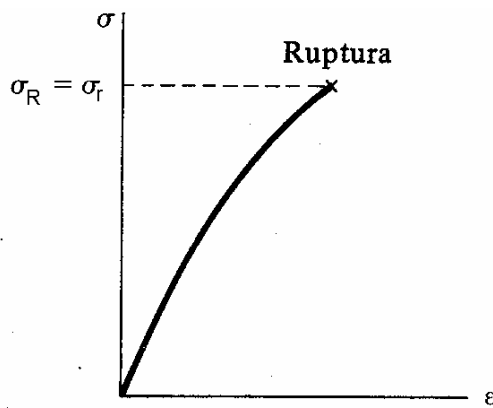


Figura 4.5) Diagrama $\sigma \times \epsilon$ de um material frágil; b) Ruptura frágil.



Observe a
diferença entre as fraturas
dútil e frágil!

4.3. LEI DE HOOKE

No trecho inicial do diagrama da figura 1.5, a tensão σ é diretamente proporcional à deformação ε e podemos escrever:

$$\sigma = E\varepsilon$$

Essa relação é conhecida como Lei de Hooke, e se deve ao matemático inglês Robert Hooke (1635-1703). O coeficiente E é chamado **módulo de elasticidade** ou módulo de Young (cientista inglês, 1773-1829), que é determinado pela força de atração entre átomos dos materiais, isto é, quando maior a atração entre átomos, maior o seu módulo de elasticidade. Exemplos: $E_{\text{aço}} = 210 \text{ GPa}$; $E_{\text{alumínio}} = 70 \text{ GPa}$.

Como sabemos que

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad \text{e} \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

, podemos escrever a seguinte relação para o **alongamento (Δl)**:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{A \cdot E}$$

O alongamento será positivo (+), quando a carga aplicada tracionar a peça, e será negativo (-) quando a carga aplicada comprimir a peça.

EXEMPLO 4.2

Uma barra de alumínio possui uma seção transversal quadrada com 60 mm de lado, o seu comprimento é de 0,8m. A carga axial aplicada na barra é de 30 kN. Determine o seu alongamento. $E_{\text{al}} = 0,7 \times 10^3 \text{ MPa}$.

a) Força normal:

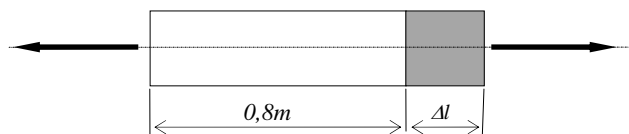
$$F = 30 \text{ kN} = 30000 \text{ N}$$

b) Comprimento inicial da barra:

$$l = 0,8 \text{ m} = 800 \text{ mm}$$

c) Área de seção quadrada:

$$A = a^2 = 60^2 = 3600 \text{ mm}^2$$



⚡ Como neste exemplo o módulo de elasticidade foi dado em **MPa** ($1 \text{ MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$), as unidades de comprimento foram convertidas para milímetros.



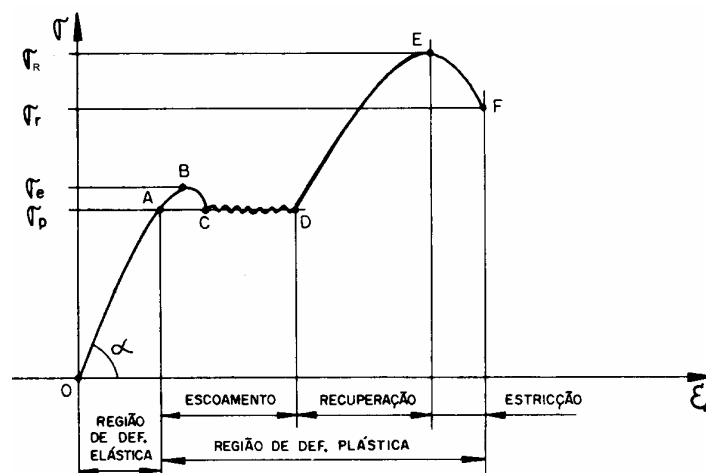
d) Alongamento:

$$\Delta l = \frac{30000.800}{3600.70 \times 10^3}$$

$$\Delta l = 0,0952 \text{ mm}$$

$$\Delta l = 9,52 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

4.4. Pontos importantes do diagrama TENSÃO-DEFORMAÇÃO



(σ_p) - **Tensão de proporcionalidade**: Representa o valor máximo da tensão, abaixo do qual o material obedece a lei de Hooke.

(σ_E) - **Tensão de escoamento**: A partir deste ponto aumentam as deformações sem que se altere, praticamente, o valor da tensão. Quando se atinge o limite de escoamento, diz-se que o material passa a escoar-se.

(σ_R) - **Tensão limite de resistência**: A tensão correspondente a este ponto recebe o nome de limite de resistência ou resistência a tração, pois corresponde a máxima tensão atingida no ensaio de tração.

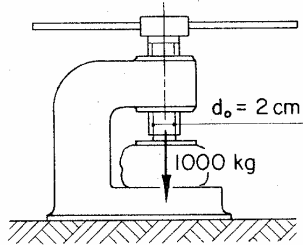
(σ_r) - **Tensão de ruptura**: A tensão correspondente a este ponto recebe o nome de limite de ruptura; é a que corresponde a ruptura do corpo de prova.

(ϵ_e) - **Deformação Elástica**: O trecho da curva tensão - deformação, compreendido entre a origem e o limite de proporcionalidade, recebe o nome de região elástica.

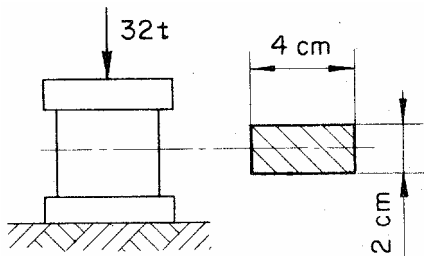
(ϵ_p) - **Deformação Plástica**: O trecho compreendido entre o limite de proporcionalidade e o ponto correspondente a ruptura do material.

4.5. EXERCÍCIOS:

- 1) No dispositivo abaixo, calcular a tensão normal atuante no parafuso.

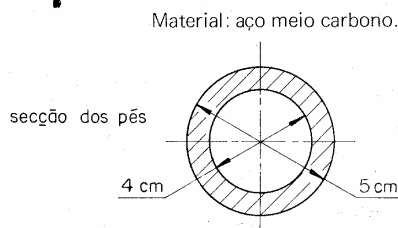
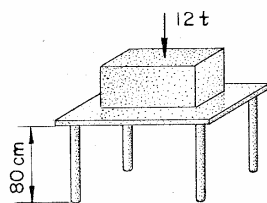


- 2) A peça abaixo foi submetida ao ensaio de compressão e sofreu rupturas com a carga de 32 t. Calcular a tensão de ruptura à compressão do material.

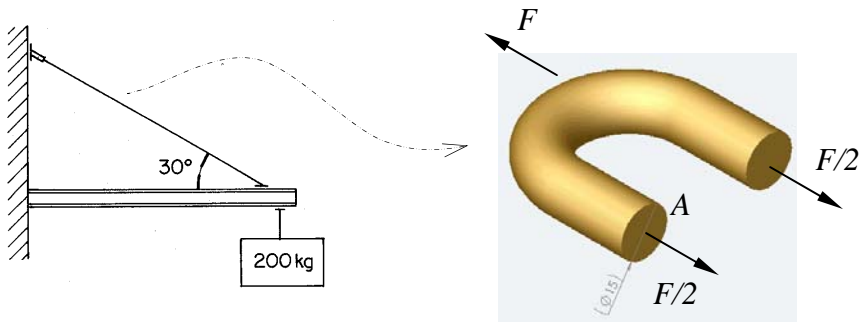


- 3) Calcular o encurtamento dos pés da mesa em figura.

Material: aço ABNT 1020

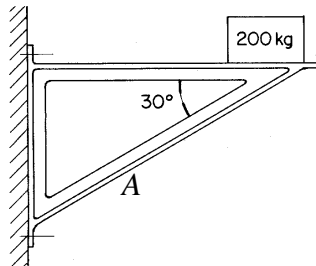


- 4) Determinar a tensão atuante na corrente que sustenta a estrutura indicada:

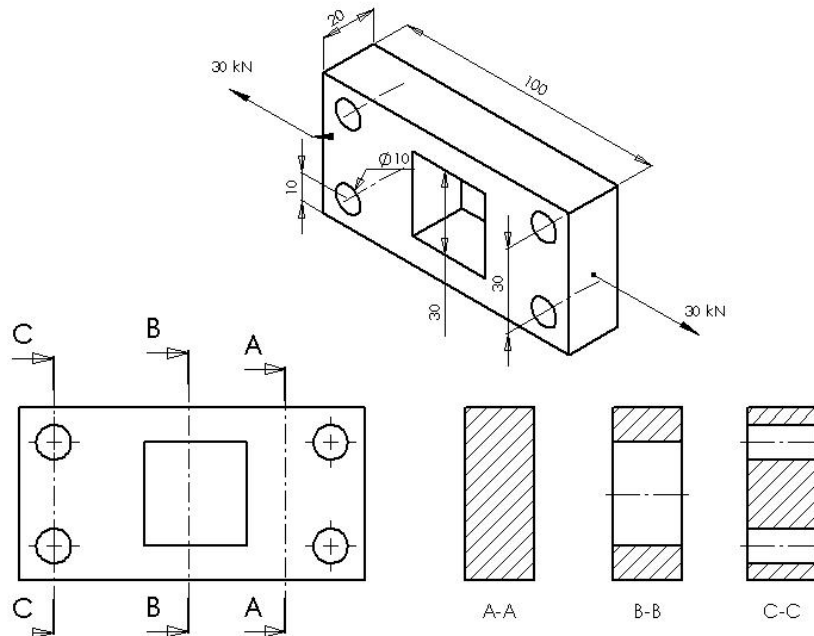


5) Determinar a tensão na barra de sustentação A da estrutura abaixo, considerando que sua seção transversal é:

- a) circular ($d = 20\text{mm}$);
- b) circular vazada ($d = 20\text{mm}$, $e = 4\text{mm}$);
- c) Perfil T ($40 \times 20\text{mm}$, $e = 5\text{mm}$)



6) Determinar a tensão atuante nas seções AA, BB e CC da peça de aço ABNT 1020 representada abaixo.



4.6. Dimensionamento

Nas aplicações práticas, a determinação de tensões é um importante passo para o desenvolvimento de dois estudos relacionados a:

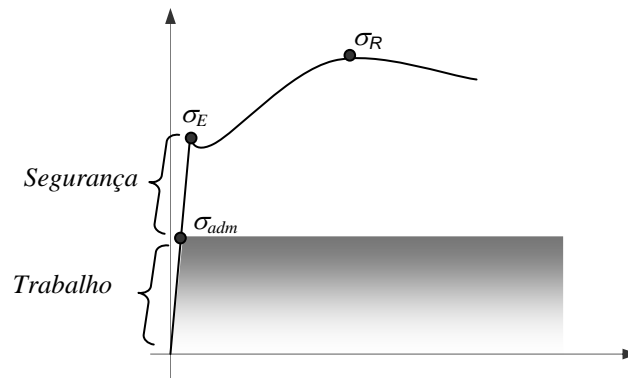
Análise de estruturas e máquinas existentes, com o objetivo de prever o seu comportamento sob condições de cargas especificadas.

Projeto de novas máquinas e estruturas, que deverão cumprir determinadas funções de maneira segura e econômica.

Em ambos os casos, é necessário saber como o material empregado vai atuar sob as condições de carregamento, seja na tração, compressão, flexão, cisalhamento e torção. Para cada material isto pode ser determinado através de uma série de ensaios específicos a cada tipo de solicitação, de onde obtemos dados importantes como as tensões de escoamento e ruptura.

4.7. Tensão Admissível (σ_{adm})

No projeto de um elemento estrutural ou componente de máquina, deve-se considerar que a carga limite do material seja maior que o carregamento que este irá suportar em condições normais de utilização. Este carregamento menor é chamado de admissível, de trabalho ou de projeto. Quando se aplica a carga admissível, apenas uma parte da capacidade do material está sendo solicitada, a outra parte é reservada para garantir ao material, condições de utilização segura.



A tensão admissível é a tensão ideal de trabalho para o material nas circunstâncias apresentadas. Geralmente, esta tensão deverá ser mantida na região de deformação elástica do material.

Porém, ha casos em que a tensão admissível poderá estar na região de deformação plástica do material, visando principalmente a redução do peso de construção como acontece na construção de aviões, foguetes, mísseis, etc.

Para nosso estudo, nos restringiremos somente ao primeiro caso (região elástica) que é o que freqüentemente ocorre na prática.

$$\text{Materiais Frágeis} \rightarrow \sigma_{adm} = \sigma_R / Sg$$

$$\text{Materiais Dúteis} \rightarrow \sigma_{adm} = \sigma_E / Sg$$

A tensão admissível é determinada através da relação σ_E (tensão de escoamento) coeficiente de segurança (Sg) para os materiais dúcteis, σ_R (tensão de ruptura) coeficiente de segurança (Sg) para os materiais frágeis.

4.8. Coeficiente de segurança (Sg)

O coeficiente de segurança é utilizado no dimensionamento dos elementos de construção visando assegurar o equilíbrio entre a qualidade de construção e seu custo. A fixação do coeficiente de segurança é feita nas normas de cálculo e, muitas vezes, pelo próprio projetista, baseado em experiências e de acordo com seu critério. A determinação do coeficiente de segurança adequado para diferentes aplicações requer uma análise cuidadosa, que leve em consideração diversos fatores, tais como:

1. Material a ser aplicado;
2. Tipo de carregamento;
3. Freqüência de carregamento;
4. Ambiente de atuação;
5. Grau de importância do membro projetado.

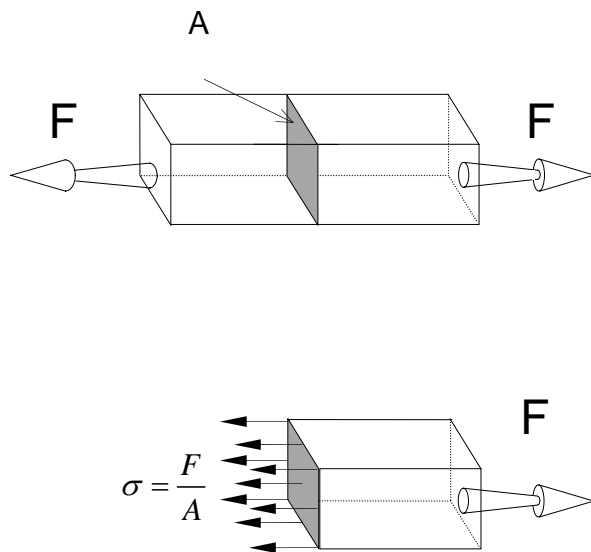
As especificações para coeficientes de segurança de diversos materiais e para tipos diferentes de carregamentos em vários tipos de estruturas são dados pelas Normas Técnicas da Associação Brasileira de Normas Técnicas.

5. Tração e Compressão

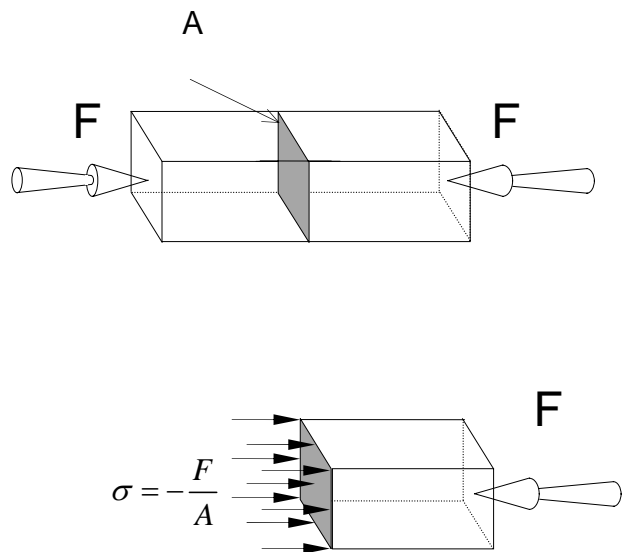
Podemos afirmar que uma peça está submetida a esforços de tração ou compressão, quando uma **carga normal** (tem a direção do eixo da peça) **F**, atuar sobre a **área de secção transversal** da peça.

Quando a carga atuar no sentido dirigido para o exterior da peça, a peça está tracionada. Quando o sentido da carga estiver dirigido para o interior da peça, a barra estará comprimida.

Peça tracionada



Peça comprimida



Como exemplo de peças tracionadas, temos as correias, os parafusos, os cabos de aço, correntes. A compressão, por sua vez, pode ocorrer em ferramentas de estampagem, em pregos (durante o martelamento), trilhos, vigas de concreto, etc.

5.1. Concentração de Tensões de Tração

Todo componente estrutural que apresente descontinuidades como furos ou variação brusca de seção, quando solicitados, desenvolvem tensões maiores na região de descontinuidade do que a tensão média ao longo da peça.

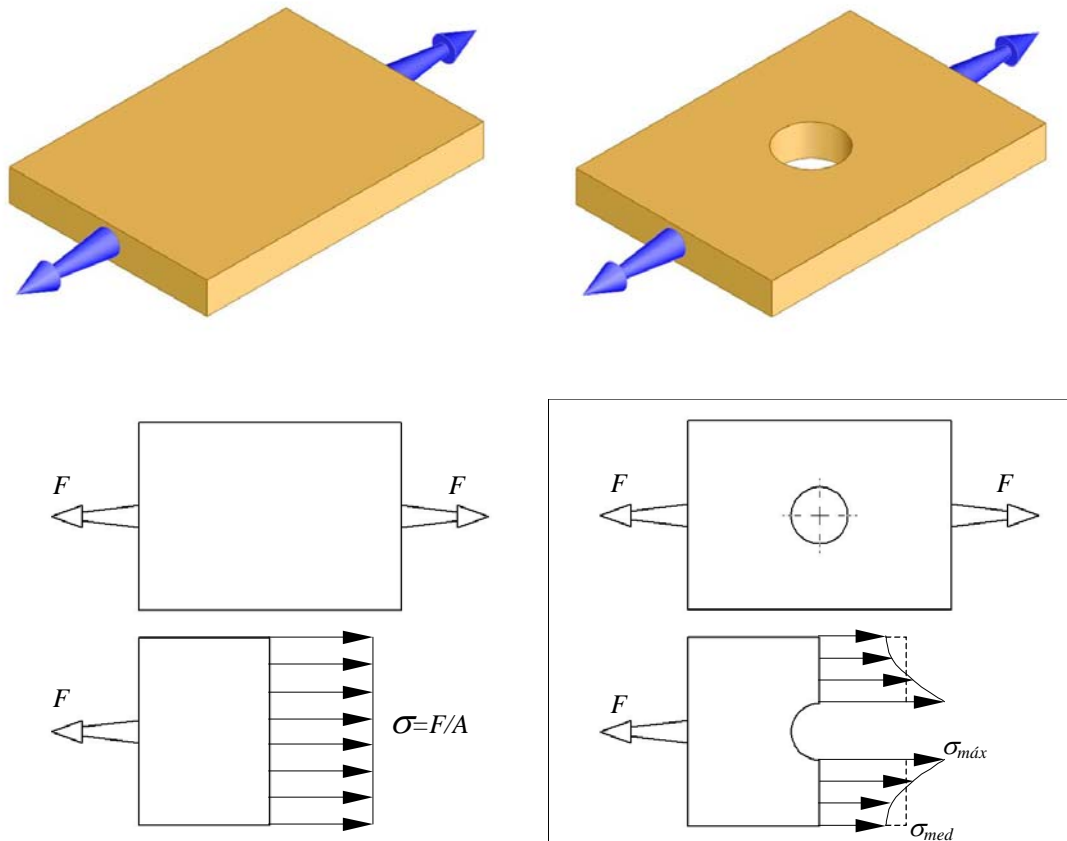


Figura 5.1 a) Distribuição de tensão de tração uniforme numa barra de seção constante; b) Distribuição de tensões de tração próximas a um furo circular.

No dimensionamento de componentes com estas características, a tensão máxima ($\sigma_{\text{máx}}$) deve ser considerada de forma que não ultrapasse o limite de resistência do material (σ_E ou σ_R).

A relação entre a tensão máxima ($\sigma_{\text{máx}}$) e a tensão média (σ_{med}) é definida por:

$$\sigma_{\text{max}} = K_t \cdot \sigma_{\text{med}}$$

Onde K_t é chamado “fator de forma” ou “coeficiente de concentração de tensão”. Para cada caso particular de descontinuidade geométrica, os valores de K_t podem ser obtidos por gráficos, como os apresentados no item 8.3 da página 64.

EXEMPLO 5.1

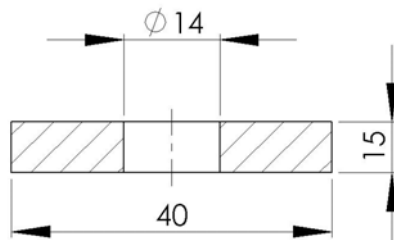
Calcular a tensão máxima produzida no entalhe representado pelo furo de diâmetro $d = 14 \text{ mm}$, sendo a carga de tração $P = 20 \text{ kN}$.

Solução:

1º) Tensão média na seção do furo:

$$\sigma_{med} = \frac{F}{A}$$

Área crítica:

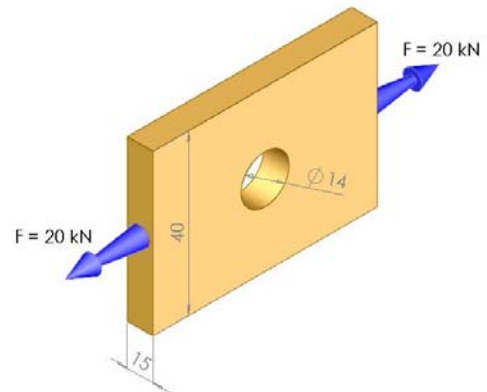


$$A = (40 - 14) \times 15$$

$$A = 390 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{med} = \frac{20000}{390}$$

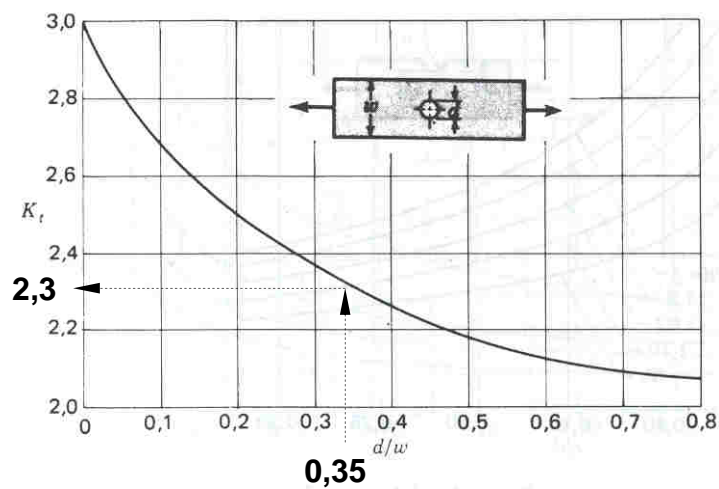
$$\Rightarrow \sigma_{med} = 51,30 \text{ MPa}$$



2º) Coeficiente de concentração de tensão (K_t):

$$\frac{d}{w} = \frac{14}{40} = 0,35$$

de acordo com Figura 9.6: $K_t = 2,3$



3º) Tensão máxima na extremidade do entalhe:

$$\sigma_{max} = K_t \times \sigma_{med}$$

$$\sigma_{max} = 2,3 \times 51,30$$

$$\Rightarrow \sigma_{max} = 118 \text{ MPa}$$

Obs: A presença do furo na chapa provocou uma tensão 2,3 vezes maior que a tensão média.

EXEMPLO 5.2

Selecionar o material indicado para a peça apresentada abaixo, submetida a carga de tração de 120kN. As dimensões indicadas são:

Raio de arredondamento = 5 mm

$e = 15 \text{ mm}$

$b = 50 \text{ mm}$

$B = 60 \text{ mm}$

Solução:

1º) Tensão média:

$$\sigma_{med} = \frac{F}{A}$$

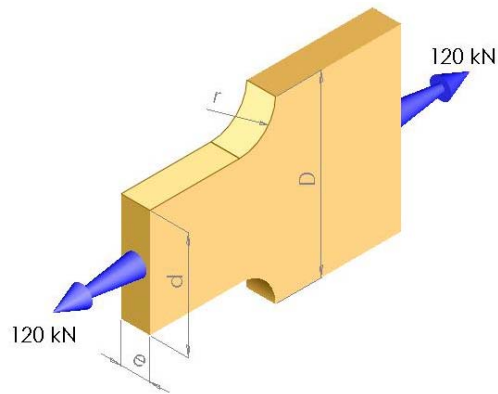
Área crítica:

$$A = b \times e = 50 \times 15$$

$$A = 750 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{med} = \frac{120 \times 10^3}{750}$$

$$\Rightarrow \sigma_{med} = 160 \text{ MPa}$$



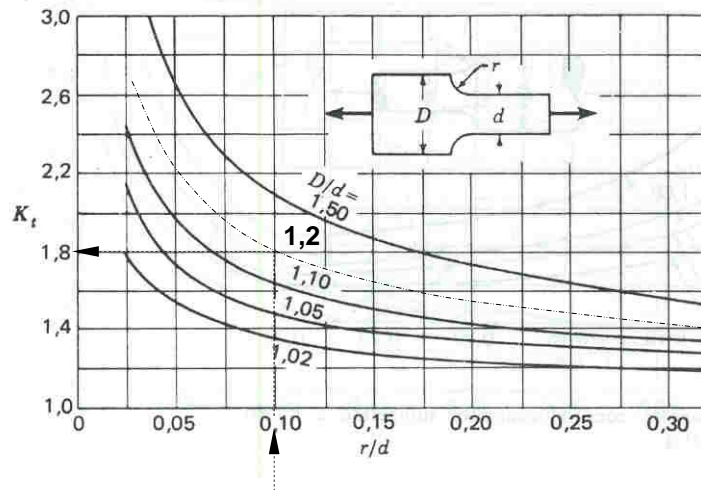
2º) Coeficiente de concentração de tensão (K_t):

$$\frac{r}{d} = \frac{5}{50} = 0,1$$

de acordo com a Figura 9.4:

$$K_t = 1,8$$

$$\frac{D}{d} = \frac{60}{50} = 1,2$$



3º) Tensão máxima na extremidade do entalhe:

$$\sigma_{max} = K_t \times \sigma_{med}$$

$$\sigma_{max} = 1,8 \times 160$$

$$\Rightarrow \sigma_{max} = 288 MPa$$

4º) Coeficiente de Segurança

Para selecionar o material a ser utilizado nesta aplicação, é necessário determinar o fator de segurança conveniente para este caso. Considerando que o componente deste exemplo será submetido a carga estática aplicada gradualmente, segundo o item 4.8 e aplicando a Tabela 9.1, temos que:

$$A = 1,5 \quad B = 1 \quad C = 1 \quad D = 1,5$$

$$Sg = A \cdot B \cdot C \cdot D \quad \rightarrow \quad Sg = 2,25$$

5º) Tensão admissível:

De acordo com o critério de resistência, a tensão admissível deve ser maior que a tensão máxima desenvolvida no componente, portanto:

$$\sigma_{adm} > \sigma_{max}$$

$$\frac{\sigma_{limite}}{Sg} > \sigma_{max}$$

$$\sigma_{limite} > \sigma_{max} \cdot Sg$$

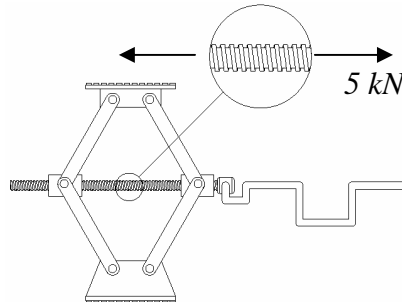
$$\sigma_{limite} = 288 \times 2,25$$

$$\sigma_{limite} = 648 MPa$$

O material deverá ser selecionado considerando este valor de tensão referente a falha, juntamente com as demais restrições do projeto. (Consultar tabelas do item 8).

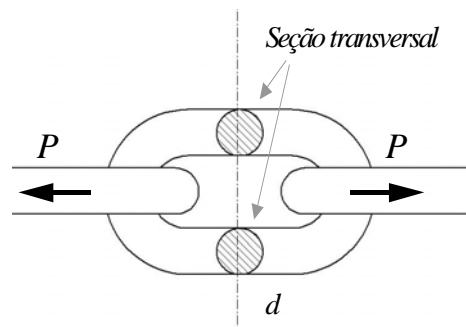
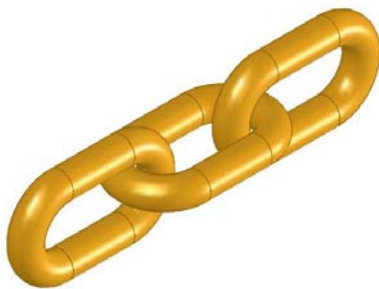
5.2. EXERCÍCIOS

1) Determinar o diâmetro interno do fuso para o caso abaixo, sendo que este deve ser produzido em aço ABNT 1020 usando um fator de segurança igual a 2. (Considere 45° entre as articulações e o fuso).



2) Para o elo da corrente representado abaixo, calcule o diâmetro d , considerando os seguintes dados:

- Material: Aço ABNT 1010 (Laminado);
- Carga de tração: $P = 20\text{kN}$
- Fator de segurança: $S_g = 2$



3) Calcular o diâmetro d_o do parafuso no dispositivo abaixo:

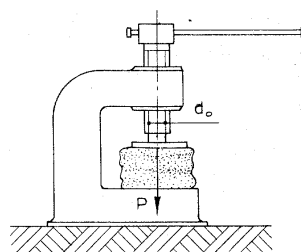
Dados:

$P = 20\text{ kN}$

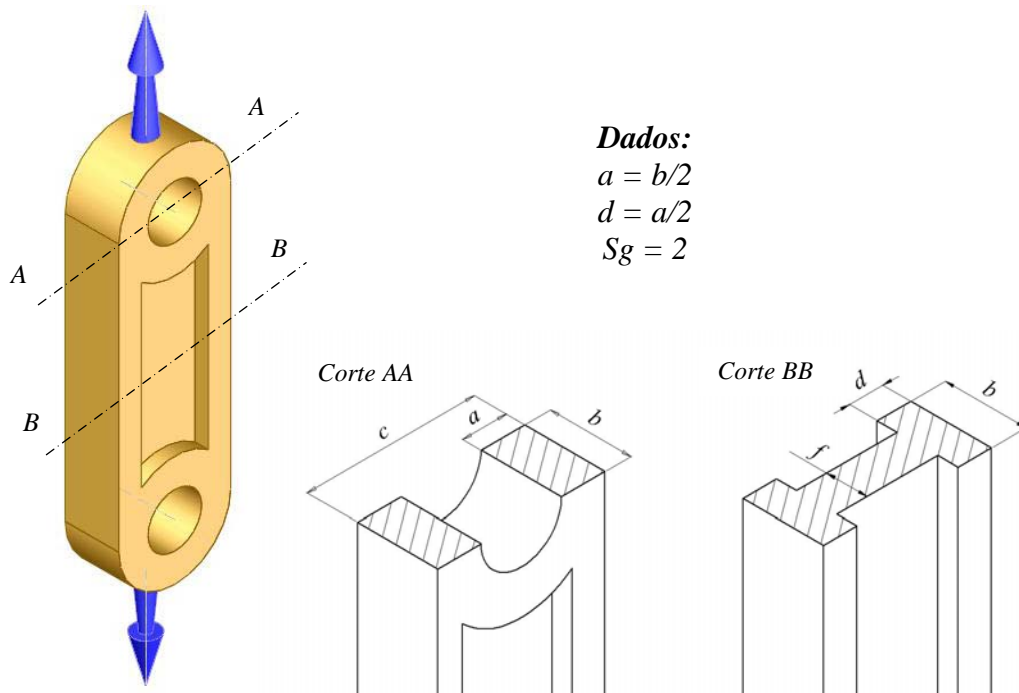
Material do parafuso:

aço ABNT 1020

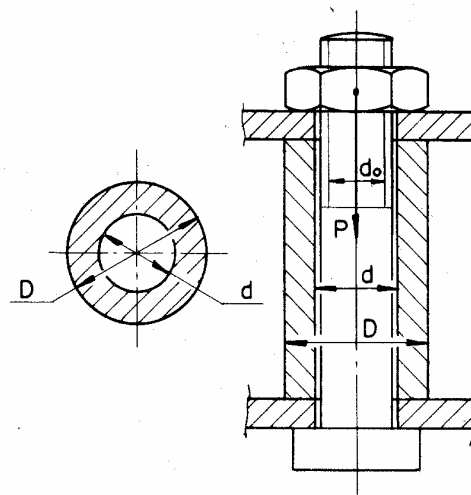
Fator de segurança = 2



4) Calcular as dimensões das seções AA e BB da haste de ferro fundido cinzento apresentada na figura abaixo, na qual será aplicado uma carga de tração equivalente a 50 kN. (diâmetro do furo = 20 mm)

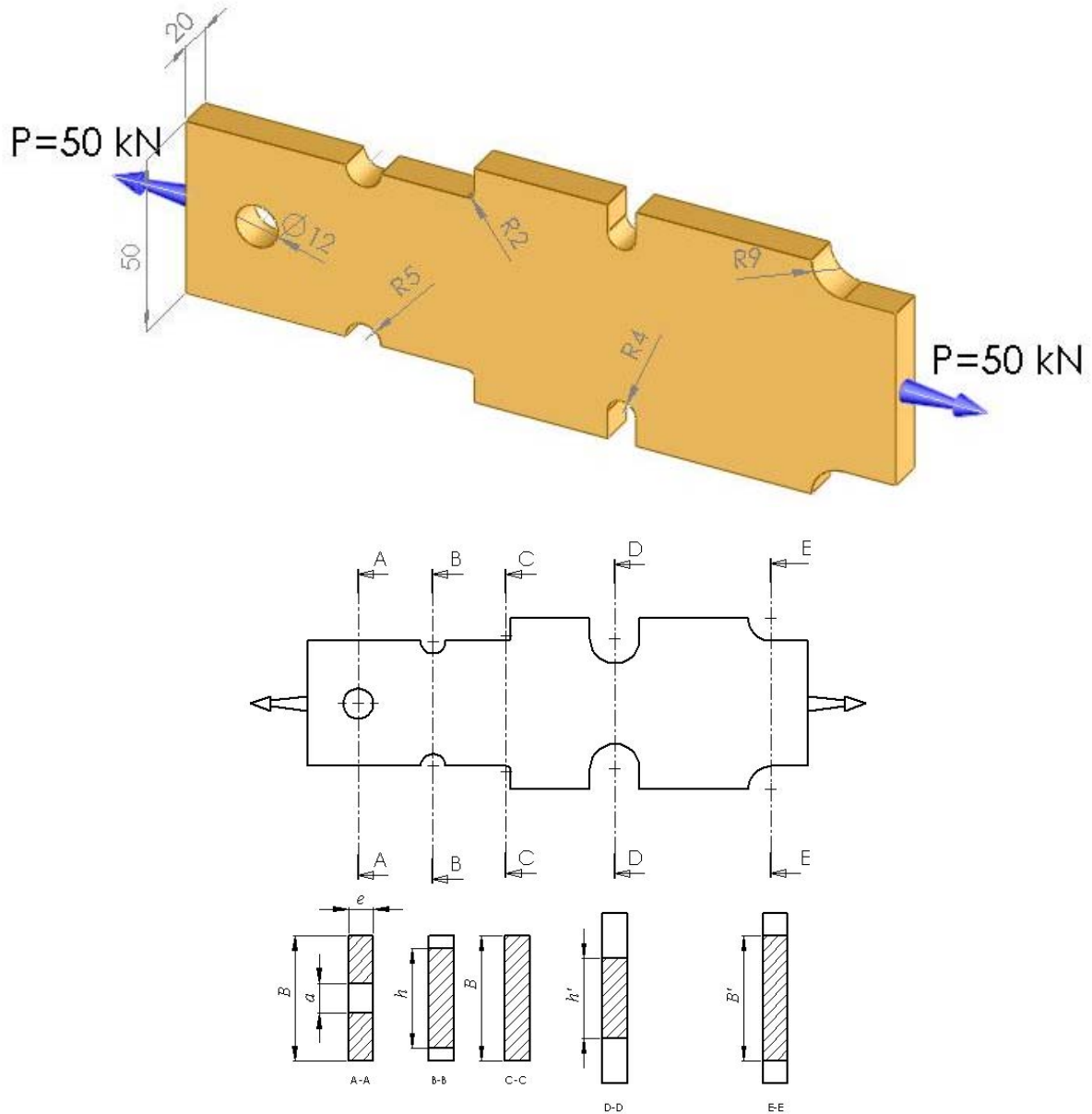


5) No dispositivo apresentado na figura abaixo, a porca exerce uma carga de aperto equivalente a 20 kN provoca tração no parafuso de aço ABNT 1030 e compressão na bucha de aço ABNT 1010. Usando um fator de segurança igual a 3, determine os diâmetros do, d e D . (consultar tabela de rosca métrica – PROTEC Projetista – página 4-10).



6) Calcular as tensões máximas, nos entalhes indicados nos cortes AA, BB, CC, DD e EE, conforme figura abaixo, e responder:

- Se o componente apresentado for submetido a carregamentos dinâmicos sob carga constante, qual o material indicado para a sua fabricação?



Dimensões:

$B = 50 \text{ mm}$; $a = 12 \text{ mm}$; $e = 20 \text{ mm}$; $h = 40 \text{ mm}$;

$h' = 52 \text{ mm}$; $B' = 68 \text{ mm}$

6. Flexão

6.1. Introdução

Definimos como **flexão** a solicitação que provoca, ou tende a provocar, curvatura nas peças. O esforço solicitante responsável por este comportamento é chamado de **momento fletor**, podendo ou não ser acompanhado de esforço cortante e força normal.

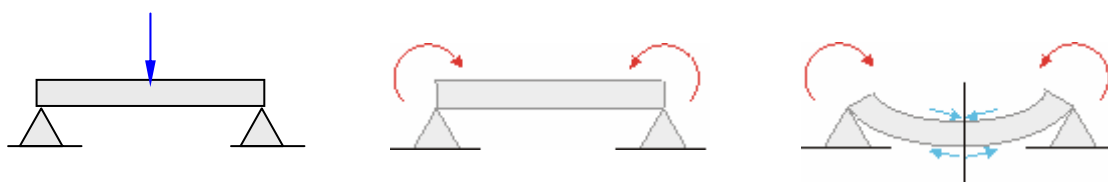


Figura 6.1 Representação de uma **viga** biapoiada submetida à flexão. A ação da carga externa (a) sobre a viga, produz o momento fletor (b) curvatura observada em (c). As fibras superiores tendem a se aproximar (compressão) e as fibras inferiores tendem a se afastar (tração).

A flexão é provavelmente o tipo mais comum de solicitação produzida em componentes de máquinas, os quais atuam como vigas quando, em funcionamento, transmitem ou recebem esforços.

6.2. Vigas

Estrutura linear que trabalha em posição horizontal ou inclinada, assentada em um ou mais apoios e que tem a função de suportar os carregamentos normais à sua direção (se a direção da viga é horizontal, os carregamentos são verticais).

Muitos problemas envolvendo componentes sujeitos à flexão podem ser resolvidos aproximando-os de um modelo de viga, como mostra o exemplo abaixo:

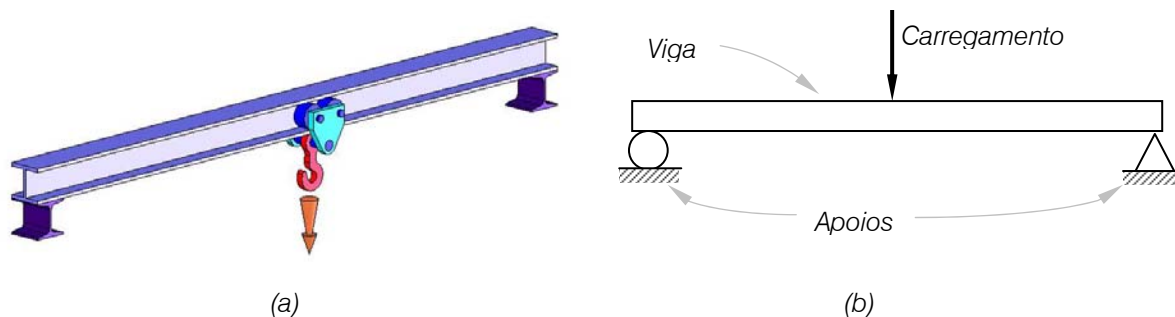


Figura 6.2 (a) Talha transportadora; (b) o problema representado por um modelo de viga.

A figura acima mostra que um modelo de viga apresenta elementos que a definem, tais como os apoios e carregamento suportado. Estes elementos podem variar a cada modelo, e por isso são classificados quanto:

POSIÇÃO

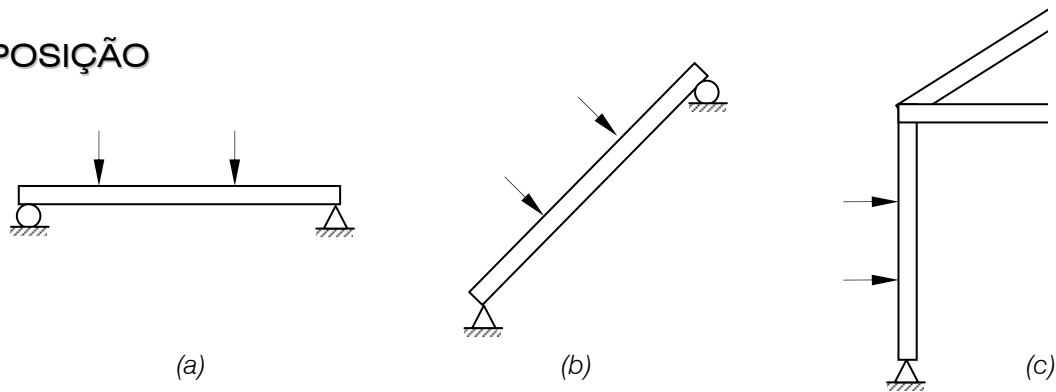


Figura 6.3 Vigas na posição (a) horizontal, (b) inclinada e (c) vertical.

FORMATO

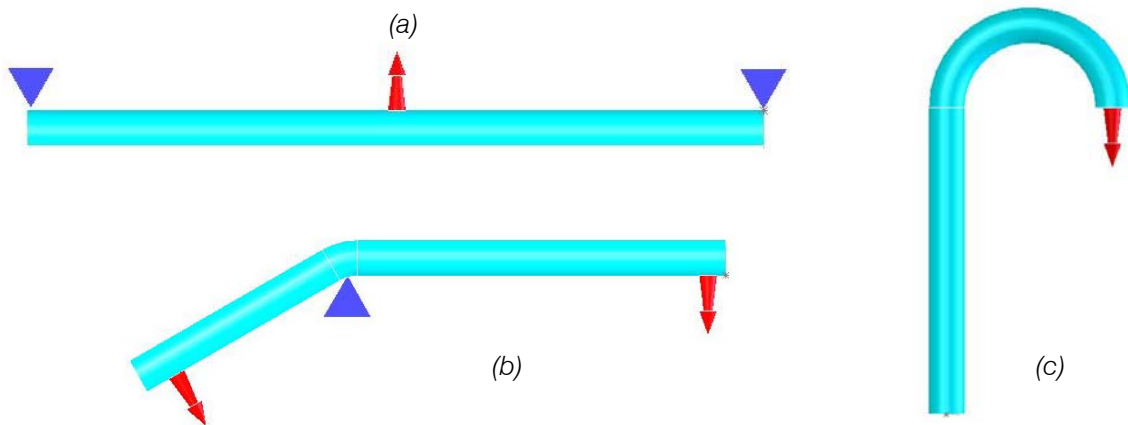
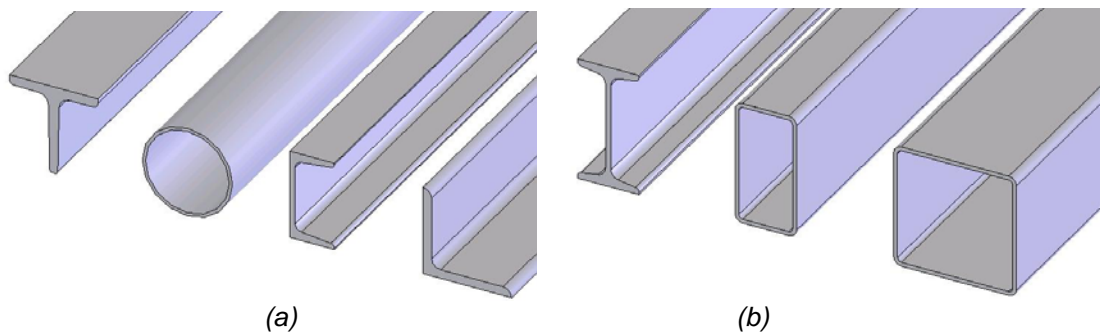


Figura 6.4 vigas (a) reta, (b) angular e (c) curva.

SEÇÃO TRANSVERSAL



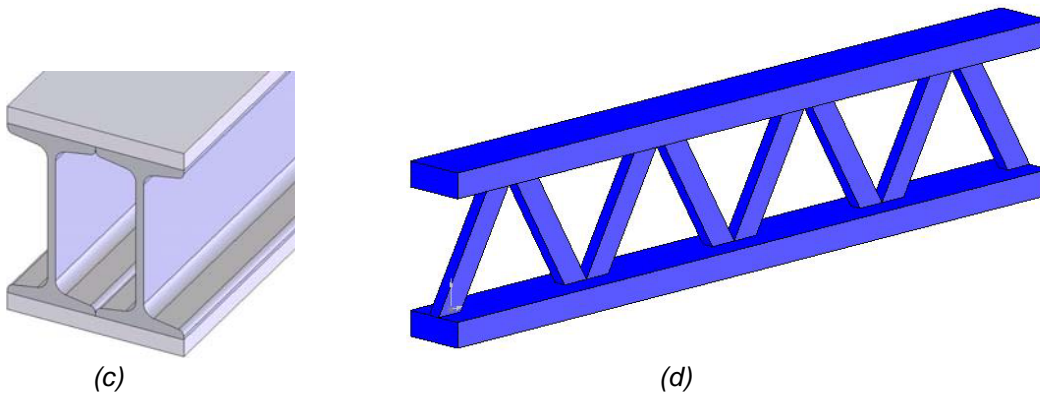


Figura 6.5 Perfis estruturais: (a) perfil T, tubular, perfil C ou U e perfil L ou cantoneira; (b) Perfil I ou duplo T, retangular e quadrado vazado. Em (c) perfil composto e em (d) treliça.

APOIOS

Apoios ou vínculos, são componentes ou partes de uma mesma peça que impedem o movimento em uma ou mais direções. Considerando o movimento no plano, podemos estabelecer três possibilidades de movimento:

- Translação horizontal (\longleftrightarrow);
- Translação vertical (\updownarrow);
- Rotação ($\cdot \curvearrowright$)

As cargas externas aplicadas sobre as vigas exercem esforços sobre os apoios, que por sua vez produzem reações para que seja estabelecido o equilíbrio do sistema. Portanto, estas reações devem ser iguais e de sentido oposto às cargas aplicadas

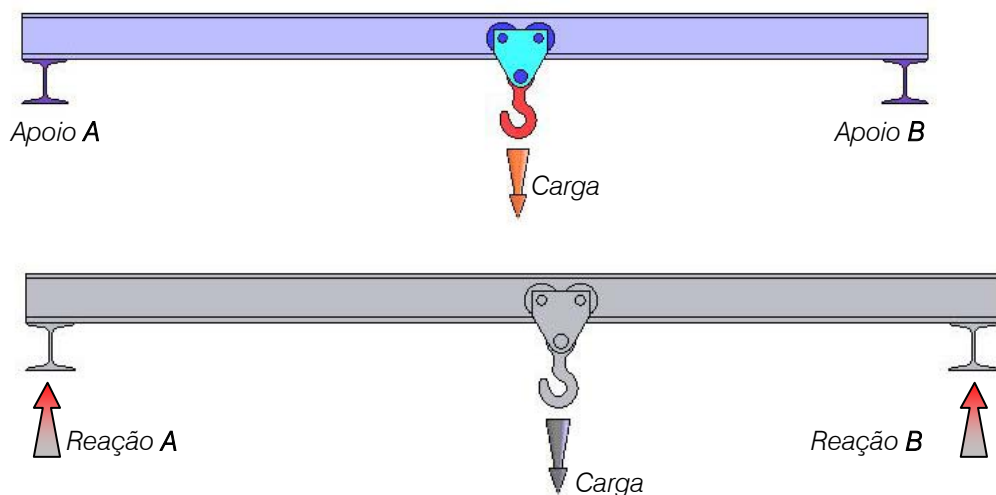
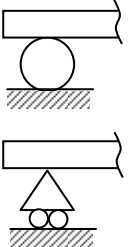
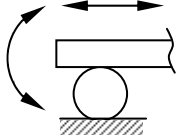
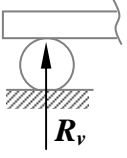
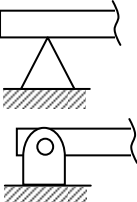
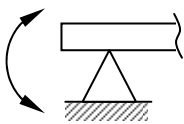
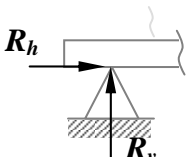
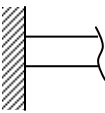
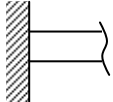
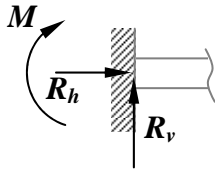


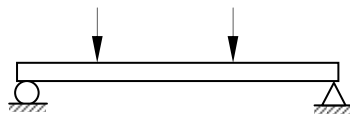
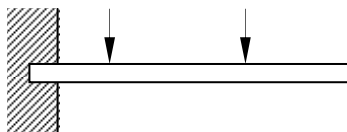
Figura 6.6 Reações nos apoios A e B da viga. De acordo com as condições de equilíbrio apresentadas na página 10, temos que, para este exemplo: $Carga = Reação A + Reação B$.

Classificação

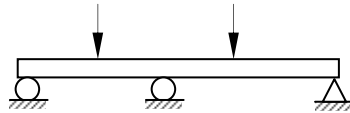
Os apoios são classificados de acordo com o grau de liberdade, ou seja, os movimentos que permitem. Desta forma temos:

Apoio	Simbologia	Graus de liberdade	REAÇÕES
MÓVEL			
FIXO			
ENGASTE			

De acordo com o tipo e número de apoios, as vigas podem ser classificadas em:

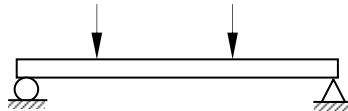
a. Apoiadas**b. Engastadas**

c. Em balanço

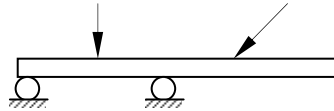


As vigas ainda podem ser classificadas como:

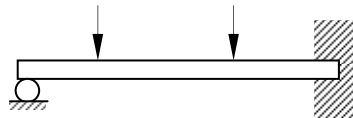
a. Isoestáticas



b. Hipoestáticas



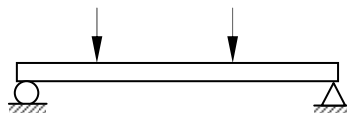
c. Hiperestáticas



6.3. Cargas

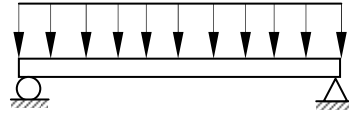
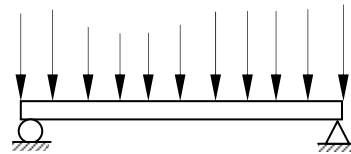
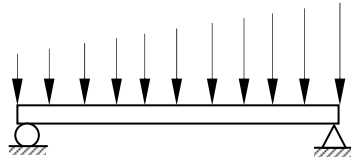
a. Carga Concentrada

Classificamos como carga concentrada, quando a superfície ocupada pela carga quando a superfície ocupada pela carga é relativamente pequena em relação à viga. Exemplos: pés das bases de máquinas; rodas de veículos, etc.

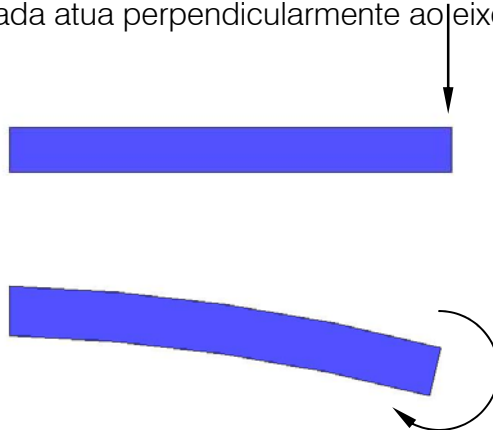


b. Carga Distribuída Uniforme

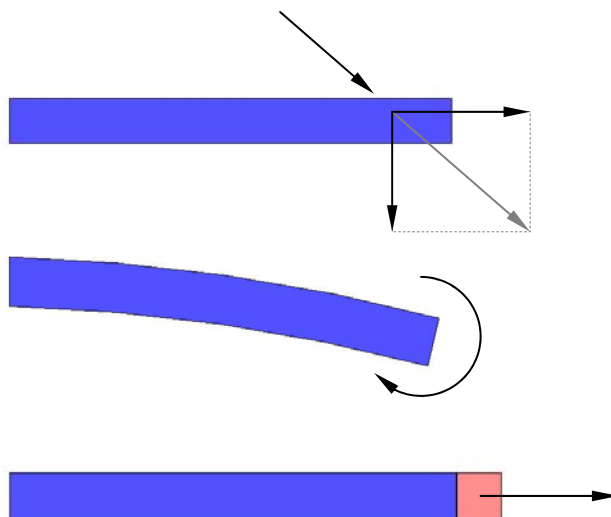
Quando o carregamento é igualmente distribuído em um determinado comprimento ou por toda a viga,

**c. Carga Distribuída Variável****6.4. Casos de Flexão****FLEXÃO SIMPLES**

Uma viga engastada numa extremidade, com uma carga concentrada P , aplicada na extremidade livre, está submetida à flexão simples ou flexão simples plana, quando a carga aplicada atua perpendicularmente ao eixo da viga.

**FLEXÃO COMPOSTA**

Quando o carregamento atua num plano não perpendicular ao eixo da viga. Neste caso a carga poderá ser decomposta em duas componentes, como apresentado na figura abaixo:



Neste exemplo, a carga P é decomposta em P_v , perpendicular ao eixo da viga, produzindo flexão simples em P_h , colinear ao eixo, produzindo tração. Este é um caso de sollicitação composta de flexão + tração.

6.5. Momento Fletor

No dimensionamento de peças submetidas à flexão, admitem-se somente deformações elásticas. A tensão de trabalho é fixada pelo fator de segurança, através da tensão admissível.

A fórmula da flexão é aplicada nas secções críticas, ou seja, nas secções onde o **momento fletor é máximo** $M_{\text{máx}}$. O momento fletor máximo de uma viga, pode ser determinado através dos diagramas obtidos pelo método das secções, ou através de tabelas que apresentam expressões para estas grandezas.

Nos anexos desta apostila estão algumas tabelas que permitem determinar o momento fletor máximo e outras grandezas relativas ao estudo de vigas.

6.6. Hipóteses

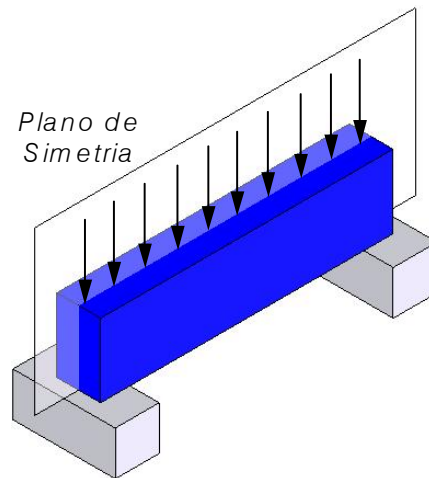
Os modelos de flexão utilizados em nosso estudo de resistência dos materiais baseiam-se nas seguintes hipóteses:

SOBRE O CORPO SÓLIDO

- i. O material é considerado homogêneo e isotrópico;
- ii. A viga admite um plano de simetria;
- iii. O corpo é formado por um conjunto de fibras unidas entre si e paralelas ao plano longitudinal.

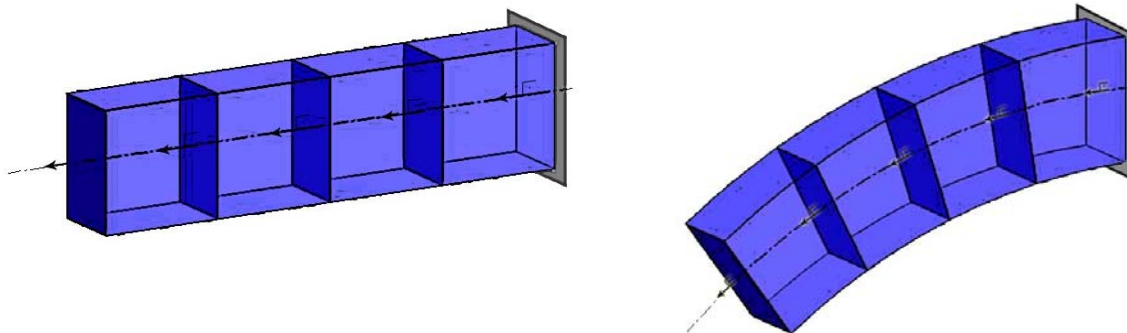
SOBRE AS FORÇAS

- iv. As forças atuam no plano de simetria;
- v. As forças atuantes são perpendiculares ao eixo, portanto trata-se de um problema de flexão simples;



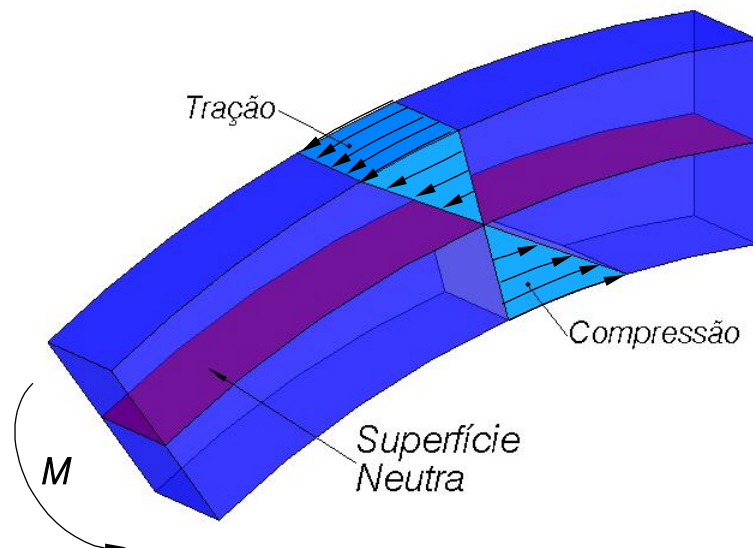
SOBRE DEFORMAÇÕES

- vi. **Hipótese de Bernoulli:** Os sólidos sob flexão são elásticos longitudinalmente e rígidos transversalmente.



- vii. **Hipótese de Navier:**

Sob ação de cargas de flexão, algumas fibras longitudinais que compõem o corpo sólido são submetidas à tração e outras à compressão, existindo uma superfície intermediária onde a deformação (ϵ_x) e a tensão (σ_x) para as fibras nela contidas tornam-se nulas, isto é, não se encurtam e nem se alongam. Esta superfície é chamada de superfície neutra. A superfície neutra intercepta uma dada seção transversal da barra segundo uma reta chamada linha neutra.



- Os esforços de tração e compressão aumentam à medida que se afastam da superfície neutra, atingindo sua intensidade máxima nas fibras mais distantes a ela.
- O material obedece a Lei de Hooke, ou seja, as tensões e deformações produzidas no sólido estão abaixo do limite de proporcionalidade do material (regime elástico).

Conclusões:

1. Supondo uma viga submetida a esforços de flexão, constituída por uma série de fibras planas longitudinais, as fibras próximas à superfície convexa estão sob tração e portanto sofrem um aumento em seu comprimento. Da mesma forma, as fibras próximas à superfície côncava estão sob compressão e sofrem uma diminuição no seu comprimento. Como na superfície neutra o esforço é nulo, a deformação resultante também será nula, sendo assim um plano de transição entre as deformações de tração e compressão.
2. De acordo com a Lei de Hooke, a tensão varia linearmente com a deformação. Desta forma temos que a tensão de flexão varia linearmente numa dada seção transversal de uma viga, passando por zero (tensão nula) na linha neutra.

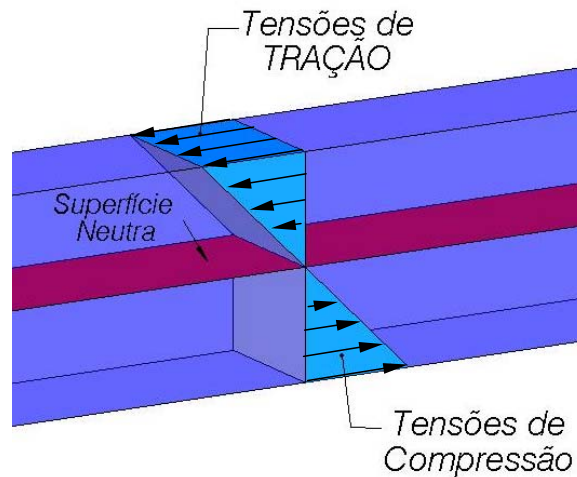


Figura 6.7 Superfície e Linha Neutra apresentadas num trecho de uma viga fletida.

3. Em uma viga com seção transversal constante, a linha neutra (interseção entre a superfície neutra e a seção transversal) passa pelo centro de gravidade desta seção.

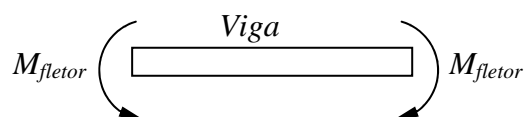
6.7. Tensão de Flexão

A equação abaixo é conhecida como fórmula da flexão em regime elástico, e a tensão normal σ_F , provocada quando a barra se flexiona, é chamada de **tensão de flexão**.

$$\sigma_F = \frac{M \cdot y}{I}$$

,onde **I** é o **momento de inércia** da seção transversal em relação à linha neutra. O momento de inércia é uma característica geométrica que fornece uma noção da resistência da peça. Quanto maior for o momento de inércia da seção transversal de uma peça, maior será sua resistência.

Esta equação representa a distribuição linear de tensões apresentadas na figura? . A tensão de flexão assume seu valor máximo na superfície mais distante da linha neutra, ou seja, no maior valor de **y** . Em vigas com seção simétrica (em relação a linha neutra), as tensões de tração e compressão produzidas durante a flexão terão o mesmo valor. Nas vigas com seções assimétricas, a tensão máxima ocorrerá na superfície mais distante da linha neutra.



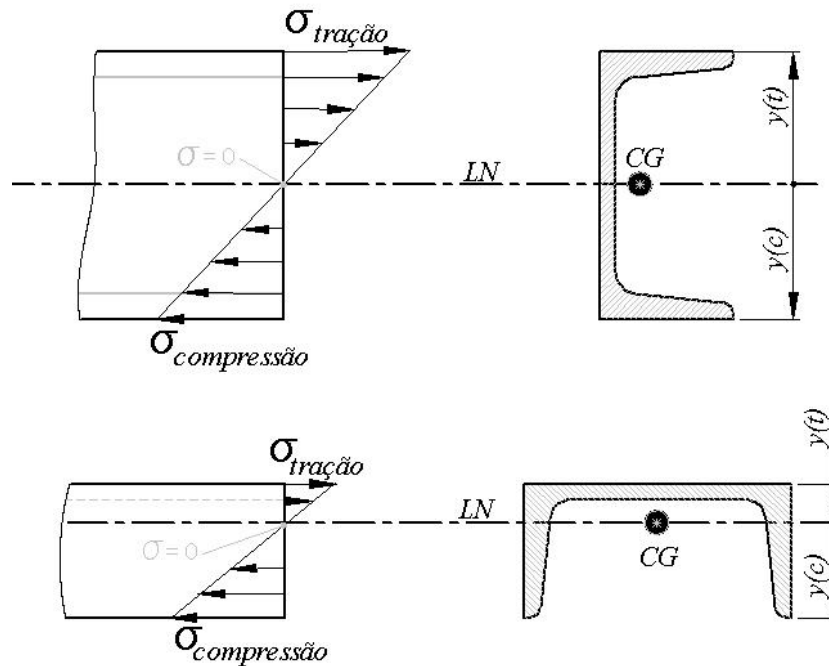


Figura 6.8 Diferentes distribuições de tensão para um mesmo perfil tipo “U” utilizado no modelo de viga, conforme sua posição em relação ao momento fletor aplicado.

A distribuição de tensões para o caso de perfis com seção assimétrica a linha neutra, como apresentado Figura 6.8, deve ser observada durante o dimensionamento de componentes fabricados em materiais que apresentam valores diferentes para os limites de resistência, como o ferro fundido por exemplo.

6.8. Dimensionamento

Para a equação de distribuição de tensões apresentada no item anterior, podemos observar que as dimensões da viga estão associadas ao momento de inércia (I) e a distância da linha neutra à fibra mais distante (y). A relação entre estas grandezas pode ser expressa pelo módulo de flexão:

$$W = \frac{I}{y}$$

O módulo de flexão W só depende da geometria da seção transversal da viga (consulte a tabela em anexo). Substituindo esta relação na equação do item 6.7, temos:

$$\sigma_F = \frac{M_{max}}{W}$$

, onde $M_{m\acute{a}x}$ é o momento fletor máximo.

Para que uma viga trabalhe em segurança, é necessário que a tensão admissível estipulada para o projeto seja igual ou maior que a tensão máxima de flexão:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{Fmax}$$

, então:

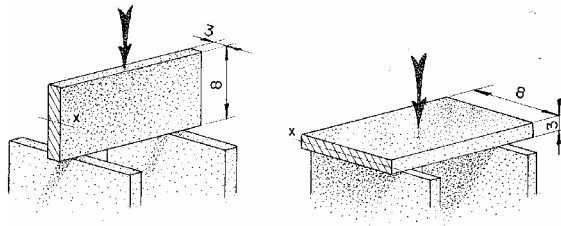
$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$$

Em nosso estudo, o problema de dimensionamento estará associado à determinação de W. Com esta grandeza, podemos decidir quanto ao perfil a ser utilizado, de acordo com as restrições de projeto, com o auxílio de tabelas tais como a apresentada no EXEMPLO 6.2.

Essa relação mostra que a tensão máxima é inversamente proporcional ao módulo resistente W, de modo que uma viga deve ser projetada com maior valor de W possível, nas condições de cada problema.

EXEMPLO 6.1

Determinar o módulo de flexão para uma barra de seção retangular de 3x8 cm, para (a) b=3cm e (b) b=8cm



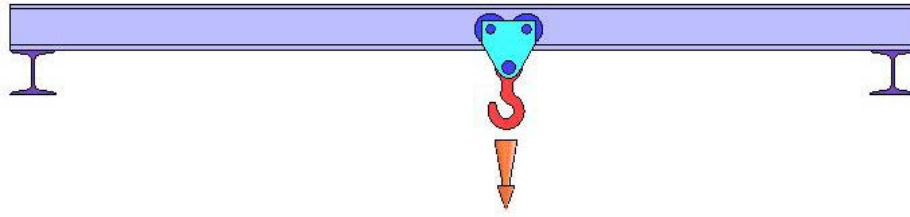
Solução:

$$W_f = \frac{3 \times 8^2}{6} = 32 \text{ mm}^2 \quad W_f = \frac{8 \times 3^2}{6} = 12 \text{ mm}^2$$

No exemplo acima vemos que, tendo duas vigas com a mesma área de seção transversal, a viga com maior altura terá um módulo resistente maior, sendo então mais apropriada para resistir tensões de flexão.

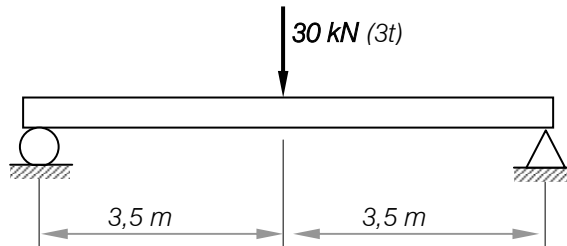
EXEMPLO 6.2

Selecione um perfil estrutural tipo I (Aço ABNT 1020) para ser utilizado na ponte rolante ilustrada abaixo, com comprimento equivalente a 7 metros e que deverá suportar uma carga máxima equivalente a 3 toneladas. Para o dimensionamento desta viga, utilize $S_g = 3$.



Solução:

Para esta viga, a condição crítica de trabalho ocorrerá quando o trole estiver localizado na metade do seu comprimento. Desta forma teremos o seguinte modelo:



Para este modelo podemos determinar o **momento fletor máximo** com auxílio da tabela.

$$M_{max} = \frac{P.l}{4}$$

, onde:

- $P = 30 \text{ kN} = 30000 \text{ N}$
- $l = 7 \text{ m} = 7000 \text{ mm}$

então:

$$M_{max} = \frac{30.10^3 \times 7.10^3}{4}$$

$$M_{max} = 52500000 \text{ Nmm}$$

A **tensão admissível** para este projeto:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{Sg} = \frac{210}{3} = 70 \text{ MPa}$$

O dimensionamento da viga poderá , então, ser feito através da determinação do **módulo de flexão**:

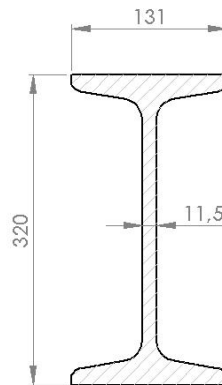
$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$70 = \frac{52500000}{W}$$

$$W = 750000 \text{ mm}^3$$

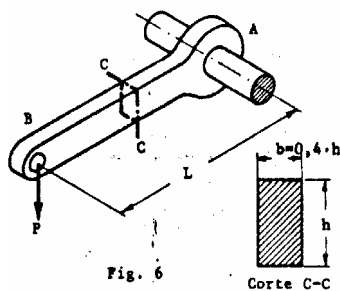
$$W = 750 \text{ cm}^3$$

Com auxílio da tabela de perfis tipo I da Norma ABNT podemos seleccionar o perfil que apresenta o módulo de flexão próximo a este valor, neste caso $W = 782 \text{ cm}^3$, que apresenta as seguintes dimensões:



EXEMPLO 6.3

1) Uma manivela de ferro fundido cinzento (FC-20), tem a extremidade A engastada no eixo. Na extremidade B, livre, está aplicada uma carga concentrada $P = 6 \text{ kN}$. O comprimento $L = 80 \text{ cm}$. O coeficiente de segurança $S_g = 10$. Calcular as dimensões da secção transversal.



Solução:

Tensão admissível: Para o $F^o F^o$ especificado no problema, temos os seguintes limites de resistência:

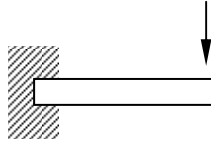
$$\sigma_{R\text{tração}} = 155 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{R\text{compressão}} = 583 \text{ MPa}$$

Sendo simétrico, o perfil a ser projetado, devemos adotar o menor valor de limite de resistência do material para que o dimensionamento seja realizado com segurança. Desta forma:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{Sg} = \frac{155}{10} = 15,5 MPa$$

Momento Fletor: o problema da manivela pode ser representado pelo modelo:



, onde, de acordo com a tabela:

$$M_{max} = P.l$$

, onde:

- $P = 6 \text{ kN} = 6000 \text{ N}$
- $l = 80 \text{ cm} = 800 \text{ mm}$

então:

$$M_{max} = 6.10^3 \times 800$$

$$M_{max} = 4800000 \text{ Nmm}$$

O dimensionamento da viga poderá , então, ser feito através da determinação do **módulo de flexão**:

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$15,5 = \frac{4800000}{W}$$

$$W = 309677,42 \text{ mm}^3$$

Para a seção transversal retangular, podemos obter a relação para o módulo de flexão, através da tabela:

$$W = \frac{bh^2}{6}$$

, sendo, para este problema, $b = 0,4h$, temos:

$$W = \frac{0,4h.h^2}{6}$$

$$W = \frac{0,4h^3}{6}$$

, substituindo o valor de W determinado:

$$309677,42 = \frac{0,4h^3}{6}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{309677,42 \times 6}{0,4}}$$

$$h = 166,85 \text{ mm}$$

, e conseqüentemente:

$$b = 0,4h$$

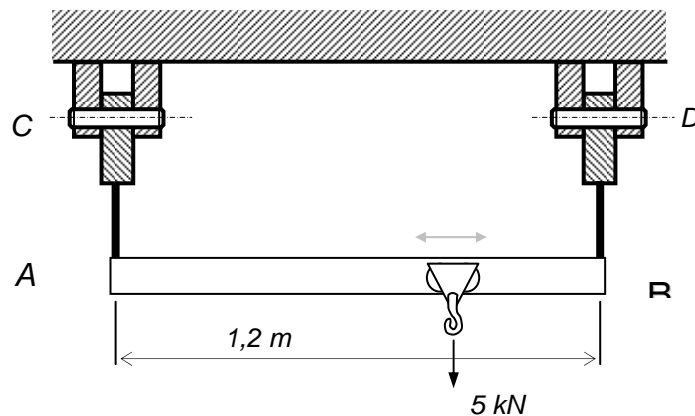
$$b = 0,4 \times 166,85$$

$$b = 66,74 \text{ mm}$$

6.9. EXERCÍCIOS

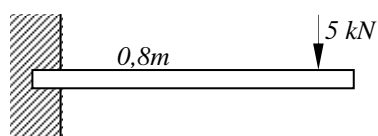
1) Para a estrutura abaixo, determine:

- O diâmetro dos pinos p/ uma tensão cisalhante admissível de 80 MPa;
- As dimensões (W) do perfil AB de aço ($\sigma_{adm} = 50 \text{ MPa}$)

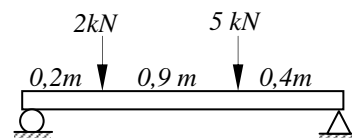


2) Para as vigas abaixo, selecione o perfil I (aço ABNT 1020) apropriado. Utilize $sg = 3$.

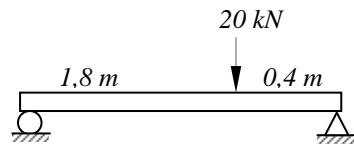
(a)



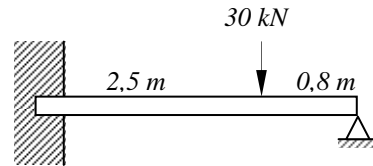
(b)



(c)



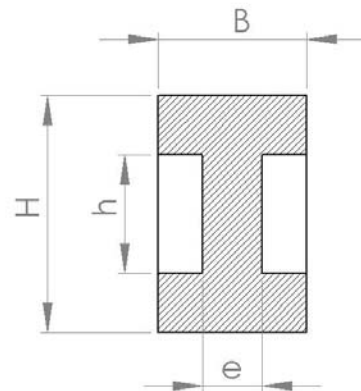
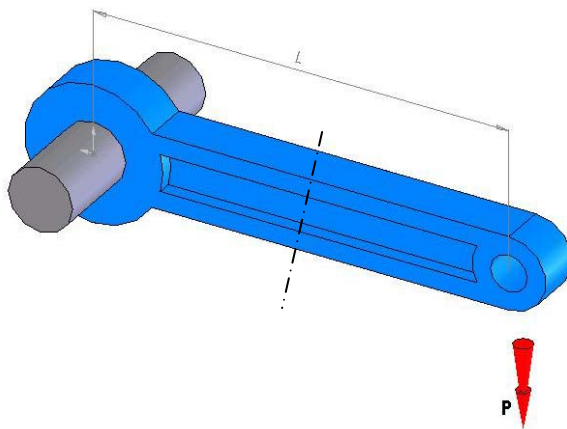
(d)



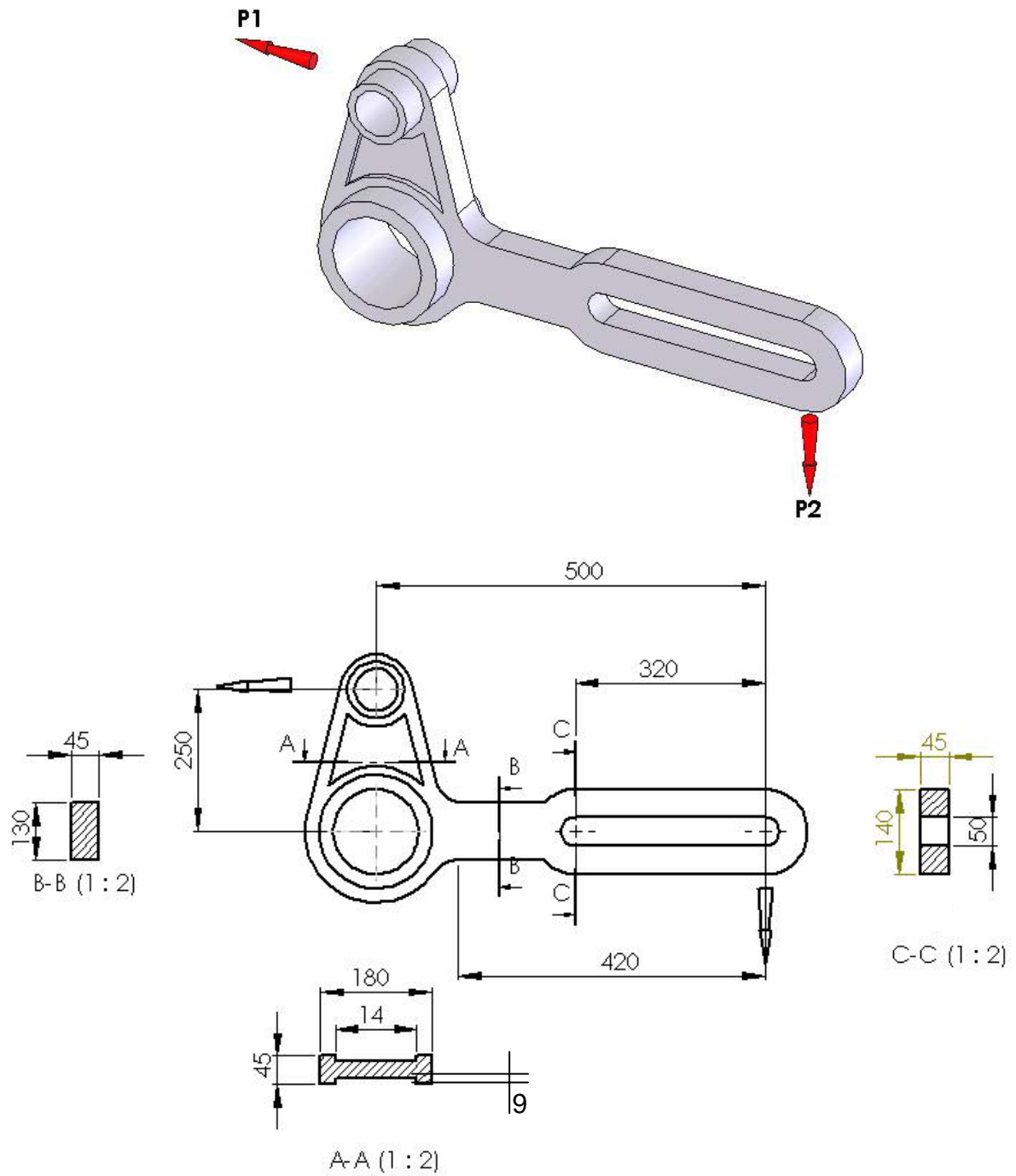
3) Determine as dimensões indicadas para a manivela ilustrada abaixo.

Dados:

- Material: ferro fundido cinzento
- Fator de segurança: 10
- Carga: $P = 10 \text{ kN}$
- Comprimento: $L = 70 \text{ cm}$
- Dimensões (proporção):
 - $B = 0,5 H$
 - $h = 0,6 H$
 - $b = 0,3 H$
 - $e = 0,2 H$



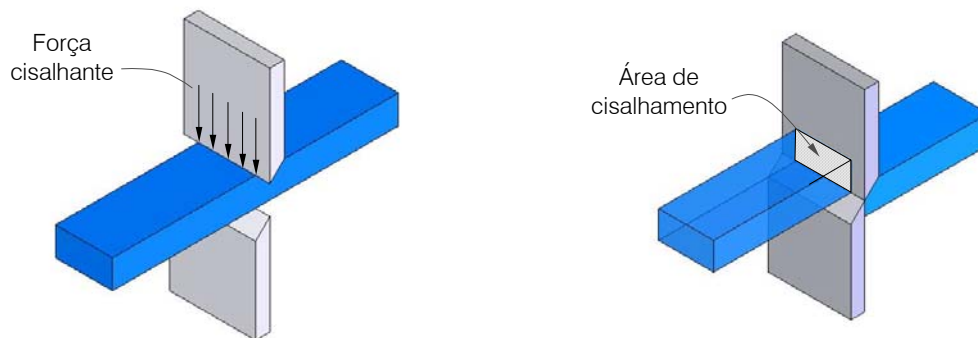
4) A Haste em ângulo reto, representada abaixo, é fabricada em ferro fundido cinzento. Calcule o fator de segurança referente às dimensões das seções indicadas, considerando que a peça suporta um carregamento máximo P_2 equivalente a 15 kN.



7. CISALHAMENTO

7.1. Introdução

Um corpo é submetido ao esforço de cisalhamento quando sofre a ação de um carregamento P que atua na direção transversal ao seu eixo.



7.2. Tensão de cisalhamento

A ação de cargas transversais num corpo provoca o aparecimento de forças internas, na seção transversal, denominadas esforço cortante. A **tensão de cisalhamento** τ (tau) é obtida através da razão entre a força cortante F e a área de seção transversal (área de corte) A_c .

$$\tau = \frac{F_{\text{cortante}}}{A}$$

As tabelas de propriedades dos materiais, no geral, não indicam os valores das tensões (limite de ruptura ou escoamento) de cisalhamento. Em nosso estudo seguiremos critérios práticos para a determinação destes valores a partir dos limites fornecidos pelo ensaio de tração.

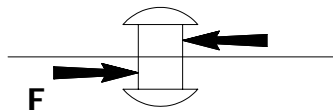
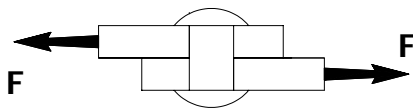
	Ruptura	Escoamento
Aço até 0,3% C e Alumínio	$\tau_R = 0,6 \sigma_R$	$\tau_R = 0,5 \sigma_E$
Aço 0,3 – 0,7% C	$\tau_R = 0,75 \sigma_R$	$\tau_R = 0,75 \sigma_E$
Aço acima de 0,7% C	$\tau_R = \sigma_R$	$\tau_R = \sigma_E$

Cinzento	$\tau_R = (1 - 1,6) \sigma_R$	
Maleável	$\tau_R = (0,75 - 0,75) \sigma_R$	

A tensão de cisalhamento ocorre comumente em parafusos, rebites e pinos que ligam diversas partes de máquinas e estruturas.

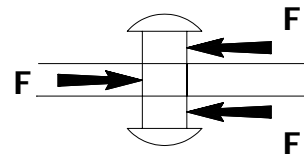
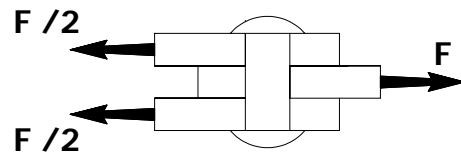
Dizemos que um rebite está sujeito a corte simples quando este une duas chapas nas quais são aplicadas cargas de tração F que provocam o aparecimento de tensões numa seção do rebite. Outra situação comum ocorre quando o rebite é usado para conectar três chapas e portanto poderá ser cortado em dois planos, como mostra a figura abaixo. Neste caso o rebite está sujeito à corte duplo.

Corte Simples



$$\tau = \frac{F_{\text{cortante}}}{A}$$

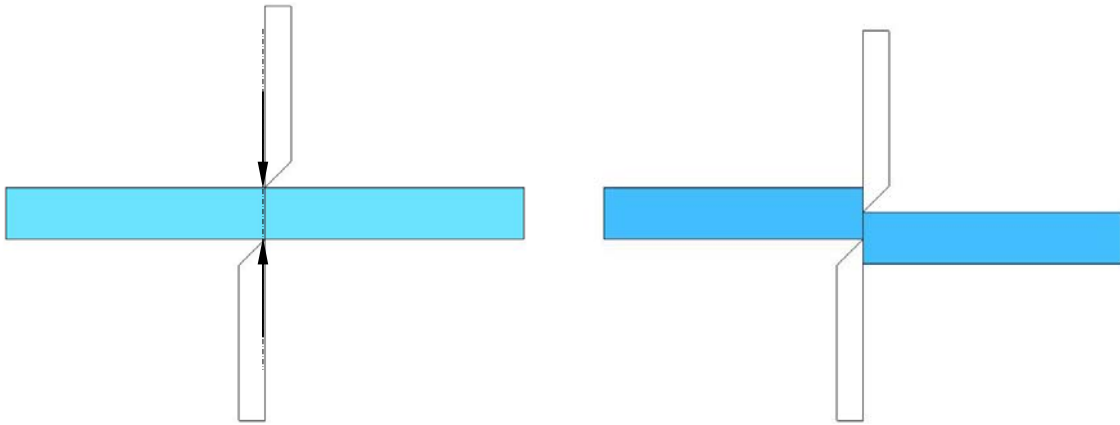
Corte duplo



$$\tau = \frac{F_{\text{cortante}}}{2A}$$

A solicitação de cisalhamento ocorre quando uma peça é submetida a ação de duas forças opostas (tangenciais), que tendem a separá-la em duas partes, através do deslizamento das seções adjacentes à área de corte.

A condição de cisalhamento ideal ocorre quando as forças cortantes atuam no mesmo plano de ação, como no exemplo ilustrado na fig (prensa).



Na figura (rebites), as forças F exercidas sobre o rebite, não atuam exatamente sobre o mesmo plano de ação, e portanto, produzindo, além do corte, amassamento e flexão.

7.3. Juntas rebitadas

Nas juntas rebitadas, além do diâmetro do rebite, temos que determinar uma distância b mínima entre o centro do rebites e a extremidade da chapa, para que os esforços de cisalhantes sejam suportados. Desta forma deve ser satisfeita a condição de que a resistência oferecida pelas duas áreas cisalhadas deve ser no mínimo igual a área de seção transversal do rebite. Como o esforço cortante sobre a chapa é o mesmo sobre o rebite, temos:

$$F_{rebite} = F_{chapa}$$

$$\tau_{rebite} \times A_{rebite} = \tau_{chapa} \times A_{chapa}$$

$$\tau_{rebite} \times \frac{\pi d^2}{4} = \tau_{chapa} \times 2be$$

$$b = \frac{\tau_{rebite}}{\tau_{chapa}} \times \frac{\pi d^2}{8e}$$

, onde:

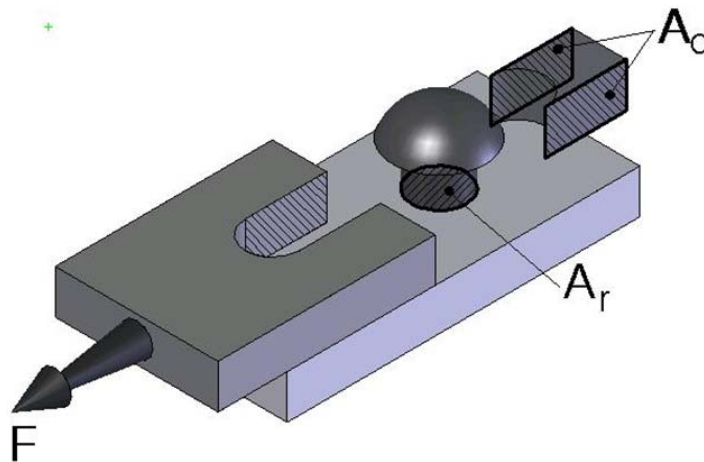
b : distância do centro do rebite a extremidade da chapa;

d : diâmetro do rebite;

e : espessura da chapa;

τ_{rebite} : Tensão no rebite (admissível);

τ_{chapa} : Tensão na chapa (admissível);



7.4. Tensões de Esmagamento

Durante o carregamento, os elementos de união de chapas (rebite, parafuso, etc.) sofrem além do cisalhamento, também esmagamento pelas chapas. Durante o dimensionamento destes componentes, é importante verificar se a tensão de esmagamento está abaixo do limite admissível. Desta forma:

$$\sigma_{\text{esmagamento}} = \frac{F}{ed}$$

Onde,

σ_e : Tensão de esmagamento (compressão)

F: força de esmagamento (mesma de cisalhamento)

e: espessura da chapa;

d: diâmetro do parafuso.

7.5. Exercícios

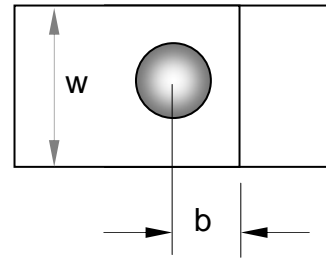
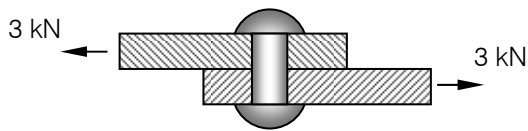
1. Calcular o diâmetro dos rebites para os dois casos apresentados na página 52, (cisalhamento simples e duplo com uma carga $F = 5 \text{ kN}$). O material usado é aço ABNT 1020 laminado. Considere $sg = 10$. Calcule a tensão de esmagamento para os dois casos.

Solução:

- a) Tensão de ruptura por cisalhamento;
- b) Tensão admissível;
- c) Seção do rebite;
- d) Diâmetro do rebite;
- e) Tensão de esmagamento;

f) Seleção.

2. Projete a junta rebitada representada abaixo :



Dados:

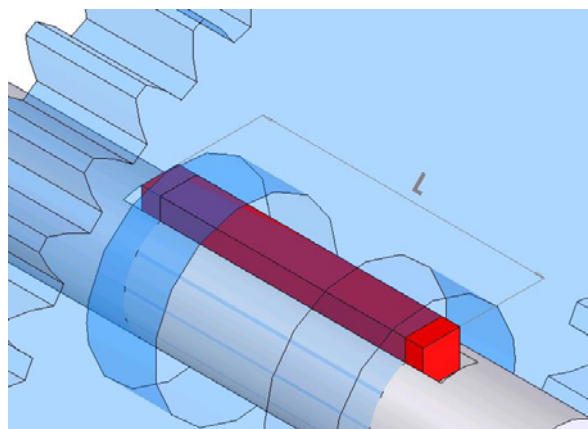
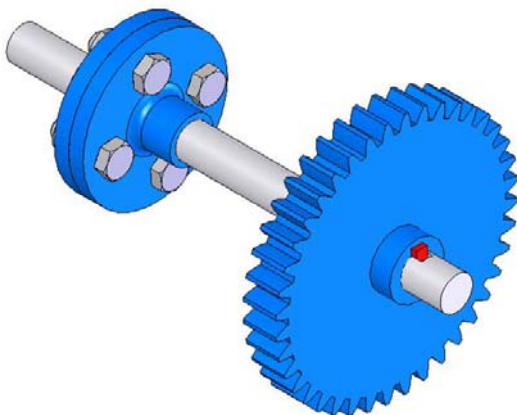
- Material chapa: Aço ABNT 1010
- Material rebite: Aço ABNT 1020
- espessura = 7 mm

Calcular:

- a) Diâmetro do rebite;
- b) Distancia (b) do centro do rebite a extremidade da chapa;
- c) Largura (w) da chapa.

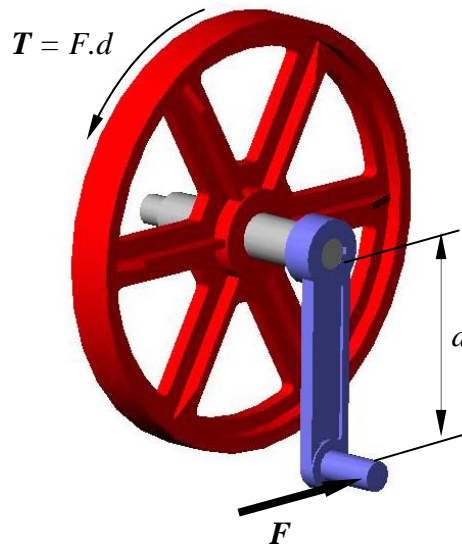
3. Uma engrenagem transmite por intermédio de seus dentes, uma potência de 60 HP a 400 rpm. O raio primitivo é 12 cm. O raio r do centro do eixo ao centro dos parafusos da luva de acoplamento é 6 cm. Diâmetro do eixo $D = 50$ mm.

- 3.1 Esforço tangencial no dente da engrenagem;
- 3.2 Esforço tangencial no plano médio da chaveta;
- 3.3 Esforço tangencial nos parafusos da luva de acoplamento
- 3.4 Dimensões da chaveta
- 3.5 Diâmetro dos parafusos da luva de acoplamentos.

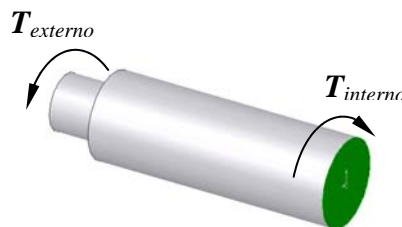


8. Torção

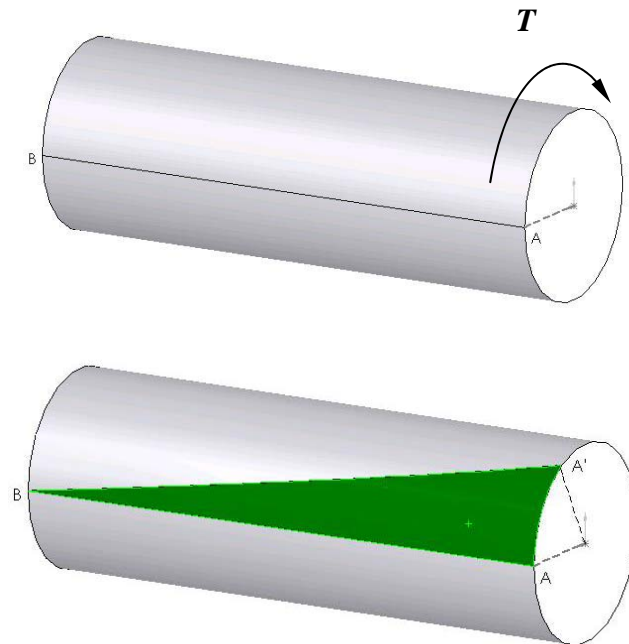
O comportamento das peças quando submetidas a um **momento de torção** (ou **torque**), em relação ao seu eixo longitudinal, o qual produz ou tende a produzir rotação ou “Torção” na peça.



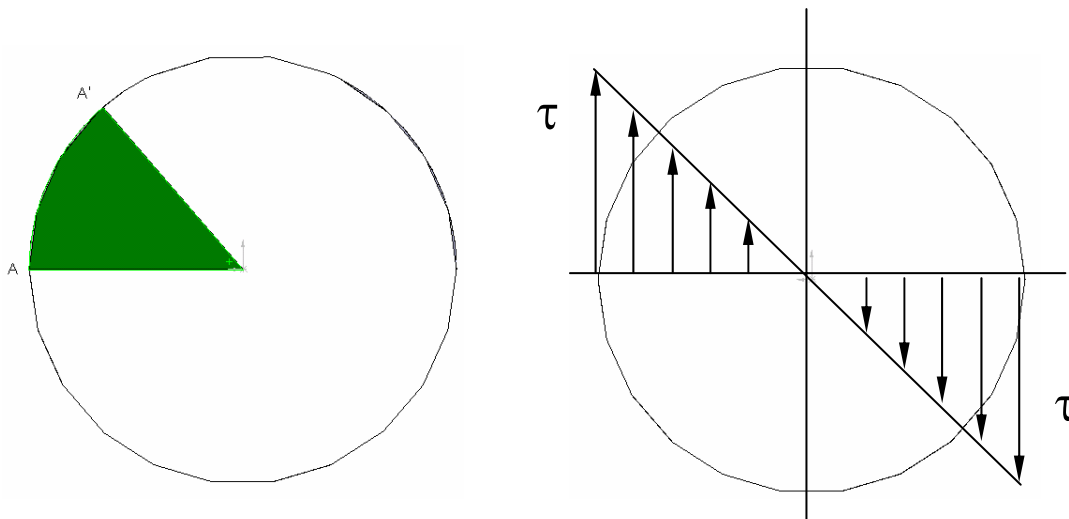
Esta ação de torcer é resistida pelo material, através de forças internas de cisalhamento, desta forma o corpo está submetido a uma solicitação de Torção. A condição de equilíbrio exige que a peça produza um momento interno igual e oposto ao aplicado externamente.



A região da peça que fica localizada entre estes dois planos está submetida à Torção. O Torque aplicado ou transmitido sempre produz rotação, “deformando” o eixo por torção e conseqüentemente produzindo “tensões” no material.



Como pode ser observado nas ilustrações acima, a hipótese de torção considera que a deformação longitudinal, num eixo submetido a um torque T numa extremidade e engastado na extremidade oposta, apresenta um campo de deformações onde o valor máximo ocorre na extremidade livre (ponto A').



O ponto A' para a seção transversal, também corresponde a máxima deformação ($\epsilon_{\text{máx}}$) de torção, variando linearmente até o centro do eixo onde a deformação é nula ($\epsilon = 0$). Considerando o regime elástico, segundo a Lei de Hooke, podemos afirmar que: se a deformação varia linearmente do centro (nula) à extremidade (máxima), a tensão também assim o fará.

Para eixos de seção circular, a tensão de torção pode ser expressa pelas seguintes equações:

Para eixos de seção transversal cheia:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Para eixos de seção transversal vazada:

$$\tau = \frac{16Td_e}{\pi(d_e^3 - d_i^3)}$$

Onde:

T: torque [N.m]

d: diâmetro cheio [mm]

d_e: diâmetro externo [mm]

d_i: diâmetro interno [mm]

São inúmeros os exemplos de peças de máquinas que trabalham à Torção.


- Eixo do moto-esmeril: a resistência oferecida pela superfície da peça a ser esmerilhada pelo rebolo, faz com que o eixo do motor elétrico sofra torção.
- Eixo de uma furadeira: o eixo do motor elétrico sofre torção, ao transmitir por intermédio de uma polia, por exemplo, o momento de Torção, que arrasta a correia e faz girar a polia. Por sua vez, o momento aplicado na polia faz girar o eixo principal; que tem na extremidade uma broca, destinada a furar a peça. A resistência oferecida pelo material da peça a ser cortada pelo gume da broca, faz com que o eixo da ferramenta sofra torção.

8.1. Exercícios

1) Para a figura abaixo, (a) calcule o torque provocado pela manivela (comprimento = 300 mm), e (b) a tensão de torção sobre o eixo (diâmetro = 24 mm). Considere a carga de acionamento igual a 500N.



2) Um eixo de transmissão (aço ABNT 1020) deve suportar um torque equivalente a 5970 Nm. Quais devem ser as dimensões para este eixo, no caso de: (a) seção transversal cheia; e (b) seção transversal vazada.



9. Tabelas

9.1. Propriedades mecânicas

Aço comum ao carbono						
ABNT	Trat	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	E [GPa]	BH [kgf/mm ²]	Alongamento [%]
1010	LQ	330	180	210	95	28
	TR	370	310		105	20
1020	LQ	390	210	210	105	25
	TR	430	360		111	15
1030	LQ	480	250	210	149	20
	TR	530	290		149	12
1040	LQ	530	290	210	149	18
	TR	600	500		170	12
1050	LQ	630	350	210	179	15
	TR	700	590		197	10
1095	LQ	984	583	210	293	
	RE	669	386		192	

Obs.: LQ – laminado a quente; TR – Trefilado; RE - Recozido


FERRO FUNDIDO CINZENTO					
ASTM	σ_R [MPa] (TRAÇÃO)	σ_R [MPa] (COMPRESSÃO)	E [GPa]	BH	
20	155	583	82	156	
35	256	871	111	212	
60	440	1314	153	302	
FERRO FUNDIDO MALEÁVEL					
	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	Alogamento [%]	BH	
FERRÍTICO	300	190	6	até150	
	350		12		
PERLÍTICO	450	260	7	240	
	700		2		285
FERRO FUNDIDO NODULAR					
	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	Alogamento [%]	E [GPa]	
	422	281	18	170	
	843	632	2		
FERRO FUNDIDO BRANCO					
	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	Alogamento [%]	E [GPa]	BH
	351	-	0	147	207 600 (temperado)

NÃO FERROSOS e outros materiais					
MATERIAL	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	E [GPa]	BH	Alongamento [%]
LIGA DE ALUMÍNIO (EXTRUDADA)	267 422	246 309	70 74		
DURALUMÍNIO	490	420	74,2	130	13
LIGA DE MAGNÉZIO	281	155	45,7		
COBRE	220	500		45	10
FOSFORADO	340	280	120	95	45
LATÃO (fio mq.)	340 470	140 410	105	65 130	55 12
LATÃO (forja)	400 560	220 480	98	90 140	35 15
BRONZE (fosforoso)	340 450	140 380		80 140	40 20
BRONZE SAE-65	210 390	210	105	105	16
BRONZE ALUMÍNIO	480 600	200 350		130 170	30 20
POLIESTIRENO	48(tração) 90(comp r.)		3		4
VIDRO PLANO	2-6 (tração) 60-120 (compr.)			12 - 15	
CONCRETO	22 40 (compr.)		25 30		

* (Os valores aqui citados são orientativos. Para maior precisão dos dados, consultar fornecedores ou institutos de pesquisa técnica)

9.2. COEFICIENTE DE SEGURANÇA

Tabela 9.1 Fatores para a determinação do coeficiente de segurança

FATOR	CASO	VALOR
A	PEÇAS FORJADA; TEMPERADA A ÓLEO; AÇO NÍQUEL	1,2
	PEÇA FERRO FUNDIDO; AÇO CARBONO	2
B	CARGA ESTÁTICA 	1
	CARGA DINÂMICA 	2
	CARGA ALTERNADA 	3
C	CARGA CONSTANTE	1
	CARGA GRADUAL	2
	POUCO IMPACTO	3
	ALTO IMPACTO	4 - 5
D	MATERIAIS DÚCTEIS	1,5
	MATERIAIS FRÁGEIS	2

9.3. Fatores de concentração de Tensão (K_T)

TRAÇÃO $\Rightarrow \sigma_o = \frac{F}{A}$

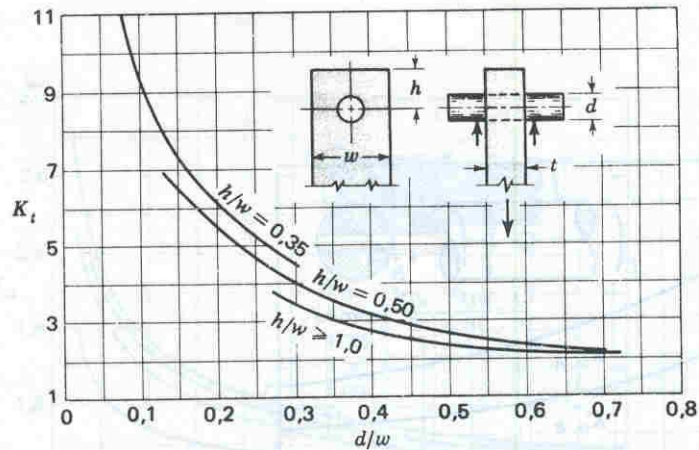


Figura 9.1 Placa submetida a tração por pino que passa pelo furo. $A = (w - d)t$. Se Houver folga, aumentar K_T de 35 a %0%.

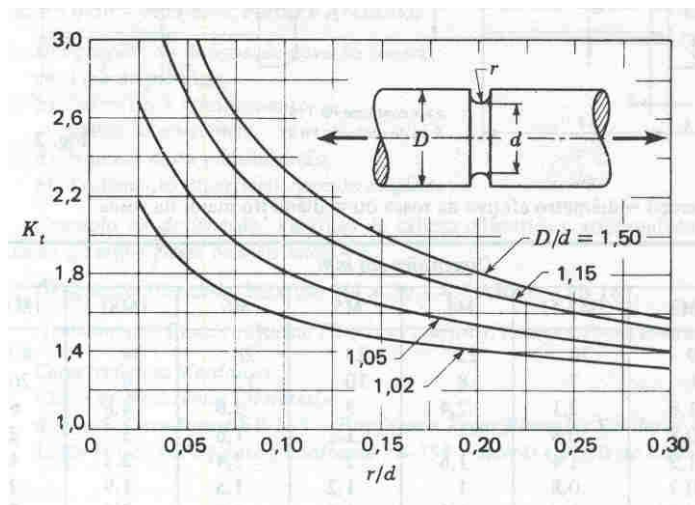


Figura 9.2 Barra redonda. $A = \frac{\pi d^2}{4}$.

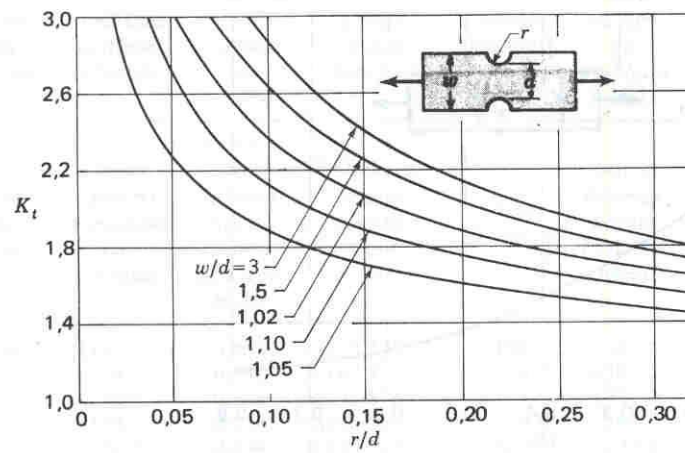


Figura 9.3 Barra retangular com entalhes. $A = dt \rightarrow t$: espessura .

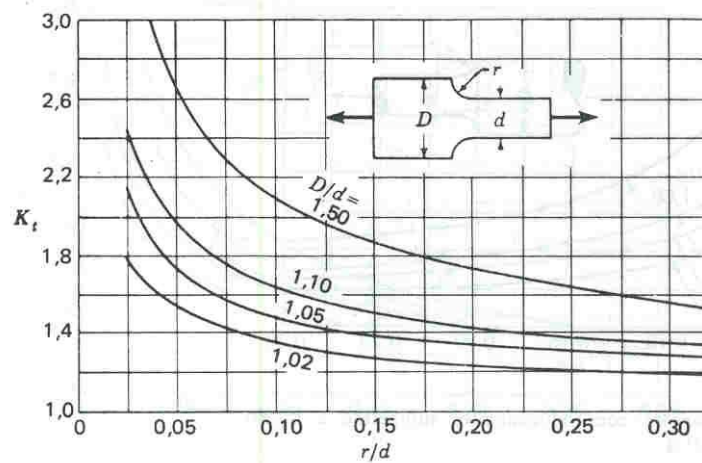


Figura 9.4 Barra retangular com adelgaçamento. $A = dt \rightarrow t$: espessura

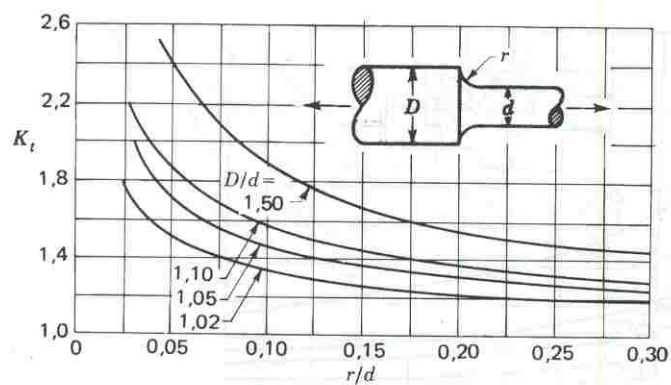


Figura 9.5 Eixo ou árvore com adoçamento. $A = \frac{\pi d^2}{4}$

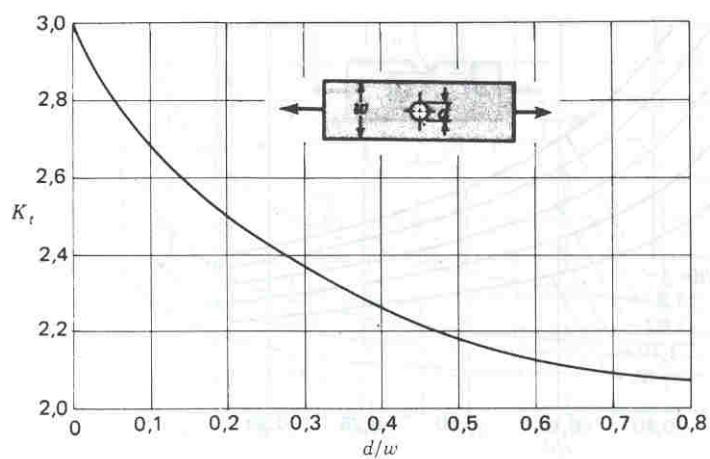


Figura 9.6 Barra retangular com furo transversal. $A = (w - d)t$

TABELA A.15 Alfabeto Grego

Alpha	A	α		Nu	N	ν	
Beta	B	β		Xi	Ξ	ξ	
Gamma	Γ	γ		Omicron	O	o	
Delta	Δ	δ	∂	Pi	Π	π	
Epsilon	E	ϵ		Rho	P	ρ	
Zeta	Z	ζ		Sigma	Σ	σ	ς
Eta	H	η		Tau	T	τ	
Theta	Θ	θ	ϑ	Upsilon	Υ		
Iota	I	ι		Phi	Φ	ϕ	φ
Kappa	K	κ	χ	Chi	X	χ	
Lambda	Λ	λ		Psi	Ψ	ψ	
Mu	M	μ		Omega	Ω	ω	

Referência Bibliográfica

1. POPOV, E. P. - Introdução à Mecânica dos Sólidos.
2. BEER, F. P. & Johnson, E. R. - Resistência Dos Materiais
3. MELCONIAN, SARKIS. Mecânica Técnica e Resistência Dos Materiais. Editora Érica.
4. TIMOSHENKO, S - Resistência dos Materiais. Vol. I e II. RJ. Ed. ao Livro Técnico S.A.1967;
5. SARKIS MELCONIAN. Elementos de Máquinas. Editora Érica.
6. PROTEC, Resistência dos Materiais.