

IMPACTO EM TUBOS: ABSORVEDOR DE ENERGIA

O fenômeno de impacto apresenta características particulares que merecem consideração especializada. Basicamente, os efeitos de inércia, ou seja, de aceleração da estrutura, e os efeitos da velocidade na resposta do material, determinam fenômenos novos que tomam lugar na estrutura. Embora, há algumas décadas, a área de impacto estrutural estivesse relacionada a aplicações militares, observa-se hoje uma contínua penetração de conhecimentos desta área em aplicações civis, com grande potencial de benefício para a sociedade.

Particularmente a absorção de energia de impacto de forma controlada tem sido tema de diversas pesquisas nas últimas décadas. Este assunto desperta especial interesse na indústria de veículos de transportes, que visa constantemente uma maior segurança para os ocupantes. A Figura 1 ilustra a importância do estudo de impacto em estruturas com relação à absorção de energia. Neste caso é apresentada a deformação da longarina de um veículo de concepção moderna. Note que a mesma ficou sensivelmente deformada após o impacto, o que absorve energia vinda do processo de colisão. Assim, menos energia fica disponível para desacelerar o habitáculo, do que resulta menores danos aos passageiros.

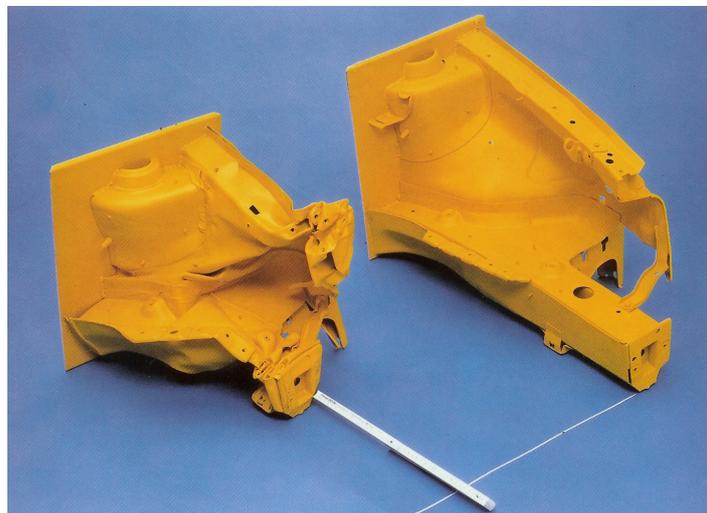


Figura 1. Deformação progressiva de uma longarina de concepção moderna.

Claro está que os meios de transporte atuais são constantemente tornados mais seguros pelo projeto e implementação de componentes estruturais capazes de absorver a energia cinética presente em situações de, por exemplo, impacto veicular. Projetos adequados de automóveis podem reduzir significativamente o número de acidentes e de vítimas. No caso do Brasil, a Figura 2 apresenta a mortalidade em acidentes ao longo dos anos, com estatísticas aterradoras.

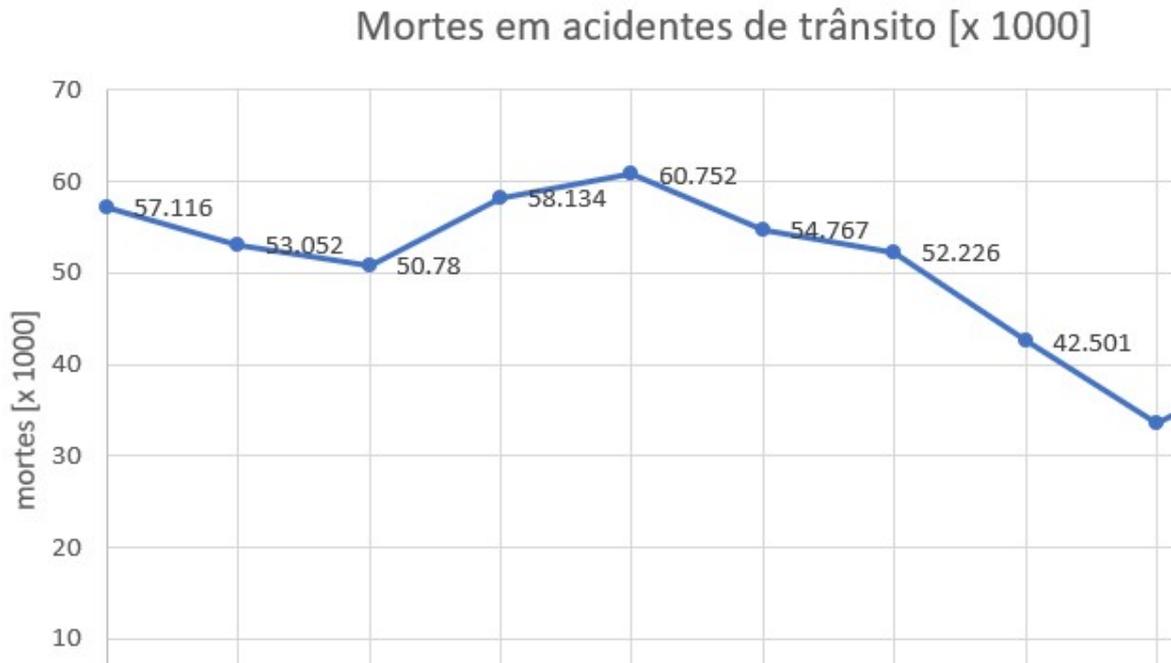


Figura 2. Número de mortes no Brasil ao longo dos anos devido a acidentes com veículos. Fonte Boletim Estatístico Líder 2017 https://www.seguradoralider.com.br/Documents/boletim-estatistico/Boletim%20_ESPECIAL%2010%20ANOS.pdf

Um dos elementos básicos mais estudados para absorver energia de impacto é um tubo, cuja geometria e material são os mais variados possíveis. Isto nos leva a esta experiência, que objetiva introduzir a área de impacto através de testes estáticos e dinâmicos em tubos.

Como exemplo, na Volkswagen do Brasil, as curvas de desaceleração relativas a impactos frontais, traseiros e laterais podem ser obtidas impactando um trenó, Figura 3, em um conjunto de tubos de aço de seção circular e comprimentos diferenciados, fixados em uma placa através de pinos. A placa é apoiada por uma barreira rígida, imóvel e indeformável.



Figura 3. Trenó para testes dinâmicos.

Os tubos, dispostos na horizontal, são apoiados por tarugos parafusados em uma placa. A Figura 4 ilustra uma configuração de tubos antes e depois do impacto do trenó.



Figura 4. Tubos antes e após o impacto.

Neste caso, a curva de desaceleração pretendida para o ensaio do componente a bordo do trenó deverá se situar dentro de limites, determinado por norma (tipo a UN94 [ONU], FMVSS 213 [USA]), utilizada para desenvolvimento e validação de cadeira de criança. Estes limites configuram uma zona que na prática é denominada de *corredor*, ilustrado na Figura 5.

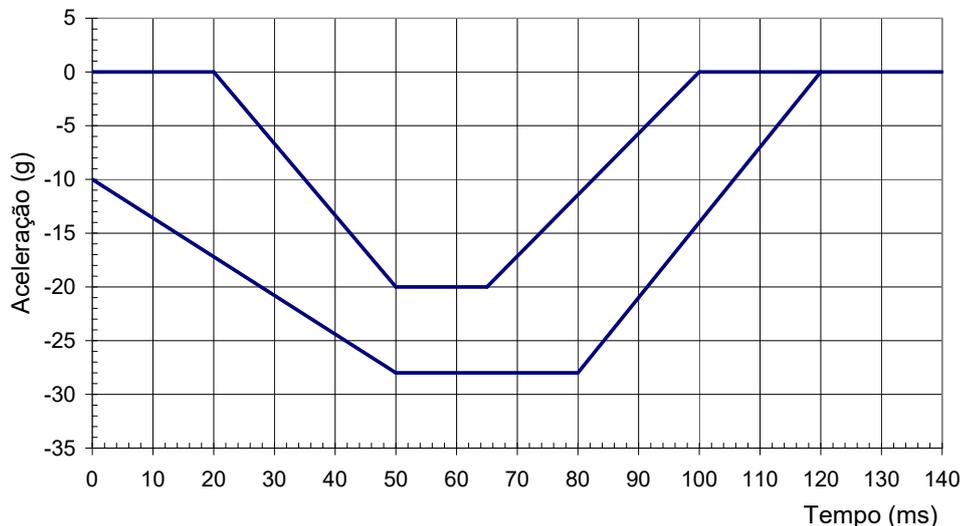


Figura 5. Corredor de desaceleração (FMVSS 213).

Flambagem Global, Progressiva e Dinâmica Plástica

Tubos de paredes finas apresentam elevado valor de absorção de energia específica (energia por unidade de volume) e constituem o tipo mais comum de absorvedor de energia de impacto.

O mecanismo ideal de absorção de energia de impacto através de tubos consiste no seu sanfonamento progressivo e controlado. Este fenômeno, chamado de flambagem progressiva é ilustrado na Figura 6b, opõe-se à chamada flambagem dinâmica plástica (Figura 6a), caracterizada por deformações plásticas ocorrendo ao longo de todo o tubo.

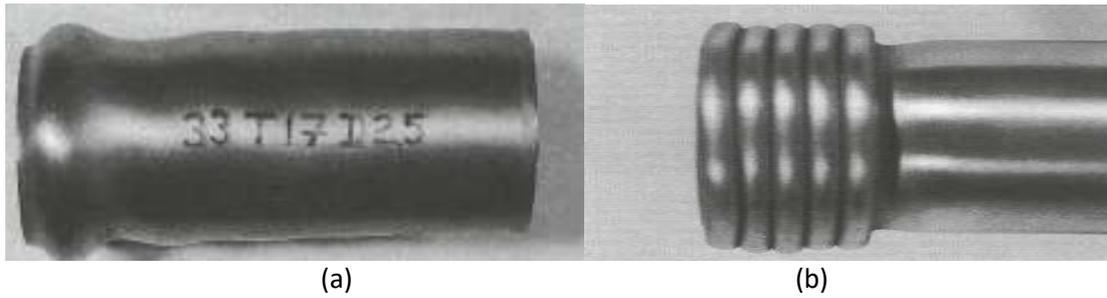


Figura 6. Cascas cilíndricas sujeitas a diferentes velocidades de impacto (a) Alta velocidade, flambagem dinâmica (b) Baixa velocidade, flambagem progressiva [1].

Além da flambagem dinâmica, outra forma de colapso em tubos sujeitos a cargas axiais onde ocorre pouca absorção de energia é a flambagem global (Figura 7b), caracterizada pela formação de poucas rótulas plásticas localizadas que causam a desestabilização do tubo.



Figura 7. Flambagem (a) progressiva e (b) global

Modelo Analítico de Flambagem Progressiva

A análise de estruturas operando em regime de impacto pode ser extremamente complexa, pois inclui efeitos não lineares como grandes deformações, plasticidade e contato. Como ilustração, a Figura mostra o comportamento experimental força versus deslocamento de um tubo circular ao ser comprimido sob carga estática.

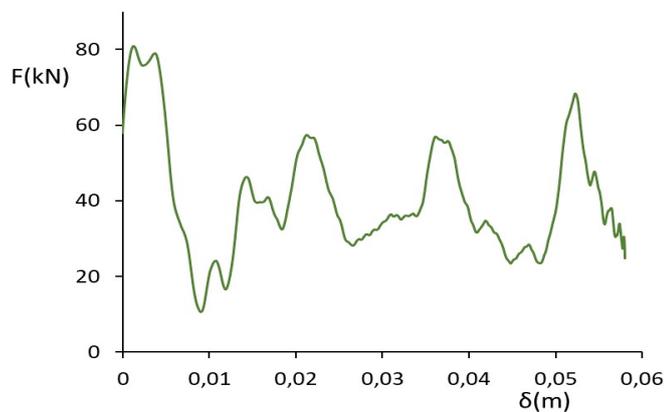


Figura 8. Gráfico experimental Força x Deslocamento

Algumas simplificações são importantes para obtenção de um modelo analítico. Inicialmente, considera-se o material perfeitamente plástico, isto é, a tensão de escoamento (σ_0) é constante e

não varia com a deformação plástica. Além disso, uma vez que a energia de impacto é muito maior que a energia elástica máxima que a estrutura pode absorver, pode-se desprezar os efeitos elásticos. Fala-se então de um material rígido, perfeitamente plástico, cujo diagrama tensão-deformação é representado na Figura 9.

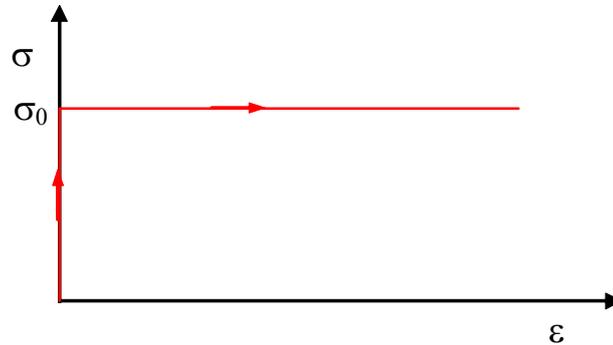


Figura 9. Tensão x deformação para material rígido perfeitamente plástico

O impacto axial de tubos circulares a baixas velocidades (até dezenas de metros por segundo) pode ser considerado como sendo quase-estáticos, e a influência das forças de inércia podem ser ignoradas. Essa simplificação é razoável quando a massa de impacto G for muito superior à massa do tubo (m).

Considere agora uma viga sujeita a um momento fletor, M . A Figura 10 indica o estado de tensões ao longo da secção transversal da viga. Observe que a máxima tensão permitida não pode exceder σ_0 , pois trata-se aqui de um material perfeitamente plástico.

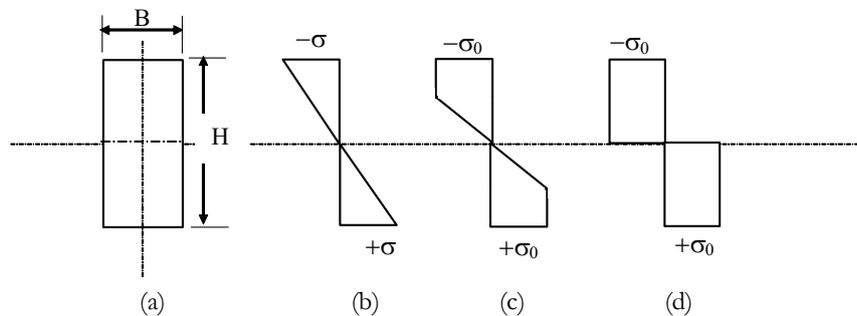


Figura 10. Evolução da tensão na seção transversal de uma viga

A tensão σ de tração e compressão atuante na seção é função do momento aplicado, distância da linha neutra y e momento de inércia da seção, segundo a expressão:

$$\sigma = \pm \frac{M \cdot y}{I} \tag{1}$$

O primeiro ponto a sofrer escoamento é o mais distante da linha neutra, quando y valer $H/2$. O momento associado a uma tensão σ_0 da Figura 10, para uma viga com seção transversal retangular de dimensões B e H é dado por:

$$M = \frac{2I\sigma_0}{H} = \frac{\sigma_0 B H^2}{6} \tag{2}$$

Quando toda a seção transversal estiver plastificada, parte (d), o momento, chamado *momento de colapso de uma viga retangular*, é dado por:

$$M_0 = (F_t + F_c) \cdot \frac{H}{4} \quad (3)$$

onde F_t e F_c são as forças de tração e compressão atuantes nas seções carregadas, ambas valem:

$$F_t = F_c = \sigma_0 \cdot A = \sigma_0 \cdot B \cdot \frac{H}{2} \quad (4)$$

Substituindo, o momento de colapso fica:

$$M_0 = 2 \cdot \sigma_0 \cdot B \cdot \frac{H}{2} \cdot \frac{H}{4} = \frac{\sigma_0 \cdot B \cdot H^2}{4} \quad (5)$$

Considere agora um tubo de seção transversal circular, de raio R , espessura H e comprimento L conforme indicado na Figura 11. O tubo é feito de um material perfeitamente plástico com tensão de escoamento σ_0 e sujeito a uma força axial P .

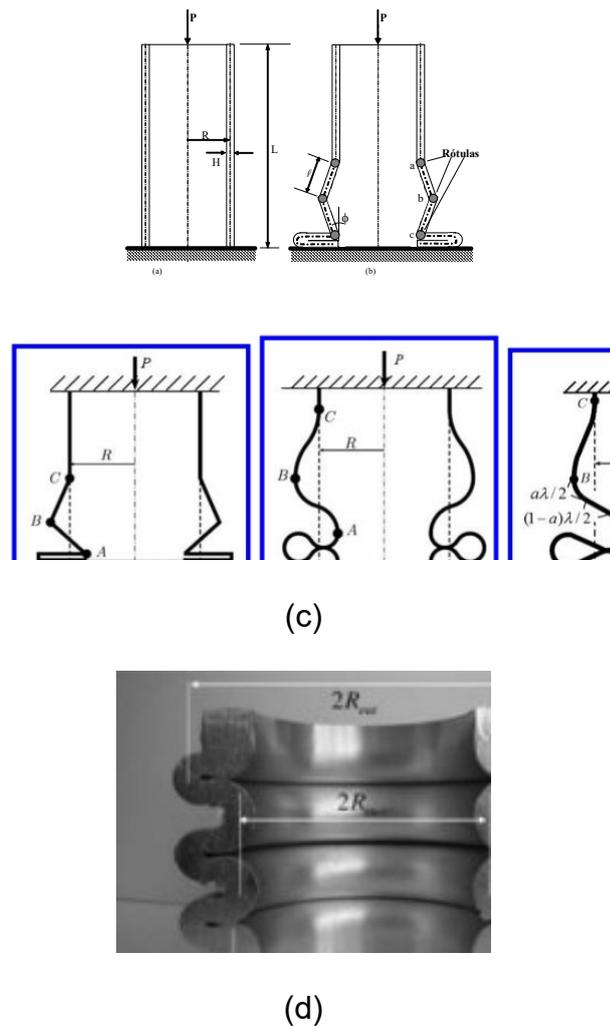


Figura 11. (a) Geometria do tubo cilíndrico (b). Princípio da formação de rótulas plásticas. (c) Modelos mais sofisticados. (d) seção transversal de um tubo circular.

Para esse tipo de configuração de carregamento, ocorrerá uma instabilidade do tubo à medida que a carga P aumenta. Desprezando-se efeitos elásticos, é razoável supor um modo de colapso conforme indicado na Figura 11b, que sugere igualar o trabalho externo, $P_m \times 2l$, com a energia dissipada internamente.

A energia interna absorvida pelas rótulas plásticas a e c vale:

$$dD_1 = 2.M_0.d\phi.R.d\theta \quad (6)$$

onde θ é o ângulo circunferencial que vai de 0° a 360° , de modo que

$$D_1 = 2 \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M_0.R.d\phi.d\theta \quad (7)$$

$$D_1 = 2 \cdot 2\pi.R.M_0 \cdot \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

sendo

$$M_0 = \frac{2\sigma_o}{\sqrt{3}} \cdot \frac{H^2}{4} \quad (9)$$

o momento de colapso por unidade de comprimento circunferencial quando o critério de Von Mises é usado. Temos ainda que considerar a energia interna dissipada pela rótula plástica b que pode ser escrita como:

$$dD_2 = 2.M_0.d\phi.(R + \ell \text{sen}\phi).d\theta \quad (10)$$

ou

$$D_2 = \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2 \cdot (R + \ell \text{sen}\phi) \cdot M_0.d\phi.d\theta = 4.\pi.M_0 \cdot \left(R \frac{\pi}{2} + \ell \right) \quad (11)$$

Por fim, as porções ab e bc são alongadas circunferencialmente, consumindo parte da energia externa aplicada. Para o cálculo desta energia temos de multiplicar a carga pelo deslocamento:

$$dD_3 = \sigma_o.A.d\overline{\varepsilon}_\theta.2.\pi.R \quad (12)$$

onde A é a área da seção e $d\overline{\varepsilon}_\theta$ é um incremento de deformação médio dado por:

$$d\overline{\varepsilon}_\theta = \frac{d\varepsilon_\theta}{2} \quad (13)$$

com $d\varepsilon_\theta$ ao longo de ab e bc dado por:

$$d\varepsilon_\theta = \frac{l}{R} \cdot [\text{sen}(\phi + d\phi) - \text{sen}(\phi)] \quad (14)$$

do que resulta,

$$d\varepsilon_{\theta} = \frac{l}{R} \cdot \cos \phi \cdot d\phi \quad (15)$$

$$d\overline{\varepsilon_{\theta}} = \frac{l \cdot \cos \phi \cdot d\phi}{2 \cdot R} \quad (16)$$

Substituindo $d\overline{\varepsilon_{\theta}}$ e A na eq.(12), temos:

$$dD_3 = \sigma_o \cdot (\ell H + \ell H) \cdot \frac{l \cdot \cos \phi \cdot d\phi}{2 \cdot R} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \quad (17)$$

$$dD_3 = 2 \cdot \sigma_o \cdot l^2 \cdot H \cdot \pi \cdot \cos \phi \cdot d\phi \quad (18)$$

$$D_3 = \int_0^{\pi/2} 2 \cdot \sigma_o \cdot l^2 \cdot H \cdot \pi \cdot \cos \phi \cdot d\phi = 2 \cdot \sigma_o \cdot \ell^2 \cdot H \cdot \pi \quad (19)$$

Assim, a energia total consumida durante o processo de deformação plástica é a soma de D_1 , D_2 e D_3 , definidos nas equações (8), (11) e (19) respectivamente.

$$D_T = 2 \cdot \pi \cdot \sigma_o \cdot H^2 \cdot (\pi \cdot R + \ell) / \sqrt{3} + 2 \cdot \pi \cdot \sigma_o \cdot \ell^2 \cdot H \quad (20)$$

Igualando-se o trabalho externo à energia definida na equação (20), pode-se obter uma expressão para a força média:

$$P_{m, teor} = \sigma_o \cdot \pi \cdot H \cdot \left[H(\pi R / \ell + 1) / \sqrt{3} + \ell \right] \quad (21)$$

Derivando-se P_m em relação a l , igualando-se a expressão obtida a zero, obtém-se:

$$\ell = \sqrt{\frac{\pi \cdot R \cdot H}{\sqrt{3}}} \quad (22)$$

que resulta, finalmente, em:

$$\frac{P_{m, teor}}{M_0} = 29,31 \sqrt{\frac{R}{H}} + 6,28 \quad (23)$$

Substituindo a eq.(9) na eq.(23), temos a seguinte expressão para P_m :

$$P_{m, teor} = \frac{\sqrt{3}}{6} \cdot \sigma_o \cdot H^2 \cdot \left(29,31 \sqrt{\frac{R}{H}} + 2 \cdot \pi \right) \quad (24)$$

De modo análogo, o desenvolvimento das equações para um modelo em que as dobras se formam para o lado interno temos que a expressão da força média vale:

$$P_{m,teor} = \frac{\sqrt{3}}{6} \cdot \sigma_0 \cdot H^2 \cdot \left(29,31 \sqrt{\frac{R}{H}} - 2 \cdot \pi \right) \quad (25)$$

Uma boa aproximação para expressar a força média de amassamento do tubo para casos em que a formação de dobras é axisimétrica é dada pela média das eq(24) e eq(25).

$$P_{m,teor} = 8,46 \cdot \sigma_0 \cdot \sqrt{R \cdot H^3} \quad (26)$$

É interessante observar que a máxima tensão que ocorre durante o evento de impacto de tubos circulares vale, segundo [14],

$$\sigma_x = (2/\sqrt{3})(\sigma_0 + V_0 \sqrt{\rho \cdot E_h}) \quad (27)$$

E_h corresponde ao módulo de encruamento do material, e a partir da máxima tensão pode-se calcular a força de pico $P_{i,teor}$.

$$P_{i,teor} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot H \cdot \sigma_x \quad (28)$$

Nesta equação, E_h , representa o módulo de encruamento do material em modelos bilineares, em torno de 50MPa e 100MPa, para alumínio e aço, respectivamente.

Este modelo teórico apresentado foi desenvolvido para a flambagem progressiva axissimétrica de um tubo sob carregamento axial estático. No entanto, este modelo pode ser aplicado a casos de impacto a baixas velocidades se a massa de impacto for substancialmente maior que a massa do tubo, conforme descrito anteriormente. Embora os efeitos de inércia possam ser desprezados, a influência da sensibilidade à taxa de deformação do material pode ser significativa. Isso significa que um tubo de material sensível à taxa de deformação sob carga de impacto acaba por ser mais rígido do que quando carregado estaticamente.

A sensibilidade à taxa de deformação de alguns metais como o aço e o nióbio pode ser ilustrada pelas curvas tensão-deformação. As Figuras 12 e 13 apresentam tais curvas para o Nióbio e para um aço de baixo carbono.

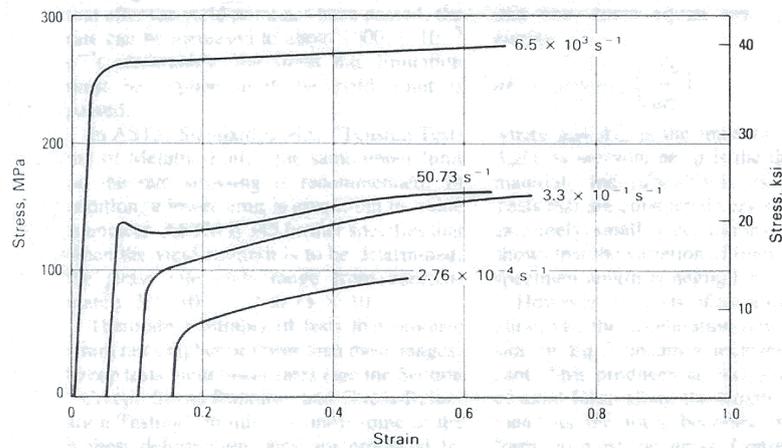


Figura 12. Curva tensão-deformação de cristais de nióbio sob diversas taxas de deformação.

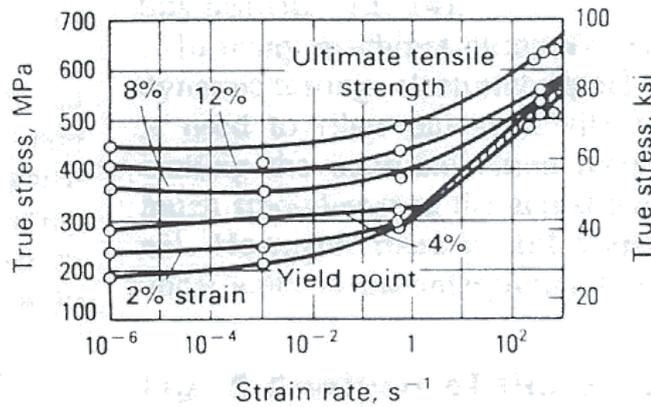


Figura 13. Tensão de escoamento verdadeira em função da taxa de deformação para aço baixo carbono.

Por outro lado, algumas ligas de alumínio são pouco sensíveis à taxa de deformação. A curva tensão-deformação do alumínio para diversas taxas de deformação (Figura 14) reforça a hipótese da insensibilidade.

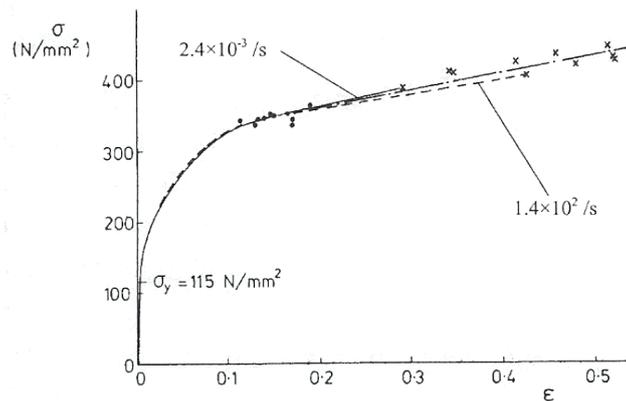


Figura 14. Curva tensão-deformação de uma liga de alumínio para diversas taxas de deformação

A maneira como a taxa de deformação influencia a tensão de escoamento pode ser antecipada através do modelo de Cowper-Symonds:

$$\sigma_0^d = \sigma_0 \cdot \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \quad (29)$$

onde D e p são constantes do material, $\dot{\epsilon}$ é a taxa de deformação e σ_0^d e σ_0 são a tensão de escoamento dinâmica e a tensão de escoamento estática, respectivamente. Valores tradicionais são adotados, na falta de ensaios experimentais: $D=40/s$ e $q=5$, para o aço médio carbono e $D=6500/s$ e $q=4$ para o alumínio.

Assim, o material apresenta uma tensão de escoamento dinâmica que aumenta com a taxa de deformação, que por sua vez está diretamente relacionada com a velocidade de impacto e, portanto, varia continuamente durante o evento de impacto.

Uma estimativa da taxa de deformação média para tubos circulares de raio R é sugerida por Jones [1], e vale:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{V_0}{4.R} \quad (30)$$

Modelo analítico de tubo quadrado

A modelagem analítica de um tubo quadrado parte da observação experimental, onde se percebe um mecanismo de dobra repetitivo e que depende da geometria, material e carregamento. A Figura 15 mostra um tubo de seção transversal quadrada deformado após carregamento axial. Mostra também o modelo cinemático adotado para este caso.

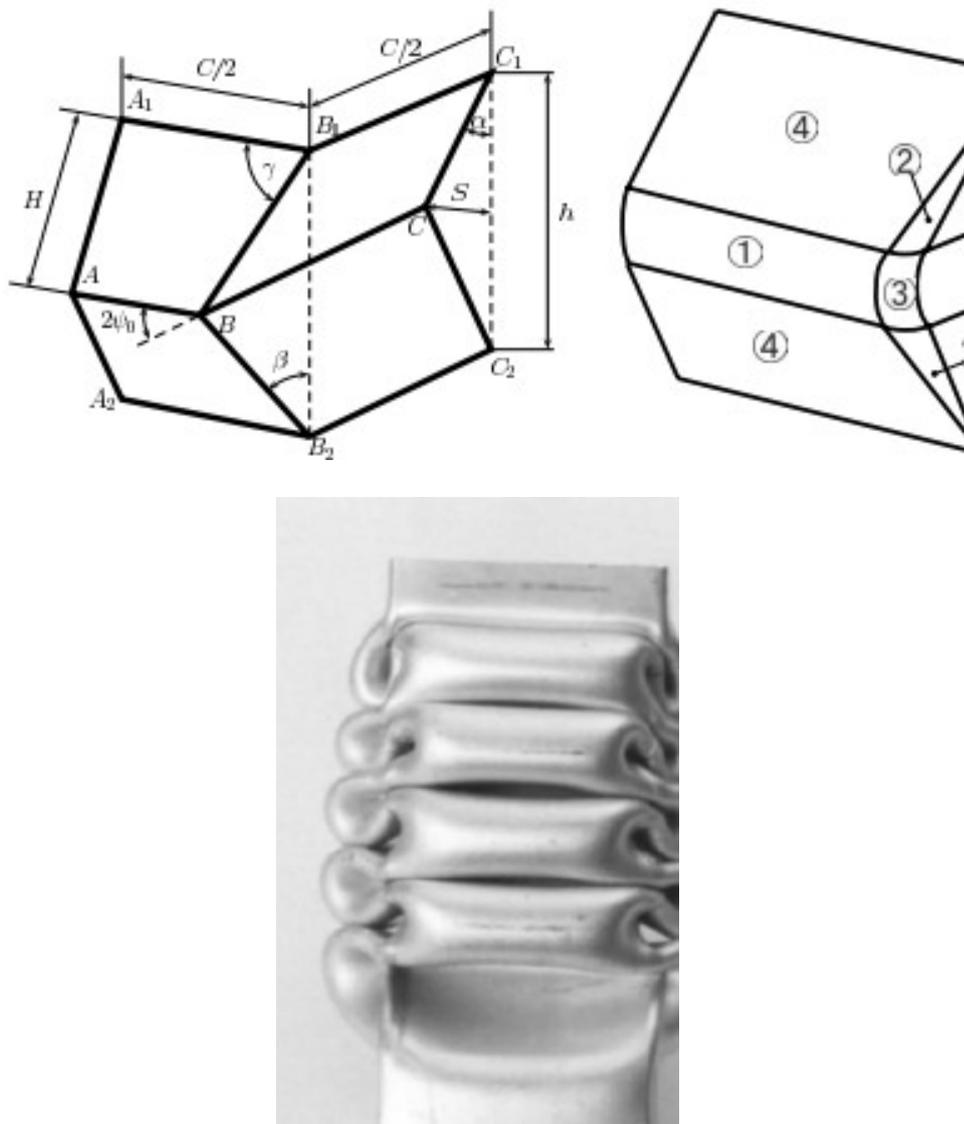


Figure 15. (a) e (b) Cinemática da deformação de um tubo quadrado e (c) resultado experimental

A modelagem dos tubos quadrados é muito mais complexa que as dos circulares e nos limitamos aqui a apresentar a expressão para a força média que, para um tubo quadrado de lado C e parede com espessura t , vale

$$P=38.62 M_0 (C/t)^{1/3}$$

com

$$M_0 = \sigma_0 t^2 / 4$$

O valor H destes tubos, que é comprimento da dobra formada na flambagem, vale

$$H = 0.976(C^2 t)^{1/3}.$$

Note que a taxa de deformação média para tubos quadrados é dada por

$$d\varepsilon/dt = V_0/3C.$$

Para detalhes da análise de tubos quadrados e circulares veja Capítulo 6 da Referência 5.

Procedimento Experimental

A experiência que faremos consiste em impactar um tubo de alumínio de seção transversal circular. Para tanto, utilizaremos o chamado martelo de impacto, um dispositivo de impacto que usa uma massa em queda livre para aplicar o carregamento dinâmico ao tubo.

O primeiro passo da experiência é tomar ciência do equipamento e da instrumentação a serem usados. No que concerne o equipamento de impacto, ele está mostrado na Figura 16, onde se nota uma câmera de filmar a altas velocidades, duas guias principais e acima um medidor de velocidade a laser.



Figura 16. Torre de impacto.

Fique atento aos aspectos de segurança. Este é um experimento perigoso por natureza!

Sobre a instrumentação adotada, este é um experimento dos mais ricos. Temos os seguintes equipamentos:

1. Medidor de velocidade da massa de impacto. É baseado no efeito Doppler e utiliza um laser. Mede a velocidade da massa durante todo o evento e da derivada do sinal pode-se obter a força e de sua integral o deslocamento.
2. Célula de carga. É do tipo piezoelétrica e sua medida pode ser comparada com a do laser Doppler.
3. Fita magnética com polos N-S alternados. Um sensor do tipo Hall acoplado à massa de impacto viaja por sobre a fita e envia sinais acumulativos a uma placa de aquisição. Pode ser usada para medir a posição da massa e assim controlar o motor que a posiciona.
4. Câmera de filmar. Será usada para gravar o experimento e fornecer uma visão qualitativa do mesmo.
5. Placas de aquisição. Usadas para adquirir os sinais. Obtenha informações das taxas de aquisição envolvidas.

Para o procedimento experimental, os seguintes passos devem ser adotados, entre outros:

1. Estude a instrumentação usada e como ela funciona. Faça seu setup para o teste.
2. Meça as dimensões do tubo.
3. Realize, com assistência de professor e técnico, o impacto no tubo simplesmente apoiado na bigorna. Anote a altura de queda e massa de impacto.
4. Observe os vídeos e sinais gravados.
5. Calcule o comprimento da dobra formada e o compare com o experimental.
6. Determine qual é o material do tubo e estime sua tensão de escoamento através da equação (20).
7. Calcule a força média de impacto através da equação (26).
8. Calcule a força de pico com equação (27).
9. Transfira os dados e vídeos medidos para seu computador.
10. Plote os sinais do laser e da célula de carga [se presente no seu experimento] ao longo do tempo
11. Experimente replotar os dados em 9. mas usando diferentes médias móveis. Use o comando abaixo se no excel [em J2 está o número de pontos usados na média]:
`=AVERAGE(OFFSET(A2;(ROW()-1)*J2;;3;))`
12. Trabalhando com os sinais filtrados, plote a força de amassamento do tubo versus seu deslocamento. Para tanto note que a força pode ser calculada a partir da derivada do sinal de velocidade do laser. Já o deslocamento, pode ser obtido a partir da integração do sinal do laser.
13. Compare o valor calculado e o medido do deslocamento do tubo.
14. Calcule, a partir de 12, a energia consumida no processo e a compare com a energia teórica.
15. Estime a taxa de deformação e a tensão de escoamento dinâmica do material.
16. Pretende-se colocar uma série de tubos de aço, com as mesmas dimensões que os usados na experiência, ao longo do pára-choque de um modelo novo de carro de passeio que pesa 900kg. Estime quantos tubos serão necessários para absorver completamente a energia resultante do impacto deste veículo contra uma barreira rígida a uma velocidade de 64km/h. Faça o projeto com e sem efeitos da taxa de deformação.
17. Qual a massa em kg para os projetos usando aço e alumínio? Qual a melhor opção?

Referências

- 1- N. Jones, *Structural Impact*, CUP, 1997
- 2- D. Karagiozova, M. Alves e N. Jones, Inertia effects in axisymmetrically deformed cylindrical shells under axial impact, *International Journal of Impact Engineering*, 24 (2000) 1083-1115.
- 3- E. Bugelli *Estudo do impacto axial em tubos para simulação de crashtest*, Trabalho de formatura, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, (2005).
- 4- Dai-heng Chen , *Crush Mechanics of Thin-Walled Tubes*, CRC Press, 2016
- 5- M. Alves, *Impact Engineering*, www.impactbook.org, 2018