Engenharia Eletrônica
T4 - REMAT
Resistência de Materiais (RESMAT)

Objetivo do curso: dar condições ao Engenheiro Eletronico conhecer como foi projetado um determinado equipamento.

Frequentemente a transmissão de informações de processos industriais tais como temperatura, pressão vazão, pêso do equipamento, força, torque é feita por processos eletronicos.

RESMAT fornece fundamentos teoricos de cálculo de resistência mecânica de construções de Engenharia tais como aviões, navios, pontes, máquinas e equipamentos

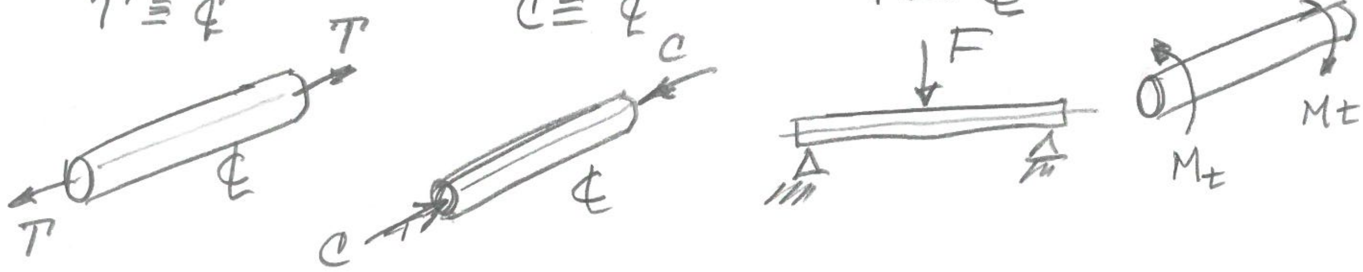
GALILEO GALILEI (1564-1642) foi o fundador da ciência RESISTENCIA DOS MATERIAIS

RESMAT

Barra homogênea: barra de aço, alumínio
madeira NÃO É HOMOGÊNEA

Forças externas sobre uma barra:
LINHA DE CENTRO DA BARRA ℄

TRAÇÃO	COMPRESSÃO	FLEXÃO	TORÇÃO
$T \equiv$ ℄	$C \equiv$ ℄	$F \perp$ ℄	



UMA BARRA É O ELEMENTO ESTRUTURAL MAIS SIMPLES.

FORÇAS EXTERNAS OU SOLICITAÇÕES EXTERNAS CAUSAM NA BARRA: TRAÇÃO, COMPRESSÃO, FLEXÃO E TORÇÃO

SOLICITAÇÕES INTERNAS:

ESFORÇO NORMAL NA TRAÇÃO DA BARRA
MOMENTO FLETOR NA FLEXÃO
FORÇA CORTANTE NA FLEXÃO
MOMENTO TORÇOR NA TORÇÃO

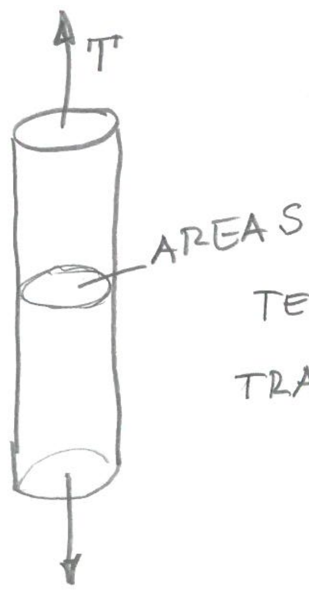
ESSAS SOLICITAÇÕES INTERNAS CAUSAM TENSÃO MECÂNICA

TENSÃO NORMAL σ

TENSÃO DE CISALHAMENTO τ

$$\text{TENSÃO} = \frac{\text{FORÇA}}{\text{AREA}}$$

TENSÃO NORMAL σ $\quad \sigma \perp S$



$$\sigma = \frac{T}{S}$$

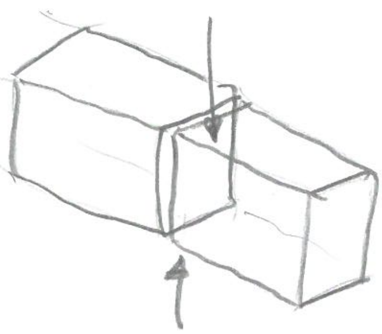
TENSÃO DE TRAÇÃO

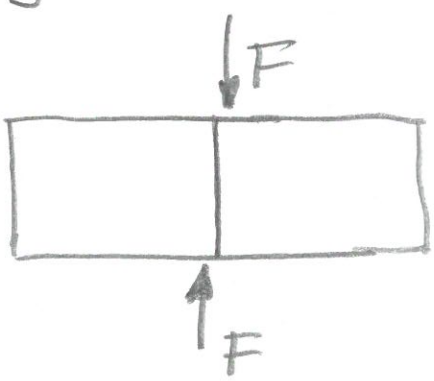
$$\sigma = \frac{C}{S}$$

TENSÃO DE COMPRESSÃO

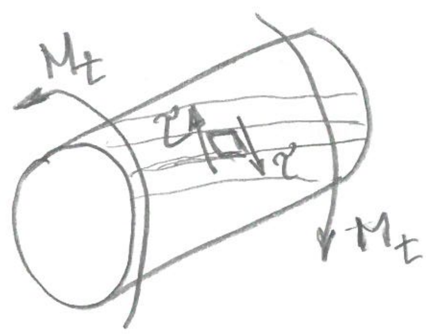
TENSÃO DE CISALHAMENTO

$$\tau = \frac{F}{S} \qquad \tau \parallel S$$



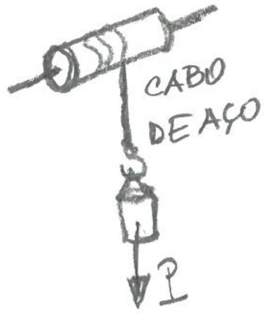


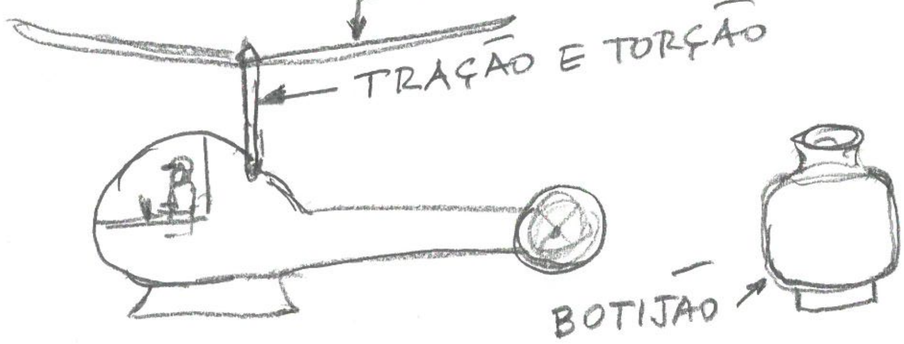
TESOURA
GUILHOTINA



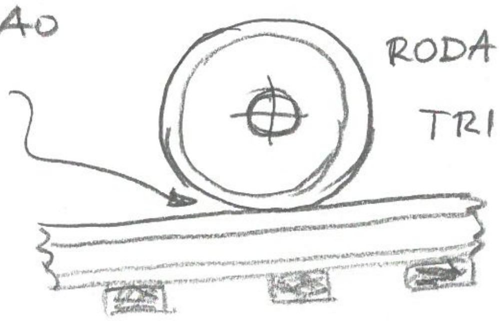
EXEMPLOS:

① TRAÇÃO





② COMPRESSÃO

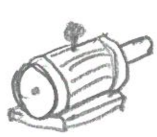


③ FLEXÃO

④ TORÇÃO

MOTOR ELETRICO

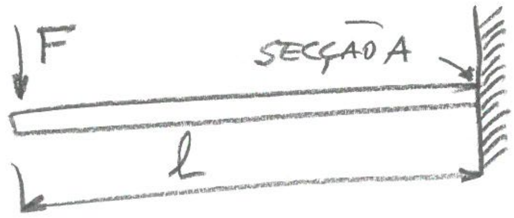
MOTOR TRANSMITE POTÊNCIA POR MEIO DE TORQUE E ROTAÇÃO



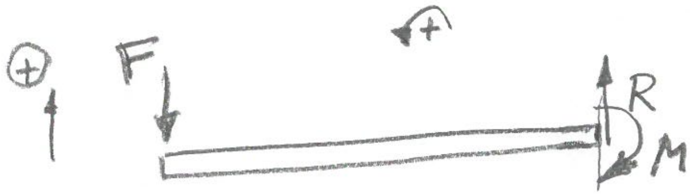
SOLICITAÇÃO EXTERNA (FORÇAS, MOMENTOS) CAUSAM TENSÕES INTERNAS QUE CAUSAM DEFORMAÇÃO

SOLICITAÇÕES INTERNAS NUMA BARRA FLETIDA

BARRA ENGASTADA



SOLICITAÇÕES EXTERNAS SOBRE A BARRA SOBRE A SECÇÃO A



COMO A BARRA ESTÁ EM EQUILIBRIO ESTÁTICO

ENTÃO $\Sigma F = 0$ E $\Sigma M = 0$

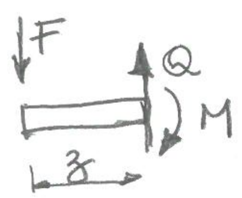
$\Sigma F = 0 \rightarrow R - F = 0 \quad R = F$

$\Sigma M = 0 \rightarrow F.\ell - M = 0 \quad M = F.\ell$

EM QUALQUER SECÇÃO TEM EQUILÍBRIO ESTÁTICO

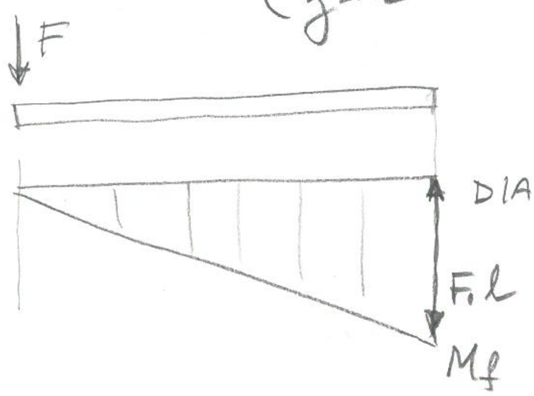
$\Sigma F = 0 \quad Q - F = 0 \quad Q = F$

Q → FORÇA CORTANTE NA SECÇÃO 1

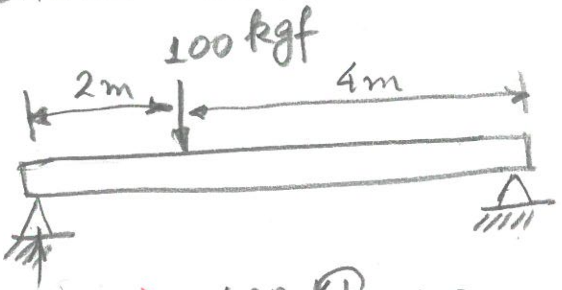


$\Sigma M = 0 \quad F.z - M = 0 \quad M = F.z$

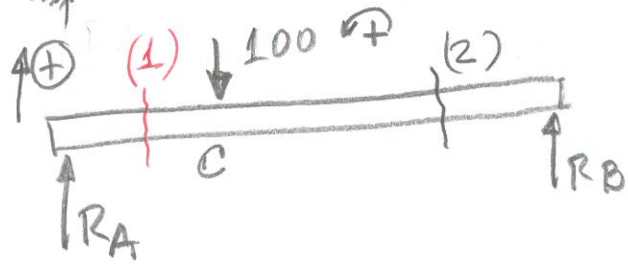
$M = F.z \begin{cases} z = 0 & M = 0 \\ z = \ell & M = F.\ell \end{cases}$ MOMENTO FLETOR



BARRA BIAPOIADA EXEMPLO NUMERICO (VIGA)



SOLICITAÇÕES EXTERNAS
FORÇAS EXTERNAS
$100, R_A, R_B$



CALCULAR R_A E R_B

$\Sigma F = 0$

$R_A + R_B - 100 = 0$

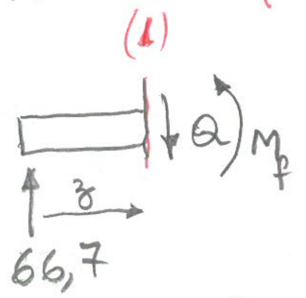
$\Sigma M = 0 \quad M_A = 0$

$R_B \cdot 6 - 100 \cdot 2 = 0$

$R_B = 33{,}3 \text{ kgf} \therefore R_A = 66{,}7 \text{ kgf}$

SE A BARRA TODA ESTÁ
EM EQUILÍBRIO ESTÁTICO
POR FORÇAS EXTERNAS
ENTÃO QUALQUER TRECHO
ESTARÁ EM EQUILÍBRIO ESTÁTICO POR SOLICITAÇÕES
INTERNAS: MOMENTO FLETOR, FORÇA CORTANTE.

TRECHO A(1) EM EQUIL. ESTÁTICO



FORÇA CORTANTE NA SECÇÃO (1)

$\Sigma F = 0 \quad 66{,}7 - Q = 0 \quad Q = 66{,}7 \text{ kgf}$

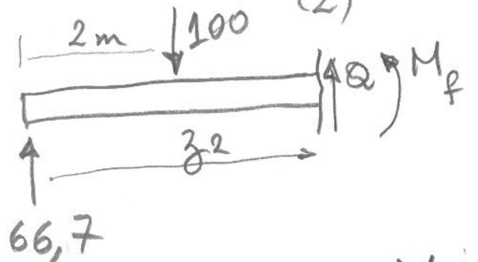
MOMENTO FLETOR NA SECÇÃO (1)

$\Sigma M = 0 \quad M_f - 66{,}7 \cdot z = 0$

z É VARIÁVEL $\quad M_f = 66{,}7 \cdot z \begin{cases} z = 0 & M_f = 0 \\ z = 2m & M_f = 133{,}3 \text{ kgf.m} \end{cases}$

$M_f = 133{,}3 \text{ kgf} \cdot m$

TRECHO A(2)



FORÇA CORTANTE

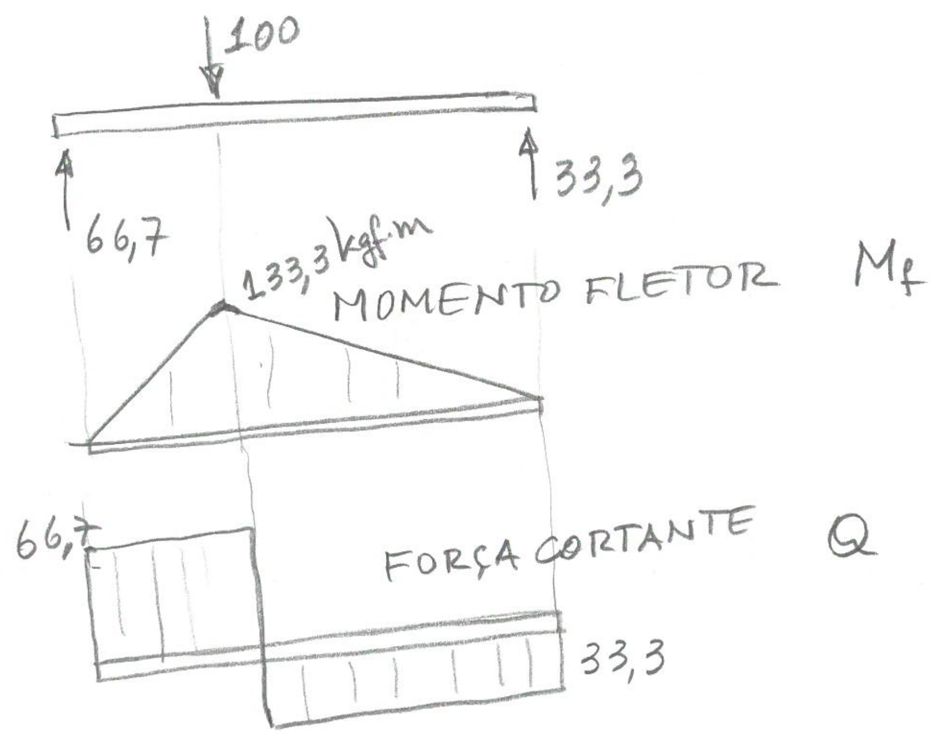
$\Sigma F = 0 \quad 66{,}7 - 100 + Q = 0 \quad Q = 66{,}6 \text{ kgf}$

MOMENTO FLETOR (2)

$M_f - 66{,}7 \cdot z_2 + 100 \cdot (z_2 - 2) = 0$

z_2 - VARIÁVEL $\quad M_f = 66{,}7 z_2 - 100(z_2 - 2) \begin{cases} z_2 = 2 & M_f = 133{,}3 \text{ kgf.m} \\ z_2 = 6 & M_f = 0 \end{cases}$

DIAGRAMAS FORÇA CORTANTE E MOMENTO FLETOR

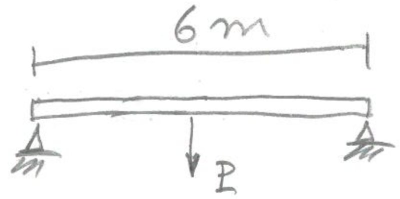


QUAL IMPORTÂNCIA DOS DIAGRAMAS DE M_f E Q ?

ENTÃO SE A TENSÃO σ DEPENDE DO MOMENTO FLETOR ENTÃO SE UMA VIGA HOMOGÊNEA DE SECÇÃO CONSTANTE FOR SUBMETIDA A UMA CARGA (FORÇA EXTERNA) CRESCENTE IRÁ FRATURAR OU DOBRAR NA SECÇÃO DE MÁXIMO MOMENTO FLETOR.

REMAT

EXEMPLO COMPARATIVO DE DIMENSIONAMENTO DE UMA VIGA SUJEITA A CARGA DE 1 tf (1000 kgf) NO MEIO DO VÃO



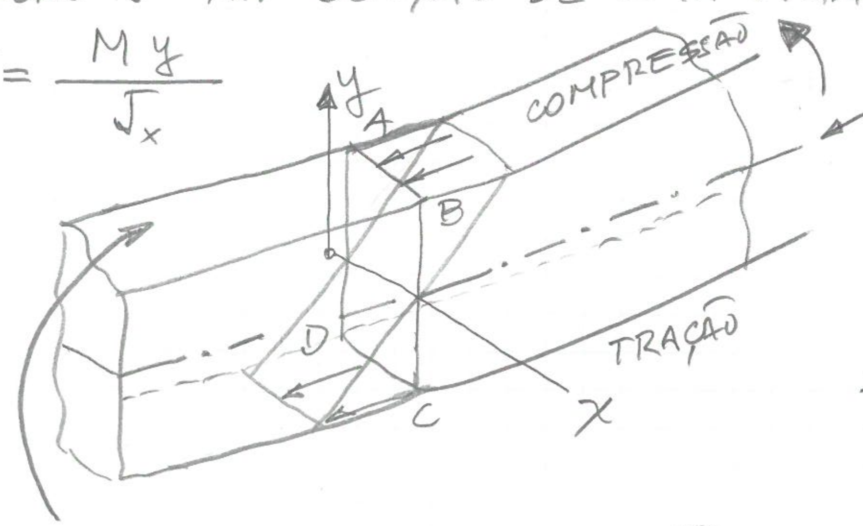
$P = 1000\,kgf$

COMO A CARGA É $\perp$ ℄

$P \perp$ ℄ $\Rightarrow$ FLEXÃO

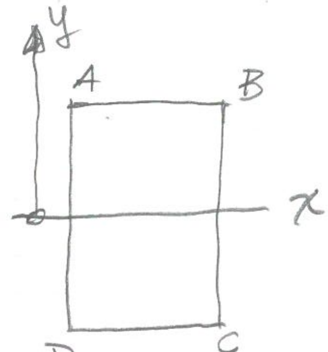
TENSÃO σ NA SECÇÃO DE UMA VIGA

$$\sigma = \frac{M\,y}{J_x}$$



LINHA ELASTICA

$y = 0 \Rightarrow \sigma = 0$



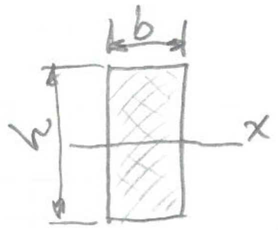
EM QUALQUER PONTO DA SECÇÃO ABCD, A TENSÃO σ

$$\sigma = \frac{M\,y}{J_x}$$

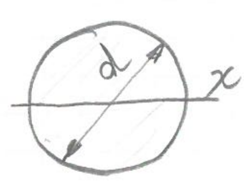
y → ORDENADA DO PONTO ONDE QUER SABER A TENSÃO

J_x → MOMENTO DE INÉRCIA DA SECÇÃO EM RELAÇÃO AO EIXO x

MOMENTOS DE INÉRCIA COMUNS

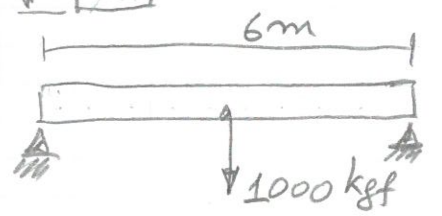


$$J_x = \frac{b h^3}{12}$$



$$J_x = \frac{\pi d^4}{64}$$

$J_x = cm^4$



VIGA (BARRA) BIAPOIADA

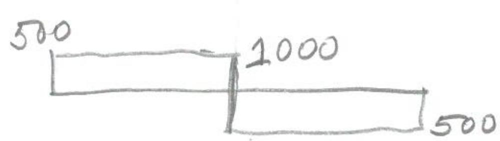
← FORÇAS EXTERNAS
SOLICITAÇÕES EXTERNAS

SOLICITAÇÕES INTERNAS:
MOMENTO FLETOR

$$M_f = \frac{P\ell}{4} = \frac{1000 \times 6}{4} = 1500\,kgf \cdot m$$

$150.000\,kgf \cdot cm$

FORÇA CORTANTE Q



CONSIDERAR UMA VIGA DE AÇO PERFIL I

TENSÃO ADMISSÍVEL $\sigma = 1000\ kgf/cm^2$

$$\sigma = \frac{My}{J_x} \qquad \text{MAS} \quad \frac{J_x}{y} = W_x$$ MODULO DE RESISTENCIA DA SECÇÃO

J_x E W_x SÃO TABELADOS

$$\sigma = \frac{M}{W_x} \Rightarrow W_x = \frac{M}{\sigma} = \frac{150.000\ kgf*cm}{1000\ kgf.cm} = 150\ cm^3$$

ENTRANDO NA TABELA VIGA I ENCONTRAMOS

$W_x = 233\ cm^3 > 150\ cm^3$ POR SEGURANÇA USAR SEMPRE O MAIOR

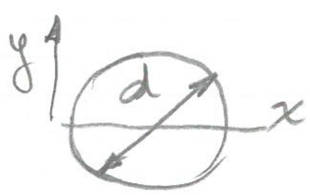
VIGA I 8" OU 203mm SUPORTA 1 tonelada

QUAL O PESO DESTA VIGA? PESO 164 kgf

NA TABELA TEM O PESO POR METRO.

CONSIDERAR UMA VIGA (TORA) DE MADEIRA

O DIAGRAMA DE MOMENTO FLETOR E FORÇA CORTANTE PERMANECE O MESMO. ENTÃO $\sigma = \frac{My}{J_x}$



$$J_x = \frac{\pi d^4}{64}$$

σ_{MAXIMO} QUANDO $y = \frac{d}{2}$

$$\sigma = \frac{M\frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{10M}{d^3}$$

$\sigma_{ADMISSIVEL}$ PARA MADEIRA $= 80\ kgf/cm^2$

DIAMETRO DA TORA DE MADEIRA

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M}{\sigma}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times 150.000\ kgf.cm}{80\ kgf/cm^2}} = \sqrt[3]{18750} = 26,57\ cm$$

QUAL O PESO DESSA TORA DE MADEIRA?

PESO ESTIMADO ≅ VOLUME x DENSIDADE

$$P = \frac{\pi d^2}{4} . h . 1 = \frac{\pi\, 26,57^2}{4} . 600 * 1\ gf/cm^3 = 332.678\ gf$$

cm^2 $\quad$ cm

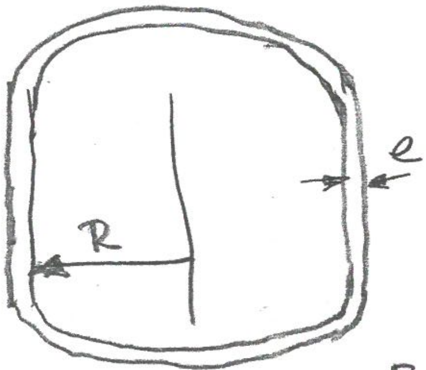
332,7 Kgf

COMPARAÇÃO DE PESOS

VIGA I AÇO $\Rightarrow$ 164 Kgf

VIGA MADEIRA $\Rightarrow$ 332 Kgf

VASOS DE PRESSÃO DE PAREDE FINA



e ESPESSURA DA PAREDE

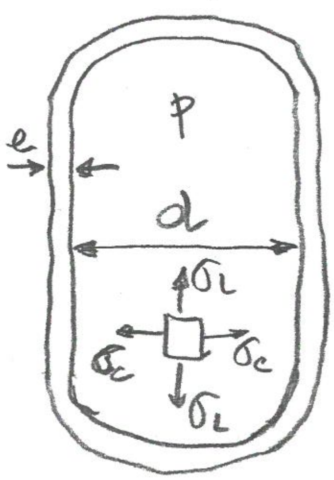
$R = \frac{d}{2}$ RAIO INTERNO (EXTERNO)

$e \leq \frac{R}{10}$

SE $e = \frac{R}{10}$ ERRO $\sim 4\%$

EXEMPLOS : RESERVATÓRIO AR COMPRIMIDO, GAS BOTIJÃO DE GAS, GASES INDUSTRIAIS, GNV

VASOS DE PRESSÃO INTERNA PODEM SER CILINDRICOS E ESFERICOS.

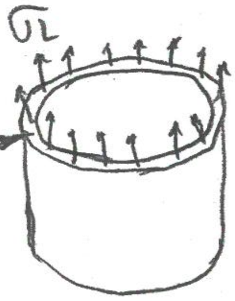


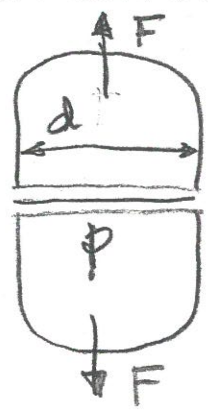
NA PAREDE DO CILINDRO TEM TENSÃO PARA SUPORTAR A PRESSAO p INTERNA

σ_L TENSÃO LONGITUDINAL

σ_C TENSÃO CIRCUNFERENCIAL

ÁREA A





$$p = \frac{F}{AREA}$$

$$p = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$F = p \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

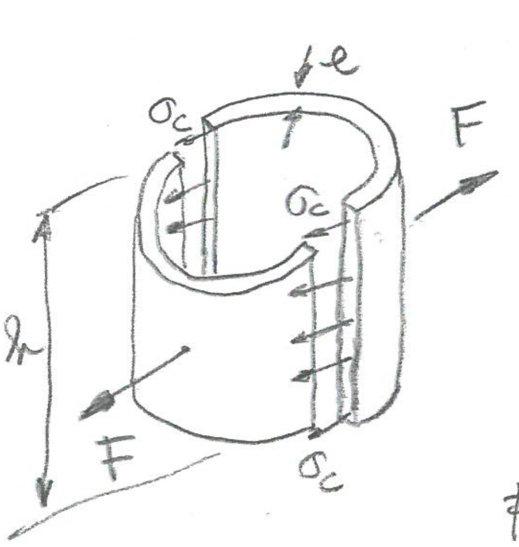
$$\sigma_l = \frac{F}{\text{AREA COROA CIRCULAR}}$$

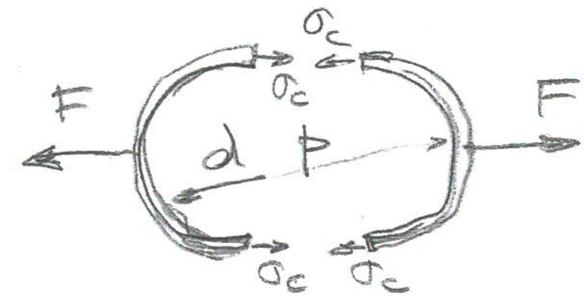
$$A \cong \pi d . e$$

$$\sigma_l = \frac{F}{A} = \frac{p \pi d^2}{4 \pi d e} = \frac{pd}{4e}$$

TENSÃO LONGITUDINAL É $\boxed{\sigma_l = \frac{pd}{4e}}$

TENSÃO CIRCUNFERENCIAL σ_c





A PRESSÃO p FORÇA O CILINDRO ABRIL LONGITUDINALMENTE

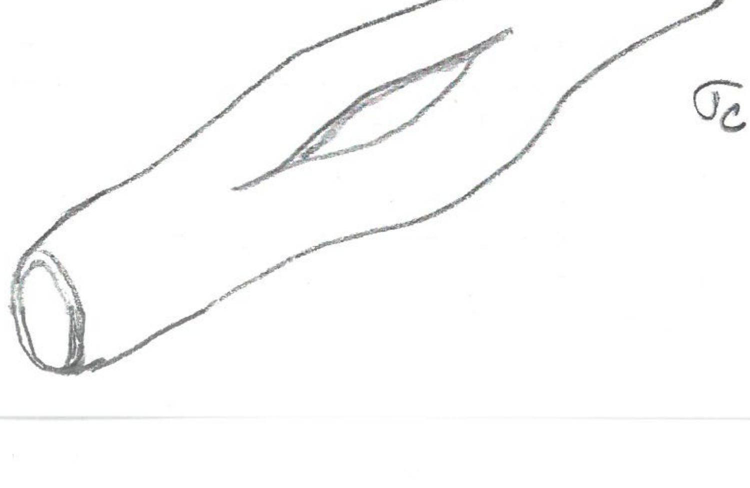
$$p = \frac{F}{\text{AREA}} = \frac{F}{dh} \quad \therefore F = pdh$$

TENSÃO CIRCUNFERENCIAL

$$\sigma_c = \frac{F}{\text{ÁREA}} = \frac{F}{e \cdot h \cdot 2} = \frac{pdh}{2eh}$$

$$\sigma_c = \frac{pd}{2e} \qquad \boxed{\sigma_c = 2\sigma_l}$$

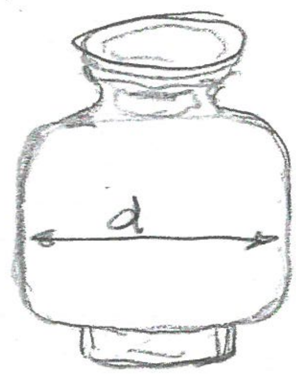
UMA TUBULAÇÃO SUBMETIDA A PRESSÃO INTERNA PODERA ROMPER SE σ_c ATINGIR TENSÃO DE RUPTUR DO MATERIAL. ENTÃO O ROMPIMENTO SERÁ AO LONGO DO EIXO DA TUBULAÇÃO.



$$\sigma_c \geq \sigma_r$$

EXEMPLO: BOTIJÃO DE GAS GLP

GLP: GAS LIQUEFEITO DE PETROLEO



PRESSÃO DE TRABALHO

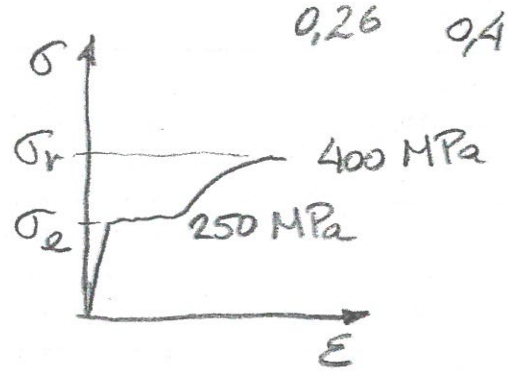
4 bar a 7 bar

$4\ kgf/cm^2 \rightarrow 7\ kgf/cm^2$ ATE $10\ kgf/cm^2$

$d = 36\ cm$

MATERIAL: AÇO BAIXO CARBONO (MEDIO)

AÇO A-36	C	Si	Mn	Cu
	0,26	0,40	1	0,2



LIMITE DE RESISTENCIA σ_r

LIMITE ELÁSTICO σ_e

$\sigma_r = 4000\ kgf/cm^2$

$\sigma_e = 2500\ kgf/cm^2$

PRESSÃO DE PROJETO 15 bar $= 15\ kgf/cm^2$

COMO A TENSÃO CIRCUNFERENCIAL É O DOBRO DA TENSÃO LONGITUDINAL ENTÃO O DIMENSIONAMENTO É PELA TENSÃO CIRCUNFERENCIAL

$$\sigma_c = \frac{pd}{2e}$$

$p \rightarrow$ PRESSÃO DE PROJETO $= 15\ kgf/cm^2$

$\sigma_c \rightarrow$ TENSÃO CIRCUNFERENCIAL ADMISSÍVEL

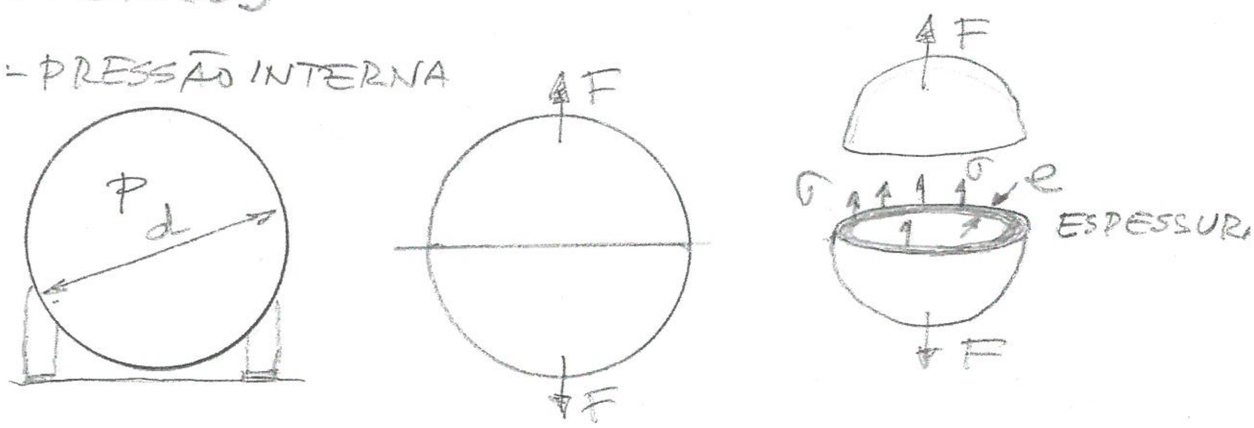
$$\sigma_c \leq \frac{\sigma_r}{4} \leq \frac{4000}{4} \leq 1000\ kgf/cm^2 \qquad \underset{\text{ADOTADO}}{\sigma_c = 850\ kgf/cm^2}$$

$$\sigma_c = \frac{pd}{2e} \therefore e = \frac{pd}{2\sigma_c} = \frac{15\ kgf/cm^2 \times 36\ cm}{2 \times 850\ kgf/cm^2} = 0{,}32\ cm$$

A ESPESSURA DA PAREDE DO BOTIJÃO DE GAS É 1/8 POLEGADA $= 3.18\ mm$

VASOS DE PRESSÃO DE PAREDE FINA ESFÉRICOS

p - PRESSÃO INTERNA



CADA SEMIESFERA ESTÁ SUBMETIDA A UMA FORÇA F

$$p = \frac{F}{\text{ÁREA}} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \qquad F = \frac{p \pi d^2}{4}$$

ESSA FORÇA É SUPORTADA PELA COROA CIRCULAR

ÁREA DA COROA CIRCULAR $= \pi d . e$

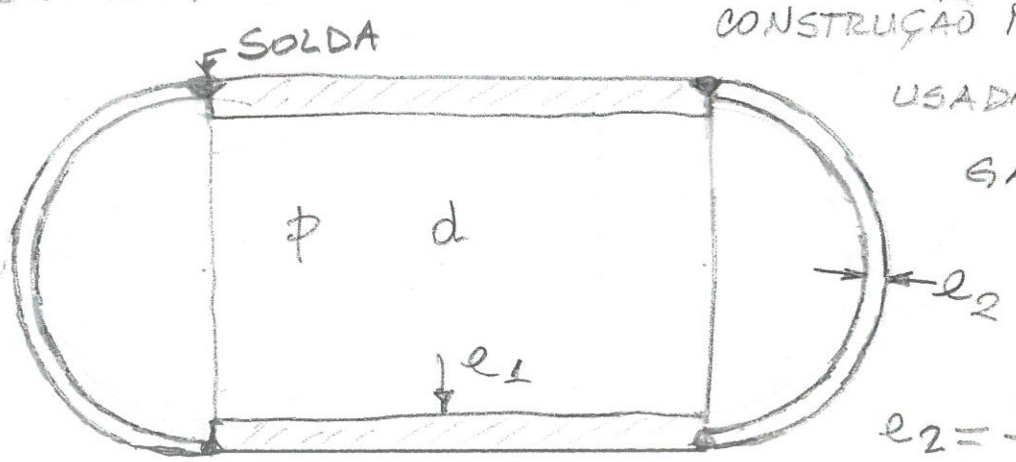
$$\sigma = \frac{F}{\pi d e} = \frac{p \pi d^2}{4 \pi d e} = \frac{p d}{4 e} \qquad \boxed{\sigma = \frac{p d}{4 e}}$$

NO VASO ESFÉRICO A TENSÃO É IGUAL EM TODAS SECÇÕES

$\sigma_{\text{VASO ESFÉRICO}} = \sigma_{\text{LONGITUDINAL NO CILINDRO}}$

ENTÃO A ESPESSURA DA PAREDE É METADE DA ESPESSURA DA PAREDE DE UM VASO CILINDRICO SUBMETIDO A MESMA PRESSÃO COM O MESMO DIÂMETRO.

CONSTRUÇÃO MUITO USADA PARA GASES



$$e_2 = \frac{e_1}{2}$$

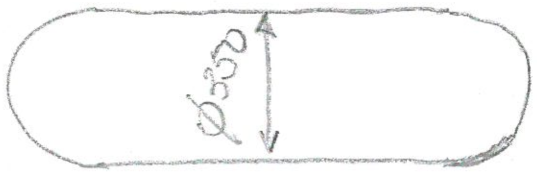
RESERVATÓRIO PARA GNV

GNV - GAS NATURAL VEICULAR METANO

GAS METANO CH_4

PRESSÃO 220 kgf/cm^2

EXEMPLO DE UM RESERVATÓRIO



$d = 350\ mm$

$e = 10\ mm$

MATERIAL: AÇO 4130 TRATADO TERMICAMENTE

NÃO PODE TER SOLDA

AÇO 4130

METALS HANDBOOK

C	Mn	Si	Cr	Mo
0,3	0,5	<0,4	1	0,25

$\sigma_r = 1496\ MPa$

$\sigma_e = 1379\ MPa$

σ_r - TENSÃO DE RUPTURA

σ_e - LIMITE ELÁSTICO

NO CILINDRO A TENSÃO CIRCUNFERENCIAL É MAIOR DA TENSÃO LONGITUDINAL.

$$\sigma_c = \frac{pd}{2e}$$

$$\sigma_c = \frac{220\ kgf/cm^2\ 35\ cm}{2 \cdot 1\ cm} = 3850\ kgf/cm^2 \cong 385\ MPa$$

A SOLICITAÇÃO É PULSANTE E A TENSÃO σ_c É MAIOR QUE LIMITE DE FADIGA. TENSÃO LIMITE DE FADIGA SERIA APROXIMADAMENTE 240 MPa.

POR ISSO A VIDA UTIL DESSE RESERVATÓRIO É ESTIMADA EM CINCO ANOS COM EXAME ANUAL.

TRELIÇAS

ESTRUTURA TRELIÇADA É FORMADA POR BARRAS E NÓS.

CONSIDERA-SE ARTICULAÇÃO NOS NÓS

BARRAS SÃO SUBMETIDAS A TRAÇÃO OU COMPRESSÃO

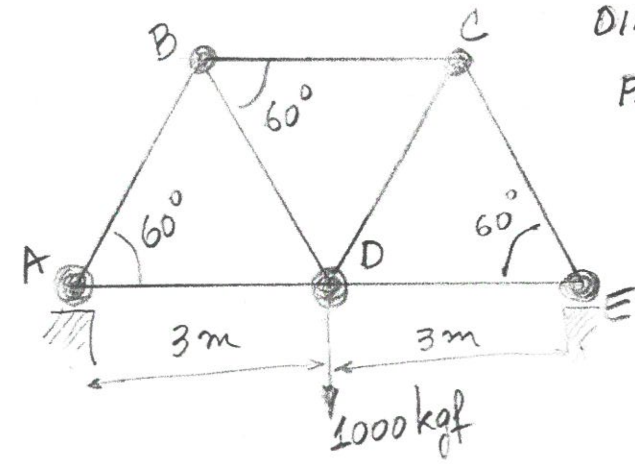
CARGAS EXTERNAS SÃO CONSIDERADAS NOS NÓS

NÃO TEM FLEXÃO

VANTAGENS : ESTRUTURA MAIS LEVE
APLICAÇÃO : TELHADOS, TORRES DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELETRICA, PONTE ROLANTE, PONTES, ESTRUTURAS METALICAS EM GERAL

DESVANTAGENS : MAIS CALCULOS DIMENSIONAIS PARA BARRAS SUBMETIDAS A COMPRESSÃO (FLAMBAGEM)
REQUER MÃO DE OBRA ESPECIALIZADA NA MONTAGEM.

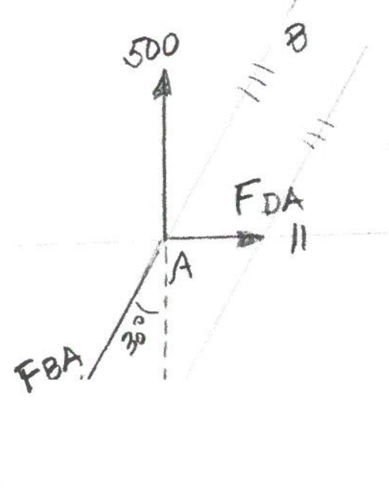
EXEMPLO DIDÁTICO SIMPLES : DETERMINAR FORÇAS NAS BARRAS



DIMENSIONAR A TRELIÇA PARA CARGA 1000kgf NO NÓ D

POR SIMETRIA A REAÇÃO EM (A) E EM (E) É 500 kgf

SOBRE O NÓ (A) AGE A FORÇA 500 kgf EXTERNA MAS O NÓ ESTÁ EM EQUILIBRIO ESTÁTICO. ENTÃO TEM UMA FORÇA IGUAL E EM SENTIDO CONTRÁRIO V_A



ESSA FORÇA V_A IMAGINÁRIA É DADA PELAS BARRAS AB E AD

DECOMPONDO ESSA FORÇA V_A NA DIREÇÃO DAS BARRAS

OBTEM-SE AS FORÇAS NAS BARRAS AB e AD

CALCULANDO AS FORÇAS F_{BA} E F_{DA}

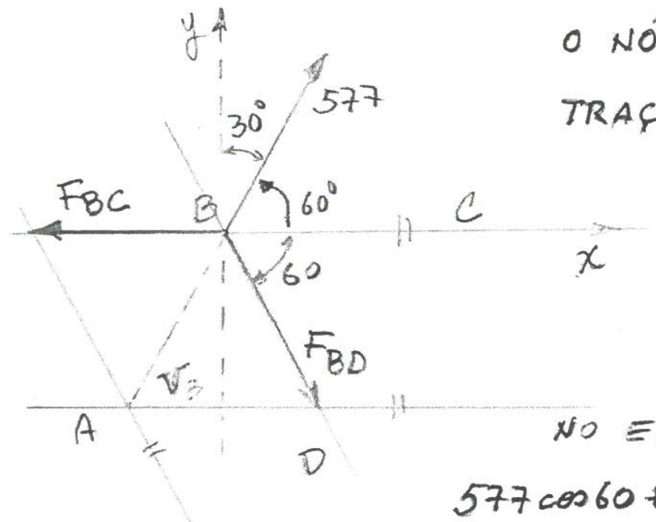
$\cos 30^\circ = \frac{V}{F_{BA}} \therefore F_{BA} = 577\ kgf$

$tg\, 30 = \frac{F_{DA}}{V} \therefore F_{DA} = 288{,}68\ kgf \cong 289\ kgf$

A BARRA AB ESTÁ EMPURRANDO O NÓ A ENTÃO A BARRA AB SOFRE COMPRESSÃO

A BARRA AD ESTÁ PUXANDO O NÓ A ENTÃO ESSA BARRA SOFRE TRAÇÃO

SOBRE O NÓ B ATUA FORÇA 577 kgf



O NÓ ESTÁ EM EQUILÍBRIO

TRAÇAMOS FORÇA $V_B = 577\ kgf$

NO EIXO y

$577 \cos 30 - F_{BD} \cos 30 = 0$

$F_{BD} = 577\ kgf$

NO EIXO x

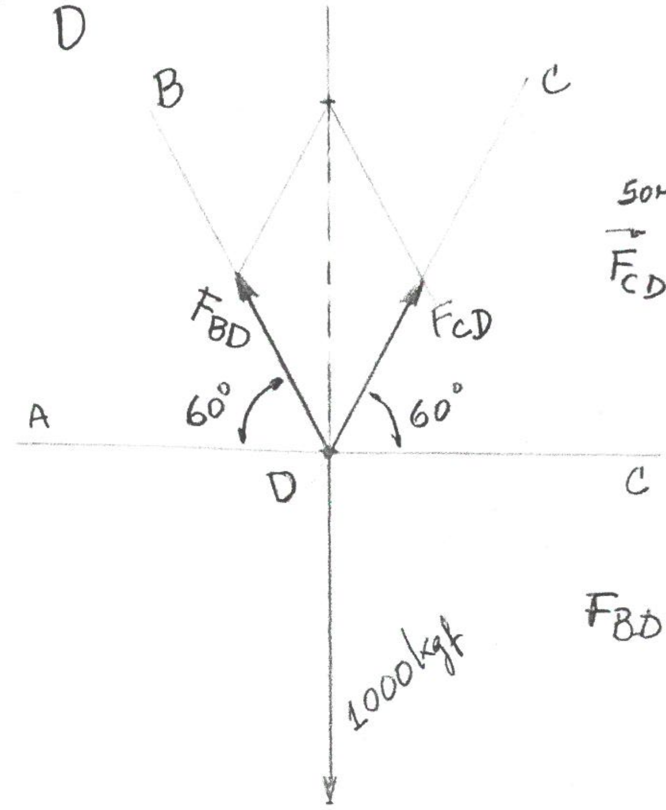
$577 \cos 60 + 577 \cos 60 - F_{BC} = 0$

$F_{BC} = 577\ kgf$

A BARRA BC ESTÁ EMPURRANDO O NÓ B ENTÃO ELA SOFRE COMPRESSÃO

A BARRA BD ESTÁ PUXANDO O NÓ B ENTÃO ELA SOFRE TRAÇÃO.

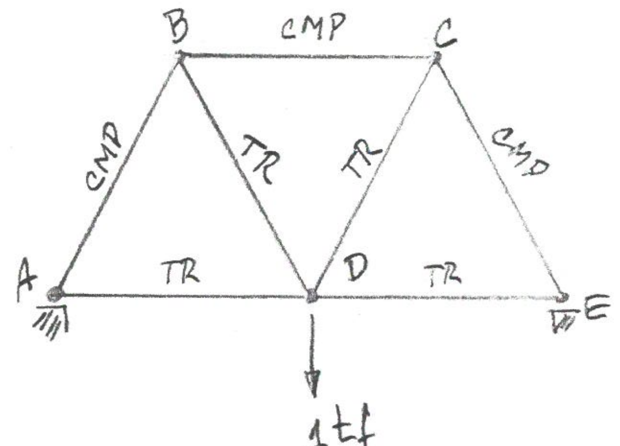
NÓ D



SOMA VETORIAL

$\vec{F}_{CD} + \vec{F}_{BD} = 1000\ kgf$

$F_{BD} = 577\ kgf$



BARRA	FORÇA (kgf)	TIPO
AB	577	COMPRESSÃO
AD	289	TRAÇÃO
BC	577	COMPRESSÃO
BD	577	TRAÇÃO
CE	577	COMPRESSÃO
CD	577	TRAÇÃO
ED	289	TRAÇÃO