

ELEMENTOS DE MÁQUINAS (SEM 0241)

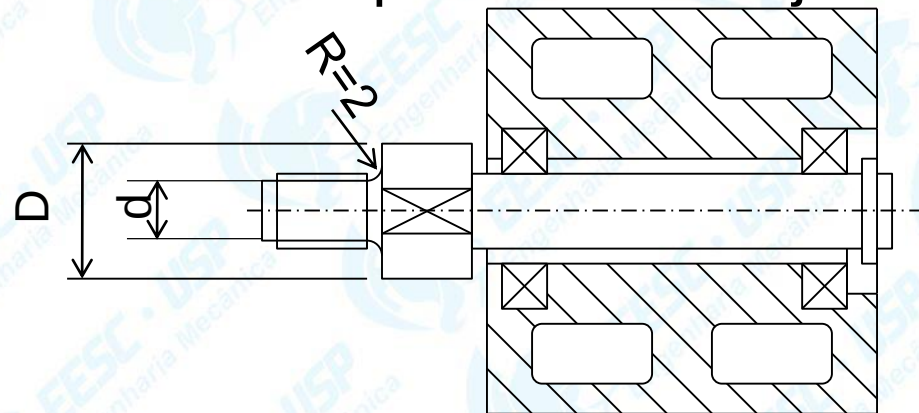
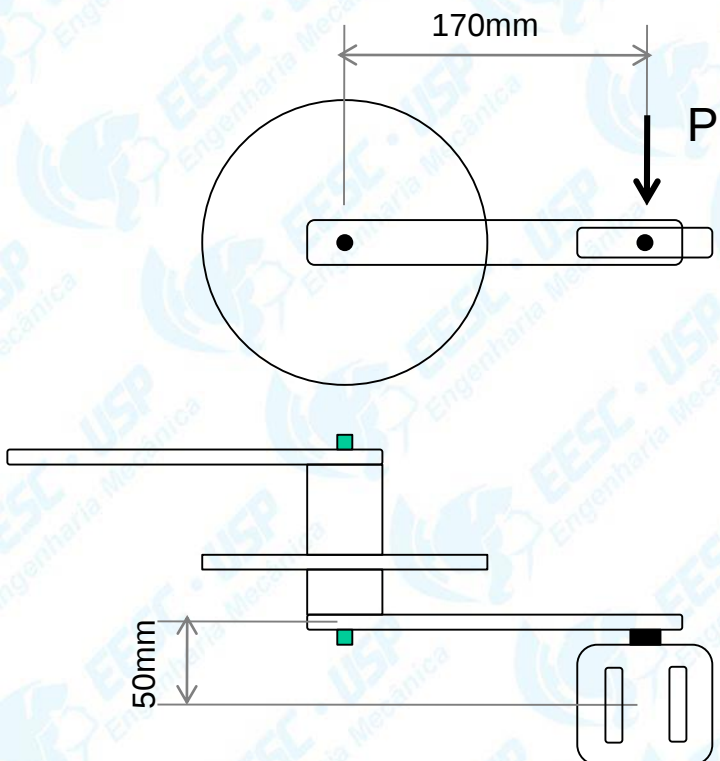
Notas de Aulas v.2020

Lista de exercícios – Aula 07 –

Eixos- tensões de confronto

Professor: Carlos Alberto Fortulan

Ex7.1- Um ciclista aplica uma força de 700N no pedal de uma bicicleta. Dimensione a fadiga o eixo do pedal, suponha que seja aplicado o aço AISI 1050 para vida infinita e que a força axial devido à fixação pela rosca no pé-de-vela seja de 16.000N*.



SAE 1050 ~ $\varnothing 13\text{mm}$

Temp. 845°C/Rev. 540°C

($\sigma_u = 914 \text{ MPa}$; $\sigma_y = 603 \text{ MPa}$).

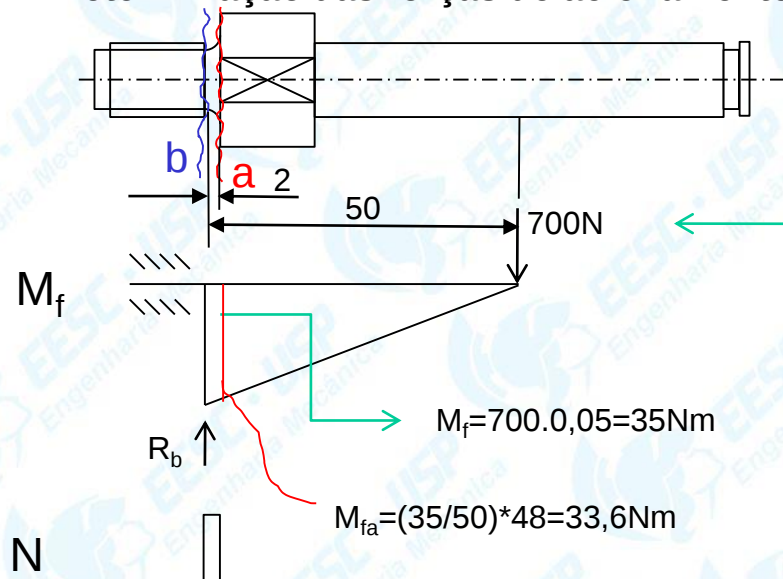
*Na rosca métrica $M_t = 0,2 \cdot P \cdot d$
d= diâmetro nominal da rosca



Força mão homem ~32 kgf



1- Determinação das forças de acionamento



02 – Cálculo das reações de apoio: $R_a = 700 \text{ N}$

03 – Determinação dos Momentos

04 – Determinação do Momento Equivalente $\rightarrow M_{eq} = M_{fr}$

2 – Pré dimensionamento do eixo em (a)

Caso a) – flexão pura

$$\bar{d} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{N \cdot \frac{M_{fr}}{\sigma_y}} \quad \bar{d} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \frac{33,6}{603 \cdot 10^6}} = 0,0104 \text{ m} \quad d = 1,1 - 1,3 \bar{d} \rightarrow 1,1 \times 0,0104 = 11,4 \text{ mm}$$

3) Determinação do limite à fadiga alternada

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S_e'$$

$$C_{\text{superf}} = 0,72 \quad C_{\text{tamanho}} = 0,93 \quad C_{\text{carreg}} = 1 \text{ (flexão)} \quad C_{\text{temp}} = 1 \text{ (80°C)} \quad C_{\text{conf}} = 0,897 \text{ (90\%)}$$

$$C_{\text{entalhe}} = 1/KF \quad d/w = 0,4, \quad h/w = 0,5 \quad K_t = 1,5; \quad q = 0,91 \rightarrow K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,91(1,6 - 1) = 1,4 \quad S_e' = 0,5 S_u = 457 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,76 \cdot 0,93 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (1/1,4) \cdot 457 = 230 \text{ MPa}$$

4 – Cálculo da tensão de confronto c^*

Cálculo da Normal pelo torque de montagem do eixo do pedal

$$M_t = 0,2 \cdot P \cdot d \rightarrow P = 320 \times 0,12 / 0,2 \cdot 0,014 = 13.700 \text{ N}$$

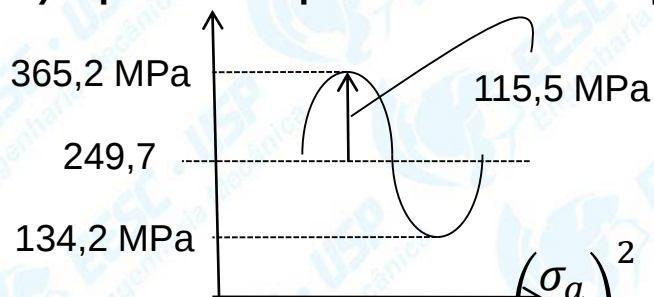
Força homem Braço de alavanca (chave) Diâmetro nominal da rosca

Caso B2

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma'_n)^2 + 3(\tau'_n)^2}$$

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_f = \frac{N}{S} + \frac{M_{fr}}{W_f} = \frac{16000}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{33,6}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{13700}{\frac{\pi 0,0114^2}{4}} + \frac{33,6}{\frac{\pi 0,0114^3}{32}} = 134,2 + 231 \text{ MPa}$$

5) Equivalência para do estado real para alternada simétrica



Por ASME

$$\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma'_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_y} \right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y} \right)^2 = 1 = \left(\frac{115,5}{\sigma_n} \right)^2 + \left(\frac{249,7}{603} \right)^2 = 1 \rightarrow \sigma_n = 127 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_n \cdot K_{ff})^2 + 3 \left((\tau_n) \cdot K_{ft} \right)^2} = \sqrt{(127,1,4)^2} = 177,8 \text{ MPa}$$

6) Verificação do coeficiente de segurança segundo o diâmetro

$$N_{d=11,4} = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{230}{177,8} = 1,29 \rightarrow \text{vida infinita}$$

7) Ajuste do diâmetro

$$d_{novo} = d_{velho} \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma^*}{S_e/N}} = 11,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{177,8 \cdot 2}{230}} = 13,2 \text{ mm}$$

$$N_{d=13,3} = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{230}{108,8} = 2,1$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_N = 100,1 \text{ MPa} \\ \sigma_f = 148,8 \text{ MPa} \\ \sigma_m = 174,5 \text{ MPa} \\ \sigma_n = 77,7 \text{ MPa} \\ \sigma^* = 108,8 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

$$d_{novo} = d_{velho} \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma^*}{S_e/N}} = 13,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{108,8 \cdot 2}{230}} = 13,0 \text{ mm}$$

Valor de mercado = 12,7 mm

Ex7.2- No eixo mostrado estão montadas duas engrenagens cilíndricas de dentes retos com ângulo de pressão de 20° . Deve-se usar um eixo retificado nas superfícies funcionais, feito de aço ABNT 1030 temperado e revenido. Dimensionar à fadiga, desenhe o eixo escalonado com apoio axial para ambas as engrenagens, as quais deverão ser unidas por meio de chavetas planas cujo rasgo será usinado com fresa de topo. Temperatura de trabalho 80°C , Coeficiente de segurança N de 2,5. Dimensões da figura em mm.

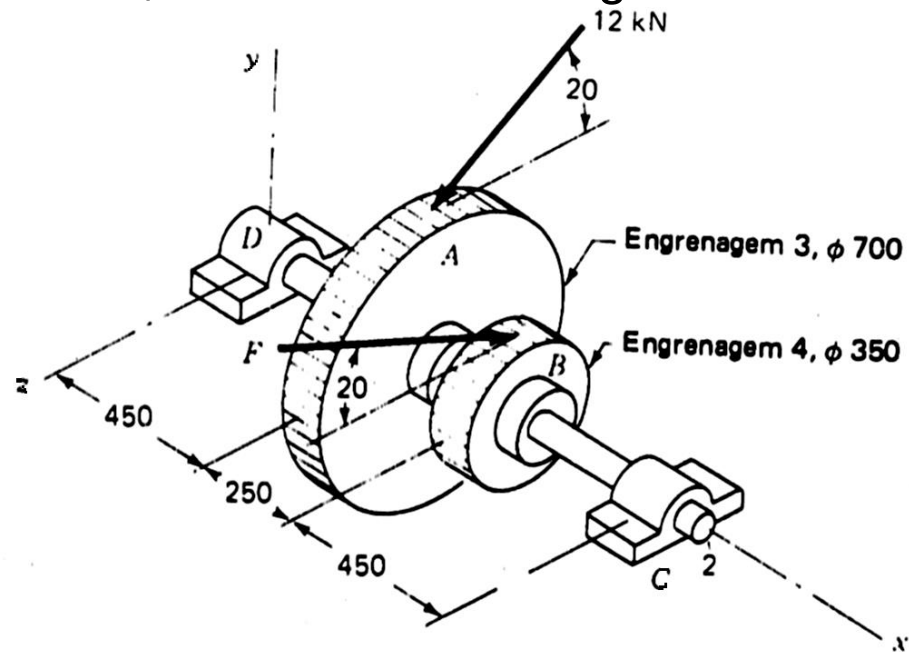
Largura das engrenagens

$$L_A = 80\text{mm}; L_B = 50\text{mm}$$

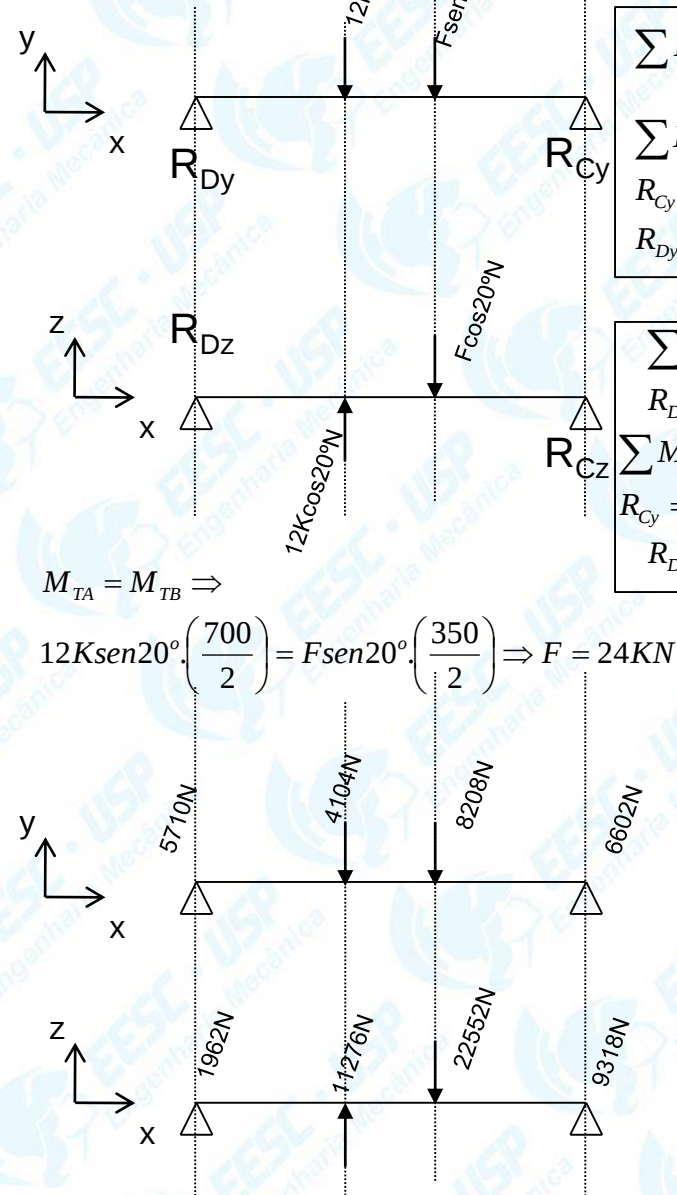
SAE 1030 ~ $\varnothing 100\text{mm}$

Temp. $870^\circ\text{C}/\text{Rev. } 595^\circ\text{C}$

($\sigma_u = 550\text{ MPa}$; $\sigma_y = 370\text{ MPa}$).



Shigley, J.P. Mechanical Engineering Design.
3rd ed. International Student Edition.
McGraw-Hill. (1985) p345.



$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Dy} - 4104 - 8208 + R_{Cy} = 0$$

$$\sum M_D = 4104 \cdot 0,45 + 8208 \cdot 0,7 - R_{Cy} \cdot 1,15 = 0$$

$$R_{Cy} = 6602\text{N}$$

$$R_{Dy} + R_{Cy} = 12312 \rightarrow R_{Dy} = 12312 - 6602 = 5710\text{N}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{Dz} = 11280 - 22560 + R_{Cz} = 0$$

$$R_{Dz} - 11280 + R_{Cz} \Rightarrow R_{Dz} + R_{Cz} = 11280$$

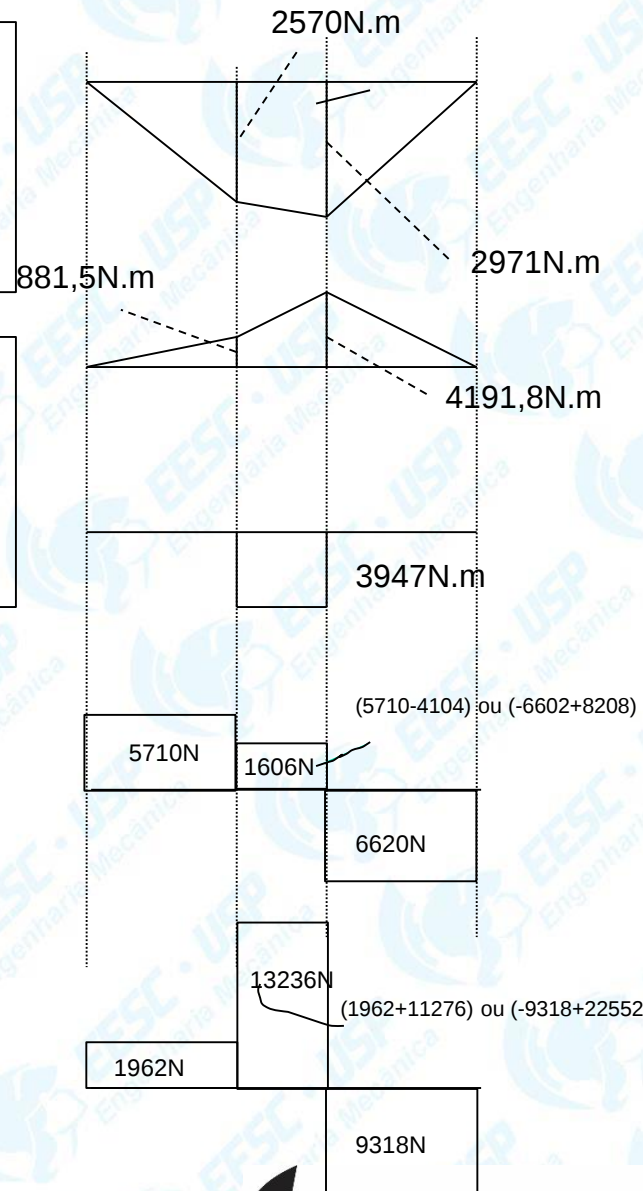
$$\sum M_D = 11280 \cdot 0,45 - 22560 \cdot 0,7 - R_{Cz} \cdot 1,15 = 0$$

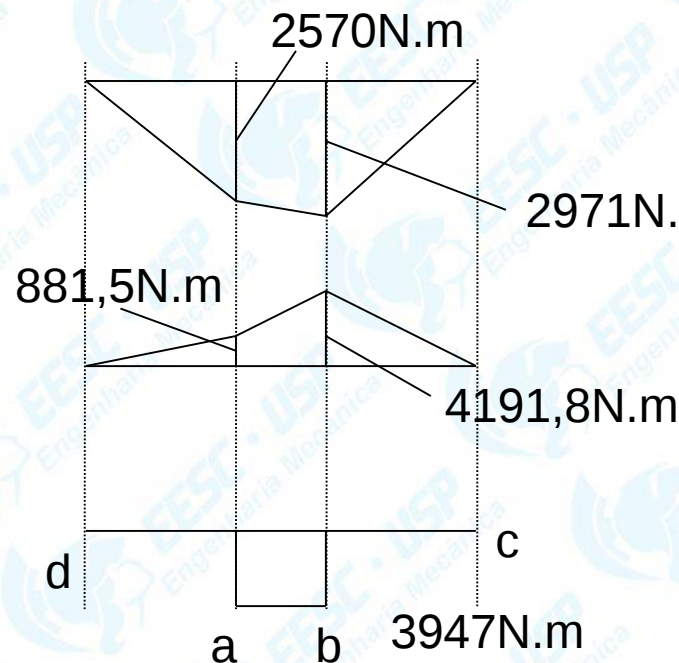
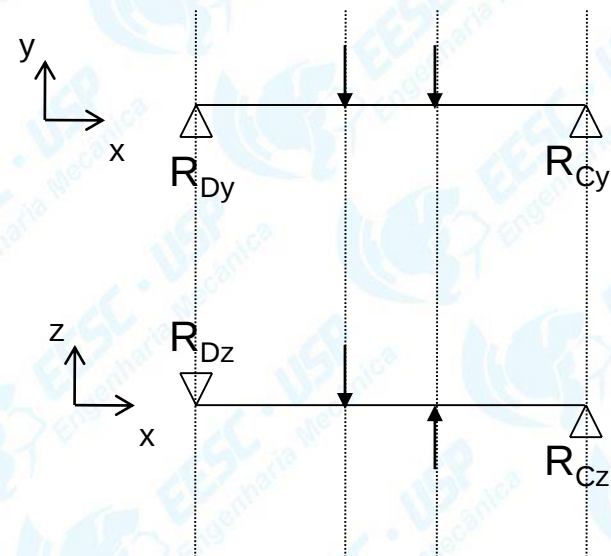
$$R_{Cz} = 9318\text{N}$$

$$R_{Dz} = 9318 = 11280 \rightarrow R_{Dz} = 1962\text{N}$$

$$M_{TA} = M_{TB} \Rightarrow$$

$$12K\text{sen}20^\circ \cdot \left(\frac{700}{2}\right) = F\text{sen}20^\circ \cdot \left(\frac{350}{2}\right) \Rightarrow F = 24\text{KN}$$





ABNT 1030

 $\sigma_{RT} = 550 \text{ MPa}$ $\sigma_e = 370 \text{ MPa}$

2971 N.m

4191,8 N.m

3947 N.m

04 – Determinação do Momento Equivalente $\rightarrow M_{eq}$

$$Mfr_a = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{2570^2 + 881,5^2} = 2717 \text{ N.m}$$

direita

$$Mfr_b = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{2971^2 + 4191,8^2} = 5137 \text{ N.m}$$

esquerda

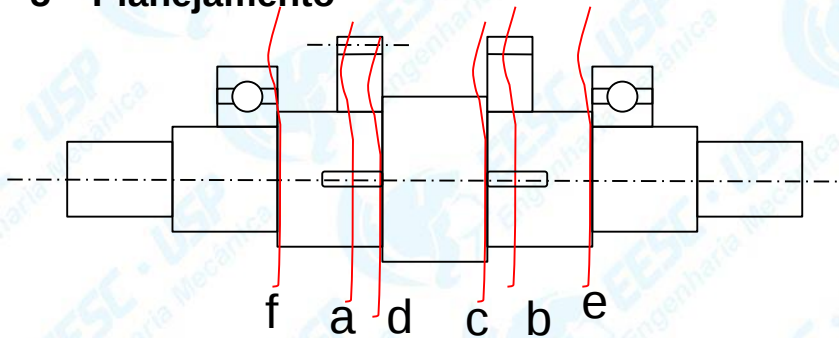
$$Meq_a = \sqrt{M_{fr}^2 + \frac{3}{4} M_t^2} = \sqrt{2717^2 + \frac{3}{4} 3947^2} = 4366 \text{ N.m}$$

direita

$$Meq_b = \sqrt{M_{fr}^2 + \frac{3}{4} M_t^2} = \sqrt{5137^2 + \frac{3}{4} 3947^2} = 6170 \text{ N.m}$$

esquerda

5 – Planejamento



b3.3) Caso particular onde

$$k_f = \infty \text{ e } k_t = 1$$

Seção “b”

6 – Pré dimensionamento do eixo em b (maior M_{eq} + chave) +

$$\bar{d} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{6170}{\frac{370 \cdot 10^6}{2,5}}} = 0,075m \rightarrow d = 1,1 \sim 1,3 \bar{d} \rightarrow d = 90mm$$

7 – Cálculo da tensão de confronto σ^*

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{máx} \cdot k_{ff})^2 + H^2 \tau^2}$$

$$\sigma = \frac{M_{RB}}{W_f} = \frac{5137}{\pi \cdot d^3 / 32} = \frac{5137 \cdot 32}{\pi \cdot (0,09)^3} = 71,8 MPa$$

$$H = \frac{S'_e K_{ft}}{\tau_y K_{ff}} = \frac{275,13}{0,577 \cdot 370 \cdot 1,6} = 1,05$$

$$\tau = \frac{M_T}{W_T} = \frac{3947}{\pi \cdot d^3 / 16} = \frac{3947 \cdot 16}{\pi \cdot (0,09)^3} = 27,6 MPa$$

$$\sigma^* = \sqrt{(71,8 \cdot 1,05)^2 + 1,05^2 \cdot 27,6^2} = 118,5 MPa$$

8) Determinação do limite à fadiga alternada corrigido

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S_e'$$

$$C_{\text{superf}} = 0,9 \quad C_{\text{tamanho}} = 0,76 \quad C_{\text{carreg}} = 1 \text{ (flexão)} \quad C_{\text{temp}} = 1,02$$

$$C_{\text{conf}} = 1 \text{ (50\%)} \quad C_{\text{entalhe}} = 1/KF = 1/1,6$$

$$S_e' = 0,5 S_u = 275 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,9 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot (1/1,6) \cdot 275 = 120 \text{ MPa}$$

9) Verificação da fadiga pelo coeficiente de segurança

$$N = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{120 \cdot 10^6}{99,4 \cdot 10^6} = 1,21$$

$$d_{\text{novo}} = d_{\text{velho}} \sqrt[3]{\frac{\sigma^*}{S_e/N}} = \sqrt[3]{\frac{118}{120/2,5}} \rightarrow d_{\text{novo}} = 120 \text{ mm}$$

$$N = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{120}{118} = 1,02$$

Seção "c"

Adotar $d_c/d_b=1,2$ a $1,4$, como não tem carga axial $\rightarrow d_c=130\text{mm}$

Cálculo da tensão de confronto c^*

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{máx} \cdot k_{ff})^2 + H^2 \tau^2}$$

$$H = \frac{S'_e K_{ft}}{\tau_y K_{ff}}$$

$$M_{fr_c} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{\left(2971 - \frac{(2971-2570) \cdot 25}{250}\right)^2 + \left(4191,8 - \frac{(4192-882) \cdot 25}{250}\right)^2} = 4847 \text{ N.m}$$

2931 3861

$$\sigma = \frac{M_{frb}}{W_f} = \frac{4847.32}{\pi \cdot 0,12^3} = 28,6 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{tb}}{W_t} = \frac{3947.16}{\pi \cdot 0,12^3} = 11,6 \text{ MPa}$$

$$K_{ff} = 1 + q(K_{tf} - 1) = 1 + 0,86(1,65 - 1) = 1,56$$

$$K_{ft} = 1 + q(K_{tt} - 1) = 1 + 0,86(1,35 - 1) = 1,49$$

$$H = \frac{S'_e K_{ft}}{\tau_y K_{ff}} = \frac{275 \cdot 10^6 \cdot 1,49}{0,577 \cdot 370 \cdot 10^6 \cdot 1,56} = 1,23$$

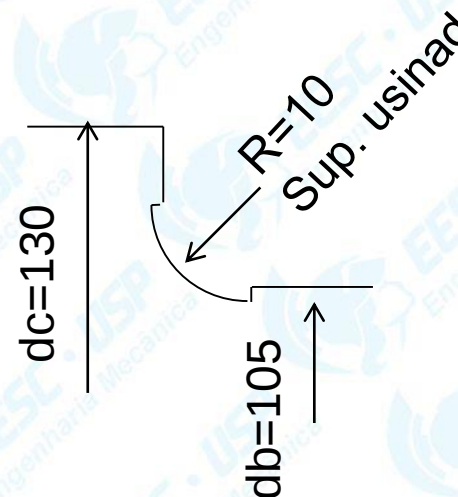
$$\sigma^* = \sqrt{(28,6 \cdot 1,56)^2 + 1,23^2 \cdot 11,6^2} = 46,8 \text{ MPa}$$

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S_e' = 0,75 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot (1/1,56) \cdot 275 \times 10^6 = 101 \text{ MPa}$$

$$N^* = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{101}{46,8} = 2,16$$

usinada

O eixo precisa ser aumentado



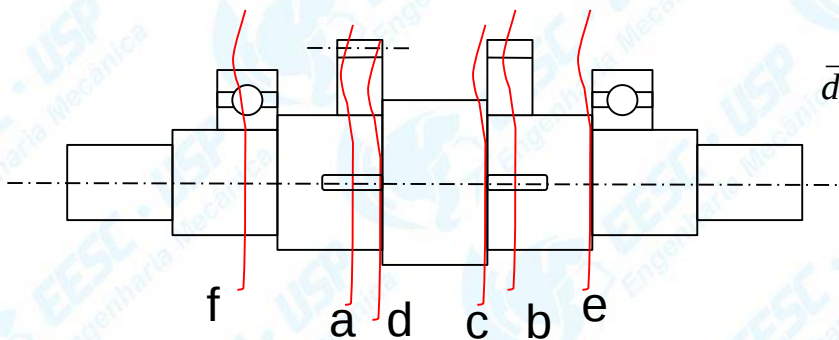
$$d_{\text{nov}} = d_{\text{velho}} \cdot \sqrt[3]{N \frac{S_n^*}{S_e}} = 120 \cdot \sqrt[3]{2,5 \frac{46,8}{101}} = 125 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{M_{frb}}{W_f} = \frac{4847.32}{\pi \cdot 0,125^3} = 25,3 \text{ MPa} \\ \tau &= \frac{M_{tb}}{W_t} = \frac{3947.16}{\pi \cdot 0,125^3} = 10,3 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \sigma^* = \sqrt{(25,3 \cdot 1,56)^2 + 1,23^2 \cdot 10,3^2} = 41,5 \text{ MPa}$$

$$N^* = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{102,5}{41,5} = 2,5$$

Resultado, o diâmetro em b passa a valer $\phi=125\text{mm}$

Dimensionamento Direto em “b”



Pré dimensionamento do eixo em b (maior M_{eq})

$$\bar{d} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{6170}{\frac{370 \cdot 10^6}{2,5}}} = 0,075m \rightarrow d = 1,1 \sim 1,3 \bar{d} \rightarrow d = 90mm$$

Observe que é necessário ter uma noção da dimensão

04) Determinação do limite à fadiga alternada

$$S_e = C_{superf} C_{tamanho} C_{carreg} C_{temp} C_{conf} C_{entalhe} S_e' \quad C_{superf} = 0,9 \quad C_{tamanho} = 0,76 \quad C_{carreg} = 1 \text{ (flexão)} \quad C_{temp} = 1$$

$$C_{conf} = 1 \text{ (50\%)} \quad C_{entalhe} = 1/K_f = 1/1,6 \quad S_e' = 0,5 S_u = 275 \text{ MPa (aula 5 fig1)}$$

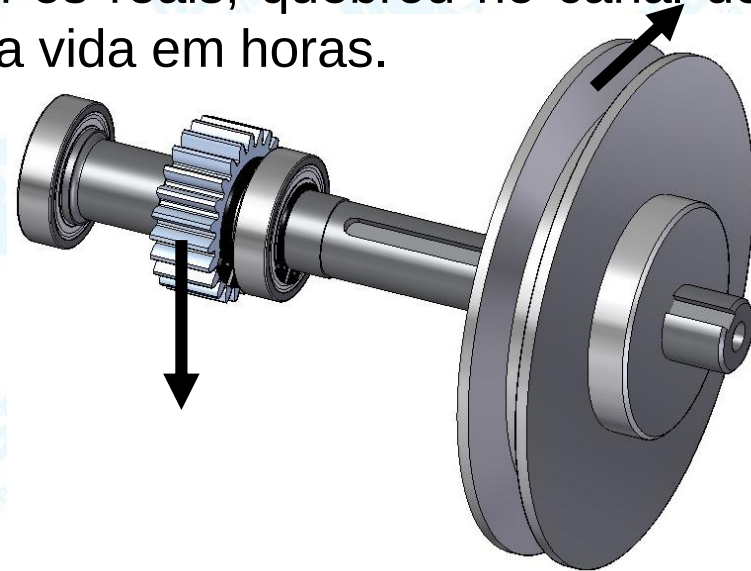
$$S_e = 0,9 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot (1/1,6) \cdot 275 = 120 \text{ MPa}$$

5) Determinação do diâmetro da seção segundo coeficiente de segurança

b3.3) Caso particular onde $k_f = \infty$ e $k_t = 1$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(K_f \frac{M_f}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_t}{S_y}\right)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2,5}{\pi} \sqrt{\left(1,6 \frac{5137}{120 \cdot 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{3947}{370 \cdot 10^6}\right)^2}} \Rightarrow d = 120,7 \Rightarrow 120mm$$

Ex 7.3- Em 2009, um carro Baja da EESC foi para a competição com o eixo transmissão mostrado abaixo, os dados foram os reais, quebrou no canal do anel elástico no diâmetro de 20mm, preveja sua vida em horas.



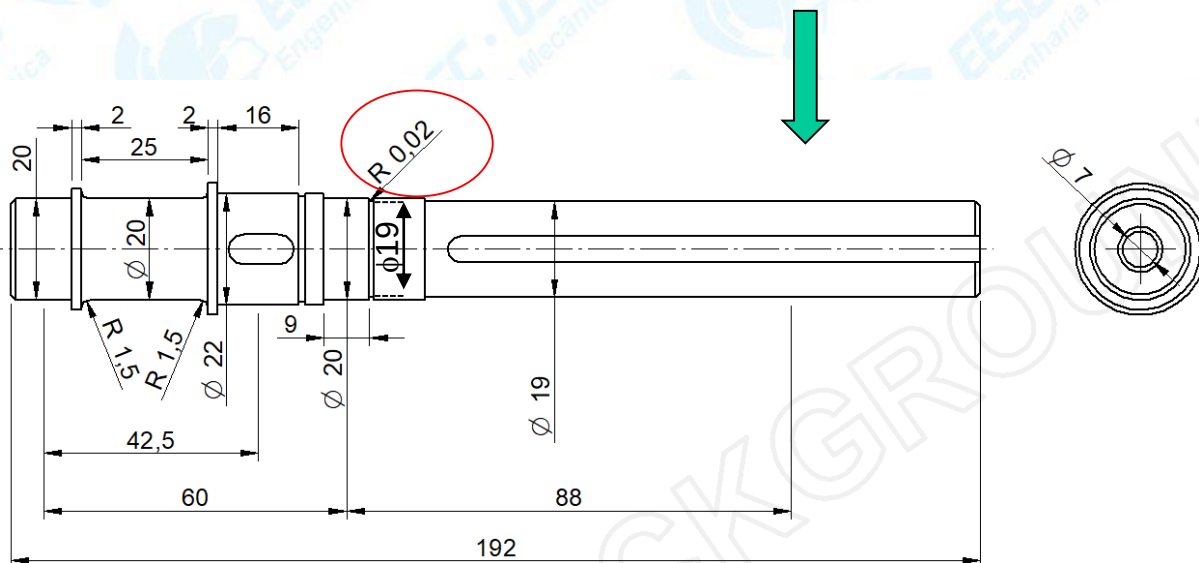
Torque 47,5 N.m à 1200rpm

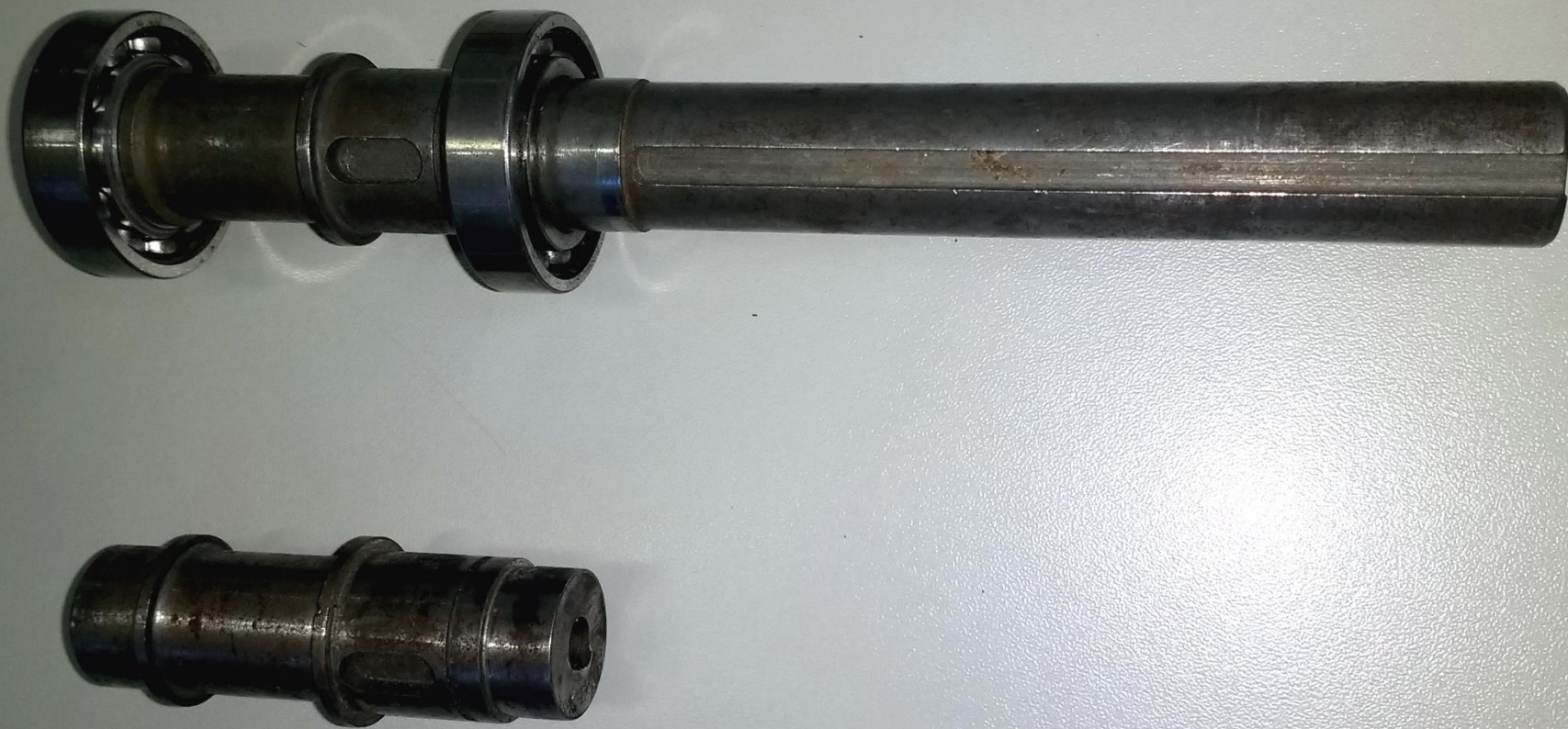
Diâmetro primitivo da polia: 190mm

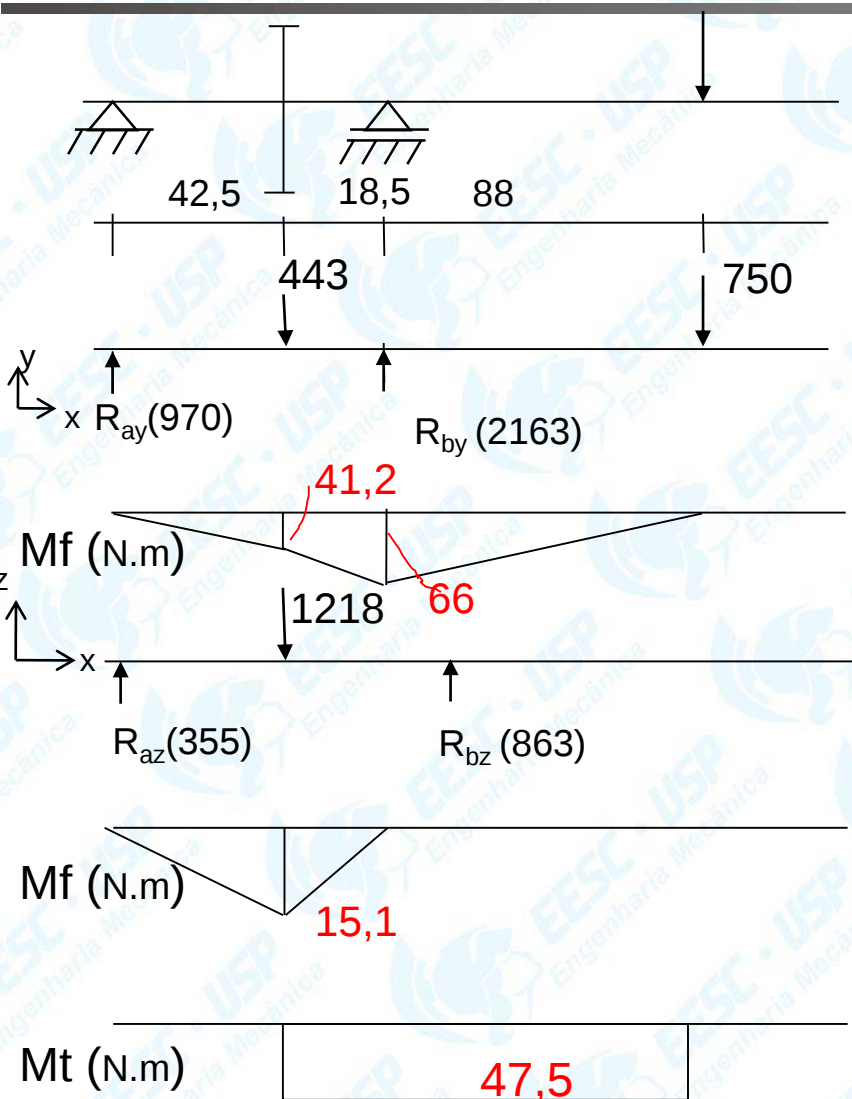
Diâmetro primitivo da engrenagem 78mm

Ângulo de pressão da engrenagem 20°

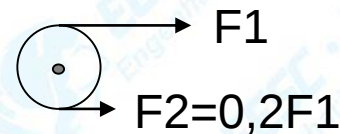
Aço AISI 4340, temperado e revenido à 540°C







$$M_t = F_t \cdot r \rightarrow 47,5 = F_t \cdot \frac{0,078}{2} \rightarrow F_t = 1219N$$



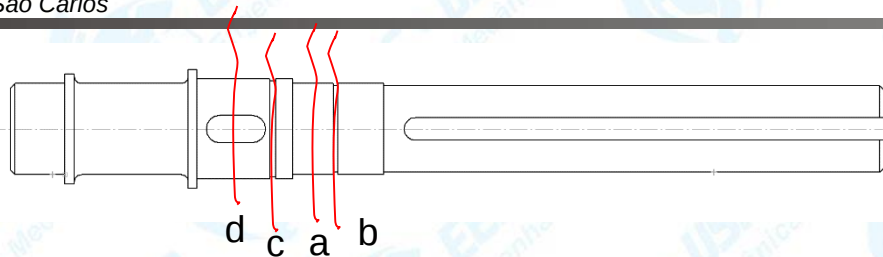
$$F_t = F_1 - F_2 = 0,8F_1$$

$$F_t = M_t / r = 47,5 / 0,095 = 500N$$

$$F_t = F_1 - F_2 = 0,8F_1 = 500N \rightarrow F_1 = 625N$$

$$F_y = F_1 + F_2 = 625 + 0,2 \cdot 625 = 750N$$

$$M_t = F_{te} \cdot r_e = 47,5 = F_{te} \cdot 0,039 \rightarrow F_{te} = 1218N$$

Caso b3.2 $k_f = \infty$ $k_t = 2$

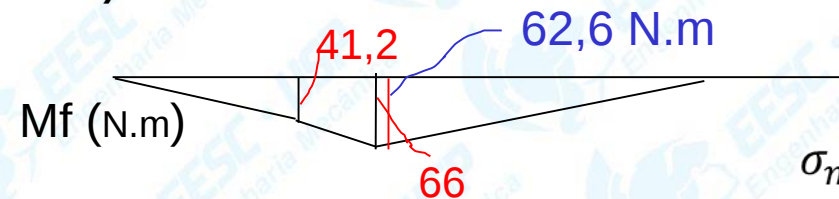
AISI 4340

 $\sigma_u = 1170$ MPa $\sigma_y = 1080$ MPa

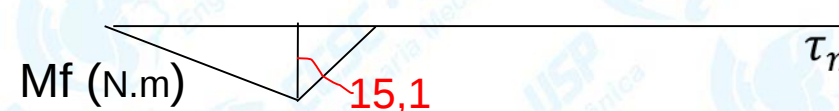
HB=360

Em b) Cálculo da tensão de confronto c^*

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{\max} K_{ff})^2 + H_e^2 (\tau_{\max} K_{ft})^2} \quad H_e = \frac{\sigma_e}{\tau_e};$$



$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fr}}{W_f} = \frac{M_{fr}}{\pi(D^4 - d^4)/32D} = \frac{62,5 \cdot 32 \cdot 0,019}{\pi(0,019^4 - 0,007^4)} = 95 \text{ MPa}$$



$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\pi(D^4 - d^4)/16D} = \frac{47,5 \cdot 16 \cdot 0,019}{\pi(0,019^4 - 0,007^4)} = 35,3 \text{ MPa}$$



$$K_{ff} = 1 + q(K_{tf} - 1) = 1 + 0,6(2,6 - 1) = 1,96$$

$$K_{ft} = 1 + q(K_{tt} - 1) = 1 + 0,64(1,8 - 1) = 1,512$$

Determinação do limite à fadiga alternada corrigido

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S'_e$$

$$\sigma_e = 0,66 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot (1/1,96) \cdot 0,5 \cdot 1170 = 132 \text{ MPa}$$

$$\tau_e = 0,66 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot (1/1,512) \cdot 0,5 \cdot 0,577 \cdot 1170 = 98,7 \text{ MPa}$$

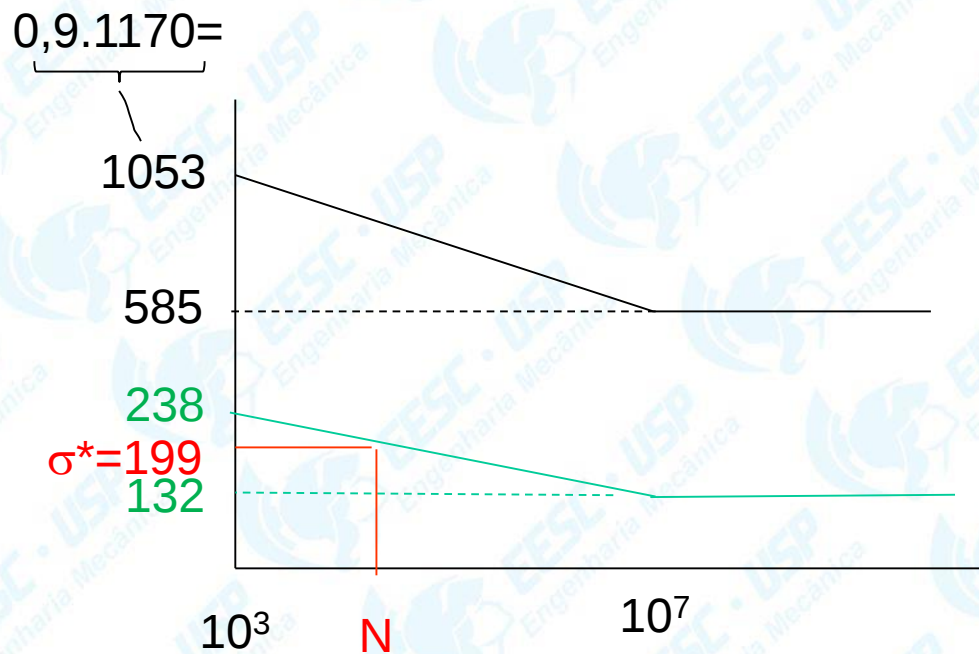
$$\tau_n = (\text{ASME}) \text{ MPa} =$$

$$\tau'_e = 0,577 \sigma'_e$$

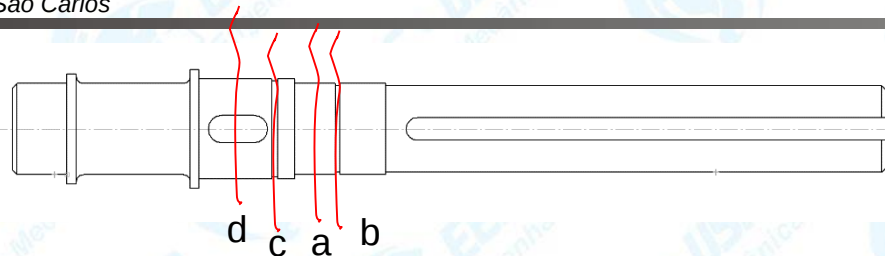
$$\sigma^* = \sqrt{(95 \cdot 1,96)^2 + \left(\frac{132}{98,7}\right)^2 \cdot (35,3 \cdot 1,512)^2} = 199 \text{ MPa}$$

8) Verificação da fadiga pelo coeficiente de segurança

$$N = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{132}{199} = 0,66$$



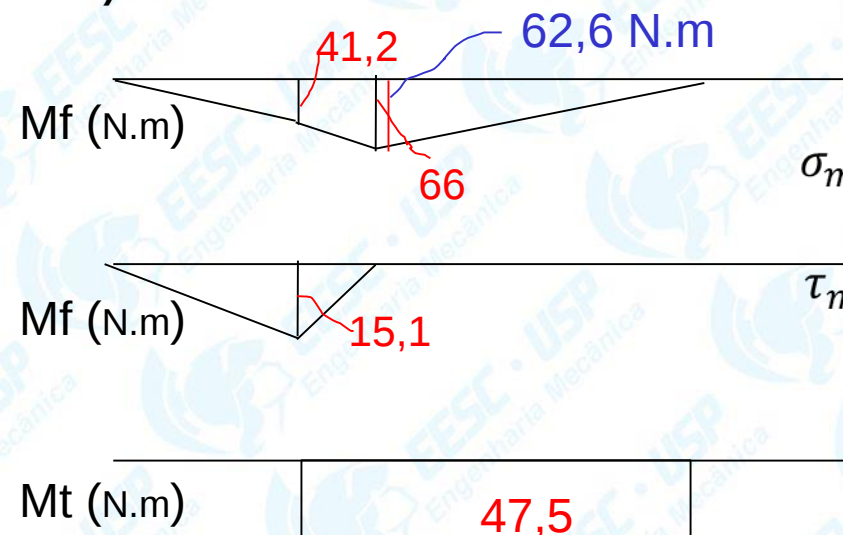
$N=16086$ ciclos (1200 rpm) $\rightarrow$ 13,4 minutos

Caso b3.2 $k_f = \infty$ $k_t = 2$

AISI 4340

 $\sigma_u = 1170 \text{ MPa}$ $\sigma_y = 1080 \text{ MPa}$

HB=360

Em b) Cálculo da tensão de confronto c^* 

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fr}}{W_f} = \frac{M_{fr}}{\pi(D^4 - d^4)/32D} = \frac{62,5 \cdot 32 \cdot 0,019}{\pi(0,019^4 - 0,007^4)} = 95 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\pi(D^4 - d^4)/16D} = \frac{47,5 \cdot 16 \cdot 0,019}{\pi(0,019^4 - 0,007^4)} = 35,3 \text{ MPa}$$

$$K_{ff} = 1 + q(K_{tf} - 1) = 1 + 0,6(2,6 - 1) = 1,96$$

$$K_{ft} = 1 + q(K_{tt} - 1) = 1 + 0,64(1,8 - 1) = 1,512$$

Determinação do limite à fadiga alternada corrigido

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S'_e$$

$$\sigma_e = 0,66 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot (1/1,96) \cdot 0,5 \cdot 1170 = 132 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{\left((\sigma_n) \cdot k_{ff}\right)^2 + 3 \left((\tau_n) \cdot k_{ft}\right)^2}$$

$$k_f = \infty \rightarrow \sigma_n = \sigma_{av} = \sigma_{max}$$

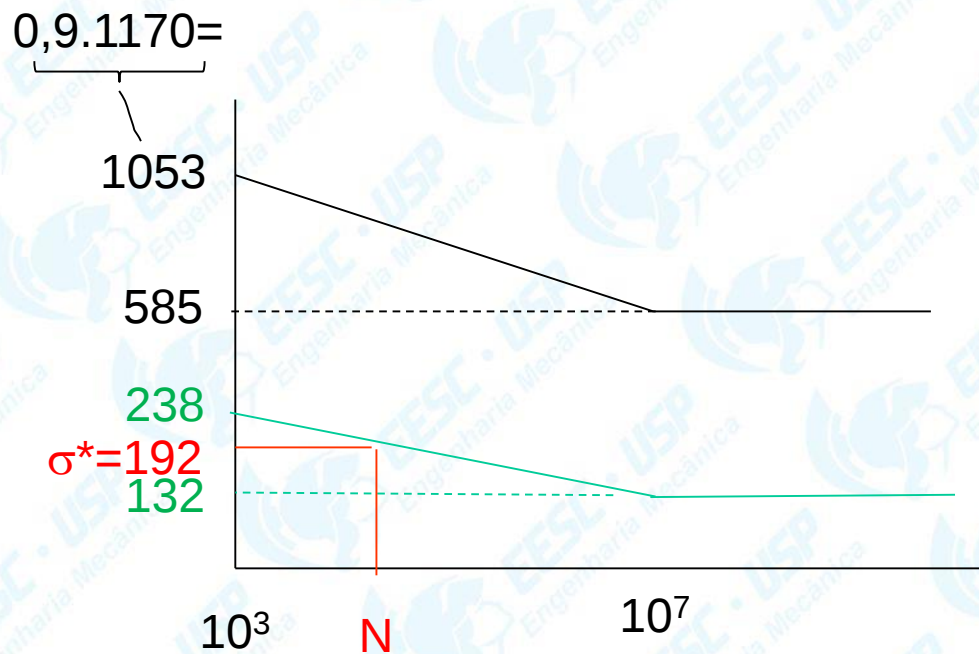
ASME

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_n}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_y}\right)^2 = 1 \quad \left(\frac{\frac{35,3}{2}}{\tau_n}\right)^2 + \left(\frac{\frac{35,3}{2}}{0,577 \cdot 1080}\right)^2 = 1 \rightarrow \tau_n = 17,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{(95.1,96)^2 + 3(17,65.1,512)^2} = 192 \text{ MPa}$$

8) Verificação da fadiga pelo coeficiente de segurança

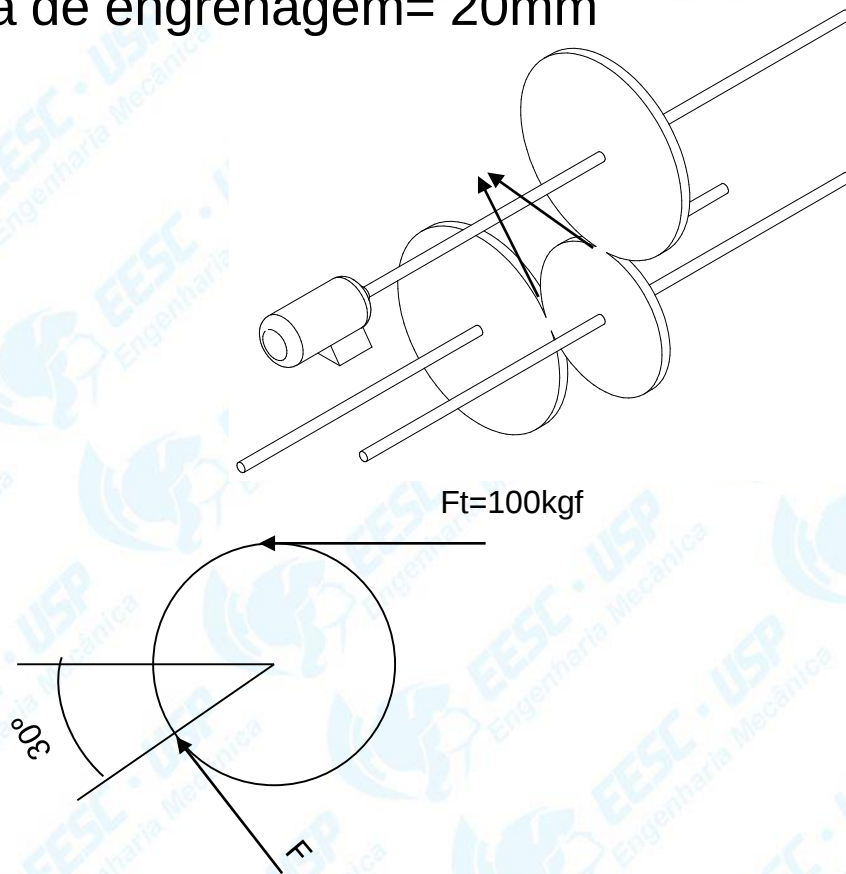
$$N = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{132}{192} = 0,68$$



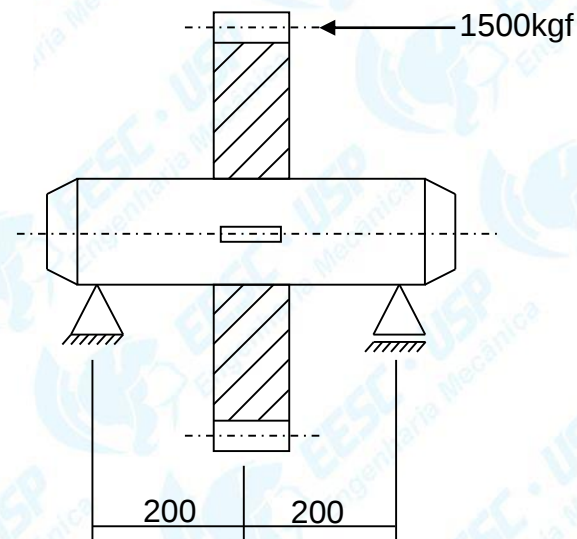
$N = 28192$ ciclos (1200 rpm) $\rightarrow$ 24 minutos

Ex7.3- Dimensionar à fadiga o eixo suporte de uma engrenagem intermediária, supor que o ângulo de pressão seja bastante pequeno para se desprezar as forças radiais. Executar o eixo em aço SAE 4340, a máquina pertence a uma linha de produção, o material é perfeitamente conhecido e a chaveta é a Woodruff.

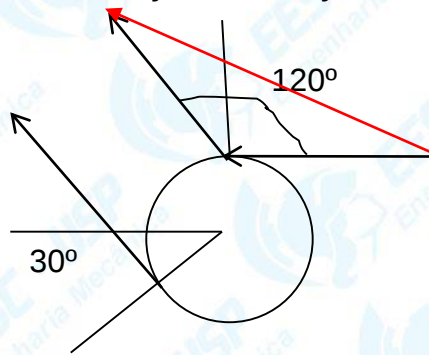
Largura de engrenagem = 20mm



SAE 4340 ~ $\varnothing 25\text{mm}$
Temp. $800^\circ\text{C}/\text{Rev. } 540^\circ\text{C}$
($\sigma_U = 1207\text{ MPa}$; $\sigma_y = 1145\text{ MPa}$)



a) Determinação das forças de acionamento

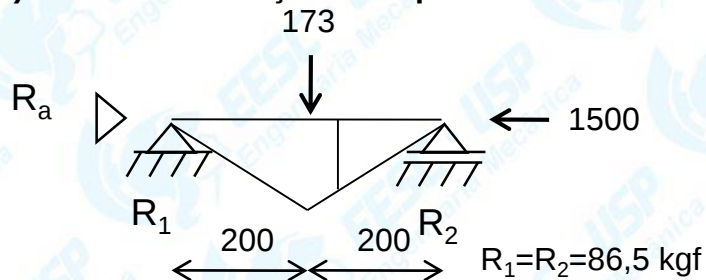


$$R^2 = F^2 + F^2 - 2FF \cos 120^\circ$$

$$R = \sqrt{100^2 + 100^2 - 2 \cdot 100 \cdot 100 \cdot \cos 120^\circ}$$

$$R = 173 \text{ kgf}$$

b) Cálculo das reações de apoio



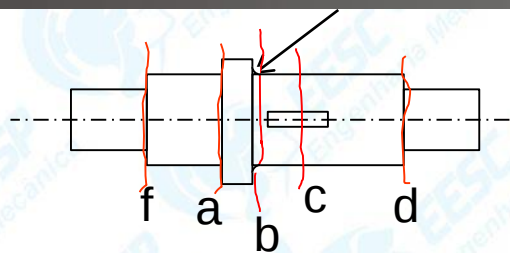
$$R_1 = R_2 = 86,5 \text{ kgf}$$

c) Determinação do Momento

$$M_f = 200 \cdot 86,5 = 17300 \text{ kgf} \cdot \text{mm} = 173 \text{ N} \cdot \text{m}$$

d) Determinação do Momento Equivalente

$$M_{eq} = M_f = 17300 \text{ kgf} \cdot \text{mm} = 173 \text{ N} \cdot \text{m}$$



e) Pré dimensionamento em (a)

$$\bar{d}_a = 2,17,3 \sqrt{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}} = 2,17,3 \sqrt{\frac{17300}{\frac{115}{2,5}}} = 16 \text{ mm}$$

$$d_a = 1,1 a 1,2 \bar{d} \Rightarrow d = 20 \text{ mm}$$

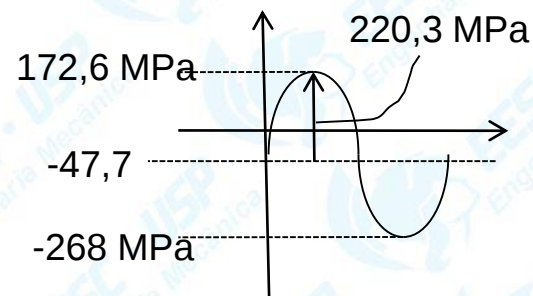
f) Cálculo da tensão de confronto

Não se trata alternada simétrica, então critério ASME

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma'_n)^2 + 3(\tau'_n)^2} \quad \left(\frac{\sigma'_a}{\sigma'_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{\sigma_y} \right)^2 = 1$$

$$\sigma_{max} = \sigma_N + \sigma_f = \frac{P}{S} + \frac{M_{eq}}{W_f} = \frac{-15000}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \pm \frac{173}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = -268; 172,6 \text{ MPa}$$

47,7 MPa 220 MPa



$$\left(\frac{220,3 \cdot 1,6}{\sigma'_n} \right)^2 + \left(\frac{-47,7 \cdot 1,6}{1145} \right)^2 = 1 \rightarrow \sigma'_n = 353,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma^* = \sqrt{(352)^2 + 3((0))^2} = 353,3 \text{ MPa}$$

Seção "b"

Pré dimensionamento

$$d' = 2,17 \sqrt[3]{\frac{N \cdot M_{fr}}{\sigma_y}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot 164,35}{1145 \cdot 10^6}} = 15mm \rightarrow 18mm \quad d=1,1 \cdot 29=32mm$$

$$\sigma_{max} = \sigma_N + \sigma_f = \frac{P}{S} + \frac{M_{eq}}{W_f} = \frac{-15000}{\frac{\pi \cdot 0,032^2}{4}} \pm \frac{164,35}{\frac{\pi \cdot 0,032^3}{32}} = -18,7MPa \pm 51,1MPa \rightarrow -69,8; 32,4 MPa$$

$$\left(\frac{51,1}{\sigma'_n}\right)^2 + \left(\frac{-18,7}{1145}\right)^2 = 1 \rightarrow \sigma'_n = 97,1 MPa \rightarrow N = 3$$

$$k_{tf} = 2,1$$

$$k_{ff} = 1 + q(k_{tf} - 1)$$

$$k_{ff} = 1 + 0,86(2,1 - 1)$$

$$k_{ff} = 1,9$$

$$\sigma^* = \sigma_{av} = \sigma_{von Misses} = \sqrt{(\sigma_a K_{ff})^2 + 3(\tau_a)^2}$$

f) Cálculo da admissível à fadiga

$$S_e = C_{\text{superf}} C_{\text{tamanho}} C_{\text{carreg}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} C_{\text{entalhe}} S_e' \quad C_{\text{superf}} = 0,88 \text{ (retificado comercial)}$$

$$C_{\text{conf}} = 1 \text{ (50\%)} \quad C_{\text{entalhe}} = 1/KF = 1/1,6 \quad S_e' = 0,5(S_u) = 603,5 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,88 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (1/1,6) \cdot 603,5 = 295,4 \text{ MPa}$$

f) Verificação à fadiga pelo Coeficiente de segurança

$$N = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{295,4}{353,3} = 0,836$$

g) Redimensionamento do eixo

$$d_{\text{novo}} = d_{\text{velho}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma^*}{S_e/N}} = 20 \cdot \sqrt[3]{\frac{353,3 \cdot 2,5}{295,4}} = 29 \text{ mm}$$

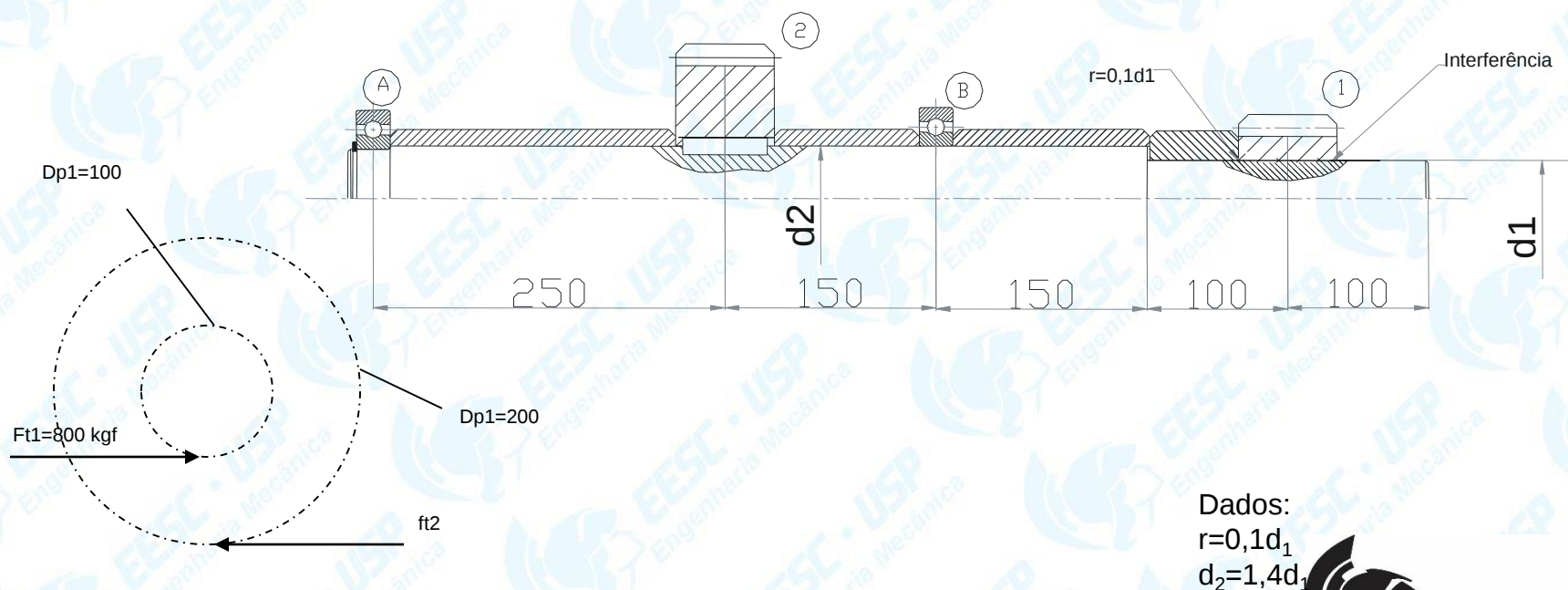
$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_n')^2 + 3(\tau_n')^2}$$

$$\left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_n'}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m'}{\sigma_y}\right)^2 = 1$$

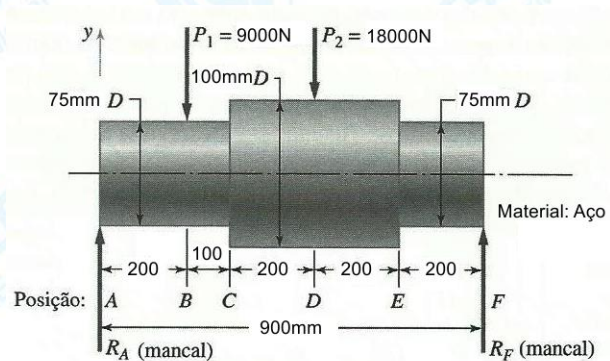
$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_N + \sigma_f = \frac{P}{S} + \frac{M_{eq}}{W_f} = \frac{-15000}{\frac{\pi \cdot 0,029^2}{4}} \pm \frac{173}{\frac{\pi \cdot 0,029^3}{32}} = -22,7 \pm 72,3 = -95; 49,6 \text{ MPa}$$

$$\left(\frac{73,2 \cdot 1,6}{\sigma_n'}\right)^2 + \left(\frac{-22,7 \cdot 1,6}{1145}\right)^2 = 1 \rightarrow \sigma_n' = 73,2 \text{ MPa} \quad N = \frac{S_e}{\sigma^*} = \frac{295,4}{73,2 \cdot 1,6} = 2,5$$

Ex7.4 - Dimensionar a fadiga o eixo de saída de um redutor utilizado num sistema de elevação que suporta as engrenagens 1 e 2. A potência recebida pela engrenagem 2 é totalmente transmitida pela engrenagem 1. Supor que o ângulo de pressão é bastante pequeno para se desprezar os efeitos das componentes radiais. A material do eixo é SAE 1045, $\sigma_{RT}=50\text{kgf/mm}^2$; $\sigma_y=37\text{kgf/mm}^2$; acabamento médio em torno, sem ensaios de recebimento. Adotar $S=6,0$ e $\eta_5=1,25$.



Ex: 7.5- Estime a deflexão máxima do eixo e indique aproximadamente sua ocorrência ao longo do eixo



01- Esboce o eixo em escala (cargas, reações de apoio)