

APUNTS BÀSICS DE DISSENY I ASSAIG DE MÀQUINES

TEMA 2 : ESFORÇ (Pàg. 27)

Tensions Principals

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm \sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Relació constants elàstiques

$$E = 2G(1 + \nu) \quad E = \text{Mòdul Young}, G = \text{Mòdul de rigidesa}, \nu = \text{Poisson}$$

Tensions en bigues de secció circular:

$$(M) = \frac{32}{\pi} \frac{M}{d^3} \quad (N) = \frac{4}{\pi} \frac{F}{d^2} \quad (T) = \frac{16}{\pi} \frac{T}{d^3} \quad (V) = \frac{16}{\pi} \frac{V}{d^2}$$

$$d^3 \quad d^2 \quad d^3 \quad d^2$$

Tensions en seccions rectangulars

$$(M) = \frac{6}{bh^2} M \quad (N) = \frac{F}{bh} \quad (V) = \frac{3}{bh^2} V$$

$$bh^2 \quad bh \quad 2bh$$

Torsió en Seccions no circulars

Espessor variable; Peces de dèbil espessor

$$W_T = 2e \cdot A \quad ; \quad (T) = \frac{T_{\max}}{e} \quad \text{Torsor on l'espessor és menor}$$

$2e \cdot A$ A =Àrea encerclada per línia mitja de la secció.

Espessor Constant

$$(T) = \frac{T}{W_T} \quad \text{Torsor Constant} \quad ; \quad A = \text{Àrea línia mitja secció.}$$

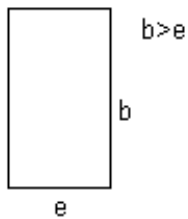
$$2e \cdot A$$

Peces de Secció rectangular

$$W_T = \frac{b^2}{6} (T_m) = \frac{T_{\max}}{e} \quad \text{Es presenta en el centre del costat major}$$

$\frac{b^2}{6}$ En el centre del costat menor val:

$$(T_e) = (T_m) \cdot n \quad \text{On } n = \text{Coef. Niemann}$$



m = b/e			n = Niemann
1	0,208	0,141	1
1,5	0,238	0,196	0,858
2	0,256	0,229	0,796
2,5	0,269	0,249	0,781
3	0,278	0,263	0,753
4	0,29	0,281	0,743
5	0,298	0,291	0,743
6	0,303	0,299	0,743
7	0,307	0,303	0,743
8	0,31	0,307	0,743
9	0,312	0,31	0,743
10	0,314	0,313	0,743
>10	$= 1/3(1-0.63/m)$		0,743
Infinit	0,333	0,333	0,743

Peces de secció oberta formades per més d'un rectangle

a	Secció
1,0	
1,1	
1,3	en doble T

Es suposa la secció descomposta en n rectangles
a = Coef. funció de la forma de la secció

Tmàx = En el centre del costat major del rectangle de més espessor

ITi = $\int y^2 dA$ Llavors IT = $a^3 b$ IT = Inèrcia, a = coef.forma secció rectangular

(Tm) = $T \cdot e_{màx}$ on Tmàx = Centre del costat major del rectangle de més espessor.

IT

Concentració d'esforços

Es dona en irregularitats, forats, canvis secció

$K_t = \max / \text{o } \max = K_t^*$ o la K_t es busca a les taules

Shigley Taules de Concentració d'esforços

Estan a les pàgines 844–853

Si no es troba el que es busca s'agafa el que s'hi approximi més.

Flexió en Bigues Curves

R_o = radi fibra superior, R_i = radi fibra inferior, e = excentricitat

C_o = dist de R_n a R_o , C_i = Dist. De R_n a R_i , R_n = radi neutre

$e = R - R_n$

$i = \underline{M \cdot C_i}$ o $= -M \cdot C_o$

$A_e R_i$ $A_e R_o$

Determinació dels radis neutres

Referència: Pàgina 76 del Shigley – Seccions habituals:

rectangular: $R_n = h / \ln (r_o/r_i)$

Circular: $R_n = d^2 / 4 \cdot (2R - (4R^2 - D^2)^{1/2})$

Trapezoïdal: $R_n = A / b_o - b_i + [(b_i r_o - b_o r_i) / h] \cdot \ln (r_o/r_i)$

Secció en T: $R_n = b_i c_1 + b_o c_2 / b_i \cdot \ln[(r_i + c_1)/r_i] + b_o \cdot \ln[r_o/(r_i + c_1)]$

Altres seccions: Simplificar-les o Utilitzar Shigley

Forces de Contacte de Hertz

Succeeixen en: Contactes entre rodes, engranatges, Seguidor–Lleva i coixinets rodillo

CONTACTE D'ESFERES

$A_{\text{contacte}} = | \underline{3F \cdot (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} |^{1/3}$

$| 8 \cdot 1/d_1 + 1/d_2 |$

$P_{\max} = 3 \cdot F / (2 \cdot a^2)$ F = Força, a = radi de contacte

CONTACTE DE CILINDRES

$B = | \underline{2F \cdot (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} |^{1/2}$

$| 1 \cdot 1/d_1 + 1/d_2 |$

$$P_{m\grave{a}x} = 2 \cdot F / \cdot B \cdot l$$

Important la relació Força – Tensió no és lineal

TEMA 6 : TEORIES PREVENCIÓ DE FALLES (Pàg. 261)

Sut = Resistència màxima de tracció

Suc = Resistència màxima de compressió

Ssu = Resistència màxima a tallant

Sy = Límit de Fluència

Ssy = Límit de fluència al tallant

Materials dúctils i fràgils

Característica	DUCTIL	FRAGIL
Def. Plàstica	Si	No
Resistències	Syt = Syc	Sut << Suc
	Sut = Suc	Ssu = Sut
Com trenquen	Per tallant	Per Tracció
Tipus lliscament	Rs > Rl	Rs < Rl
	Llisquen	Es separen
Deformació	a 45° (Tall)	a 0° (Trac)
Tallant	= 0'5	= i = Rs

MATERIALS DUCTILS

Teoria esforç normal màxim (Mat. Dúctils)

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm ((\sigma_x - \sigma_y)^2/4 + \tau_{xy}^2)^{1/2}$$

$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ Estat triaxial (3 cercles Mohr)

Falla si: $\sigma_1 = \sigma_c$ o si $\sigma_3 = -\sigma_c$ (σ_t/σ_c = Resistències últimes o de fluència)

Teoria de Saint-Venant (Def.Màxima)

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm ((\sigma_x - \sigma_y)^2/4 + \tau_{xy}^2)^{1/2}$$

Aplicable a: Esforços elàstics

$$-\nu(\sigma_x + \sigma_y) = S_y \text{ (tensió compressió)}$$

$$-\nu(\sigma_x + \sigma_y) = S_y \text{ (tensió compressió)}$$

$$-\nu(\sigma_x + \sigma_y) = S_y \text{ (tensió compressió)}$$

Teoria esforç tallant màxim

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm \sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2}^{1/2}$$

$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ Estat triaxial (3 cercles Mohr)

Falla si: $\sigma_1 \geq S_y/2$ ó si $-\sigma_3 \geq S_y$

$S_{sy} = 0.5 S_y$ (segons aquesta teoria)

$$\sigma_1/2 = (\sigma_x - \sigma_y)/2; \sigma_2/3 = (\sigma_x - \sigma_y)/2; \sigma_3/3 = (\sigma_x - \sigma_y)/2$$

Teoria de Von-Misses

Trobar la tensió equivalent de Von-Misses (estat Biaxial)

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm \sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2}^{1/2}$$

$$\sigma' = [(\sigma_x - \sigma_y)^2/2 + \tau_{xy}^2]^{1/2}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \text{ Combinació de flexió - torsió}$$

falla si: $\sigma' \geq S_{ut}$

llavors $n = S_{ut}/\sigma'$ Factor de Seguretat

$S_{sy} = 0.577 S_y$ (segons aquesta teoria)

MATERIALS FRÀGILS

Teoria de la fricció interna - Coulomb Mohr

$$S_{uc} > \sigma_1 > S_{ut}$$

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm \sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2}^{1/2}$$

$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ Estat triaxial (3 cercles Mohr)

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{1}{n} S_{uc} \text{ factor seguretat}$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 = n$$

Teoria de Coulomb-Mohr Modificada

$$S_{uc} > \sigma_1 > S_{ut}$$

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm \sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)/2)^2 + \tau_{xy}^2}^{1/2}$$

Per esforç biaxial ens dona que

$$\text{Si } \sigma_1 \geq -S_{ut} \text{ then } \sigma_1 = S_{ut}/n$$

$$S_i < -S_{ut} \quad -S_{ut} = \frac{S_{uc} S_{ut}}{S_{uc} + S_{ut}}$$

$$S_{uc} - S_{ut} \quad n(S_{uc} - S_{uc})$$

TEMA 7 : CÀRREGA VARIABLE / FATIGA

Límit de Fatiga

Segons ensajos podem determinar S_e com

$$S_e = 0.504 S_{ut} \quad S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$$

$$0.700 S_{ut} \quad S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$$

Segons la microestructura de l'acer

Ferrita Perlita Martensita

Al Carboni 0.57–0.63(0.60) 0.38–0.41(0.40) 0.25

Aliatges 0.23–0.47 (0.35)

Factors que modifiquen el límit de fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Factor de superfície K_a

ACABAT DE SUPERFÍCIE	a (Mpa)	Exp. b
Esmerilat (rectificat)	1,58	−0,085
Mecanitzat o estirat en fred	4,51	−0,265
Laminat en calent	57,7	−0,718
Forjat	272	−0,995

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Factor de Tamany K_b

SECCIONS CIRCULARS

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad (\text{en mm}) \quad \text{si } 2.79 < d < 51 \text{ mm}$$

$$0.6 - 0.75 \quad \text{si } d > 51 \text{ mm}$$

1 (no hi ha defecte temany) en el cas de càrrega axial

$$\text{Si surt } K_b > 1 \quad K_b = 1$$

SECCIONS NO CIRCULARS

$$\text{Secció rectangular } D_{eq} = 0.808(hb)^{1/2}$$

Circular Buida $Deq = 0'37D$

Deq = diàmetre a aplicar a l'equació de la Kb

Factor de Càrregues Kc

| 0'923 Càrrega Axial

$Kc = | 1$ Flexió

| 0'577 Torsió (si es compara amb Sut i no amb Ssy)

Factor de Temperatura Kd

Temperatura	Kd
<250°C	1
300	0,975
350	0,927
400	0,887
450	0,84
500	0,766
550	0,67
600	0,546

Concentració d'esforços Ke

$Kf = 1 + q \cdot (Kt - 1)$ q = sensibilitat a l'entalla

Per acers Taula 5–16,5–17 Shigley pàgina 244

Kt Es determina amb les taules pàg. 844–853

$Ke = 1/Kf$ Si es fa així no utilitzar correccions en els esforços

Càlcul estàtic

Càlculs a estàtic en condicions de Fatiga

DUCTILS

$' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2}$ Combinació de flexió – torsió

$n = Sy / '$

Si Concentració esforços

$Kf = 1$ (Per materials dúctils a estàtic, aquests tenen cedència)

$Ssy = 0'577Sy$

FRÀGILS

$$\frac{S_e}{S_u} = 1 -$$

St Sc n

Kf | q = 0'2 Per foses

| q = 1 Per altres materials fràgils

Càlcul a fatiga

$$S_e = (K_t^2 + 3 K_a^2)^{1/2} \text{ Combinació de flexió - torsió}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e \cdot 0'504 S_u \text{ (Si } S_u < 1400 \text{ Mpa)}$$

$$n = S_e / S$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad q = \text{Sensibilitat a l'entalla}$$

Esforços fluctuants

$$m = \frac{1}{2} * (m_{\max} + m_{\min})$$

$$a = \frac{1}{2} * (m_{\max} - m_{\min})$$

m Esforços estàtics

a Esforços dinàmics o alterns (fatiga)

3 Teories de Falla:

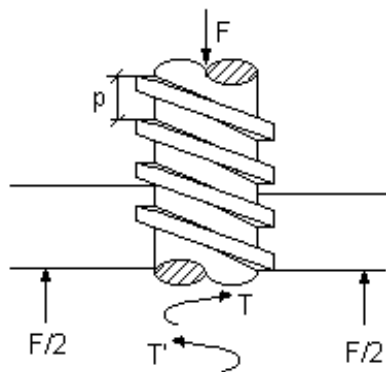
- Soderberg $a/S_e + m/S_y = 1/n$ (Protegeix contra fluència)
- Goodman $a/S_e + m/S_u = 1/n$
- Línia Fluència $a/S_y + m/S_y = 1$

Combinació de càrregues

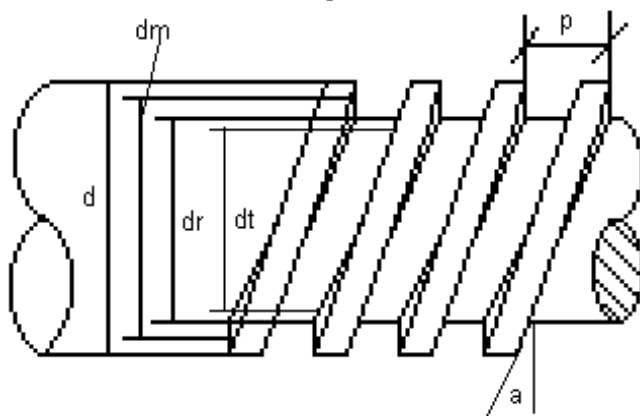
- Càrregues axials es multipliquen per 1'083 (segons factor Kc)
- Utilitzar el factor Se per flexió
- No aplicar ke=1/Kf sinó amb el mètode tradicional de ,
- Utilitzar: $S_e = (K_t^2 + 3 K_a^2)^{1/2}$ (amb els Kf,Kt si n'hi ha)
- Comparar S_e/S_u En càrregues fluctuants usar GOODMAN

TEMA 8 : DISSENY D'ELEMENTS ROSCATS

Nomenclatura de Rosques : Shigley o apunts de l'assignatura



d = diàmetre major d_r = diàmetre menor
 d_m = diàmetre mig p = pas
 d_t = diàmetre tracció α = angle de rosca



Aspectes mecànics dels cargols

Per pujar la càrrega

$$F_x = 0 = P - N \sin \alpha - \mu N \cos \alpha$$

$$F_y = 0 = F + N \sin \alpha - \mu N \cos \alpha$$

$$M_z = 0 = P d_m / 2 - T \quad T = \text{Torsor}, \quad d_m = \text{diàmetre mig.}$$

$$P = \frac{F(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} \quad \alpha = \text{angle de rosca}, \quad \mu = \text{coef. fricció.}$$

$$\cos \alpha - \mu \sin \alpha$$

$$T = \frac{F d_m}{2} \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

$$2 d_m \cos \alpha - l$$

Per fer baixar la càrrega

$$F_x = P - N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha$$

$$F_y = F - N \sin \alpha - \mu N \cos \alpha$$

$$P = F(\sin \theta + \mu \cos \theta)$$

$$\cos \theta + \mu \sin \theta$$

$$T' = F_{dm} \mu \cos \theta - l \cos \theta \text{ Si } T' < 0 \text{ vol dir que la càrrega baixa per ella sola}$$

$$\bullet \quad d_m \cos \theta + l$$

Normalment s'ha d'aplicar 1 tercer component d'esforç: Collarí per suport component axial

$$T_c = F \mu_c \frac{c}{d} \quad F = \text{força aplicada, } \mu_c = \text{fricció collarí, } c = \text{diàmetre collarí}$$

2

Així el parell total:

$$\text{Per pujar: } T_t = T + T_c \quad \text{Per Baixar: } T_t = T' + T_c$$

L'eficiència mecànica és

$$E = FL/2T \quad (\text{Adimensional})$$

Cargols de fixació

Constants elàstiques

$$K_b = A E / L \quad K_b = \text{rigidesa, } A = \text{àrea, } E = \text{mòdul young}$$

$$K_m = \frac{0.577 E d}{L} \quad d = \text{diàmetre, } L = \text{espesor}$$

$$2 \ln [5(0.577L + 0.5d) / (0.577L + 2.5d)]$$

Pretensió, càlcul del T necessari Fprecarga

$$T = T + T_c = F_{dm} \mu \cos \theta + d_m + F \mu_c \frac{c}{d}$$

$$2 \quad d_m \cos \theta - l$$

Es pot simplificar aquesta equació i

$$T = F d K \quad \text{per una } \mu = 0.15 \quad T = 0.2 F d$$

Altres valors de K Taula 8.10 Shigley pàg. 392

Variables de Resistència

Sut = Resistència última Tracció

Syt = Límit de Fluència Tracció

Sp = Resistència límit de Tensió segons una força prova

Propietat Cargols

$$(N,P) \quad N = S_{ut}/100 \quad S_y = P \cdot S_{ut}/1000$$

$$S_p = 0.85 \cdot S_y \text{ (aproximadament)}$$

$$\text{Exemple (5,8)} \quad S_{ut} = 500, \quad S_y = 0.8 \cdot 500 = 400, \quad S_p = 0.85 \cdot 400 = 340$$

Teoria del Pretensió

$$K_b \text{ (rigidesa cargol)} < K_m \text{ (rigidesa Goma)}$$

$$L_{bi} = F_i/K_b \quad L_{mi} = F_i/K_m$$

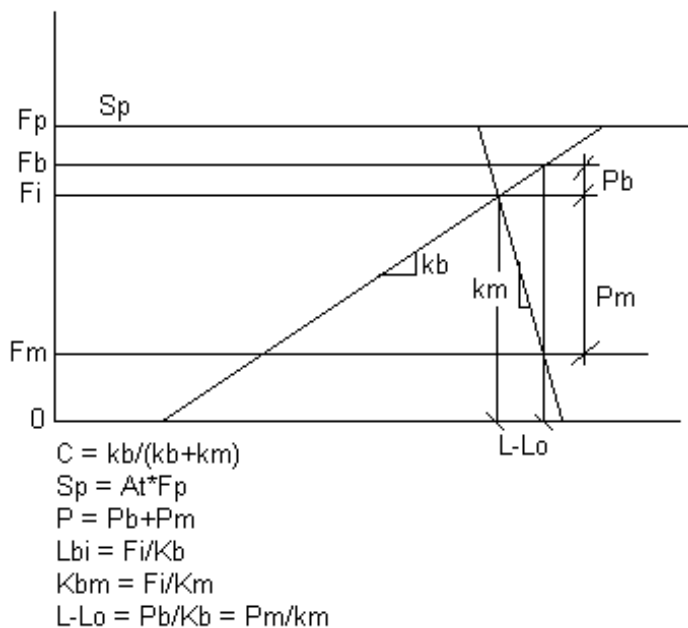
$$C = K_b/(K_b+K_m) \text{ Coef. Repartició de càrregues}$$

$$P = P_m + P_b \text{ La càrrega es reparteix en } P_m, P_b \text{ segons rigideses}$$

$$F_b = P_b + F_i = K_b P/(K_b+K_m) + F_i = C P + F_i$$

$$F_m = P_m - F_i = K_m P/(K_b+K_m) - F_i = -(1-C)P + F_i$$

$$F_i = \text{precàrrega}, \quad P = \text{Càrrega de cargol (es reparteix en } P_m, P_b)$$



Càlcul Estàtic

$$F_b < F_p \text{ (Força de Prova)}$$

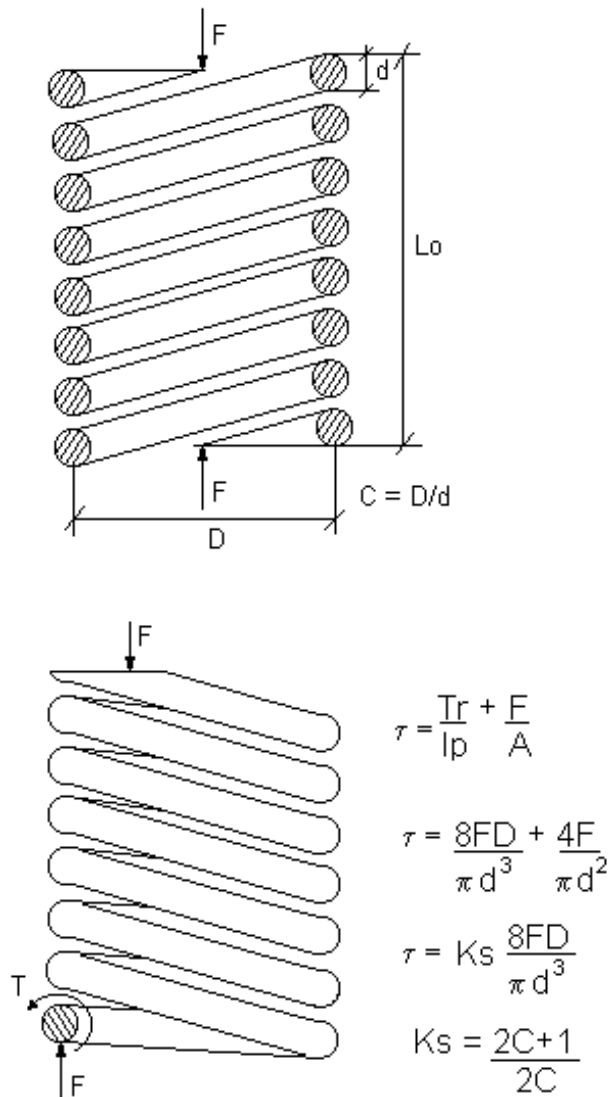
$$F_i + nCP \leq A_t \cdot S_p \quad (A_t = \text{Àrea Tracció}, \quad n = \text{coef. seguretat})$$

Càlcul de Separació

$$F_m \leq 0$$

$$F_i - (1-C)nP = 0$$

TEMA 10: DISSENY DE RESORTS MECÀNICS



Efecte concentració esforços en la Curvatura: (Sols per fatiga)

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-3} \text{ (Wahl)} \quad K_w = \frac{4C+2}{4C-3} \text{ (Bergstrasser)}$$

$$K_c = \frac{K_b}{K_s} = \frac{2C(4C+2)}{(4C-3)(2C+1)}$$

$$K_c = \frac{K_b}{K_s} = \frac{2C(4C+2)}{(4C-3)(2C+1)}$$

$$K_s = \frac{2C+1}{2C}$$

Tipus de Ressorts

TERME	TIPUS D'EXTREM DE RESSORTS			
	SIMPLE	SIMPLE I APLANAT	SIMPLE I ESQUADRAT	ESQUADRAT I APLANAT

Espires extrem, Ne	0.	1.	2.	2.
Espires Totals, Nt	Na	Na + 1	Na + 2	Na + 2
Longitud lliure, Lo	p*Na + d	p(Na + 1)	p*Na + 3d	p*Na + 2d
Longitud Tancada, Ls	d(Nt + 1)	d*Nt	d(Nt + 1)	d*Nt
Pas, p	(Lo-d)/Na	Lo/(Na+1)	(Lo-3d)/Na	(Lo-2d)/Na

Na = n° espires Actives

D = diàmetre gran, d = diàmetre petit

Deformació de ressorts helicoidals

$y = \frac{8FD^3N}{Gd^4} [1 + \frac{1}{2C^2}] = \frac{8FD^3N}{Gd^4}$ y = deformació, F=Força,

d4G d4G G = Mòdul de Rigidesa,

Per trobar G a partir del mòdul de Young:

$E = 2G(1 + \nu)$ per un acer $G = 0'385E$

$K_r = \frac{d^4G}{8D^3N}$ Constant de rigidesa del ressort

Materials dels ressorts

Hi ha 5 materials bàsicament per fer ressorts, per calcular la resistència utilitzem:

$S_{ut} = A/d^m$ Depèn del diàmetre d

MATERIAL	EXPONENT	A (Mpa)
Acer de corda musical	0,163	2060
Acer revingut en oli	0,193	1610
Acer estirat dur	0,201	1510
Acer al Crom-Vanadi	0,155	1790
Acer al Crom-Silici	0,091	1960

Enlloc de la resistència a la fluència a la torsió Esforç torsional màxim

	0'45*Sut acers al carboni estirat en fred
	0'5*Sut acers al carboni templat i revingut
Ssy = adm	acers de baixa aleació
	0'35*Sut acers inoxidable austenític
	acers aliatges no fèrrics
	0'5*Sut acers de Corda de Piano

Càrregues a fatiga

$F_a = (F_{m\grave{a}x} - F_{m\grave{i}n})/2$ $F_m = (F_{m\grave{a}x} + F_{m\grave{i}n})/2$

$$a = K_b * [(8F_a D) / (d^3)]$$

$$m = K_s * [(8F_m D) / (d^3)]$$

| - $k_{dke} * 310 \text{ Mpa}$ ($d < 10 \text{ mm}$) No perdigonat

Sse = | - $k_{dke} * 465 \text{ Mpa}$ ($d < 10 \text{ mm}$) Perdigonat

| - $k_{akbkckdke} * 0.5 * S_{su}$ $d > 10 \text{ mm}$

Necessitem mòdul torsional de ruptura

$$S_{su} = 0.67 * S_{ut}$$

GOODMAN

- $a/S_{se} + m/S_{su} = 1/n$

TEMA 11: DISSENY DE COIXINETS DE CONTACTE RODANT

Tipus de coixinets

- de Boles
- de Rodet

Mirar apunts: Resistència, tipus de coixinets i càrregues.

Vida (Life) d'un coixinet

L10 = Vida que un 90% dels coixinets complirà ó excedirà abans de trencar-se

La vida s'expressa en milions de revolucions.

Relació de vides Vs relació de forces.

$$L_1 = F_2^a \text{ a } | 3 \text{ Rodaments de boles}$$

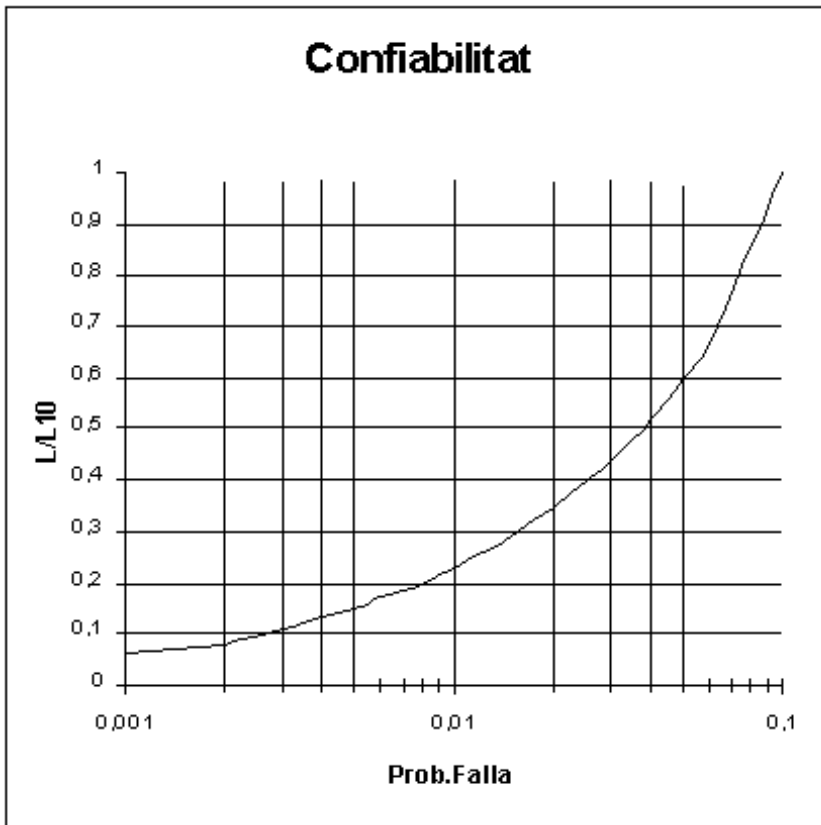
$$L_2 F_1^a \text{ a } | 3.33 \text{ Rodaments a rodets}$$

$$L_{10} = (C_o/F)^a \text{ L}_{10} \text{ vol dir confiabilitat al 90\%}$$

C_o = Càrrega a 106 rev, es troba tabulada

Confiabilitat

Si s'agafa una confiabilitat més alta que el 90% utilitzar aquest gràfic:



Conf = 1 - Pfalla L/L10 a utilitzar en equació $L = (C/F)^a$

Codis dels rodaments

[00 | 00 | 00] = [Secció I | Secció II | Secció III]

Secció I = Codi de tipus de rodament: 1 ó 2 lletres, 1 xifra

Secció II = Codi de dimensions: Ample i diàmetre ext, 2 xifres

Secció III = Codi del diàmetre Interior

Codis de tipus de rodament

- 0 Rodament de dos fileres de boles de contacte oblic
- 1 Rodament a ròtula de dos fileres de bola
- 2 Rodament a ròtula de dos fileres de rodets
- 3 Rodament de rodets cònics (Veure Norma ISO-355)
- 4 Rodament de dos fileres de boles
- 5 Rodament axial de boles
- 6 Rodament de contacte radial de boles
- 7 Rodament de contacte oblic no desmuntable
- N Rodament de rodets cilíndrics

Codis de diàmetre exterior

Si $d > 20$ el codi es $d/4$ ex: si té 30 mm diàmetre el codi és 06

Per d entre 10 i 19 Especials

Combinació de forces axials/Radials en rodets de Boles

Com que Co de catàleg només contempla càrregues radials s'agafa una càrrega equivalent

$$F_{eq} = X F_r \quad F_a / F_r < e$$

$$F_{eq} = X F_r + Y F_a \quad F_a / F_r > e$$

F_a = Força axial, F_r = Força radial, F_{eq} = Força equivalent

Taula pels rodaments radials de boles (sèrie 6000)

F_a / C_o	e	X	Y
0,014	0,19	0'56	2,3
0,021	0,21	0'56	2,15
0,028	0,22	0'56	1,99
0,042	0,24	0'56	1,85
0,056	0,26	0'56	1,71
0,07	0,27	0'56	1,63
0,084	0,28	0'56	1,55
0,11	0,3	0'56	1,45
0,17	0,34	0'56	1,31
0,28	0,38	0'56	1,15
0,42	0,42	0'56	1,04
0,56	0,44	0'56	1

Utilitzar X i Y si $F_a / F_r > e$

En cas contrari agafar $X=1$

Taula pels rodaments de contacte oblic

$F_a / F_r > e$		e
X	Y	
0,35	0,57	1,14

Càrregues intensitat variable

- determinar les càrregues $P_1, P_2, P_3 \dots$
- determinar duració de les càrregues $m_1, m_2, m_3 \dots$
- Obtenció càrrega equivalent ponderada

$$P_m = (m_1 * P_1^n + m_2 * P_2^n + m_3 * P_3^n \dots)^{1/n}$$

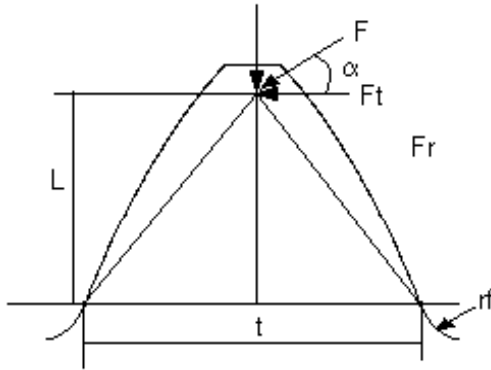
- Si les càrregues varien linealment

$$P_m = [(P_1^{n+1} - P_0^{n+1}) / (n+1) * (P_1 - P_0)]^{1/n}$$

Temperatura d'utilització

Temperatura utilització	150°C	175°C	200°C	240°C
Reducció càrregues de base	5%	12%	15%	26%

TEMA 13: DISSENY D'ENGRANATGES



$$F_t = F \cdot \cos \alpha ; F_r = F \cdot \sin \alpha ; F_t = 2T/d$$

α = angle de pressió (Normalment 20°)

$$R = (m \cdot Z)/2 \text{ Radi primitiu de l'engranatge } R_b = R \cdot \cos \alpha$$

$$a_0 = (m \cdot Z_1 + m \cdot Z_2)/2 \quad a_v = a_0 + D \cos \alpha = (a_0/a_v) \cdot \cos \alpha$$

Ruptura d'engranatges (Esforços de Lewis)

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I} = \frac{6 \cdot F_t \cdot L}{b \cdot L^2} = 2'25 \cdot m \text{ (aprox)}$$

$$I_z = \frac{b \cdot T^3}{12}$$

$$Y = \frac{I_z}{c} = \frac{b \cdot T^3}{12 \cdot c} \quad \text{Factor de Forma Es funció del n° de dents } Z$$

$$I \cdot b \mid m = \text{mòdul (tamany)} , b = \text{amplada.}$$

Taula 1 Factor de Forma

Nº dents	Y	Nº dents	Y	Nº dents	Y
12	0,245	21	0,328	50	0,409
13	0,261	22	0,331	60	0,422
14	0,277	24	0,337	75	0,435
15	0,29	26	0,346	100	0,447
16	0,296	28	0,353	150	0,46
17	0,303	30	0,359	300	0,472
18	0,309	34	0,371	400	0,48
19	0,314	38	0,384	Cremallera	0,485
20	0,322	43	0,397		

Efectes dinàmics

Com una concentració d'esforços Depèn: velocitat i mode construcció engranatge

$$F_{treal} = 1/K_v * F_{tteòrica}$$

	K_v
Motlle	3,05 / (3,05 + V)
Tallat Forma	6,1 / (6,1 + V)
Tallat Generació	3,6 / 3,6 + V ^{1/2}
Rectificat	(5,6 / 5,6 + V ^{1/2}) ^{1/2}

$$= F_t \underline{\hspace{1cm}}$$

$$K_v * b Y_m$$

Càlcul de ruptura

Estàtic

$$n = S_y / \sigma_{lewis}$$

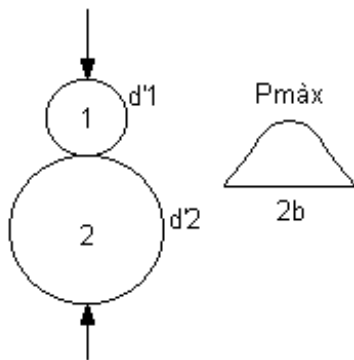
a Fatiga

$$S_e = 0.5 * S_{ut} \quad | \quad K_a \text{ Mecanitzat o estirat en fred (No utilitzar ratificat)}$$

$$| \quad K_b \text{ Deq} = 0.808 (t^*)^{1/2} h = (6Y^* I_m)^{1/2} L \text{ " } 2^{25} * m$$

$$| \quad K_e 1/K_f \text{ rf " } 0.3 m, D = "$$

Fatiga superficial (Esforços d'Hertz)



$$b = \sqrt[2]{2F * \left[\frac{(1-\nu_1^2/E_1)}{d_1} + \frac{(1-\nu_2^2/E_2)}{d_2} \right] \downarrow 1/2}$$

$$| \quad 1/d_1 + 1/d_2 \quad |$$

$$P_{màx} = 2F / b \quad | \quad P_{màx}^2 = 2F * \frac{1/d_1 + 1/d_2}{\hspace{1cm}}$$

$$\frac{1}{2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]$$

Dents d'engranatge

$$F = F_t / C_v \cdot \cos \phi \quad C_v = K_v \text{ (Coef. de forma)}$$

$$d_1' \sin \phi = d_1 \sin \phi$$

$$d_2' \sin \phi = d_2 \sin \phi$$

b = amplada de l'engranatge

$$P_{m\max} = c = C_p \cdot \left[\frac{2F_t}{b} \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \right]^{1/2}$$

$$C_v \cdot b \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi = d_1' d_2'$$

$$C_p = \text{Coef. elàstic} = \frac{1}{2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]$$

$$\frac{1}{2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]$$

Determinació coef. seguretat

Resistència fatiga superficial | acer $S_c = 2.76HB - 70$ (Mpa)

| fosa $S_c = 2.2HB$

n força no es lineal amb tensió, no poden aplicar el de sempre:

$$S_c \cdot P_{m\max} \cdot F_{m\max}$$

Des de $c \cdot F_c$

$$n = F_{m\max} / F_c \cdot n \cdot S_c / c$$

PRÀCTIQUES DE DISSENY I ASSAIG DE MÀQUINES

Pràctica Disseny: Accionament d'una taula mòbil

Una taula mòbil de transport de paquets es desplaça sobre 2 guies horitzontals, accionada per una corretja dentada i un motor elèctric. Un convertidor de freqüència regula la velocitat del motor per aconseguir moviments controlats.

Els desplaçaments de la taula es realitzen, en 2 trams, acceleració i desacceleració, formant un perfil de diagrama velocitats triangular simètric.

La politja motriu està muntada directament sobre l'eix del motor i la politja lliure gira amb un eix en voladís recolzat sobre 2 rodaments.

Exercici a presentar

Donats 3 paràmetres: Massa Taula (M), temps màxim (t) i longitud (L) de recorregut, s'ha de dissenyar el sistema de transmissió del moviment:

- Seleccionar el motor elèctric
- Seleccionar la transmissió: corretges + politges
- Dissenyar l'eix de la politja : escollir distàncies entre rodaments i l'eix i determinar-ne el diàmetre.

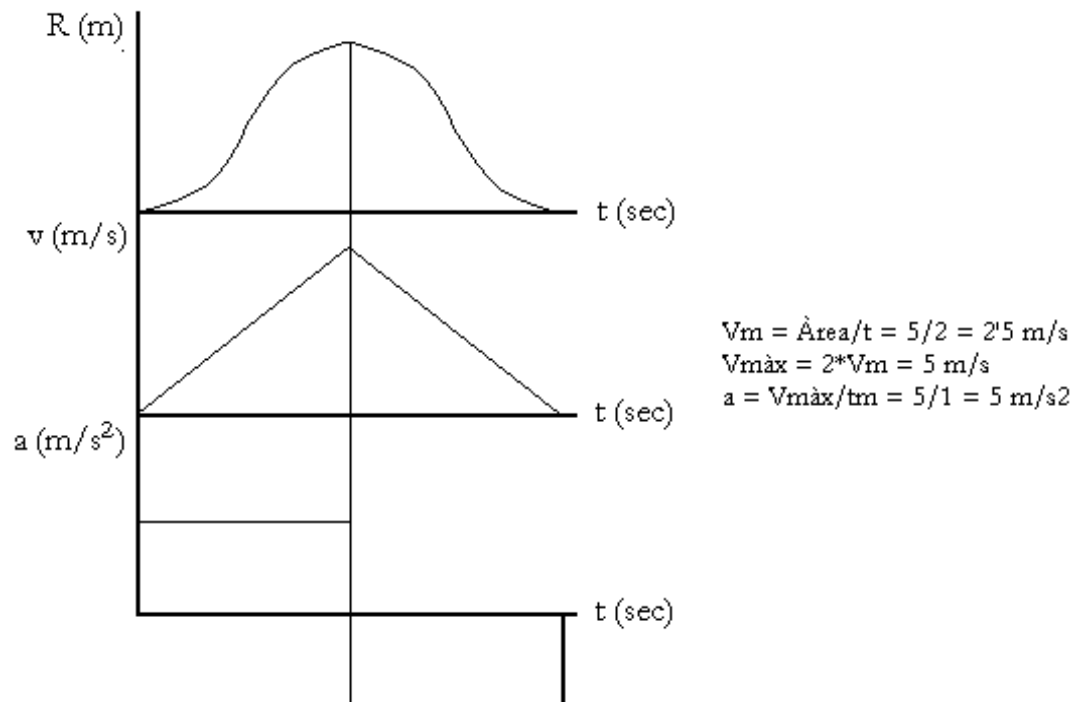
El paràmetres són

Massa de la Taula+Packet (M) = 10 Kg

Temps màxim de recorregut (t) = 2 sec

Longitud de recorregut (L) = 5 m.

• Cinemàtica i dinàmica de la taula



A partir d'aquests diagrames de desplaçament s'ha trobat que

$V_{m\grave{a}x} = 5 \text{ m/s}$ (punt més desfavorable)

Acceleració = 5 m/s^2

$F = m \cdot a = 10 \cdot 5 = 50 \text{ N}$

$P = F \cdot v = 50 \text{ N} \cdot 5 \text{ m/s} = 250 \text{ W } 0.35 \text{ CV}$

Aquesta és la potència necessària per fer arriar la taula+packet a 5 m/s.

• Tria del motor elèctric

Tenim 3 tipus de motor, el de 6 pols, el de 4 pols i el de 2 pols, segons la potència que tenim aproximem $P = 0.35 \text{ CV}$ 0.5 CV és el que s'acosta més per munt.

Motor	2 pols	4pols	6pols
W (nominal)	3000	1500	1000
W (sincro)	2850	1425	950
Tipus	B-14 (71-A)	B-14 (71-B)	B-14 (80-A)
r Motor (mm)	7	7	9,5
r Polea (mm)	15,9	31,8	47,7
RP/RD	2,3	4,5	5

S'han agafat motors de potes de forma B-14 i s'han agafat els que per diferents pols ens donaven una potència de 0'5 CV.

Les especificacions de la taula són:

W_{nominal} = Velocitat nominal angular en rad/sec de

$W_{\text{sincronisme}} = 0'95 * W_{\text{nominal}}$

Tipus = Tipus de motor i tamany.

R_{motor} = Radi de l'acoblament del motor a la politja

R_{polea} = Radi que ha de tenir la politja

RD/RP = Relació de radis entre la politja i el motor, aquesta relació no ha d'ésser inferior a 2 sinó el motor no s'acoblarà.

Veient les taules s'ha escollit el motor de 2 pols, B-14, 71A, que es creu adequat

• Selecció de la transmissió: correa dentada i politges

Per fer aquesta selecció es basa en les taules adjuntes. La metodologia és la següent:

3.1- Escollir el factor de servei K

Segons la taula 2-40. El factor de servei per una màquina transportadora petita de càrregues que funciona 12 hores diàries cada dia és de $K=1.5$

3.2- Calcular la potència Corregida

$$P_c = K * P = 250 * 1.5 = 375 \text{ W} = 0.375 \text{ kW}$$

3.3- Escollir el pas

Segons la taula 1-40

$$W = 3000 \text{ rpm} \quad P_{\text{as}} = S4.5M$$

$$P_c = 0.375 \text{ kW}$$

3.4- Relació de transmissió

Com que farem la suposició de què les politges motriu i lliures són iguals la relació de transmissió que ens dóna és de 1

3.5– Escollir les politges

A l'apartat de la tria del motor elèctric hem vist que la politja que hem escollit ha de tenir un radi de 15,9 mm, per tant:

$$r = 15.9 * 2 = 31.8 \text{ mm escollirem el que s'acosti més i obtenim que } r = 31.51 \text{ mm}$$

Així les 2 politges són de $r = 31.51 \text{ mm}$ 22 dents.

3.6– Amplada de la corretja

nº de dents engranats:

$$n^\circ \text{ dents} = 0.5 * n_p = 0.5 * 22 = 11 \text{ dents engranats (per } 180^\circ \text{ si } i=1)$$

Factor de correcció:

Segons la taula 4-41, el factor de correcció a aplicar és 1.

Potència transmissible

A partir de la taula 1-43, obtenim:

$$P_o = 0.7 \text{ kW aproximadament.}$$

Amplada Correa

$$W_d = \frac{P_c}{C} * C W = \frac{0.375}{1} * 15 = 8 \text{ mm (es la solució que s'hi acosta més)}$$

$$P_o * F 0.7$$

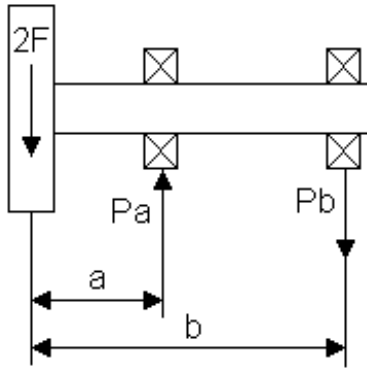
Els elements seleccionats per la transmissió són:

2 politjes 22S4.5M0100 Politja de 22 dents, pas S4.5M, 10 mm ample

1 correa 080S4.5M Corretja de 8 mm ample, pas S4.5M

• Càlcul i disseny dels rodaments

Per dissenyar-los es basa en aquest croquis de l'eix



Hem de determinar les distàncies a les quals col·locarem els rodaments, com que només tenim forces axials s'ha agafat uns rodaments de boles

Suposició: el diàmetre de l'eix és el mateix que el de sortida del motor : $\varnothing = 14 \text{ mm}$

1-Vida i reaccions dels rodaments

Establim una vida dels rodaments, volem que ens durin 3000 dies.

$$L_{10} = 3000 \text{ dies} * 12 \text{ h} * 60 \text{ min} * 3000 \text{ rev} * 1 \text{ rev} = 6480 * 10^6 \text{ rev}$$

1 dia 1 h 1 min

Però aquesta és una confiabilitat del 90%, nosaltres volem estar-ne més segurs, escollim una confiabilitat del 99%. Llavors segons la taula del Shigley Pàg-518, la relació L/L_{10} que busquem és 0.23.

$$\text{Llavors } L = L_{10}/0.23 = 6480/0.23 = 28200 * 10^6 \text{ rev.}$$

Busquem en el catàleg un rodament que ens aguantí radials, escollim un rodament de boles. A partir del diàmetre veiem que el que s'acosta més a les nostres especificacions és el rodament 6202. A partir d'aquí determinem la reacció que pot aguantar perquè tingui la vida que nosaltres volem

$$C_o = 7700 \text{ Mrev}; D = 15 \text{ mm}$$

$$L_{99} = \frac{C_o^3}{F} = \left(\frac{C_o}{F}\right)^3 = \left(\frac{7700}{253}\right)^3 = 253 \text{ N}$$

$$F \approx L_{10} / 28200$$

2- Solució de l'eix

De la figura de dalt podem obtenir que:

$$\sum F_y = 0; 2F + P_b = P_a \quad 100 + P_b = 253 \quad P_b = 153 \text{ N}$$

$$\sum M_z = 0; P_a * a = P_b * b \quad b/a = P_a/P_b = 253/153 = 1.66$$

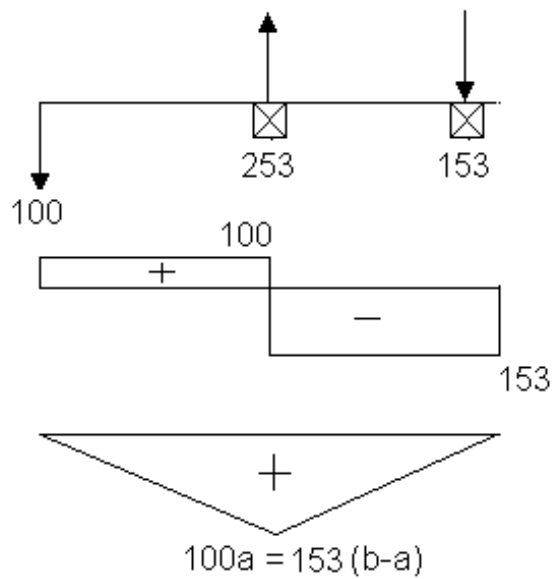
$$P_b = 153 \text{ N}, P_a = 253 \text{ N}, b/a = 1.66$$

Material:

L'eix està fet d'un acer A490 estirat dur i sense tractament tèrmic amb les següents especificacions:

$S_{ut} = 600 \text{ MPa}$

$S_y = 520 \text{ MPa}$



$$= \frac{32 \cdot M}{d^3} = \frac{3200 \cdot a}{d^3} = 0.302 \cdot a \text{ Agafem } S_y = 520 \text{ MPa}$$

$$\cdot d^3 \cdot 153$$

$$k_a (\text{maquinat en fred}) = 4.51 \cdot 650^{-0.265} = 0.81$$

$$k_b = (14/7.62)^{-0.1133} = 0.924$$

$$k_c = k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$S_e = 0.81 \cdot 0.924 \cdot 0.5 \cdot 600 = 225 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{225}{a} < 752/n \text{ mm.}$$

$$0.302 \cdot a$$

Establim $a = 75 \text{ mm}$ (amb un coef. Seguretat aproximadament de 10)

$$b = 1.66 \cdot 50 \text{ mm} = 125 \text{ mm}$$

Unes distàncies que es troben correctes. (amplada rodament 6202 = 11 mm)

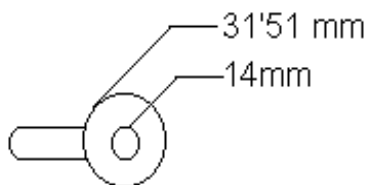
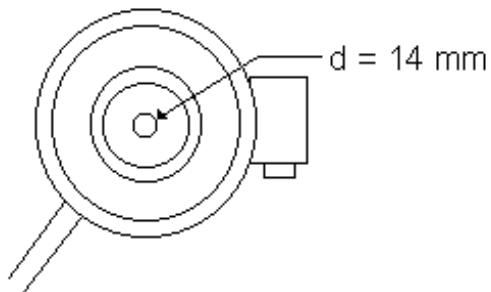
Amb aquestes distàncies no hi ha d'haver problemes de muntatge

$$n_{estàtic} = \frac{S_y}{a} = \frac{520}{a} = 24$$

0.302*a 0.302*75

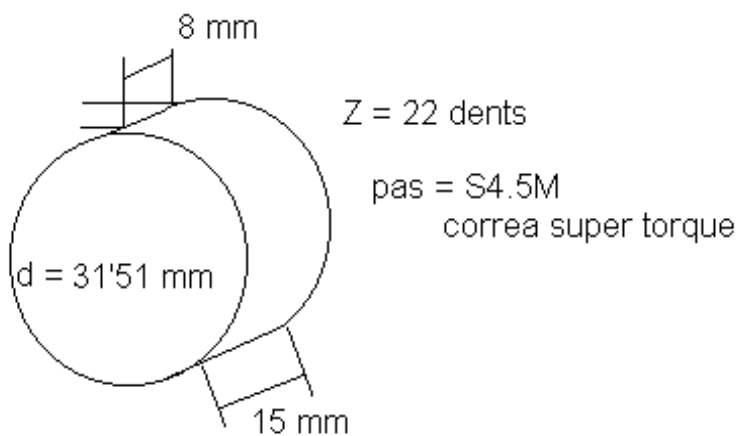
Solució final del problema, croquis del disseny

MOTOR
 $\omega_n = 3000 \text{ rad/s}$
 $P = 0.5 \text{ CV}$
Tipus: B-14, 71A



Encaix politja = motor; $R_P/R_D = 2.3$

POLITJA



correa 8 mm , S4.5M

