

Nom :

Prénom :

Groupe :

Pour chaque question, répondez de façon synthétique. Vous pouvez joindre à cette feuille les feuilles avec le détail de vos calculs. Indiquer votre nom dessus. Les figures sont placées en annexes.

Chaque exercice compte pour environ 20% du total des points.

1 Ressorts en Série

On considère le principe de montage de ressorts en série représenté Figure 1 pour lequel le déplacement de l'index doit être égal au tiers du déplacement y . Le ressort n°2 possède les caractéristiques suivantes:

- diamètre du fil $d=5mm$
- pas $p=10mm$
- Nombre de spires total $N_{TOTAL}=15$, nb de spires terminales $N_t=1$ (à chaque extrémité)
- Diamètre d'enroulement $D=36mm$
- Extrémités rapprochées et meulées,
- Matériau : fil d'acier à piano $\tau_E=980 MPa$, $\tau_D=470 MPa$, $G=80 GPa$

Les formules de calcul du nombre de spires actives, de hauteurs à vide et à bloc sont rappelées Figure 1.

1.1 Déterminer la raideur du ressort n° 1, K_1

On souhaite que $y_2=1/3*y$; Or $y=y_1 + y_2$; $y_1=F/K_1$; $y_2=1/3*(F/K_1+F/K_2)=F/K_2 \rightarrow 3/K_2=1/K_1+1/K_2 \rightarrow K_1=K_2/2$

$$K_2 = \frac{G.d^4}{8.n.D^3} = 9,923N / mm \rightarrow K_1=4,9615 N/mm$$

1.2 La force nécessaire pour l'écrasement à spires jointives du ressort n°2, F_{B_2}

$H_j=(N_a+2N_t-0,5)d$ (Hauteur à bloc, spires jointives) = $15*5=75$ mm.

$N_{TOTAL} = N_a+2N_t-0,5 \rightarrow N_a=13,5$ spires. $H_{0_2}= N_a*p+(2N_t-0,5)*d= 142,5$ mm

$F_{B_2}=K_2*(H_{0_2}-H_{j_2})=669,8$ N

1.3 Déterminer le facteur de sécurité du ressort n°2 :

- en statique lorsqu'il subit une force égale à $0.70*F_{B_2}$,

- en fatigue pour une force de compression variant entre 0 et $0.70*F_{B_2}$, en faisant l'hypothèse d'une variation de force sinusoïdale et en utilisant un critère de Soderberg.

- en statique, $\tau(F) = k_D \cdot \frac{8.F.D}{\pi d^3}$ avec $k_D = \left(\frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \right)$ on obtient $\tau(F_{B_2}) = 593MPa$ (sans k_D , 491 MPa)

$$\alpha_{statique} = \tau_E / (0,7*\tau(F_{B_2})) = 2,4 = 980/415 \text{ (2,9 sans } k_D)$$

- en fatigue, $\tau_a = (0,7*\tau(F_{B_2}))/2$ et $\tau_m = (0,7*\tau(F_{B_2}))/2$, $\tau_a / \tau_D + \tau_m / \tau_E = 1 / \alpha_{fatigue}$

$$207,5 / 470 + 207,5 / 980 = 1 / \alpha_{fatigue} \rightarrow \alpha_{fatigue} = 1,5 \text{ (1,8 sans } k_D)$$

2 Boulonnage d'un couvercle de réservoir

Il s'agit de déterminer la classe de qualité (X.Y) des **24** boulons **M8** ($A_s=36,6 \text{ mm}^2$) utilisés pour serrer le couvercle (C) du réservoir (R) sous pression représenté Figure 2. La pression interne p varie de 0 à 0,7 MPa. On souhaite appliquer une force de pré-serrage F_0 tel que $F_0 \leq 0,6 \cdot A_s \cdot \sigma_E$. On souhaite un serrage résiduel entre les pièces tel que $F_{C/R} = 0,2 \cdot F_{P_MAX/C}$. Les boulons et les pièces serrées ont un module d'Young $E=210000 \text{ MPa}$.

2.1 Déterminer la force exercée par le gaz sous pression sur le couvercle $F_{P_MAX/C}$ pour $p_{MAX}=0.7 \text{ MPa}$. En déduire la force exercée par le couvercle sur chaque boulon $F_{C/B}$

$$F_{P_MAX/C} = 0,7 \cdot \pi \cdot 500^2 / 4 \rightarrow F_{C/B} = F_{P_MAX/C} / 24 = 5727 \text{ N}$$

2.2 Déterminer le facteur de rigidité d'assemblage $\lambda = (K_B / (K_A + K_B))$. Les vis sont filetées sur toute leur longueur. Les surfaces de contact tête_de_vis/couvercle et écrous/couvercle sont de diamètre extérieur 13mm, les trous de passage des vis ont un diamètre égal à 9mm. Précisez les modèles utilisés calculer les rigidités K_A et K_B .

$$K_B^{-1} = E_B^{-1} \left[\frac{l_0 + 0,4d}{A_s} + \frac{l_1 + 0,4d}{A} \right], \quad l_1 \text{ est nulle car filetage sur toute la longueur de la vis, donc on a}$$

$$K_B^{-1} = E_B^{-1} \left[\frac{l_0 + 0,8d}{A_s} \right] \quad \text{avec } l_0 = 20 + 35 = 55 \text{ mm, } d = 8 \text{ mm, } K_B = 1,25 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$$

Avec le modèle de cylindres d'actions pour le calcul de la rigidité en compression des pièces serrées, en notant les pièces 1 et 2 d'épaisseur l_1 et l_2 , on calcule la section moyenne $S_m = \pi / 8 \cdot (D_1^2 + D_2^2 - 2d_{trou}^2)$ avec $D_1 = a_1 + 0,58 \cdot l_1 = 24,6 \text{ mm}$ ($a_1 = 13 \text{ mm}$) et $D_2 = a_2 + 0,58 \cdot l_2 = 33,3 \text{ mm}$ ($a_2 = 13 \text{ mm}$), $S_m = 609 \text{ mm}^2$.

$$K_A = E_A \cdot S_m / (l_1 + l_2) = 2,327 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\lambda = 0,051$$

2.3 Déterminer le serrage F_0 (en mode optimisé) avec $\lambda = 0,05$. Déterminer la limite élastique σ_E qu'il faudrait pour les vis. (L'incertitude sur le serrage F_0 due au moyen de serrage ainsi que les effets de flexion sont négligés).

$$F_0 = (1 - \lambda) F_{C/B} + F_{C/R} \cdot 1 / 24 = 6586 \text{ N}$$

$$\text{On souhaite, } F_0 \leq 0,6 \cdot A_s \cdot \sigma_E \rightarrow \sigma_E \geq 300 \text{ MPa}$$

2.4 On souhaite un facteur de sécurité en fatigue $\geq 1,8$. A partir d'un critère de résistance de Goodmann, déterminer la résistance à la rupture σ_r que doivent avoir les vis pour satisfaire ce critère. En déduire la classe de qualité des boulons à partir des vis du tableau de la Figure 3. ($\sigma_b \approx 0,5 \sigma_r$)

$$F_{B_MIN} = F_0 = 6586 \text{ N} ; F_{B_MAX} = F_0 + \lambda \cdot F_{C/B} = 6586 + 0,05 \cdot 5727 = 6872 \text{ N}$$

$$\sigma_{-a} = 0,5 \cdot \lambda \cdot F_{C/B} = 3,9 \text{ MPa} ; \sigma_{-m} = 0,5 \cdot \lambda \cdot F_{C/B} + F_0 / A_s = 184 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{-a} / \sigma_{-D} + \sigma_{-m} / \sigma_{-r} \leq 1 / 1,8, \text{ avec } \sigma_D \approx 0,5 \sigma_r \rightarrow \sigma_{-a} / (0,5 \sigma_r) + \sigma_{-m} / \sigma_{-r} \leq 1 / 1,8 \rightarrow \sigma_{-r} \geq 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_E / \sigma_{-r} = 0,87$$

Une qualité de vis 4.8 conviendrait, car $\sigma_{-r} = 400 \text{ MPa}$ et $\sigma_E = 320 \text{ MPa}$

3 Arbre de transmission, dimensionnement en fatigue

On considère l'arbre de réducteur à engrenages supporté par deux roulements en C et D, Figure 4. L'arbre est plein et de diamètre uniforme d , il est en acier et ses caractéristiques de résistance sont $\sigma_E = 270 \text{ MPa}$ et $\sigma_r = 500 \text{ MPa}$. L'arbre supporte deux roues dentées de centres A et B dont les efforts à l'engrènement sont représentés sur la Figure 4. Les efforts d'engrènement sont appliqués respectivement aux rayons primitifs d'engrènement $r_A = 350 \text{ mm}$ et $r_B = 175 \text{ mm}$. Le roulement C est modélisé par une liaison rotule et le roulement D par une liaison linéaire annulaire.

Le cisaillement dû aux efforts tranchants sera négligé dans tout l'exercice.

3.1 Calculer les réactions des paliers sur l'arbre \vec{F}_C et \vec{F}_D , le détail des calculs devra être fourni avec la feuille réponse.

$$\begin{cases} Y_D - F_A \sin 20 - F_B \sin 20 + Y_C = 0 \\ Z_D + F_A \cos 20 - F_B \cos 20 + Z_C = 0 \end{cases} \quad \Sigma M_{ext}(D) = \vec{D}\vec{J} \wedge \vec{F}_A + \vec{D}\vec{I} \wedge \vec{F}_B + \vec{D}\vec{C} \wedge \vec{F}_C = \vec{0}$$

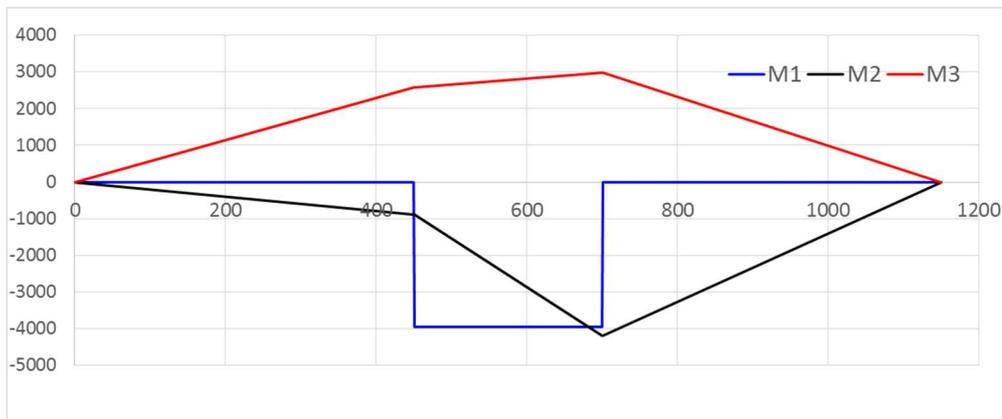
$$F_B = 2F_A$$

$$Z_C = \frac{1}{1150} (700 \cdot F_B \cos 20 - 450 \cdot F_A \cos 20) = 9315 \text{ N}$$

$$\begin{cases} Y_D = 5710 \text{ N} \\ Z_D = 1961 \end{cases}$$

$$Y_C = \frac{1}{1150} (700 \cdot F_B \sin 20 + 450 \cdot F_A \sin 20) = 6602 \text{ N}$$

3.2 Déterminer la section critique de l'arbre avec $\vec{F}_C(0, 6602, 9315)$ et $\vec{F}_D(0, 5710, 1961)$, on tracera **uniquement les diagrammes des moments** du torseur de cohésion entre les points D et C, ci-dessous. Conclure sur la section critique où il faut faire le dimensionnement.



3.3 Quel que soit le résultat trouvé précédemment, on se place dans la section B. Le torseur de cohésion est donné en B ci-contre. Déterminer le diamètre minimum de l'arbre en utilisant le critère de Goodman avec un coefficient de sécurité de 1,6. On considèrera un moment de flexion résultant à partir de M_2 et M_3 .

$$\{F_{D/G}\} = \begin{cases} N_1 = 0 & M_1 = -3947 \\ T_2 = -1610 & M_2 = -4192 \\ T_3 = 13240 & M_3 = 2971 \end{cases}_{B-, [\vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_3]}$$

$$\tau_m = 16M_1 / (\pi d^3), \tau_a = 0; \sigma_m = 0, \sigma_a = 32(M_2^2 + M_3^2)^{1/2} / (\pi d^3);$$

$$\sigma_{m_equi} = 16 \cdot (3)^{1/2} \cdot M_1 / (\pi d^3); \sigma_{a_equi} = 32(M_2^2 + M_3^2)^{1/2} / (\pi d^3)$$

$$\frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot M_1}{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma_r} + \frac{32 \cdot \sqrt{M_2^2 + M_3^2}}{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma_D} \leq \frac{1}{\alpha_{secu}} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{1,6 \sqrt{3} \cdot 16 \cdot M_1}{\pi \sigma_r} + \frac{32 \cdot \sqrt{M_2^2 + M_3^2}}{0,5 \sigma_r}} = 76,4 \text{ mm}$$

en approximant. ($\sigma_D \approx 0,5 \sigma_r$)

3.4 Déterminer le diamètre minimum de l'arbre à partir d'un critère statique et avec le même coefficient de sécurité.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1,6 \sqrt{3} \cdot 16 \cdot M_1}{\pi \sigma_E} + \frac{32 \cdot \sqrt{M_2^2 + M_3^2}}{\sigma_E}} = 72 \text{ mm}$$

4 Assemblage fretté – vissé

On considère la liaison complète entre un arbre (1) et un moyeu (2) dont le montage est présenté Figure 5. Cette liaison est réalisée par adhérence entre deux surfaces cylindriques et deux surfaces planes. La liaison doit permettre la transmission d'un couple C.

Données : les pièces sont toutes en acier $E=210000\text{ MPa}$, $\nu=0,3$. Le coefficient de frottement entre les pièces 1 et 2 $\mu_{12}=0,14$, entre 3 et 4 $\mu_{34}=0,1$; entre 3 et 2 $\mu_{32}=0,13$, et entre 4 et 1 $\mu_{41}=0,14$. Un coefficient de sécurité $\alpha=1,25$ est considéré par rapport à la limite élastique. La vis est une M20*50 de pas 2,5; l'ajustement arbre-moyeu est $\emptyset 30H6r6$.

4.1 Etude de la liaison complète par frettage des portées cylindriques. Dans cette partie on s'intéresse uniquement au couple transmis par la portée cylindrique.

4.1.1 Déterminer les plus petit et grand couples transmissibles C_{MIN} et C_{MAX} pour toutes les pièces répondant à la cotation définie par l'ajustement $\emptyset 30H6r6$.

$\emptyset 30H6 = 30^{+13}_{+0}$ et $\emptyset 30r6 = 30^{+41}_{+28}$, d'après le tableau des écarts inférieurs et des tolérances

$\Delta_{MIN} = 28 - 13 = 15\mu\text{m}$ et $\Delta_{MAX} = 41 - 0 = 41\mu\text{m}$

$$\Delta = 2(u_M - u_A) = 2pr \left[\frac{1}{E} \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} \right) \right] \quad \begin{aligned} p_{MIN} &= 26\text{ MPa} \rightarrow C_{MIN} = 2\pi r^2 L \mu_{12} p_{MIN} = 77\text{ N.m} \\ p_{MAX} &= 71\text{ MPa} \rightarrow C_{MAX} = 2\pi r^2 L \mu_{12} p_{MAX} = 210\text{ N.m} \end{aligned}$$

4.1.2 Dans le but de choisir des nuances d'acier, déterminer une limite élastique minimale pour l'arbre et le moyeu

$$\text{Pour l'arbre creux, } \sigma_E \geq p_{\max} \frac{\alpha \cdot 2R_A^2}{(R_A^2 - r_A^2)} = 319\text{ MPa, Pour le moyeu, } \sigma_E \geq p_{\max} \frac{\alpha \cdot r_M^2 \sqrt{1 + 3 \left(\frac{R_M^2}{r_M^2} \right)^2}}{R_M^2 - r_M^2} = 189\text{ MPa}$$

4.1.3 On utilise la vis pour emmancher le moyeu (2) sur l'arbre (1). Calculer l'effort axial minimal que doit exercer la vis sur la pièce 2, afin de pouvoir monter toutes les pièces conformes à la cotation.

$$F_{MIN} = 2\pi r L \mu_{12} p_{MAX} = 14025\text{ N}$$

4.2 Assemblage vissé. L'effort axial de montage du moyeu (2) sur l'arbre (1) est $F=18600\text{N}$.

4.2.1 Déterminer le couple nominal de serrage de la vis C_s . Le diamètre sous la tête de vis est $D_e=28,2\text{mm}$ et le diamètre intérieur de la rondelle est de 22mm .

$$C_{s_{\text{moy}}} = F_{0_{\text{moy}}} \cdot (0,16 \cdot p + 0,583 \cdot d_2 \cdot f_v + r_{\text{moy}} \cdot f_t) = 58,7\text{ Nm}$$

$$d_2 = d - 0,6495 \cdot p = 18,38\text{ mm, avec } d=20\text{ mm et } p=2,5\text{ mm,}$$

$$f_v = \mu_{14} \text{ et } f_t = \mu_{34}, r_{\text{moy}} = (28,2 + 22)/4 = 12,5\text{ mm}; F_{0_{\text{moy}}} = 18600\text{ N}$$

4.2.2 Déterminer le couple transmissible par la surface de contact plane entre (1) et (2) soumise à l'effort F. En déduire le couple total transmissible par la liaison.

$$C_{\text{plan}} = F \cdot \mu_{12} \cdot \frac{2(25^3 - 15^3)}{3(25^2 - 15^2)} = 53165\text{ Nmm}$$

$$C_{TOT_MIN} = 77 + 53,2 = 130\text{ N.m}$$

$$C_{TOT_MAX} = 210 + 53,2 = 263\text{ N.m}$$

5 Durée de vie des roulements d'une meuleuse

On considère le montage de roulements à billes à contact oblique supportant la broche d'une rectifieuse, tel que représenté Figure 7. Dans le cas du chargement le plus défavorable, on admet que le torseur au point M des efforts de coupe s'écrit : avec $\{\vec{F} = T\vec{y} + A\vec{z} | \overline{M(M)} = \vec{0}\}$ avec $A = 480 \text{ N}$ et $T = 90 \text{ N}$. L'entraînement de la broche se fait par l'intermédiaire d'un accouplement transmettant un couple pur d'axe (O, \vec{z}) . La broche tourne à 6000 tr/min . Les roulements sont de référence 7205BECPB.

Données de roulements : $Y=0.57, X=0.35, e=1,14$

5.1 Montrer que les efforts radiaux valent $F_{r_C}=176 \text{ N}$ et $F_{r_B}=221 \text{ N}$ (Justification obligatoire sur feuille jointe).

$$X_B + X_C = 0 ; Y_B + Y_C + T = 0 ;$$

$$r \cdot A = X_C \cdot b \rightarrow X_C = r \cdot A / b ; X_B = -r \cdot A / b ;$$

$$a \cdot T = b \cdot Y_C \rightarrow Y_C = a \cdot T / b ; Y_B = -T(1 + a/b) ;$$

$$F_{r_C} = \sqrt{X_C^2 + Y_C^2} = \frac{1}{b} \sqrt{r^2 A^2 + a^2 T^2} = 176 \text{ N}$$

$$F_{r_B} = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \frac{1}{b} \sqrt{r^2 A^2 + (a + b)^2 T^2} = 221 \text{ N}$$

5.2 Calculer la durée de vie en heure des roulements avec une fiabilité de 90%.

On calcule les charges induites. On utilise la méthode des indices, le roulement B est indicé 1, le roulement C est indicé 2.

$$a_1 = a_B = F_{r_B} / 2Y = 194 \text{ N}$$

$$a_2 = a_C = F_{r_C} / 2Y = 155 \text{ N}$$

$$a_1 - a_2 = 39 \text{ N} < F_a = A = 480 \text{ N}$$

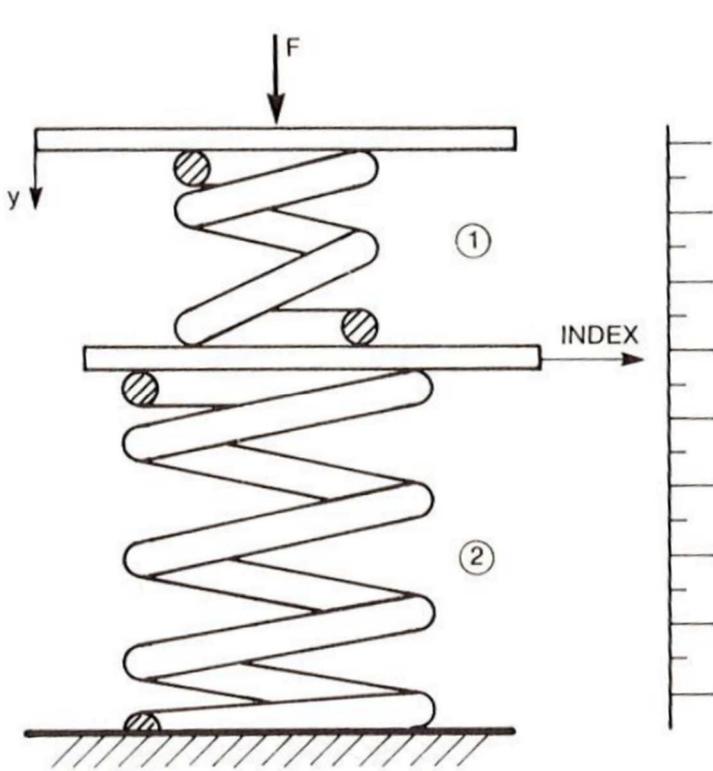
$$\rightarrow F_{a1} = F_{aB} = F_a + a_2 = 635 \text{ N} \text{ et } F_{a2} = a_2 = 155 \text{ N}$$

$$F_{a1} / F_{r1} = 2.87 > e = 1.14 \rightarrow P_1 = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1} = 439 \text{ N}$$

$$F_{a2} / F_{r2} = 0.88 < e = 1.14 \rightarrow P_2 = F_{r2} = 176 \text{ N}$$

$$L_{10,1} = (C/P_1)^3 = 4,48 \cdot 10^4 \text{ MTours} \rightarrow 1,24 \cdot 10^5 \text{ heures}$$

$$L_{10,2} = (C/P_2)^3 = 4,48 \cdot 10^4 \text{ MTours} \rightarrow 1,24 \cdot 10^5 \text{ heures}$$



Extrémités rapprochées, meulées :

(N_t , nb de spires terminales à chaque extrémité)
 (N_a , nb de spires actives)

$H_j = (N_a + 2N_t - 0,5)d$ (Hauteur à bloc, spires jointives)

$$N_{TOTAL} = N_a + 2N_t - 0,5$$

Figure 1 : Principe de montage de ressorts en série

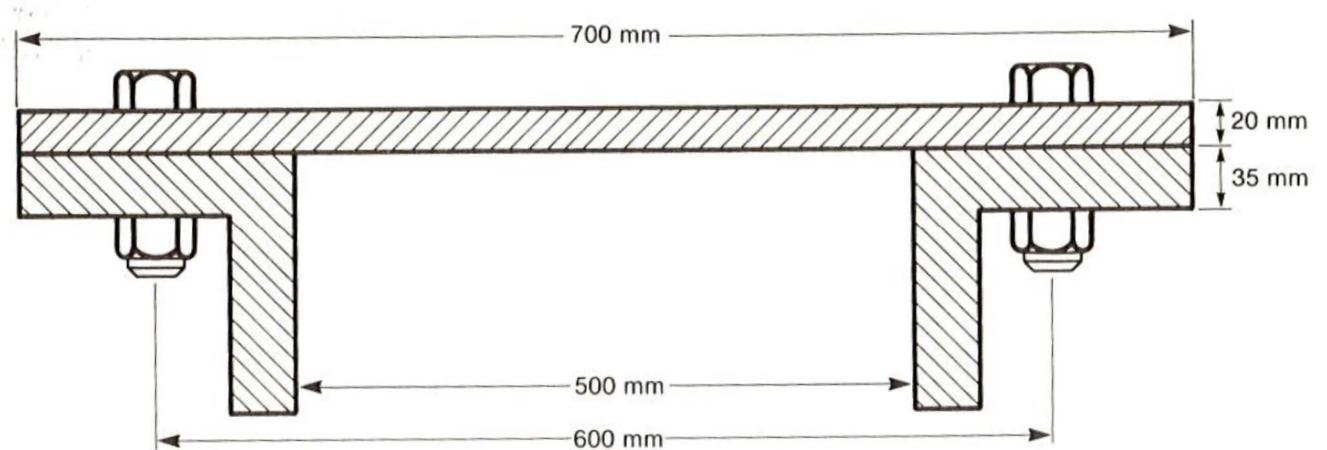


Figure 2 : Boulonnage d'un couvercle de réservoir.

marquage des têtes										
--------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Figure 3 : Classes de qualité de vis

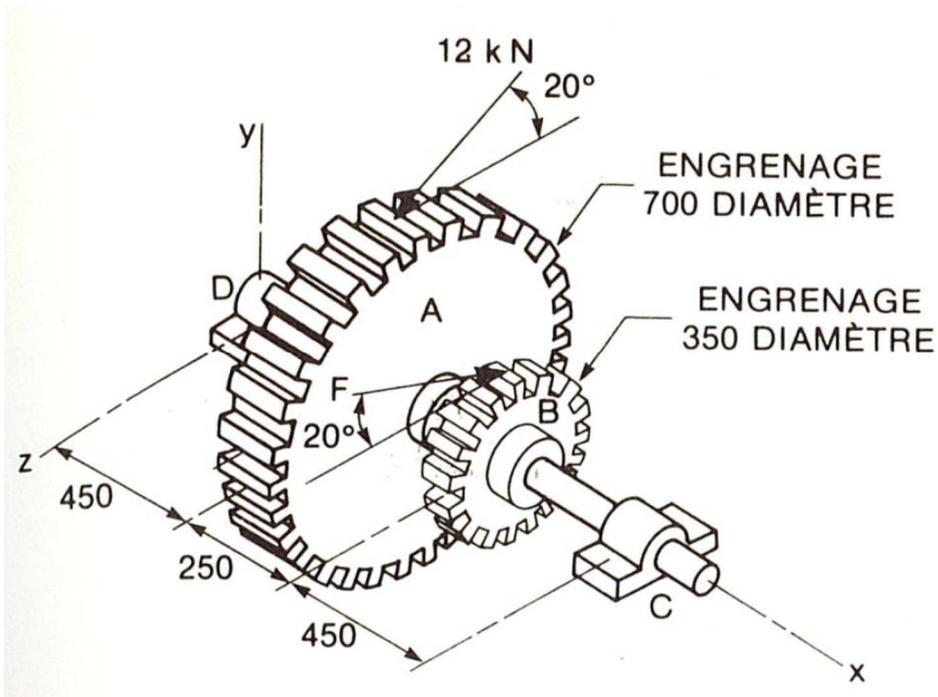


Figure 4 : Arbre de réducteur à engrenages (représentation simplifiée).

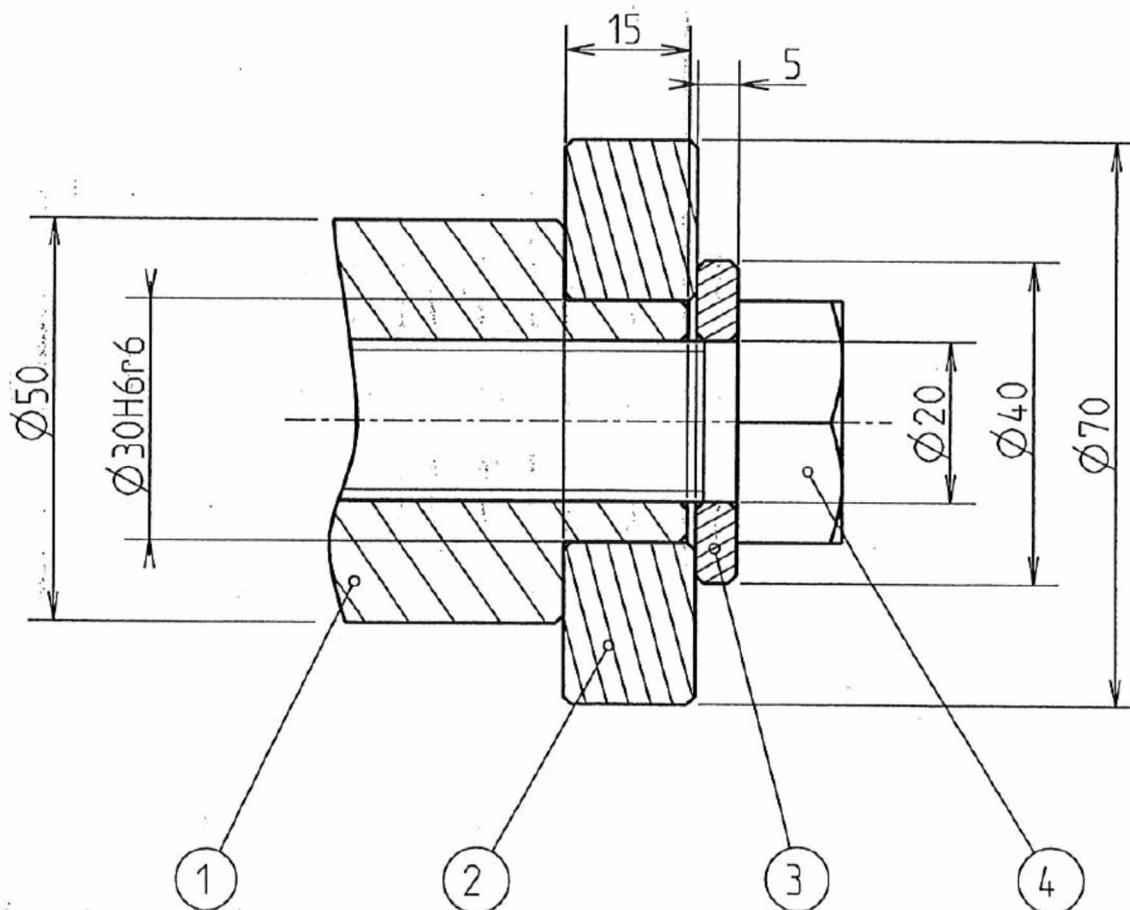


Figure 5 : Assemblage mixte fretté - vissé.

ANNEXE AJUSTEMENTS

Tableau 1 : Ecart fondamentaux en μ (extrait)

Φ	ARBRES											ALESAGES								
	Ecart sup. (Es)				Ecart inf. (Ei)							Ecart inf (Ei)			Ecart supérieur (Es)					
	e	f	g	h	K ¹	m	n	p	r	s	F	G	H	K ¹	M	P ²	Δ			
	Toutes qualités											<8	<8	>8	>7	6	7	8		
<3	-14	-6	-2	-0	+0	+2	+4	+6	+10	+14	+6	+2	+0	0	-2	-2	-6	0	0	0
>3	20	-10	-4	-0	+0	+4	+8	+12	+15	+19	+10	+4	+0	-1	-4	-4	-12	3	4	6
>6	-25	-13	-5	-0	+0	+6	+10	+15	+19	+23	+13	+5	+0	-1	-6	-6	-15	3	6	7
>10	-32	-16	-6	-0	+0	+7	+12	+18	+23	+28	+16	+6	+0	-1	-7	-7	-18	3	7	9
>18	-40	-20	-7	-0	+0	+8	+15	+22	+28	+35	+20	+7	+0	-2	-8	-8	-22	4	8	12
>30	-50	-25	-9	-0	+0	+9	+17	+26	+34	+43	+25	+9	+0	-2	-9	-9	-26	5	9	14
>50									+41	+53								6	11	16
>65	-60	-30	-10	-0	+0	+11	+20	+32	+43	+59	+30	+10	+0	-2	-11	-11	-32			
>80									+51	+71								7	13	19
>100	-72	-36	-12	-0	+0	+13	+23	+37	+54	+79	+36	+12	+0	-3	-13	-13	-37			
>120									+63	+92								7	15	23
>140	-85	-43	-14	-0	+0	+15	+27	+43	+65	+100	+43	+14	+0	-3	-15	-15	-43			
>160									+68	+108										
>180									+77	+122								9	17	26
>200	-100	-50	-15	-0	+0	+17	+31	+50	+80	+130	+50	+15	+0	-4	-17	-17	-50			
>225									+84	+140										
>250									+94	+158								9	20	29
>280	-110	-56	-17	-0	+0	+20	+34	+56	+98	+170	+56	+17	+0	-4	-20	-20	-56			
>315									+108	+190								11	21	32
>355 à 400	-125	-62	-18	-0	+0	+21	+37	+62	+114	+208	+62	+18	+0	-4	-21	-21	-62			

Nota :

- Pour les cases grisées, l'écart est la somme de la case et du delta.
- La qualité Js (alésage) et js (arbre) répartit l'écart limite à +/- IT/2
- ¹ Les écarts valent 0 pour les qualités > 8
- ² La colonne serait grisée pour les qualités < 8
- ³ Sauf pour qualités 4 à 7

Tableau 2 : Qualités normalisées des ajustements

Qualité → ↓ Diamètre	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
<3	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
>3 à 6	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
> 6 à 10	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
>10 à 18	11	18	27	43	70	110	185	270	430	700	1100
> 18 à 30	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
> 30 à 50	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
> 50 à 80	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
> 80 à 120	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
>120 à 180	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
>180 à 250	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
>250 à 315	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
>315 à 400	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600

Figure 6 : Tableaux des écarts et qualités

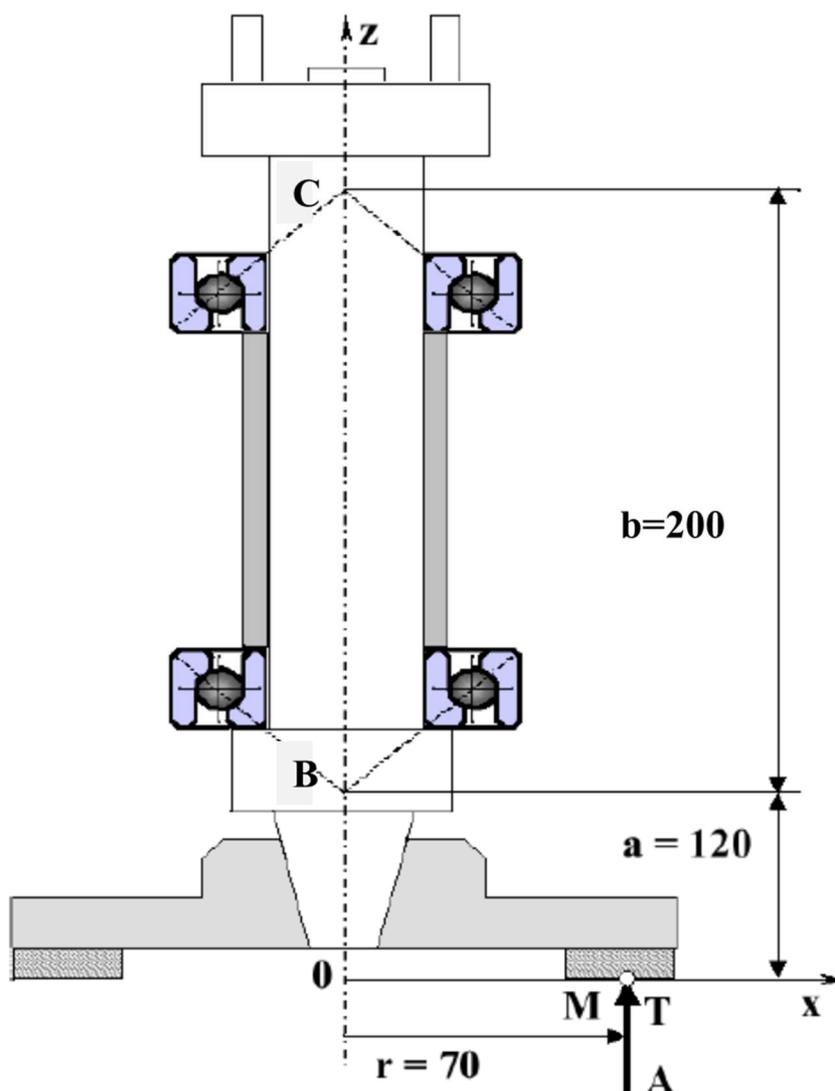


Figure 7 : Montage de roulements à billes à contacts obliques supportant la broche d'une rectifieuse (longueurs en mm).

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesses		Masse	Désignations*	
d	D	B	dyn.	stat.		Vitesse de référence	Vitesse limite		Roulement à appariement universel	Roulement d'exécution de base
mm			C	C ₀	P _u	tr/min		kg	-	-
25	52	15	15,6	10	0,43	17 000	17 000	0,13	7205 BECBP	-
	52	15	14,8	9,3	0,4	15 000	15 000	0,13	-	7205 BEP
	52	15	15,6	10,2	0,43	15 000	15 000	0,13	7205 BEC BY	7205 BEY
	52	15	15,6	10	0,43	17 000	17 000	0,14	7205 BECBM	-
	62	17	26,5	15,3	0,655	15 000	15 000	0,23	7305 BECBP	-
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	-	7305 BEP
	62	17	26	15,6	0,655	14 000	14 000	0,24	7305 BEC BY	7305 BEY
	62	17	26,5	15,3	0,655	15 000	15 000	0,24	7305 BECBM	-

Figure 8 : Données roulements (SKF).