

UV : **TN 21**

Semestre : **AUTOMNE**



PRINTEMPS



EXAMEN :

MEDIAN



FINAL



NOM :

Prénom :

Né(e) le :

DEPARTEMENT :

NIVEAU :

FILIERE :

Le sujet est composé de 5 parties indépendantes.
Les réponses se feront uniquement sur les feuilles des sujets.

Tous les résultats seront justifiés.



Signature :

Feuille A4 manuscrite autorisée.
SMARTPHONES et GSM interdits
Calculatrice autorisée.

Vos initiales :

UTBM_A 2012_TN21_Final

Etude d'un treuil de halage.

Le dessin d'ensemble (format A3, échelle 1 :1) représente un treuil de halage utilisé dans la marine.

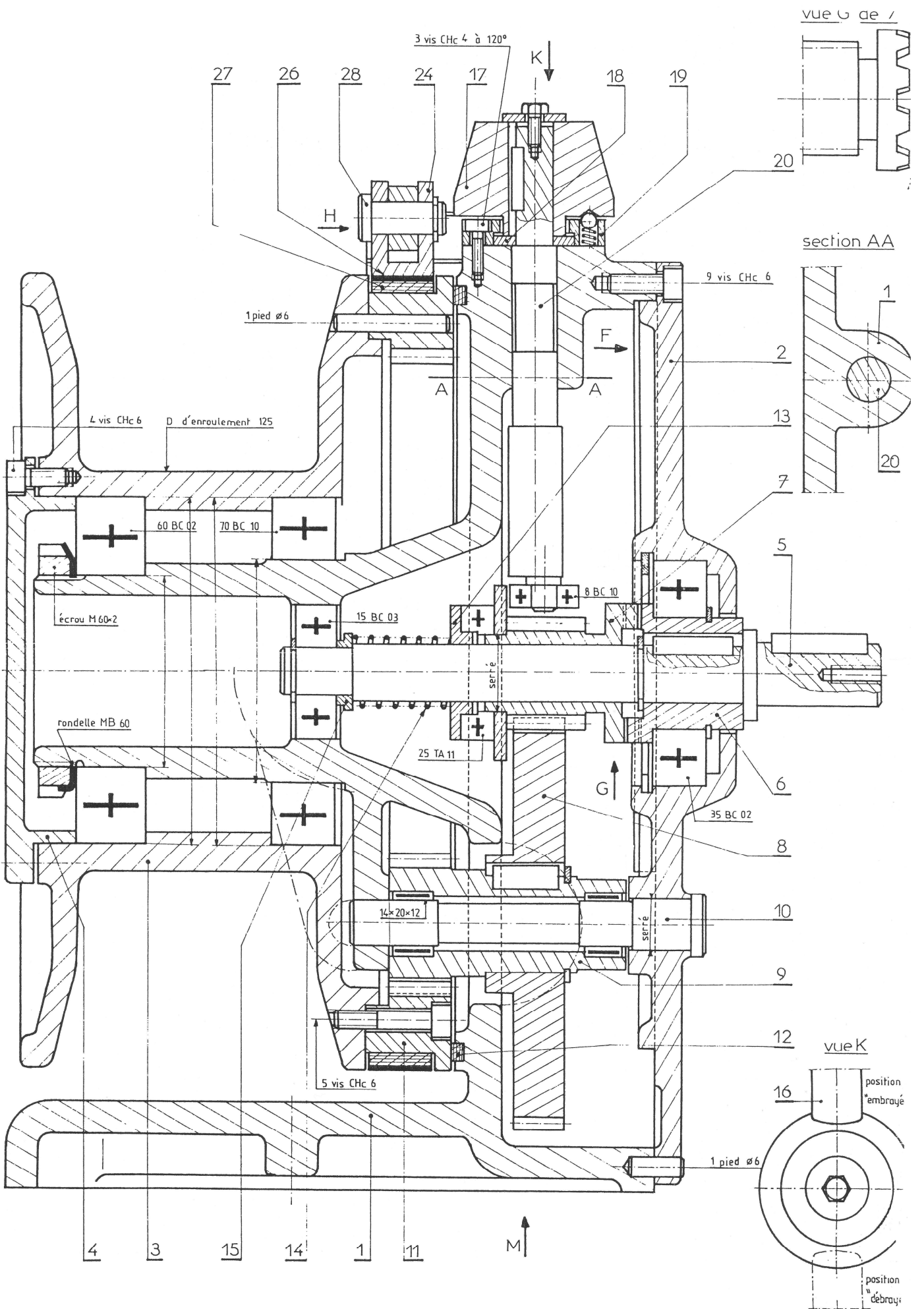
Son arbre d'entrée (5) peut être entraîné par un moteur thermique ou électrique.

Le tambour d'enroulement (3) reçoit un câble de diamètre 5 mm simplement enroulé, sans fixation (pas d'utilisation en levage) pour un effort maxi de 5000 N.

Par une action sur le levier (16) – vue suivant K – on peut solidariser en rotation ou désolidariser l'arbre d'entrée (5) et le tambour (3). Le système utilisé, grâce à la forme des crabots – vue suivant G – et au ressort (14) fait aussi office de limiteur de couple.

Par action sur le levier (21) – vue suivant H – on peut freiner ou laisser libre en rotation le tambour (3). Le frein est du type à sangle.

Le réducteur à engrenages à dentures hélicoïdales, placé dans une enceinte étanche, est lubrifié à la graisse.



1	1	Carter		
2	1	Couvercle de carter		
3	1	Tambour		Diamètre d'enroulement $\Phi = 125 \text{ mm}$
4	1	Couvercle de tambour		
5	1	Arbre d'entrée		
6	1	Douille à crabot		
7	1	Pignon d'entrée		$z_7 = 16 \text{ dents}$
8	1	Roue dentée		$z_8 = 63 \text{ dents}$
9	1	Pignon arbré		$z_9 = 20 \text{ dents}$
10	1	Arbre intermédiaire		
11	1	Couronne dentée		$z_{11} = 99 \text{ dents}$
12	1	Joint d'étanchéité		
13	1	Plaque de butée		
14	1	Ressort		
15	1	Rondelle d'appui du ressort		
16	1	Levier de débrayage		
17	1	Moyeu de levier de débrayage		
18	1	Rondelle d'arrêt		
19	1	Plaque d'arrêt		
20	1	Axe de commande de débrayage		
21	1	Levier de frein		
22	1	Bielle		
23	1	Etrier mobile		
24	1	Etrier fixe		
25	1	Axe d'arrêt du frein		
26	1	Sangle de frein $e = 0.8 \text{ mm}$		Liaison avec 23 et 24 par rivets
27	1	Garniture de friction $e = 4 \text{ mm}$		Liaison avec 26 par rivets
28	1	Axe épaulé		
29	1	Plaque de butée de pignon d'entrée		Serrée sur 7
Rep	Nb	Désignation	Matière	Observations

1- Etude de la liaison pivot ($S_1 - S_3$) entre le carter (1) et le tambour (3)

Vos initiales :

UTBM_A 2012_TN21_Final

On se propose d'étudier deux solutions techniques différentes, roulements et paliers lisses, pour réaliser cette liaison pivot.

(Vous pouvez passer directement à la question 12 si vous ne parvenez pas à traiter la 11)

11- Déterminer les efforts supportés par chacun des deux composants de centres A et B

On isole l'ensemble E = Tambour (3) + Couronne (11)

On note :

$$\{\text{Carter} \rightarrow E(A)\} =_A \{X_A \vec{x} + Y_A \vec{y} + Z_A \vec{z}; \vec{0}\}$$

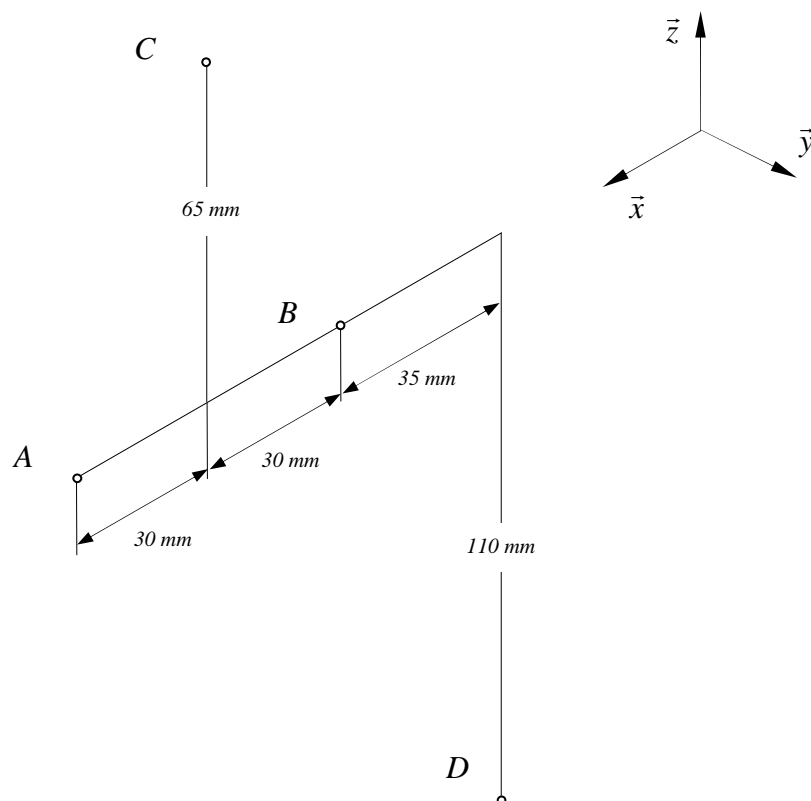
$$\{\text{Carter} \rightarrow E(B)\} =_B \{X_B \vec{x} + Y_B \vec{y} + Z_B \vec{z}; \vec{0}\}$$

$$\{\text{Câble} \rightarrow E\} =_C \{5000 \vec{y}; \vec{0}\} \quad (\text{en N})$$

$$\{\text{Pignon arbré 9} \rightarrow E\} =_D \{A \vec{x} + T \vec{y} + R \vec{z}; \vec{0}\}$$

$$\text{avec: } A = T \tan \beta \text{ et } R = T \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

$$\alpha = 20^\circ \text{ et } \beta = 30^\circ$$



Représenter sur la figure ci-dessus les composantes des torseurs des actions extérieures à (E)

Ecrire les six équations d'équilibre de l'ensemble E

Vos initiales :

UTBM_A 2012_TN21_Final

*) $\vec{s}\{\bar{E} \rightarrow E\} = \vec{0}$

	= 0	(projection sur \bar{x})	(E_1)
	= 0	(projection sur \bar{y})	(E_2)
	= 0	(projection sur \bar{z})	(E_3)

*) $\vec{M}(A)\{\bar{E} \rightarrow E\} = \vec{0}$

	= 0	(projection sur \bar{x})	(E_4)
	= 0	(projection sur \bar{y})	(E_5)
	= 0	(projection sur \bar{z})	(E_6)

*) Résoudre les équations (E_1) à (E_6) et calculer numériquement

- (E_4) : Composante T

Composante R

Composante A

- (E_5) : Composante Z_B

- (E_6) : Composante Y_B

- (E_3) : Composante Z_A

- (E_2) : Composante Y_A

$T =$	N
$R =$	N
$A =$	N
$Z_B =$	N
$Y_B =$	N
$Z_A =$	N
$Y_A =$	N

*) Calculer les composantes radiales F_{RA} et F_{RB} supportées par les composants de centres A et B

$$F_{RA} = \quad N \quad \text{et} \quad F_{RB} = \quad N$$

*) Rappeler l'intensité ainsi que le sens de la charge axiale A supportée par l'ensemble (E)

$$A = \quad N \quad \text{sens} :$$

Pour la question 12, dans laquelle on retient des roulements pour les montages M_1 et M_2 , on prendra impérativement :

$$F_{RA} = 2450 \text{ N}, F_{RB} = 7000 \text{ N et } A = 1700 \text{ N dirigée de B vers A.}$$

12- Calcul de la durée de vie des roulements $Rlt A$ et $Rlt B$

On se propose d'étudier deux montages différents :

Montage M_1 : le montage retenu sur les formats A4 et A3

- Roulement $Rlt A$: référence 6212 : $C = 52 \text{ kN}$, $C_0 = 36 \text{ kN}$
- Roulement $Rlt B$: référence 6014 : $C = 36 \text{ kN}$, $C_0 = 28,5 \text{ kN}$

deux roulements à une rangée de billes à contact radial

*) Calculer la durée de vie L_{10-A} du roulement $Rlt A$

$$L_{10-A} = \quad Mtr$$

*) Calculer la durée de vie L_{10-B} du roulement $Rlt B$

$$L_{10-B} = \quad Mtr$$

Montage M₂ : Les roulements *Rlt A* et *Rlt B* sont des roulements à une rangée de billes à contact oblique référence 7212 montés à centres de poussées éloignés.

$$C = 56 \text{ kN} \text{ et } C_0 = 44,5 \text{ kN}$$

$$P = F_R \quad \text{si } \frac{F_A}{F_R} \leq 1,14$$

$$P = 0,35F_R + 0,57F_A \quad \text{si } \frac{F_A}{F_R} > 1,14$$

- *) Identifier les roulements *Rlt₁* et *Rlt₂*
 Compléter le schéma des charges axiales



	Indice du <i>Rlt</i>
<i>Rlt A</i>	
<i>Rlt B</i>	

- *) Calculer les charges axiales induites RQ_{A1} et RQ_{A2}

	Expression littérale	Valeur numérique (N)
RQ_{A1}		
RQ_{A2}		

- *) Calculer les charges axiales F_{A1} et F_{A2}

Hypothèse de comportement

Hypothèse retenue	$A + \frac{F_{R1}}{2Y}$	$\frac{F_{R2}}{2Y}$
-------------------	-------------------------	---------------------

En déduire les charges axiales

	Expression littérale	Valeur numérique (N)
F_{A1}		
F_{A2}		

- *) Calculer les charges dynamiques équivalentes P_1 et P_2

	Expression littérale	Valeur numérique (N)
P_1		
P_2		

*) Calculer les durées de vie L_{10-1} et L_{10-2}

	Expression littérale	Valeur numérique (Mtr)
L_{10-1}		
L_{10-2}		

13- Ajustements proposés pour le **montage M₁** des roulements *Rlt A* et *Rlt B*

- Quelle est la bague des roulements qui est montée serrée et quelle est celle qui est montée libre :

* bague extérieure :

* bague intérieure :

- Proposer et inscrire sur le format un ajustement A3 pour chacune des bagues :

* bague extérieure *Rlt A* :

* bague extérieure *Rlt B* :

* bague intérieure *Rlt A* :

* bague intérieure *Rlt B* :





ROULEMENTS A BILLES A CONTACT RADIAL

$\frac{F_A}{C_0}$	X	Y	e
0,014	0,56	2,30	0,19
0,028		1,99	0,22
0,056		1,71	0,26
0,084		1,55	0,28
0,11		1,45	0,30
0,17		1,31	0,34
0,28		1,15	0,38
0,42		1,04	0,42
0,56		1,00	0,44

$$\ln(e) = 0,2329 \times \ln\left(\frac{F_A}{C_0}\right) - 0,6776$$

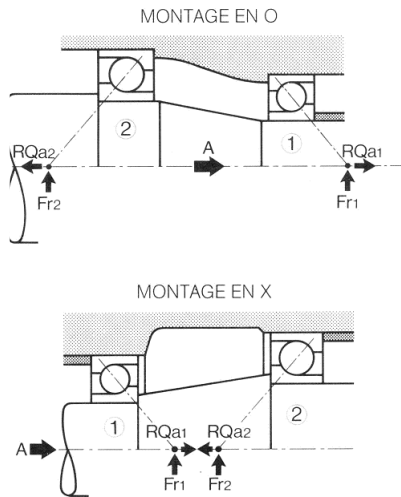
$$Y = \frac{0,44}{e}$$

AJUSTEMENTS RECOMMANDES POUR LES ROULEMENTS

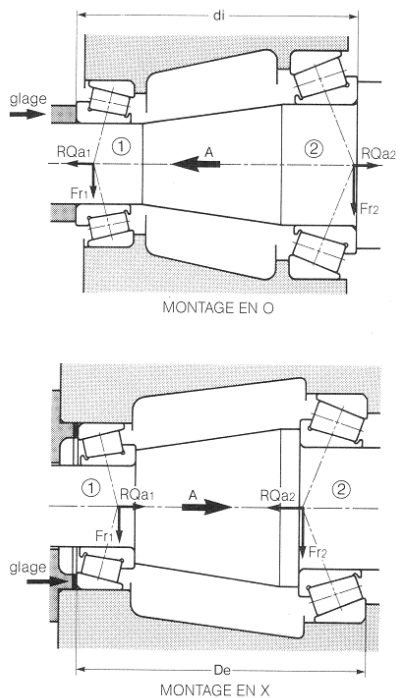
ARBRES			LOGEMENTS			
Bague libre sur sa portée	g 6	Roues Débattement axial exigé (dilatation, réglage).	Direction de la charge fixe par rapport à la bague intérieure. 	Charges normales $\frac{C}{P} > 5$	M 7 N 7	Poulies folles Galets tendeurs Roues
Cas général	j 6	Poulie folle Galet tendeur		Très fortes charges Fortes charges avec choc $\frac{C}{P} < 5$	N 7 P 7	Matériel ferroviaire Gros roulements à rouleaux
Charges normales $\frac{C}{P} > 5$	j 6 / k 6	Petits moteurs électriques, broches. Broches mach.-outils. Pompes. Ventilateurs. Moteurs moyens. Réducteurs de vitesse.	Direction de la charge fixe par rapport à la bague extérieure. 	Cas général	J 7	Moteurs électriques de moyenne puissance. Poulies, broches de machines-outils. Transmissions. Applications générales.
Charges élevées $\frac{C}{P} < 5$	m 6 / p 6	Moteurs de traction. Gros réducteurs. Matériel ferroviaire ou de travaux publics Gros compresseurs.		Bague libre sur sa portée.	H 7	Débattement axial exigé (dilatation ou réglage).
Charges purement axiales	j 6	Roulements et butées.	Autres cas	Roulements à rouleaux cylindriques et coniques.	M 7 à P 7	
Manchons de serrage.	h 9	Transmissions. Matériel agricole.		Charges purement axiales.	H 7	Roulements et butées.

Charges sur les roulements à contact oblique

Arbre monté sur deux roulements à billes à contact oblique



Arbre monté sur deux roulements à rouleaux coniques



Roulements à billes à contact oblique ou roulements à rouleaux coniques

L'équilibre axial de l'arbre dépend non seulement des efforts extérieurs à celui-ci (F_{r1} , F_{r2} et A) mais aussi des *forces induites* par les charges radiales appliquées sur chaque roulement.

La force induite par chacun des roulements tend à séparer la bague intérieure de la bague extérieure. Cette force se comporte vis-à-vis du roulement antagoniste comme une *force axiale supplémentaire*.

L'équilibre axial de l'arbre est assuré lorsqu'il y a équilibre du système composé des trois forces :

- A = force axiale extérieure,
- RQ_{a1} = force induite par le roulement (1)
- RQ_{a2} = force induite par le roulement (2)

On démontre que la force induite d'un roulement à contact oblique qui fonctionne avec jeu nul (ou presque nul) a une valeur déterminée sensiblement égale à $\frac{F_r}{2Y}$ d'où :

On applique la règle suivante :

Indice 1 : roulement dont la force induite a le sens de la force axiale extérieure A .

P_1 = charge dynamique équivalente du roulement (1)

P_2 = charge dynamique équivalente du roulement (2)

- Si $A + \frac{F_{r1}}{2Y_1} > \frac{F_{r2}}{2Y_2}$, le roulement (1) fonctionne avec du jeu

Donc $P_1 = F_{r1}$ et $F_{a2} = A + \frac{F_{r1}}{2Y_1}$ d'où :

$$P_2 = F_{r2} \quad \text{si} \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} \leq e$$

$$P_2 = X \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2} \quad \text{si} \quad \frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$$

- Si $A + \frac{F_{r1}}{2Y_1} < \frac{F_{r2}}{2Y_2}$, le roulement (2) fonctionne avec du jeu

Donc $P_2 = F_{r2}$ et $F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2} - A$ d'où :

$$P_1 = F_{r1} \quad \text{si} \quad \frac{F_{a1}}{F_{r1}} \leq e$$

$$P_1 = X \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1} \quad \text{si} \quad \frac{F_{a1}}{F_{r1}} > e$$

Pour les roulements à billes à contact oblique :

$$X = 0,35 \quad Y = 0,57 \quad e = 1 \text{ à } 14$$

Pour les roulements à rouleaux coniques :

$$X = 0,4 \quad Y \text{ et } e : \text{ voir tableau des caractéristiques}$$

14- On se propose de remplacer les roulements *Rlt A* et *Rlt B* par des paliers lisses en **Permaglide® P1** (sans entretien) de la marque INA

On retient :

Palier A (palier radial et axial) :

- 1 bague PAP 6030 P10 ($F_{RA} = 2450 \text{ N}$)

- 1 rondelle PAW 62 P10 ($A = 1700 \text{ N}$)

Palier B (palier radial) :

- 1 bague PAP 6040 P10 ($F_{RB} = 7000 \text{ N}$)

- 1 rondelle PAW 62 P10 (n'intervient pas dans les calculs)

Données :

- pression spécifique $p \leq 56 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$

- vitesse de glissement $v \leq 2 \text{ m/s}$

- $0,03 \leq pv \leq 1,8 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$

- température de fonctionnement : $\theta = 30^\circ$

- rugosité de l'arbre : $R_Z = 3 \mu\text{m}$

- vitesse de rotation de l'arbre d'entrée (5) : $N = 1450 \text{ tr/min}$

141- Etude du palier de centre A

1411- Etude du palier radial

*) Calculer la pression spécifique p

$p =$ MPa

*) Vérifier la validité de cette pression

*) Calculer la vitesse de rotation du tambour (3)

$\omega_3 =$ m/s

*) Calculer la vitesse de glissement v

$v =$ m/s

*) Vérifier la validité de cette vitesse

*) Calculer le facteur pv

$pv =$ $\text{MPa} \cdot \text{m/s}$

*) Vérifier la validité de ce facteur

*) Déterminer les facteurs de correction

Facteur du type de charge : $f_A =$	Facteur de charge : $f_p =$	Facteur de vitesse : $f_v =$
Facteur de température : $f_\theta =$	Facteur de rugosité : $f_R =$	

*) Calculer la durée de vie $L_{hA-radial}$

$L_{hA-radial} =$	heures
-------------------	--------

1412- Etude du palier axial

*) Calculer la pression spécifique p

$p =$	MPa
-------	-----

*) Vérifier la validité de cette pression

--

*) Calculer la vitesse de glissement v

$v =$	m/s
-------	-----

*) Vérifier la validité de cette vitesse

--

*) Calculer le facteur pv

$pv =$	MPa . m/s
--------	-----------

*) Vérifier la validité de ce facteur

--

*) Déterminer les facteurs de correction

Facteur du type de charge : $f_A =$	Facteur de charge : $f_p =$	Facteur de vitesse : $f_v =$
Facteur de température : $f_\theta =$	Facteur de rugosité : $f_R =$	

*) Calculer la durée de vie $L_{hA-axial}$

$L_{hA-axial} =$	heures
------------------	--------

142- Etude du palier de centre B

*) Calculer la pression spécifique p

$p =$	MPa
-------	-----

*) Vérifier la validité de cette pression

--

*) Calculer la vitesse de glissement v

$v =$	m/s
-------	-----

*) Vérifier la validité de cette vitesse

--

*) Calculer le facteur p_v

$p_v =$	MPa . m/s
---------	-----------

*) Vérifier la validité de ce facteur

--

*) Déterminer les facteurs de correction

Facteur du type de charge : $f_A =$	Facteur de charge : $f_p =$	Facteur de vitesse : $f_v =$
Facteur de température : $f_\theta =$	Facteur de rugosité : $f_R =$	

*) Calculer la durée de vie $L_{hBradial}$

$L_{hBradial} =$	heures
------------------	--------

PALIERS LISSES PERMAGLIDE®

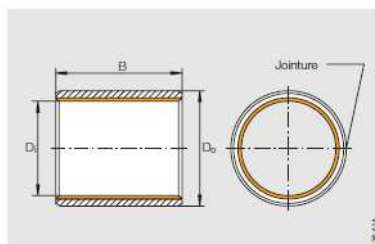
Tableaux de dimensions

Permaglide®

Bagues

sans entretien, avec support en acier

Série PAP.P10



PAP

Tableau de dimensions (en mm)					
Diamètre d'arbre	Désignation	Masse g	Dimensions		
			Di	Do	B ±0,25
20	PAP 2010 P10	7,8	20	23	10
	PAP 2015 P10	11,7	20	23	15
	PAP 2020 P10	15,6	20	23	20
	PAP 2025 P10	19,5	20	23	25
	PAP 2030 P10	23,4	20	23	30
22	PAP 2215 P10	12,7	22	25	15
	PAP 2220 P10	17	22	25	20
	PAP 2225 P10	21,3	22	25	25
24	PAP 2415 P10	13,8	24	27	15
	PAP 2420 P10	18,5	24	27	20
	PAP 2425 P10	23,1	24	27	25
25	PAP 2430 P10	27,7	24	27	30
	PAP 2510 P10	9,8	25	28	10
	PAP 2515 P10	14,4	25	28	15
	PAP 2520 P10	19,2	25	28	20
	PAP 2525 P10	24	25	28	25
28	PAP 2530 P10	28,8	25	28	30
	PAP 2540 P10	38,4	25	28	40
	PAP 2550 P10	48	25	28	50
	PAP 2820 P10	29,1	28	32	20
	PAP 2830 P10	43,7	28	32	30

Tolérances de montage préconisées :

Arbre	Logement
$d_w < 5$: h6	$d_G \leq 5,5$: H6
$5 \leq d_w < 80$: f7	$5,5 < d_G$: H7
$80 \leq d_w$: h8	

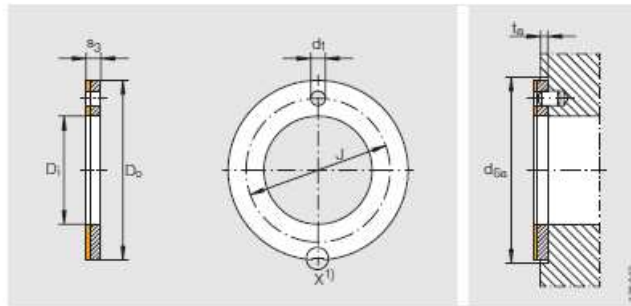
Jeux de fonctionnement, épaisseurs de paroi et tolérances des chanfreins, voir page 25 et suivantes.
Bagues avec dimensions spéciales sur demande.

Tableau de dimensions (en mm)					
Diamètre d'arbre	Désignation	Masse g	Dimensions		
			Di	Do	B ±0,25
30	PAP 3015 P10	23,3	30	34	15
	PAP 3020 P10	31,1	30	34	20
	PAP 3025 P10	38,8	30	34	25
	PAP 3030 P10	46,6	30	34	30
	PAP 3040 P10	62,1	30	34	40
32	PAP 3230 P10	49,5	32	36	30
	PAP 3240 P10	66	32	36	40
35	PAP 3520 P10	35,9	35	39	20
	PAP 3530 P10	53,9	35	39	30
	PAP 3540 P10	71,8	35	39	40
40	PAP 3550 P10	89,8	35	39	50
	PAP 4020 P10	40,8	40	44	20
	PAP 4030 P10	61,2	40	44	30
45	PAP 4040 P10	81,5	40	44	40
	PAP 4050 P10	102	40	44	50
	PAP 4530 P10	87	45	50	30
50	PAP 4540 P10	116	45	50	40
	PAP 4550 P10	145	45	50	50
	PAP 5020 P10	64	50	55	20
55	PAP 5030 P10	96	50	55	30
	PAP 5040 P10	128	50	55	40
	PAP 5060 P10	192	50	55	60
60	PAP 5540 P10	140	55	60	40
	PAP 5560 P10	210	55	60	60
	PAP 6030 P10	114	60	65	30
	PAP 6040 P10	152	60	65	40
	PAP 6060 P10	228	60	65	60
65	PAP 6070 P10	266	60	65	70
	PAP 6530 P10	123	65	70	30
	PAP 6540 P10	164	65	70	40
	PAP 6550 P10	205	65	70	50
	PAP 6560 P10	246	65	70	60
PAP 6570 P10	288	65	70	70	

Permaglide®
Rondelles

sans entretien,
 avec support en acier

Série PAW..P10



PAW

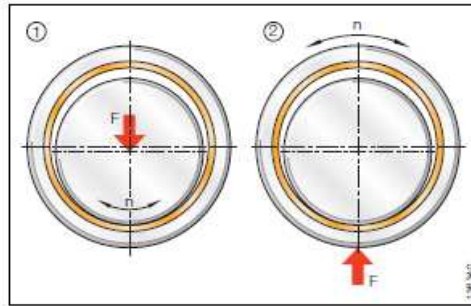
Tableau de dimensions (en mm)

Désignation	Masse g	Dimensions					Cotes de montage		
		D_i	D_o	\varnothing_3	J	d_1 +0,4 +0,1	t_a	d_{6a}	
PAW 10 P10	2,7	10	20	1,5	15	1,5	1	20	
PAW 12 P10	3,9	12	24	1,5	18	1,5	1	24	
PAW 14 P10	4,3	14	26	1,5	20	2	1	26	
PAW 16 P10	5,8	16	30	1,5	22	2	1	30	
PAW 18 P10	6,3	18	32	1,5	25	2	1	32	
PAW 20 P10	8,1	20	36	1,5	28	3	1	36	
PAW 22 P10	8,7	22	38	1,5	30	3	1	38	
PAW 26 P10	11,4	26	44	1,5	35	3	1	44	
PAW 28 P10	13,7	28	48	1,5	38	4	1	48	
PAW 32 P10	17,1	32	54	1,5	43	4	1	54	
PAW 38 P10	21,5	38	62	1,5	50	4	1	62	
PAW 42 P10	23,5	42	66	1,5	54	4	1	66	
PAW 48 P10	38,5	48	74	2	61	4	1,5	74	
PAW 52 P10	41	52	78	2	65	4	1,5	78	
PAW 62 P10	52	62	90	2	76	4	1,5	90	

Durée de vie nominale Permaglide® sans entretien P1

$$L_h = \frac{400}{(pv)^{1,2}} f_A \cdot f_p \cdot f_v \cdot f_\theta \cdot f_R$$

Facteurs de correction



Facteur de type de charge f_A

- charge fixe (arbre tournant, bague fixe) : $f_A = 1$
- charge tournante (arbre fixe, bague tournante) : $f_A = 2$
- rondelle : $f_A = 1$

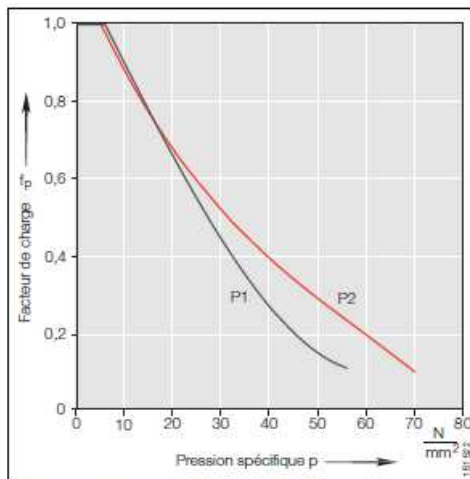


Fig. 4 - Facteur de charge f_p , Permaglide® P1, P2

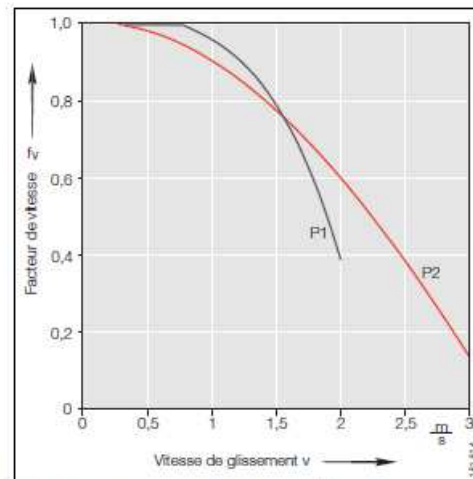


Fig. 5 - Facteur de vitesse f_v , Permaglide® P1, P2

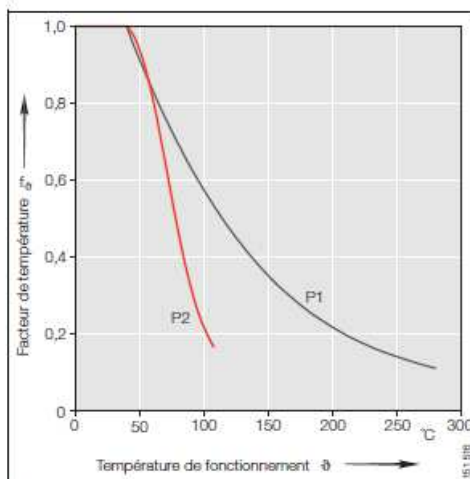


Fig. 6 - Facteur de température f_θ , Permaglide® P1, P2

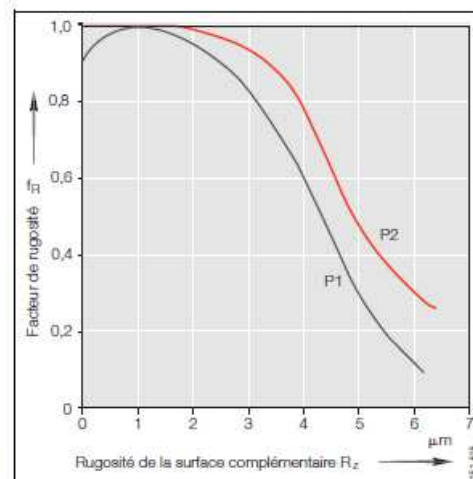


Fig. 7 - Facteur de rugosité f_R , Permaglide® P1, P2

2- Cotation fonctionnelle (voir page suivante et format A3)

- Expliciter la condition fonctionnelle a
- Tracer la chaîne de cotes sur le format A3
- Ecrire l'équation de projection de la cote condition fonctionnelle a .
En déduire l'équation de projection donnant a_{mini} .

$$a_{mini} =$$

- Expliciter la condition fonctionnelle b
- Tracer la chaîne de cotes sur le format A3
- Ecrire l'équation de projection de la cote condition fonctionnelle b .
En déduire l'équation de projection donnant b_{mini} .

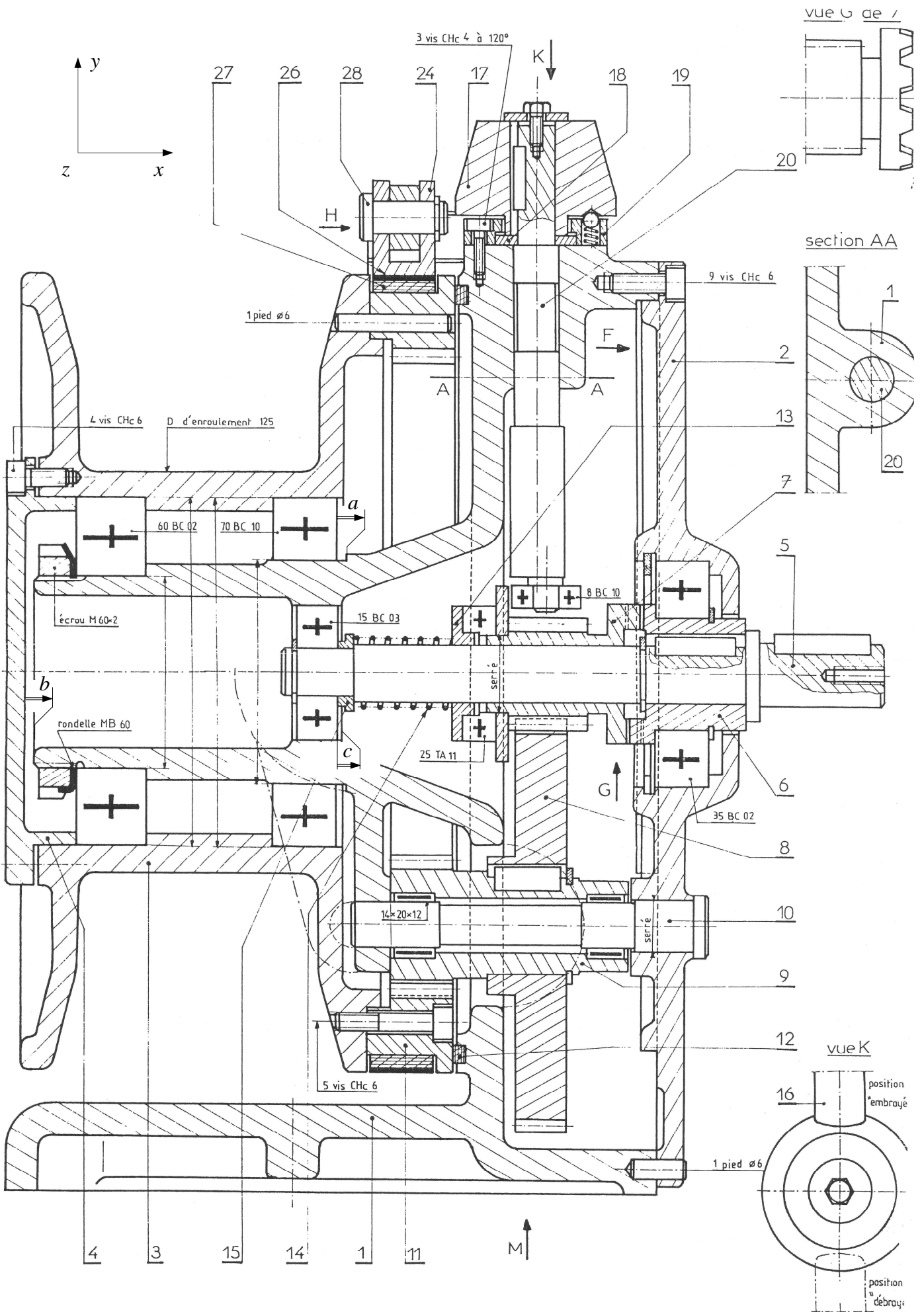
$$b_{mini} =$$

- Expliciter la condition fonctionnelle c
- Tracer la chaîne de cotes sur le format A3
- Ecrire l'équation de projection de la cote condition fonctionnelle c .
En déduire l'équation de projection donnant c_{mini} .

$$c_{mini} =$$

NOM :

PRENOM :



3- Vérification de la clavette d'extrémité de l'arbre d'entrée (5)

Données :

- Vitesse de rotation de l'arbre d'entrée : $N = 1450$ tr/min,
- Diamètre de l'arbre d'entrée : $d = 20$ mm,
- Longueur de la rainure de la clavette : $L_{\text{rainure}} = 30$ mm
- Effort maxi dans le câble : $F = 5000$ N
- Rendement global du treuil : $\eta = 0,8$

Notations utiles à l'étude :

- C_t : couple transmis,
- a : largeur de la clavette,
- b : hauteur de la clavette,
- L : longueur de la clavette,
- h : hauteur de contact clavette/alésage,
- p : pression de contact clavette/alésage.

Déterminer la largeur a et la hauteur b de la clavette :

$a =$ mm

$b =$ mm

Calculer le couple C_t transmis par la clavette
(vous détaillerez **impérativement** tous les calculs)

$C_t =$ Nm

Vos initiales :

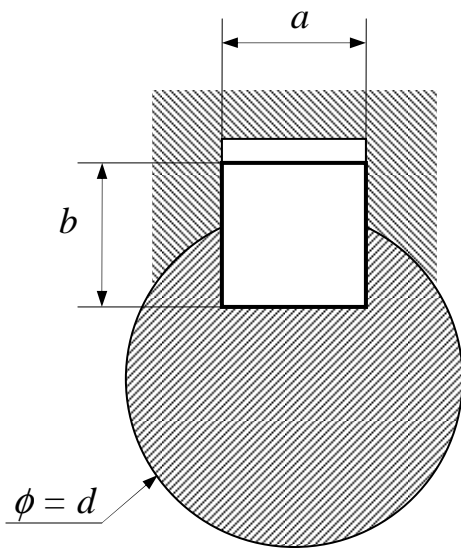
On se propose de calculer la pression de contact p entre la clavette et l'alésage, la hauteur h de contact entre la clavette et l'alésage est calculée de façon approchée.

Rappeler l'hypothèse retenue quant à la répartition de la pression de contact p entre la clavette et l'alésage :

Retrouver la relation :

$$p = \frac{4C_t}{bdL}$$

et compléter la figure ci-dessous :



Calculer la pression de contact entre la clavette et l'alésage

$p =$ MPa

Conclusion

DIMENSIONS DES CLAVETAGES POUR CLAVETTES USUELLES

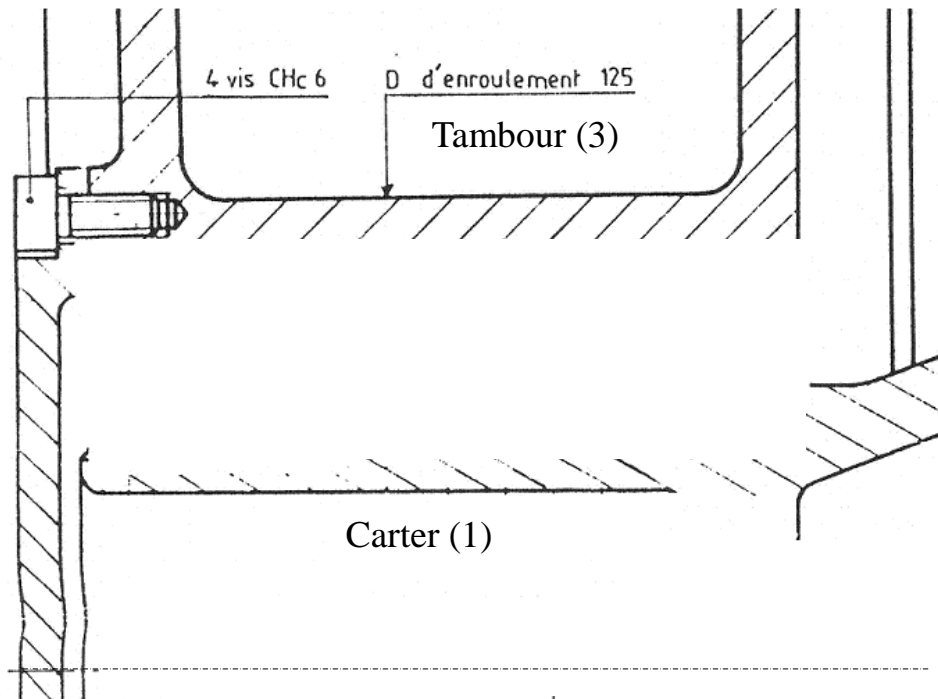
Arbre (1)	Clavette	Logement de clavette												
		Section nominale	a nom	a Tolérances sur a					j		k		r (2)	
				Clavetage										
				libre		normal		serré	nominal	tol	nominal	tol	min	max
arbre H9	moyeu D10	arbre N9	moyeu J9 _s	arbre et moyeu P9										
de 6 à 8	2 × 2	2	+25 0	+60 +20	-4 -29	±12,5	-6 -31	d-1,2	0 -100	d+1	+100 0	0,08	0,16	
de 9 à 10	3 × 3	3	+25 0	+60 +20	-4 -29	±12,5	-6 -31	d-1,8	0 -100	d+1,4	+100 0	0,08	0,16	
de 11 à 12	4 × 4	4	+30 0	+78 +30	0 -30	±15	-12 -42	d-2,5	0 -100	d+1,8	+100 0	0,08	0,16	
de 13 à 17	5 × 5	5	+30 0	+78 +30	0 -30	±15	-12 -42	d-3	0 -100	d+2,3	+100 0	0,16	0,25	
de 18 à 22	6 × 6	6	+30 0	+78 +30	0 -30	±15	-12 -42	d-3,5	0 -100	d+2,8	+100 0	0,16	0,25	
de 23 à 30	8 × 7	8	+36 0	+98 +40	0 -36	±18	-15 -51	d-4	0 -200	d+3,3	+200 0	0,16	0,25	
de 31 à 38	10 × 8	10	+36 0	+98 +40	0 -36	±18	-15 -51	d-5	0 -200	d+3,3	+200 0	0,25	0,4	
de 39 à 44	12 × 8	12	+43 0	+120 +50	0 -43	±21,5	-18 -61	d-5	0 -200	d+3,3	+200 0	0,25	0,4	
de 45 à 50	14 × 9	14	+43 0	+120 +50	0 -43	±21,5	-18 -61	d-5,5	0 -200	d+3,8	+200 0	0,25	0,4	
de 51 à 58	16 × 10	16	+43 0	+120 +50	0 -43	±21,5	-18 -61	d-6	0 -200	d+4,3	+200 0	0,4	0,6	
de 59 à 65	18 × 11	18	+43 0	+120 +50	0 -43	±21,5	-18 -61	d-7	0 -200	d+4,4	+200 0	0,4	0,6	
de 66 à 75	20 × 12	20	+52 0	+149 +65	0 -52	±26	-22 -74	d-7,5	0 -200	d+4,9	+200 0	0,4	0,6	
de 76 à 85	22 × 14	22	+52 0	+149 +65	0 -52	±26	-22 -74	d-9	0 -200	d+5,4	+200 0	0,7	1	
de 86 à 95	25 × 14	25	+52 0	+149 +65	0 -52	±26	-22 -74	d-9	0 -200	d+5,4	+200 0	0,7	1	
de 96 à 110	28 × 16	28	+52 0	+149 +65	0 -52	±26	-22 -74	d-10	0 -200	d+6,4	+200 0	0,7	1	
de 111 à 130	32 × 18	32	+62 0	+180 +80	0 -62	±31	-26 -88	d-11	0 -200	d+7,4	+200 0	0,7	1	
de 131 à 150	36 × 20	36	+62 0	+180 +80	0 -62	±31	-26 -88	d-12	0 -300	d+8,4	+300 0	1,2	1,6	
de 151 à 170	40 × 22	40	+62 0	+180 +80	0 -62	±31	-26 -88	d-13	0 -300	d+9,4	+300 0	1,2	1,6	
de 171 à 200	45 × 25	45	+62 0	+180 +80	0 -62	±31	-26 -88	d-15	0 -300	d+10,4	+300 0	1,2	1,6	
de 201 à 230	50 × 28	50	+62 0	+180 +80	0 -62	±31	-26 -88	d-17	0 -300	d+11,4	+300 0	2	2,5	
de 231 à 260	56 × 32	56	+74 0	+220 +100	0 -74	±37	-32 -106	d-20	0 -300	d+12,4	+300 0	2	2,5	
de 261 à 290	63 × 32	63	+74 0	+220 +100	0 -74	±37	-32 -106	d-20	0 -300	d+12,4	+300 0	2	2,5	
de 291 à 330	70 × 36	70	+74 0	+220 +100	0 -74	±37	-32 -106	d-22	0 -300	d+14,4	+330 0	2	2,5	
de 331 à 380	80 × 40	80	+74 0	+220 +100	0 -74	±37	-32 -106	d-25	0 -300	d+15,4	+300 0	3	3,5	
de 381 à 440	90 × 45	90	+87 0	+260 +120	0 -87	±43,5	-37 -124	d-28	0 -300	d+17,4	+300 0	3	3,5	
de 441 à 500	100 × 50	100	+87 0	+260 +120	0 -87	±43,5	-37 -124	d-31	0 -300	d+19,5	+300 0	3	3,5	

(1) *À titre indicatif pour les cas les plus courants.
La section de clavette correspondante est la plus forte section admissible pour l'arbre considéré ; l'emploi d'une clavette de section plus faible reste admis si la résistance de cette clavette est suffisante pour l'effort à transmettre.*

(2) *Le congé de rayon r peut être remplacé par un chanfrein de même valeur.*

4- Etude du montage des roulements de la liaison pivot ($S_1 - S_3$) entre le carter (1) et le tambour (3)

Sur le dessin ci-dessous à l'échelle 1 : 1, dessiner le montage des deux roulements à billes à contact oblique référence 7212 B, montés à centres de poussées éloignés (montage en O).

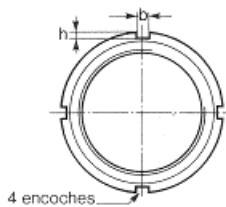
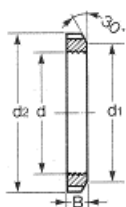


Roulements 7212 B :

- diamètre extérieur $D = 110$ mm
- diamètre intérieur $d = 60$ mm
- largeur $B = 22$ mm

10 - 200 ÉCROUS A ENCOCHES

d	numéro érou	filetage	dimensions mm					masse kg ≈	rondelle frein correspondante
			d2	d1	B	b	h		
10	KM 0	M 10x0,75	18	13,5	4	3	2,0	0,004	MB 0
12	KM 1	M 12x1,00	22	17,0	4	3	2,0	0,007	MB 1
15	KM 2	M 15x1,00	25	21,0	5	4	2,0	0,010	MB 2
17	KM 3	M 17x1,00	28	24,0	5	4	2,0	0,013	MB 3
20	KM 4	M 20x1,00	32	26,0	6	4	2,0	0,019	MB 4
25	KM 5	M 25x1,50	38	32,0	7	5	2,0	0,025	MB 5
30	KM 6	M 30x1,50	45	38,0	7	5	2,0	0,043	MB 6
35	KM 7	M 35x1,50	52	44,0	8	5	2,0	0,053	MB 7
40	KM 8	M 40x1,50	58	50,0	9	6	2,5	0,085	MB 8
45	KM 9	M 45x1,50	65	56,0	10	6	2,5	0,120	MB 9
50	KM 10	M 50x1,50	70	61,0	11	6	2,5	0,150	MB 10
55	KM 11	M 55x2,00	75	67,0	11	7	3,0	0,160	MB 11
60	KM 12	M 60x2,00	80	73,0	11	7	3,0	0,170	MB 12
65	KM 13	M 65x2,00	85	79,0	12	7	3,0	0,200	MB 13
70	KM 14	M 70x2,00	92	85,0	12	8	3,5	0,240	MB 14
75	KM 15	M 75x2,00	98	90,0	13	8	3,5	0,290	MB 15
80	KM 16	M 80x2,00	105	95,0	15	8	3,5	0,400	MB 16
85	KM 17	M 85x2,00	110	102,0	16	8	3,5	0,450	MB 17
90	KM 18	M 90x2,00	120	108,0	16	10	4,0	0,566	MB 18
95	KM 19	M 95x2,00	125	113,0	17	10	4,0	0,660	MB 19
100	KM 20	M 100x2,00	130	120,0	18	10	4,0	0,700	MB 20
105	KM 21	M 105x2,00	140	126,0	18	12	5,0	0,850	MB 21
110	KM 22	M 110x2,00	145	133,0	19	12	5,0	0,970	MB 22
115	KM 23	M 115x2,00	150	137,0	19	12	5,0	1,010	MB 23
120	KM 24	M 120x2,00	155	138,0	20	12	5,0	1,080	MB 24
125	KM 25	M 125x2,00	160	148,0	21	12	5,0	1,190	MB 25
130	KM 26	M 130x2,00	165	149,0	21	12	5,0	1,250	MB 26
135	KM 27	M 135x2,00	175	160,0	22	14	6,0	1,550	MB 27
140	KM 28	M 140x2,00	180	160,0	22	14	6,0	1,560	MB 28
145	KM 29	M 145x2,00	190	171,0	24	14	6,0	1,800	MB 29
150	KM 30	M 150x2,00	195	171,0	24	14	6,0	2,030	MB 30
155	KM 31	M 155x3,00	200	182,0	25	16	7,0	2,300	MB 31
160	KM 32	M 160x3,00	210	182,0	25	16	7,0	2,590	MB 32
165	KM 33	M 165x3,00	210	193,0	26	16	7,0	2,700	MB 33
170	KM 34	M 170x3,00	220	193,0	26	16	7,0	2,800	MB 34
180	KM 36	M 180x3,00	230	203,0	27	18	8,0	3,070	MB 36
190	KM 38	M 190x3,00	240	214,0	28	18	8,0	3,390	MB 38
200	KM 40	M 200x3,00	250	226,0	29	18	8,0	3,690	MB 40

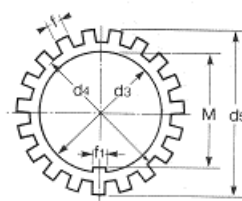
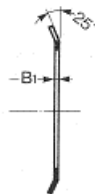


258

10 - 200 RONDELLES - FREIN



d3	numéro rondelle- frein	dimensions mm						masse kg ≈ (100 pièces)	écrou à encoches correspon- dant
		d5	d4	f1 max.	M	f max.	B1		
10	MB 0	21	13,5	3	8,5	3	1,00	0,13	KM 0
12	MB 1	25	17	3	10,5	3	1,00	0,19	KM 1
15	MB 2	28	21	4	13,5	4	1,00	0,25	KM 2
17	MB 3	32	24	4	15,5	4	1,00	0,31	KM 3
20	MB 4	36	26	4	18,5	4	1,00	0,35	KM 4
25	MB 5	42	32	5	23,0	5	1,25	0,64	KM 5
30	MB 6	49	38	5	27,5	5	1,25	0,78	KM 6
35	MB 7	57	44	6	32,5	5	1,25	1,00	KM 7
40	MB 8	62	50	6	37,5	6	1,25	1,23	KM 8
45	MB 9	69	56	6	42,5	6	1,25	1,50	KM 9
50	MB 10	74	61	6	47,5	6	1,25	1,60	KM 10
55	MB 11	81	67	8	52,5	7	1,25	1,96	KM 11
60	MB 12	86	73	8	57,5	7	1,50	2,53	KM 12
65	MB 13	92	79	8	62,5	7	1,50	2,90	KM 13
70	MB 14	98	85	8	66,5	8	1,50	3,34	KM 14
75	MB 15	104	90	8	71,5	8	1,50	3,56	KM 15
80	MB 16	112	95	10	76,5	8	1,75	4,64	KM 16
85	MB 17	119	102	10	81,5	8	1,75	5,24	KM 17
90	MB 18	126	108	10	86,5	10	1,75	6,23	KM 18
95	MB 19	133	113	10	91,5	10	1,75	6,70	KM 19
100	MB 20	142	120	12	96,5	10	1,75	7,65	KM 20
105	MB 21	145	126	12	100,5	12	1,75	8,26	KM 21
110	MB 22	154	133	12	105,5	12	1,75	9,40	KM 22
115	MB 23	159	137	12	110,5	12	2,00	10,80	KM 23
120	MB 24	164	138	14	115,0	12	2,00	10,50	KM 24
125	MB 25	170	148	14	120,0	12	2,00	11,80	KM 25
130	MB 26	175	149	14	125,0	12	2,00	11,30	KM 26
135	MB 27	185	160	14	130,0	14	2,00	14,40	KM 27
140	MB 28	192	160	16	135,0	14	2,00	14,20	KM 28
145	MB 29	202	171	16	140,0	14	2,00	16,80	KM 29
150	MB 30	205	171	16	145,0	14	2,00	15,50	KM 30
155	MB 31	212	182	16	147,5	16	2,50	20,90	KM 31
160	MB 32	217	182	18	154,0	16	2,50	22,20	KM 32
165	MB 33	222	193	18	157,5	16	2,50	24,10	KM 33
170	MB 34	232	193	18	164,0	16	2,50	24,70	KM 34
180	MB 36	242	203	20	174,0	18	2,50	26,80	KM 36
190	MB 38	252	214	20	184,0	18	2,50	27,80	KM 38
200	MB 40	262	226	20	194,0	18	2,50	29,30	KM 40



259

5- Schéma cinématique

Tracer, en 2D, le schéma cinématique du treuil dans la phase d'enroulement du câble.
On fera figurer le système de débrayage, le frein ainsi que le crabot.

51- Classes d'équivalence

Définir les classes d'équivalence à partir de la nomenclature ci-dessous. **On retiendra pour définir chaque classe le numéro le plus petit parmi les pièces qui la constituent.**

1	1	Carter		
2	1	Couvercle de carter		
3	1	Tambour		
4	1	Couvercle de tambour		
5	1	Arbre d'entrée		
6	1	Douille à crabot		
7	1	Pignon d'entrée		$z_7 = 16$ dents
8	1	Roue dentée		$z_8 = 63$ dents
9	1	Pignon arbré		$z_9 = 20$ dents
10	1	Arbre intermédiaire		
11	1	Couronne dentée		$z_{11} = 99$ dents
12	1	Joint d'étanchéité		
13	1	Plaque de butée		
14	1	Ressort		
15	1	Rondelle d'appui du ressort		
16	1	Levier de débrayage		
17	1	Moyeu de levier de débrayage		
18	1	Rondelle d'arrêt		
19	1	Plaque d'arrêt		
20	1	Axe de commande de débrayage		
29	1	Plaque de butée de pignon d'entrée		Serrée sur 7
Rep	Nb	Désignation	Matière	Observations

{ } = {

{ } = {

{ } = {

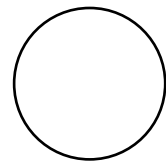
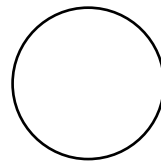
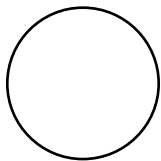
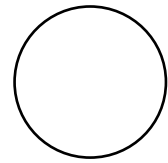
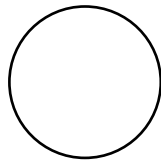
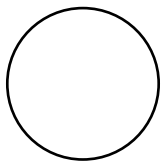
{ } = {

{ } = {

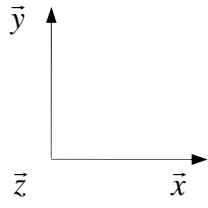
{ } = {

52- Graphe des liaisons

En se référant à la base définie sur le plan d'ensemble page précédente, tracer le graphe des liaisons.



53- Représenter le schéma cinématique en 2D



ANNEXES

Guide pratique des sciences
et technologies industrielles
J.L. Fanchon (avril 2009)

Liaison	degré de liberté	Schéma plan	Perspective						
<p>ENCASTREMENT</p>	0								
<p>PIVOT (axe X)</p> <table border="1"> <tr> <td>R_x</td> <td>T_x</td> </tr> <tr> <td>R_y</td> <td>T_y</td> </tr> <tr> <td>R_z</td> <td>T_z</td> </tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	1		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>GLISSIÈRE (axe X)</p> <table border="1"> <tr> <td>R_x</td> <td>T_x</td> </tr> <tr> <td>R_y</td> <td>T_y</td> </tr> <tr> <td>R_z</td> <td>T_z</td> </tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	1		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>HÉLICOÏDALE (axe X)</p> <table border="1"> <tr> <td>$R_x + T_x$</td> <td></td> </tr> <tr> <td>R_y</td> <td>T_y</td> </tr> <tr> <td>R_z</td> <td>T_z</td> </tr> </table>	$R_x + T_x$		R_y	T_y	R_z	T_z	1		
$R_x + T_x$									
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>PIVOT GLISSANT (axe X)</p> <table border="1"> <tr> <td>R_x</td> <td>T_x</td> </tr> <tr> <td>R_y</td> <td>T_y</td> </tr> <tr> <td>R_z</td> <td>T_z</td> </tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	2		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								

Liaison	degré de liberté	Schéma plan	Perspective						
<p>SPHÉRIQUE À DOIGT (Y)</p> <table border="1"> <tr><td>R_x</td><td>T_x</td></tr> <tr><td>R_y</td><td>T_y</td></tr> <tr><td>R_z</td><td>T_z</td></tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	2		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>SPHÉRIQUE OU ROTULE</p> <table border="1"> <tr><td>R_x</td><td>T_x</td></tr> <tr><td>R_y</td><td>T_y</td></tr> <tr><td>R_z</td><td>T_z</td></tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	3		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>APPUI PLAN (normale Y)</p> <table border="1"> <tr><td>R_x</td><td>T_x</td></tr> <tr><td>R_y</td><td>T_y</td></tr> <tr><td>R_z</td><td>T_z</td></tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	3		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>LIGNÉAIRE RECTILIGNE (axe X, normale Y)</p> <table border="1"> <tr><td>R_x</td><td>T_x</td></tr> <tr><td>R_y</td><td>T_y</td></tr> <tr><td>R_z</td><td>T_z</td></tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	4		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>SPHÈRE CYLINDRE (axe X)</p> <table border="1"> <tr><td>R_x</td><td>T_x</td></tr> <tr><td>R_y</td><td>T_y</td></tr> <tr><td>R_z</td><td>T_z</td></tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	4	<p>(ou linéaire annulaire)</p>	
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								
<p>SPHÈRE PLAN OU PONCTUELLE (normale Y)</p> <table border="1"> <tr><td>R_x</td><td>T_x</td></tr> <tr><td>R_y</td><td>T_y</td></tr> <tr><td>R_z</td><td>T_z</td></tr> </table>	R_x	T_x	R_y	T_y	R_z	T_z	5		
R_x	T_x								
R_y	T_y								
R_z	T_z								