

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.



Document MDCM 60350 ATTICHY

Signature :

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

Vos initiales :

UTBM_P 2013_TN21_Final

PREMIERE PARTIE

Etude d'un tambour moteur

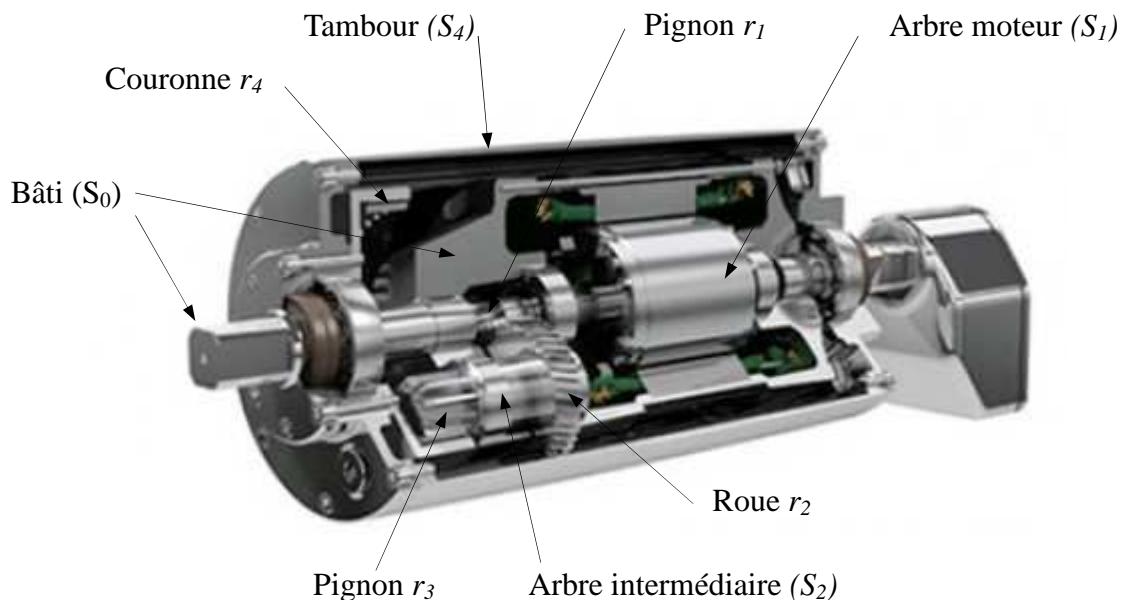
On se propose d'étudier un tambour moteur installé sur un transporteur à courroie.

Le moteur (M) fait l'objet d'une liaison complète avec le bâti fixe (S_0).

La chaîne cinématique comprend un engrenage ($1 - 2$) cylindrique à denture hélicoïdale et un engrenage ($3 - 4$) à denture droite.

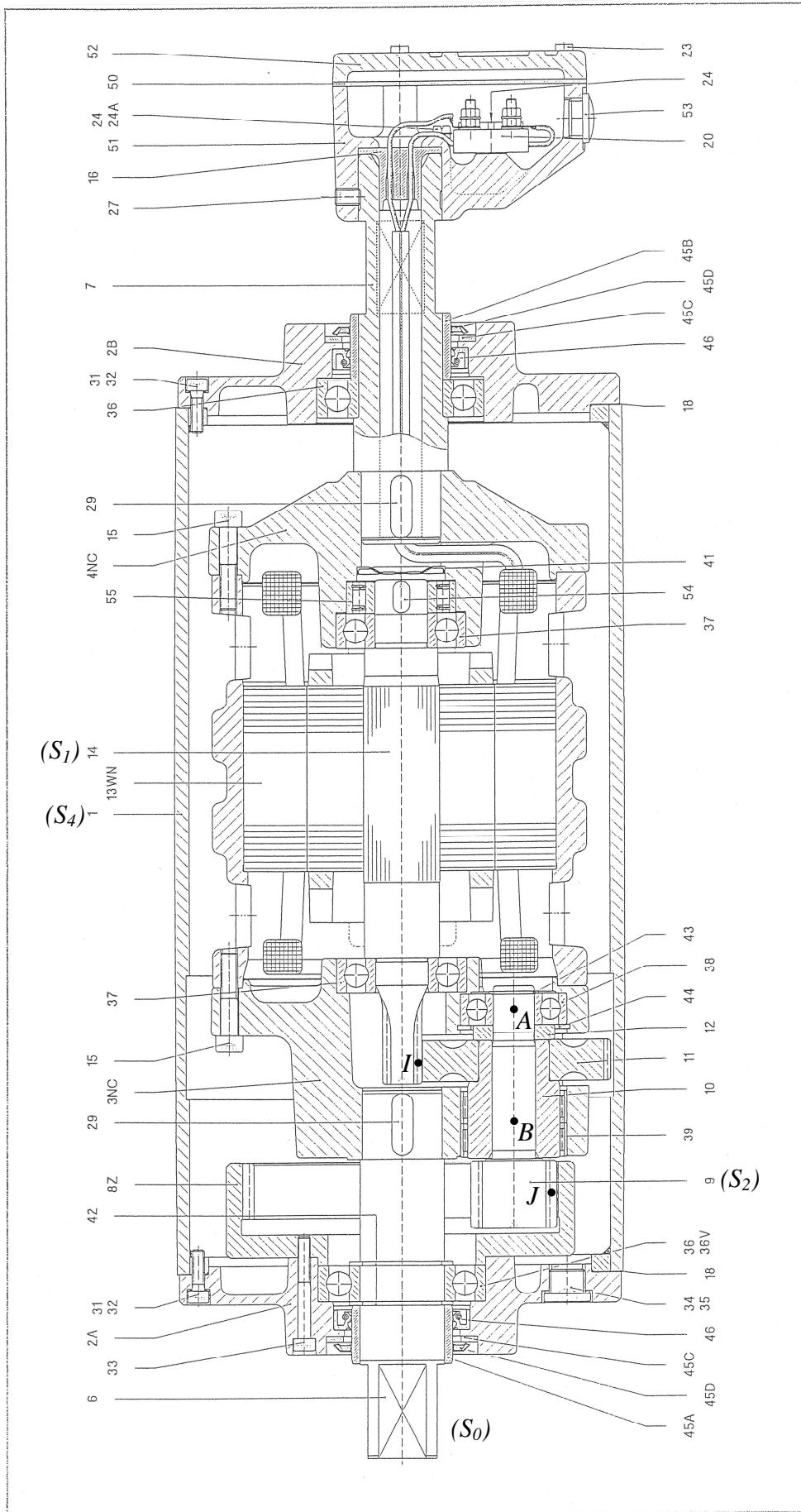
Données :

- Moteur (M) : Puissance $P_1 = 3,14$ kW, vitesse de rotation $N_1 = 1500$ tr/min
- Engrenage ($1 - 2$) : $r_1 = 16$ mm, $r_2 = 80$ mm
- Engrenage ($3 - 4$) : $r_3 = 25$ mm, $r_4 = 121$ mm
- Tambour (T) : Rayon extérieur : $r = 200$ mm
- Durée de vie souhaitée : $L_S = 10\ 000$ heures



1	1	Tambour		$r = 200$ mm
2A	1	Flasque d'extrémité de tambour gauche		
2B	1	Flasque d'extrémité de tambour droit		
3NC	1	Carter de réducteur		
4NC	1	Flasque de carter moteur		
6	1	Arbre de sortie		
7	1	Arbre creux		
8Z	1	Couronne		$r_4 = 121$ mm
9-10	1	Pignon et bague		$r_3 = 25$ mm
11	1	Roue dentée		$r_2 = 80$ mm
12	1	Entretoise		
13WN	1	Stator moteur		
14	1	Rotor moteur		$r_1 = 16$ mm

15	16	Vis CHc		
16	1	Passage des câbles		
18	1	Joint plat		
20	1	Connecteur d'extrémité		
23	1	Vis		
24	1	Vis		
24A	1	Rondelle		
29	1	Clavette à bouts ronds		
31	16	Vis		
32	16	Rondelle		
33	12	Vis CHc		
34	1	Bouchon de remplissage		
35	1	Rondelle		
36	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
36V	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
37	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
38	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
39	1	Douille à aiguilles		
41	1	Joint tôle		
42	2	Circlips		
43	1	Circlips		
44	1	Circlips		
45A	1	Entretoise de portée de joint gauche		
45B	1	Entretoise de portée de joint droite		
45C	1	Rondelle de joint gamma		
45D	1	Joint gamma		
46	1	Joint à lèvres		
50	1	Joint plat		
51	1	Boitier de connexion		
52	1	Couvercle de boitier de connexion		
53	1	Bouchon obturateur		
54	1	Clavette à bouts ronds		
55	1	Roulement à rouleaux cylindriques		
57	1	Plaque signalétique		
Rep		Désignation	Matière	Observations



Vos initiales :

1- Etude de la liaison pivot ($S_0 - S_2$) entre le bâti fixe (S_0) et l'arbre intermédiaire (S_2)

On se propose d'étudier deux solutions différentes par roulements pour réaliser cette liaison.

(Vous pouvez passer directement à la question 16 si vous ne parvenez pas à traiter les questions 11, 12 et 15)

On note :

$$\{\text{Bâti fixe } (S_0) \rightarrow (S_2) \text{ en } A\} =_A \{X_A \vec{x} + Y_A \vec{y} + Z_A \vec{z} ; \vec{0}\}$$

$$\{\text{Bâti fixe } (S_0) \rightarrow (S_2) \text{ en } B\} =_B \{X_B \vec{x} + Y_B \vec{y} + Z_B \vec{z} ; \vec{0}\}$$

$$\{\text{Pignon moteur } (S_1) \rightarrow (S_2)\} =_I \{A_{12} \vec{x} - R_{12} \vec{y} + T_{12} \vec{z} ; \vec{0}\}$$

$$\text{avec: } A_{12} = T_{12} \tan\beta \text{ et } R_{12} = T_{12} \frac{\tan\alpha}{\cos\beta}$$

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

$$\{\text{Couronne du tambour } (S_3) \rightarrow (S_2)\} =_J \{R_{34} \vec{y} + T_{34} \vec{z} ; \vec{0}\}$$

$$\text{avec: } R_{34} = T_{34} \tan\alpha$$

$$\alpha = 20^\circ$$

11- Calculer le couple moteur C_m disponible sur l'arbre moteur (S_1)

$C_m =$	N.m
---------	-----

12- Calculer, à partir de C_m et de r_1 , la composante tangentielle T_{12} .

En déduire les valeurs des composantes R_{12} et A_{12}

$T_{12} =$	N
------------	---

$R_{12} =$	N
------------	---

$A_{12} =$	N
------------	---

13- Calculer la vitesse de rotation N_2 de l'arbre intermédiaire (S_2)

$N_2 =$	tr/min
---------	--------

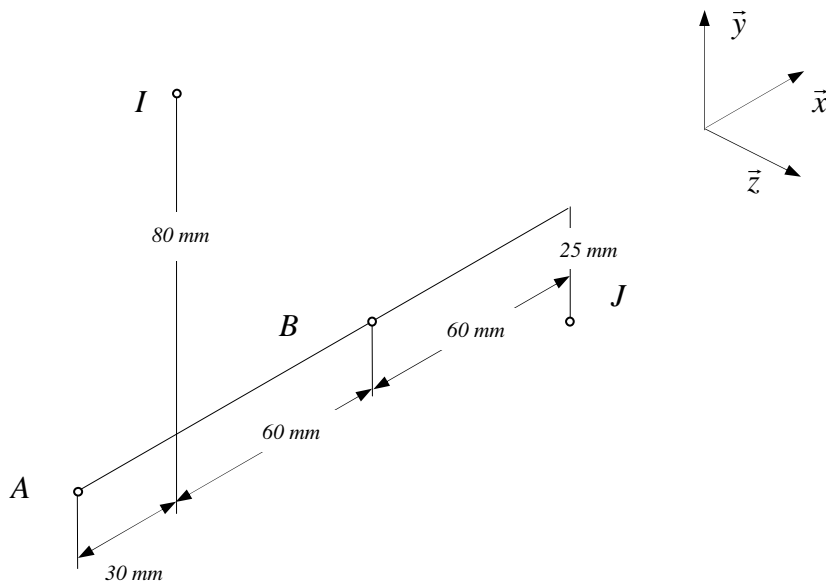
14- Calculer la vitesse de rotation N_4 du tambour (S_4)

$N_4 =$	tr/min
---------	--------

15- Déterminer les efforts supportés par chacun des deux roulements de centres A et B .

On isole l'arbre intermédiaire (S_2)

Représenter sur la figure ci-dessus les composantes des torseurs des actions extérieures à (S_2)



Ecrire les six équations d'équilibre de l'ensemble (S_2)

*) $\vec{s}\{\overline{S_2} \rightarrow S_2\} = \vec{0}$

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

*) $\vec{M}(A)\{\overline{S_2} \rightarrow S_2\} = \vec{0}$

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

*) Résoudre les équations (E_2) à (E_6) et calculer numériquement

- (E_4) : Composante T_{34}

$$T_{34} = N$$

Composante R_{34}

$$R_{34} = N$$

- (E_5) : Composante Z_B

$$Z_B = N$$

- (E_6) : Composante Y_B

$$Y_B = N$$

- (E_3) : Composante Z_A

$$Z_A = N$$

- (E_2) : Composante Y_A

$$Y_A = N$$

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

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

*) Rappeler l'intensité ainsi que le sens de la charge axiale A supportée par l'arbre intermédiaire

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

Pour la question 16, on prendra impérativement :

$$F_{RA} = 1960 \text{ N}, \quad F_{RB} = 7270 \text{ N} \text{ et } A = 720 \text{ N dirigée de } A \text{ vers } B.$$

16- Calcul de la durée de vie des roulements *Rlt A* et *Rlt B*

On se propose d'étudier deux montages différents.

Montage M_1 :

- Roulement *Rlt A* : roulement à une rangée de billes à contact radial de diamètre intérieur $d = 30$ mm
- Roulement *Rlt B* : douille à aiguilles avec fond pour diamètre d'arbre $d = 30$ mm

*) A partir de la durée de vie souhaitée L_S du tambour moteur et de la vitesse de rotation N_2 de l'arbre intermédiaire, calculer la durée de vie $L_{10}(S_2)$, en Mtr, de l'arbre intermédiaire (S_2)

$$L_{10}(S_2) = \quad \text{Mtr}$$

*) A partir de la durée de vie $L_{10}(S_2)$, calculer le rapport $\left(\frac{C}{P}\right)_A$ requis pour le roulement *Rlt A*

$$\left(\frac{C}{P}\right)_A =$$

*) Montrer que le roulement 6006 ($C = 12,6$ kN, $C_0 = 8,2$ kN) convient pour le roulement *Rlt A*.

$$\left(\frac{C}{P}\right)_{6006} =$$

*) A partir de la durée de vie $L_{10}(S_2)$, calculer le rapport $\left(\frac{C}{P}\right)_B$ requis pour le roulement *Rlt B*

$$\left(\frac{C}{P}\right)_B =$$

Vos initiales :

UTBM_P 2013_TN21_Final

*) A partir des caractéristiques ci-dessous, déterminer la douille à aiguilles qui convient pour le roulement *Rlt B*

Référence	C en N
HK 3012	12100
HK 3016	17200
HK 3020	22000
HK 3026	28000
HK 3038	37500

HK 30 _ _

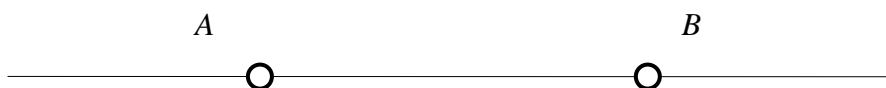
Montage M_2 : Les roulements *Rlt A* et *Rlt B* sont des roulements à rouleaux coniques montés à centres de poussées rapprochés.

Roulement <i>Rlt A</i>	Roulement <i>Rlt B</i>
32006	31306
$C = 38,5 \text{ kN}$	$C = 52 \text{ kN}$
$e = 0,43$	$e = 0,81$
$Y = 1,39$	$Y = 0,74$

*) Rappeler le rapport $\left(\frac{C}{P}\right)$ requis pour les roulements *Rlt A* et *Rlt B*

$\left(\frac{C}{P}\right) =$

*) 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 rapports $\left(\frac{C_1}{P_1}\right)$ et $\left(\frac{C_2}{P_2}\right)$

$\frac{C_1}{P_1} =$	$\frac{C_2}{P_2} =$
---------------------	---------------------

17- Ajustements proposés pour le **montage M_2** 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 un ajustement pour chacune des bagues :
 - * bague extérieure *Rlt A* :
 - * bague intérieure *Rlt A* :
 - * bague extérieure *Rlt B* :
 - * bague intérieure *Rlt B* :

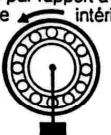



ROULEMENTS A BILLES A CONTACT RADIAL

$\frac{F_A}{C_0}$	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

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

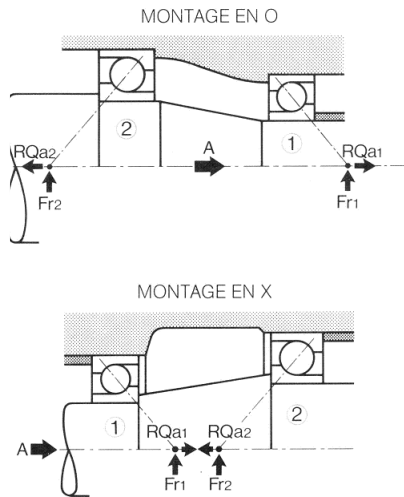
$$Y = \frac{0,44}{e}$$

AJUSTEMENTS RECOMMANDES POUR LES ROULEMENTS

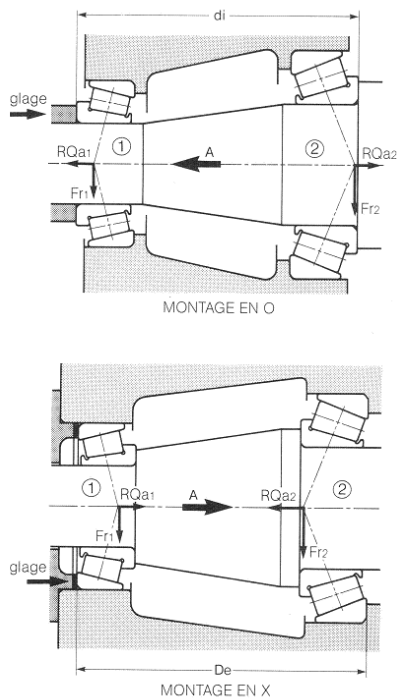
ARBRES			LOGEMENTS			
Bague libre sur sa portée	g 6	Roues Débattement axial exigé (dilatation, réglage).	Direction de la charge fixe par rapport à la bague intérieure. 	Charges normales $\frac{P}{C} > 5$	M 7 N 7	Poulies folles Galets tendeurs Roues
Cas général	j 6	Poulie folle Galet tendeur		Très fortes charges Fortes charges avec choc $\frac{P}{C} < 5$	N 7 P 7	Matériel ferroviaire Gros roulements à rouleaux
Charges normales $\frac{P}{C} > 5$	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 $\frac{P}{C} < 5$	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 $\frac{F_r}{2Y}$:

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 :

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

DEUXIEME PARTIE

Etude de liaisons du tambour moteur

Etude de la liaison (Tambour (1) – Ensemble (6-3NC-4NC-7)) voir plan d'ensemble

- Nom de cette liaison :

- Cette liaison est réalisée techniquement au moyen de deux liaisons élémentaires. Pour chacune d'elles, donner son nom et indiquer les solutions techniques retenues pour la réaliser.

* liaison avec l'arbre (6)

Nom :

Solutions techniques :

* liaison avec l'arbre (7)

Nom :

Solutions techniques :

- Quelle est la bague des roulements qui est montée serrée et quelle est celle qui est montée libre (*cas de charges normales*) :

* bague extérieure :

* bague intérieure :

- Proposer un ajustement pour chacune des bagues :

* bague extérieure *Rlt A* :

* bague extérieure *Rlt B* :

* bague intérieure *Rlt A* :

* bague intérieure *Rlt B* :

Etude de la liaison (Flasque de tambour gauche (2A) – Couronne (8Z))

- Nom de cette liaison :
- Solutions technologiques retenues :

TROISIEME PARTIE

Cotation fonctionnelle du tambour moteur

- 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} .

$$c_{mini} =$$

QUATRIEME PARTIE

Etude d'une douille à billes

On réalise une liaison glissière aux moyens d'une douille à billes référence *KN 4080*.

Données :

- Douille KN 4080 : $C = 7500$ N, $C_0 = 4950$ N, longueur $\mathcal{C} = 80$ mm
- En fonctionnement : Charge radiale $F = 2475$ N, couple de renversement $M = 16$ N.m
- A l'arrêt : Charge radiale $F = 2475$ N
- Dureté de l'arbre : 57 HRC

$$L_{10} = \left(\frac{C_{eff}}{P} \right)^3 \quad C_{eff} = C \frac{f_H f_S}{f_M}$$
$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} f_{H0} f_{S0}$$

f_H, f_{H0} : facteur de dureté

f_S, f_{S0} : facteur d'orientation de charge

f_M : facteur de couple de renversement

11- Calculer la durée de fonctionnement L_{10} de la douille à billes

$L_{10} =$	10^5 m
------------	----------

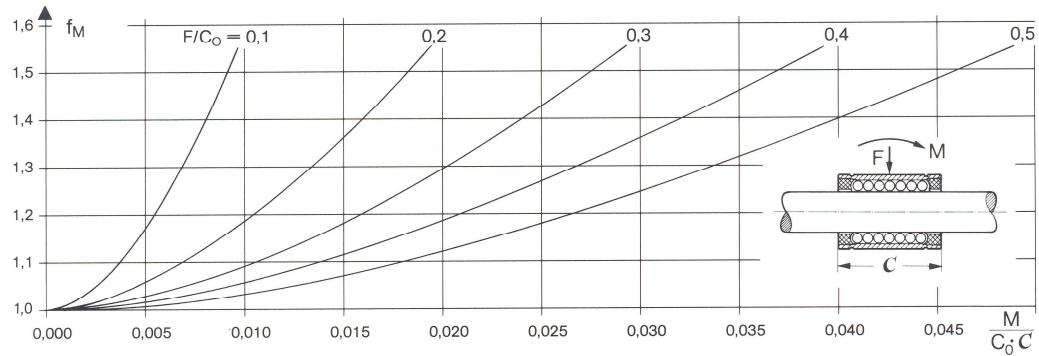
12- Calculer le facteur de sécurité s_0

$s_0 =$

Calcul de la durée de fonctionnement des douilles à billes

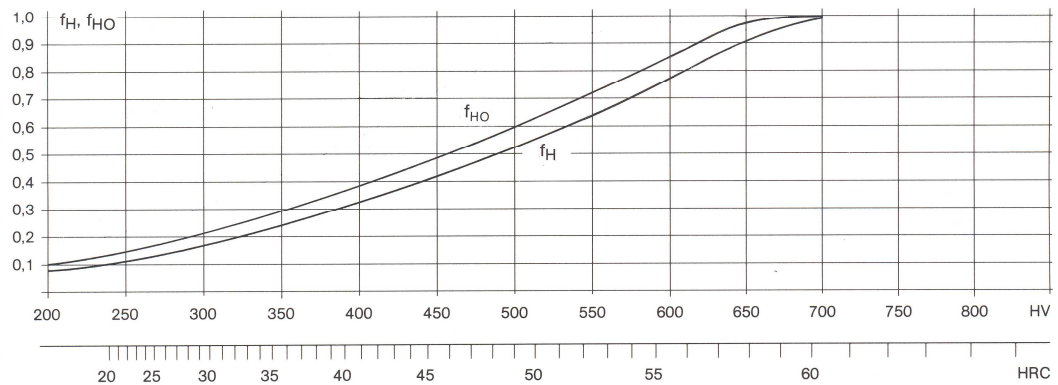
f_M

f_M est le facteur de couple de renversement. Il s'applique dans les cas de charges combinées lorsqu'il n'est pas possible de prévoir 2 douilles par arbre.








f_H
(f_{HO})

f_H est le facteur de dureté donné en fonction de la dureté de l'arbre.



f_S
(f_{SO})

f_S est le facteur d'orientation de charge

\varnothing arbre												
	Tous types	Tous types	KB.., KBS..	KB.., KBS..	KH	KH	KBO	KBO	KBO	KBO	KBO	KBO
	f_S	f_{SO}	f_S	f_{SO}	f_S	f_{SO}	f_S	f_{SO}	f_S	f_{SO}	f_S	f_{SO}
6, 8, 10	1	1	—	—	1,15	1,40	—	—	—	—	—	—
14	1	1	—	—	1,20	1,45	—	—	—	—	—	—
12, 16	1	1	1,20	1,45	1,20	1,45	1,05	1,15	0,85	0,85	0,45	0,40
20, 25	1	1	1,05	1,30	1,05	1,30	1	1	1	1	0,55	0,55
30	1	1	1,05	1,30	1	1,15	1	1	1	1	0,55	0,55
40, 50	1	1	1,05	1,30	1	1,10	1	1	1	1	0,55	0,55

CINQUIEME PARTIE

Etude d'un palier lisse

On se propose d'étudier un palier lisse en **Permaglide® P1** (sans entretien) de la marque **INA**

On retient pour ce palier radial et axial :

- 1 bague *PAP 5040 P10* (charge radiale fixe : $F_R = 30000$ N)
- 1 rondelle *PAW 52 P10* (charge axiale : $A = 26600$ N)

Données :

- pression spécifique $p \leq 56$ MPa (N/mm²)
- vitesse de glissement $v \leq 2$ m/s
- $0,03 \leq pv \leq 1,8$ MPa . m/s
- température de fonctionnement : $\theta = 40^\circ$
- rugosité de l'arbre : $R_Z = 3$ μ m
- vitesse de rotation de l'arbre d'entrée (5) : $N = 10$ tr/min

1- Etude du palier radial

*) 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_{h_radial}

$L_{h_radial} =$	heures
-------------------	--------

2- 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_{h_axial}

$L_{h_axial} =$	heures
------------------	--------

PALIERIS LISSES PERMAGLIDE®

Tableaux de dimensions

Permaglide®

Bagues

sans entretien, avec support en acier

Série PAP..P10

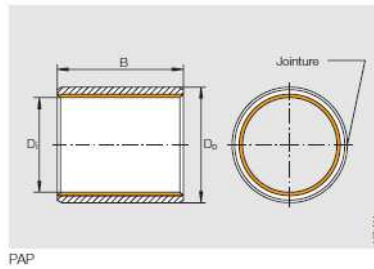


Tableau de dimensions (en mm)					
Diamètre d'arbre	Désignation	Masse g	Dimensions		
			Di	Do	B ±0,25
20	PAP 2010 P10	7,8	20	23	10
	PAP 2015 P10	11,7	20	23	15
	PAP 2020 P10	15,6	20	23	20
	PAP 2025 P10	19,5	20	23	25
	PAP 2030 P10	23,4	20	23	30
22	PAP 2215 P10	12,7	22	25	15
	PAP 2220 P10	17	22	25	20
	PAP 2225 P10	21,3	22	25	25
	PAP 2230 P10	25,5	22	25	30
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
	PAP 2430 P10	27,7	24	27	30
25	PAP 2510 P10	9,6	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
	PAP 2530 P10	28,8	25	28	30
	PAP 2540 P10	38,4	25	28	40
28	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	

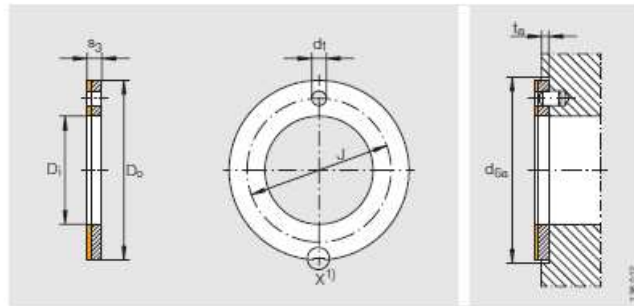
Jeux de fonctionnement, épaisseurs de paroi et tolérances des chanfreins, voir page 25 et suivantes.
Bagues avec dimensions spéciales sur demande.

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
40	PAP 4040 P10	81,5	40	44	40
	PAP 4050 P10	102	40	44	50
45	PAP 4530 P10	87	45	50	30
	PAP 4540 P10	116	45	50	40
	PAP 4550 P10	145	45	50	50
50	PAP 5020 P10	64	50	55	20
	PAP 5030 P10	98	50	55	30
	PAP 5040 P10	128	50	55	40
	PAP 5060 P10	192	50	55	60
55	PAP 5540 P10	140	55	60	40
	PAP 5560 P10	210	55	60	60
60	PAP 6030 P10	114	60	65	30
	PAP 6040 P10	152	60	65	40
	PAP 6060 P10	228	60	65	60
	PAP 6070 P10	266	60	65	70
65	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



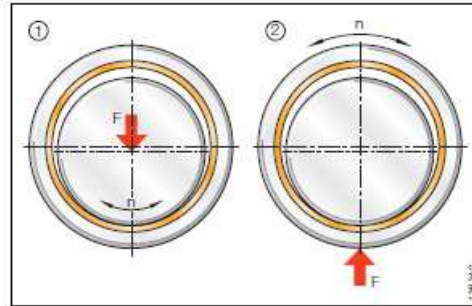
PAW

Tableau de dimensions (en mm)								
Désignation	Masse g	Dimensions					Cotes de montage	
		D _i +0,25	D _o -0,25	s ₃ -0,05	J ±0,12	d ₁ +0,4 +0,1	t _a ±0,2	d _{Ga} +0,12
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 : $f_A = 1$

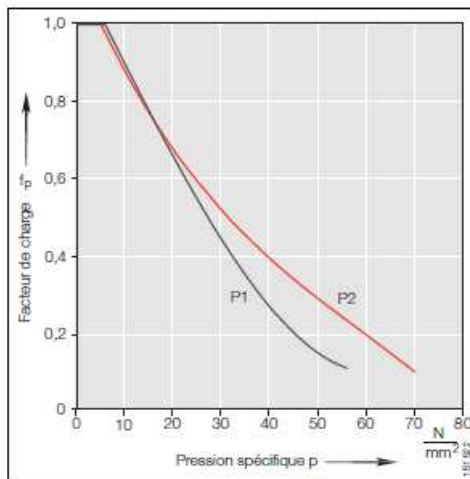


Fig. 4 · Facteur de charge f_p , Permaglide® P1, P2

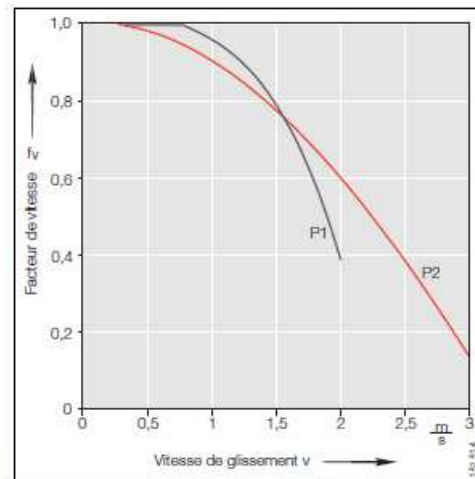


Fig. 5 · Facteur de vitesse f_v , Permaglide® P1, P2

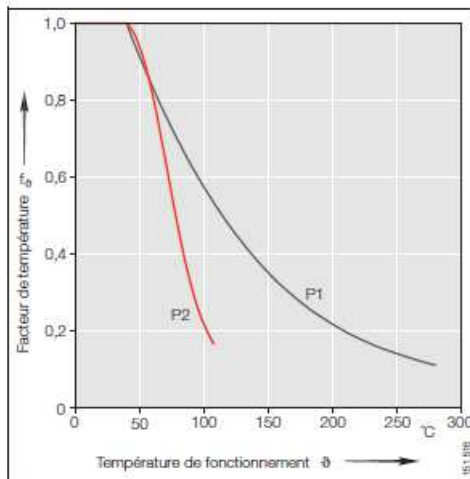


Fig. 6 · Facteur de température f_θ , Permaglide® P1, P2

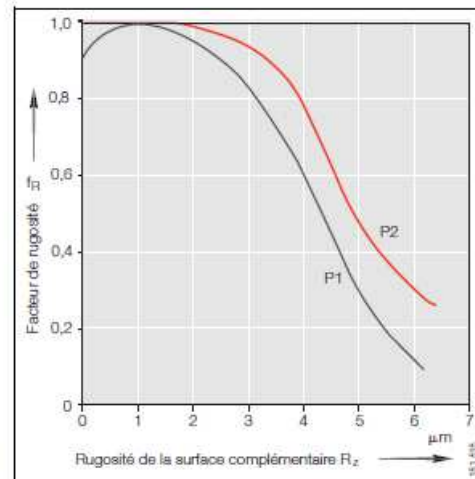


Fig. 7 · Facteur de rugosité f_R , Permaglide® P1, P2